

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AŞIRI DOLDURMALI DİZEL BİR MOTORDA ARA
SOĞUTMANIN (*AFTERCOOLING*) MOTOR
PERFORMANSI VE EGZOZ EMİSYONLARINA
ETKİSİNİN DENEYSEL ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Mustafa ÖZÜLKÜ**

Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Programı : OTOMOTİV

MAYIS 2002

**AŞIRI DOLDURMALI DİZEL BİR MOTORDA ARA
SOĞUTMANIN (*AFTERCOOLING*) MOTOR
PERFORMANSI VE EGZOZ EMİSYONLARINA
ETKİSİNİN DENEYSEL ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Mustafa ÖZÜLKÜ
(503981085)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 13 Mayıs 2002
Tezin Savunulduğu Tarih : 27 Mayıs 2002**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr. Metin ERGENEMAN
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Cem SORUŞBAY
Prof.Dr. Ahmet ARISOY**

MAYIS 2002

ÖNSÖZ

Bu çalışmada, egzoz türbini ile aşırı doldurmalı, 6 silindirli, dört zamanlı, yüksek basınçta (1400 bar) püskürtme sistemine sahip, alttan kamlı, su soğutmalı, dizel bir motorda ara soğutmanın (*aftercooling ya da charge air cooling*) motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi incelenmiştir.

Bu çalışma, Ford_OTOSAN A.Ş.'nin ağır hizmet taşıtlarında kullanılacak yeni dizel motoru (NHDD) ürün geliştirme çalışması kapsamında gerçekleştirilmiştir. Bu vesile ile Ford_OTOSAN'a, Proje Yürütücüsü Sn. Ergün Güraslan'a ve Sn. Ahmet Ersoy'a teşekkürlerimi sunarım. Deneysel çalışmalarda Ford_OTOSAN NHDD (*New Heavy Duty Diesel*) dizel motoru kullanılmıştır. Deneyler Ford_OTOSAN İstanbul Fabrikası'ndaki ürün geliştirme test dinamometresinde gerçekleştirilmiştir.

Aşırı doldurmalı dizel motorlarında ara soğutma ile ilgili bu çalışma 27 Ekim 2000 tarihinde A.I.O.S A.Ş.'de ISUZU 4HE1_T ara soğutucusuz turbo dizel motora ara soğutucu uygulaması projesi ile başladı. 13 ay süreyle bu motora ara soğutucu ilave edilmesi ile ilgili olarak hem proje hem de tez çalışması bazında çalışma sürdürüldü. Ülkemizde yaşanan ekonomik kriz nedeniyle çalışma ISUZU 4HE1_T motorunda tamamlanamadı. 12 Şubat 2002 tarihinde deney motoru olarak Ford_OTOSAN NHDD motorunun kullanılması konusunda firmadan izin alındı ve 7 Mayıs 2002 tarihinde deneysel çalışmalar tamamlandı.

Bu çalışmanın yürütülmesi esnasında, çalışmanın başlangıcından itibaren her türlü yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen öncelikle tez danışmanım Prof. Dr. Metin ERGENEMAN'a ve Arş. Gör. Dr. Osman Akın KUTLAR'a, Ford_OTOSAN Ürün Geliştirme Test Gurubu Müdürü Doç. Dr. Vedat AKGÜN'e, test mühendisi Sn. Mustafa YÜCEL'e ve tüm Ford_OTOSAN çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

27.06.2002

Mustafa ÖZÜLKÜ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	vi
TABLO LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
SEMBOL LİSTESİ	xii
ÖZET	xv
SUMMARY	xvi

BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
1.1. Çalışmanın Çanımı	5

BÖLÜM 2. DİZEL MOTORLARINDA AŞIRI DOLDURMA	6
---	----------

2.1. Dizel Motorlarında Aşırı Doldurmanın Nedenleri, Üstün ve Zayıf Yönleri	6
--	----------

2.2. Dizel Motorlarında Aşırı Doldurma Sistemleri	9
--	----------

2.2.1. Mekanik tahrikli aşırı doldurma sistemi (MTAD)	9
---	---

2.2.2. Egzoz türbini ile aşırı doldurma sistemi (ETAD)	13
--	----

2.2.2.1. Doldurucu-türbin sistemi	13
-----------------------------------	----

2.2.2.2. Santrifüj doldurucular	14
---------------------------------	----

2.2.2.3. Santrifüj doldurucu ve türbin çarkı imal yolları ve malzemeleri	17
--	----

2.2.2.4. Türbin-doldurucu mili yataklama şekilleri	18
--	----

2.2.3. Basınç dalgaları ile aşırı doldurma sistemi (COMPREX)	19
--	----

2.3. Aşırı Doldurmanın Termodinamiği	23
---	-----------

2.3.1. MTAD durumunda aşırı doldurmanın termodinamiği	23
---	----

2.3.2. ETAD durumunda aşırı doldurmanın termodinamiği	26
---	----

2.3.2.1. Egzoz gazlarının işi	28
-------------------------------	----

2.3.2.2. Türbin ve doldurucunun gücü, sistem verimi	31
---	----

2.4. ETAD Sistemlerinde Egzoz Gazlarının Enerjilerini Kullanma Metotları	33
---	-----------

2.4.1. Tam genişletmeli türbin tahriki	33
--	----

2.4.2. Tam basınçlı türbin tahriki	33
------------------------------------	----

2.4.3. Yarı genişletmeli türbin tahriki	34
---	----

2.4.3.1. Sabit basınçlı türbin tahriki	34
--	----

2.4.3.2. Darbeli basınçla türbin tahriki	34
--	----

2.4.3.3. Darbeli ve sabit basınçla türbin tahrik metotlarının karşılaştırılması	35
---	----

2.5. ETAD Durumunda Motorun Moment Karakteristiğini Düzeltme metotları	36
---	-----------

2.5.1. Yapısal olmayan önlemler	36
---------------------------------	----

2.5.2. Yapısal Önlemler	37
-------------------------	----

2.5.2.1. Egzoz gazlarının kaçırılması (wastegate)	37
2.5.2.2. Türbin giriş kesitinin daraltılması	37
BÖLÜM 3. DİZEL MOTORLARINDA DOLGU DEĞİŞİMİ	39
3.1. Dizel Motorlarında Hava Debisi ve Volümetrik Verim	39
3.2. Normal Emmeli Dizel Motorlarında Dolgu Değişimi	40
3.3. Aşırı Doldurmalı Dizel Motorlarında Dolgu Değişimi	42
3.4. Volümetrik Verime Etkili Büyüklükler	45
BÖLÜM 4. DİZEL MOTORLARINDA ARA SOĞUTMA	49
4.1. Ara Soğutma Kavramı ve Ara Soğutmanın Tarihsel Gelişimi	49
4.2. Aşırı Doldurmalı Dizel Motorlarında Ara Soğutmanın Nedenleri	50
4.3. Doldurucu, Ara Soğutucu ve Motor İlişkisi	51
4.4. Aşırı Doldurmalı Dizel Motorlarında Ara Soğutma Sistemleri	56
4.4.1. Hava soğutmalı ara soğutma sistemleri	56
4.4.2. Su soğutmalı ara soğutma sistemleri	59
4.5. Hava Soğutmalı Ara Soğutucunun Yapısı, Malzemesi ve İmalatı	61
4.5.1. Hava soğutmalı ara soğutucunun yapısı	61
4.5.2. Hava soğutmalı ara soğutucunun malzemesi ve imalatı	63
4.6. Su Soğutmalı Ara soğutucunun Yapısı	64
4.7. Hava Soğutmalı Ara Soğutucunun Isıl Hesapları	65
4.7.1. Toplam ısı geçiş katsayısı	65
4.7.2. Ara soğutucu boyunca doldurma havasının akış analizi	66
4.7.3. Ara soğutucu boyunca soğutma havasının akış analizi	71
4.7.4. LMTD metodu ile ara soğutucu çözümlemesi	73
4.7.5. ϵ -NTU metodu ile ara soğutucu çözümlemesi	77
BÖLÜM 5. DİZEL MOTORLARINDA EZOZ EMİSYONLARININ OLUŞUMU, MOTORUN YAPISAL ÖZELLİKLERİNİN, İŞLETME KOŞULLARININ EMİSYONLARA ETKİSİ VE EMİSYON KONTROLÜ	80
5.1. Dizel Motorlarında Egzoz Emisyonlarının Oluşumu	80
5.1.1. Karbonmonoksit (CO) emisyonunun oluşumu	81
5.1.2. Azot oksit (NO _x) emisyonlarının oluşumu	82
5.1.3. Hidrokarbon (HC) emisyonlarının oluşumu	85
5.1.4. Partikül (İs) emisyonlarının oluşumu	85
5.1.5. Kükürtdioksit (SO ₂) emisyonunun oluşumu	86
5.2. Dizel Motorlarında Motorun Yapısal Özelliklerinin Emisyonlara Etkisi	86
5.2.1. Yanma odası şekli ve yüzey / hacim	86
5.2.2. Sıkıştırma oranı	88
5.2.3. Emme kanalının şekli	88
5.2.4. Supap zamanlaması	89
5.2.5. Aşırı doldurmanın emisyonlara etkisi	89
5.2.6. Ara soğutmanın emisyonlara etkisi	94

5.2.7. Yakıt püskürtme şeklinin emisyonlara etkisi	96
5.3. Dizel Motorlarında Çalışma Koşullarının Emisyonlara Etkisi	98
5.3.1. Hava fazlalık katsayısının emisyonlara etkisi	98
5.3.2. Motor dönme sayısının emisyonlara etkisi	100
5.3.3. Motor gücünün emisyonlara etkisi	101
5.4. Dizel Motorlarında Emisyon Kontrolü	101
5.4.1. Yüksek basınçlı, kısa borulu, elektronik kontrollü püskürtme sistemi	102
5.4.2. Yanma odasında düşükdönme (swirl) hava hareketi	103
5.4.3. Aşırı doldurma, ara soğutma ve silindir başına 4 supap kullanılması	104
5.4.4. Egzoz gazları resirkülasyonu (EGR)	105
5.4.5. Partikül filtreleri	105
5.4.6. Yakıt kalitesinin iyileştirilmesi	106
5.4.7. Yağ tüketiminin azaltılması	106
BÖLÜM 6. DİZEL MOTORLARINDA KARAKTERİSTİK EĞRİLER, EGZOZ EMİSYONLARINA GETİRİLEN SINIRLAMALAR, İLGİLİ REGÜLASYONLAR VE DİREKTİFLER	107
6.1. Dizel Motorlarında Karakteristik Eğriler	107
6.1.1. İndike ve efektif güç	107
6.1.2. Ortalama efektif basınç	108
6.1.3. Özgül yakıt sarıyatı	108
6.1.4. Hava fazlalık katsayısı	109
6.1.5. Düzeltme faktörü	109
6.1.6. İndike, efektif ve mekanik verim	110
6.2. Ağır Hizmet Taşıtlarında kullanılan Dizel Motorlarında Egzoz Emisyonlarına Getirilen Sınırlamalar ve Emisyon Ölçüm Yöntemleri	111
6.2.1. Dizel motorlarında E.C.E-R 49.02 (EURO_1) emisyon testleri	113
6.2.2. Dizel motorlarında E.E.C 88/77 (EURO_3) emisyon testleri	114
6.2.2.1. ESC (European Steady-State Test Cycle) testi	114
6.2.2.2. ELR (European Load Response Test Cycle) testi	116
6.2.2.3. ETC (European Transient Test Cycle) testi	118
6.2.2.4. ESC, ELR veETC testleri emisyon sınır değerleri	118
BÖLÜM 7. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	120
7.1. Deney Motorunun Teknik Özellikleri	120
7.2. Deney Donanımı	122
7.3. Deney Standında Ölçülen Parametreler ve Ölçüm noktaları	127
7.4. Deneylerin Yapılışı	129
BÖLÜM 8. DENEYSEL SONUÇLAR	130
8.1. Ara Soğutmanın Motor Karakteristiklerine Etkisi	130
8.1.1. Efektif güç	130
8.1.2. Tork	131

8.1.3. Özgöl yakıt tüketimi	132
8.1.4. Ortalama efektif basınç	133
8.1.5. Efektif verim	133
8.2. Ara Soğutmanın Emme Havaşı Debisi ve Volümetrik Verime Etkisi	134
8.3. Ara Soğutmanın Hava Fazlalık Katsayısına Etkisi	139
8.4. Ara Soğutmanın ETAD Sistemine Etkisi	142
8.4.1. Ara soğutucunun (Batcon) performans eğrileri	142
8.4.2. Ara soğutmanın türbin giriş sıcaklığı ve basıncına etkisi	143
8.4.3. Ara soğutmanın doldurucu çıkış sıcaklığı ve basıncına etkisi	144
8.5 Ara Soğutmanın Özgöl Yakıt Tüketimi ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi	146
8.5.1. Ara soğutmanın b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi	146
8.5.2. Püskürtme avansının azaltılmasının b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi	151
8.5.3. Yakıt miktarının artırılmasının b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi	155
8.5.4. Ara soğutmanın ve diğer parametrelerin NO_x emisyonlarına etkisi	159
8.5.5. Ara soğutma ve diğer parametrelerin is emisyonlarına etkisi	160
8.5.6. Ara soğutma ve diğer parametrelerin HC emisyonlarına etkisi	162
8.5.7. Ara soğutma ve diğer parametrelerin CO emisyonlarına etkisi	165
8.5.8. Ara soğutma ve diğer parametrelerin CO_2 emisyonlarına etkisi	168
BÖLÜM 9. TARTIŞMA VE ÖNERİLER	171
KAYNAKLAR	176
ÖZGEÇMİŞ	178

KISALTMALAR

A.S+R	: Ara soğutmalı ve rötarlı püskürtmeli motor
A.S.V	: Ara soğutmalı motor
A.S.Y	: Ara soğutmasız motor
A.S+Y	: Ara soğutmalı ve yakıt açılmış motor
A.Ö.N	: Alt ölü nokta
COMPRES	: Basınç dalgaları ile aşırı doldurma
E.C.E	: Economic Commission for Europe (Avrupa Ekonomik Komisyonu)
E.E.C	: European Economic Community (Ortak Pazar)
E.C	: European Community (Avrupa Topluluğu)
EGR	: Egzoz gazları resirkülasyonu
ELR	: European Load Response Test Cycle (6 Nokta Euro_3)
ESC	: European Steady-State 13 Mode Test Cycle (13 Nokta Euro_3)
ETAD	: Egzoz Türbini ile Aşırı Doldurma
ETC	: European Transient Test Cycle (Dinamik Test Çevrimi)
HFK	: Hava Fazlalık Katsayısı
LMTD	: Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı
MTAD	: Mekanik Tahrikli Aşırı Doldurma
ε-NTU	: Etkenlik Transfer Birim Sayısı Metodu

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 4.1. Farklı tüp kesitlerinde tam gelişmiş laminar akışta Nusselt sayıları	70
Tablo 6.1. 13 nokta testinde ölçüm noktaları ve ağırlık faktörleri	113
Tablo 6.2. ESC test çevrimi	116
Tablo 6.3. ESC ve ELR testi emisyon sınır değerleri	119
Tablo 6.4. ETC testi emisyon sınır değerleri	119
Tablo 7.1. Deney motoru teknik özellikleri	120
Tablo 7.2. Emisyon ölçüm cihazları teknik özellikleri	125
Tablo 8.1. Ara soğutma durumunda A noktalarındaki püskürtme karakteristiği	147
Tablo 8.2. Ara soğutma durumunda B noktalarındaki püskürtme karakteristiği	149
Tablo 8.3. Ara soğutma durumunda C noktalarındaki püskürtme karakteristiği	150
Tablo 8.4. Avansın azaltılması halinde A noktalarındaki püskürtme karakteristiği	152
Tablo 8.5. Avansın azaltılması halinde B noktalarındaki püskürtme karakteristiği	153
Tablo 8.6. Avansın azaltılması halinde C noktalarındaki püskürtme karakteristiği	154
Tablo 8.7. Yakıt artırılması halinde A noktalarındaki püskürtme karakteristiği	156
Tablo 8.8. Yakıt artırılması halinde B noktalarındaki püskürtme karakteristiği	157
Tablo 8.9. Yakıt artırılması halinde C noktalarındaki püskürtme karakteristiği	158
Tablo 9.1. Deney motoru (NHDD) çalışma koşulları	171
Tablo 9.2. NHDD motoru ESC testi sonuçları	174

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Hacim süpürmeli doldurucular	10
Şekil 2.2 : Vida çarklı dolurcu çalışma prensibi	12
Şekil 2.3 : Vida çarklı doldurucu debi-basınç oranı karakteristiği	12
Şekil 2.4 : Radyal tip doldurucu ve egzoz ünitesi detaylı kesit görünüşü	14
Şekil 2.5 : Santrifüj doldurucu şematik görünümü	15
Şekil 2.6 : Santrifüj dolurcu debi basınç oranı karakteristiği şematik görünümü.....	16
Şekil 2.7 : Türbin-doldurucu mili yataklama şekilleri	18
Şekil 2.8 : Comprex aşırı doldurma sistemin şematik görünümü.....	19
Şekil 2.9 : Comprex aşırı doldurma sisteminin çark açılımı.....	21
Şekil 2.10 : MTAD durumunda motor ve olurucunun P-V diyagramları	23
Şekil 2.11 : ETAD sistemi ve dizel motoru şematik görünümü	27
Şekil 2.12 : ETAD durumunda türbin, dolurucu ve motorun P-V diyagramları	28
Şekil 2.13 : Egzoz genişleme kaybı nedeniyle türbin giriş şartlarının değişmesi	30
Şekil 2.14 : Egzoz gazlarının entropilerinin motor ve türbin çıkışı arasında değişimi	31
Şekil 2.15 : Egzoz gazı kaçırılmalı ETAD sisteminin şematik görünümü	38
Şekil 2.16 : Egzoz gazı kaçırılmalı bir sistemin olurucu karakteristiği	38
Şekil 3.1 : 4 zamanlı emmeli dizel bir motorun dolgu değişim grafiği.....	41
Şekil 3.2 : Aşırı doldurmalı dizel bir motorun ideal dolgu değişimi grafiği..	42
Şekil 3.3 : Aşırı doldurmalı dizel bir motorun gerçek dolgu değişimi grafiği	43
Şekil 3.4 : Dizel motorunda volümetrik verimin motor dönme sayısı değişimi	46
Şekil 3.5 : Dizel motorunda volümetrik verimin hava giriş hızıyla değişimi	46
Şekil 3.6 : Volümetrik verimin emme havası giriş sıcaklığıyla değişimi	47
Şekil 3.7 : Farklı parametrelerin volümetrik verime etkilerinin birlikte görünümü	48
Şekil 4.1 : Doldurucu ara soğutucu ünitesi şematik görünümü	51
Şekil 4.2 : Doldurucu veriminin doldurucu çıkış havası yoğunluğuna etkisi	52
Şekil 4.3 : Doldurucu veriminin doldurucu çıkış sıcaklığına etkisi	53
Şekil 4.4 : Ara soğutucu veriminin ara soğutucu çıkış sıcaklığına etkisi	54
Şekil 4.5 : Ara soğutucu veriminin ara soğutucudaki yoğunluk artışına etkisi	55
Şekil 4.6 : Birinci tip hava soğutmalı ara soğutma sistemin şematik görünümü	56
Şekil 4.7 : İkinci tip hava soğutmalı ara soğutma sistemin şematik görünümü	58

Şekil 4.8	: Birinci tip su soğutmalı ara soğutma sisteminin şematik görünümü	59
Şekil 4.9	: İkinci tip su soğutmalı ara soğutma sisteminin şematik görünümü	60
Şekil 4.10	: Levha-kanat şeklinde hava soğutmalı ara soğutucunun kesit görünüşü	62
Şekil 4.11	: Kanatlı-borulu su soğutmalı ara soğutucu kesit görünüşü	64
Şekil 4.12	: Dikdörtgen ve üçgen kesitli kanatlar için kanat etkenlikleri	66
Şekil 4.13	: Doldurma havasının tüpler içerisindeki akışının şematik görünümü	67
Şekil 4.14	: Soğutma havasının tüpler arasındaki akışının şematik görünümü	71
Şekil 4.15	: Hava soğutmalı ara soğutucunun soğutma havası tarafındaki havanın ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü	73
Şekil 4.16	: Çapraz akımlı hava soğutmalı ara soğutucu içindeki doldurma ve soğutma havasının sıcaklık dağılımları	75
Şekil 5.1	: Dizel bir motorda (a) kontrollü ve (b) kontrolsüz yanma fazlarında kirletici bileşenlerin oluşumu	81
Şekil 5.2	: Yanma odasında sıcaklığın ve NO _x emisyonunun zamana bağlı değişimi	83
Şekil 5.3	: Yanma odasındaki azot oksit (NO _x) konsantrasyonunun değişimi	83
Şekil 5.4	: Direkt püskürtmeli dizel motorunun yanma odası kesiti	87
Şekil 5.5	: Ön ve girdap yanma odalı dizel motorlarının yanma odası kesiti	88
Şekil 5.6	: Dizel motorunda aşırı doldurmanın HC emisyonuna etkisi	91
Şekil 5.7	: Dizel motorunda aşırı doldurmanın NO _x emisyonuna etkisi	91
Şekil 5.8	: Aşırı doldurmalı dizel bir motorda ara soğutmalı ve ara soğutmasız durumda çeşitli parametrelerin NO _x emisyonuna etkisi	93
Şekil 5.9	: Dizel bir motorda tam yükte ve kısmi yüklerde ara soğutmanın partikül emisyonuna etkisi	94
Şekil 5.10	: Dizel bir motorda ara soğutmanın NO _x emisyonuna etkisi	95
Şekil 5.11	: Dizel bir motorda yakıt püskürtme hızının egzoz emisyonlarına etkisi	97
Şekil 5.12	: Dizel bir motorda HFK'nın egzoz emisyonlarına etkisi	98
Şekil 5.13	: Dizel bir motorda yakıt / hava oranının CO emisyonuna etkisi	99
Şekil 5.14	: Dizel bir motorda düzeltilmiş HC emisyonlarının yük ile değişimi	99
Şekil 5.15	: Dizel bir motorda yakıt / hava oranının NO _x emisyonuna etkisi	100
Şekil 5.16	: Dizel motorlarında azot oksit ve partikül emisyonları arasındaki ilişki	103
Şekil 5.17	: Direkt püskürtmeli dizel motorlarında yakıt püskürtme ve karışım oluşturma şeklinin üstten görünüşü	104
Şekil 5.18	: Dizel motoru is (partikül) filtresinin iç yapısı	106
Şekil 6.1	: Ağır hizmet taşıtlarında kullanılan dizelerde ESC bölgesi ve noktaları	115
Şekil 6.2	: ELR test çevrimi	116
Şekil 6.3	: ETC test çevrimi	118
Şekil 7.1	: Ford_OTOSAN NHDD motoru sağ görünüşü	121
Şekil 7.2	: Ford_OTOSAN NHDD motoru sol görünüşü	121
Şekil 7.3	: AVL Zöllner A-300 tip eddy-current dinamometre	122

Şekil 7.4	: AVL 733 S dinamik yakıt tüketimi ölçüm cihazı	123
Şekil 7.5	: Hava debisi ölçümünde kullanılan pitot tüpü	123
Şekil 7.6	: AVL Batcon su soğutmalı ara soğutucu	124
Şekil 7.7a	: Horiba Mexa 1500 GH egzoz emisyonu ölçüm cihazı	125
Şekil 7.7b	: AVL SPS 37 Partikül ölçüm cihazı	126
Şekil 7.7c	: AVL 415 S duman ölçüm cihazı	126
Şekil 7.8	: Deney düzeneği şematik görünümü	128
Şekil 8.1	: Motor gücünün tam yükte devir sayısı ile değişimi	130
Şekil 8.2	: Motor torkunun tam yükte devir sayısı ile değişimi	131
Şekil 8.3	: Özgül yakıt tüketiminin tam yükte devir sayısı ile değişimi	132
Şekil 8.4	: Ortalama efektif basıncın tam yükte devir sayısı ile değişimi	133
Şekil 8.5	: Efektif verimin tam yükte devir sayısı ile değişimi	134
Şekil 8.6	: Emme havası kütleli debisinin tam yükte devir sayısı ile değişimi	135
Şekil 8.7	: A noktasında emme havası kütleli debisinin yük ile değişimi	135
Şekil 8.8	: B noktasında emme havası kütleli debisinin yük ile değişimi	136
Şekil 8.9	: C noktasında emme havası kütleli debisinin yük ile değişimi	136
Şekil 8.10	: Volümetrik verimin tam yükte devir sayısı ile değişimi	137
Şekil 8.11	: A noktasında volümetrik verimin yük ile değişimi	138
Şekil 8.12	: B noktasında volümetrik verimin yük ile değişimi	138
Şekil 8.13	: C noktasında volümetrik verimin yük ile değişimi	139
Şekil 8.14	: Hava fazlalık katsayısının tam yükte devir sayısı ile değişimi	140
Şekil 8.15	: A noktasında HFK'nın yük ile değişimi	140
Şekil 8.16	: B noktasında HFK'nın yük ile değişimi	141
Şekil 8.17	: C noktasında HFK'nın yük ile değişimi	141
Şekil 8.18	: Su soğutmalı ara soğutucunun (Batcon) performans eğrileri	142
Şekil 8.19	: Türbin giriş sıcaklığının tam yükte motor dönme sayısı ile değişimi	143
Şekil 8.20	: Türbin giriş basıncının tam yükte motor dönme sayısı ile değişimi	144
Şekil 8.21	: Doldurucu çıkış sıcaklığının tam yükte motor dönme sayısı ile değişimi	145
Şekil 8.22	: Doldurucu çıkış basıncının tam yükte motor dönme sayısı ile değişimi	145
Şekil 8.23	: A noktasında ara soğutmanın b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi	147
Şekil 8.24	: B noktasında ara soğutmanın b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi	149
Şekil 8.25	: C noktasında ara soğutmanın b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi	150
Şekil 8.26	: A noktasında avansın azaltılmasının b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi	152
Şekil 8.27	: B noktasında avansın azaltılmasının b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi	153
Şekil 8.28	: C noktasında avansın azaltılmasının b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi	154
Şekil 8.29	: A noktasında yakıt artırılmasının b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi	156
Şekil 8.30	: B noktasında yakıt artırılmasının b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi	157

Şekil 8.31 : C noktasında yakıt artırılmasının b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi	158
Şekil 8.32 : Ara soğutma ve diğer parametrelerin NO_x emisyonlarına etkisi ..	159
Şekil 8.33 : Ara soğutma ve diğer parametrelerin duman değerlerine etkisi ..	160
Şekil 8.34 : Ara soğ. ve diğer parametrelerin A noktalarında is emisyonlarına etkisi	161
Şekil 8.35 : Ara soğ. ve diğer parametrelerin B noktalarında is emisyonlarına etkisi	161
Şekil 8.36 : Ara soğ. ve diğer parametrelerin C noktalarında is emisyonlarına etkisi	162
Şekil 8.37 : Ara soğutma ve diğer parametrelerin HC emisyonlarına etkisi ...	163
Şekil 8.38 : Ara soğ. ve diğer parametrelerin A noktalarında HC emisyonlarına etkisi	164
Şekil 8.39 : Ara soğ. ve diğer parametrelerin B noktalarında HC emisyonlarına etkisi	164
Şekil 8.40 : Ara soğ. ve diğer parametrelerin C noktalarında HC emisyonlarına etkisi	165
Şekil 8.41 : Ara soğutma ve diğer parametrelerin CO emisyonuna etkisi	166
Şekil 8.42 : Ara soğ. ve diğer parametrelerin A noktalarında CO emisyonuna etkisi	167
Şekil 8.43 : Ara soğ. ve diğer parametrelerin B noktalarında CO emisyonuna etkisi	167
Şekil 8.44 : Ara soğ. ve diğer parametrelerin C noktalarında CO emisyonuna etkisi	168
Şekil 8.45 : Ara soğutma ve diğer parametrelerin CO_2 emisyonuna etkisi	169
Şekil 8.46 : Ara soğ. ve diğer parametrelerin A noktalarında CO_2 emisyonuna etkisi	169
Şekil 8.47 : Ara soğ. ve diğer parametrelerin B noktalarında CO_2 emisyonuna etkisi	170
Şekil 8.48 : Ara soğ. ve diğer parametrelerin C noktalarında CO_2 emisyonuna etkisi	170

SEMBOL LİSTESİ

A	: Alan [m^2]
b	: Et kalınlığı [m]
be	: Özgöl yakıt tüketimi [$g/kW.h$]
C	: Isıl kapasite debisi [$kW/^{\circ}K$]
c_p	: Sabit basınçta özgöl ısı [$kJ/kg.^{\circ}K$]
c_v	: Sabit hacimde özgöl ısı [$kJ/kg.^{\circ}K$]
CO	: Karbonmonoksit emisyonu [$ppm, g/kW.h$]
CO₂	: Karbondioksit emisyonu [$ppm, g/kW.h$]
Ç	: Çevre [m]
D	: Çap [m]
D_h	: Hidrolik çap [m]
F	: Düzeltme faktörü
f	: Sürtünme faktörü
G	: Kütleli hız [$kg/m.sn^2$]
h	: Isı taşınım katsayısı [$W/m^2.^{\circ}K$]
h_{min}	: Minimum teorik hava miktarı
HC	: Hidrokarbon emisyonu [$ppm, g/kW.h$]
Hk	: Karışımın ısı değeri [$kJ/kg-karışım$]
Hu	: Yakıtın alt ısı değeri [kJ/kg]
i	: Entalpi [$kJ/kg.^{\circ}K$]
K	: Toplam ısı geçiş katsayısı [$W/m^2.^{\circ}K$]
k	: Adyabatik üst katsayısı
k'	: Işık absorpsiyon kat sayısı [m^{-1}]
k	: Isı iletim katsayısı [$W/m.^{\circ}K$]
L	: Boy [m]
l	: Uzunluk [m]
M	: Kapasite oranı
m	: Kütleli debi [kg/s]
m	: Kanat etkenlik faktörü []
N	: Güç [kW, BG]
N'	: Düzeltilmemiş norm güç [kW, BG]
n	: Devir sayısı [d/dak]
NO_x	: Azotoksit emisyonu [$ppm, g/kW.h$]
NTU	: Geçiş birim sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
O₂	: Oksijen [%]
P	: Basınç [$k.Pa, bar, mbar$]
PM	: Is emisyonu [$mg/m^3, g/kW.h$]
Pr	: Prandtl sayısı
ΔP	: Basınç düşümü [$mbar$]
Q	: Isı transferi [kW]

Q	: Hacimsel debi [$m^3/s, lt/dak$]
q	: Strok başına püskürtülen yakıt miktarı [mm^3/str]
R	: Ünlversal gaz sabiti [$kJ/kg.^0K$]
R	: Isıl direnç [$m^2.^0K/W$]
Re	: Reynolds sayısı
S	: Etkenlik
s	: Entropi [$kJ/kg.^0K$]
St	: Stanton sayısı
T	: Sıcaklık [$^0C, ^0K$]
ΔT	: Sıcaklık düşümü [$^0C, ^0K$]
$\Delta T'$	: İzantropik sıcaklık yükselmesi [0K]
ΔT_{ln}	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı [$^0C, ^0K$]
t	: Zaman [s]
U	: Hız [m/s]
V	: Hacim [m^3]
V_c	: Kompresyon hacmi [m^3]
V_F	: Toplam faydalı hacim [m^3]
V_H	: Toplam strok hacmi [m^3]
W	: İş [kW]
W'	: Adyabatik iş [kW]
w	: Genişlik [m]
Z	: Adet

YUNAN SİMGELERİ

η	: Verim
τ	: Püskürtme avansı
ρ	: Yoğunluk [kg/m^3]
λ	: Hava fazlalık katsayısı
α	: Isıl yayılım katsayısı [m^2/s]
β	: Kompaktlık [m^2/m^3]
ξ	: Güç düzeltme faktörü
γ_a	: Atmosferik düzeltme faktörü
γ_m	: Motor tipine bağılı düzeltme faktörü
ε	: Ara soğutucu verimi
σ	: Faktör
μ	: Dinamik vizkozite [kg/ms]
ν	: Kinematik vizkozite [m^2/s]
Π	: Basınç veya genişleme oranı
Φ	: Motor sıkıştırma oranı
φ	: Supap bindirme açısı [0KMA]
ϕ	: Yakıt-hava oranı

İNDİSLER

a	: Atmosfer
a.d	: Adyabatik
a.p	: Ana püskürtme
a.s	: Ara soğutucu

c.r	: Common rail
ç	: Çevrim
d	: Doldurucu veya doldurma havası
e	: Efektif
eg	: Egzoz
em	: Emme
gn	: Genişleme
hi	: Yüksek
ışın	: Işınım
i	: İndike
ilet	: İletim
k	: Kanat
kir	: Kirlilik
lo	: Alçak
m	: Motor
me	: Ortalama efektif
mi	: Ortalama indike
mk	: Mekanik
ort	: Ortalama
ön	: Ön
p.p	: Post püskürtme
r	: Bir önceki çevrimden kalan egzoz gazları
s	: Soğutma veya soğutma havası tarafı
sl	: Silindir
sp	: Süpürme
sr	: Serbest
stat	: Statik
T	: Tüp
t	: Türbin
taş	: Taşınım
td	: Turbo doldurucu
teo	: Teorik
ters	: Ters
top	: Toplam
tr	: Termik
y	: Yanma
yz	: Yüzey

AŞIRI DOLDURMALI DİZEL MOTORLARINDA ARA SOĞUTMANIN EGZOZ EMİSYONLARINA VE MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİ

ÖZET

Anahtar Kelimeler : Turbo doldurmalı dizel motor, ara soğutma, ara soğutucu, volümetrik verim, motor performans eğrileri ve egzoz emisyonları.

Dizel motorun efektif gücü, motorun ağırlık ve hacmini değiştirmeden, gerekli yakıt ile birlikte motor tarafından emilen hava miktarını artırmakla yükseltilebilir. Dizel motorlarında aşırı doldurma ve ara soğutma sonucu artan emme havası yoğunluğu ile pistonlara etkiyen ortalama efektif basınç ve volümetrik verim artmaktadır. Dolayısıyla motor performansı artarken, egzoz emisyonları ve gürültü azalmaktadır.

Turbo doldurma ile, egzoz türbini ile döndürülen doldurucuda sıkıştırılmış ve yoğunluğu artırılmış dolgu havası yanma odasına gönderilerek, motor çıkış gücü artırılmaktadır. Dolgu havasının doldurucu çıkışında doldurma havasının kazandığı hız ve basınçtan dolayı sıcaklığı artarak yoğunluğu azalır. Motor emme manifoldu ile, doldurucu arasına yerleştirilen ara soğutucu vasıtası ile doldurma havası soğutulmaktadır. Ara soğutma aynı zamanda sıkıştırma başı sıcaklıklarının dolayısıyla, genel sıcaklık seviyesinin yükselmemesi içinde gereklidir. Çalışma prensibi olarak ısı eşanjörlerine benzeyen ara soğutucu araçlarda genellikle radyatörün önüne monte edilmektedir. Ara soğutucunun doldurma havasını hava ve su ile soğutan tipleri mevcuttur. Seyir esnasında, seyir rüzgarıda soğutmaya yardımcı olmaktadır.

Bu çalışmada, turbo dolduruculu dizel bir motorda ara soğutmanın motor performansı ve egzoz emisyonlarına olan etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaçla FORD_OTOSAN A.Ş'nin NHDD (*New Heavy Duty Diesel*) motoru test motoru olarak kullanılmıştır. Motora deneysel çalışmalar esnasında ESC (European Steady-State 13 Mode Test Cycle) testi, motora ara soğutmasız, ara soğutmalı, ara soğutmalı rötarla ve ara soğutmalı yakıt miktarı artırılarak test edilmiş ve sonuçlar AVL Puma 5.3 yazılımı kullanılarak kaydedilmiştir. Deneyler esnasında kaydedilen ham veriler bir bilgisayar programı kullanılarak analiz edilmiş olup, deney sonuçları grafikler halinde sunulmuştur. Deneyler esnasında doldurucu çıkış havasının soğutulması su soğutmalı bir ara soğutucu ile gerçekleştirilmiştir.

Çalışma sonuçları, aşırı doldurmalı dizel motorlarında ara soğutmanın motor performansı ve egzoz emisyonlarını özellikle yüksek motor dönme sayısı ve yüklerinde belirgin bir şekilde iyileştirdiği görülmüştür. Motorun rötarlı çalışması durumunda is emisyonu ve özgül yakıt tüketimi biraz artmış olup, NO_x emisyonlarında etkin bir azalma belirlenmiştir. Yakıt miktarı artırılan durumda ise hem motor performansı hemde artan motor gücü ile birlikte, emisyon konsantrasyonlarının artmasına rağmen, emisyonlarda birim güç başına kayda değer azalmalar görülmüştür.

EFFECT OF CHARGE AIR COOLING ON A TURBOCHARGED DIESEL ENGINE EXHAUST EMISSION AND ENGINE PERFORMANCE CURVE

SUMMARY

Key Words : Turbocharged diesel engine, aftercooling, aftercooler, volumetric efficiency, engine performance curves and exhaust emissions.

Improved fuel economy has to be achieved within cost constraints and due to account also has to be taken performance, styling, emissions requirements, reliability and main ability. Increasing motor vehicles used, worsening traffic intensity in cities and decreasing gas reserves in earth causes gas prices to rise from day by day.

The reasons for a new design, such as fuel economy, size, weight and cost in proportion yon out put reliability and durability, are being improved each year. The emphasis on fuel conservation in the 1970 's stimulated the use of supercharging, or turbo charging, to improve the fuel economy of those diesel engines that run at or near full load for long periods of time. This category includes marine, stationary and heavy-road vehicle engines. By improving structural design; many engines in these services are supercharged to high mean effective pressure, often accompanied by reduced piston speed, with resulting improved mechanical efficiency.

With turbo charging air is compressed in a compressor driven by an exhaust gas turbine; the purpose is to increase the power out put of the engine. The performance of a turbocharged diesel may be improved by lowering its inlet air temperature which has been increased by compression in the turbocharger. A charge air cooler, some times termed intercooler or after cooler, placed between the turbocharged and the inlet ports to the engine cylinders can accomplish this. With charge air cooling, the density of the inlet air is increased, causing an increasse in cylinder changing with higher change density, oxygen content is higher, this making it possible either to burn more fuel or make combustion more complete. A compromise combines both advantages and allows the combustion process to start at a lower temperature thus decreasing peak temperature and pressure.

The purpose of this thesis is to study the effects of aftercooling on a turbocharged diesel engine exhaust emissions and engine performance curves. For this aim a four-stroke direct-injection, six cylinder, turbocharged FORD_OTOSAN NHDD diesel engine has selected as a test engine. First, it was tested without charge air cooler at different speeds and loads. Then, it was tested again with water-cooled charge air cooler at the same conditions. During these test, ESC test cycle to be applied on NHDD diesel engine. The test data of the both cases were analysed by used a computer programme and the results were compared as diagrams. The experimental and computational results shows that charge air cooler (aftercooling) greatly affects performance parameters of a turbocharged diesel engine.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

İçten yanmalı pistonlu motorlar bugünkü modern dünyamız için oldukça eskimiş ve özellikle çevre kirlenmesine küçümsenmeyecek boyuttaki olumsuz etkisi nedeniyle problemli bir makine görünümünde ise de, alternatiflerine karşı teknik yönden ve ekonomik olarak uygulanabilirlik açısından üstün olduğundan, bir çok alanda henüz yerini korumaktadır. Ayrıca, mevcut gelişme eğilimlerine göre, özellikle kara taşıtlarının, küçük deniz ve hava taşıtlarının tahrik edilmesinde uzun bir süre daha yerini koruyacağı benzenmektedir.

Pistonlu motorlara karşı alternatiflerden biri olarak düşünülen gaz türbinleri bugün uçaklarda % 90'ı aşan oranda kullanılırken gemi tahrikinde ve elektrik üretiminde ağırlıklı olarak buhar türbinleri kullanılmaktadır. Dizel motoru ise gerek yüksek verimi, gerekse daha da ucuz olan ağır yakıtları ve gaz yakıtlarını da kullanabilme özelliği nedeniyle, elektrik üretiminde ve özellikle büyük gemilerin tahrikinde de çok avantajlı bir yere sahiptir. Ancak, dizel motoru verim açısından buhar ve gaz türbinlerinden üstün olmakla beraber, yer tutma problemi nedeniyle, 30000 BG'nin üstündeki güçler için bu alanda buhar türbini tercih edilmektedir.

Taşıtların tahrikine gelince; Bugün demiryolu taşımacılığında, özellikle yerleşimin ve elektrik ağlarının yoğun olduğu ülke ve bölgelerde elektrikle tahrik esas olmakla beraber, geriye kalan büyük bir boşluk bütünüyle dizel lokomotifler tarafından doldurulmaktadır. Düşük tonajlı gemilerin, iş makinelerinin, küçük ve hızlı deniz araçlarının ve küçük uçakların tahrik edilmesinde ise pistonlu motor % 100'e varan bir oranda kullanılmaktadır.

Karayolu taşımacılığında benzin veya dizel motoru kullanımı % 100'dür. Gerek gaz türbini, gerekse dıştan yanmalı *Stirling motoru*, içten yanmalı pistonlu motora ciddi rakip olamamıştır; görüldüğü kadarıyla, imalat ve işletme maliyetlerinin yüksekliği, verimlerinin düşüklüğü ve hava kirlenmesine pozitif yönde büyük bir katkı sağlayamamaları nedeniyle, hiç bir zaman da olamayacaklardır.

Küçük boyutlu ve yüksek kapasiteli akü kullanarak veya yakıt hücreleri ile doğrudan elektrik elde ederek, taşıtların elektrikle tahrik edilmesi yönünde çalışmalar yapılmakta ise de, bu çalışmaların 15-20 yıldan önce etkili bir sonuç vermesi beklenmemektedir.

Bugün dünyada tüketilen toplam enerjinin yaklaşık % 25'i, toplam petrol üretiminin ise % 50'si ulaşım amacı için, deniz ve kara taşımacılığında, içten yanmalı pistonlu motorlar tarafından tüketilmektedir. Binek taşıtlarının bu tüketimdeki payı gelişmiş ülkelerde % 50'ye varmaktadır. Bu arada, bu motorlar tarafından üretilen ve çevre kirliliği doğuran gürültünün ve egzoz gazlarındaki zehirli bileşenlerin (özellikle CO, HC, NO_x ve partikül) toplam kirlilikteki payı ise şehirlerde % 60'a ulaşmaktadır. Bu bakımdan bu güne kadar ömür, güvenilirlik ve ucuz imalat yönünde yapılan ve oldukça da başarılı olan araştırma ve geliştirmeler, petrol fiyatlarının 70'li yıllardan sonra hızla artması ve çevre kirliliğinin artık mutlaka kontrol altına alınmayı gerektirecek boyutlara ulaşması nedeniyle, verimi artırma ve daha temiz bir egzoz gazı elde etme yönüne kaymıştır. Bu geliştirme ve iyileştirme çalışmaları ile bir motorun performansını yükseltebilmek için motora verilen toplam yakıt enerjisinin mümkün olan en fazla oranda faydalı enerji haline dönüştürülmesini sağlamak gerekmektedir. İçten yanmalı motorlarda yanma sonucu açığa çıkan enerjinin ancak % 30-40'ı kadarı faydalı işe dönüşmekte, geri kalan enerji ise motor parçalarının yüksek sıcaklıkta deforme olmaması için yapılmış olan soğutma sistemine, egzoz gazlarına ve diğer kayıplara gitmektedir. Dolayısıyla, içten yanmalı motorların araştırma ve geliştirme çalışmalarında en önemli hedeflerden birisi motorun ısı kayıplarını azaltarak, verim ve gücü artırmak suretiyle, emisyonları birim güç başına azaltmaktır. Bu ise aşırı doldurma ile mümkün olmaktadır.

Aşırı doldurma uygulanan bir motorun çıkış gücünde % 40 artış elde edilebilir. Aşırı doldurma, benzin ve dizel motorlarının her ikisine de uygulanabilir. Ancak, aşırı doldurma uygulanan benzin motorunun vuruşu temayülünden dolayı, motor verim ve gücünün önemli faktörlerinden sıkıştırma oranını düşürmek gerekir. Aşırı doldurma uygulanan benzin motorunda sıkıştırma oranını düşürmek, aşırı doldurma uygulamasının cazibesini gölgeler. Dolayısıyla, benzin motorlarında aşırı doldurma uygulamasına pek rastlanmaz. Dizel motorlarında ise aşırı doldurma ile volümetrik ve mekanik verim artmakta, motor daha yüksek performanslı, yumuşak ve gürültüsüz çalışmakta ve dolayısıyla bu uygulama çok cazip bir hal almaktadır.

Dizel motorlarında aşırı doldurma, bir yandan birim hacim ve ağırlıktan alınabilen gücünü artırıp motor boyutlarını küçültüp taşıtı belli ölçülerde hafifleştirirken, diğer taraftan verimi artırmakta ve egzoz gazındaki kirletici bileşenlerin birim güç başına olan miktarını azaltmaktadır. Benzin motoruna göre çok daha ekonomik çalışan dizel motoru, aşırı doldurma sayesinde hızı artırılarak ve boyutları küçültülerek, binek araçlarına uygulanabilir hale gelmiştir. Yük taşımacılığında ve toplu taşımacılıkta % 100'e varan dizel motoru kullanım oranı, binek araçlarında bugün bu sayede, ülkeden ülkeye değişmekle birlikte, % 20- 30'a ulaşmıştır.

İçten yanmalı motorlarda aşırı doldurma ile ilgili çalışmalar bunların ortaya çıkışı ile birlikte başlamıştır. Daha 1885'de *Gottlieb DAIMLER* kendi benzin motorunun aşırı doldurması için patent almıştır. Daimler'in sisteminde pistonun alt yüzü doldurucu olarak kullanılmıştır. Burada, karterde sıkıştırılan hava piston üzerinde bulunan tek yönlü bir supaptan geçerek silindire dolmaktaydı. Ancak bu uygulamada beklenen güç ve dönme sayısı artışlarına ulaşamamıştır. *Rudolf DIESEL* ise 1886'da dizel motorunun aşırı doldurması ile ilgili bir patent almıştır. Diesel de pistonun alt yüzünü doldurucu olarak kullanmış, ancak sıkıştırılan havayı bir depoda topladıktan sonra silindire göndermiştir. Diesel'in aşırı doldurmalı motoru normal emmelisine göre % 30 daha fazla güç vermekle beraber, kullanılan deponun hacmi küçük tutulduğu ve bu nedenle sıkıştırılan havanın basıncı gereğinden büyük olduğu için, verimde % 30'a yakın bir düşme görülmüştür.

Yoğunluğun yükseklikle azalması sonucu motor gücündeki azalmanın problem yaratması nedeniyle aşırı doldurma, özellikle uçak motorlarında (benzinli) hızla gelişmiştir. Daha 1910'larda, 5 km yükseklikte % 40'a varan güç kaybını karşılayabilecek kapasitede aşırı doldurma sistemleri geliştirilmiş bulunmaktaydı. Ancak bu sistemler mekanik tahrikli (*süperşarj*) sistemlerdi. Egzoz türbini ile aşırı doldurma sistemleri ile ilgili çalışmalar 1905'lerde başlamış ise de, başarı kazanmış uygulamalar 1920-1925'lerde ortaya çıkmıştır. Egzoz türbini ile aşırı doldurma, uçak motorlarına uygulanabilecek olgunluğa 1938-1940'larda erişmiştir.

Aşırı doldurmalı dizel motorlarında motor performansını, doldurucu ile motor emme manifoldu arasına bir ara soğutucu (*charge air cooler ya da aftercooler*) yerleştirmek suretiyle iyileştirmek mümkündür. Aşırı doldurma uygulanan dizel motorlarında, doldurucuda basıncı artırılmış havanın sıcaklığının yükselmesi sonucu, doldurma havasının yoğunluğu ve motor gücü azalmaktadır. Bu azalmanın önüne geçmek için

doldurma havası motora gönderilmeden önce soğutulmalıdır. Bu soğutma aynı zamanda sıkıştırma başı sıcaklıklarının, dolayısıyla genel sıcaklık seviyesinin yükselmemesi için de gereklidir. Doldurucu çıkış havasının soğutulması (*charge air cooling ya da aftercooling*) sonucu, aynı doldurma basıncı için, doldurma havasının miktarı arttığından, ulaşılan ortalama efektif basınç da büyümekte ve hem mekanik verim göreceli olarak büyüdüğü ve hem de düşen sıcaklıklar ile ısı kaybı azaldığı için motor verimi de artmaktadır.

Doldurma havasını soğuturken atılan ısıyı daha sonra egzozdan atmaya gerek kalmamaktadır. Genel sıcaklık seviyesi de düşmüş olduğundan soğutma suyu ile atılan ısı da azalmaktadır. Böylece motorun soğutma sisteminin işlevi hafiflemektedir.

Ağır yük ve yolcu taşıtlarında kullanılan ara soğutucu (*aftercooler*) da soğutucu akışkan motor soğutma suyu veya havadır. Hava soğutmalı sistemlerde ilaveten seyir esnasındaki rüzgarda soğutmaya yardımcı olmaktadır. Bu tip araçlarda hacmi, ağırlığı, maliyeti ve bakımı açısından genellikle hava soğutmalı ara soğutucu tercih edilmektedir. Motor soğutma suyu ile doldurma havasının soğutulması, ara soğutucunun ağırlığını, bakımını ve maliyetini artırmakla birlikte, doldurma havasının sıcaklığının motor soğutma suyu sıcaklığı altına düşmemesi nedeniyle motor performansını ve egzoz emisyonlarını olumsuz yönde etkilemektedir. Küçük dizel ve benzinli motorlarda genellikle motor soğutma sisteminden bağımsız ayrı bir soğutma sistemine sahip su soğutmalı ara soğutucular kullanılır. Bunlar taşıt üzerinde daha az yer kaplamakta ve doldurma havasını daha etkin bir şekilde soğutmaktadır.

İçten yanmalı motorlarda ara soğutma uygulaması, 1910-1915 yılları arasında yarış amaçlı kullanılan süperşarjlı benzinli motorlar ile başlamıştır. Bu motorlarda doldurucu çıkış borusu üzerine kanatlar ilave edilerek doldurma havası soğutulmuştur. Bir ısı değiştiricisi (*aftercooler ya da charge air cooler*) yardımıyla doldurma havasının soğutulması ilk uygulaması, 1940'larda, *WWII* tip pistonlu uçak motorlarında olmuştur. Ağır hizmet taşıtlarında kullanılan dizel motorlarında ara soğutma uygulaması ise 1970'li yıllarda ortaya çıkan petrol krizinden sonra, dizel motorunun verim ve gücünün artırılması ve emisyonların azaltılması yönündeki taleplere olumlu yönde katkıda bulunması nedeniyle, başlamıştır. A.B.D.'de, 1991 yılından itibaren hemen hemen bütün ağır hizmet taşıtlarının motorları aşırı doldurmalı ve ara soğutmalı hale gelmiştir.

1.1 Çalışmanın Tanımı

Bu çalışmada egzoz türbini ile aşırı doldurmalı dizel bir motorda ara soğutmanın (*aftercooling ya da charge air cooling*) motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deney motoru olarak egzoz türbini ile aşırı doldurmalı, ara soğutmalı, yüksek basınçla püskürtme sistemine (*Common Rail*) sahip Ford_OTOSAN NHDD (*New Heavy Duty Diesel*) dizel motoru kullanılmıştır. Bu motora ait teknik özellikler deneysel çalışmaların sunulduğu bölümde verilmiştir. Deneysel çalışmalar İstanbul Ford_OTOSAN Fabrikası'ndaki, ürün geliştirme motor test dinamometresinde gerçekleştirilmiştir. Deney motorunun yüklenmesinde maksimum 1200 *N.m* yükleme kapasitesine sahip olan, elektrikle frenlemeli, su soğutmalı AVL_Zöllner dinamometresi kullanılmıştır.

Deneysel çalışmalarda test motoru, ara soğutmasız, ara soğutmalı, ara soğutmalı püskürtme avansı azaltılarak, ara soğutmalı püskürtme avansı ve yakıt miktarı artırılmak suretiyle dört farklı durumda test edilmiştir. Birinci ve ikinci grup deneyler ile aşırı doldurmalı dizel bir motorda yalnızca ara soğutma ile motor karakteristik eğrilerinin ve emisyonların nasıl etkilendiği incelenmiştir. Üçüncü grup deneylerde ara soğutma sonucu özgül yakıt tüketimindeki düzelme nedeniyle, motor bir miktar rötarlı çalıştırılmak suretiyle, özgül yakıt sarfıyatı ara soğutmasız duruma göre sabit kalarak, NO_x ve diğer emisyonlarının nasıl değiştiği incelenmiştir. Dördüncü grup deneyde ise yakıt miktarı ve püskürtme avansı artırılarak ara soğutmanın güç artışı ve birim güç başına emisyonlar üzerine etkisi incelenmiştir.

Deneyler esnasında motora ESC (*European Steady_Stade 13 Mode Test Cycle*) testi uygulanmıştır. ESC testinde A,B,C noktalarındaki motor dönme sayıları, motorun tam yükteki tork karakteristiğine bağlı olarak hesaplanmıştır. Deney motoru A100, B100, C100, A75, B75, C75, A50, B50, C50, A25, B25, C25 ESC noktalarında, D100 ($n_m=2400$ d/dak) maksimum gücün elde edildiği noktada ve X100 ($n_m=800$ d/dak), Y100 ($n_m=1000$ d/dak), Z100 ($n_m=1200$ d/dak), E100 ($n_m=1600$ d/dak) ve F100 ($n_m=2450$ d/dak) noktalarında test edilmiştir.

Deneyler esnasında doldurucu çıkış havasının soğutulması su soğutmalı bir ara soğutucuyla (BATCON) gerçekleştirilmiştir. Batcon ile doldurucu çıkış havasının sıcaklığı 20 °C 'e kadar düşürülebilmektedir. Doldurma havasının Batcon'dan çıkış sıcaklığı, PID kontrollü bir vanayla, su debisini ayarlamak suretiyle sağlanmıştır.

BÖLÜM 2. DİZEL MOTORLARINDA AŞIRI DOLDURMA

2.1 Dizel Motorlarında Aşırı Doldurmanın Nedenleri, Üstün ve Zayıf Yönleri

1970’lerde ortaya çıkan petrol krizi ile petrol fiyatlarının hızla artması ve çevre kirliliğinin kontrol altına alınmayı gerektirecek boyutlara ulaşması nedeniyle, taşıt motorlarının üretiminde daha önce önemli olan ömür, güvenilirlik ve ucuz imalat faktörlerine motor verim ve gücünün artırılması, yakıt ve yağ sarfiyatının azaltılmasının yanında çevre boyutu da eklenmiştir. Dizel motorlarında yanma odalarının geliştirilmesi, yüksek basınçlı (1000 *bar*’ın üstünde), kısa borulu (20-30 *cm*), elektronik kontrollü püskürtme sistemleri, egzoz gazlarının motordan çıktıktan sonra ayrıca temizlenmesiyle birlikte aşırı doldurma ve ara soğutma da özellikle motor gücü ve verimin artırılması yönünden bu sahada çok iyi sonuçlar vermiştir.

Boyutları belirli bir dizel motorunun çıkış gücünü artırmak için, silindire bir çevrimde alınan hava miktarını ve hava miktarı ile orantılı olarak da yakıt miktarını artırmak gereklidir. Bu da bir kompresör (doldurucu) vasıtasıyla gerçekleştirilir. Normal emmeli bir motora göre, bir kompresörle silindirine bir çevrimde alınan hava miktarı artırılan dizel motoruna “*aşırı doldurmalı dizel motoru*”, yapılan bu işleme de “*aşırı doldurma (turbocharging ya da supercharging)*” denir. [1]

Aşırı doldurmanın ana nedeni silindir içine giren havanın basıncını ve yoğunluğunu artırmak suretiyle motor çıkış gücünü arttırmak veya belli bir çıkış gücü için motorun ağırlık ve hacmini düşürmektir. Dizel motorlarında güç:

$$N_m \approx P_{me} V_H n_m \quad (2.1)$$

şeklinde toplam motor strok hacmi (V_H), ortalama efektif basınç (P_{me}) ve motor dönme sayısı (n_m) cinsinden yazılırsa, boyutları belirli bir dizel motorunun ($V_H =$ sabit) gücünün artırılabilmesi için, motor dönme sayısı veya ortalama efektif basınç artırılmalıdır. Dönme sayısı direkt püskürtmeli dizel motorlarında 3500-5000 *d/dak* ve bölünmüş yanma odalı dizel motorlarında 4500-7000 *d/dak* ile belli bir sınır

değere ulaşmıştır. Özellikle direkt püskürtmeli dizel motorlarında artan dönme sayısı ile yanma veriminin azalması (η_v), volümetrik verimin düşmesi (η_v), piston biyel ve supap mekanizmasındaki atalet kuvvetlerinin aşırı derecede artması, motor devir sayısındaki artışı sınırlandırmaktadır. Direkt püskürtmeli dizel motorlarında dönme sayısının artırılması yerine aşırı doldurma yapılarak ortalama efektif basıncın artırılması daha uygun bir yöntemdir. Aşırı doldurma yapılarak gücün artırılması (P_{me} artırılarak) direkt püskürtmeli dizel motorların gürültüsüz, daha yüksek performanslı ve yumuşak çalışmasını sağlamakta, bu ise bu uygulamayı direkt püskürtmeli dizel motorlar için son derece cazip kılmaktadır. Ancak, artan ortalama efektif basınçla birlikte maksimum basınç ve sıcaklıklarda artmakta dolayısıyla termik ve mekanik yüklerdeki artış, güç artışını sınırlandırmaktadır. Bu noktada motoru daha ağır yapmak ve nitelikli malzeme kullanmak gereklidir. Ancak, kazanılan güç artışı her zaman ağırlık artışının üstünde olmakta ve birçok durumda birim güç başına maliyet kabul edilebilecek boyutlarda kalmaktadır.

Gemi ve lokomotif dizellerinde aşırı doldurma uygulaması % 100 mertebesinde. Taşıt motorlarında ise aşırı doldurmanın en iyi uygulama alanı bulduğu yer küçük taşıt dizelleri olmuştur. Bunlarda aşırı doldurmasız olarak ancak 5-6 *bar*'lık ortalama efektif basınçlara erişilebilirken, aşırı doldurma ile 8-10 *bar*'a çıkılmaktadır. Ayrıca 4500-5000 *d/dak*'ya yükseltilecek hızlar sayesinde 1,5-2 *litre* strok hacminde ve 50-150 *BG*'de, küçük hafif ve bu sınıftaki benzin motorları kadar ömürlü dizel motorları imal edilmektedir. Bu motorlar, şehir içi şartlarında, benzin motoruna göre % 30, uzun yol şartlarında ise, % 10-20 kadar daha ekonomik çalışmaktadır. [1,2]

Aşırı doldurmanın üstünlükleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Aynı güç için daha küçük motor hacmi, daha az silindir sayısı (daha kısa bir motor) yeterlidir. Bu da mekanik verimde (η_{mk-m}) artış sağlamaktadır. [1]
- Aynı güce daha hafif bir yapı ile ulaşılır. Birim ağırlık başına motordan elde edilen güç, yani motorun güç yoğunluğu, artar.
- Motor gücünün dış ortam basıncına (çalışma yüksekliğine) bağımlılığı çok azalmaktadır (her 1000 *m*'de güçte % 1-2 civarında azalma).
- Soğutmaya giden ısı göreceli olarak azaldığı için soğutma sisteminin hacmi küçülmekte ve doğal emişli motorlara göre ısı kayıpları yaklaşık % 15-20 kadar azalmaktadır. [2]

- Egzoz türbini ile yapılan aşırı doldurmada (ETAD) bir çok durumda daha yüksek toplam verim elde edilir ve özellikle kısmi yüklerde özgül yakıt tüketim eğrisinde düzelme görülür. Verim artışı bir kaç yönden sağlanır; Gerçek çevrimin verimini yüksek tutabilmek için egzoz gazların da bırakılması gerekli atık enerji daha sonra piston üzerinde pozitif iş yapacak şekilde kullanılmakta, bu nedenle termik verim de (η_{tr}) artmaktadır. Motor hacmi ve silindir sayısı azaldığı için ise mekanik verim (η_{mk-m}) yükselmektedir. Ayrıca, hava fazlalık katsayısı her zaman büyük tutulabildiğinden dizel motorlarında indike verim (η_i) de artar. [1,2]

- Aşırı doldurma ile egzoz emisyonunda iyileşme görülmektedir. Dizelerde hava fazlalık katsayısı büyüdüğü, sıcaklıklar yükseldiği ve tutuşma gecikmesi azaldığı için CO, HC ve is emisyonunda düşme olur. Ancak daha yüksek çalışma sıcaklıkları nedeniyle NO_x emisyonu artmaktadır. Fakat egzoz gazları resirkülasyonu ile (EGR) bir miktar verim kaybı da göz önüne alınarak, NO_x emisyonları düşürülmektedir. [2]

- Egzoz türbini ile tahrik durumunda egzoz susturucusunun hacmi küçülür ve egzoz gürültüsü azalır.

- Büyükçe motorlarda maliyette azalma mümkündür.

Yukarıda sıralanan avantajlarına karşılık dizel motorlarında aşırı doldurmanın dezavantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Basınç ve sıcaklıklar arttığı için mekanik ve termik zorlanmalar artmaktadır. Pistonun ve egzoz supabının soğutulması gerekebilir. Genel olarak daha dikkatli bir tasarım gereklidir ve bütün bunlar maliyette bir artış getirecektir.

- Taşıt motorlarında egzoz türbini ile tahrik durumunda, alçak dönme sayısı ve yüklerde, türbin performansındaki düşme nedeniyle doldurucu gerekli doldurma basıncını sağlayamamaktadır. Bu bölgelerde ortaya çıkan kötü moment karakteristiği taşıtlar için istenmeyen bir durum yaratır. Aynı moment boşluğu taşıtın ivmelenmesi sırasında egzoz türbininin ataleti nedeniyle ortaya çıkmaktadır.

Egzoz gazları ile türbin tahriki durumunda yukarıda belirtilen dezavantajlar alınan yapısal önlemlerle büyük ölçüde giderilmektedir. Bu dezavantajlarına rağmen küçüklüğü, hafifliği, basitliği ve düşük dönme sayılarında bile yüksek verime sahip olması dolayısıyla, taşıt dizel motorlarında hemen hemen bütünüyle egzoz türbini ile tahrik sistemi kullanılmaktadır.

2.2 Dizel Motorlarında Aşırı Doldurma Sistemleri

Aşırı doldurma sistemleri motor emme havasını atmosfer basıncı üstüne sıkıştıran bir doldurucu (kompresör) ünitesinden ve bu doldurucuya hareket veren bir tahrik ünitesinden oluşur. Aşırı doldurma sistemleri durucunun motora bağlanma şekli ve güç transferi metoduna göre üç ana grupta toplanabilir. Bunlar:

- Mekanik tahrikli aşırı doldurma (MTAD),
- Egzoz türbini ile aşırı doldurma (ETAD),
- Basınç dalgaları ile aşırı doldurma (COMPREX)

sistemidir.

2.2.1 Mekanik tahrikli aşırı doldurma sistemi (MTAD)

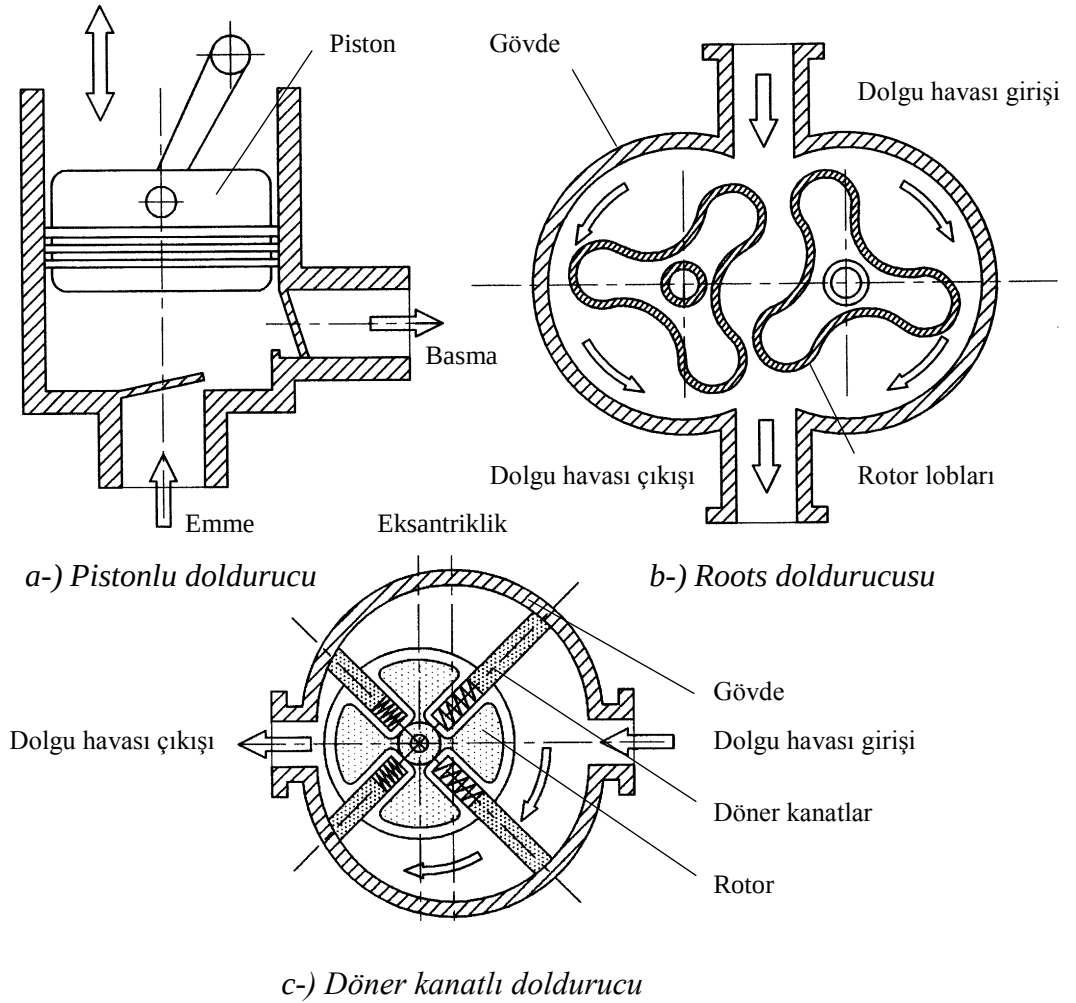
Mekanik tahrikle aşırı doldurmada doldurucu dışarıdan bir elektrik motoru vasıtasıyla ya da motor krank milinden hareket alan bir dişli veya kayış kasnak mekanizmasıyla tahrik edilir. Mekanik tahrikle ulaşılabilecek maksimum doldurucu dönme sayısı 10000-15000 *d/dak* aralığındadır. Dolayısıyla, hacim süpürmeli doldurucular mekanik tahrikli aşırı doldurma sistemleri için daha uygundur. [1]

Hacim süpürmeli doldurucularda debi birim zamanda süpürülen hacme bağlı olduğundan dönme sayısı ile lineer olarak değişmektedir. Ancak, dönme sayısı azaldıkça piston ile silindir (veya gövde) arası kaçakların artması bu lineerliği biraz bozmaktadır ve sıkıştırma sonu basıncıda buna bağlı olarak tam sabit kalamamaktadır. [2] Şekil 2.1’de mekanik tahrikli aşırı doldurma sistemlerinde sıkça rastlanılan hacim süpürmeli doldurucular görülmektedir.

Şekil 2.1-a’da görülen pistonlu doldurucuda, doldurucu pistonun aşağı yukarı hareketiyle motor emme havasının sıkıştırılması ve motora gönderilmesi sağlanır. Pistonlu doldurucunun sürtünme kayıpları çok fazladır ve volümetrik verim biraz yüksek olsa bile toplam verim diğer hacimsel dolduruculara göre daha düşüktür. Ayrıca, çok fazla yer kaplamaktadır. [3]

Şekil 2.1-b’de Roots tipi doldurucu görülmektedir. Bu tip doldurucularda emme kanalından gelen hava, rotor kanalı ile gövde arasındaki hacimde hapsedilerek, hacimde önemli bir değişiklik olmadan, emme manifolduna gönderilir. Tüm Roots tipi doldurucular, özellikle düşük dönme sayılarında, darbeli akışa sahiptir. Darbe

etkisi iki loblu tasarım yerine üç loblu tasarım kullanılarak iyileştirilebilir. İki loblu tasarım üretim açısından çok daha ucuz olup, daha büyük bir pompalama hacmine sahiptir. Roots tipi doldurucuların basınç oranı çok düşüktür (maksimum 1.4, genellikle kullanılan tiplerin basınç oranı 1.2 civarındadır). Dolayısıyla, kompresör olarak değil hava yerdeğiştiricisi olarak adlandırılabilirler. Sürtünme kayıpları izafi olarak daha düşüktür ve kanatların tasarım ve montajı döner kanatlı tiplerde olduğu gibi, denge bozucu radyal kuvvetlerin oluşmasını önler. Bu nedenle tahrik edilecekleri devir sayısı, dikkatle hazırlanmış ünitelerde, 10000 d/dak 'ya kadar çıkabilir. Roots tipi doldurucularda devir artışını sınırlayan en önemli parametreler; rotor loblarının neden olduğu rotor bükülmeleri, aşırı basma yüksekliğinin neden olduğu rotorların faz dışı hareketleri ve yatak yuvalarındaki salınımlar sayılabilir. Roots tipi doldurucularda volümetrik verim rotor genişliğine, dönme sayısına, rotor ile gövde arasındaki boşluklara ve basınç oranına bağlıdır. [1]



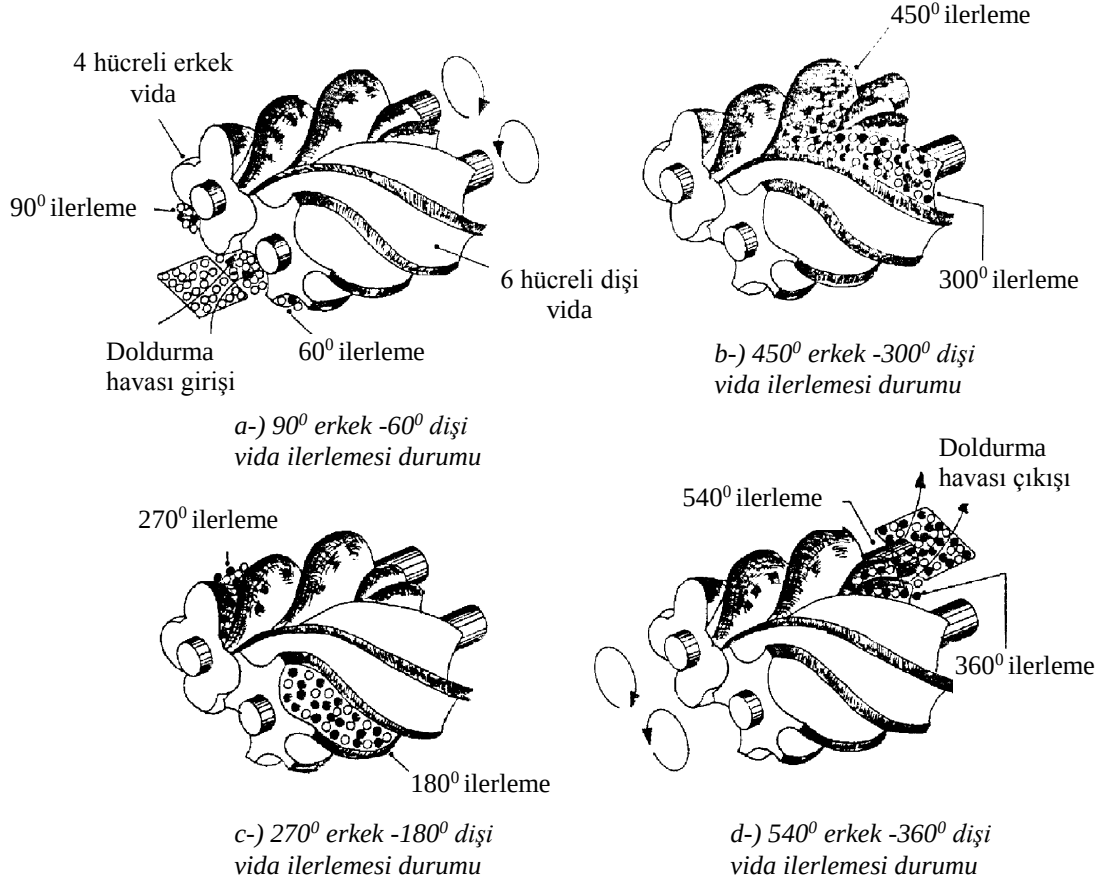
Şekil 2.1 Hacim süpürmeli (pozitif deplasmanlı) doldurucular ^[1,3]

Şekil 2.1-c’de döner kanatlı bir doldurucu şematik olarak görülmektedir. Bu tip doldurucularda rotor eksantrik olarak monte edilmiştir ve rotora bağlı kanatlar yatak içinde kaymaktadır. Rotor dönerken iki kanat arasındaki hacme giriş kanalından hava emilir. Rotorun dönme hareketiyle iki kanat ile gövde arasındaki odacık hacmi küçülür ve döner kanatlar çıkış kanalının önüne gelmeden önce odacık içindeki hava sıkışmaya başlar. Çıkış kanalının önüne gelen sıkışmış hava emme manifolduna gönderilir. Döner kanatlı doldurucuların Roots tipi dolduruculara göre en önemli sakıncaları; rotor yarıkları ile gövde yüzeyinde hareket eden kanatların iç sürtünmeyi artırması sonucu adyabatik doldurucu veriminin (η_{d-ad}) düşmesi, bunu önlemek için döner kanatlarla gövde arasında sürtünmeyle oluşan ısı genellikle bir soğutma sistemi ile dışarıya atılır, ve gövde içi kaçakların fazla olması sayılabilir. Döner kanatlı dolduruların sağladıkları hava debisi, kanatların iç yüzeyine temas ettiği stator iç çapının, rotor çapı ve genişliğinin, rotor eksantrikliğinin, kanat sayısı ile doldurucunun emme ve basma kanal ölçülerinin belirlediği maksimum odacık hacmine bağlıdır. [1,2]

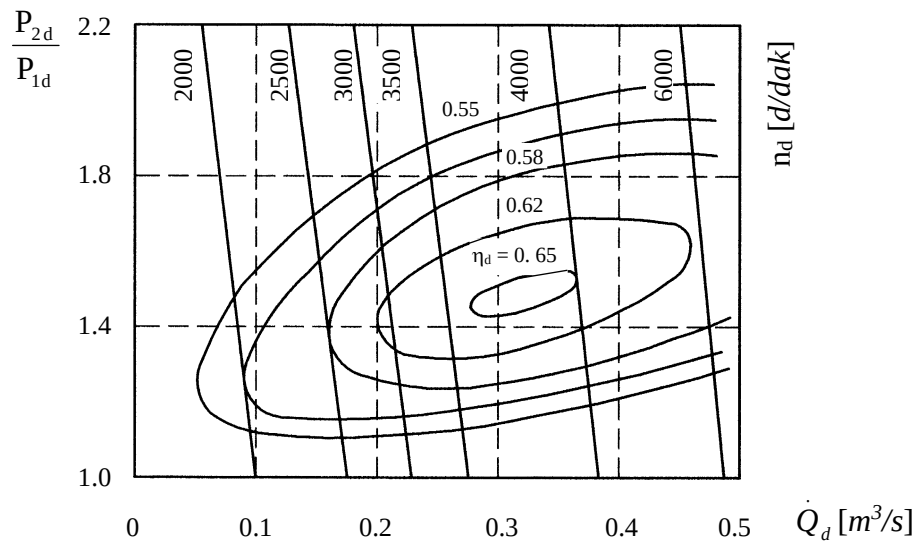
Diğer bir hacim süpürmeli doldurucu ise vida çarklı doldurucudur. Şekil 2.2’de bu doldurucunun çalışma prensibi görülmektedir. Vida çarklı doldurucuda birer adet erkek ve dişi vida bulunmaktadır. Erkek ve dişi vidanın üstünde loblar mevcuttur. Vidalar dönerken doldurucu önündeki hava, diğer bir lop emme kanalını kapatana kadar, erkek ve dişi vidalar ile gövde arasındaki hücreye dolar. Vidaların hareketiyle loblar ve gövde arasına alınan havanın hacmi azaltılarak basıncı artırılır ve çıkış kanalına gönderilir. [4] Vida tipi doldurucularda tatminkar bir performans için, dönen ve sabit parçaların beraber çalışan yüzeylerinin yüksek toleransta işlenerek, aralarındaki hasas boşluğun titizlikle elde edilmesi gerekir. Bu doldurucuların çalışma hızları, 3000-30000 *d/dak* arasında değişmektedir. Doldurucu içinde hava aksenel yönde sıkıştırılır. Vida yüzeyleri 0.03 mm kalınlığında teflon tabaka ile kaplıdır. Yüksek volümetrik ve izantropik verime sahip olan bu doldurucuların, çalışması esnasında, vida çarklarının dahili olarak soğutulması gereklidir. [2]

Şekil 2.3’de vida çarklı doldurucunun basınç oranının, doldurucu devri (n_d), debisi (Q_d) ve doldurucu verimiyle (η_d) değişimi görülmektedir. Roots ve döner kanatlı doldurucuların debi-basınç oranı karakteristiği’de Şekil 1.3’te görülen vida çarklı doldurucunun karakteristiğine benzerdir. Vida çarklı doldurucularda basınç oranı arttıkça artan kaçaklar nedeniyle debi azalmakta ve sabit dönme sayısı karakteristiği

sola doğru yatmaktadır. Roots tipi ve döner pistonlu doldurucularda adyabatik doldurucu verimi (η_{d-ad}) % 60-65 iken vida çarklı doldurucularda bu değer % 70-75'e kadar çıkabilir. [1,2]



Şekil 2.2 Vida çarklı doldurucu çalışma prensibi [4]



Şekil 2.3 Vida çarklı doldurucu debi-basınç oranı karakteristiği [3]

Mekanik tahrikli aşırı doldurma sistemlerinde (MTAD) kullanılan hacim süpürmeli doldurucuların üstünlükleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Debi sıkıştırma sonucu basıncı ile çok az değişmektedir.
- Basınç oranı dönme sayısından bağımsızdır.
- Her dönme sayısında ve her basınç oranında kararlı çalışma olanaklıdır.
- Debi dönme sayısı ile lineer değişmektedir.

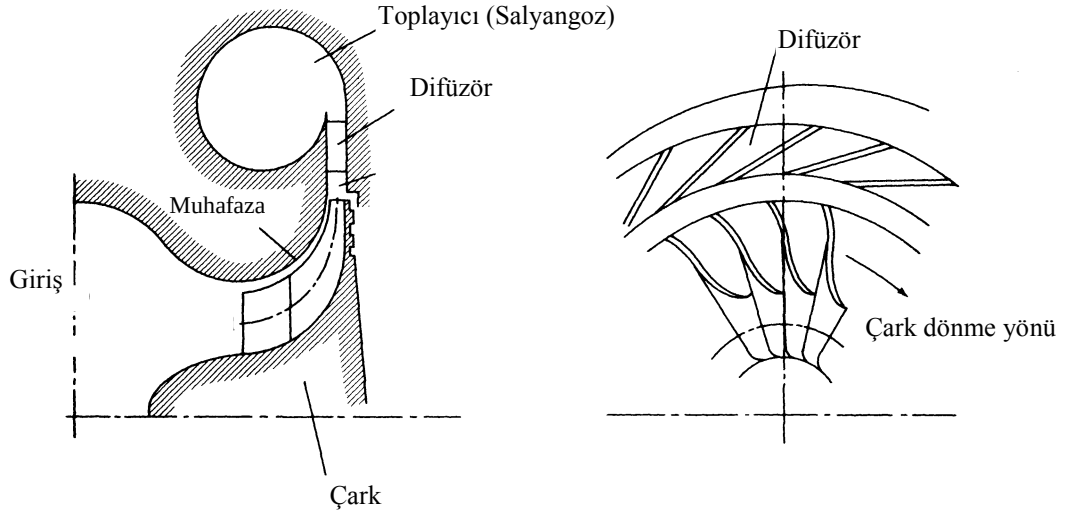
Bu üstünlükleri, hacim süpürmeli doldurucuları taşıt dizel motorlarına uygulama için çok çekici kılmaktadır. Hacim süpürmeli doldurucuların en büyük sakıncası, yüksek hızlı yapılamadıkları için, büyük hacim ve ağırlığa sahip olmalarıdır. Bu nedenle ve mekanik olarak tahrik edilmelerinin getirdiği verim kaybı dolayısıyla taşıt dizel motorlarında hemen hemen hiç kullanılmamaktadırlar.

2.2.2 Egzoz türbini ile aşırı doldurma sistemi (ETAD)

2.2.2.1 Doldurucu-türbin sistemi

Egzoz türbini ile aşırı doldurma sistemi üç ana elemandan oluşur. Bunlar; Doldurucu, türbin ve yağlama ünitesidir. ETAD’da doldurucu egzoz gazlarının enerjisiyle çalışan bir türbin tarafından tahrik edilir. Tahrik türbini radyal veya eksenel tipten olabilir. Eksenel tipte, çap küçüldükçe kaçaklar arttığı için verim düşmektedir. Bu bakımdan 150 mm’den daha küçük çaplarda eksenel tip türbin kullanılmaz. Büyük çaplarda ise, radyal türbinlerde imalat ve mukavemet problemleri ile karşılaşmaktadır. Bu nedenle 300 mm’den daha büyük çaplarda radyal tip kullanılmamaktadır. [2]

Şekil 2.4’te radyal türbinli ve radyal dolduruculu aşırı doldurma sisteminin detaylı kesit resmi görülmektedir. Bu tipte türbin gövdesi soğutulmamıştır, dolayısıyla türbin verimi biraz daha yüksektir. Düşük motor dönme sayılarında türbin devir sayısını (n_t) artırmak için ikiz türbin salyangozu kullanılmıştır. Yataklar kaymalı tiptir ve yağlama için motor yağ devresi kullanılmaktadır (yağ debisi : 3-4 litre/dak). Yatak sürtünme kayıplarını karşılamak için gerekli güç, tam hızda türbin gücünün % 5 ila % 10’u arasındadır. Daha önemli bir faktör bu oranın motor hızı düştükçe artmasıdır. Bu kayıpları en aza indirmek için kullanılan kaymalı yataklar, rotor hızından daha düşük hızlarda, yaklaşık rotor hızının % 20-30’u kadar daha fazla hızla dönerler. [4]



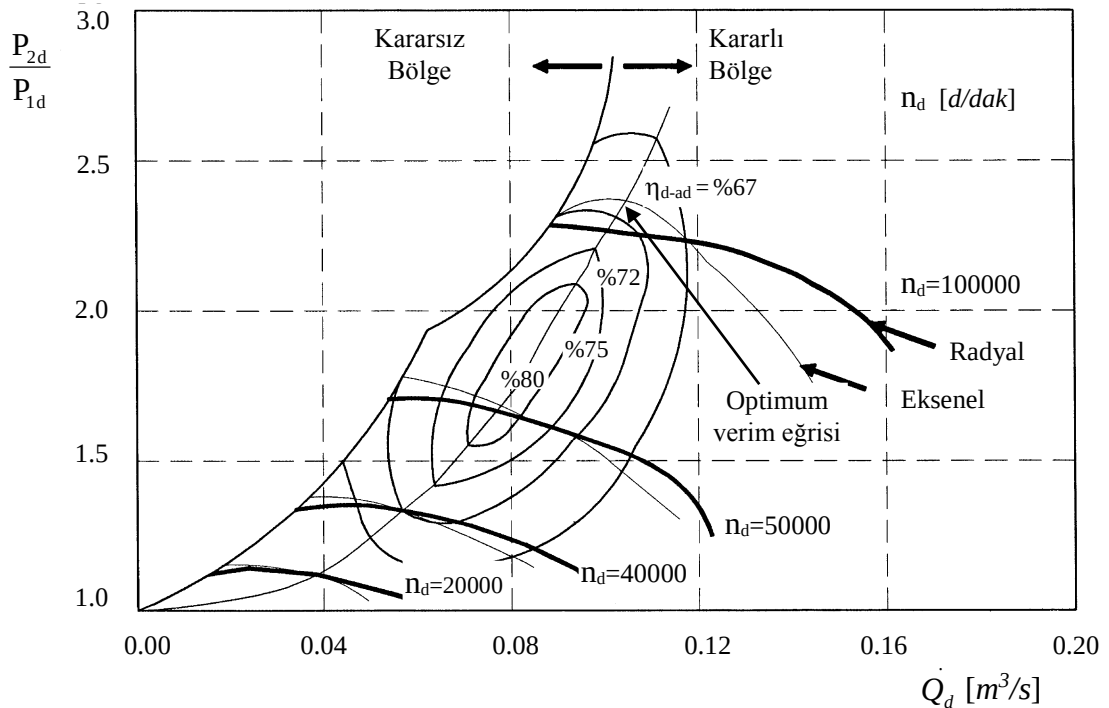
Şekil 2.5 Santrifüj doldurucu şematik görünümü ^[3]

Santrifüj doldurucularda, çark kanatları girişte tam aksenal ve çıkışta tam radyal doğrultuda yapılabildiği gibi (düz kanat), radyal ve aksenal doğrultu ile belli bir açıya sahip şekilde de (eğik kanat) yapılabilir. En basit çark tasarımı, düz kanat şeklinde yapılan tasarımıdır. Bu tip kanatta kanat uçlarında oluşan şok dalgaları verimi düşürür. Kanatların kanat girişindeki eğim açıları, doldurucuya giren havanın giriş açısıyla aynı tutularak havanın çarka girişteki giriş kayıpları ve kanat uçlarında oluşan şok dalgaları azaltılabilir. Santrifüj çarklarda en önemli sorun, yüksek dönme hızları ve basınç oranlarında akışkanın çark kanat yüzeylerinden ayrılması ve çok yüksek aerodinamik kayıpların ortaya çıkması sonucu çıkış basıncının ani olarak düşmesidir. Kanatların çıkışta geriye doğru eğik yapılması durumunda (eğik kanat) havanın doldurucu kanadından ayrılma riski ve türbülans kayıpları nedeniyle ortaya çıkan kararsız çalışma bölgesi daha yüksek dönme sayıları ve basınç oranlarına kaydırılmış olmaktadır. Fakat bu durumda, çark çapları ve dönme sayıları aynı olsa bile, çark çıkışında azalan teğetsel hız nedeniyle çıkış basıncı düşmektedir. Bu durum özellikle artan doldurucu dönme sayısı ile daha belirgindir. [1,4]

Taşıt dizel motorlarında kullanılan küçük ETAD sistemlerinde ($\Pi_d = 2.0-2.5$) doldurucu çark tasarımının belirgin eğilimlerinden biri kanatların geriye doğru eğik yapılmasıdır. Monte edildikleri motorun geniş hız aralıkları ve küçük boyutları düşük bir basınç oranı fakat debi yönünden geniş bir işletme aralığı gerektirdiğinden, bu sistemler için geriye süpürmeli kanat şekli idealdir. Eğik kanat kullanımı verimi

artırır ve debi aralığını genişletir, fakat basınç oranını korumak için çark çapındaki artış sonucu ortaya çıkan gerilmeler ve eylemsizlik momentindeki artış, kanat çıkışındaki eğim açısındaki artışı sınırlandırmaktadır. Bu problem özellikle, büyük hız aralığında, yüksek basınç oranlarında çalışan santrifüj doldurucularda görülmektedir. Yüksek basınç oranlarında ($2.5 < \Pi_d < 4.0$) basınç artışının tümünün çark içinde gerçekleştirilmesi durumunda çark boyunca basınç farkı ve dolayısıyla mekanik zorlamalar artmaktadır. Bu durumda basıncın ancak bir kısmı çark içinde yükseltilir, bir kısmı ise difüzörde (yayıcı) kazanılır. Kullanılan difüzörler kanatlı ve kanatsız olmak üzere iki tiptir. $\{2.5 < \Pi_d < 3.0\}$ basınç aralığında genellikle kanatsız tip difüzörler, daha yüksek basınç oranlarında ise ($3.0 < \Pi_d < 4.0$) kanatlı tip difüzörler kullanılmaktadır. Kanatsız tip difüzörlerin verimi kanatlı tiplere göre daha düşüktür. Fakat, daha geniş bir çalışma aralığına sahiptir ve daha az gürültü üretir. [4]

Santrifüj doldurucularda basınç oranı çark çıkışındaki havanın teğetsel hızının karesiyle artmaktadır. Ancak, kayıplarında akış hızının karesiyle artması sonucu beklenen basınç oranı gerçekleşemez ve sıkıştırma sonu basıncı, bu kayıplar ve adyabatik olmayan sıkıştırma sonucu artan doldurucu çıkış sıcaklığı ile azalan yoğunluğa bağlı olarak karesel olarak artmaz. Santrifüj doldurucunun tipik bir debi-basınç oranı karakteristiği Şekil 2.6'da verilmiştir. [2,5]



Şekil 2.6 Santrifüj doldurucu debi-basınç oranı karakteristiği şematik görünümü [5]

Bu karakteristik incelenecek olursa: [2,5]

- Optimum çalışma eğrisi üzerinde, kayıplar en az olduğundan, basınç oranı (Π_d) hemen hemen dönme sayısının karesiyle artmakta, debi ise dönme sayısı ile lineer değişmektedir. Diğer bir ifadeyle, doldurucu bu optimum verim çizgisi üzerinde bir orifis gibi davranmaktadır.

- Sabit bir (n_d) doldurucu dönme sayısında çalışırken artan debi ile birlikte, artan kayıplar nedeniyle, basınç oranı önce yavaş, sonra hızla azalmaktadır. Özellikle, yüksek doldurucu debileri ve devirlerinde bu etki daha fazladır.

- Optimum çalışma eğrisinin biraz solunda kararsız çalışma bölgesi başlamaktadır. Bu bölgede akış bütünüyle bozulduğu için istenilen basınca erişilememektedir.

- Kararsız bölge sınırının şekli nedeniyle hem yüksek verim hem de düşük debide çalışmak risklidir. Geniş bir dönme sayısı, dolayısıyla geniş bir debi aralılığından çalışan taşıt motorları için kullanılacak doldurucularda optimum çalışma eğrisi ile kararsız çalışma bölgesinin sınırı arasındaki aralığın özellikle fazla olması gereklidir.

2.2.2.3 Santrifüj doldurucu ve türbin çarkı imal yolları ve malzemeleri

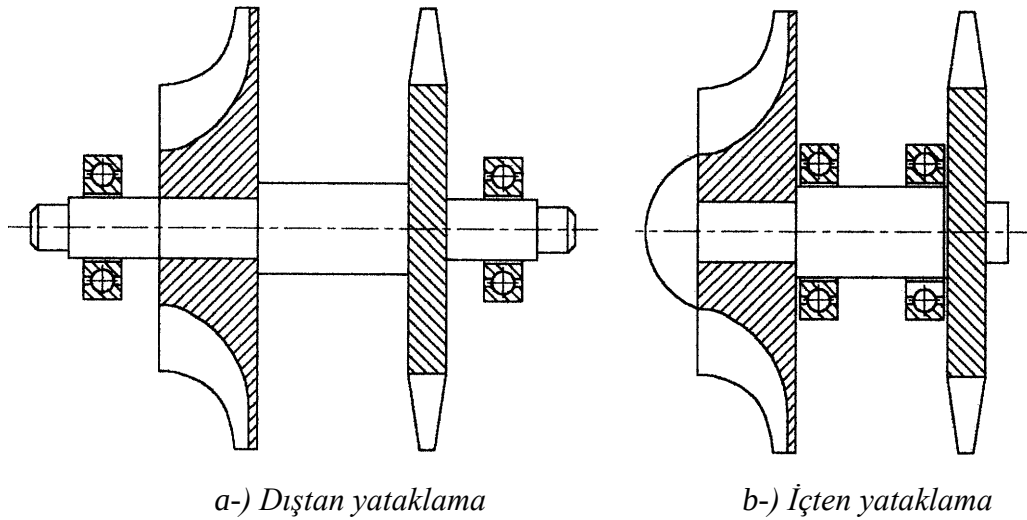
Malzeme olarak alüminyum alaşımları gerek hafiflik, gerekse döküm ve işleme kolaylığı yönünden doldurucu çarkları için çok uygundur. 400-450 m/s çevresel hızlara kadar doldurucu çarkları alüminyum alaşımlarından döküm yoluyla imal edilir. Alüminyum alaşımları $\Pi_d < 4.0$ basınç oranına ve $T_{2d} = 150-200$ °C doldurucu çıkış sıcaklığına kadar kullanılabilir. Bu sıcaklıkların üstünde, alüminyum mukavemetini hızla kaybettiğinden, çelik malzeme kullanmak gerekir. Titan ve alaşımları ise, hem yüksek mukavemetin hem de hafifliğin (daha küçük atalet momenti için) istendiği yerlerde, ancak ender olarak kullanılır. [2,5]

Türbin çarkları ise, dizel motorlarında $T_{eg} = 400-1000$ °C' lik egzoz gazları ile çalıştığından, mutlaka alaşım çeliğinden yapılır. Bu malzeme çok sert olduğundan işleyerek imalat yerine döküm yolu ile imalat daha ucuz olmaktadır. Radyal türbinlerde, çark ve taşıyıcı mil tek parça olarak imal edilebilir. Eksenel türbinlerde yalnızca kanatlar sıcak gazlar ile temasta olduğundan bunlar ve ana disk farklı malzemelerden yapıp daha sonra bir araya getirilir. [2]

2.2.2.4 Türbin-doldurucu mili yataklama şekilleri

ETAD sistemlerinde doldurucu ve türbin çarkı tek mil üzerinde bulunmakta, bunlar gövdeye kaymalı veya rulmanlı tip yataklarla üç farklı tip konstrüksiyonla bağlanmaktadır. Kullanılan yataklama konstrüksiyonları dıştan, içten ve tek taraflı yataklamadır. Şekil 2.7’de dıştan ve içten yataklama tipleri görülmektedir.

Dıştan yataklama tipi türbo doldurucularda uzun süre kullanılmış olan klasik bir yataklama tipidir. Bu tip yataklama şeklinde yatak değiştirme işlemi çok kolaydır. Türbin yatağı dışarı taşınarak ısınması önlenir ve kullanılan yatak çapları içten yataklamaya göre daha küçüktür. Dıştan yataklama konstrüksiyonun en önemli mahsuru, yatakların türbin ve doldurucu kesitlerini daraltması nedeniyle, türbin veya doldurucunun giriş ve çıkış kesitlerine aerodinamik şekil vermenin zorlaşmasıdır. Ayrıca bu tip yatak konstrüksiyonda aşırı doldurma ünitesinin mili içten yataklamaya göre daha uzun olmakta, bu ise atalet kuvvetlerini artırmaktadır.



Şekil 2.7 Türbin-doldurucu mili yataklama şekilleri ^[5]

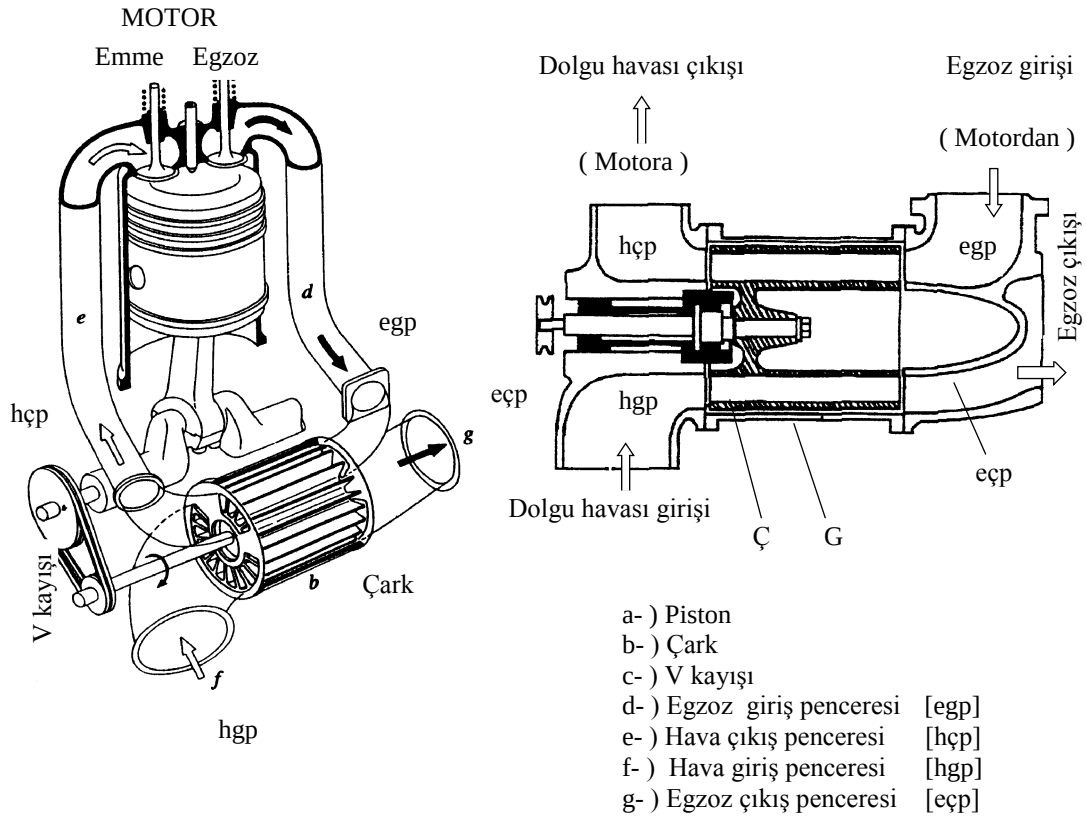
İçten yataklamanın en önemli avantajı daha kısa ve hafif yapıya izin vermesidir. Bu nedenle taşıt motorlarında kullanılan nispeten küçük basınç oranlı ($2.0 < \Pi_d < 3.0$) ETAD sistemlerinde çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca sistemin doğal frekansı genellikle geniş bir çalışma (dönme sayısı) aralığının dışında kalmaktadır.

Tek taraflı yataklama ise oldukça kompakt bir yapıdır. Her iki çark tek bir dönen kütle haline gelmiş olduğundan sistemin doğal frekansı, genel olarak çalışma bölgesi dışında kalan düşük dönme sayılarındanadır. Bu bakımdan çok yüksek dönme sayılarında bile düzgün bir çalışma olanaklıdır. [2]

2.2.3 Basınç dalgaları ile aşırı doldurma sistemi (COMPREX)

Gerek doldurucu çalışma prensibi gerekse tahrik şekli bakımından diğer aşırı doldurma sistemlerinden farklı olan bir diğer aşırı doldurma şekli basınç dalgaları ile aşırı doldurmadır. Bu sistem *compression* (sıkıştırma) ve *expansion* (genişleme) kelimelerinden oluşan “COMPREX” sistem adıyla tanınmaktadır. Sistem ilk olarak “Brown-Boveri” firması tarafından geliştirilmiştir. [2] Bu sistemde doldurucu basınç oranı maksimum $\Pi_d = 2.8$ 'e kadar çıkabilmekte iken taşıt dizellerinde bu oran, emme havasına egzoz gazı karışımını azaltmak ve volümetrik verimi yüksek tutmak için $\Pi_d = 2.0$ civarında sınırlandırılır. [3]

COMPREX sistemde dolgu havası, mekanik bir doldurucu kullanılmadan, basınçlı egzoz gazlarından faydalanılarak sıkıştırılır. Sistem ve sistemin motora bağlanış şekli Şekil 2.8’de şematik olarak verilmiştir. COMPREX aşırı doldurma sistemi, üzerinde egzoz gazı ve emme havası giriş ve çıkış pencereleri bulunan bir gövde (G) ve bu gövde içinde bulunan ve motor tarafından döndürülen radyal bir çarktan (Ç), çark genellikle motor dönme sayısının 4 ile 5 katı hızla döner, oluşmaktadır. [2,3] Şekil 2.9’da ise gövde ve çarkın açılımı çizilmiştir. Sistem şu şekilde çalışmaktadır: [2,5]



Şekil 2.8 Comprex aşırı doldurma sistemin şematik görünümü [2,3]

- Egzoz supabının açılmasıyla basınçlı egzoz gazları gövde üzerindeki egzoz giriş penceresi (egp) önüne gelir. Çark radyal yönde bölünmüş çok sayıda hücreden oluşmaktadır ve {egp} önüne gelen hücrelerdeki atmosfer havası basınçlı egzoz gazları tarafından sıkıştırılarak hava çıkış pencerelerine (hçp) doğru sürüklenir. Bu sırada çark motor tarafından döndürülmekte ve {egp} önünde bulunan hücreler {hçp} önüne doğru gelmektedir. Böylece ilk basınç dalgasının yolu Şekil 2.10'daki {1} yolu olur. {hçp}, dönme yönünde, {egp}'e göre daha ileridedir. Bu mesafe, basınç dalgasının çarkı boydan boya ses hızıyla katetme süresince çarkın radyal yönde ilerlemesidir. Bu noktadan sonra egzoz gazlarının önünde sürüklenmekte olan taze hava, buradaki pozitif {1} dalgası (sıkıştırma dalgası) basıncı ile motora girer.

- Hava çıkış penceresinin (hçp) alanı {egp}'nin alanından daha büyük olduğundan atmosfer havası burada genişler, hızı azalarak basıncı artmaya devam eder ve bu pencereden yansıyan {2} dalgası da pozitif (sıkıştırma dalgası) olur.

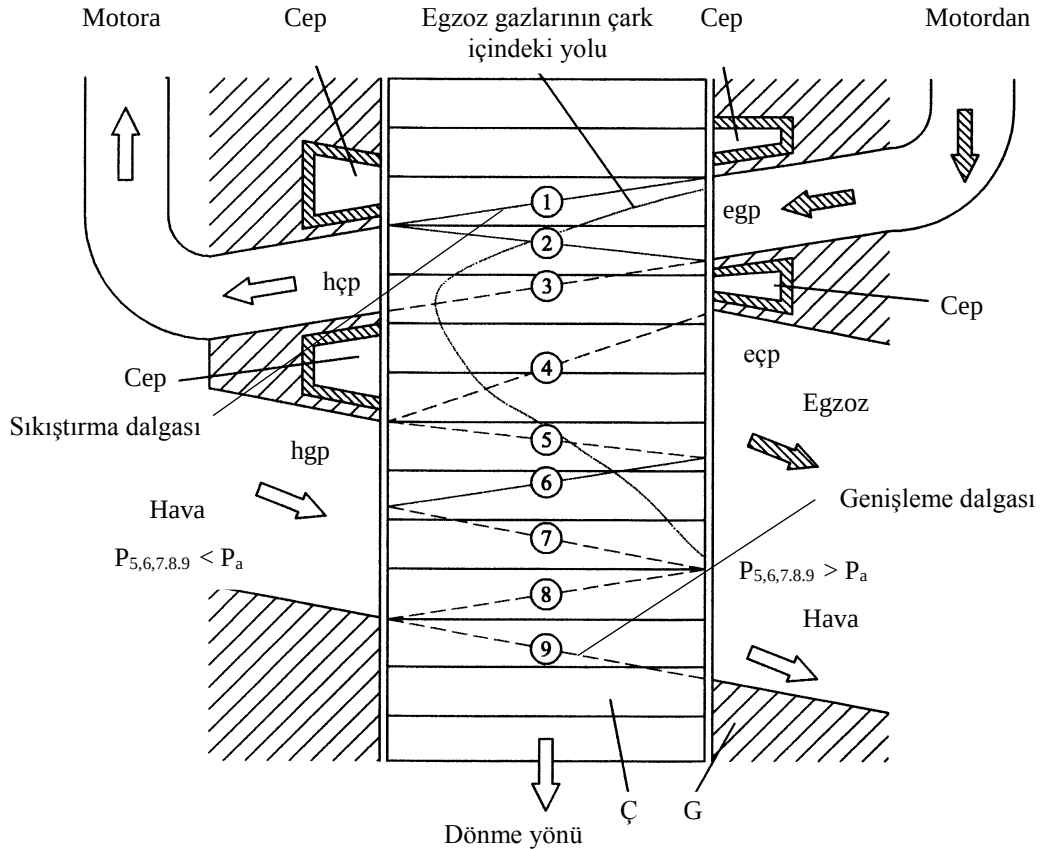
- Çarkın dönmeye devam etmesiyle {2} dalgası {egp} önüne geldiğinde bu dalgayı taşıyan hücrelerin önü artık kapanmış ve egzoz kanalına geri akış önlenmiştir. Bu dalga duvardan {3} genişleme dalgası (basıncın azaldığı negatif dalga) olarak yansır. Şekil 2.10'daki taralı alan egzoz gazlarının çark içinde bulundukları bölgeyi vermektedir. Görüldüğü gibi gazlar {hçp}'ye kadar gelememektedir. Egzoz gazlarının bu bölge içindeki akış yönleri oklarla gösterilmiştir. İlk giren egzoz gazlarını taşıyan hücreler {hçp} önüne geldiğinde bu hücrelerin önü artık kapanmıştır. Böylece en azından teorik olarak motor havasına egzoz gazı karışmamış olur.

- {2} dalgasının {egp} tarafından yansıyan şekli olan {3} dalgası {hçp} ve {egp} tarafında gövdeye çarparak genişleme dalgası olarak yansımaya devam eder. Bu sırada basınç giderek azalır. {3} dalgasının {egp} tarafından son yansıyan şekli {4} dalgası olup, bu dalganın basıncı hala atmosfer basıncından daha büyük olduğundan, bu noktadan itibaren egzoz gazları egzoz çıkışından (eçp) atmosfere akmaya başlar.

- {4} dalgasının {hçp} tarafından yansımış şekli olan {5} dalgasında, kayıplar nedeniyle basınç artık iyice düşmüştür. Bu dalganın basıncı atmosfer basıncından küçük olduğundan atmosfer havası hava giriş penceresinden çarka girmeye başlar. Egzoz giriş ve hava çıkış pencereleri aynı anda açık olan hücrelerde, basınç dalgaları

artarak ve azalarak iki pencere arasında gidip gelmektedir. Egzoz çıkış penceresi (eçp) hava giriş penceresinden (hgp) daha büyük olduğu için basınç {hgp} tarafında atmosfer basıncının altında, {eçp} tarafında ise üstündedir.

Sistem, sıkıştırma ve genişleme dalgalarının dönen çark içinde, belli zamanlarda egzoz veya hava pencerelerinin önüne gelmesiyle çalışmaktadır. Bu çalışma mekanizmasının gerçekleşebilmesi için basınç dalgalarının hızı ile çark boyu arasında belli bir sabit oranın bulunması gereklidir. Ancak basınç dalgalarının hızı ses hızı olup, bu hız sıcaklığın fonksiyonudur. Çark boyu geometrik olarak sabit olduğuna göre, çark boyu ile ses hızı arasındaki gerekli ilişki sadece tek bir egzoz sıcaklığı-çark hızı çifti için kurulabilir. Halbuki, çark hızı motor hızıyla ve egzoz sıcaklığı ise motor yükü ile değişmekte ve çoğu zaman aralarında belli bir ilişki bulunmamaktadır. Dolayısıyla, sistem motorun her çalışma noktasında en iyi şekilde çalışmayacaktır. Bu durumda, gövde giriş ve çıkış yüzeylerine, uygun büyüklük ve şekillerde, cepler açılarak basınç dalgalarının yolları çark hızına bağımlı duruma getirilmekte ve sisteminin geniş bir dönme sayısı ile yük aralığında verimli çalışması sağlanmaktadır. [2,5]



Şekil 2.9 Complex aşırı doldurma sisteminin çark açılımı [2,3,5]

COMPREX aşırı doldurma sisteminin ETAD'a göre birçok avantajı mevcuttur. Bunlar aşağıdaki gibi sıralanabilir: [2,3,5]

- Sağlanabilen basınç oranı motor yükü ile artmaktadır. Artan motor yükü (artan ortalama efektif basınç ve sıcaklık) ile egzoz basınç dalgasının hızı ve tepe değeri büyümekte ve giriş havası daha efektif olarak sıkıştırılabilmektedir. Bu, taşıt motorları için alçak dönme sayılarında istenilen bir durumdur.

- Sistem yük ve dönme sayısı değişikliklerine çok hızlı olarak reaksiyon göstermektedir. Çark doğrudan motor tarafından döndürüldüğünden, alçak dönme sayısından yüksek dönme sayısına çıkışta, egzoz türbininde olduğu gibi bir hızlanma gecikmesi söz konusu değildir. Sistem yeterli havayı sağlayabildiği için, dizel motorlarında, hızlanma sırasında egzozdaki is (partikül) yüzdesi de düşüktür.

- Motorun çalışma yerinin yüksekliği arttıkça, yoğunluğun düşmesi sonucu azalan hava miktarı nedeniyle egzoz gazı sıcaklığı artmaktadır. Bu sıcaklık arttıkça, basınç dalgasının hızı ve sistemin sağlayacağı basınç oranı da artacağından, yükseklikle doğan güç kaybının büyük bir kısmı geri kazanılmaktadır.

- Bu sistemde egzoz gazının motor havasına karışması en az tutulabilmekle birlikte istenirse, egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) kolayca sağlanabilir.

Bu üstünlüklerine karşılık COMPREX aşırı doldurma sistemi aşağıda verilen şu dezavantajlara sahiptir: [2,3,5]

- Büyük yüklerde egzoz gazı sıcaklığı 1200 °C'in üstünde olup, basınç dalgasının hızı arttığından (ses hızı yüksek), aşırı doldurma havasına karışan egzoz gazı miktarı % 1'in altındadır. Düşük yüklerde ise ($T_{eg} = 500$ °C), egzoz gazlarının çark içindeki hızı basınç dalgalarının hızı yanında oldukça büyük değerlerde olduğundan, bu değer % 4'e kadar çıkmaktadır.

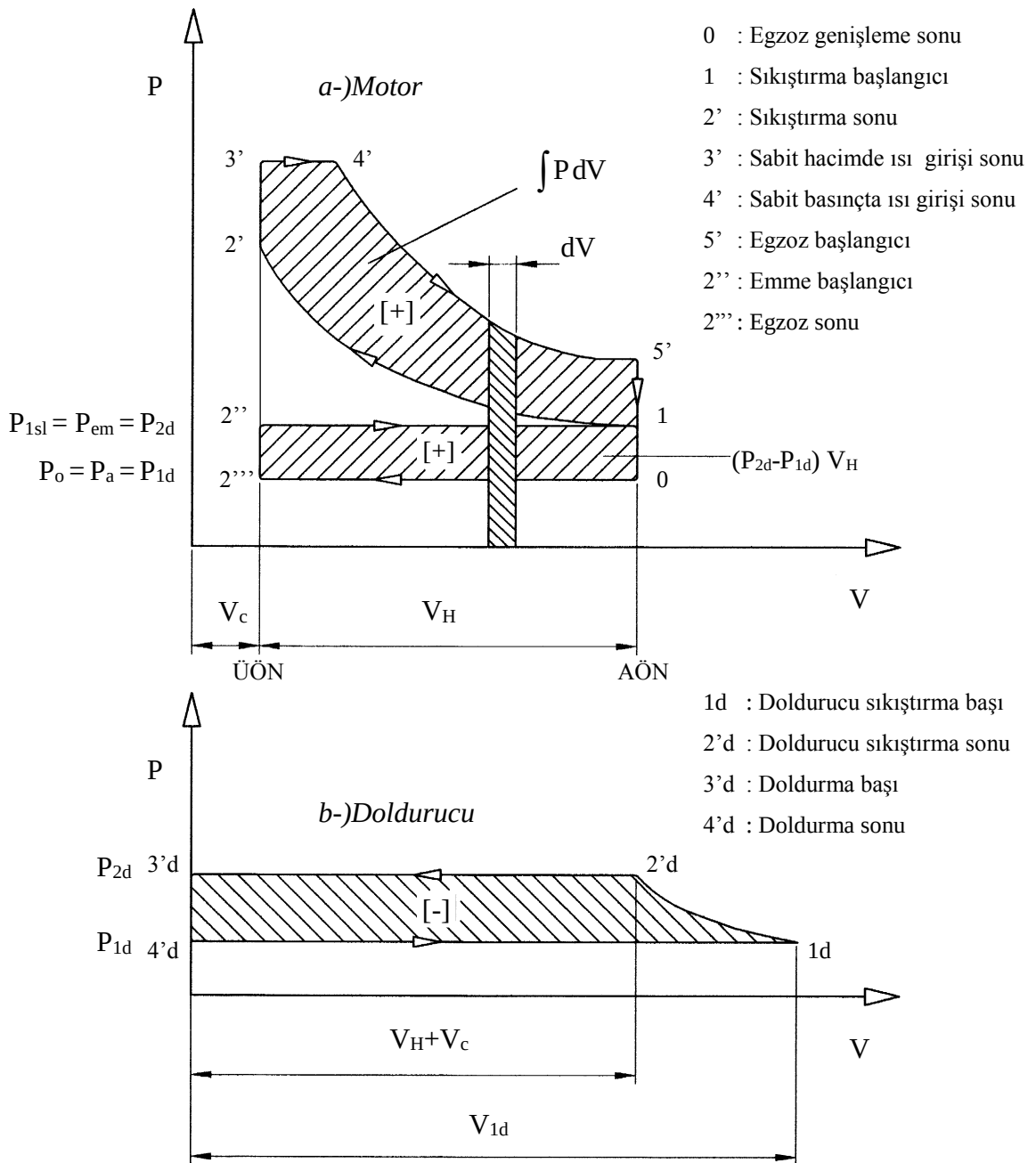
- Sistemin, özellikle taşıtlar için önemli dezavantajı hacminin büyük oluşudur. Çark motor tarafından tahrik edildiği için, ayrıca bazı yerleştirme problemleri de ortaya çıkmaktadır.

- Bir diğer sakınca da, sistemin emme veya egzoz karşı basınçlarına karşı duyarlı olmasıdır. Çünkü çarkın içinden hava veya egzoz gazının akışı çok küçük basınç farkları altında gerçekleşmekte ve emme filtresi veya egzoz karşı basınçlarının tasarım değerlerinden sapması sistemi olumsuz etkilemektedir.

2.3 Aşırı Doldurmanın Termodinamiği

2.3.1 MTAD durumunda aşırı doldurmanın termodinamiği

Şekil 1.10'da motor tarafından mekanik olarak tahrik edilen bir doldurucu ile aşırı doldurulmuş dizel bir motorun, doldurucu ve motordaki hal değişimlerinin *tersinir adyabatik (izentropik)* olması durumunda, P-V diyagramları görülmektedir (Bu grafiklerde {‘} işaretiyle motor ve doldurucudaki izentropik hal değişimleri, {‘’} ve {‘’’} işaretleriyle de çevrimdeki farklı noktalar gösterilmiştir).



Şekil 2.10 MTAD durumunda motor ve doldurucunun P-V diyagramları ^[5]

Burada:

P_0 : Referans basıncı [$N/m^2=Pa$]

P_a : Atmosfer basıncı [Pa]

P_{1d} : Doldurucu giriş basıncı [Pa] (bu basınç pratikte atmosfer basıncından, hava filtresi ve emme kanalındaki kayıplar kadar daha düşüktür)

P_{2d} : Doldurucu çıkış basıncı [Pa]

P_{em} : Motor emme supabı önündeki basınç [Pa] (bu basınç doldurucu çıkış basıncından emme kanalındaki ve ara soğutucudaki kayıplar kadar daha azdır)

P_{1sl} : Sıkıştırma başındaki silindir basıncı [Pa] (bu basınç emme supabı önündeki basınçtan emme supabındaki kısılma kayıpları kadar daha azdır)

V_c : Ölü hacim [m^3]

V_H : Toplam strok hacmi [m^3]

'dir. Doldurucu tarafından P_{2d} doldurucu çıkış basıncına kadar sıkıştırılan doldurma havası bu basınçta $\{3'd\}$ noktasına kadar doldurma basıncı sabit kabul edilerek, ölü hacim de dahil olmak üzere, silindire sokulmaktadır. Bu işlem sırasında doldurucunun motordan çektiği işi tespit edebilmek amacıyla, SASA (Sürekli Akışlı, Sürekli Açık Sistem) için *termodinamiğin 1. kanunu*, potansiyel ve kinetik enerji terimleri ihmal edilerek, doldurucu giriş ve çıkış şartları için

$$\dot{Q}_d - \dot{W}_d = \dot{m}_d(i_{2d} - i_{1d}) \quad (2.2)$$

şeklinde yazılabilir. Burada; $\dot{m}_d$ [kg/s] doldurucu kütleli debisi, i_{1d} , i_{2d} [J/kg] doldurma havasının doldurucu giriş çıkışındaki entalpileri ve $\dot{Q}_d$ [J] ise doldurma sırasında dışarıya olan ısı kaybıdır. Doldurma esnasında dışarıya ısı kaybı olmadığı kabulü ve $i = c_p T$ ifadesi kullanılarak, tersinir adyabatik doldurucu işi için ($\dot{W}'_{d-ad}$),

$$-\dot{W}'_{d-ad} = \dot{m}_d c_{p,d} (T_{2d} - T_{1d}) = \dot{m}_d c_{p,d} T_{1d} \left(\frac{T_{2d}}{T_{1d}} - 1 \right) \quad (2.3)$$

denklemini elde edilir. Burada; $c_{p,d}$ [$J/kg.^0K$] doldurma havasının sabit basıncındaki özgül ısısı, T_{1d} [0K] doldurma havasının doldurucu girişindeki sıcaklığı, T_{2d} [0K] ise izentropik sıkıştırma sonucu doldurma havasının doldurucudan çıkış sıcaklığıdır.

Doldurucuda havanın izentropik sıkıştırılması durumunda doldurucu giriş çıkış şartları için aşağıda verilen termodinamik bağıntılar yazılabilir.

$$\Pi_d = \frac{P_{2d}}{P_{1d}} = \left(\frac{V_{1d}}{V_{2d}} \right)^k \quad (2.4)$$

$$\frac{T_{2d}}{T_{1d}} = \left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{V_{1d}}{V_{2d}} \right)^{k-1} \quad (2.5)$$

$$k = \left(\frac{c_{p,d}}{c_{v,d}} \right), R_d = (c_{p,d} - c_{v,d}) \quad (2.6)$$

Burada; R_d [$J/kg.^0K$] doldurma havasının üniversal gaz sabiti, $c_{v,d}$ [$J/kg.^0K$] sabit hacimdeki özgül ısı, V_{1d} ve V_{2d} [m^3] ise doldurucu giriş-çıkışındaki hacmidir. Pratikte havanın doldurucu çıkışındaki gerçek çıkış sıcaklığı (T_{2d}) izantropik sıkıştırma sonucu ulaşılan doldurucu çıkış sıcaklığından ($T_{2'd}$) daha büyüktür. Bu sıcaklıklar arasındaki ilişki, doldurucu adyabatik verimine (η_{d-ad}) bağlı olarak,

$$\eta_{d-ad} = \frac{T_{2'd} - T_{1d}}{T_{2d} - T_{1d}} \Rightarrow T_{2d} = T_{1d} \left(1 - \frac{1}{\eta_{d-ad}} \right) + T_{2'd} \left(\frac{1}{\eta_{d-ad}} \right) \quad (2.7)$$

şeklinde yazılabilir. (2.5) denklemi izentropik olmayan doldurucu çıkış şartları için yazılıp (2.3) denkleminde yerine konursa, adyabatik doldurucu işi ($\dot{W}_{d-ad}$),

$$-\dot{W}_{d-ad} = \dot{m}_d c_{p,d} T_{1d} \left[\left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad [J/s=W] \quad (2.8)$$

şeklinde ya da (2,4), (2,5), (2,6) eşitlikleri ve $PV=mRT$ ideal gaz denklemi ile

$$-\dot{W}_{d-ad} = P_{1d} V_{1d} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] \quad [J] \quad (2.9)$$

şeklinde yazılabilir. Bu iş doldurucu çevrim alanına denk olup motor milinden alınmaktadır ve işareti negatiftir. Motor tarafında ise, pistonun P_{2d} aşırı doldurma basıncı altında AÖN (alt ölü nokta)'ye olan hareketi {2''s} noktasından başlar. {1}

noktasında sıkıştırma ile başlayan iş çevrimi, {5'} egzoz başlangıcından sonra {0} genişleme sonuna kadar devam eder. {0-2'''} arası dolgu değişimi çevriminin sabit basınçtaki (atmosfer basıncına karşı) egzoz kısmıdır. Görüldüğü gibi dolgu değişimi işi (1-2''-2'''-0 alanı) pozitif olup, toplam çevrim işi

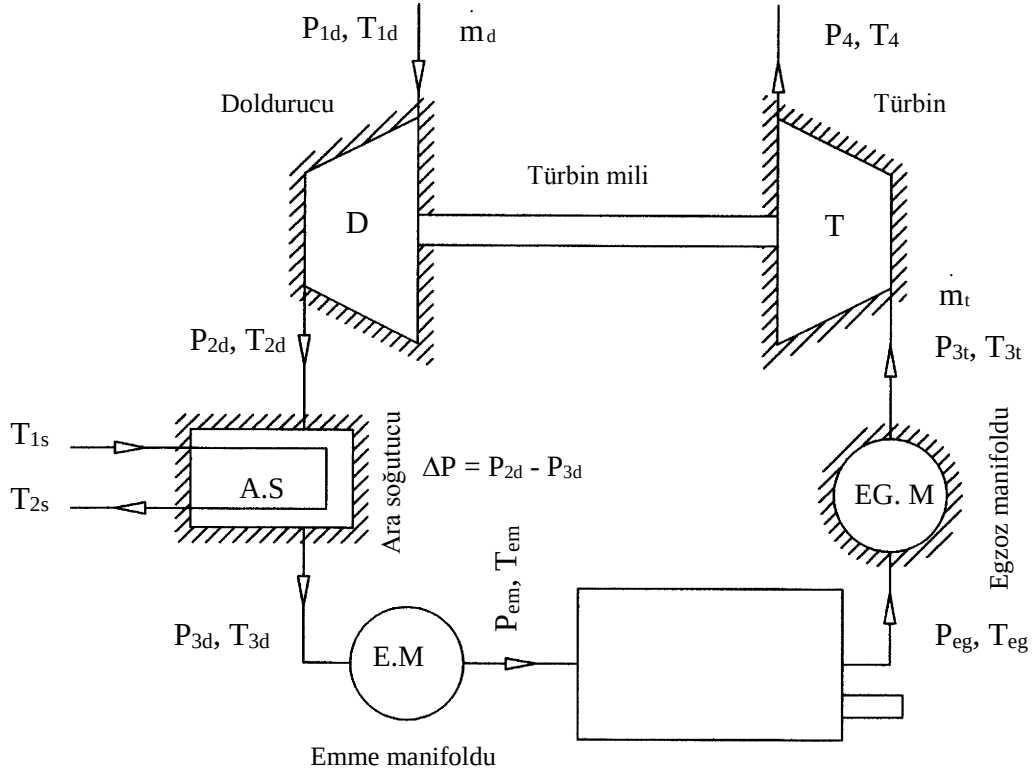
$$\dot{W}_c = \int PdV + (P_{2d} - P_{1d}) V_H \quad [J] \quad (2.10)$$

şeklinde iş çevrimi ve dolgu değişimi çevrimi işlerinin toplamıdır. Motordan çevrim başına alınan iş miktarı artmış gibi görünmektedir. Ancak doldurucu işi motor milinden geri alındığından ve bu iş dolgu değişimi işinden daha büyük olduğundan ($|-W_{d-ad}| > |(P_{2d} - P_{1d}) V_H|$), sonuçta toplam motor işi küçülmektedir. Bu nedenle motor milinden yapılan mekanik tahrikli aşırı doldurmada toplam motor veriminde her zaman bir düşme görülür, bu da sistemin dizel motorlarına uygulanmasında en önemli mahsurdur. Verimdeki azalma, doldurma basıncı büyüdükçe önemli değerlere ulaşabilir. [1,2,3,5]

2.3.2 ETAD durumunda aşırı doldurmanın termodinamiği

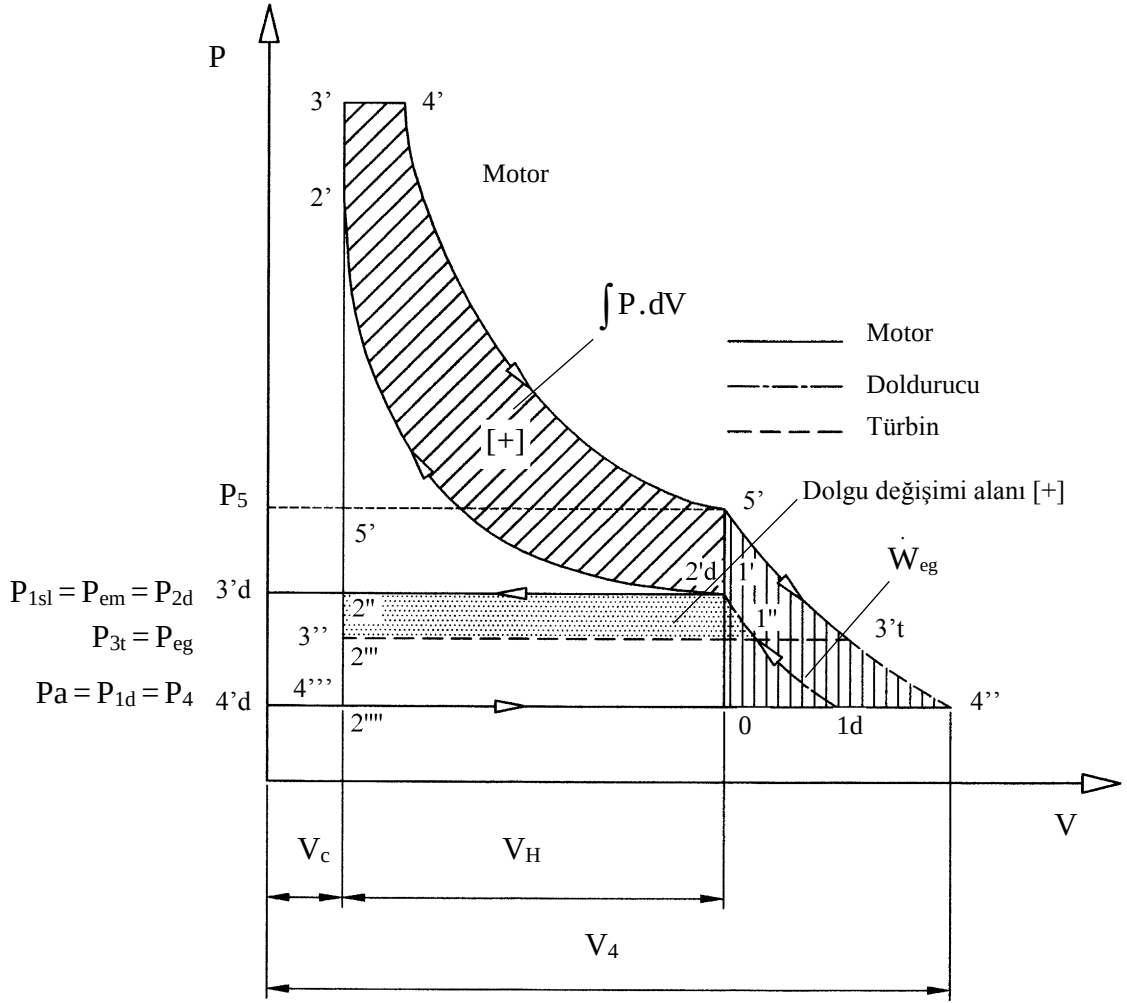
Şekil 2.11'de ETAD sistemi ve dizel motorunun birlikte şematik görünümü verilmiştir. Doldurucu tarafından atmosferden emilen doldurma havası P_{1d} basıncından P_{2d} basıncına kadar sıkıştırılmakta ve bu esnada sıkıştırılan havanın sıcaklığı da T_{1d} 'den T_{2d} 'ye yükselmektedir. Daha sonra ara soğutucuda soğutulmuş yoğunluğu artırılan dolgu havasının sıcaklığı T_{2d} 'den T_{3d} 'ye basıncıda P_{2d} 'den P_{3d} 'ye düşmektedir. Aslında burada yapılan iş silindirden önce bir ön sıkıştırma işlemidir. Böylece, silindir içine gönderilen hava çift kademeli bir sıkıştırma işleminden geçmiş gibi düşünülebilir. Dolgu havasının, emme manifoldu ve supabındaki kayıplar dolayısıyla, sıcaklığı artmakta, basıncı azalmakta ve sıkıştırma başlangıç şartlarında (P_{1sl}, T_{1sl}), yanmaya katılmaktadır. [1,4]

ETAD durumunda, egzoz gazlarının silindiri terk edebilmesi için yeterli zaman bırakmak amacıyla egzoz subabı AÖN'den önce açılmakta ve bu sırada oldukça fazla miktarda enerji egzoz gazlarıyla dışarıya atılmaktadır. Egzoz gazı kullanan türbinle tahrik durumunda, türbin işi motor milindeki faydalı işten değil, egzoz gazlarının atık enerjisinden elde edilmektedir. Şekil 2.12'de egzoz türbini, doldurucu ve motorun, hal değişimlerinin izentropik olması durumunda, P-V diyagramları görülmektedir. [2,5]



Şekil 2.11 ETAD sistemi ve diesel motoru şematik görünümü ^[1,4]

Egzoz supabın {5'} noktasında açılmasıyla, silindiri terk eden egzoz gazları, {3't} türbin giriş şartlarına kadar izentropik olarak genişlemektedir. m_t türbin debisi, T_{3t} sıcaklığı ve P_{3t} basıncıyla türbine giren egzoz gazları, türbin içinde iş yaparak P_4 türbin çıkış basıncına kadar genişlemekte ve T_4 türbin çıkış sıcaklığı ile atmosfere atılmaktadır. Egzoz gazlarının türbinden çıkış sıcaklığı, atmosfer sıcaklığından büyük olduğundan P-V diyagramında {4''} ve {1d} noktaları üst üste düşmemektedir. Bu sırada türbine doğrudan bağlı olan doldurucu, P_{2d} basıncındaki dolgu havasını ($P_{2d} \cong P_{3d}$ kabul edilirse) doldurma periyodu {1'-2''} boyunca silindire sokar. Egzoz supabının kanal tarafındaki basıncı olan egzoz karşı basıncı (P_{eg}), türbin giriş basıncına yaklaşık olarak eşit ($P_{eg} \geq P_{3t}$) kabul edilirse, havanın silindire girişi $P_{2d} - P_{3t}$ basınç farkı altında olmaktadır. Atmosfer havasının sıkıştırılması ve motora doldurulması sırasında türbin tarafından sağlanan iş {3't-4''-4'''-3''} alanıdır. Doldurucunun yaptığı iş ise, motor ölü hacmi de doldurulduğuna göre, {1d-2'd-3'd-4'd} alanı olup, bu iş türbin işine eşittir. Bu durumda, motor dolgu değişimi işi olan {1'-1''-2'''-2''} alanı pozitif olup egzoz gazlarından alınan bu iş motor çevrim işine katılmaktadır ve işareti pozitiftir. Bu nedenle, ETAD durumunda toplam motor veriminde her zaman bir artış söz konusudur. [2,3,5]



Şekil 2.12 ETAD durumunda türbin, doldurucu ve motorun P - V diyagramları^[5]

2.3.2.1 Egzoz gazlarının işi

Egzoz gazlarının, ortam basıncına kadar genişlemesiyle, teorik olarak yapabileceği iş Şekil 2.12’de $\{5'-4''-0\}$ alanı ile verilmiştir. Doldurucunun işi ise $\{1d-2'd-3'd-4'd\}$ alanıdır. Egzoz supabının $\{5'\}$ noktasında açılmasıyla $\{4''\}$ noktasına kadar genişleyen egzoz gazlarının teorik olarak yapabileceği iş,

$$\dot{W}_{eg,teo} = \int_{5'}^{4'} P dV - P_4(V_4 - V_{5'}) \quad [J] \quad (2.11)$$

‘dir. Bu ifadenin, kullanım kolaylığı açısından, hacim yerine basınç ve sıcaklıkların yazılması için $\{5'-4''\}$ genişlemesinin tersinir adyabatik olduğu kabulüyle,

$$V_4 = V_{5'} \left(\frac{P_5}{P_4} \right), \quad V_{5'} = V_{1'} = R_{eg} \left(\frac{T_{5'}}{P_5} \right) \quad (2.12)$$

(2.12) eşitlikleri (2.11) denkleminde yazılıp integrali alınırsa,

$$\dot{W}_{eg,teo} = \frac{R_{eg} T_{5'}}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_5} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - R_{eg} T_{5'} \frac{P_4}{P_5} \left[\left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] [J] \quad (2.13)$$

denklemini elde edilir. Burada $R_{eg} [J/kg.^{\circ}K]$ egzoz gazları gaz sabitidir. Egzoz gazlarından elde edilebilecek teorik iş için sayısal bir örnek vermek gerekirse :

$$T_{5'} = 1100 ^{\circ}K, P_5 = 0.7 MPa, P_4 = 0.1 MPa, R_{eg} \approx R_d = 287 J/kg.^{\circ}K, k = 1.4$$

egzoz gazı ve motor değerleriyle, 1 kg egzoz başına

$$\dot{W}_{eg,teo} = 2.10^5 J / kg$$

elde edilir. Buna karşın $T_{1d} = 293 ^{\circ}K$, $P_{2d} = 0.21 MPa$ 'lık bir doldurma basıncı için 1 kg doldurma havası başına gerekli doldurucu işi, (2.8)'in değişik yazılmış şekli olan

$$-\dot{W}_{d-ad} = c_{p,d} T_{1d} \left[\left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = R_d \frac{k}{k-1} T_{1d} \left[\left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (2.14)$$

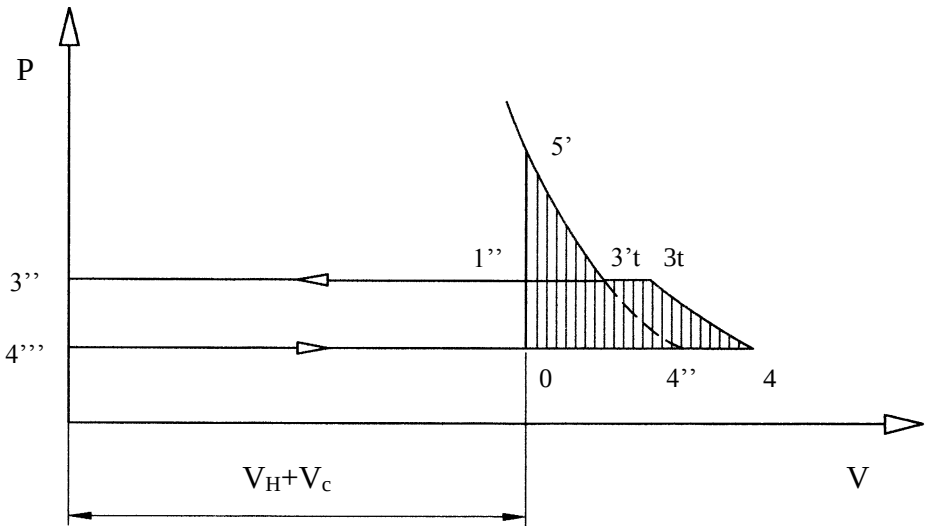
(1.14) ifadesinden, $c_{p,d} = 1005 J/kg.^{\circ}K$ için hesaplanırsa,

$$-\dot{W}_{d-ad} = 0,695.10^5 J / kg$$

bulunur. Görülmektedir ki, teorik olarak egzoz gazlarından elde edilebilecek işin % 35'i doldurma işi için yeterlidir. Ancak, pratikte doldurma işi için egzoz gazlarının enerjisinin % 100'ünden yararlanılamaz. Çünkü egzoz gazlarının gerek egzoz supabındaki, gerekse türbindeki genişleme ve türbülans kayıpları oldukça büyük değerlere ulaşmaktadır. Egzoz supabındaki genişleme verimi $\eta_{gn} = 0.8$, türbin verimi $\eta_t = 0.7$ ve doldurucu verimi $\eta_d = 0.80$ alınırsa, egzoz gazlarının toplam enerjisinin ancak % 45'i doldurma için hazır demektir. Yukarıda verilen örnek durumunda, % 35 yerine bu defa teorik işin % 77 kadarı doldurmada kullanılacaktır. Ayrıca, motor boşta veya düşük yükte çalışırken alçak hızla dönmekte olan türbinin belli bir yedek güce sahip olması gerekmektedir. Yedek güç, türbinin, ani güç isteklerine cevap vermek üzere, yüksek dönme sayılarına hızla çıkabilmesi için gereklidir. Örneğin, $P_5 = 0.4 MPa$, $P_{2d} = 0.11 MPa$ için, diğer değerler önceki örnekteki gibi kalmak üzere doldurucu işi egzoz gazları işinin yalnızca % 7'sini tutmaktadır. Bu

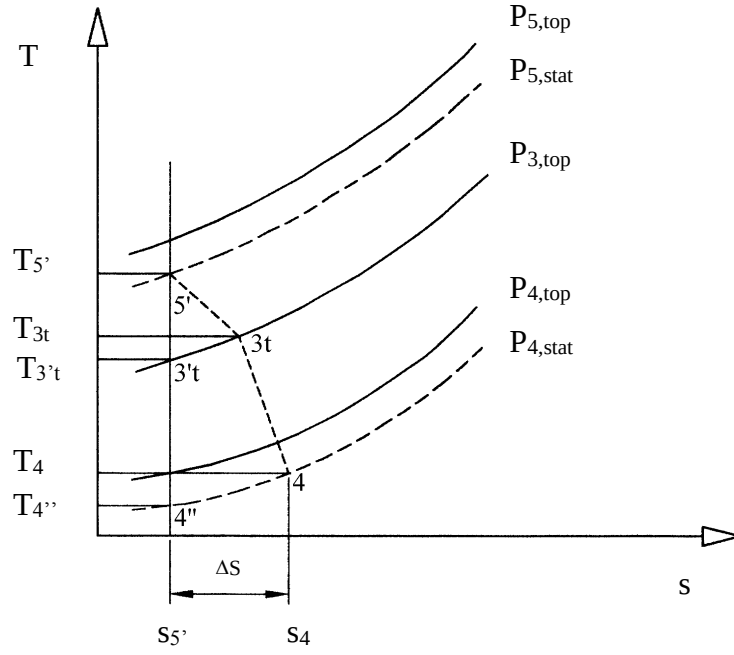
bakımdan hızlanma için oldukça büyük bir yedek gücün var olduğu söylenebilir. Ancak, yukarıdaki örnekte görüldüğü gibi, egzoz gazlarının genişlemesiyle elde edilebilecek en büyük güç ile doldurucu gücü arasındaki fark, özellikle yüksek aşırı doldurma oranlarında pek fazla değildir. [2,5]

Teorik olarak Şekil 2.12’de $\{5'-1'-0\}$ alanına eşit olan egzoz gazları enerjisinin bir kısmı egzoz supabında genişlerken sürtünme ve türbülans kayıpları sonucu ısıya çevrilmektedir. Dolayısıyla, egzoz gazlarının $\{5'-3't-4''\}$ tersinir adyabatik (izentropik) genişleme eğrisi gerçekte Şekil 2.13’teki gibi değişmektedir. Bu nedenle genişleme sonunda ulaşılan gerçek türbin giriş sıcaklığı (T_{3t}), izentropik genişleme olması durumunda ulaşılabilecek türbin giriş sıcaklığından ($T_{3't}$), yaklaşık 80-100 °K, daha büyüktür. Bu durum Şekil 2.14’de egzoz gazlarının supapta ve türbin içinde genişlemesine ait T-s diyagramı üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 2.13 Egzoz genişleme kaybı nedeniyle türbin giriş şartlarının değişmesi ^[5]

Genişleme sırasında, kayıplar nedeniyle, $5' \rightarrow 3't \rightarrow 4''$ yolu yerine $5' \rightarrow 3t \rightarrow 4$ yolu izlenmektedir. Genişleme sonunda egzoz gazlarının toplam entropisinde $\{s_4 - s_5\}$ 'lik ve sıcaklığında $\{T_4 - T_{4''}\}$ 'lük bir artış ortaya çıkmaktadır. Gerçek genişlemeyi veren bu $\{T-s\}$ diyagramı üzerinde basınçlarda gerçek durumu yansıtabilecek şekilde belirlenmiştir. Gerçekte silindir içindeki gazların hızından ve egzoz gazlarının türbinden çıkış hızından faydalanılamadığı, ancak egzoz gazlarının türbine girişteki hız enerjilerinden faydalandığı için, basınçlar $P_{5s,stat}$, $P_{3t,top}$ ve $P_{4,stat}$ olarak alınmıştır. [2]



Şekil 2.14 Egzoz gazlarının entropilerinin motor ve türbin çıkışı arasında değişimi^[2]

2.3.2.2 Türbin ve doldurucunun gücü, sistem verimi ve doldurucu basınç oranı

Isı kayıpsız (adyabatik) türbin işi (2.8) denkleminde verilen doldurucu işine benzer olarak, $\dot{m}_t$ [kg/s] türbin debisi için

$$\dot{W}_{t-ad} = \dot{m}_t c_{p,eg} T_{3t} \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_{3t}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad [W] \quad (2.15)$$

veya

$$\dot{W}_{t-ad} = R_{eg} T_{3t} \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_{3t}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad [W] \quad (2.16)$$

şeklinde yazılabilir. Gerçek bir doldurucu türbin sisteminde doldurucu ve türbindeki ısı kayıpları “k” adyabatik üs yerine “n” politropik üs değeri kullanılarak hesaba sokulabilir. Ancak bundan daha önemli olan husus, mekanik ve aerodinamik kayıpları da içeren bir doldurucu ve türbin verimi tanımlamaktır. Türbin ve doldurucu çarklarını taşıyan milin yatak sürtünmeleri genel olarak türbin veriminine dahil edilir ($\eta_t = \eta_{t-ad} \eta_{mk-t}$). Doldurucu verimi (η_d) ve doldurma havası debisi $\dot{m}_d$ [kg/s] ise, (2.8) denklemi kullanılarak, doldurucu için gerekli güç

$$N_d = \frac{\dot{W}_{d-ad}}{\eta_d} = \frac{\dot{m}_d c_{p,d} T_{1d}}{\eta_d} \left[\left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad [W] \quad (2.17)$$

şeklinde tanımlanır. Benzer şekilde türbin mil gücü de

$$N_t = \dot{W}_{d-ad} \eta_t = \dot{m}_t c_{p,eg} T_{3t} \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_{3t}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_t \quad [W] \quad (2.18)$$

şeklinde tanımlanabilir. Rejim halinde çalışmada doldurucu ve türbin güçleri eşit olacağından sistem verimi (η_{td}), (2.17) ve (2.18) ifadelerinin eşitlenmesi ile

$$\eta_{td,top,stat} = \eta_d \eta_t = \frac{\dot{m}_d c_{p,d} T_a \left[\left(\frac{P_{2d,stat}}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{\dot{m}_t c_{p,eg} T_{3t} \left[1 - \left(\frac{P_{4,stat}}{P_{3t,top}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \quad (2.19)$$

şeklinde bulunur. Bu tanımlamada, doldurucu çıkışındaki yüksek hızların motor tarafından kullanılmadığı ve türbin çıkışındaki hız enerjisinin atmosfere atıldığı gerçeğinden hareket ederek, doldurucu ve türbin çıkış basınçları statik olarak alınmıştır. Ayrıca, doldurucu giriş basıncı yerine bundan daha büyük olan atmosfer basıncı ve giriş sıcaklığı yerinede bundan daha küçük olan atmosfer sıcaklığı alınarak, doldurucu girişindeki filtre, susturucu kayıpları ve sıcaklık artışı nedeniyle verimin yapay olarak büyük görünmesi önlenmektedir. Verimin $\eta_{td,top,stat}$ şeklinde gösterimi, basınç değerlerinin yukarıda açıklandığı şekilde kısmen toplam ve kısmen statik alındığını ifade etmektedir. (2.19) denkleminde; daha yüksek bir türbin giriş sıcaklığı ve türbin genişleme oranının, daha yüksek bir doldurucu basınç oranını; daha yüksek bir doldurucu basınç oranının da daha yüksek bir sistem verimine sebep olacağı görülmektedir. Ayrıca, ETAD'da sistemin büyüklüğü de toplam verimi etkilemektedir. Sistem büyüdükçe, kaçaklar ve kısa devre kayıpları, mekanik ve aerodinamik kayıplar göreceli olarak azaldığından, verim büyümektedir. Örneğin, 700 mm çapındaki bir ETAD sistemi için maksimum verim 0.67 gibi değerlere ulaşırken, 200 mm çaplı sistemde bu değer 0.57'de kalmaktadır. [1,2,5]

(2.19) denkleminde, basınçlar statik basınç alınarak, doldurucu basınç oranı

$$\Pi_d = \frac{P_{2d}}{P_{1d}} = \left\{ 1 + \left\{ \frac{\dot{m}_t}{\dot{m}_d} + \frac{c_{p,eg}}{c_{p,d}} + \frac{T_{3t}}{T_{1d}} \eta_{td} \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_{3t}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}^{\frac{k}{k-1}} \right\} \quad (2.20)$$

şeklinde yazılabilir. (2.20) denkleminde; artan türbin debisi ($\dot{m}_t$), türbin giriş basıncı (P_{3t}), ve türbin giriş sıcaklığı (T_{3t}) ile doldurucu basınç oranı (Π_d) artmaktadır. ETAD sisteminde, doldurucu basınç oranını yükseltmek için egzoz gazı sıcaklığını artırmak yerine türbin genişleme oranının artırılması daha olumlu bir sonuç verir. Çünkü, bunun sonunda türbin üzerinde daha fazla iş yapılmış olur. Ancak, supap bindirme zamanı hariç, türbin genişleme oranı ($\Pi_t = P_4 / P_{3t}$) doldurucu basınç oranından (Π_d) yüksek olmamalıdır. Aksi halde daha yüksek bir egzoz geri basıncı ve motorda ilave pompalama kaybı oluşur. Bu da motoru olumsuz etkiler. [1,4]

2.4 ETAD Sistemlerinde Egzoz Gazlarının Enerjilerini Kullanma Metotları

Egzoz gazlarının enerjileri teorik olarak üç şekilde kullanılarak türbin tahrik edilebilir. Bunlar; tam genişletmeli, tam basınçlı ve yarı genişletmeli tahriktir.

2.4.1 Tam genişletmeli türbin tahriki

Tam genişletmeli tahrikte egzoz gazları egzoz supabından çıkarken P_4 türbin çıkış basıncına kadar genişletilerek, basınç enerjileri bütünüyle kinetik enerjiye çevrilmektedir. Bu gazlar daha sonra bir *aksiyon türbinini* tahrik eder. Ancak bu durumda egzoz supabının silindir ve egzoz kanalı taraflarındaki basınç farkı ($P_{5s}-P_4$) çok büyük bir değer alacağından supaptaki hızlar ses hızı mertebelerine ulaşır ve kısılma kayıpları çok büyük olur. Bu nedenle bu metot hiç kullanılmamaktadır. [2]

2.4.2 Tam basınçlı türbin tahriki

Tam basınçlı tahrikte egzoz gazları, basınçları hiç düşürülmeden P_{5s} basıncı ile türbin girişine getirilir ve P_4 basıncına kadar olan genişleme *reaksiyon türbini* içinde olur. Bu şekilde tahrikte egzoz karşı basıncı ile silindir basıncı aynı olduklarından egzoz gazları silindirden türbine ancak piston tarafından bir iş harcanarak gönderilebilir. Bu ise, pistona fazladan bir iş yaptırmak (ilave pompalama kaybı) anlamına gelmektedir. Pistona bu iş yaptırılrsa bile ölü hacim içinde P_{5s} basıncında egzoz gazları kalmaktadır

ve bu gazların bir şekilde burdan atılması gereklidir. Ayrıca bu durumda bütün genişleme türbin içinde olduğundan, türbin verimi de düşmektedir. Bu nedenle, bu metot da optimum bir yol değildir. [1,2]

2.4.3 Yarı genişletmeli türbin tahriki

Yarı genişletmeli tahrikte egzoz gazları türbine girmeden önce doldurucu çıkış basıncına kadar genişletilir ve türbin giriş basıncı (P_{3t}) bu seviyede tutulur. Akışın doldurucudan türbine doğru olması için 2 zamanlı motorlarda her zaman $P_{2d} > P_{3t}$ şartı sağlanmalıdır. 4 zamanlı motorlarda, egzoz zamanının sonuna doğru ve kısmi yüklerde, türbin giriş basıncının (P_{3t}) doldurucu çıkış basıncının (P_{2d}) bir miktar üstüne çıkmasına izin verilebilir. Bu şekilde, supap bindirmesi sırasında bir miktar geri süpürme ve fazladan bir miktar piston pompalama işi göze alınarak, türbin gücü artırılabilir. Egzoz gazlarının enerjilerinin kullanılmasında en uygun yöntem yarı genişletmeli türbin tahrikidir. Bu metot, sabit ve darbeli basınçla tahrik şeklinde olmak üzere iki türlü gerçekleştirilebilir. [1,2]

2.4.3.1 Sabit basınçla türbin tahriki

Egzoz subabının açılmasıyla birlikte silindiri P_{5s} basıncıyla terk eden egzoz gazları egzoz kanalı içinde genişlemekte ve hızları artmaktadır. Bu tahrik şeklinde, her silindirden çıkan egzoz gazları tek bir noktada birleştirilerek ortak bir toplayıcıda toplanırlar ve burada basınçlar dengelenir. Toplayıcıdaki denge basıncı egzoz basıncının altında bir değerdir ve egzoz gazlarının türbine akışı sabit P_{3t} basıncı ve T_{3t} sıcaklığında olmaktadır. Gazlar daha sonra bir genişletme lülesinden geçirilerek enerjinin bir kısmı hız enerjisine çevrilir. Bir kısım genişleme de *reaksiyon türbini* içinde olur.

2.4.3.2 Darbeli basınçla türbin tahriki

Darbeli basınçla türbin tahrikinde, aralarında ateşleme sırası uygun düşen bir grup silindir bir araya getirilir. Böylece egzoz gazlarının enerjisi bir toplayıcıya gerek kalmadan kısmen basınç kısmen hız enerjisi şeklinde türbine iletilir. Bu metotta, egzoz gazlarının türbine giriş basıncı (P_{3t}) ve sıcaklığı (T_{3t}) değişkendir. Sistemde bir egzoz karşı basıncı olmakla birlikte, bu basınç da sabit değildir. Basit olması, daha küçük egzoz hacmine gerek duyması ve yük değişimlerine daha hızlı cevap verebilmesi nedeniyle en çok kullanılan metot budur.

2.4.3.3 Darbeli ve sabit basınçla tahrik metotlarının karşılaştırılması

Sabit basınçla tahrik yöntemi motor açısından, aşağıda verilen şu avantaj ve dezavantajlara sahiptir: [1,2,5]

- Egzoz manifoldu konstrüksiyonu daha basittir ve manifoldun motor üstüne yerleştirilmesi daha kolaydır.
- Egzoz karşı basıncı, tam yükte, ortalama olarak darbeli basınçla türbin tahriki durumundaki egzoz karşı basıncından daha düşük değerlerdedir. Bu da pistonun süpürme işini azaltmaktadır. Dolayısıyla, ortalama efektif basınç artmakta ve özgül yakıt sarfıyatı azalmaktadır. Ancak kısmi yüklerde egzoz karşı basıncı çok yüksek olmakta ve geri süpürme ortaya çıkmaktadır.
- Bütün silindirlerin karşı basınçları aynı olduğundan hava fazlalık katsayısının silindirler arası dağılımı üniformdur. Yani, silindirlerin termal yükleri aynıdır.
- Egzoz kanallarının toplam hacmi darbeli tahrike göre daha fazla olduğundan, kısmi yüklerden yüksek yüklere geçiş sırasında türbin giriş basıncının yükselmesi daha yavaştır. Bu nedenle motorun hızlanma yeteneği daha kötüdür.
- Kısmi yüklerde ortaya çıkan geri süpürme sonucu egzoz gazının silindir içindeki konsantrasyonu fazladır. Bu durum belli bir doldurucu çıkış basıncı için silindir içindeki taze dolgu yüzdesini düşürmekte bu da is emisyonunu artırmakta ve türbinin ivmelenme yeteneğini daha da kötüleştirmektedir.

Türbin yönünden düşünüldüğünde sabit basınçta doldurma sistemi her zaman üstündür. Egzoz gazlarının enerjisinden faydalanma verimi yüksek olduğundan türbin boyutları daha küçüktür. Ayrıca, türbin kanatları ve yataklar basınç darbeleri ile zorlanmamaktadır. Tahrik sisteminin seçilmesinde en önemli kriter aşırı doldurma sisteminin ivmelenme yeteneğidir. Sabit basınçta tahrik sistemi bu bakımdan taşıt dizelleri için uygun değildir. Çünkü taşıt dizelleri küçük ve hafif olup, tahrik sisteminin hızlanması motorun kendi kütlelerinin ve ayrıca taşıtın hızlanmasında önemli rol oynamaktadır. İvmelenme yeteneği nedeniyle darbeli basınçla tahrik sistemi, darbe değıştirciler (gurup silindirlerinin birleşme noktalarını, türbine girmeden önce, ayrıca birleştirerek akışı düzgün hale getirmek için kullanılan sabit kesitli karışma borusu) kullanılarak bazı dezavantajları giderilmekte ve taşıt dizel motorlarına yaygın olarak uygulanmaktadır.

2.5 ETAD Durumunda Motorun Moment Karakteristiğini Düzeltme Metotları

ETAD sistemlerinde kullanılan yüksek doldurma basınçları için tasarlanmış santrifüj doldurucu, özellikle düşük dönme sayılarında, motor için gerekli hava miktarını sağlayamamaktadır. Azalan motor dönme sayısı ile birlikte türbin debisi ve gücü azalmakta, doldurucu çıkış basıncını sabit tutmak imkansız olmaktadır. Bu da motorun alçak dönme sayılarındaki moment karakteristiğinin kötüleşmesine neden olmaktadır. Ayrıca bu durumda en yüksek motor momenti ile düşük dönme sayılarındaki motor momentleri arasındaki fark çok büyüktür. 0.8-0.9 MPa'lık ortalama efektif basınçlar için bu fark pek fazla değildir. Santrifüj doldurucunun düşük dönme sayılarında motor için gerekli hava miktarını sağlayabilecek şekilde tasarlanması durumunda ise, yüksek dönme sayılarında motor çok yüksek doldurma basıncıyla çalışmakta, bu da mekanik zorlamaları ve termal yükleri artırmaktadır. Motorun moment karakteristiğinde ortaya çıkan bu mahsuru gidermek için sistemin yapısında bir değişiklik yapılmadan, bazı büyüklüklerin uygun bir şekilde değiştirilmesi yolu ile doldurma basıncının azalan devirle birlikte olan azalması yavaşlatılabileceği gibi, sisteme bazı yapısal değişiklikler getirilerek doldurma basıncı da sabit tutulmaya çalışılabilir. [1,2,3,5]

2.5.1 Yapısal olmayan önlemler

Darbeli basınçla türbin tahriki durumunda, motor devir sayısının azalmasıyla türbin debisindeki azalmanın basınç oranına etkisi, sabit basınçla türbin tahrikine göre daha azdır. Çünkü, darbeli basınçla türbin tahriki durumunda alçak dönme sayılarında da istenilen doldurma basıncını sağlayabilmek amacıyla, motora gönderilen yakıt miktarı azaltılmadığından egzoz gazlarının türbine giriş sıcaklığı ve basıncı nispeten daha az düşmektedir. Böylece, darbeli basınçla türbin tahriki durumunda azalan motor devriyle doldurma basıncındaki düşme daha azdır.

Diğer bir yapısal olmayan önlem ise, motor ve doldurucunun karakteristiklerinin birbirine göre kaçık olarak seçilmesidir. Doldurucunun verimi en büyük motor yükündeki hava debisi için değil, daha düşük bir hava debisi için en fazladır. Böylece en büyük motor momenti daha alçak devirlere kaydırılmış olur. Yalnızca bu önlemin yetmediği durumlarda ek tedbirler alarak maksimum motor momentini daha düşük devirlere kaydırmak gerekebilir. Bu amaçla yüksek devirlere gelindikçe yakıt miktarı azaltılır. Böylece motordan alınabilecek en büyük güçten vazgeçilmektedir. [2]

2.5.2 Yapısal önlemler

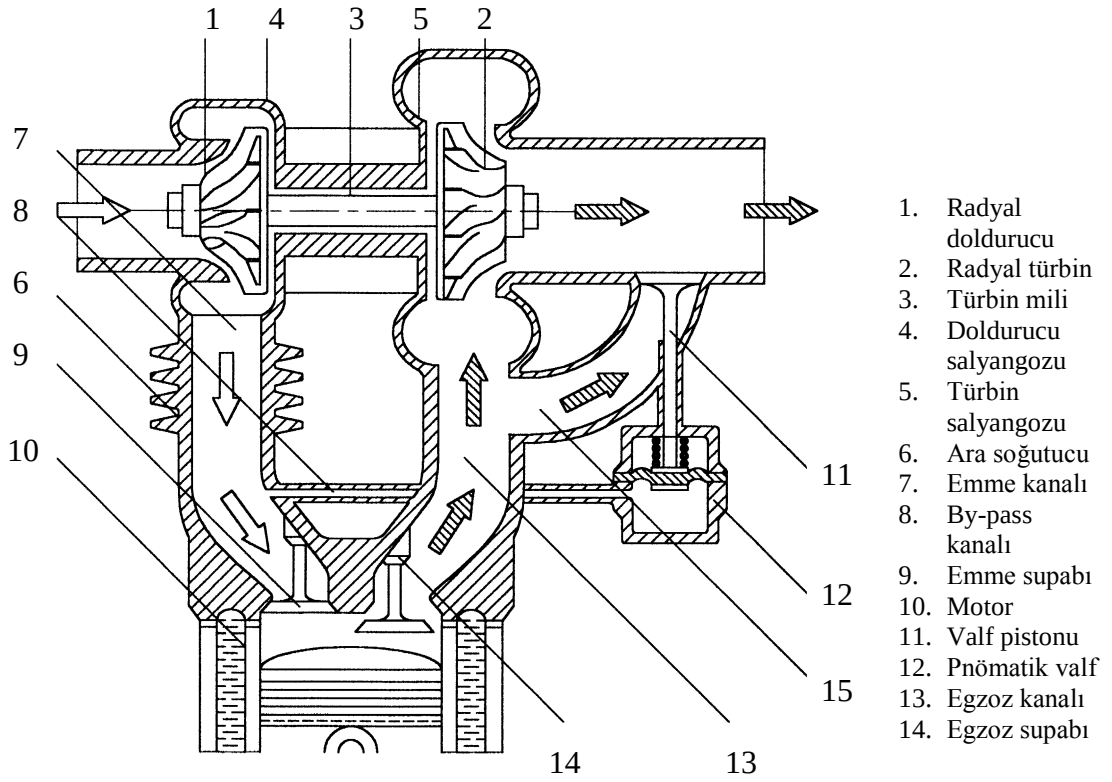
Motor ve özellikle doldurma sistemi üzerinde, alçak devirlerde motor momentinin düşmesini önleyecek şekilde, bazı yapısal değişiklikler yapmak mümkündür.

2.5.2.1 Egzoz gazlarının kaçırılması (Wastegate)

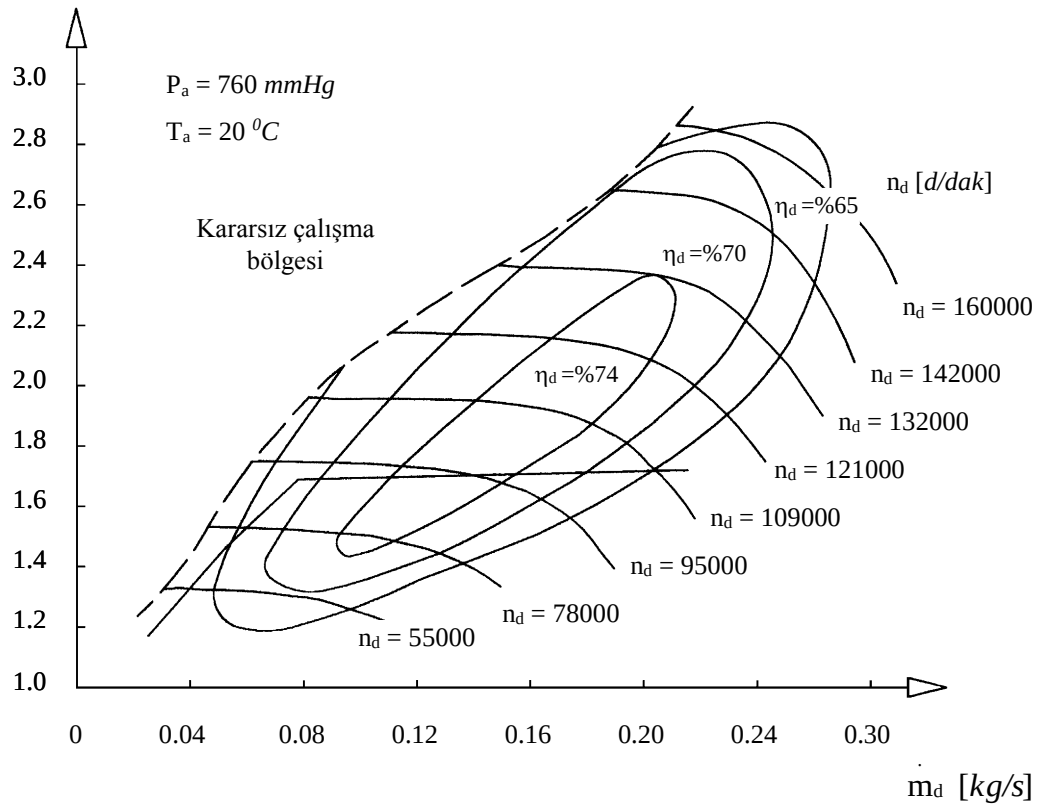
Egzoz gazları kaçırmalı tip ETAD sisteminde yapılan iş, yapısal olmayan önlemlerde belirtildiği şekilde, motoru önce büyük boyutlu tutup verebileceği güçten vazgeçmek değil, tam tersine aşırı doldurma sistemini büyük boyutlu tutup, yüksek dönme sayılarında doldurucunun sağlayabileceği hava miktarının bir kısmından vazgeçmektir. Bunun için türbin alçak dönme sayılarında da istenilen basınç oranını (Π_d) sağlayacak güçte yapılır, ancak yüksek motor dönme sayılarında, seçilen bu oranın sabit kalmasını sağlamak için, egzoz gazlarının bir kısmı türbine gönderilmeden atmosfere atılır. Şekil 2.15’de böyle bir sistemin şematik görünümü verilmiştir. Sistem şöyle çalışmaktadır. Doldurucu çıkış basıncı (P_{2d}) by-pass valfi supabının bir yüzüne etki etmektedir. Supabın öteki yüzüne ise yay kuvveti etki etmektedir. Doldurucu çıkış basıncı belli bir değeri aştığında yay kuvveti yenilmekte ve by-pass valfi supabının açılmasıyla egzoz gazlarının bir kısmı atmosfere atılarak türbin gücü sabit tutulmaktadır. Şekil 2.16’da böyle bir sistemin doldurucu karakteristiği verilmiştir. Bu şekilde oldukça geniş bir debi aralığında, motor dönme sayısından ve yükünden bağımsız olarak, sabit bir doldurucu çıkış basıncı (P_{2d}) elde edilmektedir. Dolayısıyla, geniş bir dönme aralığında ortalama efektif basınç (P_{me}) ve motor momenti sabit kalmaktadır. Bu ise taşıt tahrikinde kullanılacak dizel motorlarında istenilen bir durumdur. [1,2]

2.5.2.2 Türbin giriş kesitinin daraltılması

Bu yöntemde, düşük motor dönme sayıları ve yüklerinde, türbin gücünü artırmak amacıyla türbin giriş kesiti mekanik olarak daraltılmaktadır. Motora bağlı olmadan çalışan türbin durumunda giriş kesiti daraltılırsa debi azalacaktır. Ancak, motora bağlı olarak çalışma sırasında aynı miktar egzoz gazı daha küçük bir kesitten motor tarafından pompalanarak geçirildiği için türbin giriş basıncı (P_{3t}) bu debiyi sağlayacak şekilde büyümektedir. Türbin giriş kesit alanının daraltılması genellikle hareketli yönlendirici kanatlar kullanılarak sağlanmaktadır. Bu kanatlar sistemi bir yandan karışık ve pahalı duruma getirmekte bir yandan da optimum çalışma noktasından uzaklaştırarak ek bir verim kaybına neden olmaktadır. [1,2,5]



Şekil 2.15 Egzoz gazı kaçırılmalı ETAD sisteminin şematik görünümü ^[1,5]



Şekil 2.16 Egzoz gazı kaçırılmalı bir sistemin doldurucu karakteristiği ^[2]

BÖLÜM 3. DİZEL MOTORLARINDA DOLGU DEĞİŞİMİ

3.1 Dizel Motorlarında Hava Debisi ve Volümetrik Verim

4 zamanlı dizel bir motorun hava debisi ($\dot{Q}_m$), her iki dönme sayısında bir emme yapıldığına göre

$$\dot{Q}_m = \frac{n_m V_H}{120} \quad \left[\frac{\text{çevrim}}{s} \frac{m^3}{\text{çevrim}} = \frac{m^3}{s} \right] \quad (3.1)$$

olup, referans (0) şartlarına indirgenmiş kütleli debi

$$\dot{m}_{0m} = \left(\frac{\dot{Q}_m P_0}{R_0 T_0} \right) = \rho_0 \dot{Q}_m \quad [kg/s] \quad (3.2)$$

olur. Referans şartları (0) normal emmeli motorlarda atmosfer veya emme supabı giriş şartları, aşırı doldurmalı dizeller için, doldurucu çıkış şartları veya emme supabı giriş şartları olarak alınabilir. Silindir içinde referans şartlarından daha farklı şartlar bulunmaktadır. Bu nedenle kütleli debi de referans şartlarındaki debiden farklıdır. Bu farklılık bir volümetrik verim tanımı ile ifade edilebilir. Volümetrik verim

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_{0m}} \quad (3.3)$$

şeklinde, $\dot{m}_m$ strok hacmindeki gerçek hava kütlelerinin, referans şartlarına göre yazılmış hava miktarına ($\dot{m}_{0m}$) oranı ile tanımlanmaktadır.

4 zamanlı dizel bir motorun kullandığı gerçek hava debisi, (3.1) ifadesiyle verilen ve yalnızca emme stroku sırasında motorun strok hacmine alınan hava miktarı ile emme ve egzoz supabının birlikte açık olduğu süre içinde egzozdan kaçan süpürme havası debisinin ($\dot{m}_{sp}$) toplamından oluşur. Referans yoğunluğu $\rho_0 = P_0/R_0 T_0 [kg/m^3]$ olmak üzere (3.1), (3.2), (3.3) ile motorun kullandığı gerçek hava debisi için

$$\dot{m}_m = \eta_v \rho_0 V_H \frac{n_m}{120} + \dot{m}_{sp} \quad [kg/s] \quad (3.4)$$

denklemini bulunur. Aşırı doldurmalı dizel motorlarda referans yoğunluğu ρ_{2d} , basıncı P_{2d} ve sıcaklığı T_{2d} alınarak kütleli debi ifadesi, doldurucu çıkış şartlarına indirgenmiş hacimsel debi olarak basınç ve sıcaklıklar cinsinden,

$$\dot{Q}_m = \frac{P_{2d}}{P_{1d}} \frac{T_{1d}}{T_{2d}} \left(\eta_v V_H \frac{n_m}{120} + \dot{Q}_{sp} \right) \quad [m^3/s] \quad (3.5)$$

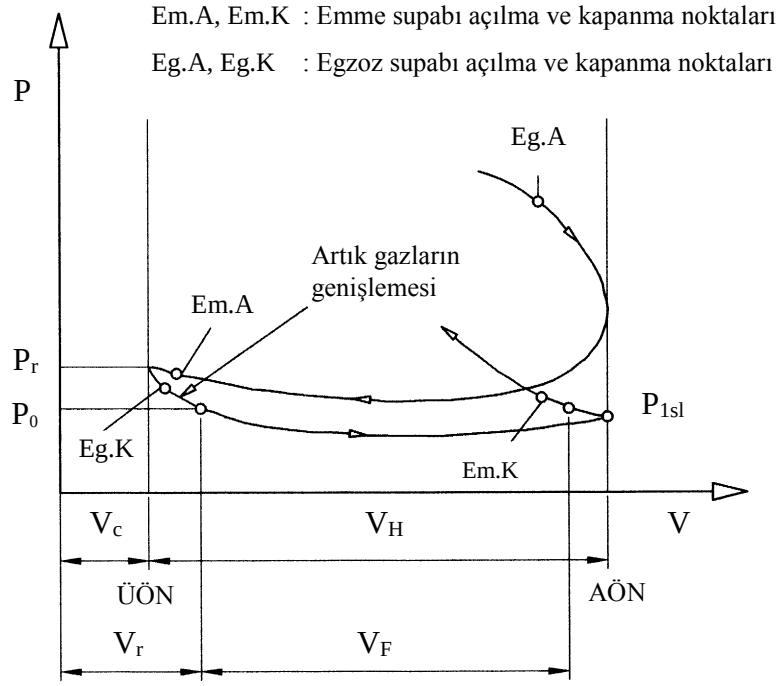
şeklinde yazılabilir. Görülmektedir ki, motor tarafından kullanılan hava debisi, sıcaklık düzeltmesi yapıldıktan sonra, doldurucu basınç oranı ve motor dönme sayısı ile doğru orantılıdır. Debi, artan basınç oranı ve motor dönme sayısı ile yaklaşık lineer olarak artmaktadır. [2,5]

3.2 Normal Emmeli Dizel Motorlarda Dolgu Değişimi

Şekil 3.1’de normal emmeli 4 zamanlı dizel bir motorda emme ve egzoz olaylarını kapsayan dolgu değişimi olayının P-V diyagramı şematik olarak görülmektedir. Egzoz supabı AÖN’den önce açılmakta, silindir basıncı ve sıcaklığı T_{sl} ortalama silindir sıcaklığı ve P_{sl} ortalama silindir basıncına doğru hızla düşmektedir. Egzoz olayının sonunda, egzoz supabındaki kısılma kaybı nedeniyle, P_r basıncında, V_r hacminde ve T_r sıcaklığında bir miktar artık egzoz gazı silindir içinde kalır. Bu gazlarının kütlesi, $P_r \cong P_0$ ve $T_r \cong T_{sl}$ kabulü ile,

$$\dot{m}_r = \frac{P_0 V_r}{R_{sl} T_{sl}} \quad (3.6)$$

şeklinde yazılabilir. Emme supabı, egzoz supabının ÜÖN’yi geçip kapanmasından kısa bir süre önce açılır. Egzoz supabı akış alanının azalması dolayısıyla egzoz stroku sonlarına doğru egzoz basıncı artmaktadır. Emme stroku boyunca sıkıştırma başlangıcı silindir basıncı (P_{1sl}) emme kanalı ve supabındaki kısılma kayıpları dolayısıyla referans basıncından (P_0) daha düşüktür. Fakat, emme strokunun sonlarına doğru piston hızının azalmasıyla, sıkıştırma başı basıncı (P_{1sl}) referans basıncına (P_0) yaklaşmaktadır. Şekil 3.1’de referans basıncının (P_0) eğri ile kesiştiği noktalar arasında kalan hacim faydalı hacim (V_F) olarak isimlendirilir.



Şekil 3.1 4 zamanlı normal emmeli dizel bir motorun dolgu değişim grafiği^[5]

Emme stroku sonunda referans basıncındaki silindir gazlarının miktarı

$$\dot{m}_s = \frac{P_0(V_F + V_r)}{R_{sl}T_{sl}} \quad (3.7)$$

şeklinde yazılabilir. Motorun bir strokta emdiği gerçek hava miktarı; V_F faydalı strok hacminde, T_{sl} ortalama silindir sıcaklığında ve P_0 referans basıncında

$$\dot{m}_m = \dot{m}_s - \dot{m}_r = \frac{P_0 V_F}{R_{sl}T_{sl}} \quad (3.8)$$

‘dir. Referans şartlarında motorun bir strokta emilebileceği silindir havasının miktarı

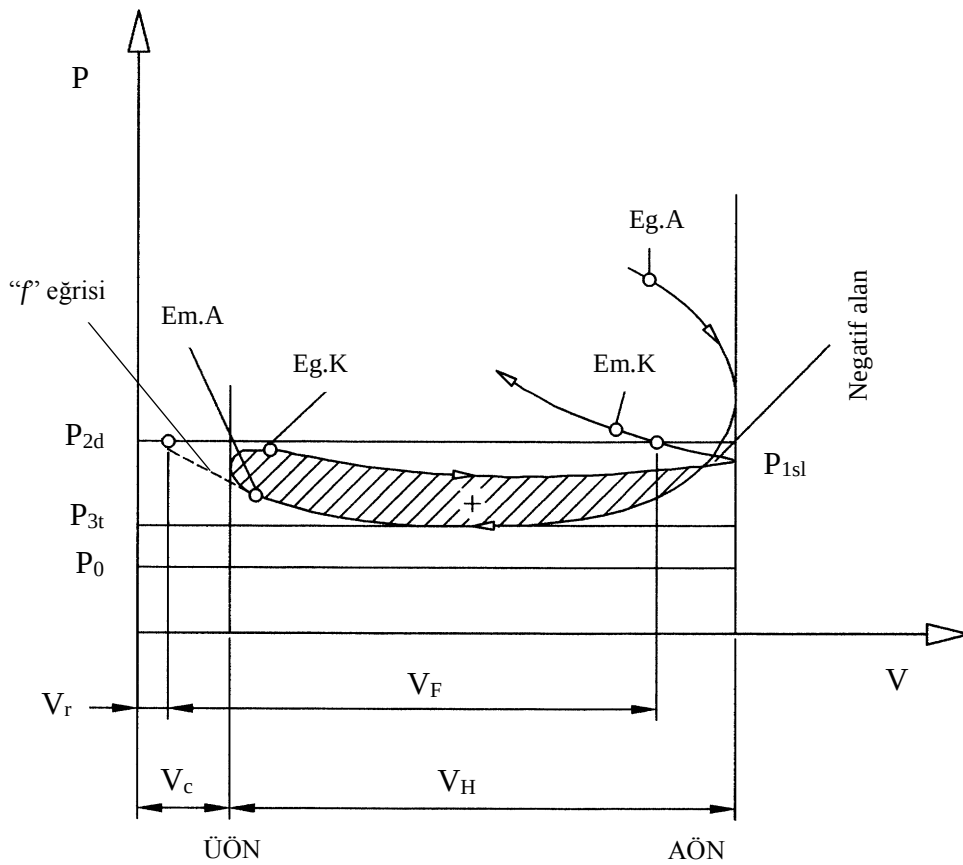
$$\dot{m}_{0m} = \frac{P_0 V_H}{R_0 T_0} \quad (3.9)$$

olmak üzere (3.8) ve (3.9) ifadeleri (3.3) denkleminde yerine konursa normal emmeli dizel bir motor için volümetrik verim ifadesi (3.10) şeklinde bulunur.

$$\eta_v = \frac{V_F T_0}{V_H T_{sl}} \quad (3.10)$$

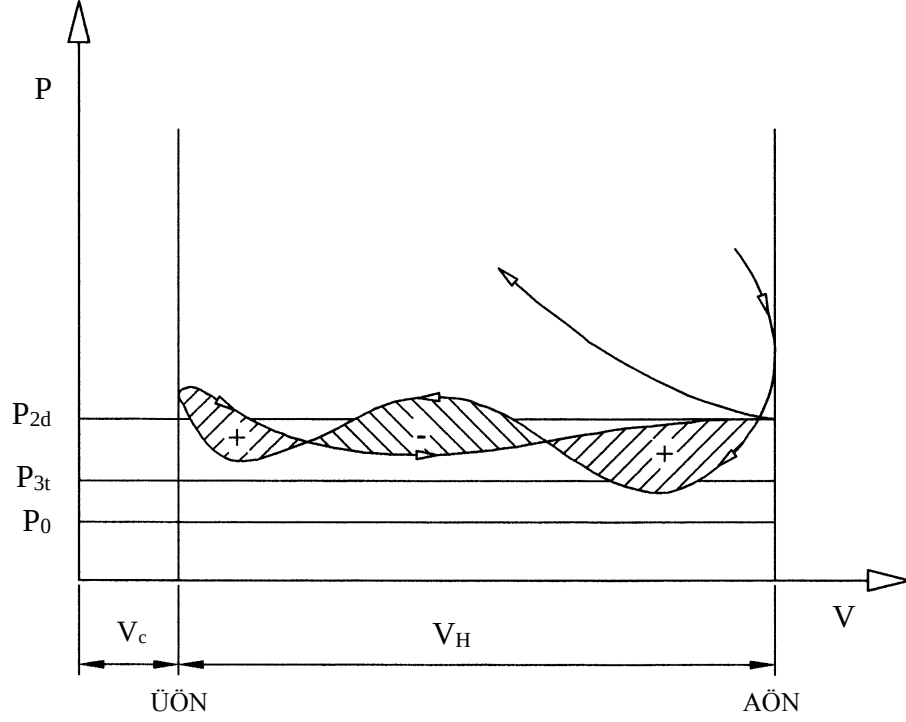
3.3 Aşırı Doldurmalı Dizel Motorlarda Dolgu Değişimi

Şekil 3.2’de aşırı doldurmalı dizel bir motorunun emme ve egzoz olaylarını kapsayan dolgu değişimi olayının P-V diyagramı, idealize edilmiş durumda, şematik olarak görülmektedir. Burada artık egzoz gazları emme supabı açıldıktan sonra, sanal bir sıkıştırma eğrisi boyunca (“f” eğrisi), aşırı doldurma için referans basıncı olan doldurucu çıkış basıncına (P_{2d}) kadar sıkıştırılıyor kabul edilmektedir. Artık egzoz gazlarının sıcaklığı (T_r) referans sıcaklığından büyük olduğundan ($T_r > T_0$), normal emmeli dizel motorlarda her zaman $V_r > V_c$, yani $V_F < V_H$ ve dolayısıyla $\eta_v < 1$ ’dir. Aşırı doldurmalı motorlarda ise $P_{2d} > P_{3t}$ olduğu zaman, emme ve egzoz supaplarının birlikte açık kalma süreleri (supap süperpozisyonu veya supap bindirmesi) yeteri kadar uzunsa, artık gazlar aşırı doldurma havası tarafından tamamen süpürülerek dışarı atılır ve V_r giderek sıfıra yaklaşır. Yani, taze dolguyla doldurulabilen silindir hacmi artar. Bu durumda $V_F > V_H$ olur ve volümetrik verim 1’den büyük değerler alır. Fakat, P_{2d} ile P_{3t} arasında fark çok az ve supap bindirme süresi kısa ise $V_r > V_c$ olacak ve volümetrik verim 1’e yakın veya 1’den küçük değerler alacaktır.



Şekil 3.2 Aşırı doldurmalı dizel bir motorun ideal dolgu değişimi grafiği^[5]

Aşırı doldurmalı dizel bir motorda dolgu değişimi olayı gerçekte Şekil 3.2’de gösterilen idealize edilmiş durumdan biraz farklıdır. Şekil 3.3’te gerçek dolgu değişiminin P-V diyagramı görülmektedir. Dolgu değişimi gerçekte şu şekilde gerçekleşmektedir: [1,2,5]



Şekil 3.3 Aşırı doldurmalı dizel bir motorun gerçek dolgu değişimi grafiği^[5]

- Egzoz supabı açılınca silindir basıncı hızla türbin giriş basıncının altına düşer.
- Silindir gazlarının piston tarafından süpürülmesi sırasında giderek artan gaz hızları nedeniyle egzoz supabındaki kısılma kaybı artar ve silindir basıncı, pistonun süpürme debisini sağlayacak şekilde yükselir.
- ÜÖN’ya doğru piston hızı azalmakta, basınç yükselişi yavaşlamakta ve daha sonra basınç düşmeye başlamaktadır.
- Ancak, bundan sonra egzoz supabı kapanmaya başladığı için kısılma kaybı iyice artmakta, silindir basıncı yeniden yükselmektedir. Silindir basıncı ÜÖN’de veya buradan biraz sonra doldurma basıncının üstüne de çıkabilir.
- Doldurma stroku sırasında silindir basıncı her zaman doldurma basıncının altındadır. Emme stroku sonunda emme supabı yeteri kadar geç kapatılarak, doldurma havasının dinamik basıncının statik basınca dönüşmesi ve silindir basıncının biraz daha yükselmesi beklenir.

Normal emmeli veya aşırı doldurmalı dizel bir motorda emme veya doldurma sonunda ortalama silindir sıcaklığı (T_{sl}), dolgu havasına silindire giriş esnasında olan ısı iletimi nedeniyle, her zaman referans sıcaklığından büyük ($T_{sl} > T_0$) olup, (3.10) ifadesine göre, ortalama silindir sıcaklığı (T_{sl}) ne kadar düşüğe volümetrik verim de o kadar büyüktür. Sıkıştırma başındaki silindir sıcaklığı için, tam süpürme ($V_r = 0$) durumunda

$$T_{isl} = 313 + V_H T_{sl} \frac{5}{6} T_{em} \quad [^{\circ}K] \quad (3.11)$$

amprik ifadesi kullanılabilir. Supap bindirmesinin yeterli olmadığı durumda doldurma havası yalnızca silindir çeperlerinden olan ısı iletimi nedeniyle değil, artık egzoz gazlarıyla karışma sonucu da ısınmaktadır. Bu bakımdan, bu durumda supap bindirme miktarını ve sıkıştırma oranını da hesaba katan, *Zapf* tarafından sırasıyla normal emmeli ve aşırı doldurmalı dizel motorlar için önerilen (3.12) ve (3.13) amprik ifadelerinin kullanılması daha doğru sonuç vermektedir.

$$T_{isl} = 296 + 0,86 T_{em} + 1,3 U_p + 0,11 T_{sl,yz} - 3\lambda - 0,7 \Phi \quad [^{\circ}K] \quad (3.12)$$

$$T_{isl} = (T_{isl})_{normal\ em} - 0,14 \varphi - 1,8 P_{2d} \quad [^{\circ}K] \quad (3.13)$$

Burada:

T_{em} : Emme kanalı içindeki dolgu havasının ortalama sıcaklığı [$^{\circ}C$],

U_p : Ortalama piston hızı [m/s],

$T_{sl,yz}$: Silindir iç yüzey sıcaklığı [$^{\circ}C$]

λ : Hava fazlalık katsayısı (HFK),

Φ : Motor sıkıştırma oranı,

φ : Supap bindirme açısı [$^{\circ}KMA$]

P_{2d} : Doldurucu çıkış basıncı [kg/cm^2]

'dir. Bu ifadeler sıkıştırma oranı $11 < \Phi < 22$ ve supap bindirme açısı $\varphi < 110^{\circ}KMA$ sınırları arasında geçerlidir. Daha büyük sıkıştırma oranı veya supap bindirmesi durumunda üst sınırları ($\Phi = 22$ ve $\varphi = 100^{\circ}KMA$) kullanmak yeterli bir doğruluk sağlamamaktadır. [2,5]

3.4 Volümetrik Verime Etkili Büyüklükler

(3.10) denkleminde V_F/V_H oranını daha açık yazarak volümetrik verime etkili sıcaklık ve basınçları görmek mümkündür. Silindirde kalan artık egzoz gazlarının kütlesi için (3.6) ifadesi yerine, ÜÖN şartlarında

$$\dot{m}_r = \frac{P_r V_c}{R_r T_r} \quad (3.14)$$

ve toplam silindir havası için (3.7) ifadesi yerine, AÖN şartlarında

$$\dot{m}_s = \frac{P_{1sl}(V_c + V_H)}{R_{1sl} T_{1sl}} \quad (3.15)$$

yazılabilir. Bu yazış şekliyle volümetrik verim,

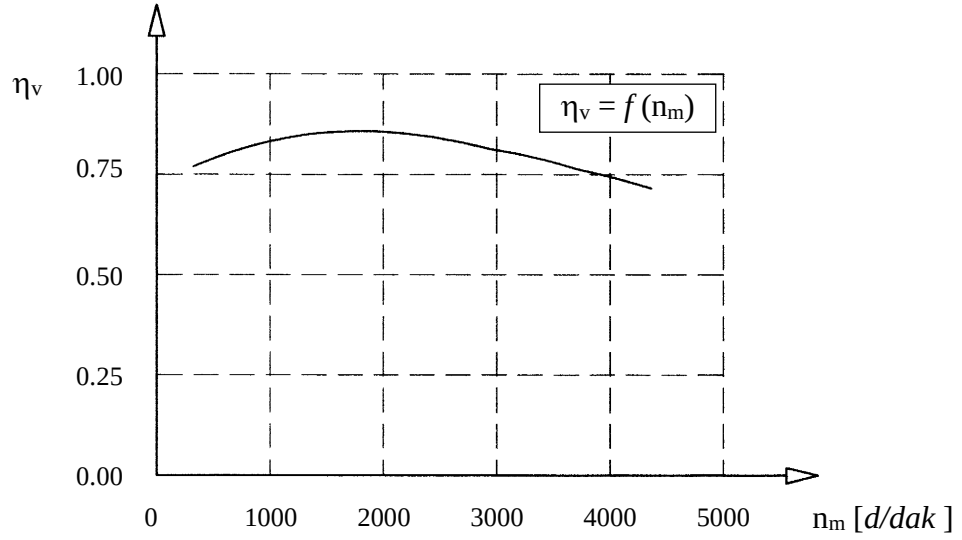
$$\eta_v = \frac{\dot{m}_s - \dot{m}_r}{\dot{m}_{0m}} = \frac{T_0 R_0}{V_H P_0} \left[\left(\frac{P_{1sl}(V_H + V_c)}{T_{1sl} R_{1sl}} \right) - \left(\frac{P_r V_c}{T_r R_r} \right) \right] \quad (3.16)$$

olur. $R_r \cong R_{1sl} \cong R_0 \cong R_d$ kabulü ve $\Phi = (V_H + V_c)/V_c$ ile volümetrik verim

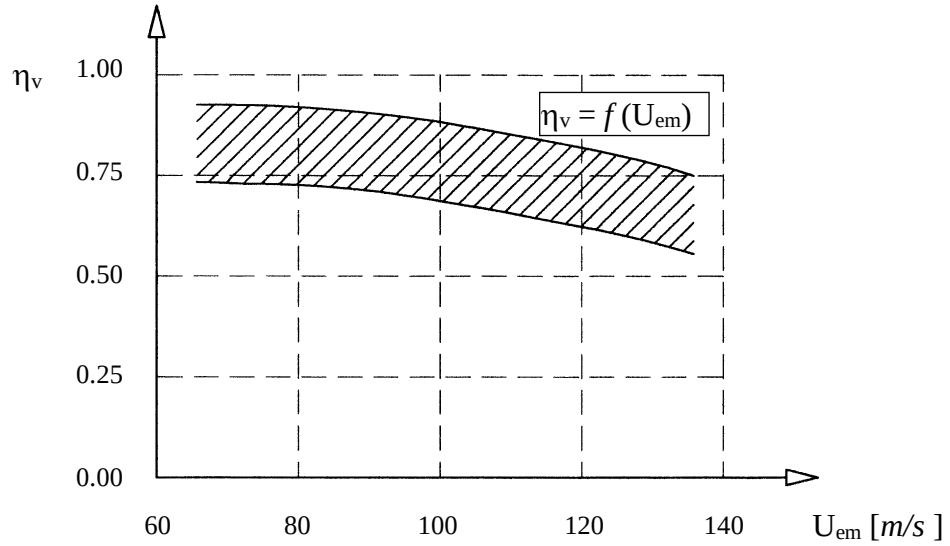
$$\eta_v = \frac{1}{\Phi - 1} \frac{T_0}{P_0} \left[\left(\frac{\Phi P_{1sl}}{T_{1sl}} \right) - \left(\frac{P_r}{T_r} \right) \right] \quad (3.17)$$

şekline gelir. (3.16) ve (3.17) denklemindeki değişkenlerin ve diğer parametrelerin volümetrik verime olan etkileri aşağıdaki gibi yorumlanabilir: [2,5,6]

- Sıkıştırma başı silindir basıncı (P_{1sl}) büyüdükçe, yani emme kanalı, supabı ve mevcut ise ara soğutucudaki basınç kayıpları azaldıkça volümetrik verim artmaktadır. P_{1sl} emme kanalı ve supap konstrüksiyonuna bağlı olarak motor dönme sayısının (n_m) karesiyle azalır. Çünkü aynı supap açık kalma alanı için gaz hızı dönme hızıyla, basınç kaybıda hızın karesiyle orantılı olarak artmaktadır. Buna göre volümetrik verim $\eta_v = f(n_m)$ şeklindeki değişimi Şekil 3.4'te, emme havasının hızına bağlı olarak $\eta_v = f(U_{em})$ değişimi de Şekil 3.5'te görülmektedir. Şekil 3.4'ten görüldüğü gibi düşük dönme sayılarında emme havasının dinamik basıncından yararlanılamaması dolayısıyla, yüksek dönme sayılarında ise emme supabının kısılma kayıplarının artması nedeniyle volümetrik verim azalmaktadır.



Şekil 3.4 Dizel motorunda volümetrik verimin motor dönme sayısı ile değişimi ^[6]

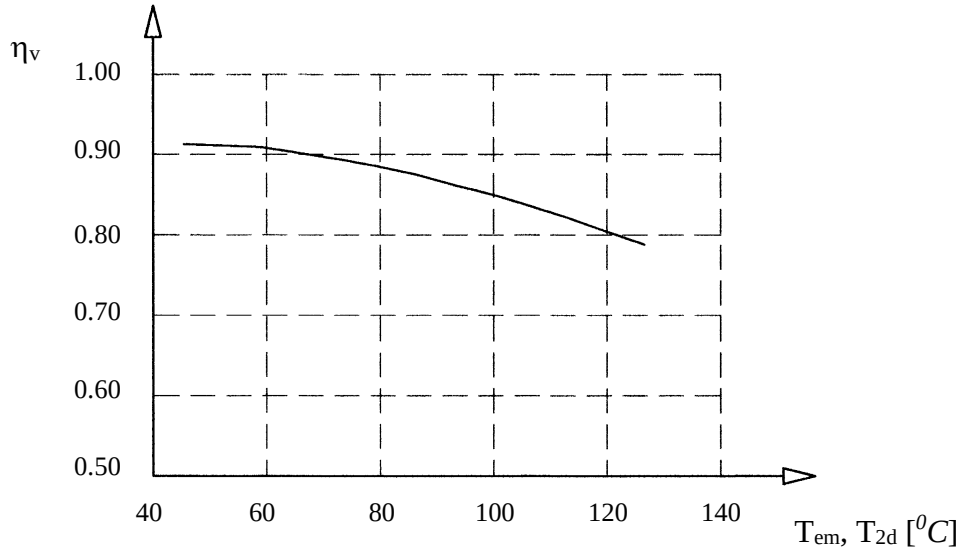


Şekil 3.5 Dizel motorunda volümetrik verimin hava giriş hızıyla değişimi ^[6]

- Egzoz sistemindeki aerodinamik donanım ve sürtünme direnci, motor dönme sayısının karesiyle artmaktadır. Aerodinamik kayıpların artması sonucu artık gazların basıncı, P_r artar. Böylece, silindire daha az taze dolgu girer ve dolayısıyla, volümetrik verim düşer. Ancak egzoz sisteminin kesit alanının emme sisteminin 0.6-0.7 büyüklükte olması yeterlidir.

- Silindir egzoz sonu sıcaklığı (T_r) büyüdükçe volümetrik verim artar. Çünkü bu durumda silindirde kalan egzoz gazı miktarı (m_r) azalmakta ve dolayısıyla, silindir içerisine girebilecek olan taze dolgunun miktarı artmaktadır.

- Şekil 3.6’da dizel motorunda volümetrik verimin emme veya doldurma havası giriş sıcaklığıyla (T_{em}, T_{2d}) değişimi görülmektedir. Sıkıştırma başı silindir sıcaklığı (T_{1sl}) küçüldükçe, yani emme veya doldurma havasına olan ısı iletimi azaldıkça volümetrik verim büyümektedir. Motor yükünün artması (artan motor yüküyle hava fazlalık katsayısının azalması nedeniyle), soğutma suyu sıcaklığının artması gibi motor sıcaklıklarını dolayısıyla, emme veya doldurma havası sıcaklığını artırıcı her etken volümetrik verimin ve motor gücün azalmasına neden olmaktadır.



Şekil 3.6 Volümetrik verimin emme havası giriş sıcaklığıyla değişimi ^[6]

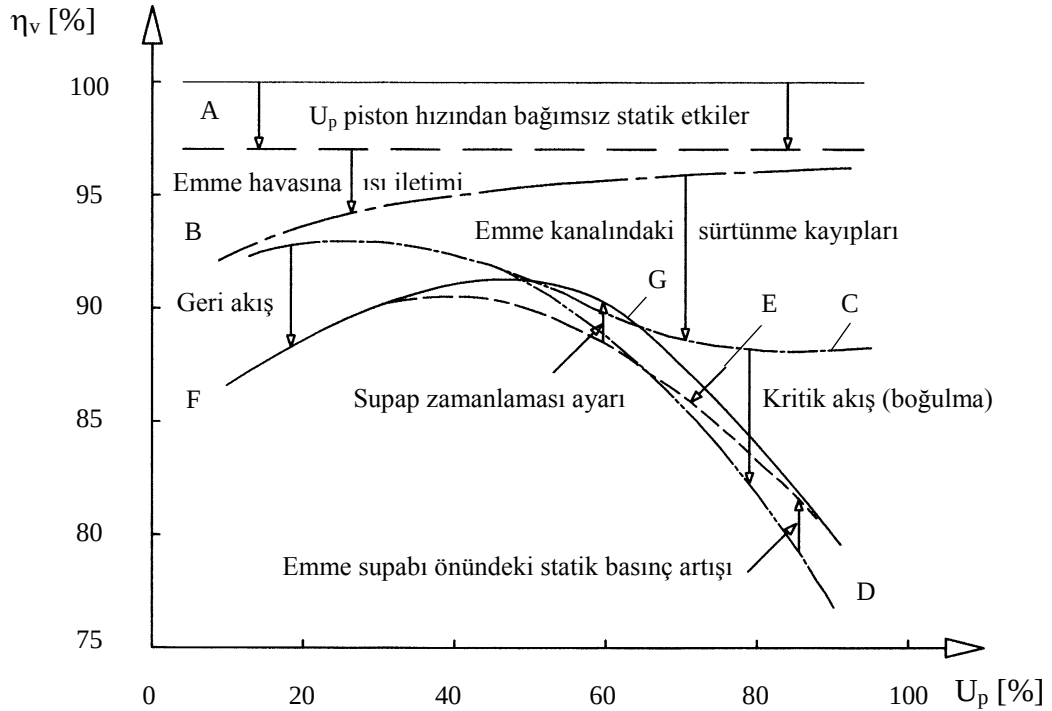
- (3.17) denklemine göre sıkıştırma oranı arttıkça volümetrik verim azalmaktadır. Fakat, sıkıştırma oranının volümetrik verim üstüne olan etkisinin bütünü bu denklemden faydalanılarak açıklanamaz. Çünkü, sıkıştırma oranının artması bir yandan sıcaklık seviyelerini artırdığı için volümetrik verime olumsuz yönde etki ederken, diğer taraftan artık gaz miktarını azalttığı için volümetrik verimi artırıcı yönde etki etmektedir.

- Seçilen referans sıcaklığıda volümetrik verime etkilidir. Referans şartlarındaki değişimin volümetrik verime etkisi

$$\frac{\eta_{v1}}{\eta_{v2}} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{0.2-0.25} \quad (3.18)$$

amprik ifadesiyle yansıtılabilir. (3.18) ifadesinden görüldüğü üzere referans sıcaklığının büyük seçilmesi volümetrik verimi göreceli olarak büyötmektedir.

Şekil 3.7’de volümetrik verim üzerine etkileri yukarıda belirtilen ve belirtilmeyen bütün parametrelerin toplam etkisi aynı diyagram üzerinde ortalama piston hızına (U_p) bağlı olarak ayrı ayrı şematik olarak görülmektedir. Ortalama piston hızına bağlı olmayan statik etkiler η_v ’i % 100’den A doğrusu seviyesine düşürmektedir. Emme havasının silindire akışı sırasında emme kanalından emme gazlarına olan ısı iletimi nedeniyle η_v {A} doğrusu seviyesinden {B} eğrisi seviyesine inmektedir. Bu düşüş özellikle alçak motor dönme sayılarında, silindirdeki artık gaz miktarının artması sonucu emme havasının daha fazla ısınması nedeniyle, daha fazladır. Emme supabı ve kanalındaki sürtünme kayıplarının motor dönme sayısının karesiyle artması sonucu η_v eğrisi {C} eğrisi şeklini alır. Yüksek motor hızlarında, emme supabındaki akış hızının kritik akış hızını aşması sonucu η_v hızla düşmekte ve {C} eğrisi {D} eğrisine dönüşmektedir. Emme havasının statik basıncının artırılması amacıyla, emme supabının biraz daha geç kapanması durumunda özellikle yüksek motor dönme sayılarında η_v artmakta ve {E} eğrisi şeklini almaktadır. Fakat, düşük dönme sayılarında emme manifolduna doğru oluşan geri akış nedeniyle η_v azalmakta ve {F} eğrisi şeklini almaktadır. Sonuçta, emme ve egzoz supaplarının açılma, kapanma ve birlikte açık kalma zamanlarının belirlenmesi sonucu η_v bir miktar daha artarak, {G} eğrisi şeklinde ortalama piston hızına bağlı olarak değişmektedir. [3]



Şekil 3.7 Farklı parametrelerin volümetrik verime etkilerinin birlikte görünümü ^[3]

BÖLÜM 4. AŞIRI DOLDURMALI DİZEL MOTORLARINDA ARA SOĞUTMA

4.1 Ara Soğutma Kavramı ve Ara Soğutmanın Tarihsel Gelişimi

Taşıt tahrikinde kullanılan nispeten küçük boyutlu aşırı doldurmalı dizel motorlarında, motor emme havasının doldurucu çıkışıyla motor emme manifoldu arasında bir ısı değiştiricisiyle soğutulmasına “*ara soğutma (aftercooling veya charge air cooling)*” bu iş için kullanılan ısı değiştiricisine de “*ara soğutucu (after cooler veya charge air cooler)*” denir. Lokomotifler, iş makineleri ve gemilerde kullanılan büyük boyutlu dizel motorlarında santrifüj doldurucular istenilen basınç oranını tek kademede sağlayamamaktadır ($\Pi_d > 4$ olması durumu). Dolayısıyla, bu tip motorlarda bir den fazla doldurucu bulunur. Çok kademeli aşırı doldurma sistemlerinde iki doldurucu arasına bir ısı değiştiricisi ilave edilerek birinci doldurucudan çıkan hava ikinci doldurucuya girmeden önce soğutulur. İki doldurucu arasındaki havanın soğutulması olayına “*intercooling*” denir. “*intercooling*” deyimini “*aftercooling*” deyimini yerine yanlış olarak kullanılmaktadır.

İçten yanmalı motorlarda ara soğutma uygulaması, 1910-1915 yılları arasında yarış amaçlı kullanılan süperşarjlı benzinli motorlar ile başlamıştır. Bu motorlarda doldurucu çıkış borusu üzerine kanatlar ilave edilerek motor emme havası soğutulmuştur. Bir ısı değiştiricisi yardımıyla motor emme havasının soğutulmasının ilk uygulaması, 1940’lar da, *WWII* tip pistonlu uçak motorlarında olmuştur. O yıllardan günümüze kadar ara soğutma konusunda önemli mesafeler katedilmiştir. 1992 yılında “*Vortech engineering*” tarafından yapılan deneysel çalışmalar sonucu düşük doldurma basınçlarında ara soğutmanın gereksiz olduğu bulunmuştur.

Ağır hizmet taşıtlarında kullanılan dizel motorlarında ara soğutma uygulaması, 1970’de ortaya çıkan petrol krizinden sonra dizel motorunun verim ve gücünün artırılması ve emisyonların azaltılması yönündeki taleplere olumlu yönde katkıda bulunması nedeniyle, bugün çok yaygın olarak kullanılmaktadır.

4.2 Aşırı Doldurmalı Dizel Motorlarda Ara Soğutmanın Nedenleri

Aşırı doldurmalı dizel motorlarında ara soğutmanın nedenleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Dizel motorlarında aşırı doldurmanın temel nedeni ölçüleri belli bir motorun büyüklüğünü artırmadan çıkış gücünü artırmaktır. Bu ise bir doldurucu vasıtasıyla emme manifoldu basıncı artırılarak, emme periyodu boyunca daha fazla havanın silindire girmesi ve böylece daha fazla yakıtın silindir içinde yanması sağlanarak gerçekleştirilebilir. Doldurucu çıkışında havanın basıncı ve yoğunluğu artmış durumdadır. Ancak havanın doldurucuda adyabatik olarak sıkıştırılmasıyla birlikte sıcaklığın da artması bu yoğunluk artışını azaltır. Dolayısıyla, aynı doldurucu çıkış basıncı için doldurma havasının yoğunluğu düştüğünden volümetrik verim azalmakta ve motor gücü düşmektedir. Doldurucu çıkış havasının yoğunluğundaki bu düşmeyi önlemek için doldurma havası motora gönderilmeden önce soğutulmalıdır. [1,7]

- Taşıt dizel motorlarında ETAD durumunda doldurucu çıkışındaki havasının sıcaklığı, doldurucu basınç oranına bağlı olarak politropik sıkıştırma sonucu, 100-300 °C' aralığında değişmektedir. Doldurma havası silindire girmeden önce soğutulmazsa, sıkıştırma başı sıcaklıkları (T_{1s}) ve çevrimin maksimum sıcaklıkları yükselir. Dolayısıyla, genel sıcaklık seviyesi yükseleceğinden motorun maruz kaldığı termal ve ısı yükler artacaktır. Fakat, yapılacak etkili bir ara soğutma ile termal ve ısı yükler azaltılabilir. Ayrıca ara soğutma sonucu, aynı doldurma basıncı için motora emilen havanın kütsel debisi arttığından, ulaşılan ortalama efektif basınç (P_{me}) büyümekte ve hem mekanik verim göreceli olarak büyüdüğü hem de düşen sıcaklıklar ile ısı kaybı azaldığı için motor verimi de artmaktadır. [7,8]

- Dizel motorlarında aşırı doldurma sonucu motor tüm karışım oranlarında daha büyük bir hava fazlalık katsayısıyla çalışmakta ve yanma sonu ulaşılan ortalama gaz sıcaklıkları artmaktadır. Bu da yanmanın daha iyi olmasına ve yanmamış HC emisyonlarının azalmasına buna karşın, yanma sonucu ulaşılan maksimum gaz sıcaklıklarının yükselmesi dolayısıyla, NO_x emisyonlarının artmasına neden olmaktadır. Yakıt miktarı artırılmadan yapılan etkili bir ara soğutmayla yanma sonu ulaşılan maximum gaz sıcaklıkları düşürülebilir ve buna bağlı olarak NO_x emisyonları azaltılabilir. Kısmi yüklerde ve alçak dönme sayılarında, doldurucu çıkış sıcaklığının (T_{2d}) düşük olması nedeniyle, ara soğutmanın NO_x emisyonlarına etkisi

çok azdır. Fakat, tam yükte ve yüksek dönme sayılarında motor emme havasının 50-60 °C'ye kadar soğutulması NO_x emisyonlarını azaltmaktadır. [4,7]

- Aşırı doldurmalı dizel motorlarında alçak ve yüksek dönme sayılarında hava fazlalık katsayısının (HFK) düşmesi is emisyonlarını olumsuz yönde etkilemektedir. Yapılan etkili bir ara soğutma ile bu mahsur ortadan kaldırılabilir.

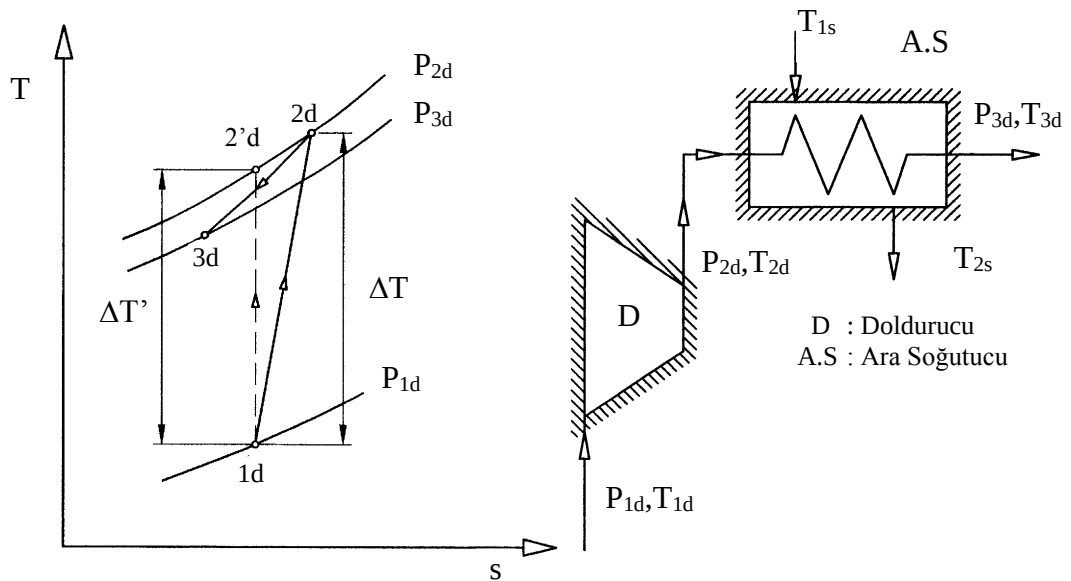
4.3 Doldurucu, Ara Soğutucu ve Motor İlişkisi

Şekil 4.1'de santrifüj doldurucunun {T-s} diyagramı ve doldurucu ara soğutucu ünitesinin şematik görünümü verilmiştir. İzentropik sıkıştırma sonucu santrifüj doldurucudaki sıcaklık yükselmesi

$$\Delta T' = (T_{2d} - T_{1d}) = T_{1d} \left[\left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4.1)$$

şeklinde yazılabilir. Pratikte doldurucu verimsizliğinden dolayı, doldurucudaki sıcaklık yükselmesi daha fazladır. (2.7) denklemi kullanılarak (4.1) denklemi düzenlenirse gerçek sıcaklık yükselmesi için (3.2) denklemi elde edilir.

$$\Delta T = \frac{(T_{2d} - T_{1d})}{\eta_{d-ad}} = \frac{T_{1d}}{\eta_{d-ad}} \left[\left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4.2)$$



Şekil 4.1 Doldurucu ara soğutucu ünitesi şematik görünümü [8]

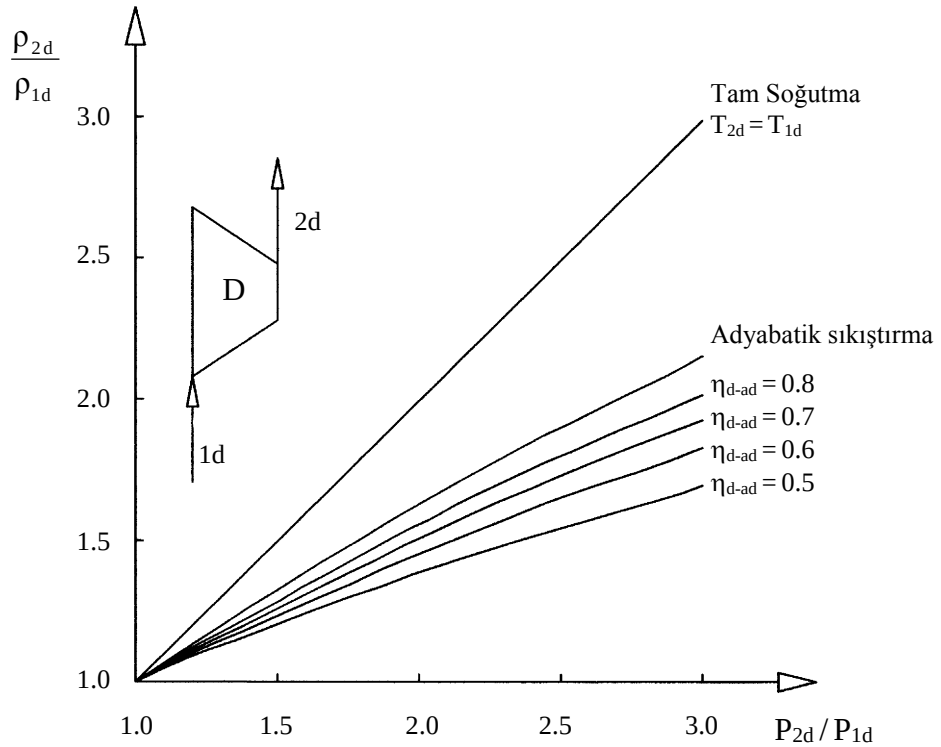
(4.2) denklemine göre doldurucu izentropik verimi (η_{d-ad}) arttıkça doldurucu gerçek çıkış sıcaklığı doldurucu adyabatik çıkış sıcaklığına yaklaşmaktadır. $\rho = P/RT$ ve (4.2) denklemi kullanılarak doldurucu çıkış havasının yoğunluğu için

$$\rho_{2d} = \left(\frac{P_{2d}}{R_d T_{1d}} \right) \left\{ 1 + \left[\left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{d-ad}} \right\} \quad (4.3)$$

ya da

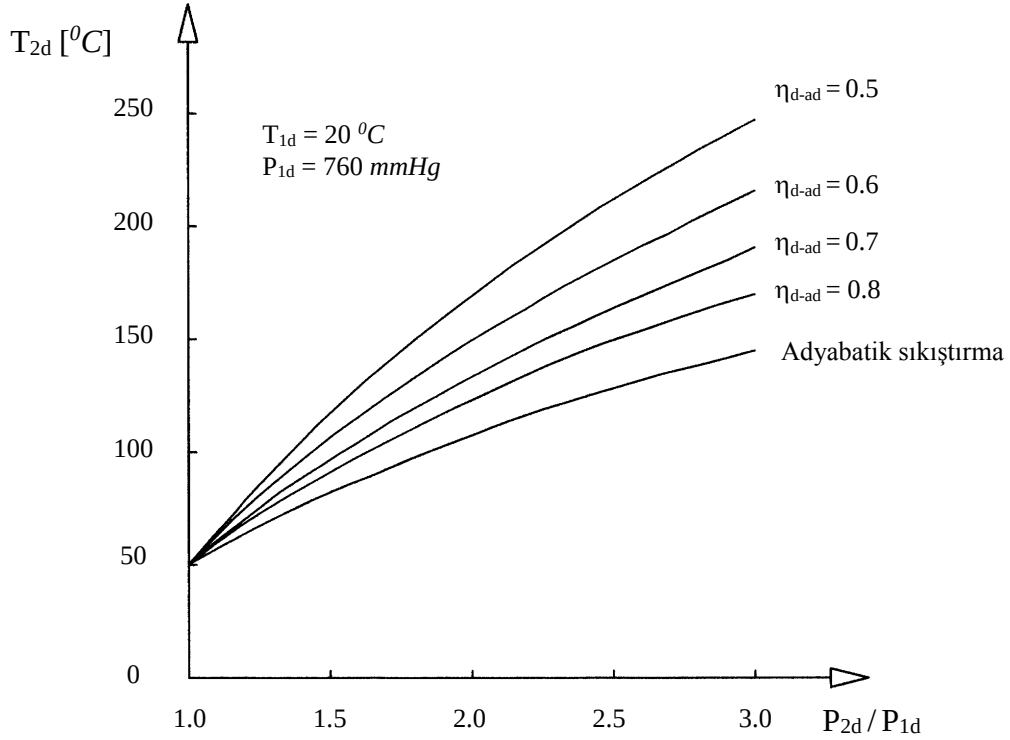
$$\frac{\rho_{2d}}{\rho_{1d}} = \left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right) \left\{ 1 + \left[\left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{d-ad}} \right\} \quad (4.4)$$

bulunur. Şekil 4.2’de (4.4) denkleminin grafiği görülmektedir. Doldurucu basınç oranının artması, doldurucu çıkış havasının yoğunluğunu artırırken, basınçla birlikte artan sıcaklık bu yoğunluk artışını azaltmaktadır. Bu yoğunluk artışı aynı basınç oranı için doldurucu çıkış havasının doldurucu giriş şartlarına kadar soğutulması durumunda maksimumdur. Bu da ara soğutma uygulamasını çok cazip kılmaktadır.



Şekil 4.2 Doldurucu veriminin doldurucu çıkış havası yoğunluğuna etkisi [8]

Şekil 4.3'te ise doldurucu çıkış sıcaklığının basınç oranı ve doldurucu verimiyle değişimi görülmektedir. Yüksek doldurucu verimi, doldurucu çıkış basıncını relatif olarak düşürmekte fakat daha geniş bir basınç aralığında yoğunluk artışı yüksek tutmaktadır.



Şekil 4.3 Doldurucu veriminin doldurucu çıkış sıcaklığına etkisi ^[8]

Doldurma havasının ara soğutucudan çıkış sıcaklığı, özellikle hava soğutmalı tip ara soğutucularda, ara soğutucu verimine bağlıdır. Buna “*dolgu yoğunluğu tutma verimi*” de denilmektedir. Ara soğutucu verimi

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{a,s}}{\dot{Q}_{a,s,max}} = \frac{(T_{2d} - T_{3d})}{(T_{2d} - T_{1s})} \quad (4.5)$$

şeklinde tanımlanabilir. Burada:

$\dot{Q}_{a,s}$: Ara soğutucudaki gerçek ısı transferi [W],

$\dot{Q}_{a,s,max}$: Ara soğutucuda mümkün olabilen maksimum ısı transferi [W],

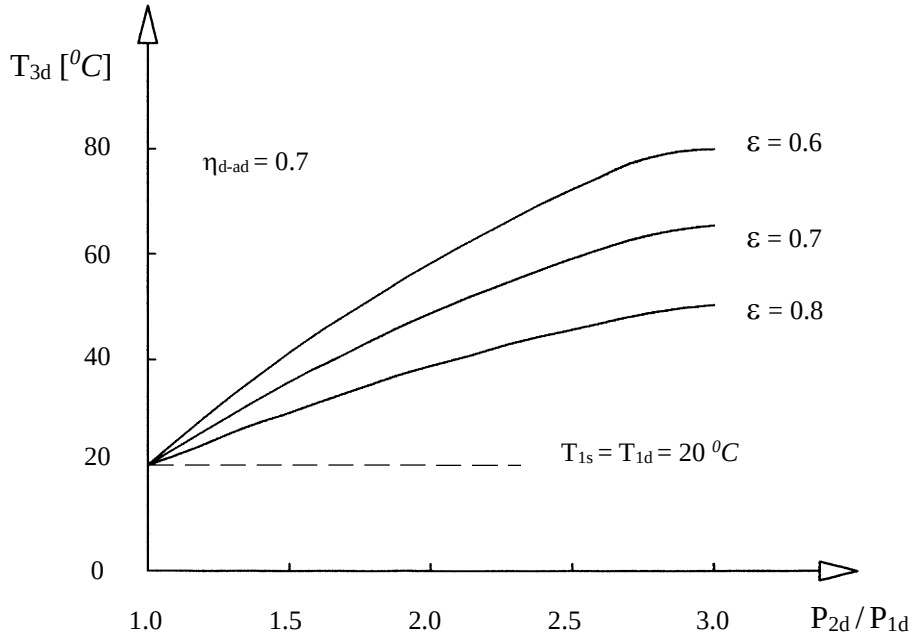
T_{3d} : Doldurma havasının ara soğutucudan çıkış sıcaklığı [$^{\circ}C$],

T_{1s} : Soğutma havasının ara soğutucuya giriş sıcaklığı [$^{\circ}C$]

'dır. (4.5) denkleminde göre doldurucu çıkış sıcaklığı ve soğutma havası giriş sıcaklığı arasındaki fark ne kadar fazla ise o kadar geniş bir sıcaklık aralığında soğutma yapmak mümkündür. Denklem (4.5)'ten ara soğutucu çıkış sıcaklığı (T_{3d}) çekilip (4.2) denkleminde yerine konursa, ara soğutucu çıkış sıcaklığı

$$T_{3d} = T_{1d} \left\{ 1 + \left[\left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{d-ad}} \right\} (1 - \epsilon) + \epsilon T_{1s} \quad (4.6)$$

şeklinde bulunur. Şekil 4.4'te (4.6) denkleminin sabit bir doldurucu adyabatik verimi için basınç oranı ve ara soğutucu çıkış sıcaklığı ile değişimi verilmiştir. Aynı basınç oranı için artan ϵ ile ara soğutucu çıkış sıcaklığı azalmaktadır.



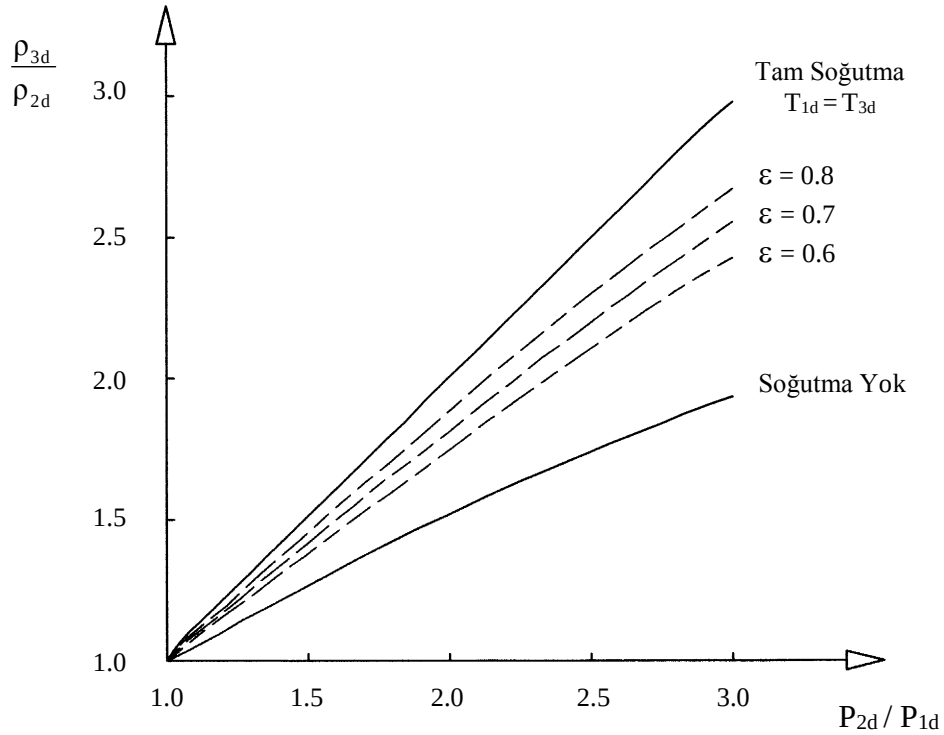
Şekil 4.4 Ara soğutucu veriminin ara soğutucu çıkış sıcaklığına etkisi [8]

Şekil 4.5'te ise (4.6) denkleminin basınç oranı ve ara soğutucudaki yoğunluk artışıyla değişimi verilmiştir. Doldurucuda basınç artışı ile kazanılan doldurma havasındaki yoğunluk artışının % 40'ı sıcaklık artışı dolayısıyla kullanılamamaktadır. Ara soğutucuda havanın doldurucu giriş şartlarına kadar soğutulması durumunda ($T_{1d} = T_{3d}$) kullanılmayan bu yoğunluk artışının % 50'si geri kazanılmaktadır. [8] Yaklaşık olarak doldurma havasının sıcaklığındaki her 10 °C'lik düşme doldurma havasının yoğunluğunu % 3 kadar artırmaktadır. Bu da güçte % 3'lük bir artış demektir. Ayrıca sıcaklık seviyesinin düşmesi nedeniyle, özgül yakıt tüketiminde de bir azalma

görlür. Eğer doldurma havası soğutulduktan sonra sıcaklık seviyesini yeniden soğutulmamamış duruma çıkaracak şekilde ilave yakıt kullanılacak olursa, g artışını her 10 $^{\circ}\text{C}$ 'lik soğutma için % 5'e çıkarmak mümkündür. [2,5]

Soğutma esnasında ara soğutucunun motor tarafındaki basınç kayıpları motor doldurma havasının basıncını düşürmekte, bu ise volümetrik verimi ve dolayısıyla gücü azaltmaktadır. Özellikle alçak motor dönme sayıları ve kısmi yüklerde, motor hava debisinin azalması dolayısıyla, bu etki daha fazladır. Fakat, doldurma havasının sıcaklığın düşmesiyle elde edilen yoğunluk artışı, volümetrik verim ve dolayısıyla güçteki bu azalmayı, doldurucu basınç oranına bağlı olarak, bir çok durumda telafi etmektedir. [8] Genellikle $P_{2d} / P_{1d} > 1.5$ 'den sonra ara soğutma ekonomik olmaya başlamaktadır. $P_{2d} / P_{1d} > 2$ için ara soğutma şart gibidir. Doldurma havasının motora giriş sıcaklığını 40-50 $^{\circ}\text{C}$ 'a kadar indirmek genellikle yeterlidir. [5] Ara soğutucuda soğutucu akışkan olarak hava kullanılması durumunda doldurucu çıkış sıcaklığını (T_{2d}) soğutucu akışkan giriş sıcaklığının (T_{1s}) 15 $^{\circ}\text{C}$ üstüne kadar, su kullanılması durumunda ise 5 $^{\circ}\text{C}$ üstüne kadar indirmek mümkündür. [7]

Doldurma havası soğutulurken atılan ışıyı daha sonra egzozdan atmaya gerek kalmamaktadır. Genel sıcaklık seviyesi de düşmüş olduğundan, soğutma suyu ile atılan ısıda azalmakta ve motor soğutma sistemi kclmektedir. [5]



şekil 4.5 Ara soğutucu veriminin ara soğutucudaki yoğunluk artışına etkisi [8]

4.4 Aşırı Doldurmalı Dizel Motorlarında Ara Soğutma Sistemleri

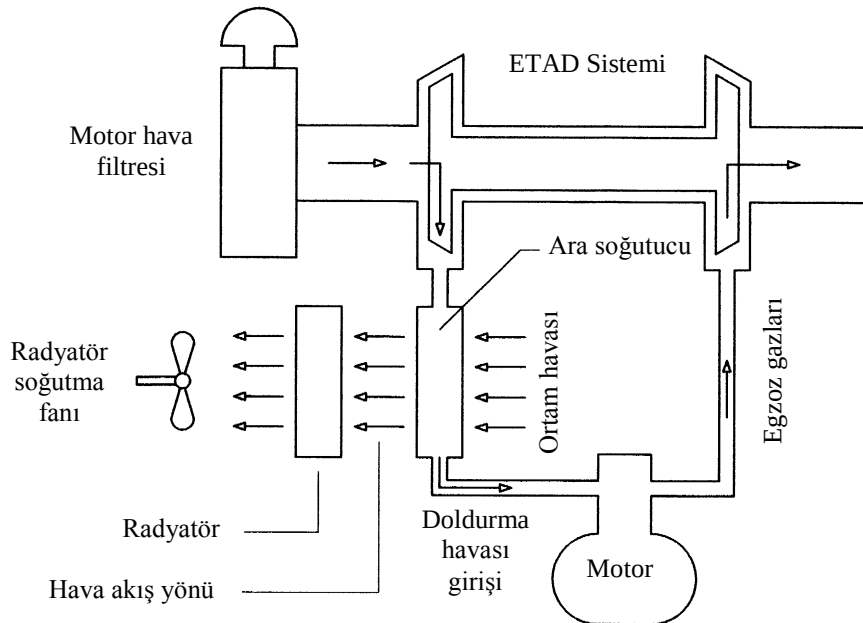
Aşırı doldurmalı dizel motorlarında kullanılan ara soğutma sistemleri, ara soğutucuda kullanılan soğutucu akışkan tipine göre, *hava soğutmalı* ve *su soğutmalı* olmak üzere iki ana grupta toplanabilir.

4.4.1 Hava soğutmalı ara soğutma sistemleri

Hava soğutmalı sistemler yük ve yolcu taşımacılığında kullanılan taşıt dizellerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Hava soğutmalı sistemler iki tiptir. Bunlar:

- Şasi bağlantılı, radyatör önüne monte edilmiş, direkt soğutmalı sistem (1. tip),
- Şasi bağlantılı, radyatörden bağımsız, yardımcı bir fan veya tip-türbin fanlı, indirekt soğutmalı sistem (2. tip)

'dir. Şekil 4.6'da şasi bağlantılı, radyatör önüne monte edilmiş, direkt soğutmalı bir sistem (1.tip) şematik olarak görülmektedir. Bu tipte, şasi üzerinde radyatör önüne hava soğutmalı bir ara soğutucu yerleştirilir. Doldurucu çıkışındaki havasının soğutulması, radyatör soğutma fanı tarafından emilen ve seyir hızı nedeniyle oluşan havanın ara soğutucu üzerinden geçmesiyle sağlanır. Seyir rüzgarının etkisiyle soğutma özellikle yüksek taşıt hızlarında etkili olmakta, düşük hızlarda ve hareketsiz durumda soğutma işlemi radyatör soğutma fanıyla gerçekleştirilmektedir. [7,9]



Şekil 4.6 Birinci tip hava soğutmalı ara soğutma sistemin şematik görünümü ^[8]

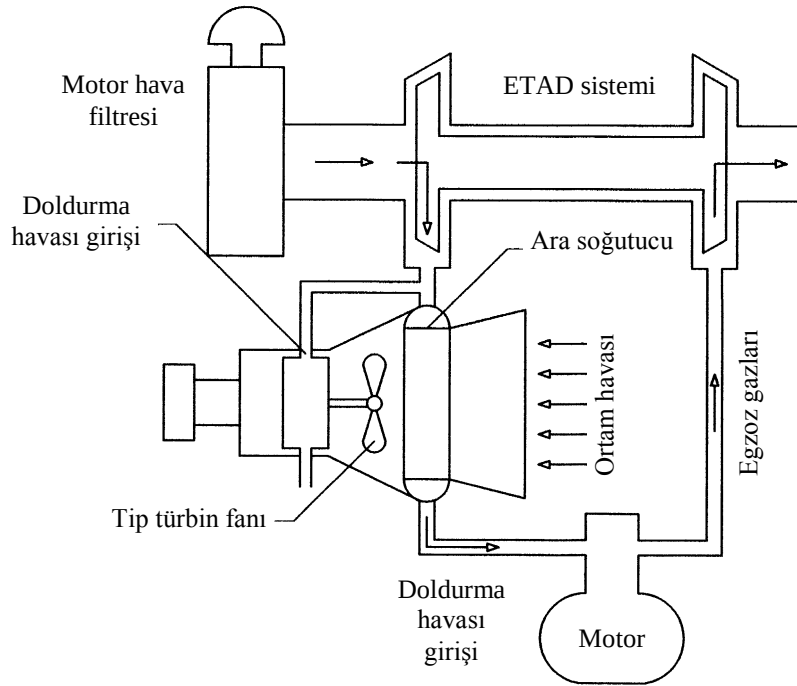
Birinci tip hava soğutmalı sistemde radyatör ve ara soğutucu ünitesini soğutmak için kullanılan fanın motor krank miliyle bağlantısı viskoz tip bir kavrama ile sağlanır. Viskoz kavramalı fanlar motorun soğutulabilmesi için gerekli olan hava miktarını sağlamakta ve soğutmanın gerekli olmadığı durumlarda devre dışı kalarak motor güç kayıplarını ve fan gürültüsünü azaltmaktadır. Bu tipte, doldurucu çıkış havasının soğutulması viskoz kavramalı fanın çalışma aralığına ve karakteristiğine bağlıdır. Motor yüksek dönme sayılarında çalışırken, soğutma havasının sıcaklığının düşük olması durumunda, fan devre dışı kalmakta ve maksimum sağlayabileceği hava debisinin % 25’ni ara soğutucu üzerinden geçirmektedir. Bu şartlarda ara soğutucu üzerinden geçen hava debisi, ara soğutucu üzerinden geçmesi gereken maksimum hava debisinin % 70’i kadardır. Bu verilen değerler, ara soğutucu dizaynına, radyatör üstündeki konumuna ve viskoz kavramanın özelliklerine bağlıdır. Böylece, alçak motor dönme sayılarında ara soğutucu üzerinden geçen soğutma havası debisi artmakta ve daha üniform bir akış ve daha verimli bir soğutma sağlanmaktadır. [7,8]

Radyatör soğutma fanının hem radyatörü hem de ara soğutucuyu etkin bir şekilde soğutması amacıyla, emiş kaybı olmaması için, ara soğutucu önüne giriş havasını ara soğutucu üzerine yönlendirici levhalar ve radyatörün arka tarafına ise radyatör arkasından emilen hava miktarını artırmak amacıyla fan “*davlumbaz*” denilen bir muhafazanın içine alınır. Bu tipte, ara soğutucunun radyatör üstünde fan dönme eksenine göre konumu ve radyatör ile ara soğutucu arasındaki mesafe önemlidir. Bu mesafenin gereğinden az olması durumunda doldurma havası, fazla olması durumunda ise motor soğutma suyu yeteri kadar soğutulamamaktadır. Bu aralığın yapılan testler sonucunda 3-5 cm arasında olması gereklidir. [9,10]

ETAD sisteminde, özellikle alçak motor dönme sayıları ve kısmi yüklerde, egzoz gazlarının türbine giriş sıcaklığı (T_{3t}) düştüğünden, doldurucu çıkış basıncı ve sıcaklığı düşmekte ve nispeten sıcaklığı düşük olan doldurma havasının ara soğutucudan geçirilmesi havanın daha çok basıncını düşürmekte, bu ise volümetrik verim ve güçteki artışı olumsuz yönde etkilemektedir. Dolayısıyla, hava soğutmalı ara soğutucular dizayn edilirken motorun iç parçası gibi düşünülmeli, özellikle doldurma havası basınç kayıplarını azaltmak için, doldurucu-ara soğutucu bağlantı hortumları mümkün olduğu kadar kısa, dirseksiz ve sabit çaplı olmalıdır. Birinci tip hava soğutmalı ara soğutucuların taşıt içine yerleştirilmelerinin ve diğer soğutma sistemleriyle etkileşimin güç olması, doldurucu çıkış sıcaklığındaki anlık değişimlere

cevap süresinin uzun olması, azalan doldurucu debisiyle aşırı doldurma sistemi ve motor üstündeki olumsuz etkileri belli başlı mahsurlarıdır. Birinci tip hava soğutmalı ara soğutucularda doldurma havasının etkin bir şekilde soğutulabilmesi için, ara soğutucu verimi mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır ($\epsilon = 0.85-0.95$ gibi). Çünkü, ara soğutucunun soğutma kapasitesi direkt verimle orantılıdır. [7,8,9]

İkinci tipte, birinci tipte belirtilen hava ile ara soğutmanın alçak motor dönme sayıları ve kısmi yüklerde ortaya çıkan mahsurunu ortadan kaldırmak için, sadece doldurucu çıkış havasını soğutmak amacıyla radyatör soğutma fanından bağımsız ayrı bir fan sistem üzerine ilave edilir. Bu tipin en yaygın uygulama şekli Şekil 4.7’de şematik olarak görülen “tip-türbinli” sistemdir. Bu sistemde doldurucu çıkış havasının % 5-10’luk bir kısmı bir türbin üzerinden geçer. Türbine akuple olan ilave fan yardımıyla soğutma havası ara soğutucu üzerinden geçirilir ve doldurma havası soğutulur. Ara soğutucu üzerinden geçen soğutma havası debisi artan doldurucu ve motor debisine bağlı olarak artmaktadır. Bu ise motor çalışma koşullarına uygun olarak, daha verimli ve etkin bir şekilde doldurma havasının soğutulmasını sağlar. Ara soğutucuda doldurma havanın soğutulmasına gerek olmadığı durumlarda sistem devre dışı da kalabilmektedir. Bu sistemin en önemli mahsurları, ara soğutucunun motora ve doldurucuya eşlenmesinin çok zor olması, sistemin birinci tip hava soğutmalı sisteme göre daha kompleks ve pahalı olmasıdır. [7,8]



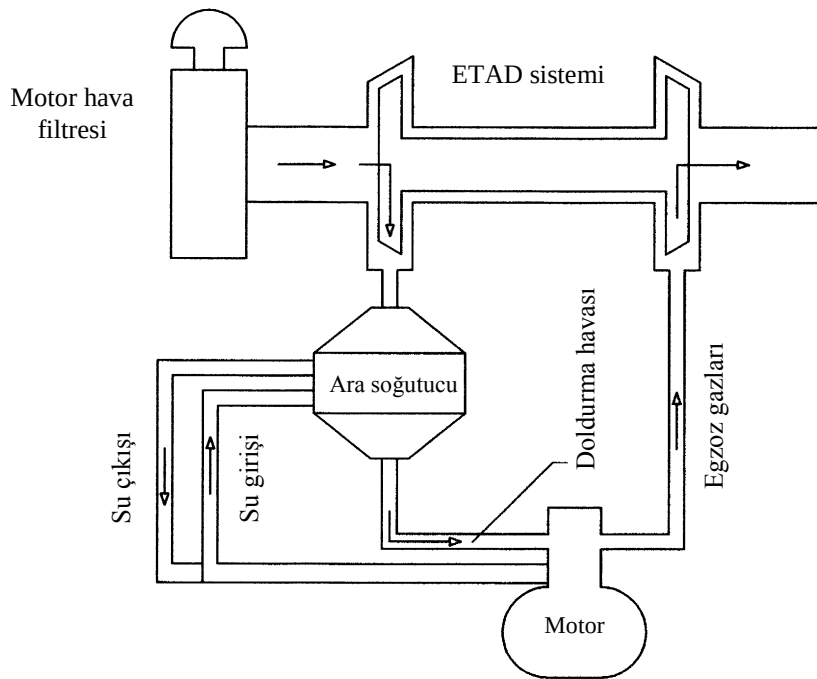
Şekil 4.7 İkinci tip hava soğutmalı ara soğutma sistemin şematik görünümü ^[8]

4.4.2 Su soğutmalı ara soğutma sistemleri

Su soğutmalı ara soğutucu sistemleri iki tiptir. Bunlar:

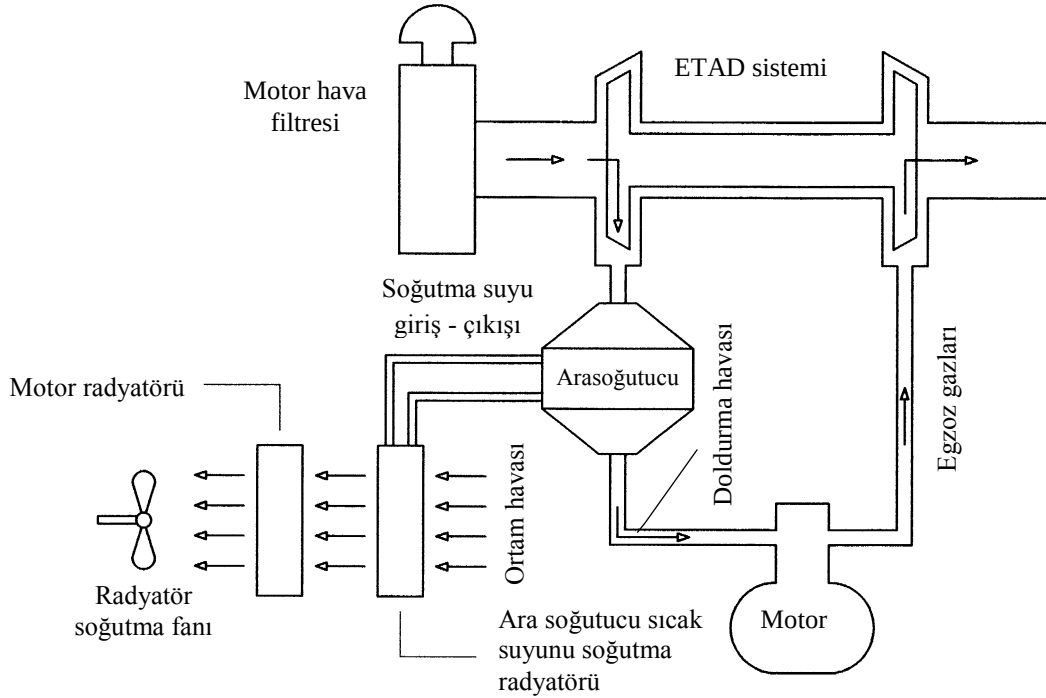
- Motor soğutma sistemindeki su kullanılarak yapılan su soğutmalı sistem (tek soğutma devresi, bir radyatör ve bir su pompası, 1.tip),
- Motor soğutma sisteminden bağımsız, ayrı bir radyatör ve su pompası kullanılarak yapılan su soğutmalı sistem (çift su soğutma devresi, iki adet radyatör ve su pompası, 2.tip)

'dir. Motor soğutma sistemindeki su kullanılarak yapılan ara soğutma sistemi daha çok gemi ve lokomotiflerde kullanılmaktadır. Bu gibi taşıtlarda seyir rüzgarından etkili bir şekilde faydalanılamaması dolayısıyla, hava ile soğutma sistemi verimli değildir. Şekil 4.8'de motor soğutma devresine bağlı su soğutmalı ara soğutma sistemi şematik olarak görülmektedir. Motor soğutma sisteminde dolaşan suyun soğutucu akışkan olarak kullanılması sistemi basitleştirmekte, fakat bu durumda doldurucu çıkış havasının sıcaklığı (T_{2d}), motor soğutma suyu giriş sıcaklığının, bu rejim halinde tam yükte genellikle 80-83 °C civarındadır, altına inememektedir. Sistemin en önemli mahsuru budur. Motor soğutma suyunun muhtemel sızıntısı doldurma havasının soğutulmaması riskini taşır. Ayrıca, sistem doğrudan motor soğutma sistemine bağlı olduğu için bakım periyodu daha sık ve zordur. [7,8,9]



Şekil 4.8 Birinci tip su soğutmalı ara soğutma sisteminin şematik görünümü [8]

Motor soğutma sisteminden bağımsız ayrı bir radyatör ve su pompası kullanılarak yapılan soğutma, özellikle küçük boyutlu turbo dizel motorlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 4.9’da motor soğutma devresinden bağımsız ayrı bir radyatör ve su pompası kullanılarak yapılan su soğutmalı ara soğutma sisteminin şematik görünümü verilmiştir. Bu sistemde doldurucu çıkış havasını soğutmak için kullanılan ikinci radyatör motor soğutma radyatörüne bağlanmakta ve ısınan su ana radyatör soğutma fanı vasıtasıyla soğutulduktan sonra bir tankta toplanmaktadır. Bu suyu devir-daim yaptırmak için motor üstünde ikinci bir su pompası mevcuttur. Sistemde soğutma sürekli olarak devam eder. Doldurucu çıkış havasının motor soğutma sisteminden bağımsız ayrı bir radyatör ve fan vasıtasıyla soğutulması, ara soğutmanın temel hedefi olan doldurucu çıkış havasının sıcaklığını minimum basınç düşümüyle azaltma ilkesine en uygun sistemdir. Sistemin tek dezavatajı pahalı ve kompleks olmasıdır. [7,8,9]



Şekil 4.9 İkinci tip su soğutmalı ara soğutma sisteminin şematik görünümü ^[8]

Doldurucu çıkış havasının motor soğutma sisteminden bağımsız ayrı bir su soğutma sistemi kullanılarak soğutulmasının avantajları şunlardır: [1,7,8]

- Suyun ısı iletim katsayısının yüksek olması dolayısıyla, bu havanın ısı iletim katsayısının yaklaşık dokuz katıdır, hava soğutmalı ara soğutuculara göre ara soğutucunun boyutları daha küçüktür. Bu ise ara soğutucunun motor üstüne yerleştirilmesini kolaylaştırmakta ve hacimden tasarruf sağlamaktadır.

- Özellikle çok küçük doldurucu basınç oranlarında bile ($\Pi_d > 1.5$) verimli bir soğutma yapmak mümkündür.
- Hava soğutmalı sistemlere göre doldurucunun karşılamak zorunda olduğu basınç kayıpları azalmakta dolayısıyla, gerekli türbin gücü düşmektedir.
- Kapasiteleri aynı olan iki ara soğutucu için su soğutmalı olanın basınç düşümü hava soğutmalı olanın basınç düşümünden daha düşüktür. Bu ise, volümetrik verim ve dolayısıyla, motor gücünde artma demektir.
- Ara soğutucu motorla doldurucu arasında uygun bir yere konursa, hava soğutmalı sistemde olduğu gibi ara soğutucuyu motor ve doldurucuya bağlamak için ilave kanallara ve hortumlara gerek kalmamakta ve hava soğutmalı sisteme göre hem ara soğutucu motor tarafı basınç düşümü hem de maliyet azalmaktadır.
- Su soğutmalı sistemin anlık doldurucu çıkış basınç ve sıcaklık değişimlerine cevap verme süresi daha kısadır. Bu da dizel motorlarında türbinin ivmelenme gecikmesi nedeniyle kötü olan is emisyonlarını azaltmaktadır.
- Şehir içi çevrime daha uygundur. Motorun özgül yakıt sarfıyatı daha azdır.

4.5 Hava Soğutmalı Ara Soğutucunun Yapısı, Malzemesi ve İmalatı

4.5.1 Hava soğutmalı ara soğutucunun yapısı

Isı değıştircilerin tiplerinin belirlenmesinde kullanılan en önemli parametre kompaktlıktır. En genel halde ısı değıştircilerinde kompaktlık

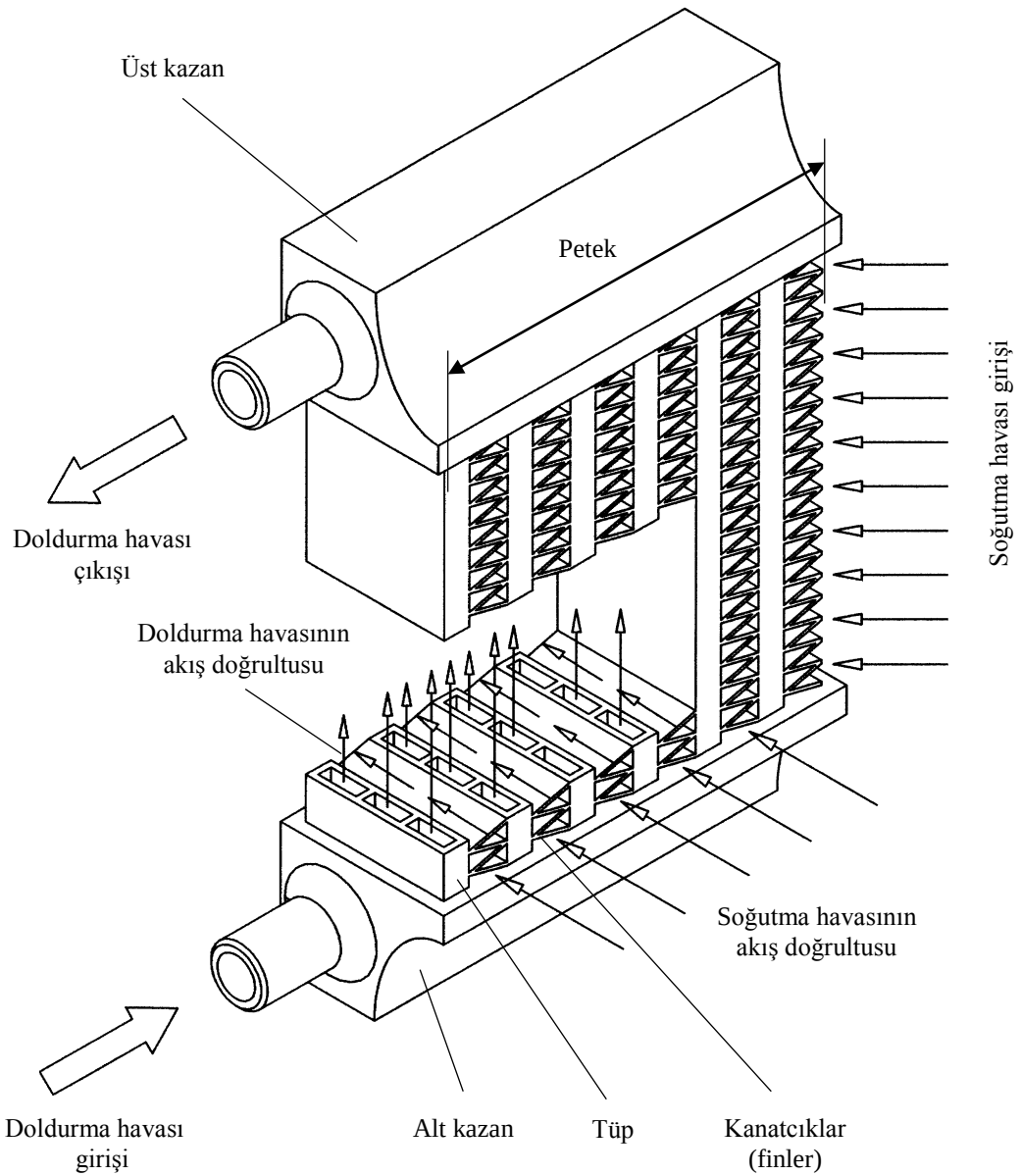
$$\beta = \text{Isı geçişi yüzey alanı} / \text{Isı değıştirci hacmi} \quad [m^2/m^3] \quad (4.7)$$

şeklinde tanımlanır. Bu tanıma göre, literatürde $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olan ısı değıştircileri kompakt, $\beta < 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olanlar ise kompakt olmayan ısı değıştircileri olarak göz önüne alınır. [11] Hava soğutmalı ara soğutucuların motor performansı üstüne olan etkileri göz önünde bulunursa, bu ara soğutucuların hacimlerinin mümkün olduğu kadar küçük ve verimlerinin (ϵ) mümkün olduğu kadar yüksek olması gereklidir. Dolayısıyla, bu ara soğutucular kompaktlığı yüksek olan ($\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$) ısı değıştirileri olmalıdır. Aşırı doldurmalı dizel motorlarında kullanılan hava soğutmalı ara soğutucular; genellikle levha-kanat şeklinde, tek veya çok geçişli, çapraz akımlı ve akışkanların birbirleriyle karışmadığı kompakt ısı değıştircileridir.

Şekil 4.10'da çapraz akımlı, tek geçişli levha-kanat şeklindeki hava soğutmalı bir ara soğutucu şematik olarak görülmektedir. Hava soğutmalı ara soğutucu;

- Tüpler,
- Kanatçıklar (finler),
- Kazanlar (kollektörler)

olmak üzere üç ana kısımdan oluşmaktadır. Doldurucu çıkış havasını kılcallaştırarak ısıyı kanatçıklara aktaran hava kanallarına *tüp* denir. Yuvarlak yassı ve oval kesitli olabilirler. Malzeme olarak bakır veya alüminyumdan (alaşım olarak) yapılırlar. Tüp iç kesitleri türbülansı artırmak amacıyla türbülantörlü (iç kanatlı olarak) imal edilir.



Şekil 4.10 Levha-kanat şeklinde hava soğutmalı ara soğutucunun kesit görünüşü ^[4]

Havanın ısı taşınım katsayısının düşük olması nedeniyle, tüplerden olan ısı transferini ve ara soğutucu verimini artırmak için tüplerin dış yüzeylerine kanatçıklar (finler) ilave edilir. Tüp üstündeki kanatlar iletim yoluyla aldığı ısıyı soğutma havasına aktarır. Kanatçıklar, düz, delikli, tırtıllı, zig-zaglı ve çeşitli eğrisel şekillerde olabilir. Yüzeyleri düz olabileceği gibi türbülansı artırmak amacıyla şekillendirilmiş de olabilir. Bir tüp boyunca tüpün alt ve üst yüzeyine kanatçık ilave edilmiş yapıya *birim soğutma elemanı* denir. Ara soğutucunun ısı kapasitesine göre, birim soğutma elemanlarının alt alta eklenerek birleştirilmiş şekline ise *ara soğutucu peteği* denir.

Doldurma havası giriş-çıkış kazanları (kollektörler) imal ediliş tiplerine göre alt üst veya sağ sol olarak adlandırılırlar. Hava giriş kazanı Tüplere eşit hava dağıtımını sağlamak amacıyla kazan genişliği girişten itibaren daralan bir kesite sahiptir. Aynı şekilde çıkış kazanıda çıkışa doğru genişler.

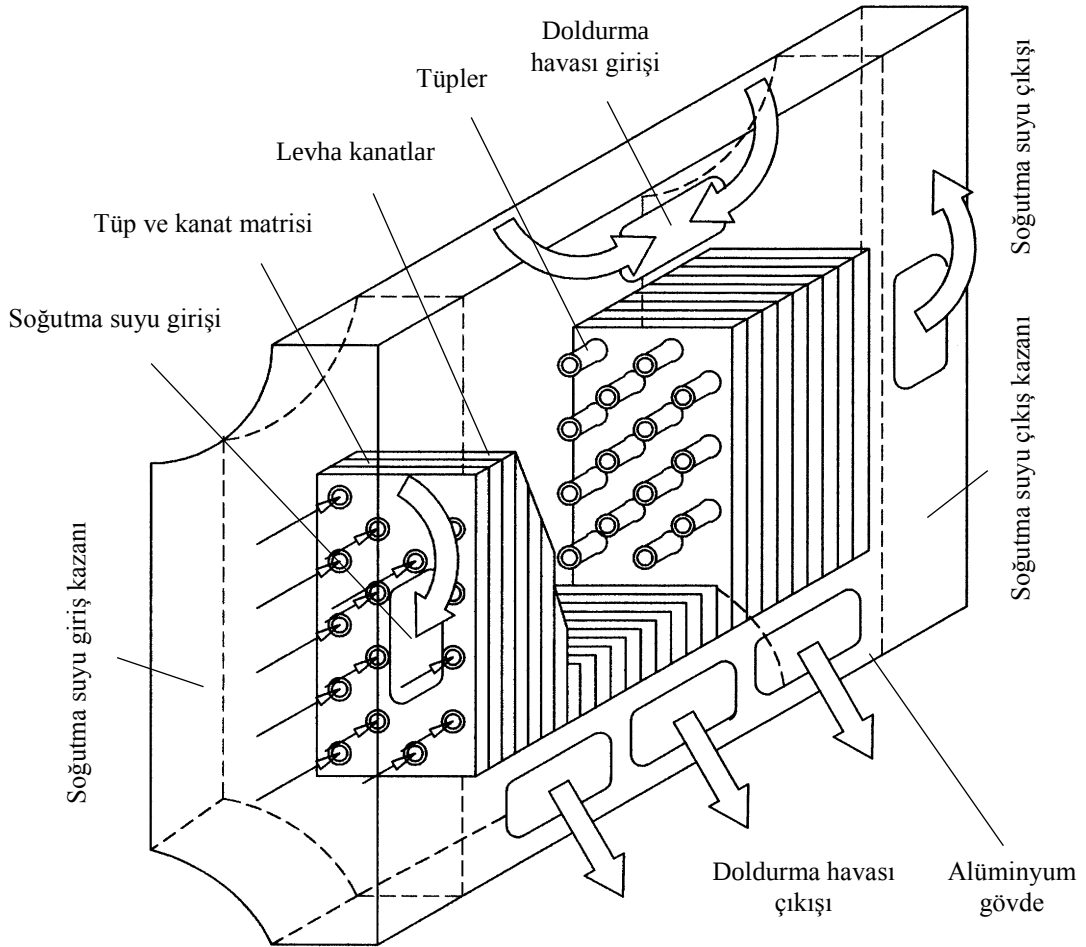
4.5.2 Hava soğutmalı ara soğutucunun malzemesi ve imalatı

Hava soğutmalı ara soğutucular genellikle alüminyum veya bakırdan imal edilir. Soğutma kapasiteleri karşılaştırıldığında bakır malzemenin ısı iletim katsayısı alüminyuma göre daha fazladır. Fakat, imalatı alüminyum tercih edilmektedir. Çünkü, bakır ($\rho_{Cu} = 8930 \text{ kg/m}^3$) alüminyumdan ($\rho_{Al} = 2700 \text{ kg/m}^3$) yaklaşık üç kat daha ağır ve pahalıdır. Hafiflik avantajı imlatıta kolaylık sağladığı gibi araç üzerinde taşınan gereksiz ağırlığı azaltarak yakıt tasarrufu sağlar. Ayrıca alüminyumun ısı iletim katsayısının düşük olması nedeniyle oluşan dezavantaj, aynı hacimde daha çok kanatçık kullanıp ara soğutucu soğutma yüzey alanı artırılarak giderilebilmektedir. Bakır malzemede bu durum mümkün değildir.

Ara soğutucunun standart soğutma kanatçıkları ve yüksek hava hızlı soğutma kanatçıkları değişik aç ve konstrüksiyonlarda preslenerek soğuk şekil değiştirme ile imal edilir. Yuvarlak, oval veya yassı kesitli tüpler ekstrüzyon yöntemiyle, kazanlar ise soğuk plastik şekil değiştirme ya da döküm yoluyla üretilir. Daha sonra “*Noclock Breyzing*” imalat tekniği olarak bilinen bir kaynak yöntemiyle tüpler ve kanatçıklar kaynak edilerek soğutma peteği oluşturulur. Tüp ve kanatçıklar istenildiği şekilde birleştirilebilir. Kaynak sırasında kaynak işlemini kolaylaştırıcı özel toz elemanlar kullanılır. Kaynatılmış petek 580-620 °C altında oksijenden arındırılmış bir ortamda kademeli olarak artırılan ısı ile 20 dakika civarında fırınlanır. Kazanların peteğe lehimlenmesi veya kaynatılması ile imalat işlemi tamamlanır. [12]

4.6 Su Soğutmalı Ara Soğutucunun Yapısı

Motor soğutma sisteminden bağımsız, su soğutmalı ara soğutucu hava soğutmalı ara soğutucuya benzer şekilde, çapraz akımlı, kanatlı borulu, kompakt bir ısı değıştircisidir. Şekil 4.11’de su soğutmalı bir ara soğutucunun kesit görünüşü şematik olarak görölmektedir. Su soğutmalı tip ara soğutucular yatay olarak yerleştirilmiş içerisinde soğutma suyu geçen dairesel tüpler ve bu tüplerin üzerine yerleştirilmiş levha şeklinde kanatlardan oluşmaktadır. Doldurucu çıkış havası dairesel tüpler ve kanatların bulunduğu bölgeler arasından geçerken taşınım ve iletimle soğumaktadır. Tüplerin içinde türbülator parça yoktur. Ayrıca, tüplerin üstünde bulunan levha kanatların yapısı hava soğutmalı tip ara soğutuculara göre daha basittir. Sonuçta, ara soğutucunun hem soğutma hem de doldurma havası tarafındaki basınç kayıpları aynı soğutma kapasitesi için hava soğutmalı tiplere göre % 20 daha azdır. Ayrıca, sistem motor üstünde daha az yer kaplamaktadır. [1,4]



Şekil 4.11 Kanatlı-borulu su soğutmalı ara soğutucu kesit görünüşü ^[4]

4.7 Hava Soğutmalı Ara Soğutucunun Isıl Hesapları

4.7.1 Toplam ısı geçiş katsayısı

Hava soğutmalı ara soğutucunun ısı hesaplarının en temel ve çoğunlukla en belirsiz bölümü *toplam ısı geçiş katsayısının* hesaplanmasıdır. Toplam ısı geçiş katsayısı en genel halde; ara soğutucunun her iki tarafındaki akışkanları birbirinden ayıran yüzeyler arasındaki toplam taşınım, iletim, ısınım ve kirlilik dirençlerinin bağlı olarak

$$\frac{1}{K} = \sum R_{taş} + \sum R_{ilet} + \sum R_{ışın} + \sum R_{kir} \quad [m^2 \cdot ^\circ C/W] \quad (4.8)$$

şeklinde yazılabilir. [11] Hava soğutmalı ara soğutucu içindeki akışkanların her ikisinde gaz (hava) olması dolayısıyla, toplam ısı geçiş katsayısı hesaplanırken malzemenin oluşturduğu toplam iletim ($\sum R_{ilet}$), kirlilik ($\sum R_{kir}$) ve ısınım ($\sum R_{ışın}$) dirençleri, toplam taşınım ($\sum R_{taş}$) direnci yanında ihmal edilebilir mertebededir. Ayrıca havanın ısı taşınım katsayısının düşük olması nedeniyle, ara soğutucunun hem doldurma hem de soğutma havası taraflarına kanat ilave edilerek, toplam taşınım direncini azaltmak suretiyle, toplam ısı geçiş katsayısı artırılır. Bu durumda, ara soğutucu tüp yüzeylerinin düzlemsel olduğu kabulü ile, (4.8) denklemi

$$\frac{1}{KA_{top}} = \frac{1}{K_d A_{top,d}} = \frac{1}{K_s A_{top,s}} = \frac{1}{\eta_{yz,d} h_d A_{top,d}} + \frac{1}{\eta_{yz,s} h_s A_{top,s}} \quad (4.9)$$

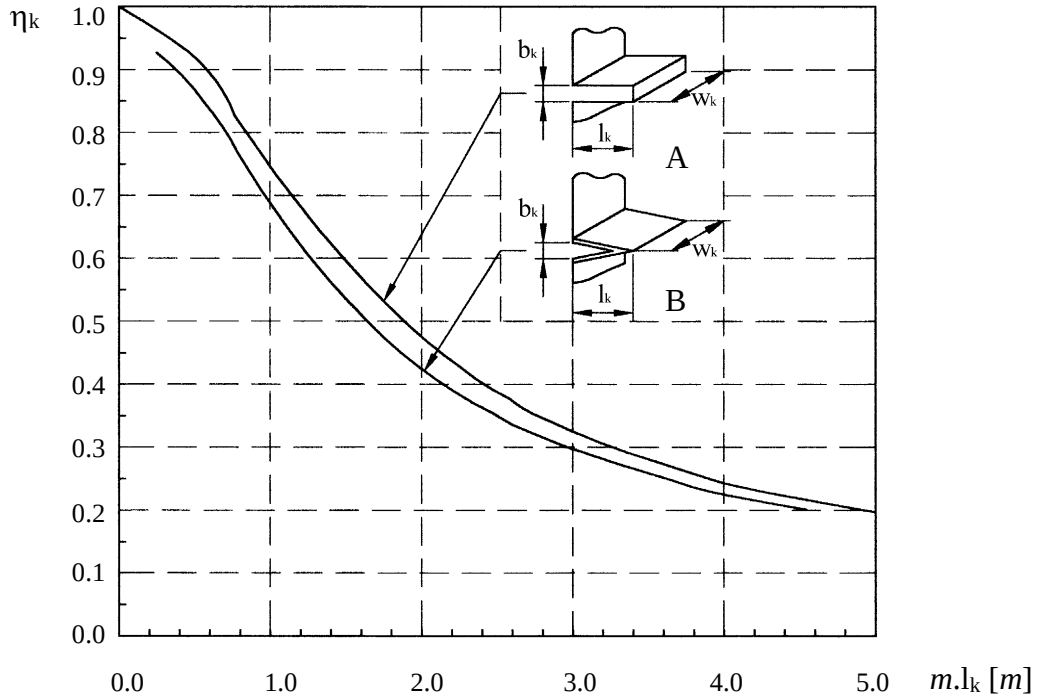
şeklinde yazılabilir. Burada {d} ve {s} indisleri, sırasıyla ara soğutucunun doldurma ve soğutma havası taraflarını göstermektedir. (4.9) denkleminde; A_{top} [m^2] ara soğutucunun bir tarafındaki toplam ısı transferi yüzey alanı, h [$W/m^2 \cdot ^\circ C$] ısı taşınım katsayısı, η_{yz} ise ara soğutucunun bir tarafındaki kanatlı yüzeylerin toplam yüzey etkenliğidir. (4.9) denkleminde göre $K_d A_{top,d} = K_s A_{top,s}$ 'dir. Fakat, $A_{top,d} \neq A_{top,s}$ ise, $K_d \neq K_s$ olacağı için toplam ısı geçiş katsayısının ara soğutucunun doldurma veya soğutma havası tarafındaki yüzeylerden hangisine göre hesaplandığını belirtmek gerekir. (4.9) denklemindeki kanatlı yüzeylerin toplam etkenliği (η_{yz}),

$$\eta_{yz} = \eta_k \frac{A_k}{A_{top}} + \frac{A_o}{A_{top}} \quad (4.10)$$

şeklinde tanımlanabilir. [13] Burada; A_k [m^2] toplam kanat alanı, A_o [m^2] kanat olmayan toplam taban alanı, η_k ise yüzeye ilave edilen tek bir kanadın etkenliğidir. Şekil 4.12'deki grafikte, sabit kesitli dikdörtgen (A) ve değişken kesitli üçgen (B) kanadın etkenlikleri verilmiştir. Grafikteki m değeri

$$m = \sqrt{2h/b_k k_k} \quad (4.11)$$

şeklinde tanımlanan boyutsuz kanat etkenlik katsayısıdır. Burada; l_k [m] kanat uzunluğu, h [$W/m^2.^0C$] kanat tarafındaki ısı taşınım katsayısı, b_k [m] kanat et kalınlığı, w_k [m] kanat genişliği, k_k [$W/m.^0C$] ise kanat malzemesi ısı iletim katsayısıdır.



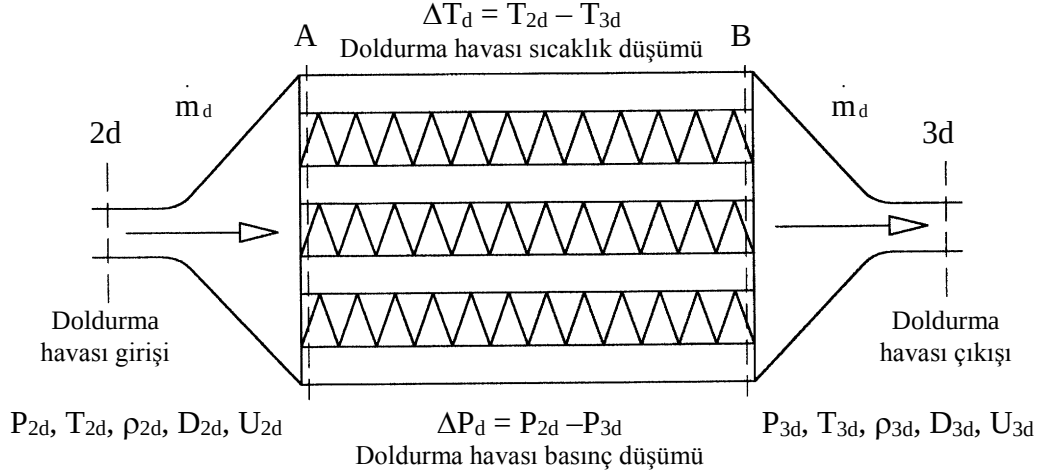
Şekil 4.12 Dikdörtgen ve üçgen kesitli kanatlar için kanat etkenlikleri ^[13]

4.7.2 Ara soğutucu boyunca doldurma havasının akış analizi

Şekil 4.13'te doldurma havasının tüpler içerisindeki akışı şematik olarak görülmektedir. Doldurucudan $\{2d\}$ şartlarında çıkan doldurma havasının ara soğutucu-doldurucu bağlantı hortumları boyunca fiziksel özelliklerinin değişmediği kabul edilirse, doldurma havası $\{2d\}$ şartlarında ara soğutucuya girmekte ve $\{3d\}$ şartlarında çıkmaktadır. Doldurma havasının tüplere dağılımının eşit olduğu kabulüyle, doldurma havası giriş-çıkış şartları için süreklilik denklemi

$$\dot{m}_d = Z_T \dot{m}_T = \rho_{2d} U_{2d} \frac{\pi D_{2d}^2}{4} = \rho_{3d} U_{3d} \frac{\pi D_{3d}^2}{4} \quad [kg/s] \quad (4.12)$$

şeklinde yazılabilir. Burada; Z_T tüp sayısı, $\dot{m}_T$ [kg/s] bir tüp içinden geçen doldurma havası kütleli debisi, D_{2d} ve D_{3d} [m] ara soğutucu giriş-çıkış bağlantı hortumları iç çapı, U_{2d} ve U_{3d} [m/s] ise doldurma havasının ara soğutucu giriş-çıkış kesitlerindeki ortalama hızıdır.



Şekil 4.13 Doldurma havasının tüpler içerisindeki akışının şematik görünümü ^[14]

Ara soğutucu tüplerinin içerilerine sabit et kalınlığında dikdörtgen kanatlar ya da tüplerin iç yüzeyine doğrudan bağlı olmayan çeşitli şekillerde *türbülantör* parçalar ilave edilir. Bunun nedeni, tüplerin içerisindeki toplam ısı transferi yüzey alanını artırarak, iç taraftaki doldurma havasının ısı taşınım katsayısını artırmaktır. Toplam ısı geçiş katsayısı hesaplanırken (4.8) denklemindeki toplam taşınım direnci ($\Sigma R_{taş}$) dışındaki tüm ısı dirençler ihmal edilmiştir. Bu durumda, ara soğutucu boyunca doldurma ve soğutma havası arasında yalnızca zorlanmış taşınım ile ısı transferi olduğu kabul edilebilir. Zorlanmış taşınım da tüplerin içinde akan doldurma havasının ısı taşınım katsayısı, h_d [$W/m^2 \cdot ^\circ C$], farklı doldurucu çıkış şartları için

$$Nu = f(Re, Pr, Geometri) \quad (4.13)$$

şeklinde tanımlanan boyutsuz denklemlerden hesaplanabilir. Bu denklemlerde;

$$D_{h,d} = \frac{4A_d}{\zeta_d} : \text{Hidrolik çap}, \quad (4.14)$$

$$Nu_{D_{h,d}} = \frac{h_d D_{h,d}}{k_d} : Nusselt \text{ sayısı}, \quad (4.15)$$

$$Re_{D_{h,d}} = \frac{4 \dot{m}_d}{\pi D_{h,d} \mu_d} : Reynolds \text{ sayısı}, \quad (4.16)$$

$$Pr_d = \frac{\nu_d}{\alpha_d} : Prandtl \text{ sayısı}, \quad (4.17)$$

$A_d [m^2]$ ve $\dot{C}_d [m]$ ara soğutucu boyunca doldurma havasının geçtiği kesitin alanı ve çevresi, $k_d [W/m.^0C]$, $\mu_d [kg/ms]$, $\nu_d [m^2/s]$ ve $\alpha_d [m^2/s]$ ise sırasıyla doldurma havasının ısı iletim katsayısı, dinamik vizkozitesi, kinematik vizkozitesi ve ısı yayılım katsayısıdır (k , μ , ν ve α doldurma havasının fiziksel özellikleridir).

Tüplerin içinden geçen doldurma havasının kütleli debisinin ($\dot{m}_d$) değişken olması nedeniyle, doldurma havasının tüpler içindeki akış koşulları ve basınç kayıpları motor çalışma koşullarına bağlı olarak değişmektedir. (4.16) denkleminde göre eğer

$$Re_{D_{h,d}} = \frac{4 \dot{m}_d}{\pi D_{h,d} \mu_d} \leq 2300$$

ise tüpler içerisindeki akış laminar, aksi takdirde ise türbülanslıdır. Doldurma havasının tüpler içindeki akış koşulları için, motorun çalışma koşullarına bağlı olarak, her iki durumda söz konusudur. Tüpler içindeki akışın türbülanslı olması durumunda, (4.14) denklemiyle verilen hidrolik çap ($D_{h,d}$) kullanılarak, doldurma havasının ısı taşıma katsayısı ($h_d [W/m^2.^0C]$) Colburn eşitliğinden

$$Nu_{D_{h,d}} = \frac{h_d D_{h,d}}{k_d} = 0.023 Re_{D_{h,d}}^{4/5} Pr_d^{2/3} \quad (4.18)$$

hesaplanabilir. Colburn eşitliği $0.7 \leq Pr_d \leq 160$ ve $Re_{D_{h,d}} \geq 10000$ için geçerlidir ve $\Delta T_d = T_{2d} - T_{3d} = 100 - 150 ^0C$ civarında bir doldurma havası sıcaklık düşümü için kullanılması uygundur. (4.18) denklemindeki doldurma havasının fiziksel özellikleri

$$T_{ort,d} = \frac{T_{2d} + T_{3d}}{2} \quad [^0C] \quad (4.19)$$

şeklinde tanımlanan ortalama bir sıcaklıktan belirlenmelidir. [13]

Doldurma havasının ara soğutucu içindeki sıcaklık düşümünün büyük olması durumunda ($\Delta T_d \geq 150^\circ C$) *Sieder* ve *Tate* tarafından önerilen

$$Nu_{D_{h,d}} = \frac{h_d D_{h,d}}{k_d} = 0.027 Re_{D_{h,d}}^{4/5} Pr_d^{1/3} \left(\frac{\mu_{1d}}{\mu_{2d}} \right)^{0.14} \quad (4.20)$$

denklemin kullanılması daha uygundur. Burada, μ_{1d} ve μ_{2d} hariç doldurma havasının tüm fiziksel özellikleri (4.19) denkleminden hesaplanmalıdır. (4.20) denklemi $0.7 \leq Pr_d \leq 16700$ ve $Re_{D_{h,d}} \geq 10000$ değerleri için geçerlidir. Tüplerin içerisinde geçen doldurma havasının ısı taşınım katsayısı, h_d [$W/m^2 \cdot ^\circ C$], (4.18) veya (4.20) denklemlerinden kolaylıkla hesaplanabilmekteyse de, bu denklemlerin kullanımda % 25'e kadar hatalar oluşmaktadır. Bu durumda, daha karmaşık denklemler kullanılarak bu hataların miktarı % 10'nun altına indirilebilir. Yaygın olarak kullanılan ve *Petukhov*'a ait olan denklem

$$Nu_{D_{h,d}} = \frac{h_d D_{h,d}}{k_d} = \frac{(f_d/8) Re_{D_{h,d}} Pr_d}{1.07 + 12.7(f_d/8)^{1/2} (Pr_d^{2/3} - 1)} \quad (4.21)$$

şeklinde. Bu denklem $0.5 < Pr_d < 2000$ ve $10^4 < Re_{D_{h,d}} < 10 \times 10^6$ değerleri için geçerlidir. (4.21) denklemindeki sürtünme faktörü (f_d), tüp iç yüzeylerinin pürüzsüz olduğu kabulü ile, pürüzsüz tüp iç yüzeyleri için *Petukhov* tarafından geliştirilen

$$f_d = (0.790 \ln Re_{D_{h,d}} - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq Re_{D_{h,d}} \leq 5 \times 10^6 \quad (4.22)$$

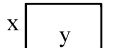
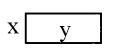
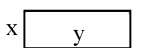
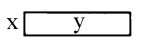
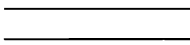
denklemden hesaplanabilir. Daha küçük Reynolds sayılarında verilerle uyumu sağlamak için *Gnielinski* (4.21) denklemi yeniden düzenlemiş ve

$$Nu_{D_{h,d}} = \frac{h_d D_{h,d}}{k_d} = \frac{(f_d/8)(Re_{D_{h,d}} - 1000) Pr_d}{1 + 12.7(f_d/8)^{1/2} (Pr_d^{2/3} - 1)} \quad (4.23)$$

denklemini önermiştir. Bu denklemde de pürüzsüz tüp iç yüzeyleri için sürtünme faktörü (4.22) denkleminden hesaplanabilir. (4.23) denklemi $0.5 < Pr_d < 2000$ ve $3000 < Re_{D_{h,d}} < 10 \times 10^6$ değerleri için geçerlidir. (4.21) ve (4.23) denklemlerinde de (4.18) denklemine benzer şekilde doldurma havasının fiziksel özellikleri (4.19) denkleminden hesaplanmalıdır. Eğer $\Delta T_d \geq 150^\circ C$ ise doldurma havasının fiziksel özelliklerindeki değişim dikkate alınmalıdır. [13,14]

Doldurma havasının tüpler içerisindeki akışının laminar olması durumunda, (4.14) denklemiyle verilen hidrolik çap ifadesinin dairesel borular için tanımlanmış olan boyutsuz ısı taşınım katsayısı denklemlerine yazılıp kullanılması uygun değildir. Çünkü, tüplerin dairesel olmayan akış kesit alanlarında ısı taşınım katsayıları köşelerde sıfıra yaklaşarak farklı değerler almakta dolayısıyla, laminar akış için tüplerin iç tarafındaki ısı taşınım katsayısı hesaplanırken özellikle keskin kenarlı tüp köşelerinde hidrolik çap tanımıyla dairesel boru yaklaşımının kullanımı daha kaba sonuçlar vermektedir. Bu durumda tüplerin içerisinde tam gelişmiş koşullardaki laminar akışta Nusselt sayısı, doldurma havasının farklı tüp akış kesit alanlarında akışı için momentum ve enerji denklemlerinin çözümüyle oluşturulan Tablo 4.1'den hesaplanabilir. Tüp yüzeylerinde sabit ısı akısı ($Q_{T,yz} = \text{sabit}$) için Tablo 4.1'deki Nusselt sayıları, doldurma havasının tüpler içinde akış yönünde sabit ısı akısı fakat herhangi bir kesitte çevre boyunca sabit sıcaklık var sayımıyla hesaplanmıştır. Sabit tüp içi yüzey sıcaklığı ($T_{T,yz} = \text{Sabit}$) için Tablo 3.1'deki sonuçlar, sıcaklığın tüp içinde hem eksenel hem de çevresel doğrultuda sabit olduğunda kullanılır. [13]

Tablo 4.1 Farklı tüp kesitlerinde tam gelişmiş laminar akışta Nusselt sayıları ^[13]

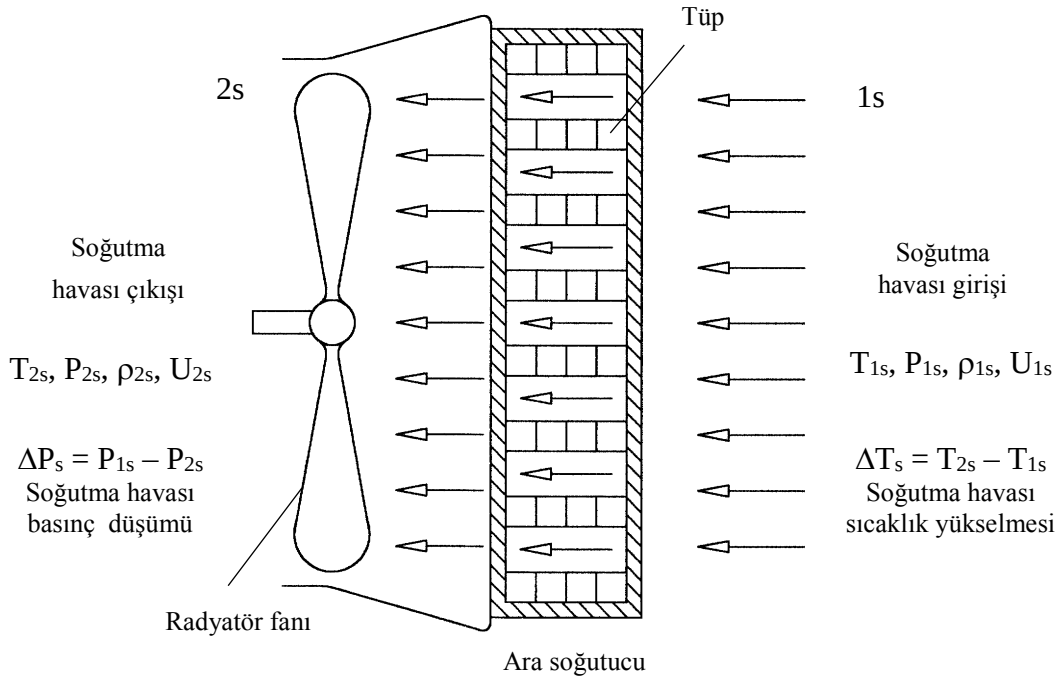
Kesit alanı	$\frac{x}{y}$	$Nu_{D_{h,d}} = \frac{h_d D_d}{k_d}$	
		Sabit $Q_{T,yz}$	Sabit $T_{T,yz}$
	-	4.36	3.66
	1.0	3.61	2.98
	1.43	3.73	3.08
	2.0	4.12	3.39
	3.0	4.79	3.96
	4.0	5.33	4.44
	8.0	6.49	5.60
	∞	8.23	7.54
	-	3.00	2.35

4.7.3 Ara soğutucu boyunca soğutma havasının akış analizi

Şekil 4.14’de soğutma havasının tüpler arasındaki akışı şematik olarak görülmektedir. Ara soğutucu önünde {1s} şartlarındaki soğutma havası radyatör fanı yardımıyla emilmekte ve {2s} şartlarında ara soğutucudan çıkmaktadır. Soğutma havasının tamamının tüpler üstünden geçtiği kabulüyle, ara soğutucu giriş-çıkış şartları için süreklilik denklemi

$$\dot{m}_s = \rho_{1s} U_{1s} A_{\text{ön}} = \rho_{2s} U_{2s} A_{\text{ön}} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.24)$$

şeklinde yazılabilir. Burada; $\dot{m}_s$ [kg/s] soğutma havası kütleli debisi $A_{\text{ön}}$ [m^2] ara soğutucunun ön alın alanı, ρ_{1s} , ρ_{2s} [kg/m^3] ve U_{1s} , U_{2s} [m/s] ise soğutma havasının ara soğutucu giriş-çıkışındaki yoğunlukları ve hızlarıdır.



Şekil 4.14 Soğutma havasının tüpler arasındaki akışının şematik görünümü ^[9]

Hava soğutmalı ara soğutucuda tüplerin yükseklikleri ve üzerlerindeki kanatlar soğutma havasının akış kesit alanını daraltmakta ve dolayısıyla hızını artırmaktadır. Bu durumda, ara soğutucunun soğutma havası tarafındaki serbest akış kesit alanını tanımlayan σ faktörü

$$\sigma = \frac{A_{sr}}{A_{\text{ön}}} \quad (4.25)$$

şeklinde yazılabilir. Burada A_{sr} [m^2] tüplerin ve kanatların arasından soğutma havasının geçebileceği serbest akış kesit alanıdır. Soğutma havasının maksimum kütle hızı ise, (4.25) denklemi kullanılarak,

$$G_s \cong \rho_{sr,s} U_{sr,s} = \frac{\rho_{1s} U_{1s} A_{ön}}{A_{sr}} = \frac{\rho_{2s} U_{2s} A_{ön}}{A_{sr}} = \frac{\dot{m}_s}{\sigma A_{ön}} \quad [kg/sm^2] \quad (4.26)$$

şeklinde yazılabilir. Burada $\rho_{sr,s}$ [kg/m^3] ve $U_{sr,s}$ [m/s] soğutma havasının ara soğutucu içindeki hızı ve yoğunluğudur.

Ara soğutucu tüplerinin üzerlerine üçgen kanatlar ilave edilir. Kanat yüzeyleri, türbülansı artırmak için, genellikle deliklidir. Böylece, tüplerin üstündeki toplam ısı transferi yüzey alanı ve havanın türbülans etkisi artırılarak, soğutma havasının ısı taşınım katsayısını artırılır. Ara soğutucunun soğutma havası tarafındaki geometrik büyüklüklerin adedinin çok fazla olması nedeniyle, soğutma havasının ısı taşınım katsayısını, h_s [$W/m^2.^\circ C$], karakterize edecek biçimde boyutsuz bir denklemin verilmesi çok güçtür. Bu konuda yapılan araştırmalar, çoğunlukla deneyseldir. Bu deneysel çalışmaların sonuçları

$$St.Pr^{2/3} = f(Re) \quad (4.27)$$

şeklinde; *Stanton* (St) sayısı, *Prandtl* (Pr) sayısı ve *Reynolds* (Re) sayısına bağlı olarak, farklı tipteki hava soğutmalı ara soğutucular için, grafikler halinde sunulmuştur [ref.14]. Şekil 4.15'te örnek bir grafik verilmiştir. Ara soğutucunun soğutma havası tarafı için hidrolik çap ve (4.27) denklemindeki boyutsuz sayılar

$$D_{h,s} = \frac{4L_T A_{sr}}{A_{topş}} : \text{Hidrolik çap} \quad (4.28)$$

$$St_s = \frac{Nu_{D_{h,s}}}{Re_{D_{h,s}} Pr_s} : \text{Stanton sayısı} \quad (4.29)$$

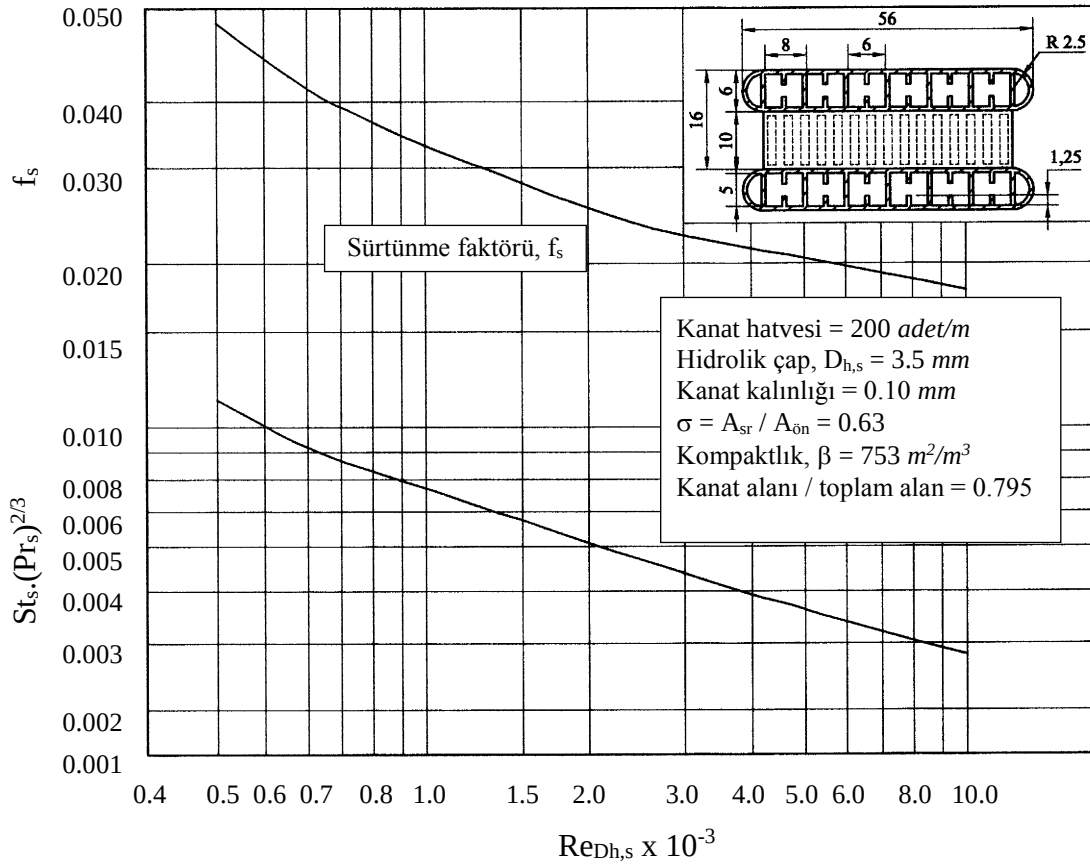
$$Re_{D_{h,s}} = \frac{4G_s}{\pi D_{h,s} \mu_s} : \text{Reynolds sayısı} \quad (4.30)$$

$$Pr_s = \frac{v_s}{\alpha_s} : \text{Prandtl sayısı} \quad (4.31)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemlerde; L_T [m] tüp uzunluğu, k_s [$W/m.^0C$], μ_s [kg/ms], ν_s [m^2/s] ve α_s [m^2/s] ise sırasıyla soğutma havasının ısı iletim katsayısı, dinamik viskozitesi, kinematik viskozitesi ve ısı yayılım katsayısıdır. (4.30) ve (4.31) denklemindeki soğutma havasının fiziksel özellikleri (k_s , μ_s , ν_s , α_s)

$$T_{ort,s} = \frac{T_{1s} + T_{2s}}{2} \quad [^0C] \quad (4.32)$$

şeklinde tanımlanan ortalama bir sıcaklıktan belirlenmelidir. [11,13,14]



Şekil 4.15 Hava soğutmalı ara soğutucunun soğutma havası tarafındaki havanın ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü^[14]

4.7.4 LMTD metodu ile ara soğutucu çözümlemesi

Hava soğutmalı ara soğutucu çözümlemesinde LMTD (logaritmik ortalama sıcaklık farkı) metodu genellikle soğutma ve doldurma havasının giriş sıcaklıkları (T_{2d} ve T_{1s}) ve kütleli debilerinin (m_d ve m_s) bilinmesinin yanısıra, soğutma veya doldurma havasının çıkış sıcaklıklarından (T_{3d} veya T_{2s}) birinin de bilinmesi durumunda kullanılır. Bu sıcaklıkların bilindiği problemler, ara soğutucu tasarım problemleridir.

Hava soğutmalı ara soğutucularda soğutma ve doldurma havasının akış yönleri birbirlerine dik olup (çapraz akım), havanın tüplerin içerisindeki ve üstündeki sıcaklık dağılımları iki boyutludur. Dolayısıyla, logaritmik ortalama sıcaklık ifadesi (ΔT_{ln}), çapraz akımlı hava soğutmalı ara soğutucular için oldukça karmaşıktır. Bu nedenle, ara soğutucunun ısı hesabı yapılırken soğutma ve doldurma havasının akış yönlerinin birbirlerine göre ters olduğu kabul edilerek ara soğutucunun toplam ısı kapasitesi, $(Q_{a,s})_{ters}$, hesaplanır. Daha sonra bu ısı kapasite bir düzeltme faktörü (F) ile çarpılarak ara soğutucunun gerçek ısı kapasitesi, $Q_{a,s}$, bulunur.

Şekil 4.16’da Levha-kanat şeklinde, tek geçişli, dik akışlı, hava soğutmalı bir ara soğutucunun, akışkanların ters akışlı olduğu kabulüyle, sıcaklık dağılımı verilmiştir. Ara soğutucunun her iki tarafında bulunan $\{dx\}$ uzunluğunda ve $\{dA\}$ alanındaki diferansiyel hacim elemanlarına enerji korunumunun uygulanmasıyla logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve ara soğutucunun ısı kapasitesi hesaplanabilir. Enerjinin korunumu için aşağıdaki kabuller yapılabilir:

- Ara soğutucu çevreye karşı yalıtılmış olup, ısı geçişi yalnızca soğutma ve doldurma havası arasında olmaktadır.
- Tüpler boyunca eksenel ısı iletimi ihmal edilebilir.
- Enerjinin korunumu denkleminde soğutma ve doldurma havasının potansiyel ve kinetik enerjisi terimleri ihmal edilebilir.
- Soğutma ve doldurma havasının ara soğutucu boyunca özgül ısıları sabittir.
- Ara soğutucu boyunca toplam ısı geçiş katsayısı sabittir.

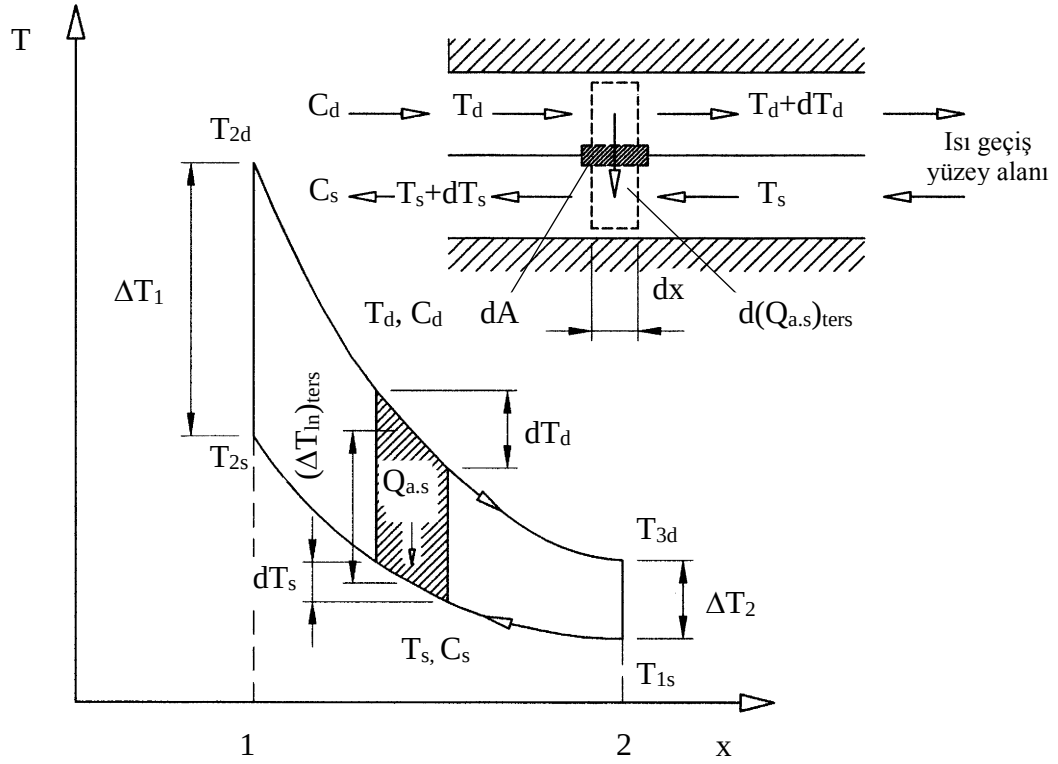
Şekil 4.16’daki her bir diferansiyel eleman için enerji dengesi ayrı ayrı yazılırsa,

$$d(\dot{Q}_{a,s})_{ters} = -\dot{m}_d c_{p,d} dT_d \equiv -C_d dT_d \quad (4.33)$$

ve

$$d(\dot{Q}_{a,s})_{ters} = \dot{m}_s c_{p,s} dT_s \equiv C_s dT_s \quad (4.34)$$

denklemleri elde edilir. Bu denklemlerde C_d ve C_s , sırasıyla doldurma ve soğutma havasının *ısı kapasite debilerini* göstermektedir. Ayrıca, ara soğutucu içerisinde herhangi bir $\{dA\}$ yüzey alanından geçen ısı



Şekil 4.16 Çapraz akımlı hava soğutmalı ara soğutucu içindeki doldurma ve soğutma havasının sıcaklık dağılımları ^[13]

$$\Delta T \equiv T_d - T_s \quad (4.35)$$

olmak üzere,

$$d(\dot{Q}_{a.s})_{ters} = K \Delta T dA \quad (4.36)$$

şeklinde de yazılabilir. Denklem (4.36)'yı integre edebilmek için, denklem (4.33) ve (4.34), diferansiyel biçimde yazılmış denklem (4.35)'e taşınarak,

$$d(\Delta T) = dT_d - dT_s \quad (4.37)$$

ve

$$d(\Delta T) = -d(\dot{Q}_{a.s})_{ters} \left(\frac{1}{C_d} + \frac{1}{C_s} \right) \quad (4.38)$$

denklemleri yazılabilir. Denklem (4.36)'daki $d(Q_{a.s})_{ters}$ değeri (4.38) denklemine taşınıp, ara soğutucu boyunca (1-2 arası) integrali alınırsa,

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta \cdot T)}{\Delta T} = -K \left(\frac{1}{C_d} + \frac{1}{C_s} \right) \int_1^2 dA \quad (4.39)$$

veya

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)_{\text{ters}} = -KA_{\text{top}} \left(\frac{1}{C_d} + \frac{1}{C_s} \right) \quad (4.40)$$

elde edilir. Denklem (4.33) ve (4.34)'den C_d ve C_s değerleri çekilip, denklem (4.40)'a taşınırsa,

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)_{\text{ters}} = -KA_{\text{top}} \left(\frac{T_{2d} - T_{2s}}{(Q_{a.s})_{\text{ters}}} + \frac{T_{3d} - T_{1s}}{(Q_{a.s})_{\text{ters}}} \right) \quad (4.41)$$

bulunur. Şekil 4.16'daki ters akışlı hava soğutmalı ara soğutucular için $\Delta T_1 = (T_{2d} - T_{2s})$ ve $\Delta T_2 = (T_{3d} - T_{1s})$ tanımları kullanılırsa,

$$(\dot{Q}_{a.s})_{\text{ters}} = KA_{\text{top}} \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (4.42)$$

sonucuna ulaşılır. Bu denklemde logaritmik ortalama sıcaklık farkı

$$(\Delta T_{\ln})_{\text{ters}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (4.43)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Ara soğutucudaki gerçek ısı transferi ise, (4.36) denklemi kullanılarak,

$$\dot{Q}_{a.s} = F(\dot{Q}_{a.s})_{\text{ters}} = FKA_{\text{top}}(\Delta T_{\ln})_{\text{ters}} \quad [W] \quad (4.44)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemdeki F düzeltme katsayısı

$$F = f(M, S, \text{akış düzeni}) \quad (4.45)$$

şeklinde ya karmaşık bağıntılar ile ya da çoğunlukla diyagramlar halinde verilir [ref.11]. Bu Fonksiyonlar ve diyagramlar, geometrik düzenlemenin yanı sıra,

$$M = \frac{\dot{m}_s c_{p,s}}{\dot{m}_d c_{p,d}} = \frac{C_s}{C_d} = \frac{T_{1s} - T_{2s}}{T_{3d} - T_{2d}} : \text{Kapasite oranı} \quad (4.46)$$

$$S = \frac{\dot{m}_s c_{p,s} (T_{2s} - T_{1s})}{\dot{m}_s c_{p,s} (T_{2d} - T_{3d})} : \text{Etkenlik} \quad (4.47)$$

(4.46) ve (4.47) denklemleriyle tanımlanan iki değişkenin (kapasite oranı ve etkenlik) fonksiyonu olarak verilir. Ayrıca, ara soğutucuda doldurma havasının soğuması ve soğutma havasının ısınması esnasında alınan ve verilen ısılar, ara soğutucu ile çevre arasında ısı alışverişi olmadığı kabulü ile, akışkanların kütleli debileri ile giriş ve çıkış entalpilerine bağlı olarak

$$\dot{Q}_{a,s} = \dot{m}_s (i_{1s} - i_{2s}) = \dot{m}_d (i_{2d} - i_{3d}) \quad [W] \quad (4.48)$$

şeklinde de yazılabilir. Ara soğutucuda ısının alınması ve verilmesi durumunda akışkanların sıcaklıkları değişiyorsa, ara soğutucudaki gerçek ısı transferi

$$\dot{Q}_{a,s} = \dot{m}_s c_{p,s} (T_{2s} - T_{1s}) = \dot{m}_d c_{p,d} (T_{2d} - T_{3d}) \quad [W] \quad (4.49)$$

şeklinde yazılabilir. (4.49) denklemindeki soğutma ve doldurma havasının sabit basınçtaki özgül ısıları, $c_{p,s}$ ve $c_{p,d}$,

$$c_p = 1022,1 - 0,16625 \cdot T + 3,7412 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \quad [J/kg \cdot ^\circ K] \quad (4.50)$$

şeklinde tanımlanan (4.50) ampirik ifadesinden hesaplanabilir. (4.50) ifadesindeki sıcaklık terimi (T) yerine (3.19) ve (3.32) denklemleriyle tanımlanan $T_{ort,d} [^\circ K]$ ve $T_{ort,s} [^\circ K]$ kullanılmalıdır. [11,13,15]

4.7.5 ε -NTU metodu ile ara soğutucu çözümlemesi

Hava soğutmalı ara soğutucu çözümlemesinde ε -NTU metodu genellikle ara soğutucunun tipi, türü, boyutları, akışkanların giriş sıcaklıkları (T_{2d} ve T_{1s}) ve kütleli debilerinin ($\dot{m}_d$, $\dot{m}_s$) bilinmesi durumunda kullanılır. Bu değerlerin bilindiği problemler ara soğutucu performans hesabı olarak nitelendirilir. Ayrıca, bu metot farklı ara soğutucuları performans yönünden karşılaştırmak için de kullanılır.

Hava soğutmalı bir ara soğutucu için ara soğutucu verimi, Kısım 4.3’de (4.5) denklemi ile, ara soğutucuda mümkün olabilen maksimum ısı transferine bağlı olarak, tanımlanmıştı. Ara soğutucudaki bu maksimum ısı transferi, $\dot{Q}_{a.s,max}$, ilke olarak, sonsuz uzunluktaki ters akışlı ara soğutucudaki ısı geçişi olarak alınır. Bu ara soğutucuda, soğutma veya doldurma havasından biri, mümkün olabilen en yüksek sıcaklık farkını gerçekleştirecektir. Bu noktayı açıklayabilmek için $C_d < C_s$ durumu göz önüne alınırsa, bu durum için denklem (4.33) ve (4.34)’den $|dT_d| > |dT_s|$ olur. Doldurma havasında daha büyük bir sıcaklık değişimi gerçekleşecektir ve $x \rightarrow \infty$ olduğunda, doldurma havası soğutma havasının giriş sıcaklığına kadar soğuyabilecektir ($T_{3d} = T_{1s}$). Bu nedenle, denklem (4.49)’dan,

$$C_d < C_s \Rightarrow \dot{Q}_{a.s,max} = C_d(T_{2d} - T_{1s}) \quad (4.51)$$

yazılabilir. Benzer şekilde, eğer $C_s < C_d$ ise soğutma havasında daha büyük bir sıcaklık değişimi gerçekleşecektir ve doldurma havasının giriş sıcaklığına kadar ısınabilecektir ($T_{1s} = T_{2d}$). Bu durumda, denklem (4.49)’dan,

$$C_c < C_d \Rightarrow \dot{Q}_{a.s,max} = C_c(T_{2d} - T_{1s}) \quad [W] \quad (4.52)$$

yazılabilir. Buraya kadar olan açıklamalardan, genel bir sonuç olarak,

$$\dot{Q}_{a.s,max} = C_{min}(T_{2d} - T_{1s}) \quad [W] \quad (4.53)$$

şeklinde tanımlanabilir. Burada, C_{min} ısı kapasite debisi, C_d ve C_s değerlerinden hangisi küçükse o değere eşit olarak alınır. Denklem (4.53)’de, soğutma ve doldurma havasının giriş sıcaklıklarının konulması, ara soğutucuda olabilecek maksimum ısı transferini sağlar. Kısa bir incelemeyle maksimum ısı transferinin $C_{max}(T_{2d} - T_{1s})$ çarpımına eşit olmayacağı anlaşılır. Daha büyük ısı kapasite debisi olan akışkan olabilecek en yüksek sıcaklık farkını gerçekleştirseydi, enerjinin korunumu ilkesine göre $C_s(T_{2s} - T_{1s}) = C_d(T_{2d} - T_{3d})$, diğer akışkanın daha büyük bir sıcaklık değişiminden geçmesini gerektirirdi. Örnek olarak, eğer $C_{max} = C_{min}$ ve $T_{2s} = T_{2d}$ ise $(T_{2d} - T_{3d}) = (C_s / C_d)(T_{2d} - T_{1s})$ olur ki bu durumda $(T_{2d} - T_{3d}) > (T_{2d} - T_{1s})$ olmalıdır. Bu açıkça olanaksızdır. Bu açıklamalardan sonra, ara soğutucudaki gerçek ısı transferinin, olabilecek maksimum ısı transferine oranı, şeklinde tanımlanan verim ifadesi için

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{a.s}}{\dot{Q}_{a.s,\max}} = \frac{C_d(T_{2d} - T_{3d})}{C_{\min}(T_{2d} - T_{1s})} \quad (4.54)$$

veya

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{a.s}}{\dot{Q}_{a.s,\max}} = \frac{C_s(T_{2s} - T_{1s})}{C_{\min}(T_{2d} - T_{1s})} \quad (4.55)$$

eşitlikleri yazılabilir. Ara soğutucu verimiyle (ε), soğutma ve doldurma havasının ara soğutucuya giriş çıkış sıcaklıkları, T_{2d} ve T_{1s} , biliniyorsa, ara soğutucudaki gerçek ısı transferi,

$$\dot{Q}_{a.s} = \varepsilon C_{\min}(T_{2d} - T_{1s}) \quad [W] \quad (4.56)$$

denkleminde kolaylıkla hesaplanabilir. Herhangi bir hava soğutmalı ara soğutucu için verim ifadesi, boyutsuz parametrelere bağlı olarak,

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (4.57)$$

şeklinde yazılabilir. Burada, $C_{\min} / C_{\max}$ oranı, soğutma ve doldurma havasının ısı kapasite debilerine bağlı olarak, C_s / C_d veya C_d / C_s değerlerini alabilmektedir. NTU (*Number of Transfer Unit*) ile gösterilen, geçiş birim sayısı, ara soğutucu çözümlemesinde yaygın olarak kullanılmakta olup,

$$NTU = \frac{KA_{\text{top}}}{C_{\min}} \quad (4.58)$$

biçiminde tanımlanan boyutsuz bir parametredir. Levha-kanat şeklinde, tek geçişli, çapraz akımlı (dik akışlı), soğutma ve doldurma havasının birbirleriyle karışmadığı, hava soğutmalı bir ara soğutucu için verim ifadesi

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{C_{\max}}{C_{\min}}\right)(NTU)^{0.22}\left\{\exp\left[\left(-\frac{C_{\max}}{C_{\min}}\right)(NTU)^{0.78}\right] - 1\right\}\right] \quad (4.59)$$

şeklinde yazılabilir. [11,13,15]

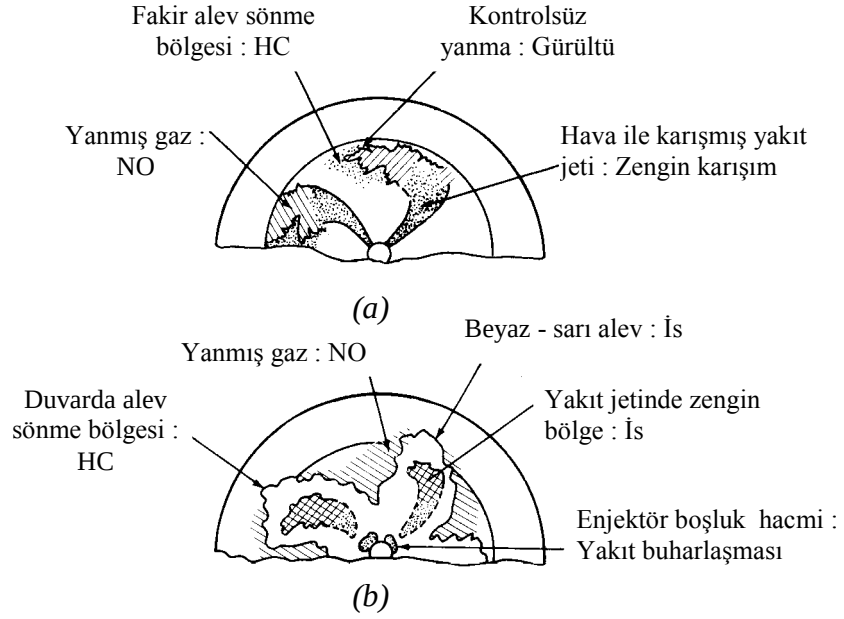
BÖLÜM 5. DİZEL MOTORLARINDA EGZOZ EMİSYONLARININ OLUŞUMU, MOTORUN YAPISAL ÖZELLİKLERİNİN, İŞLETME KOŞULLARININ EMİSYONLARA ETKİSİ VE EMİSYON KONTROLÜ

5.1 Dizel Motorlarında Egzoz Emisyonlarının Oluşumu

Dizel motorlarında kullanılan hidrokarbon kökenli yakıtların, ideal koşullar altında, hava ile tam yanması sonucu karbon dioksit (CO_2), su buharı (H_2O) ve azot (N_2) oluşmaktadır. Bu ürünlerden su buharı (H_2O) kirletici bir özellik taşımamaktadır. Karbon dioksit ise (CO_2) doğrudan insan ve çevre sağlığı üzerinde zararlı etkilere sahip değildir. Ancak, yanma sonu üretilen CO_2 'nin % 50'si atmosferde birikerek CO_2 konsantrasyonunun giderek artmasına neden olmaktadır. Bu artış sonucunda “Sera Etkisi” (Greenhouse Effect) olarak adlandırılan atmosferin giderek ısınması olayı meydana gelmektedir. [16]

Dizel motorlarında yanma sonucu ortaya çıkan asıl kirletici bileşenler uygulamada ideal koşulların sağlanamaması, yanma odasında karışımın tam stokiyometrik olmaması veya yersel olarak zengin ve fakir karışımların oluşması ve disosiyasyon (parçalanma) reaksiyonları nedeniyle oluşan yanmamış hidrokarbonlar (HC), karbon monoksit (CO), azot oksitler (NO_x) ve partikül (is) emisyonlarıdır. Ayrıca, dizel yakıtının bünyesindeki kükürt vb. Maddeler de kirletici bileşenlerinin (SO_2) oluşumuna sebep olmaktadır. [17]

Genel olarak dizel motorların egzozundan çıkan emisyon konsantrasyonları kimyasal denge varsayımı ile hesaplanan değerlerden farklılık gösterirler. Bu yüzden bu kirleticileri oluşturan kimyasal mekanizmaların detaylarının bilinmesi, emisyon seviyelerinin ve oluşum nedenlerinin tespiti açısından önemlidir. Dizel motorlarında yakıt, yanma başlamadan hemen önce silindir içine püskürtülmektedir. Şekil 5.1’de direkt püskürtmeli dizel bir motorda, yakıt jeti kısımlarının ve alevin NO, HC ve partikül emisyonları üzerine etkisinin nasıl değiştiği görülmektedir.



Şekil 5.1 Dizel bir motorda (a) kontrollü ve (b) kontrolsüz yanma fazlarında kirletici bileşenlerin oluşumu ^[3]

Azot oksitler yüksek sıcaklıktaki yanmış gaz bölgesinde oluşmaktadır. Fakat, yanmış gazların içindeki sıcaklık ve yakıt-hava oranı dağılımı homojen değildir. Dolayısıyla, azot oksit oluşum hızları stokiyometrik karışımın olduğu lokal bölgelerde en yüksek seviyededir. Is, yakıt buharının sıcak yanmış gazlarla karışarak ısıtıldığı alev bölgesi içerisinde yakıt spreylelerinin çekirdeğini oluşturan yanmamış zengin karışımından meydana gelir ve alev bölgesinde yanmamış oksijenle karşılaştığında okside olur. Hidrokarbonlar ise alev sönme bölgelerinde ve ilk hareket esnasında aşırı hava seyreltisinin yanmayı önlediği yerlerde meydana gelir. Yanma prosesinin tamamlanmasından sonra enjektör boşluk hacmindeki yakıtın buharlaşması da HC emisyonunun diğer bir oluşum nedenidir. [3,18]

5.1.1 Karbonmonoksit (CO) emisyonun oluşumu

Dizel bir motorda, yanma ürünleri arasında CO bulunmasının ana nedeni oksijenin (O₂) yetersiz olmasıdır. Yanma odasının tümü ele alındığında oksijen genel olarak yetersiz olabileceği gibi, karışımın tam homojen olmaması durumunda yanma odasının belirli bir kısmında yersel olarak yetersiz olabilir. Yanma sırasında CO oluşumu, su gazı dengesi olarak tanımlanan, (5.1) denklemi ile belirlenmektedir.



Yüksek sıcaklıklarda denge reaksiyonundan CO₂ miktarına oranla daha fazla CO elde edilir. Ancak sıcaklıklar düştüğünde CO'nun CO₂'ye oksidasyonu (5.2) denklemi ile gerçekleşir. Bu nedenle, yanma odasının sıcaklığının düşmesi CO emisyonunu azaltmaktadır.



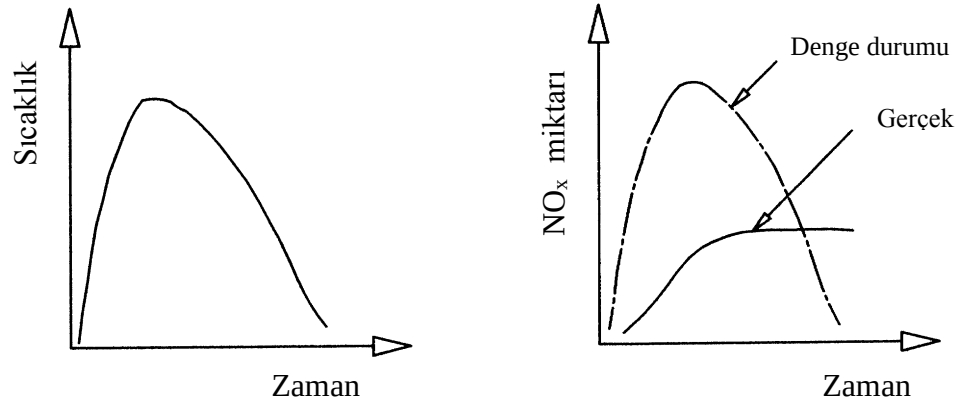
Sıcaklıkların genişleme zamanında iyice düşmesi sonucu, denge reaksiyonu sıcaklıktaki bu değişimi takip edemediğinden egzoz gazları içindeki CO emisyonu beklenenden fazla olacaktır. Zengin karışımlarda ise ortamdaki oksijen yetersizliği nedeniyle, düşük sıcaklıklardaki oksidasyon işlemi tam olarak gerçekleşemez. Dizel motorlarında genelde fakir karışım oranlarında çalışmaktadır. Yakıt demetinin civarında karışım yersel olarak zengin olsa bile, genelde silindir içinde karışım oranının fakir olması, CO emisyonlarının düşük olmasına neden olmaktadır. [16,18]

5.1.2 Azot oksit (NO_x) emisyonlarının oluşumu

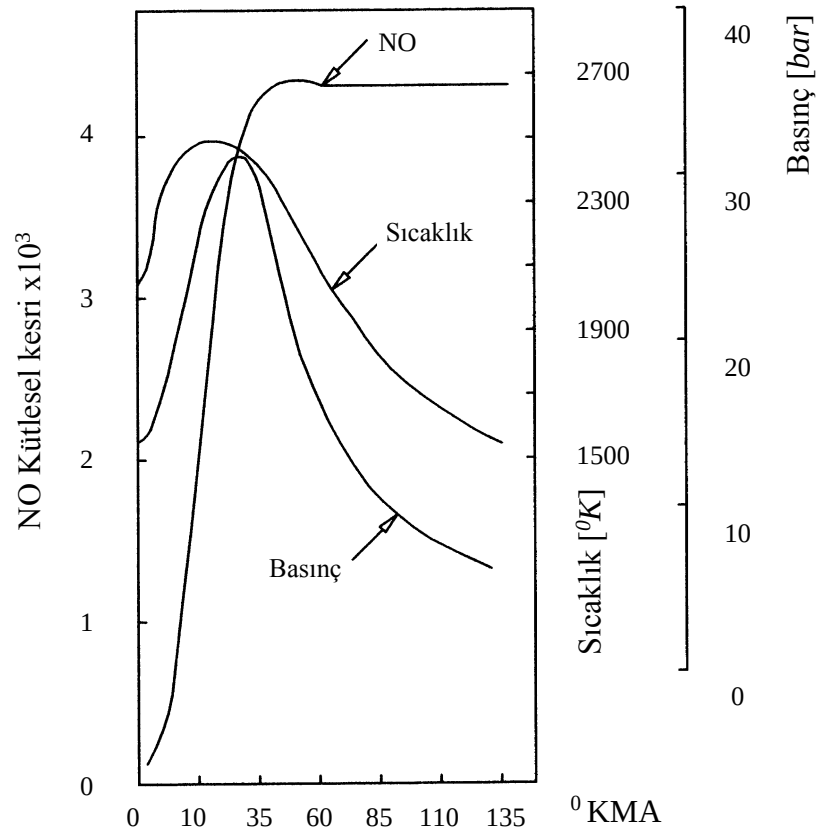
Yanma sonucu ulaşılan yüksek sıcaklıklarda havanın içindeki azotun oksijen ile birleşmesi sonucu, azot oksitler (NO_x) meydana gelmektedir. NO_x içinde ana eleman olarak genellikle NO bulunmaktadır. Egzoz gazlarının daha sonra atmosfere atılması sonucu oksijenle temasında NO'nun bir kısmı NO₂'ye ve ötekilerde NO_x'lere dönüşmektedir. NO_x oluşumunu etkileyen en önemli parametreler; yanma odasında ulaşılan maksimum sıcaklıklar, hava fazlalık katsayı (HFK veya λ) ve kimyasal reaksiyonların hızlarıdır. Kimyasal denge hesapları sonu saptanan NO_x miktarı, motordaki yanma koşullarında elde edilen miktar ile uyuşmamaktadır, çünkü motor koşullarında yanma ürünlerinin kimyasal dengeye ulaşması için yeterli zaman bulunmamaktadır. Bu nedenle, erişilen en yüksek sıcaklık değerinde NO_x için kimyasal denge sağlanamadan yanmış gazların sıcaklıkları düşüş gösterir. [16,18]

Kimyasal denge durumundan diğer bir sapmada yanmış gazların soğuması sırasında gerçekleşir. Sıcaklığın düşmesiyle NO_x'lerin tekrar N₂ ve O₂'ye ayrışması beklenirken, reaksiyon hızının düşük sıcaklıklarda çok düşük olması nedeniyle bu reaksiyonlarda yavaşlar. Böylece, daha yüksek sıcaklıklarda elde edilmiş olan NO_x miktarları dondurulmuş olur (Şekil 7.2 ve 7.3). Başlangıçta, NO_x miktarı reaksiyon hızlarının denge durumundaki koşulları sağlayacak kadar fazla olmaması (reaksiyon hızının sonlu olması) nedeniyle denge durumuna göre düşük olmaktadır. Belli bir

zaman aralığından sonra ise, sıcaklıkların düşmesi sonucunda reaksiyonlar donar ve egzoz gazları içerisindeki miktar daha önce erişilen maksimum sıcaklık miktarına orantılı bir şekilde kalır. Çünkü NO_x oluşumu ayrıca reaksiyon hızına ve reaksiyonların tamamlanması için mevcut zamana bağlıdır. NO_x oluşumu aynı zamanda oksijen miktarına da bağlıdır. Karışımın hava miktarı artırıldığı zaman yanma sıcaklıkları da düşeceği için NO miktarı da birlikte azalır. [16]



Şekil 5.2 Yanma odasında sıcaklığın ve NO_x emisyonunun zamana bağlı değişimi [16]



Şekil 5.3 Yanma odasındaki azot oksit (NO_x) konsantrasyonunun değişimi [16]

Azot oksit oluşumunu tanımlayan ana denklem,



şeklinde *Eyzat* ve *Guibet* tarafından tanımlanmıştır. Ancak bu reaksiyon, olayı tam olarak tanımlayamadığından *Newhall* ve *Starkman* tarafından NO oluşumu *Zeldovich* reaksiyonları ile tanımlanmıştır:



Lavoie ise değiştirilmiş *Zeldovich* reaksiyonlarını kullanmıştır :



Annand da bu reaksiyonlara eklemeye bulunmuştur:



Dizel motorlarında önceden hazırlanmış bir karışım bulunmamakta, yakıt ile havanın karışımı ve yanma olayları iç içe gerçekleşmektedir. Bu durumda, NO oluşumunu belirleyen kimyasal reaksiyonlar değişmediği halde ortamın fiziksel şartları, sıcaklık ve basınç, değişmektedir. Toplam NO oluşumu sıcaklığa ve damlacık etrafındaki akış alanını etkileyen bir çok parametreye bağlı olarak değişmektedir. Yanma işleminde, yanan karışımın yüksek sıcaklıklara sıkıştırılmaya devam ettirilmesi silindir basıncını ve dolayısıyla, NO_x emisyonlarının oluşum hızını artırmaktadır. Ayrıca, dizel motorlarında karışım oranı motorun yük durumuna göre değiştirildiğinden, artan yük ile birlikte NO_x miktarı da artmaktadır. Ancak bu durum ön yanma odalı dizel motorlarında daha farklıdır.

5.1.3 Hidrokarbon (HC) emisyonlarının oluşumu

Egzoz gazları içinde HC'lerin bulunuş nedeni sıcaklıkların veya oksijenin yetersiz olması gibi etkiler sonucu yanmanın tamamlanamamasıdır. Bu durum:

- Yersel karışım oranının çok fakir veya çok zengin olması sonucu oksidasyon reaksiyonlarının yavaş oluşması ve alevin ısı kayıpları nedeniyle sönmesi,
- Yanma odasının çeşitli bölümlerinde kullanılan karışım için yüzey / hacim oranın büyük olması nedeniyle ısı kayıplarının buradaki karışımın tutuşmasını önleyecek kadar büyük olması,
- Yanma odasının soğuk cidarlarına olan ısı kayıpları nedeniyle bu bölgeye ulaşan alevin anında sönmesi,

nedeniyle oluşmaktadır. [16]

Dizel bir motorda HC emisyonun önemli bir bölümü cidarda veya cidara çok yakın yerlerde alevin sönmesi sonucu oluşmaktadır. Bu bölgelerde hemen hemen hiç yanma olmamaktadır. “*Alev sönme bölgesi*” olarak adlandırılan bu soğuk cidar bölgesindeki ısı kayıpları, karışım sıcaklığının tutuşma sıcaklığının altına düşmesine neden olmakta ve ayrıca zincir reaksiyonlarını da kırarak yanma olayını engellemektedir. Alev sönme bölgesi; karışımın sıcaklığına, basıncına, oranına, cidar sıcaklığı, malzemesi ve cidar üstündeki birikimlerin etkisine bağlıdır. Ayrıca, enjektör boşluğundaki yakıtın buharlaşması ve art püskürtmede dizel motorlarında HC emisyonunun diğer oluşum nedenleridir.

5.1.4 Partikül (is) emisyonlarının oluşumu

Siyah duman olarak bilinen is, hava miktarı yetersiz olduğu zaman ortaya çıkmaktadır. Dizel motorlarında hem karışım oranı hem de yakıt cinsi is oluşumunda etkilidir. İs oluşumu, oksijence fakir ortamda bulunan yakıt moleküllerinin ısı parçalanması (termik kraking) sonucu hidrojenin kolayca oksitlenmesi, karbonun ise oksitlenmeden ortamda çoğalması şeklinde açıklanabilir. Hidrojenleri ayrılan karbonca zengin büyük moleküller 1000-2800 ⁰K sıcaklıkta ve 50-100 atm basınçta birleşmekte ve iri molekül guruplarının bir araya toplanmasıyla yanma odasında is oluşmaktadır. Oluşan partiküller, küçük küreler halinde küre kümeleri veya dizileri şeklindedir. Kümeler yaklaşık 4000 tane kürecik içermektedir. Küreciklerin çapları 10-80 nm (nanometre) arasında değişen islerdir. [16,18]

Dizel motorunda, motorun yük durumuna göre değişen hava fazlalık katsayısının (HFK) bir fonksiyonu olarak is miktarı değiştiğinden is oluşumu motorun gücünde sınırlayan bir etkidir. Genelde is oluşumu dizel yanmasının bir safhasıdır ve yanma başlangıcında oluşan karbonun büyük bir kısmı tekrar yanar. Ancak gücü artırmak için yanma odasına fazla miktarda yakıt gönderildiğinde, yanma odasındaki is zerrecikleri yeterli sıcaklık, oksijen ve zaman bulamazsa yanmadan egzozdan çevreye atılmaktadır. Dizel motorlarında $HFK < 1.3$ ve tam yük durumunda yanma odasındaki isin büyük bir kısmı egzozla dışarı atılmaktadır. Dizel motorlarında is oluşumunu kontrol eden en önemli parametreler; enjeksiyon tipi, enjeksiyon hızı, enjektör tipi ve delik sayısı, taşıt yükü, HFK, emme havası sıcaklığı, aşırı doldurma, ara soğutma, EGR veya su püskürtmedir.

5.1.5 Kükürt dioksit (SO₂) emisyonun oluşumu

Dizel motorlarında, yakıt içerisinde bulunan kükürt miktarına bağlı olarak, yanma sonucu kükürtün hava ile birleşmesiyle SO₂ oluşmaktadır. Daha sonra egzoz gazları içindeki su buharı ile SO₂'nin birleşmesi sonucunda da silindir içerisinde ve atmosfere atıldıktan sonra H₂SO₄ oluşmaktadır. Oluşan sülfirik asit motor elemanlarının korozyonuna neden olmaktadır. [16]

5.2 Dizel Motorlarında Motorun Yapısal Özelliklerinin Emisyonlara Etkisi

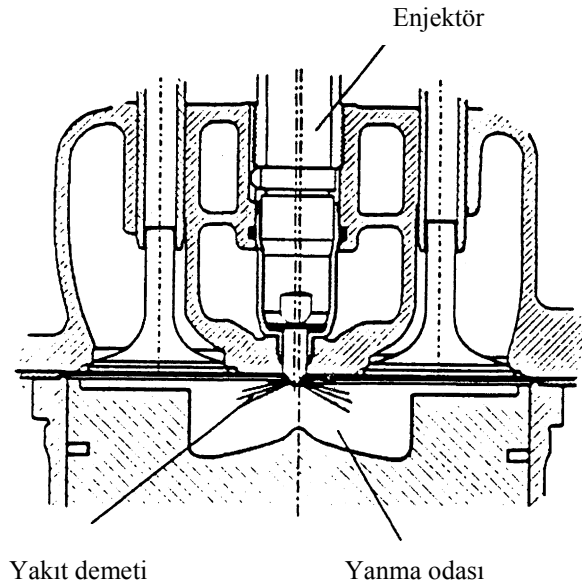
Dizel motorlarında, motor tasarımına ilişkin çeşitli parametrelerin değişimi egzoz gazları içerisindeki HC, CO, NO_x ve is miktarını önemli ölçüde etkilemektedir.

5.2.1 Yanma odası şekli ve yüzey / hacim oranı

Dizel motorlarında yanma odasının şekli ve yüzey / hacim oranı emisyon miktarını önemli ölçüde etkilemektedir. Yanma odasının şekli yuvarlak (küre benzeri) ise hacmi büyük buna karşın yüzey alanı az olur ve yanma sırasında dışarı iletilen ısı az olacağından sıcaklıklar yüksek olur. Yüzey / hacim oranı çanak (oyuk) geometrisine, sıkıştırma oranına ve silindir kafası ile piston üst yüzeyinin geometrisine bağlıdır. Direkt püskürtmeli dizel motorlarında çanağın yüzey / hacim oranının artması durumunda ısı kayıpları artacağından yanma odası içindeki sıcaklıklar düşecek, NO_x emisyonu azalacak is emisyonu ise artacaktır. CO emisyonunda ise yüzey / hacim oranına bağlı olarak belirgin bir değişim olmamaktadır.

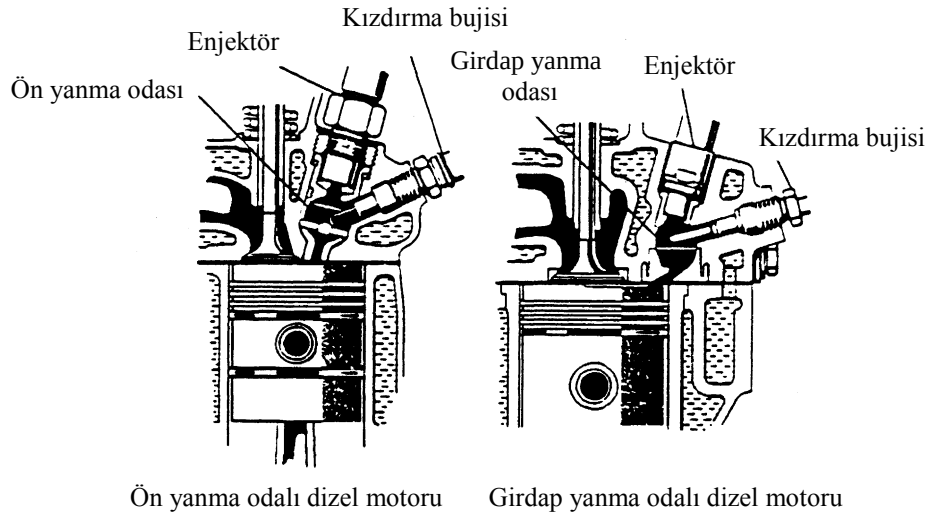
Dizel motorlarında yanma odasının yüzey sıcaklığı malzemenin dayanma sınırı nedeniyle 350°C 'i aşmamalıdır. Ancak bu kadar düşük sıcaklıklarda yanmanın yüzeye kadar ilerlemesi mümkün olmamakta ve alev yüzeye yakın bölgelerde sönmekte, yanma tamamlanamadığı için HC emisyonu artmaktadır.

Direkt püskürtmeli dizel motorlarında püskürtmenin yapıldığı, piston içerisindeki çanak şeklindeki oyğun geometrisi ve boyutlarının, hava hareketleri açısından, önemi büyüktür (Şekil 5.4). Bu motorlarda pistonun üst ölü noktaya yaklaşması ile piston üst yüzeyinden çanak içine doğru hava hareketi sağlanmaktadır. Bu da sıvı olarak püskürtülmüş olan yakıt demetinin daha kolay parçalanmasını ve daha küçük damlacıklara ayrılmasını sağlayarak is oluşumunun azalmasına neden olur. Bu şekilde oluşan hava hareketinin hızı büyük ölçüde, piston ÜÖN'ye geldiği anda, pistonun en üst yüzeyi ile motor kafası arasında kalan boşluk azaldıkça artmaktadır. Buradan da anlaşılabileceği gibi, direkt püskürtmeli dizel motorlarında piston üst yüzeyi ile motor kafası arasında kalan boşluk mümkün olduğu kadar az olacak şekilde imal edilerek is emisyonu azaltılabilir.



Şekil 5.4 Direkt püskürtmeli dizel motorunun yanma odası kesiti ^[19]

Bölünmüş yanma odalı dizel motorlarında ise ön yanma odası ile ana yanma odası arasındaki kanalın yapısı (büyüklüğü) egzoz emisyonlarını etkilemektedir (Şekil 5.5). Kanal kesitinin küçültülmesi partikül ve HC emisyonunu azaltmakta ve yakıt demeti daha kolay parçalanmaktadır. Ancak bu durumda yanma hızlanıp sıcaklıklar artacağından NO_x emisyonu artmaktadır.



Şekil 5.5 Ön ve girdap yanma odalı dizel motorlarının yanma odası kesiti ^[19]

5.2.2 Sıkıştırma oranı

Dizel motorlarında sıkıştırma oranının artırılması, yanma odasındaki havanın sıkıştırma sonundaki sıcaklığını artıracığından ısı verimin artmasını sağlamaktadır. Isıl verimin artması ise yakıtın ısı (daha doğrusu kimyasal) enerjisinin daha yüksek oranda faydalı güce dönüşmesi anlamına gelmektedir. Bu durumda motorun özgül yakıt tüketimi azalmakta ve maksimum güç de artmaktadır.

Dizel motorlarında sıkıştırma oranının artışı, yüzey / hacim oranını artırdığından alev sönme bölgesi büyümekte ve HC emisyonu artmaktadır. Ancak sıkıştırma oranının artışı ile güçte de bir artış meydana geldiğinden özgül HC emisyonunda artış olmamakta hatta düşüş bile görülebilmektedir. Sıkıştırma oranının artışı ile, yanma odasındaki maksimum sıcaklıkların yükselmesi nedeniyle, NO_x emisyonu artar.

5.2.3 Emme kanalının şekli

Dizel motorlarında karışım ve yanma olaylarının iyileştirilmesi için yanma odası içerisindeki hava hareketlerinin ve türbülansın artırılması gereklidir. Bunu sağlamanın yollarından biri de emme kanalının şeklinin ayarlanmasıdır. Özellikle direkt püskürtmeli motorlarda, silindir içindeki havanın çevresel döngü hareketi (swirl) emme kanalının silindire girişte uygun bir yay çizmesi ile sağlanır. Ancak emme kanalı, yanma odasındaki hava hareketlerini artıracak şekilde tasarlandığında motorun volümetrik verimi bir ölçüde azalacak ve maksimum gücü düşecektir. Bu nedenle amaca göre geometrinin optimize edilmesi gerekmektedir. [19]

5.2.4 Supap zamanlaması

Emme ve egzoz supaplarının açılma ve kapanma zamanlaması da, motorun çalışma koşullarını en çok etkileyen parametrelerden birisidir. Çünkü emme olayının başlangıcı ile egzoz gazlarının atılması sonu birbirine çok yakın zamanlarda olmakta hatta kesişmektedirler (*supap bindirmesi*). Emme ve egzoz supaplarının birlikte açık kalma süresi emisyonları da büyük ölçüde etkilemektedir.

Emme ve egzoz olayının kesişmesinin uzaması yüksek devirlerde egzoz gazlarının atılmasını kolaylaştırır ve motor gücünü artırır. Ancak bu durumda düşük devirlerde motor düzgün çalışmayabilir.

Buna karşılık supap bindirme süresi kısa tutulursa, egzoz gazlarının bir bölümü silindir dışına atılamaz ve emme kanalından giren taze dolgu ile karışır. Bunun sonucu, yanma sonu sıcaklığı düşer (egzoz gazları tekrar reaksiyona katılmazlar). Bu da NO_x emisyonunu azaltıcı yönde etkiler.

Egzoz supabının açılma zamanı ise HC emisyonunu etkilemektedir. Erken açılma durumunda silindir içinde yanmanın tamamlanamaması dolayısıyla, egzozdaki HC emisyonunda artış olacaktır. Egzoz açılma zamanının NO_x emisyonu üzerinde etkisi yok denebilecek kadar azdır.

5.2.5 Aşırı doldurmanın emisyonlara etkisi

Dizel motorlarında aşırı doldurmanın egzoz emisyonlarına etkisi, HFK'nın değişmesi nedeniyle, çalışma şartlarına göre değişik olmaktadır. METAD durumunda, kısmi yüklerde ve düşük devirlerde aşırı doldurmalı motor normal emmeliye göre daha büyük HFK ile çalışırken büyük yüklerde her iki motorun HFK katsayısı birbirine yaklaşmaktadır. ETAD durumunda ise durum tam tersinedir ve yüksek yük ve dönme sayılarında aşırı doldurmalı motor normal emmeliye göre daha büyük bir HFK ile çalışır. Buna paralel olarak silindirlere daha fazla yakıt gönderildiğinden, ortalama gaz sıcaklıkları, motor verimi ve gücü artar. Dolayısıyla, aşırı doldurma sonucu birim güç başına emisyonlar ve özgül yakıt tüketimi azalır.

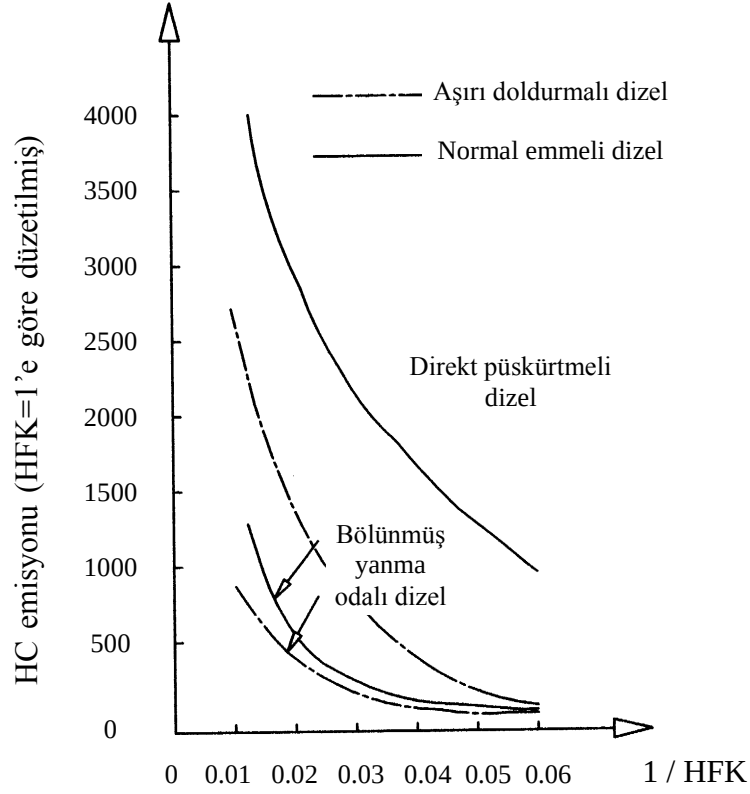
Dizel motorlarında aşırı doldurma ile silindir içinde sıkıştırma başlangıcındaki havanın sıcaklığı (T_{1sl}), basıncı (P_{1sl}), emme kanalındaki çevresel döngü hareketi ve dolayısıyla motorun yanma karakteristikleri değişmektedir. Dizel motorlarında yanma karakteristiği, egzoz gazları emisyonlarını, motor gücünü, yakıt sarfiyatını,

titreşim ve gürültüyü etkileyen en önemli faktördür. Yanma karakteristiği de büyük ölçüde tutuşma gecikmesine (TG) bağlıdır. Tutuşma gecikmesine etki eden en önemli parametre ise silindirde sıkıştırılan havanın sıkıştırma sonunda ulaştığı sıcaklık ve basınç değeridir. Aşırı doldurmalı dizel motorlarında, gerektiğinde çift kademe kullanılarak, motor emme havası arzu edilen miktarda sıkıştırılabilir. Sıkıştırma başlangıcındaki basıncın yüksek oluşundan dolayı sıkıştırma sonuna doğru, püskürtme anındaki basınç ve sıcaklık daha da yükselir. Dolayısıyla, tüm karışım oranlarında, aşırı doldurma bütün çevrim boyunca sağlanan ortalama gaz sıcaklıklarını artırmaktadır. Bundan dolayıdır ki aşırı doldurma uygulanan dizel motorunda TG kısalır ve motor daha az titreşimli, sessiz ve düşük egzoz gaz emisyonları ile çalışır. Yani aşırı doldurmalı dizel bir motorun egzozundaki HC, CO ve is yüksek yanma sıcaklıklarından dolayı azalır. NO_x için ise bu azalma ancak doldurma havası soğutulup sıkıştırma başlangıcında silindir içindeki havanın sıcaklığı (T_{1sl}) normal emmeli motorun seviyesine indirilirse mümkün olabilir.

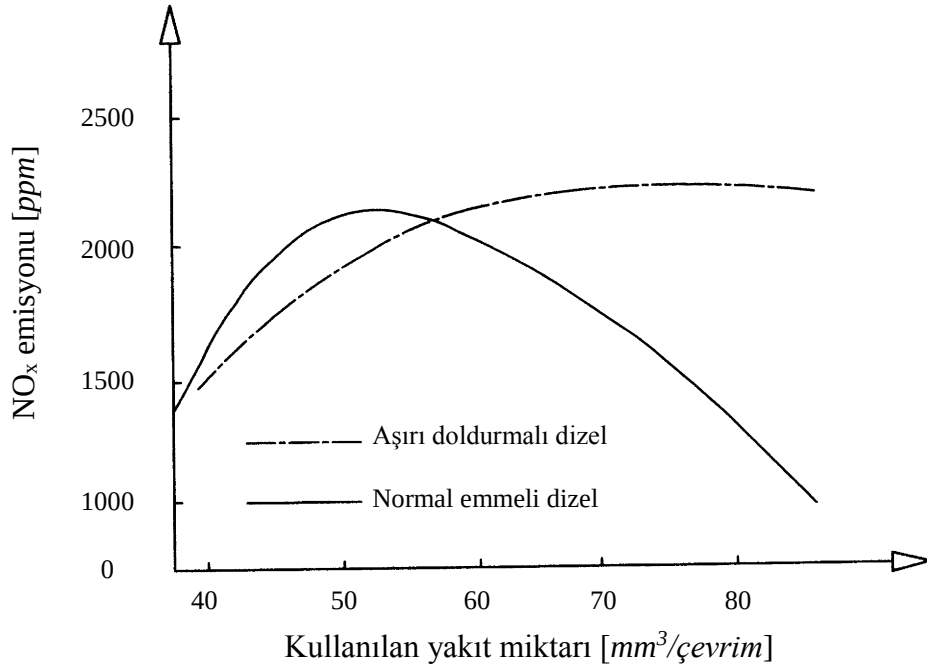
Şekil 5.6'de dizel motorunda aşırı doldurmanın HC emisyonuna etkisi görülmektedir. Dizel motorlarında HC emisyonları; enjektör boşluğundaki yakıtın buharlaşması ve yakıt demeti içinde yersel olarak çok fakir karışım oranlarının olduğu bölgelerde oluşur. Aşırı doldurma sonucu yanmanın başlangıç sıcaklığının artması ve normal emmeli dizel motora göre tam yükteki yakıt / hava oranının (ϕ) azalması dolayısıyla oksidasyon reaksiyonlarının hızlanması sonucu (ki bu reaksiyonlar sıcak egzoz manifoldu ve türbin girişinde de devam etmektedir) ve ayrıca TG süresinin kısalmasıyla (kısmi yükler ve rölanti hariç) HC emisyonları azalmaktadır. Aşırı doldurma sonucu kısmi yüklerde ve rölanti devrinde doldurucu çıkış basıncı düşüktür ve TG süresi motorun normal emmeli olması durumunda oluşan TG süresiyle hemen hemen aynıdır. Dolayısıyla, aşırı doldurma ile kısmi yüklerdeki HC emisyonundaki azalma daha azdır.

Şekil 5.7'de dizel motorunda aşırı doldurmanın NO_x emisyonuna etkisi görülmektedir. Dizel motorlarında NO_x oluşumu; yanma odasındaki maksimum basınç ve sıcaklık, yersel oksijen konsantrasyonu, HFK, reaksiyon hızları ve püskürtme avansı gibi parametrelere doğrudan bağlıdır. Bunlardan NO_x oluşumunu kontrol eden en önemli parametre yanma sonu ulaşılan maksimum sıcaklıktır. Dizel motorlarında aşırı doldurma sonucu, sıkıştırma başlangıcı silindir sıcaklığı ve basıncı artmakta dolayısıyla, bu sıcaklık artışıyla birlikte çevrim sonu ulaşılan maksimum

sıcaklık ve NO_x emisyonu artmaktadır. NO_x oluşumunda, sıcaklıkla birlikte yersel oksijen konsantrasyonu da etkili olduğu için, aşırı doldurma sonucundaki sıcaklık yükselişi HFK'nın düşük olduğu durumlarda daha etkin olmaktadır. [16,18]



Şekil 5.6 Dizel motorunda aşırı doldurmanın HC emisyonuna etkisi ^[16]



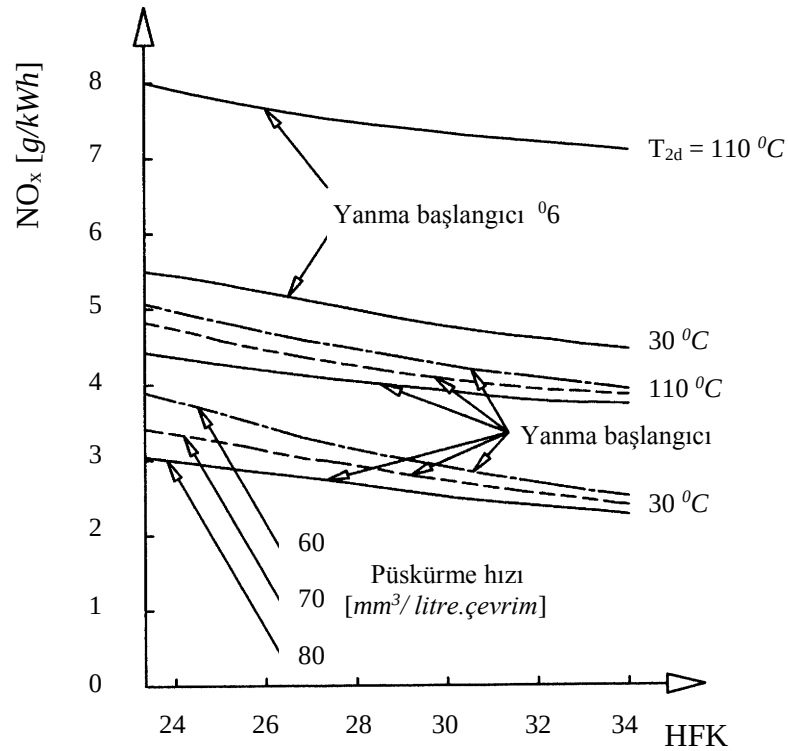
Şekil 5.7 Dizel motorunda aşırı doldurmanın NO_x emisyonuna etkisi ^[16]

Dizel motorlarında NO_x oluşumunu kontrol eden parametrelerden birinin değişmesi durumunda diğer parametrelerin sabit kaldığı kabulü ile, her bir parametrenin NO_x emisyonuna etkisi ayrı ayrı değerlendirilebilir. Sabit bir doldurucu çıkış sıcaklığı (T_{2d}) ve HFK'ında artan doldurucu çıkış basıncıyla (P_{2d}) NO_x emisyonu artmaktadır. Çünkü NO_x oluşum reaksiyonları sıcaklığa olduğu kadar basınca da duyarlıdır. Doldurucu çıkış basıncının artmasıyla birlikte hava miktarındaki artışla orantılı olarak yakıt da artırılırsa, HFK aynı kalacağından, motor gücü de artacak fakat birim güç başına elde edilen NO_x emisyonu sabit kalacaktır. Eğer HFK ve doldurucu çıkış basıncı sabit tutularak sadece doldurucu çıkış sıcaklığı (T_{2d}) artırılırsa, sıkıştırma başlangıcında silindir içindeki havanın sıcaklığının (T_{1sl}) artması nedeniyle, NO_x emisyonu yine artar. Ayrıca bu durumda birim güç başına elde edilen NO_x emisyonu da artmaktadır. Çünkü, doldurucu çıkış sıcaklığının artması volümetrik verimi ve dolayısıyla motor gücünü düşürmektedir. Sabit bir doldurucu çıkış sıcaklığı için HFK'nın artırılması durumunda ise yanma odası içindeki yersel oksijen konsantrasyonu artmakta, yanma sonu ulaşılan maksimum sıcaklıklar düşmekte ve NO_x emisyonu azalmaktadır. Şekil 5.8'de bu parametrelerin NO_x emisyonuna etkisi bir arada görülmektedir. Dizel motorlarında yakıt miktarı artırılmadan yapılan aşırı doldurma sonucu HFK artmaktadır. Aşırı doldurma ile motor emme havasının sıcaklığının 30°C 'den 110°C 'e artırılması yaklaşık olarak doldurucu basınç oranının $\Pi_d = 2$ olması durumunda sağlanır. Bu durumda aşırı doldurma ile emme havasının yoğunluğu yaklaşık 1.5 kat artmıştır. Dolayısıyla, böyle bir durumda HFK'nın yaklaşık % 50 arttığı söylenebilir. Şekil 5.8'den görüleceği üzere, dizel bir motorda aşırı doldurma uygulaması sonucu motor emme havasının sıcaklığındaki artışın NO_x emisyonlarını artırıcı etkisi, HFK'nın artışı ile elde edilen azaltıcı etkiye göre, özellikle püskürtme avansının değişmediği durumda, daha fazladır. Normal püskürtme hızında püskürtme avansının azaltılmasıyla, bu karşılıklı etki azalır. Fakat sabit bir motor gücü için HFK'nı artırmak amacıyla doldurucu çıkış basıncının artırılması durumunda, doldurma havasının basıncındaki artışla orantılı olarak sıcaklığında artması NO_x emisyonunu artırır. NO_x emisyonundaki bu artış, doldurma havasının soğutulmasıyla azaltılabilir. [7,8,18]

Dizel motorlarında aşırı doldurma sonucu HFK'nın değişmesiyle birlikte, motor çalışma koşullarına bağlı olarak is emisyonunun miktarındaki değişim farklı olmaktadır. Motorun bütün çalışma koşullarında aşırı doldurma ile silindir içine

motorun normal emişli olmasına göre daha fazla hava doldurulduğundan ve buna paralel olarak daha fazla yakıt gönderildiğinden ortalama gaz sıcaklıkları artmakta ve yanmanın iyileşmesi dolayısıyla is emisyonları azalmaktadır. ETAD durumunda, yüksek yüklerde, HFK hemen hemen is sınırının üstünde kalmaktadır. Bunlarda is sınırından daha önce termik ve mekanik zorlanma sınırına gelinmektedir. Örneğin çalışma yeri yüksekliğinin artmasına bağlı olarak düşen hava yoğunluğu nedeniyle motora daha az miktarda hava gitse bile az hava ile yanma sonucu egzoz sıcaklıklarına bağlı olarak türbin dönme sayısı (türbin gücü) artacağından azalan hava miktarı otomatik olarak karşılanmaktadır. Ancak bu durumda genel ısı seviyesi de yükselmiştir. Alçak motor yükü ve dönme sayılarında özellikle hızlanma sırasında ise durum tam tersinedir. Çünkü aşırı doldurma sistemi, gaz pedalına basılınca ani olarak artan yakıt debisiyle orantılı olarak havayı silindirler içine gönderememekte ve belli bir gecikmesiyle yakıt sistemini izlemektedir. Dolayısıyla, silindir içinde yeterli hava olmaması nedeniyle ETAD'lı motorlar kolaylıkla is sınırına girebilir. [2]

Dizel motorlarında aşırı doldurma ile HFK motorun normal emmeli olmasına göre artmakta dolayısıyla, her türlü çalışma koşulunda CO emisyonu azalmaktadır.

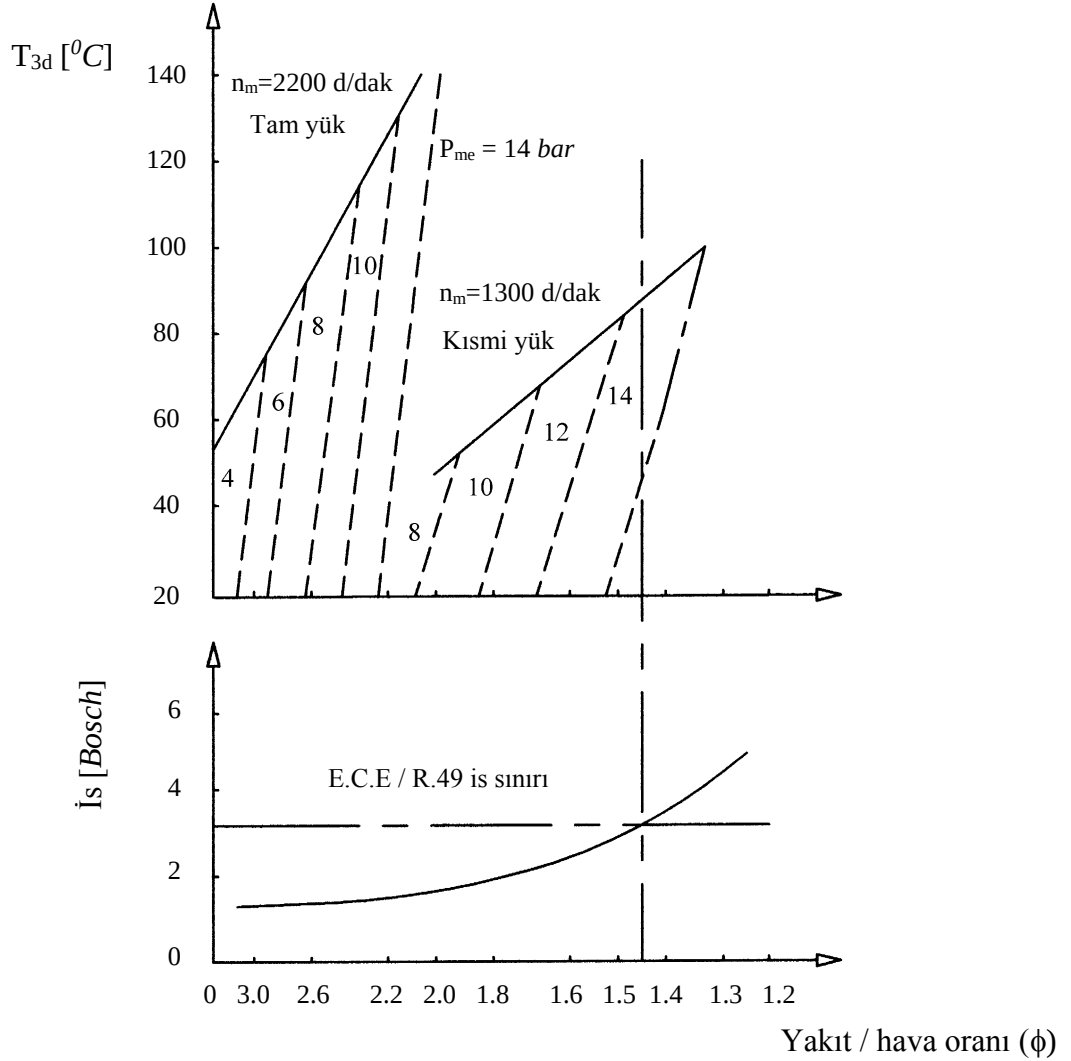


Şekil 5.8 Aşırı doldurmalı dizel bir motorda ara soğutmalı ve ara soğutmasız durumda çeşitli parametrelerin NO_x emisyonuna etkisi [8]

5.2.6 Ara soğutmanın emisyonlara etkisi

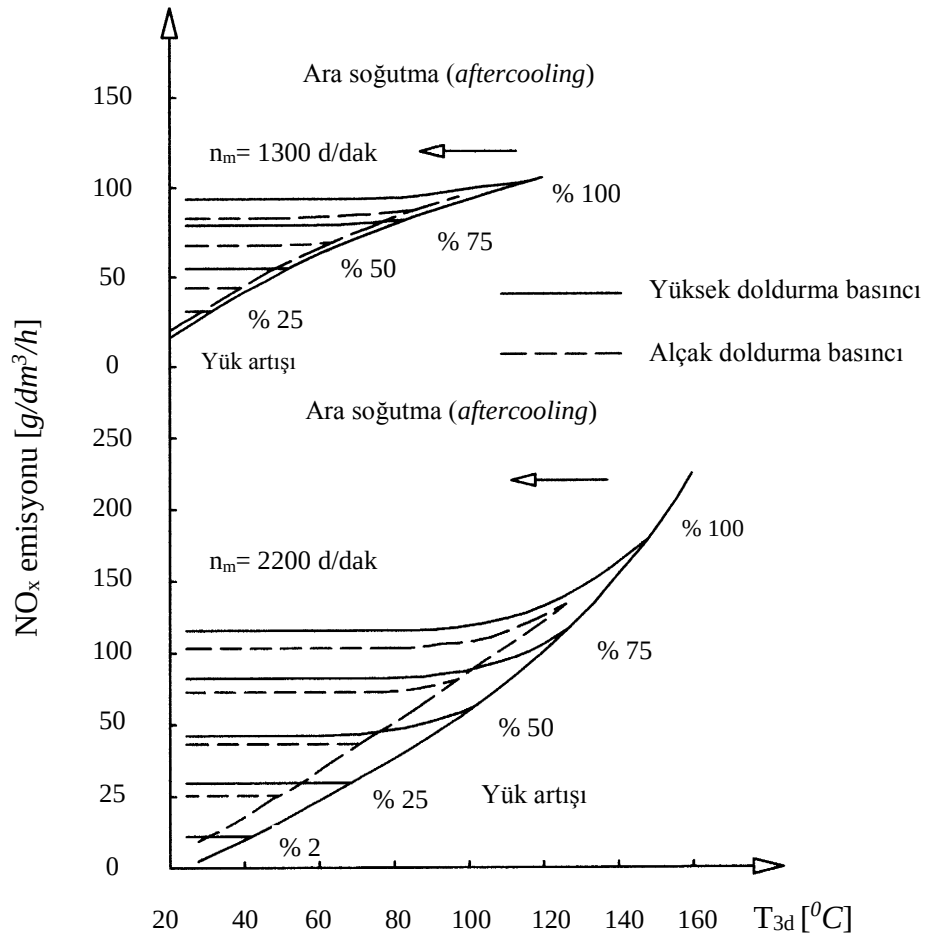
Aşırı doldurmalı dizel bir motorda ara soğutma (*aftercooling* veya *charge air cooling*) sonucu doldurma havasının yoğunluğundaki artışa bağlı olarak artan yakıt miktarı ile volümetrik verim ve motor gücü artmaktadır. Yakıt miktarı artırılmadan yapılan ara soğutmayla da CO, HC ve partikül (is) emisyonlarını mutlak olarak, NO_x emisyonunu ise birim güç başına azaltmak mümkündür.

Aşırı doldurmalı dizel motorlarında, kısmi yüklerde ve tam yükte HFK'nın düşmesi nedeniyle partikül emisyonu artmaktadır. İs emisyonundaki bu artış ara soğutma ile tam yükte doldurucu çıkış havasının sıcaklığının genellikle 40-50 °C'e kadar indirilmesiyle azaltılabilir. Şekil 5.9' da aşırı doldurmalı dizel bir motorda ara soğutmanın kısmi yüklerde ve tam yükte partikül emisyonuna etkisi görülmektedir.



Şekil 5.9 Dizel bir motorda tam yükte ve kısmi yüklerde ara soğutmanın partikül emisyonuna etkisi ^[7]

Aşırı doldurmalı dizel bir motorda yakıt miktarı artırılmadan yapılan ara soğutma sonucu tam yükteki NO_x emisyonunu % 40'lara kadar azaltmak mümkündür. Bu ise artan doldurucu çıkış sıcaklığı ile orantılı olarak havanın daha verimli ve hızlı bir şekilde soğutulması ile sağlanabilir. Ara soğutmayla NO_x emisyonlarının azaltılması, diğer NO_x azaltma metotlarına göre (EGR veya doldurma havasına su püskürtme) nispeten daha pahalı bir yöntemdir. Ayrıca, ara soğutucu doldurma havası tarafındaki basınç düşümü (ΔP_d) motor gücünü de olumsuz yönde etkilemektedir. Bu durumda, tam yükteki ara soğutma sonucu artan hava miktarıyla orantılı olarak yakıt miktarı da bir miktar artırılarak, motor gücünü artırmak suretiyle, metot maliyet açısından biraz daha verimli hale getirilebilir. Şekil 5.10'da aşırı doldurmalı dizel bir motorda ara soğutmanın NO_x emisyonuna etkisi görülmektedir. Özellikle yüksek motor dönme sayıları ve yüklerinde ara soğutmayla NO_x emisyonu azalmaktadır. Alçak motor devir sayıları ve yüklerinde bu azalma daha azdır. Ara soğutucunun bu çalışma koşullarındaki esas görevi partikül (is) emisyonunu azaltmaktır. [7,8]



Şekil 5.10 Dizel bir motorda ara soğutmanın NO_x emisyonuna etkisi [8]

5.2.7 Yakıt püskürtme şeklinin emisyonlara etkisi

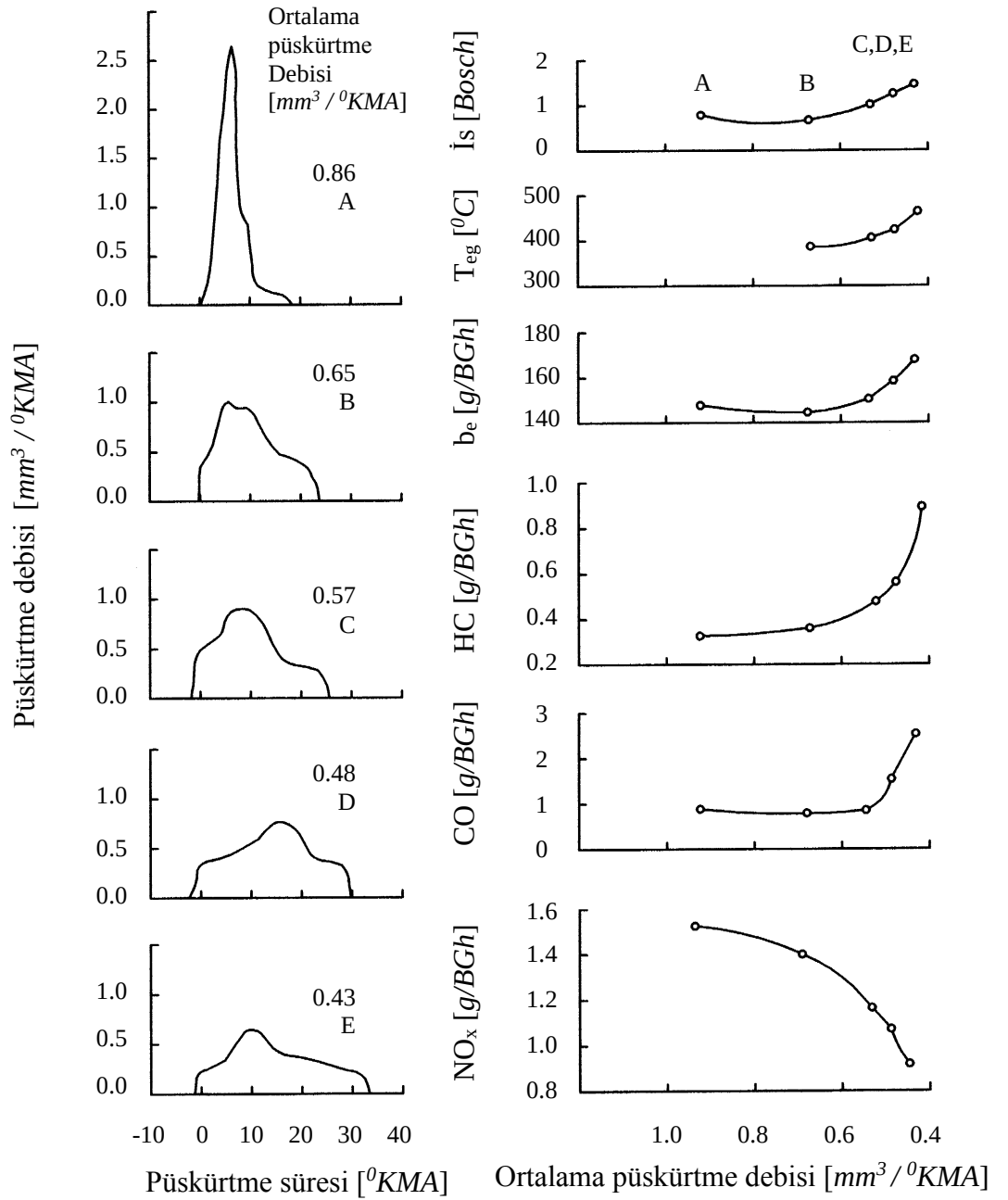
Dizel motorlarında yanma odasına birim zamanda püskürtülen yakıt miktarı (püskürtme hızı), püskürtme zamanlaması (avansı), atomizasyon mekanizması, püskürtme basıncı, yakıt demetinin özellikleri, enjektör konumu vb. parametreler yanma performansını ve emisyonları önemli ölçüde etkilemektedir. Karışım oluşumu ve yanmanın is emisyonu üzerindeki etkileri çok önemlidir. Ayrıca HC, CO ve NO_x emisyonlarına yakıt püskürtme sisteminin yapısı ve motora uyumu da etki etmektedir.

Dizel motorlarında HC, CO, NO_x ve is emisyonlarının oluşumu *püskürtme kanununa* doğrudan bağlıdır. Püskürtme sistemi tarafından birim zamanda veya birim krank mili açısında enjektörden püskürtülen yakıt miktarını *püskürtme kanunu* belirler. Püskürtme kanunu TG süresince ve ondan sonra yanma odasına püskürtülen yakıt miktarını ve yanmayı etkilemekte, dolayısıyla motorun mekanik, ısı, dinamik özellikleri, ortalama efektif basıncı (P_{me}), özgül yakıt tüketimi (b_e), emisyonlar ve motor gürültüsü üzerinde etkin rol oynamaktadır. Dizel motorlarında yakıt püskürtme hızının artmasıyla partikül, HC, CO emisyonları ve özgül yakıt tüketimi azalmakta, fakat yakıtın silindir içinde daha hızlı tutuşup yanmasıyla artan sıcaklığa bağlı olarak NO_x emisyonları artmaktadır (Şekil 5.11). Ayrıca püskürtme hızının artmasıyla birlikte TG süresince biriken yakıt miktarı artmakta, dolayısıyla kontrolsüz yanma safhasındaki basınçların yükselmesi sonucu motor gürültüsü de artmaktadır (*dizel vuruntusu*). Gürültü artışına engel olmak için son zamanlarda hızlı püskürtme sistemlerinde önce yavaş (az) daha sonra hızlanan püskürtme yapan kademeli enjektörler kullanılmaktadır.

Dizel motorlarında, is ve NO_x emisyonu veya özgül yakıt tüketimi NO_x emisyonu ya da motor gürültüsü arasında, püskürtme avansına bağlı olarak, tersine bir ilişki mevcuttur. Püskürtme avansının (τ) artması durumunda, püskürtme başlangıcında yanma odasındaki havanın sıcaklığının düşmesi nedeniyle TG süresi artmakta ve yanma odasında önceden buharlaşmış ve homojen fazda karışmış yakıt hava miktarının artması nedeniyle is emisyonu azalmaktadır. Püskürtme avansının azalması halinde ise durum tam tersinedir.

Direkt püskürtmeli dizel motorlarında karışım oluşturma yükü hava hareketlerinden alınıp enjektöre yüklenirse (çok delikli enjektör, çok yüksek basınçla, 1000-1500 bar

gibi, püskürtme), karışım oluşturma esnasında emme havasının dönme hareketinin azalması dolayısıyla emme havasında daha az basınç düşümü olmakta ve kazanılan volümetrik verim artışı nedeniyle elde edilen güç artışı özgül yakıt tüketimini aynı seviyede tutarak NO_x emisyonunu düşürme olanağı sağlar. Ayrıca yakıtın yanma odası içine çok yüksek basınçlarda gönderilmesi, yakıtı küçük damlacıklara ayırarak hızla buharlaştırmak suretiyle yanma süresini kısaltmakta, avansı fazla artırmadan homojen fazda karışan yakıt miktarını artırmak suretiyle NO_x 'u azaltmaktadır.



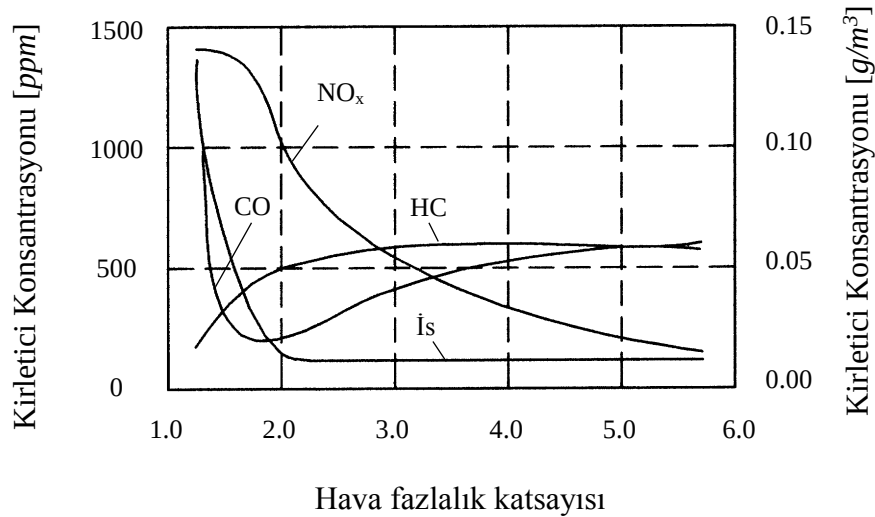
Şekil 5.11 Dizel bir motorda yakıt püskürtme hızının egzoz emisyonlarına etkisi ^[16]

5.3 Dizel Motorlarında Çalışma Koşullarının Emisyonlara Etkisi

Taşıt dizel motorlarında yanma sonu üretilen emisyonların konsantrasyonları; taşıtın soğukta ilk hareketi, ivmelenmesi ve gaz kesilmesi gibi farklı çalışma koşullarına bağlı olarak değişim göstermektedir. Dolayısıyla, motorun çeşitli çalışma koşullarındaki değişimlerin etkisi, emisyon konsantrasyonlarını değiştirmektedir.

5.3.1 Hava fazlalık katsayısının emisyonlara etkisi

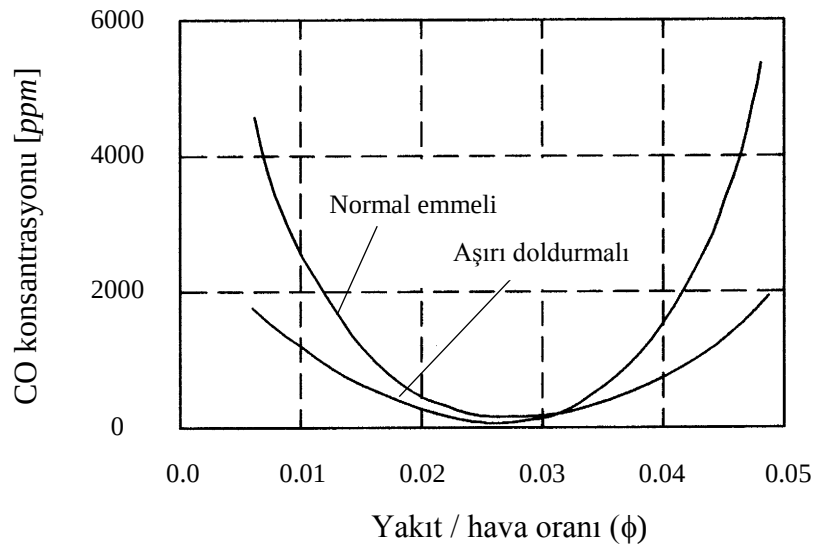
Dizel motorlarında HFK'nın değişimi emisyonları önemli ölçüde etkilemektedir. Bu motorlar karışım oranı motorun yük durumu ve dönme sayısına göre değiştirilmekte ve her zaman tam yanma için gerekenden daha fazla havayla, is oluşumunu azaltmak için, çalıştırılmaktadır. Hava miktarı genellikle 1 kg yakıt için 20 kg havanın altına düşürülmez. Şekil 7.12'de HFK'nın egzoz emisyonlarına etkisi görülmektedir.



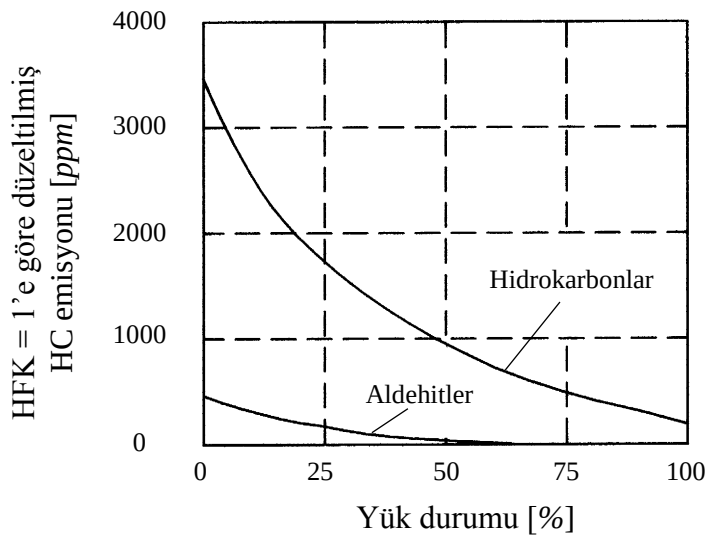
Şekil 5.12 Dizel bir motorda HFK'nın egzoz emisyonlarına etkisi^[16]

Dizel motorlarında CO oluşumu yakıt / hava oranının (ϕ) kuvvetli bir fonksiyonu olarak değişmektedir. Şekil 5.13'de dizel bir motorda yakıt / hava oranının CO emisyonuna etkisi görülmektedir. Düşük yüklerde motor oldukça fakir karışım ile çalıştığı ve sıcaklıklar düşük seviyede olduğu için CO oksidasyonu tam olamamaktadır. Yükün artmasıyla birlikte, yakıt / hava oranının artması sonucu, sıcaklıklarda artacağından reaksiyonlarda hızlanacak ve CO emisyonu azalacaktır. Fakat yakıt / hava oranının belirli bir sınır değerinden sonra, ortamdaki oksijen konsantrasyonunun azalması ve reaksiyonlar için zamanın kısıtlı olması dolayısıyla CO emisyonu tekrar artmaktadır. [16,18]

Şekil 5.14’de dizel bir motorda $HFK = 1$ ’e göre düzeltilmiş HC emisyonunun yük (HFK) değişimi görülmektedir. Rölanti ve kısmi yüklerde HC emisyonun ana kaynağı yakıt demetinin dış kısımlarında yanma sıcaklıklarının düşük olduğu fakir karışım bölgesinde alevin sönmesidir. Bu şartlarda oluşan HC emisyonları, yük artışı sonucu sıcaklıkların yükselmesiyle elde edilen HC emisyonlarına göre, nispeten daha azdır. Yük artışıyla birlikte karışım zenginleşmekte, demetin çekirdek bölgesi ve cidarlarda biriken yakıt miktarı ve dolayısıyla bu bölgelerde oluşan yanmamış HC’lar da artmaktadır. Ancak sıcaklıkların yüksek olması sonucu bunların bir kısmı okside olmakta ve egzoz gazları içindeki HC miktarı azalmaktadır.

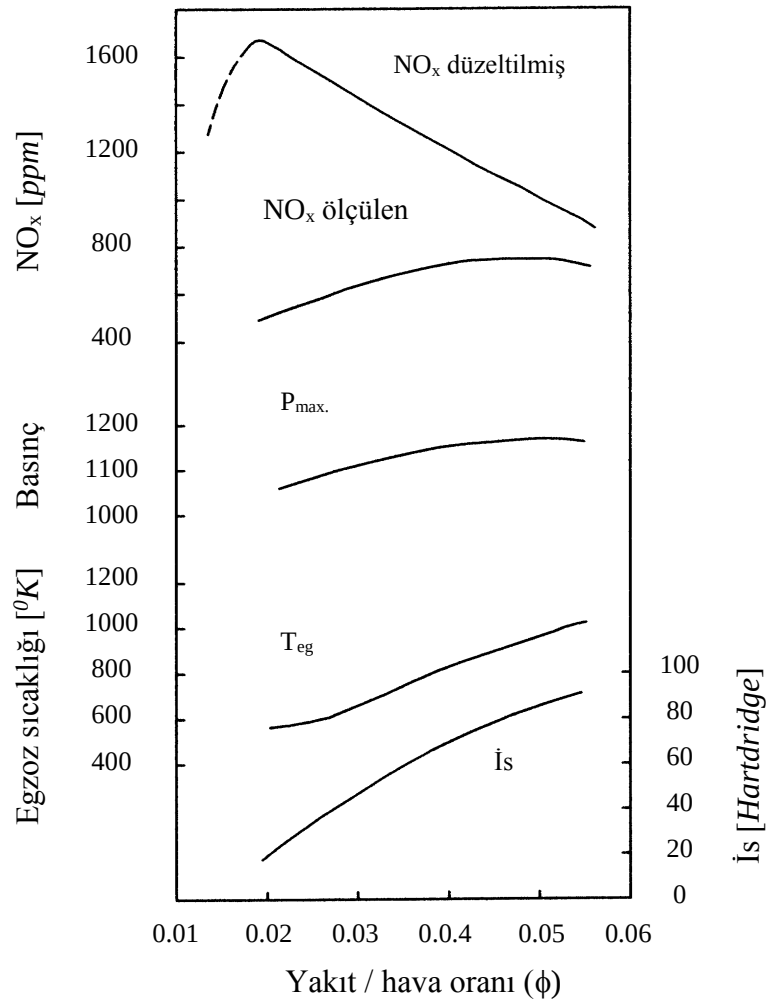


Şekil 5.13 Dizel bir motorda yakıt / hava oranının CO emisyonuna etkisi^[16]



Şekil 5.14 Dizel bir motorda düzeltilmiş HC emisyonlarının yük ile değişimi^[16]

Dizel motorlarında egzoz gazları içindeki NO_x konsantrasyonu, artan yakıt miktarına (artan yüke) bağlı olarak artmaktadır. Ancak, kısmi yüklerde egzoz gazlarının hava ile seyreltilmesi söz konusu olduğundan, stokiyometrik değere göre düzeltme yapıldığında NO_x emisyonun karışımın zenginleşmesiyle başlangıçta arttığı, ancak daha sonra hızla azaldığı görülmektedir (Şekil 5.15). Karışımın çok fakirleşmesi durumunda ise sıcaklık azalacağı için, düzeltilmiş NO_x emisyonu da azalmaktadır. Eğrinin sağ tarafındaki bölgede ise oksijen konsantrasyonunun azalması NO_x emisyonunu da azaltmaktadır. [16]



Şekil 5.15 Dizel bir motorda yakıt / hava oranının NO_x emisyonuna etkisi ^[16]

5.3.2 Motor dönme sayısının emisyonlara etkisi

Motorun dönme sayısının artması, yanma odasındaki akışkan hareketini hızlandırmakta ve türbülansı arttırmaktadır. Bunun sonucu olarak daha iyi bir karışım sağlanmakta ve yanma iyileşmektedir. Ayrıca egzoz kanalındaki türbülansın artması sonucu egzozdaki oksidasyon reaksiyonları da hızlanmaktadır. [16]

Dizel motorlarında dönme sayısının artışıyla mekanik verimdeki düşüşü karşılayabilmek ve motorun P_{me} değerini aynı tutabilmek için püskürtülen yakıt bir miktar artırılmaktadır. Ayrıca tutuşma gecikmesinde bir miktar azalma olmasına rağmen ÜÖN'den önce silindire giren yakıt miktarı artırılır. Bütün bu koşullar HC ve CO emisyonlarının, yüksek sıcaklıklarda oksidasyonunun artışı sonucunda, azalmasına neden olurken, NO_x emisyonlarını artırır.

5.3.3 Motor gücünün emisyonlara etkisi

Dizel motorlarında motorun yük durumunun değişimi, karışım oranıyla ilgilidir. Motorun gücünü artırmak için yanma odasına daha fazla yakıt gönderilerek karışımın zenginleştirilmesi gereklidir. Püskürtülen yakıt miktarının artırılması püskürtme süresini ve yanma süresini etkileyecektir. Bu durumda yanmanın tamamlanması için zaman azalacak ve HC emisyonu artış gösterecektir. Fakat başlangıçta artış gösteren NO_x emisyonu, yükün belirli bir sınırından fazla artırılması durumunda azalmaya başlayacaktır. Bu sınır yanma odası konstrüksiyonuna, motor dönme sayısına ve püskürtme zamanlamasına bağlı olarak değişim göstermektedir.

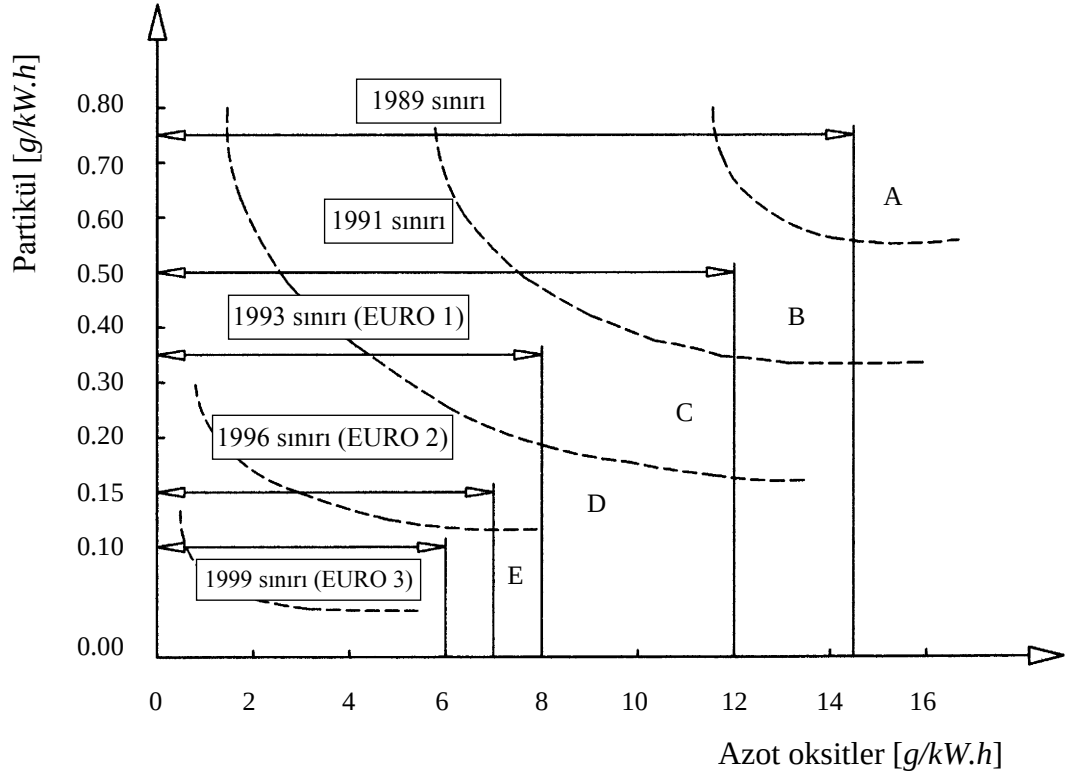
5.4 Dizel Motorlarında Emisyon Kontrolü

Dizel motoru, bilinen yüksek verime ve güvenilirliğe aynı anda sahip olma özelliği nedeniyle, bugün ağır hizmet taşıtlarında (3.5 ton'dan ağır yük ve yolcu taşıma araçları) hemen hemen % 100 oranında kullanım alanı bulmuştur. Atmosferdeki CO_2 konsantrasyonunun 1920'li yıllardan sonra üstel bir artış eğilimine girmiş olması ve buna bağlı olarak, sera etkisi nedeniyle, ortalama dünya sıcaklığındaki artış beklentisi, mevcut termik enerji dönüşüm makineleri içinde en yüksek verime (% 40, düşük dönme sayılı büyük stasyonier motorlarda % 50) sahip olan dizel motorunu giderek daha cazip hale getirmektedir. Dizel motoru, özellikle direkt püskürtmeli olanları, benzin motoruna göre, çeşitli çalışma koşulları altında, % 30 kadar daha az yakıt tüketmekte ve daha az HC ve CO_2 üretmektedir. Toplam CO_2 üretiminde taşımacılığın payı % 25 kadar olup ağır hizmet taşıtlarının buradaki payı % 20 düzeyinde kalmaktadır. Buna karşın dizel motoru, NO_x ve partikül emisyonları yönünden benzin motoruna göre çok kötü bir konuma sahiptir. Çünkü, benzin motoru is üretmemekte ve 3 yollu katalitik konvertör kullanımıyla da bu motorların ürettiği CO, HC, NO_x emisyonları % 90 oranında azaltabilmektedir. [18,19]

Ağır hizmet taşıtlarına getirilen ve getirilmesi planlanan emisyon sınır değerlerinin klasik dizel motorları tarafından karşılanması olanaksız gözükmektedir. Klasik dizel motorlarının yanma odaları ve yakıt püskürtme sistemleri daha çok ekonomiklik, güç ve moment karakteristiği yönünden optimize edilmiştir. Bu motorların püskürtme sistemleri, klasik hat tipi, port helis kontrollü ya da distribütör tip mekanik pompa - yakıt boruları - çift yada tek kademeli yaylı enjektör üçlüsünden oluşmaktadır ve püskürtme basıncı 200-300 *bar* civarındadır. Püskürtme başlangıcı ve miktarı (hızı) ise mekanik olarak kontrol edilmektedir. Bu motorlar NO_x ve partikül emisyonu yönünden çok kötü durumdadır. Bakım eksikliği ve ayar bozukluğu durumunda emisyon miktarları (özellikle NO_x ve is) normalinin bir kaç kat üstüne çıkabilmektedir. Bu bakımdan yeni nesil dizel motorları daha çok emisyon yönünden optimize edilmekte ve ayarları zamanla bozulmayacak sistemlerle donatılmaktadır. Dizel motorlarında emisyon miktarlarını büyük ölçüde düşürmek yönünde geliştirilen ve gelişmeye açık yöntemler şunlardır :

5.4.1 Yüksek basınçlı, kısa borulu, elektronik kontrollü püskürtme sistemi

Daha öncede belirtildiği gibi, dizel motorundaki yanmanın bir özelliği olarak is oluşumu ile NO_x miktarı arasında bir çelişki mevcuttur. Püskürtme başlangıcı ÜÖN'ye yaklaştıkça is emisyonu artmakta, buna karşın NO_x emisyonu azalmaktadır (Şekil 5.16). Bu nedenle, yüksek basınçlı (1000-1400 *bar*) ve kısa borulu (20-30 *cm*) sistemlerle (*common rail püskürtme sistemi*) püskürtme başlangıcını hassas olarak kontrol etmek ve kullanılan yüksek püskürtme basıncı nedeniyle püskürtme ve yanma süresini kısaltarak (toplam yanma süresi 90-100 °KMA'dan 50 °KMA'a kadar) bu çelişkiyi azaltmak mümkündür. Common rail püskürtme sistemiyle; püskürtülecek yakıt miktarı, püskürtme basıncı ve avansı, HFK, yük, dönme sayısı ve diğer çalışma parametrelerine bağlı olarak, motorun değişik çalışma şartları için ayrı ayrı hesaplanmakta ve motorun bütün çalışma noktaları, gerek emisyon gerekse özgül yakıt tüketimi yönünden optimize edilmektedir. Bu püskürtme sistemi ile yanmanın başlangıcı ÜÖN'ya biraz daha yaklaşmakta ve böylece NO_x emisyonu azalmaktadır. Bu durumda is emisyonundaki artış ise ana püskürtmeden sonra yapılan yardımcı püskürtme ile azaltılmaktadır. Ayrıca, klasik mekanik pompalı ETAD'lı dizel motorlarındaki hızlanma esnasındaki is emisyonundaki artış bu sistemle, türbinin ivmelenmesi esnasında püskürtülen yakıtın basıncını artırıp miktarını azaltmak suretiyle, azaltılabilir.



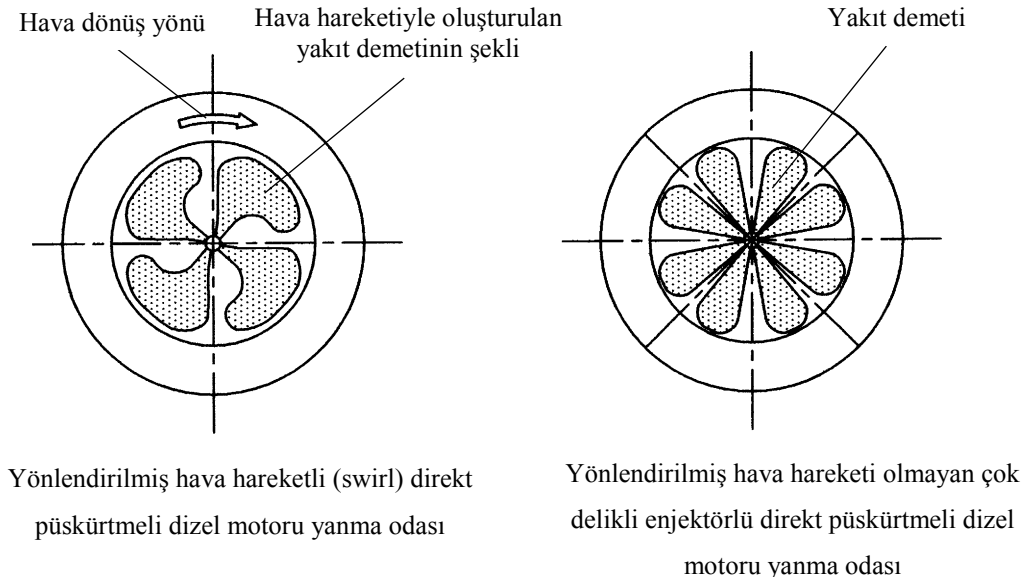
- (A) Klasik dizel,
- (B) Aşırı doldurmalı dizel,
- (C) Aşırı doldurmalı ve ara soğutmalı dizel,
- (D) Aşırı doldurmalı, ara soğutmalı ve EGR'li dizel,
- (E) Aşırı doldurmalı, ara soğutmalı, EGR'li, yüksek basınçta püskürtmeli, oksidasyon katalizörlü ve diğer önlemleri alınmış dizel.

Şekil 5.16 Dizel motorlarında azot oksit ve partikül emisyonları arasındaki ilişki

5.4.2 Yanma odasında düşük dönmeli (swirl) hava hareketi

Direkt püskürtmeli dizel motorlarda, yanma odasına püskürtülen yakıtın hava ile karışımını iyileştirebilmek için hava, emme kanalına verilen kavisli şekil sayesinde silindir içine bir dönme hareketi (swirl) ile girmektedir. Havanın bu dönme hareketi motorun ancak belli bir hızında iyi bir yakıt hava karışımının oluşmasını sağlar. Ayrıca bu dönme hareketinden dolayı yüksek hızlarda motorun volümetrik verimi düşerek güçte bir azalma meydana gelmektedir (Şekil 5.17). Direkt püskürtmeli dizel motorlarında, yüksek püskürtme basıncıyla alışlagelenden daha çok ve daha küçük çaplı hassas işlenmiş delikler bulunan (8-10 delik) enjektörler sayesinde küçük

damlacıklar (5-10 mikron) elde ederek yanma odası içinde gerekli olan dönme hareketindeki hava hızlarını düşürmek, dolayısıyla volümetrik verimi yükseltirken karışım oluşturma kalitesini korumak olanaklıdır. Burada hava hızlarını düşürmek, yakıtın daha küçük damlacıklara bölünmüş olması ve çok delikli enjektörden püskürtme yapılmasıyla, çok daha kısa sürede iyi bir karışım sağlandığı için olanaklı hale gelmektedir. Böylece özellikle yüksek devir sayılarında motor gücü artarken motor verimi de yükselmektedir. Ayrıca bu tip motorlar yukarıda sözü geçen nedenlerle havanın dönme hızına bağımlı olmadıklarından motorun bütün hız aralıklarında is emisyonu açısından çok iyi sonuç verirler. [17,18,19]



Şekil 5.17 Direkt püskürtmeli dizel motorlarında yakıt püskürtme ve karışım oluşturma şeklinin üstten görünüşü ^[19]

5.4.3 Aşırı doldurma, ara soğutma ve silindir başına 4 supap kullanılması

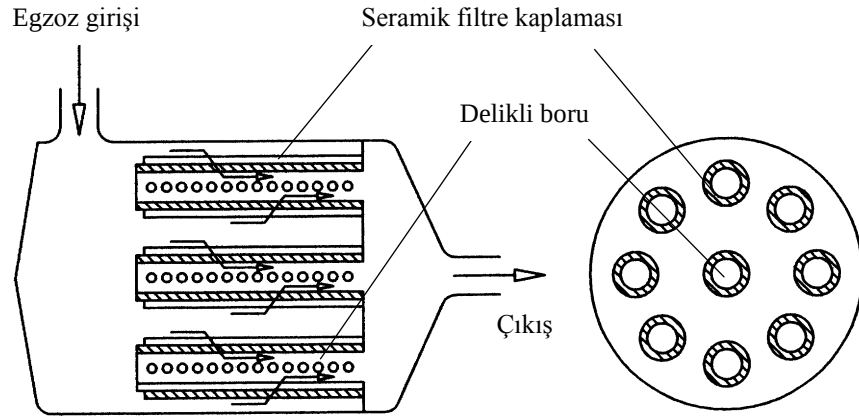
Daha önceden de belirtildiği gibi, aşırı doldurmanın getirdiği verim artışı nedeniyle, çoğu kez güç başına emisyon değerlerinin düşürülmesi mümkün olmaktadır. Yapılan etkili bir ara soğutmayla da (*charge air cooling*) emisyonları mutlak olarak düşürmek ve motor gücünü artırmak olanaklıdır. Ayrıca, aşırı doldurma ve ara soğutma ile birlikte, silindir başına dört supap kullanılarak, güç başına emisyonlar daha da azaltılabilir. Bu yöntem özellikle ön yanma odalı ve döner hava hareketi gerektirmeyen çok delikli enjektör ile birlikte yüksek basınçlı püskürtme sistemine (*Common rail*) direkt püskürtmeli dizel motorlarına uygulanabilmektedir.

5.4.4 Egzoz gazları resirkülasyonu (EGR)

Yanma odasında oluşan NO_x miktarı büyük ölçüde yanma sonu ulaşılan maksimum sıcaklıklara bağlıdır. Yanma odası içerisindeki karışımın egzoz gazları ile seyreltilmesi sonucu yanma sonu sıcaklıkları, dolayısıyla üretilen NO_x miktarı düşmektedir. Bu amaçla egzoz gazlarının bir miktarı, soğutulduktan sonra, emme manifolduna geri gönderilmektedir. Dizel motorları değişken HFK ile çalıştığından bunlarda, emme manifolduna geri gönderilen egzoz gazı yüzdesi HFK'ya bağlı olarak değiştirilmelidir. Dizel motorlarında EGR uygulaması doldurma havası içindeki oksijen miktarını düşürdüğünden, partikül emisyonunda bir miktar artışa neden olmaktadır. Bu yöntemde en son eğilim ise “dahili EGR” diye de anılan, sıcak egzoz gazlarının bir kısmının silindir içinde bırakılmasıdır. Bu şekilde, özellikle düşük yüklerde HC ve CO emisyonlarında da iyileşme elde edilmektedir. Ancak optimum EGR miktarının sağlanması için ayarlanabilir kam mili (*değişken supap zamanlaması*) kullanılması gereklidir. Direkt püskürtmeli dizel motorlarında yanma odası sıcaklığının yüksek olması nedeniyle, EGR çok geniş bir uygulama alanı bulmaktadır.

5.4.5 Partikül filtreleri

Partikül tutucu filtreler konusunda zaman zaman pratiğe yönelik uygulamalar ortaya çıkmaktadır. Ancak bu filtrelerin kısa zamanda tıkanması büyük bir zorluk oluşturmaktadır. Bu tür filtrelerin gerek ömür gerekse kullanım verimi açısından henüz optimize edilemediği söylenebilir. Dizel motorlarında kullanılan partikül tutucu filtreler genellikle üzerinde bir çok delik açılmış paslanmaz çelik bir taşıyıcının üzerine gözenekli seramik kaplanarak oluşturulur (Şekil 5.18). Egzoz gazları seramik yüzeyli filtre içinden geçerken partiküller yüzeyde tutulmaktadır. Bugüne kadar yapılan çalışmalarda partikül filtrelerinin % 80 civarında bir verimle çalıştığı gözlemlenmiştir. Bunun anlamı egzoz gazında gözle görülebilen isin % 80'i filtre içinde tutulabilmektedir. Egzoz filtresinde tutulan partiküllerin birikmesi filtrenin etkinliğini azaltmaktadır. Bu nedenle belli aralıklarla filtre içinde biriken partiküllerin temizlenmesi gerekir. Temizleme işlemi filtre sisteminin sıcaklığını artırıp biriken partikülleri yakarak gerçekleştirilebilir. Bu amaçla filtre içine belli aralıklarla yakıt püskürtülerek temizlenme işlemi (rejenerasyon) uygulanır. Bu yöntemin dışında filtrenin katalitik yolla temizlenmesi üzerine çalışmalar vardır. [19]



Şekil 5.18 Dizel motoru is (partikül) filtresinin iç yapısı ^[19]

5.4.6. Yakıt kalitesinin iyileştirilmesi

Dizel yakıtında en önemli özellik cetan sayısıdır. Cetan sayısı yakıtın dizel motorunda sıkıştırma sonucu ısınan havanın içinde kendi kendine tutuşma özelliğini belirleyen bir sayıdır ve cetan sayısı yükseldikçe yakıtın kendi kendine tutuşma eğilimi artmaktadır. Bu da benzin yakıtının aksine dizel yakıtında istenen bir özelliktir. Günümüz dizel yakıtında cetan sayısı en az 40 olmaktadır. Böylece ilk hareket kolaylaşmakta, tutuşma gecikmesi azalmakta ve yanma odasında biriken yakıtın ani yanması ile oluşan hızlı basınç artışı önlenmektedir.

Dizel yakıtında diğer istenen bir özellik de yakıtın içindeki kükürt miktarının düşük olmasıdır. 1994'den sonra Avrupa topluluğu ülkeleri ve ABD'de dizel yakıtı içinde en fazla % 0.05 kükürte izin verilmektedir.

Yapılan araştırma ve deneyler dizel motoru egzoz gazlarında bulunan NO_x ve Partikül (is) emisyonlarının yakıtın cetan sayısı ve kükürt miktarından büyük ölçüde etkilendiğini göstermiştir.

5.4.7 Yağ tüketiminin azaltılması

Bugün egzoz emisyonu sınır değerlerini sağlayan dizel motorlarında düşük yüklerdeki (< % 20 yük) partikül emisyonunun % 50'si yağlama yağından kaynaklanmaktadır. Bu bakımdan yalnızca yağlama yağı tüketimini azaltmak bile etkili bir önlem olmaktadır. Ancak yağ tüketiminin düşürülmesi yönünde yapılan çalışmalar genellikle hareketli elemanların ömürlerinin azalmasına neden olmaktadır.

BÖLÜM 6. DİZEL MOTORLARINDA KARAKTERİSTİK EĞRİLER, EGZOZ EMİSYONLARINA GETİRİLEN SINIRLAMALAR, İLGİLİ REGÜLASYONLAR ve DİREKTİFLER

6.1 Dizel Motorlarında Karakteristik Eğriler

Dizel motorlarında motor performansını, yakıt tüketimini ve egzoz emisyonlarını belirlemekte kullanılan, motor devrine ve yüke bağlı olarak çizilen, pratik anlam taşıyan karakteristik eğriler; güç, moment, özgül yakıt tüketimi, ortalama efektif basınç, HFK (λ) ve yumurta eğrileridir. Ayrıca bu eğrilerle birlikte çeşitli verim değerlerinin (volümetrik, mekanik, efektif, termik, yanma vb.) de bilinmesi, motordaki yanma ve enerji dengesi hakkında bilgi verir. Bu karakteristik eğrilerinin çizilebilmesi için aşağıdaki karakteristik büyüklüklerin ölçülmesi veya ölçülen değerler kullanılarak hesaplanması gereklidir.

6.1.1 İndike ve efektif güç (N_{m-i} , N_{m-e})

Dizel motorlarında deney standında ölçülen güç, motor milinden alınan net efektif güçtür. Bu güç yakıt ile havanın yanması sonucu mekanik enerjiye dönüşen kimyasal enerjinin mekanik eşdeğerinden farklıdır. Zira yakıtla verilen enerjinin bir kısmı mekanik sürtünmelere, bir kısmı gaz hareketleri sebebiyle akış ve dolgu kayıplarına, diğer bir kısmı ise yardımcı donanım ve elemanların tahrik edilmesine harcanır. Dizel motorlarında silindirde bir çevrimde elde edilen iş, *indike silindir işi*, ölçülen P-V diyagramının alanı ile belirlenir. Bu işin strok boyunca sabit bir çevrim basıncı (P_{mi} : ortalama indike basınç) ile elde edildiği düşünülüp, indike iş

$$W_i = \int P dV = P_{mi} V_h \quad [W] \quad (6.1)$$

şeklinde yazılabilir. Ortalama indike basınç silindir içinden ölçüldüğünden mekanik kayıpları içermemektedir. 4 zamanlı dizel motorlarda, bir saniyede $n_m / 120$ ($=2 \times 60$) iş periyodu olduğuna göre, indike güç (silindir gücü):

$$N_{m-i} = \frac{P_{mi} V_H n_m}{0.12} \quad [kW] \quad (6.2)$$

‘dir. Bu ifade $P_{mi} [MPa = 10^6 N/m^2]$, $V_H [m^3]$, ve $n_m [d/dak]$ birimleri için geçerlidir. $P_{mi} [kg/cm^2]$, $V_H [litre = dm^3]$, ve $n_m [d/dak]$ ile (6.2) ifadesi *BG* cinsinden

$$N_{m-i} = \frac{P_{mi} V_H n_m}{900} \quad [BG] \quad (6.3)$$

şeklinde yazılabilir. Motorun efektif gücü ise (6.3) denkleminde ortalama indike basınç yerine ortalama efektif basınç konularak,

$$N_{m-e} = \frac{P_{me} V_H n_m}{900} \quad [BG] \quad (6.4)$$

şeklinde yazılabilir. [2,20]

6.1.2 Ortalama efektif basınç (P_{me})

Ortalama efektif basınç motorun gerçek çevrimindekine eşdeğer bir N_e gücü vermesi için bir strok boyunca pistonu etkimesi gereken sabit basınç olarak tariflenmiştir. (6.4) ifadesi kullanılarak ortalama efektif basınç:

$$P_{me} = \frac{900 N_e}{V_H n_m} \quad [kg/cm^2] \quad (6.5)$$

şeklinde yazılabilir. [2]

6.1.3 Özgül yakıt sarfiyatı (b_e)

Bir motorun $[BG]$ veya $[kW]$ başına bir saatte tükettiği yakıt miktarı $[g]$ olarak tariflenmiştir. Bu büyüklük genellikle $[g/BGh]$ veya $[g/kWh]$ birimleri ile kullanılmaktadır. Bir motorun yakıt tüketimini tespit edebilmek için deney sırasında bir deney noktasında motordan çekilen efektif güç ile birlikte aynı deney noktasında aynı anda yakıt debisi de (m_y) bilinmelidir. Bu durumda özgül yakıt tüketimi:

$$b_e = m_y \frac{3600}{N_{m-e}} \quad [g/BG.h] \quad (6.6)$$

şeklinde yazılabilir. Burada yakıt debisi $[g/s]$ boyutundadır. [20]

6.1.4 Hava fazlalık katsayısı (λ)

Dizel yakıtının, kimyasal yapısına bağlı olarak tam yanmasını sağlayacak teorik bir hava miktarı vardır. Birim ağırlıktaki yakıtı yakmak için gerekli olan bu hava miktarına kimyasal olarak *stokiyometrik* hava miktarı denir ve $h_{\min} = (m_{0m} / m_y)$ ile gösterilir. Gerçek çalışma durumunu ifade eden oran ise $h_{\min} = (m_m / m_y)$ olarak ifade edilirse hava fazlalık katsayısı,

$$\lambda = \frac{(\dot{m}_m / \dot{m}_y)}{(\dot{m}_{0m} / \dot{m}_y)} = \frac{(\dot{m}_m / \dot{m}_y)}{h_{\min}} \quad (6.7)$$

şeklinde tanımlanabilir. [18,21]

6.1.5 Düzeltme faktörü (ξ)

Dizel motorlarında atmosfer havasının sıcaklığı, basıncı ve bağıl nemi, herhangi bir motor devrinde, motora emilen havanın kütsel debisini ve motor gücünü etkilemektedir. Dolayısıyla, güç, tork ve özgül yakıt tüketimi değerleri bir düzeltme faktörü ile çarpılarak, volümetrik verimdeki değişimlerin bu parametrelere etkisi giderilebilir. Böylece, tekrarlanan deneyler ve benzer özellikli motorlar arasında kolaylıkla karşılaştırma yapılabilir ve daha düzgün deney sonuçları elde edilir. Motor gücü için düzeltme faktörü (ξ),

$$N_{m-e} = \xi N'_{m-e} \quad [kW] \quad (6.8)$$

şeklinde yazılabilir. Burada; ξ düzeltme faktörü, N'_{m-e} ise dinamometreden ölçülen düzeltilmemiş motor gücüdür. Standart motor deneylerinde referans atmosfer şartları; $P_a = 99 \text{ kPa}$ (kuru havanın atmosfer basıncı) ve $T_a = 298 \text{ } ^\circ K$ ($25 \text{ } ^\circ C$) olarak alınır. Dizel motorlarında deneyler esnasında atmosfer havasının sıcaklığı ve basıncı:

$$283 \text{ } ^\circ K < T_a < 313 \text{ } ^\circ K$$

$$80 \text{ kPa} < P_a < 110 \text{ kPa}$$

aralığında değişmelidir. Atmosfer şartları bu aralıkta ise test sonuçları geçerlidir. Dizel motorları için düzeltme faktörü (ξ)

$$\xi = (\gamma_a)^{\gamma_m} \quad (6.9)$$

şeklinde yazılabilir. Burada; γ_a atmosferik, γ_m ise motor tipine bağlı karakteristik bir faktördür. Atmosferik faktör (γ_a); aşırı doldurmalı, ara soğutmalı veya ara soğutmasız turbo dizel bir motor için:

$$\gamma_a = \left(\frac{99}{P_a} \right)^{0.7} \left(\frac{T_a}{298} \right)^{1.5} \quad (6.10)$$

şeklinde tanımlanabilir. Motor tipine bağlı olan karakteristik faktör (γ_m) ise,

$$\gamma_m = 0,036 \cdot \frac{q_{top}}{\Pi_d} - 1,14 \quad (6.11)$$

şeklinde yazılabilir. Burada q_{top} [mg/str] bir çevrim boyunca püskürtülen toplam yakıt miktarıdır. (6.11) denklemini $40 < q_{top} < 65 \text{ mg/str}$ aralığında geçerlidir. Eğer

$$q_{top} < 40 \text{ mg/str} \rightarrow q_{top} = 0.3,$$

$$q_{top} > 60 \text{ mg/str} \rightarrow q_{top} = 1.2$$

olarak alınır. [22]

6.1.6 İndike, efektif ve mekanik verim ($\eta_i, \eta_e, \eta_{mk-m}$)

Dizel motorunda gerçek kütleli hava debisi, (3.3)' e göre,

$$\dot{m}_m = \eta_v \dot{m}_{0m} \quad (6.12)$$

şeklinde yazılabilir. Yakıtın alt ısı değeri (H_u) [kJ/kg], 1 kg yakıtın tam yanması için gerekli hava miktarı h_{min} [$kg\text{-hava/kg-yakıt}$] ve λ hava fazlalık katsayısı olmak üzere 1 kg karışım başına düşen ısı değeri (H_k)

$$H_k = \frac{H_u}{\lambda h_{min}} \quad [kJ/kg\text{-karışım}] \quad (6.13)$$

'dir. Birim zamanda silindire giren toplam enerji miktar ($\dot{Q}_{top}$)

$$\dot{Q}_{top} = \eta_v \dot{m}_{0m} H_k \quad [kJ/s=kW] \quad (6.14)$$

'dir. Motordan alınan indike güç ise

$$N_i = \eta_T \eta_g \eta_y \eta_v \dot{m}_{0m} H_k \quad [kW] \quad (6.15)$$

'dir. Burada, η_T termik verim, η_g iyilik derecesi (gerçek çevrimin ideal çevrime yaklaşma derecesi), η_y yanma verimi olup indike verim bu verimler cinsinden

$$\eta_i = \eta_T \eta_g \eta_y \quad (6.16)$$

şeklinde yazılabilir. Motor milinden alınan efektif gücün birim zamanda silindire giren toplam enerjiye oranı şeklinde tarif edilen efektif verim ise

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{Q}_{top}} = \frac{N_e}{\eta_v \dot{m}_{0m} H_k} \quad (6.17)$$

şeklinde yazılabilir. Mekanik verim ise silindirdeki sürtünme kayıplarını ihtiva eden bir verimdir. Mekanik verim indike ve efektif büyüklükler arasında

$$\eta_{mk-m} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} \quad (6.18)$$

şeklinde tanımlanır. Ayrıca, efektif, indike ve mekanik verim arasında,

$$\eta_e = \eta_i \eta_{mk-m} \quad (6.19)$$

eşitliği yazılabilir.

6.2 Ağır Hizmet Taşıtlarında Kullanılan Dizel Motorlarında Egzoz Emisyonlarına Getirilen Sınırlamalar ve Emisyon Ölçüm Yöntemleri

Avrupa Topluluğu ülkelerinde dizel motorlu taşıtların egzoz emisyonlarının ölçüm yöntemleri, ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi ve egzoz emisyonları ile ilgili sınır değerler regülasyonlar (yönetmelik, tüzük) ve direktiflerle tanımlanmıştır. E.C.E (*Economic Commission for Europe*, Avrupa Ekonomik Komisyonu) başlığı altında yayınlananlar regülasyon olarak adlandırılır. Bunlar tavsiye niteliğindedir ve üye ülkeler tarafından uygulama zorunluluğu yoktur. E.E.C (*European Economic Community*, Avrupa Ekonomik Topluluğu) başlığı altında yayınlananlar ise direktif olarak adlandırılır ve üye ülkeler tarafından uygulanması zorunludur. Ancak, üye ülkelerde uygulama başlangıcı yayın tarihinde olmayıp daha sonra olabilmektedir.

Boş ağırlığı 3500 kg'ın altında olan dizel motorlu taşıtlarda genellikle taşıtın kendisi bir deney düzeneğine bağlanarak, trafik koşullarını modelleyen bir seyir çevrimi boyunca açığa çıkan toplam egzoz emisyonları ölçülür. Avrupa Birliği ülkelerinde bugün bu taşıtlar için egzoz emisyonları ölçüm yöntemi ve emisyonlarla ilgili sınır değerler, E.C.E-R.83 nolu regülasyon ve E.E.C 70/220 nolu direktifin son seviyeleri ile tanımlanmıştır.

Boş ağırlığı 3500 kg'ın üstünde olan ağır hizmet taşıtlarda ise, dizel motoru araçtan bağımsız bir deney düzeneğine bağlanarak (*dinamometre*) çeşitli yük (gaz kolu konumu) ve devir sayılarında egzoz emisyonları ölçülmektedir. Bu deneyler sonucunda taşıtın egzoz emisyon miktarının önceden belirlenmiş sınır değerleri aşp aşmadığı kontrol edilerek, üretimine veya ithal edilmesine izin verilir.

Türkiye'de bugün ağır hizmet taşıtlarında kullanılan dizel motorlarında egzoz emisyonu ölçüm yöntemleri ve emisyonlarla ilgili sınır değerler, E.C.E-R.49.02 nolu regülasyon ve E.E.C 88/77 nolu direktif ile tanımlanmıştır. Ülkemizde E.C.E-R.49.02 nolu regülasyonda belirtilen emisyon sınır değerlerini sağlayan kamyonlar EURO_1 (*yeşil kamyon*) olarak adlandırılmaktadır. E.C.E-R.49.02 regülasyonu ile ağır hizmet taşıt kullanılan dizel motorlarında partikül, CO, HC, ve NO_x emisyonları sınırlandırılmıştır. Ayrıca bu standart 6 nokta ve 13 nokta olarak da bilinen standart iki deney yöntemi de içerir.

Avrupa Topluluğu ülkelerinde ise bugün ağır hizmet taşıtlarında kullanılan dizel motorları için egzoz emisyonları ölçüm yöntemleri ve emisyonlarla ilgili sınır değerler, E.C.E-R.49 nolu regülasyon ve E.E.C 88/77 nolu direktifin son seviyeleri ile tanımlanmıştır. Avrupa Birliği ülkelerinde E.E.C 88/77 nolu direktifin son seviyesinde (91/542 E.E.C ve 96/1/E.C direktifleriyle son halini almıştır.) belirtilen emisyon sınırlarını sağlayan ağır hizmet taşıtları EURO_3 kamyon olarak adlandırılmaktadır. Avrupa Birliği ülkelerinde yeni piyasaya çıkacak olan ağır hizmet taşıtlarında kullanılan dizel bir motorun EURO_3 emisyon seviyesine uygun olup olmadığını tespit edebilmek amacıyla motora ESC (*European Steady-State Test Cyle*), ELR (*Load Response Test Cycle*) ve ETC (*European Transient Test Cycle*) testleri uygulanmaktadır. Bu testler sonucunda motorun her bir test için ayrı ayrı tanımlanan emisyon sınır değerlerini sağlaması gereklidir. Ülkemizde, dizel yakıtı içindeki kükürt miktarının fazla olması nedeniyle, E.E.C 88/77 nolu direktifin son şeklinin 2005 yılında uygulamaya alınması hedeflenmektedir.

6.2.1 Dizel motorlarında E.C.E-R.49.02 (EURO_1) emisyon testleri

E.C.E-R.49.02 regülasyonu *13 nokta* ve *6 nokta* olarak bilinen standart iki deney yöntemi içerir. *13 nokta* testinde motor bir frene bağlanarak, sabit yük ve dönme sayılarında CO, HC, NO_x ve Partikül (is) emisyonları ölçülmektedir.

13 nokta testinde motor tam yükte çalışırken, maksimum gücün elde edildiği devir sayısında, maksimum torkun elde edildiği devir sayısında ve rölantide farklı yüklerde test edilmektedir. Bu motor dönme sayıları belirlenirken ağır hizmet taşıtlarının karayolundaki seyir şartları gözönünde bulundurulmuştur. Bu taşıtlarda kullanılan dizel bir motorlarda genellikle tam yükte maksimum gücün elde edildiği devir sayısının % 60-75'i arasında tork maksimumdur ve bu tork değerine karşı gelen motor dönme sayısı *13 nokta* testinde *maksimum tork devri* olarak alınır. Eğer maksimum tork değeri bu aralığın dışında ise maksimum gücün elde edildiği dönme sayısının % 60'ı maksimum torkun elde edildiği dönme sayısı olarak alınır ve bu dönme sayısı *maksimum tork devri* olarak belirlenir. Tablo 6.1'de *13 nokta* testinin noktaları ve her bir noktanın ağırlık faktörü verilmiştir. Bu test metodu 70'li yılların başında A.B.D'de uygulanmaya başlamıştır. 1982 yılında Avrupa ülkelerinde uygulanmasına dair tavsiye kararı alınmıştır.

Tablo 6.1 *13 Nokta testinde ölçüm noktaları ve ağırlık faktörleri* ^[23]

Nokta	Motor devri [d/dak]	Yük [%]	Ağırlık faktörü [-]
1	Rölanti	-	0.25/3
2	Maksimum tork devri	10	0.08
3	Maksimum tork devri	25	0.08
4	Maksimum tork devri	50	0.08
5	Maksimum tork devri	75	0.08
6	Maksimum tork devri	100	0.25
7	Rölanti	-	0.25/3
8	Maksimum güç devri	100	0.10
9	Maksimum güç devri	75	0.02
10	Maksimum güç devri	50	0.02
11	Maksimum güç devri	25	0.02
12	Maksimum güç devri	10	0.02
13	Rölanti	-	0.25/3

E.C.E-R.49.02 regülasyonu ile ağır hizmet taşıtlarında kullanılan dizel motorların egzozundan çıkan duman da sınırlandırılmıştır. 6 nokta testi olarak bilinen bu deney yönteminde motor bir dinamometreye bağlanarak tam yükte (gaz kolu tam açık konumda), rölanti devir sayısı ile maksimum devir sayısı arasında 6 farklı devir sayısında yüklenmekte ve egzozdaki duman ölçülmektedir. Kullanılan duman ölçme yöntemi ışık geçirgenliği (veya duman koyuluğu) yöntemidir. Ölçülen duman miktarının sınır değerleri egzoz debisine göre değişmektedir. Egzoz debisi arttıkça izin verilen duman miktarı düşmektedir. Böylece egzozdan çıkan dumanın sadece konsantrasyonu değil aynı zamanda toplam miktarda gözönüne alınmış olur.

6.2.2 Dizel motorlarında E.E.C 88/77 (EURO_3) emisyon testleri

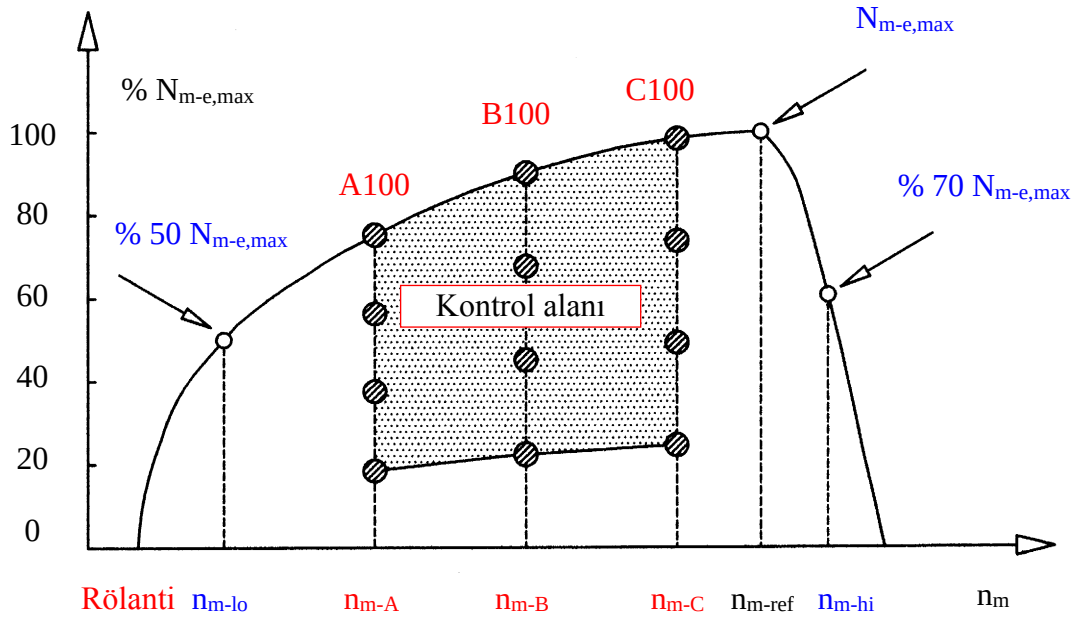
Ağır hizmet taşıtlarında kullanılan dizel motorlarının egzoz emisyon sınır değerleri ve emisyon ölçüm yöntemlerin tanımlayan E.E.C 88/77 nolu direktifin son şekli (91/542 E.E.C ve 96/1/E.C) 3 farklı standart deney yöntemi içerir. Bunlar; ESC (*European Steady-State Test Cycle*), ELR (*Load Response Test Cycle*) ve ETC (*European Transient Test Cycle*) testleridir. Günümüzde bu üç test için ayrı ayrı verilmiş sınır değerleri sağlayan motorlar EURO_3 motor olarak adlandırılmaktadır.

6.2.2.1 ESC (European Steady-State Test Cycle) testi

ESC testinde, ağır hizmet taşıtlarında kullanılan dizel motorlarının tipik işletme karakteristikleri göz önünde bulundurularak, 13 farklı yük ve motor dönme sayısında motor yüklenmekte ve egzozdaki kirletici bileşen konsantrasyonları (NO_x , HC, CO ve is) ölçülmektedir. Daha sonra, her bir noktadaki emisyon değerleri gram cinsinden ifade edilerek o noktadaki güç değerine bölünmekte ve tüm ESC noktaları için emisyonlar birim güç başına ayrı ayrı hesaplanarak, her noktanın ağırlıksal faktörü farklı olmak üzere, her bir emisyonun 13 mod ortalama değeri hesaplanmaktadır. Ayrıca, dinamometreden ölçülen nominal güç, tork, özgül yakıt tüketimi değerleri de düzeltme faktörü (ξ) ile çarpılarak gerçek değerler hesaplanmaktadır.

Deneyler esnasında ara soğutucu çıkış sıcaklığı, maksimum gücün elde edildiği çalışma noktasındaki emme havası sıcaklığını $\pm 5 \text{ } ^\circ\text{K}$ ile sağlamak koşuluyla, ara soğutucuyu taşıt üzerinde soğutmakta kullanılan fanın karakteristiğine bağlı olarak her bir mod için ayrı ayrı hesaplanmaktadır. Ara soğutucuda soğuk akışkan olarak su kullanılması durumunda su sıcaklığı $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ 'nin altına düşmemelidir.

ESC testinde ağır hizmet taşıtlarında kullanılan dizel motorlarının en fazla kullanıldığı işletme aralığı, motorun güç eğrisine bağlı olarak belirlenmektedir. Tam yükte maksimum gücün % 50 ile % 70'nin elde edildiği devir aralığı bu motorların en çok kullanıldığı işletme şartları olarak tariflenmektedir. Bu güç değerlerine karşı gelen motor devir sayıları alçak (n_{m-lo}) ve yüksek (n_{m-hi}) motor dönme sayısı olarak adlandırılmaktadır. Alçak ve yüksek motor dönme sayılarında güç eğrisinin altında kalan alan ise ESC bölgesi olarak tanımlanmaktadır. Bu bölge 4 eşit aralığa ayrılmakta ve Şekil 6.1'de gösterilen 12 nokta belirlenmekte ve bu noktalara rölantide ilave edilerek ESC noktaları bulunmaktadır.



Şekil 6.1 Ağır hizmet taşıtlarında kullanılan dizellerde ESC bölgesi ve noktaları ^[24]

Şekil 6.1'deki A,B ve C noktalarındaki motor devir sayıları

$$n_{m-A} = n_{m-lo} + \%25(n_{m-hi} - n_{m-lo}) \quad [d/dak] \quad (6.20a)$$

$$n_{m-B} = n_{m-lo} + \%50(n_{m-hi} - n_{m-lo}) \quad [d/dak] \quad (6.20b)$$

$$n_{m-C} = n_{m-lo} + \%75(n_{m-hi} - n_{m-lo}) \quad [d/dak] \quad (6.20c)$$

eşitliklerinden hesaplanabilir. Şekil 6.1'deki n_{ref} [d/dak] ise maksimum gücün elde edildiği devir sayısıdır. ESC testinin klasik 13 nokta testine göre en önemli üstünlüğü emisyon ölçüm noktalarının dizel motorunun çalışma koşullarını temsil eden geniş bir yük ve dönme sayısı aralığında olmasıdır.

Tablo 6.2’de 13 mod ESC testinin ölçüm noktaları, ağırlık faktörü ve her bir modun ölçüm süreleri verilmiştir. Tablo 6.2’den de görüleceği üzere her noktanın ağırlıksal faktörü birbirinden farklıdır. Bu faktörler motorun ESC bölgesindeki işletme karakteristiğine bağlı olarak belirlenmiştir.

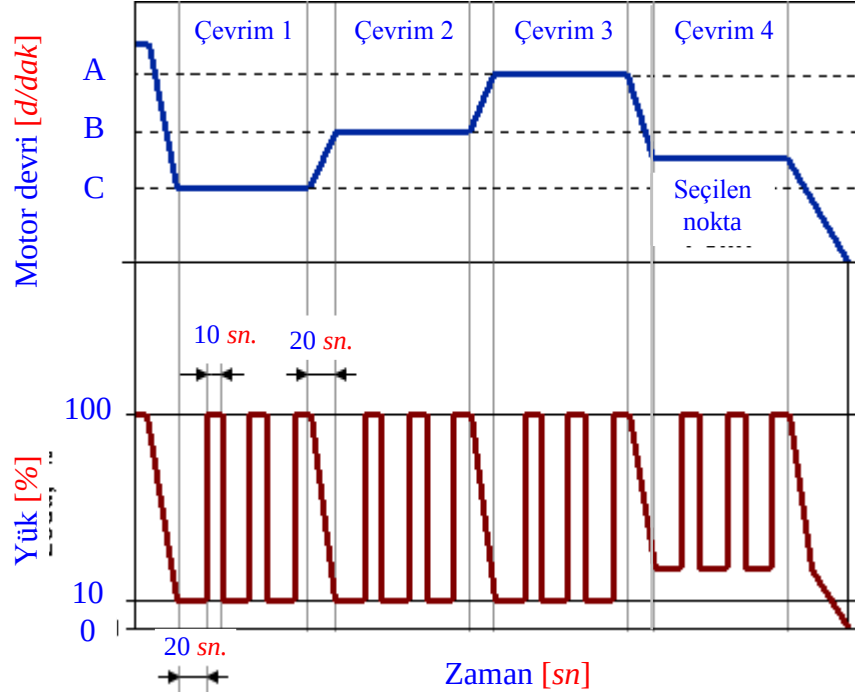
Tablo 6.2 ESC test çevrimi ^[24]

Mod no	Motor devri	Yük [%]	Ağırlık Fak.	Mod süresi
1	Rölanti	-	0,15	4 dak
2	A	100	0,08	2 dak
3	B	50	0,10	2 dak
4	B	75	0,10	2 dak
5	A	50	0,05	2 dak
6	A	75	0,05	2 dak
7	A	25	0,05	2 dak
8	B	100	0,09	2 dak
9	B	25	0,10	2 dak
10	C	100	0,08	2 dak
11	C	75	0,05	2 dak
12	C	25	0,05	2 dak
13	C	50	0,05	2 dak

6.2.2.2 ELR (European Load Response Test Cycle) testi

ELR testi EURO_3 emisyon testlerinde, EURO_1 emisyon testlerindeki 6 *nokta* testine karşılık gelmektedir. ELR testinde, 6 *nokta* testine benzer şekilde, dizel egzozundaki duman miktarı opasimetre ile ölçülmektedir. Opasimetrenin içinde bir boru ve bu borunun bir ucunda ışık kaynağı diğer ucunda ise ışığın şiddetini ölçen bir fotosel bulunmaktadır. Egzoz gazından alınan örnek bu borunun içinden akarken, örnek gazın içindeki duman ve partikül maddeler lambanın yaydığı ışığı engellediği için borunun diğer ucundaki fotosel üzerine düşen ışığın şiddeti azalır. Işık şiddetindeki bu azalma örnek gaz içindeki partikül miktarı ile orantılıdır. Duman miktarını belirleyen birim, ışığın yüzde olarak (%) ne kadarının partikül ve egzoz dumanı tarafından gölgelendiğini ve ışığın belli bir mesafede ne kadarının yutulduğunu belirten k ile tanımlanır. Absorbsiyon katsayısının birimi ise ışığın belli mesafede yutulmasına bağlı olduğu için $1/m$ veya m^{-1} ’ dir.

Şekil 6.2’de ELR test çevrimi şematik olarak görülmektedir. ELR testinde motor ESC bölgesindeki kontrol alanında A (çevrim1), B (çevrim2) ve C (çevrim3) motor dönme sayılarında % 10- %100 arasında değişen şartlarda yüklenmekte ve egzozdaki duman değerleri ölçülmektedir. Ayrıca, ESC kontrol bölgesinde A,B ve C motor dönme sayılarından farklı bir dönme sayısında test çevrimine ilave edilebilmektedir.



Şekil 6.2 ELR test çevrimi ^[24]

ELR testinde motor dinamometrede şu şekilde yüklenmektedir:

- Motor A devrinde %10 yüklü durumda 20 ± 2 sn. çalıştırılmalıdır. Test esnasında motorun maksimum torku dinamometrede $\pm \% 2$ toleransla sağlanmalıdır.
- Motor A devrinde %10 yüklü konumda iken gaz kolu kısa sürede tam açık konuma gelmeli ve motor yükü %100 olmalıdır.
- a ve b’de tanımlanan test adımları iki kere tekrarlanmalıdır.
- A devrinde üçüncü adımda tamamlandıktan sonra, motor B devrine ve %10 motor yüküne 20 ± 2 sn.’de ayarlanmalıdır.
- a ve c noktaları arasındaki işlemler B devrinde tekrarlanmalıdır.
- B devrinde üçüncü adımda tamamlandıktan sonra, motor C devrine ve %10 motor yüküne 20 ± 2 sn.’de ayarlanmalıdır.

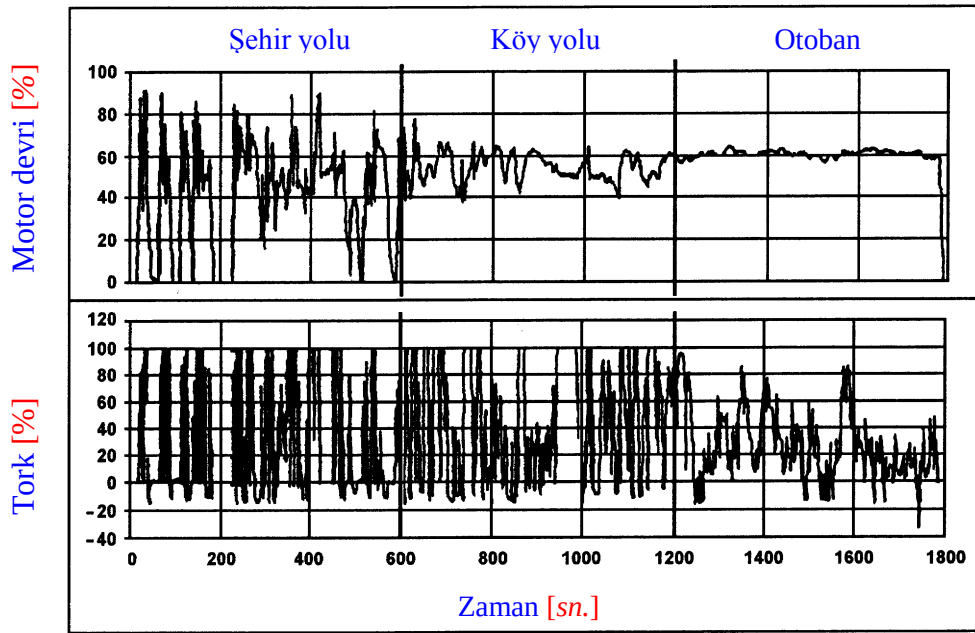
g) a ve c noktaları arasındaki işlemler C devrinde tekrarlanmalıdır.

h) C devrinde üçüncü adımda tamamlandıktan sonra, motor devri ESC bölgesinde istenilen bir devir sayısına ve %10 motor yüküne 20 ± 2 'sn.'de ayarlanmalıdır.

i) a ve c noktaları arasındaki işlemler seçilen noktada tekrarlanmalıdır. [24]

6.2.2.3 ETC (European Transient Test Cycle) testi

Şekil 6.3 ETC test çevrimi görülmektedir. Bu testte ağır hizmet taşıtlarında kullanılacak olan dizel motoru dinamometreye bağlanarak, motorun çeşitli yol şartlarında çalışmasını simüle eden değişken yük ve dönme sayısında 1800 sn. test edilmekte ve egzozdaki kirletici bileşenler ölçülmektedir. Test birbirini çok kısa süre ile ard arda takip eden değişken yük devir sayılarından oluşan 1800 adımdan oluşmaktadır.



Şekil 6.3 ETC test çevrimi [24]

6.2.2.4 ESC, ELR ve ETC testleri emisyon sınır değerleri

Tablo 6.3'de ESC ve ELR testleri emisyon sınır değerleri verilmiştir. Tablo 6.4'te ise ETC testi emisyon sınır değerleri görülmektedir. Tablo 6.3 ve 6.4'de A satırında verilen sınır değerleri, common rail püskürtme sistemine mutlaka sahip, EGR ve okidasyon katalizörü olan veya olmayan klasik dizel motorları için sınır değerleridir. Bu dizel motorlarına ETC testi uygulanmamaktadır.

Bu motorlarda eğer NO_x katalizörü ve partikül tutucu filtre mevcut ise ETC testide uygulanmaktadır. Tablo 6.3 ve 6.4'deki B1, B2 ve C satırları ise ESC, ELR ve ETC testlerinin her üçünde motora uygulanması durumunda egzoz emisyonları sınır değerlerini göstermektedir. Bu sınır değerleri motor büyüklüğü ve yakıt miktarına bağlı olarak değişmektedir.

Tablo 6.3 ESC ve ELR testi emisyon sınır değerleri ^[24]

	CO [g/kW.h]	HC [g/kW.h]	NO _x [g/kW.h]	İs [g/kW.h]	Duman [m ⁻¹]
A (2000)	2,1	0,66	5,0	0,10-0,13 ⁽¹⁾	0,8
B1 (2005)	1,5	0,46	3,5	0,02	0,5
B2 (2008)	1,5	0,46	2,0	0,02	0,5
C(EEV)	1,5	0,25	2,0	0,02	0,15
⁽¹⁾ V _h < 0,7 dm ³ olması durumunda (n _{m,max} > 3000 d/dak) is sınırı					

Tablo 6.4 ETC testi emisyon sınır değerleri ^[24]

	CO [g/kW.h]	Non-CH ₄ [g/kW.h]	CH ₄ ⁽¹⁾ [g/kW.h]	NO _x [g/kW.h]	İs ⁽²⁾ [g/kW.h]
A (2000)	5,45	0,78	1,6	5,0	0,16- 0,21 ⁽³⁾
B1 (2005)	4,0	0,55	1,1	3,5	0,03
B2 (2008)	4,0	0,55	1,1	2,0	0,03
C(EEV)	3,0	0,40	0,65	2,0	0,02
⁽¹⁾ Doğal gazla çalışan dizel motorları için, ⁽²⁾ Doğal gazla çalışan motorlar için uygun değildir, ⁽³⁾ V _h < 0,7 dm ³ olması durumunda (n _{m,max} > 3000 d/dak) is sınırı					

BÖLÜM 7. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

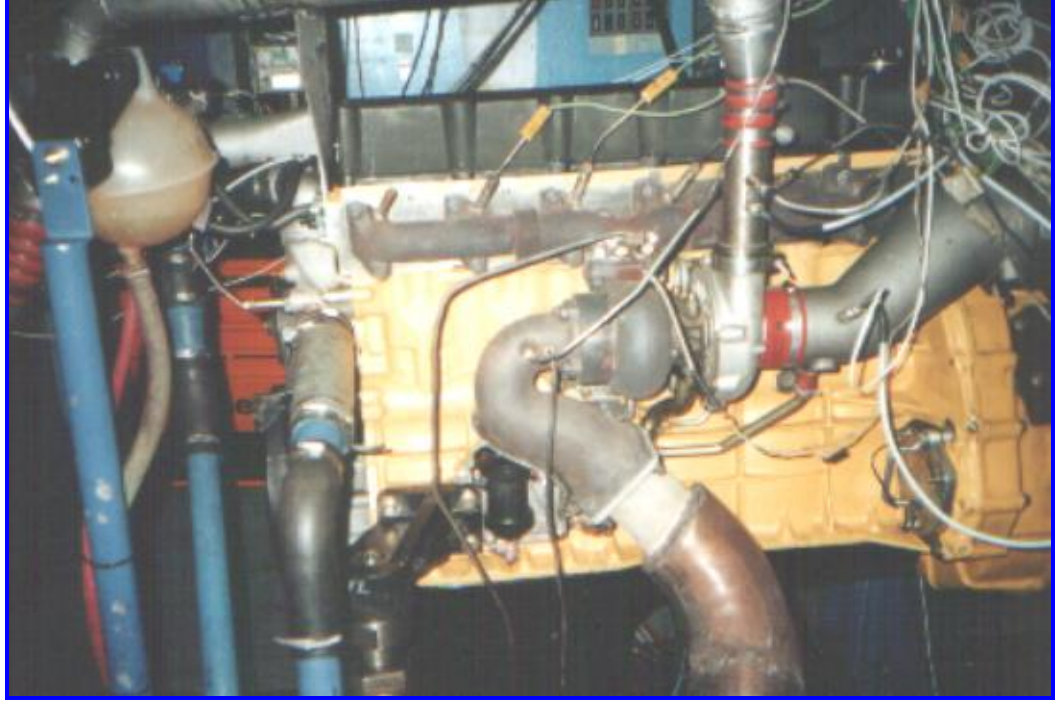
7.1 Deney Motorunun Teknik Özellikleri

Deneyisel çalışmalarda Ford_OTOSAN A.Ş.'nin geliştirmekte olduğu, NHDD (*New Heavy Duty Diesel*) dizel motoru kullanılmıştır. Egzoz türbini ile aşırı doldurmalı, ara soğutmalı, common rail püskürtme sistemine sahip, su soğutmalı, direkt püskürtmeli, alttan kamlı bu motora ait teknik özellikler Tablo 7.1'de verilmiştir. Şekil 7.1 ve 7.2'de ise deney motorunun fotoğrafları görülmektedir.

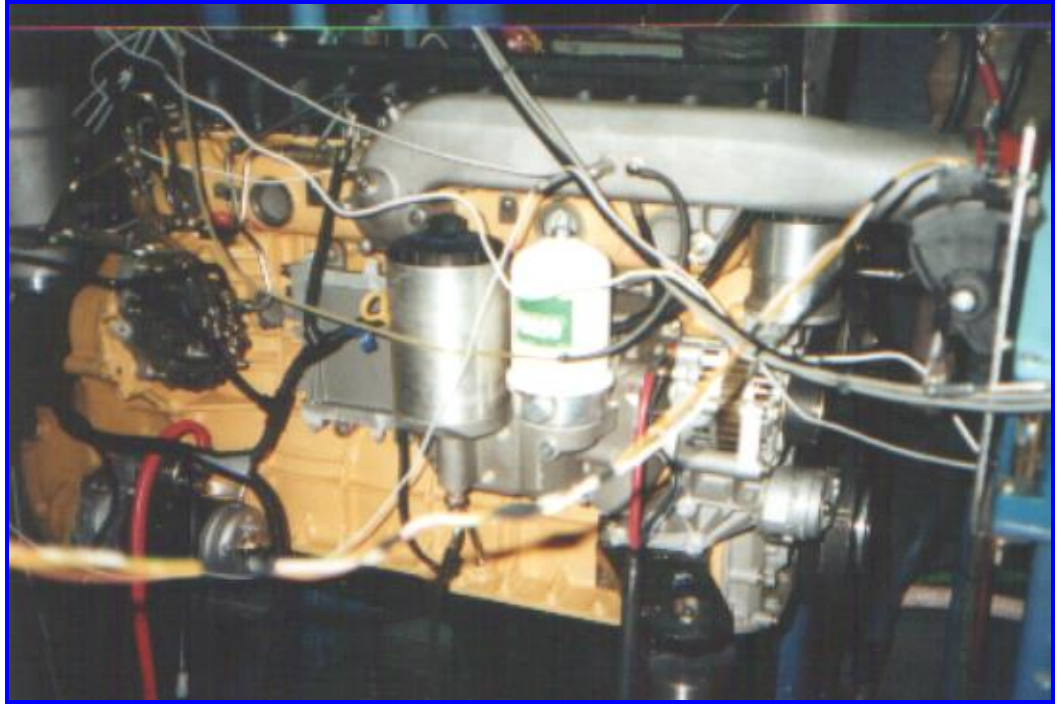
Tablo 7.1 Deney motoru teknik özellikleri

Motor	Ford_OTOSAN NHDD
Piston çapı x Strok	112 x 124 mm
Toplam motor hacmi	7331 cm ³
Sıkıştırma oranı	17,5 / 1
Ateşleme sırası	1-5-3-6-2-4
Silindir kafası	4 supap/silindir, 2 emme, 2 egzoz
Aşırı doldurma sistemi	K.K.K Turbo WG
Maksimum yanma basıncı	130-140 bar
Püskürtme sistemi	Bosch CR: CP 3.3 common rail püskürtme sistemi
Püskürtme avansı	Değişken
Maksimum motor gücü	230 BG @ 2250-2500 d/dak
Maksimum motor torku	750 N.m @ 1200-1800 d/dak
Tam yükte minimum b _e	217 ± % 2 g/kW.h @ 2400 d/dak
Maksimum güçteki b _e	198 ± % 2 g/kW.h
Yağ tüketimi	0,15 g/
Rölanti devri	600 ± 10 d/dak
Maksimum devir	2550 ± d/dak

NHDD motoru *common rail* püskürtme sistemine sahiptir. Çalışma esnasında rail basıncı 1400 *bar*'a kadara yükselmektedir. Enjektörlerin açılma zamanı ve açık kalma süresi, püskürtme avansı, ana, post ve pilot püskürtme miktarları, rölanti ve yakıt kesme devirleri ECU (*Electronic Control Unit*) ile kontrol edilmektedir.



Şekil 7.1 Ford_OTOSAN NHDD motoru sağ görünüşü

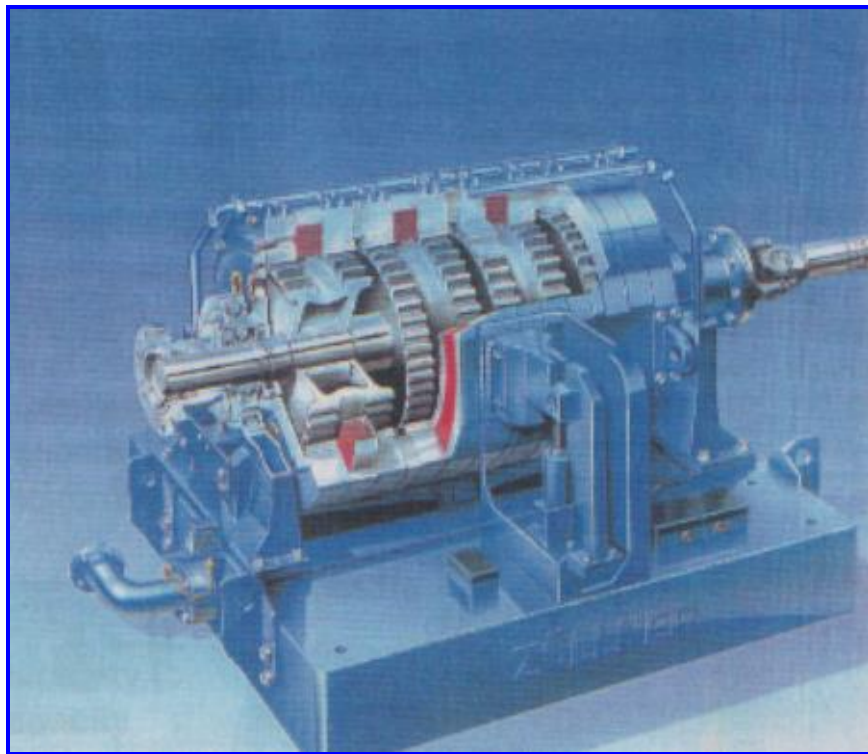


Şekil 7.2 Ford_OTOSAN NHDD motoru sol görünüşü

7.2 Deney Donanımı

Deneysel çalışmalar Ford_OTOSAN A.Ş'nin İstanbul Fabrikası'ndaki motor geliştirme test dinamometresinde (bremze) yapılmıştır. Bu kısımda deneysel çalışmalarda motoru yüklemek ve motorla ilgili bazı fiziksel değerleri ölçmekte kullanılan deney donanımları ile ilgili kısa bilgiler verilecektir. Ford_OTOSAN İstanbul Fabrikası'ndaki motor ürün geliştirme dinamometresinde bulunan ve yapılan testlerde kullanılan ana elemanlar şunlardır :

Dinamometre (bremze) : Motorun ürettiği efektif gücü veya torku işe veya elektrik enerjisine dönüştürerek yutan iş makinesine dinamometre (fren veya bremze) denilmektedir. Bu sistemle motorun belli devir ve yük şartlarında yüklenmesi sağlanarak motora karşı bir direnç oluşturulup motorun gücü ölçülmektedir. Deney motoru AVL Zöllner A-300 tipi eddy-current (elektrik akımı ile frenlemeli) dinamometre ile yüklenmiştir. Şekil 7.3'de bu dinamometrenin fotoğrafı verilmiştir. A-300 tipi dinamometre 2400 d/dak 'da 1200 $N.m$ tork kapasitesine ve 3000-6000 d/dak aralığında 450 kW güç yutma kapasitesine sahiptir. Bu dinamometrede frenleme boyunca ısınan stator kanatları sabit debili ve sabit giriş sıcaklığında su ile soğutulmaktadır.



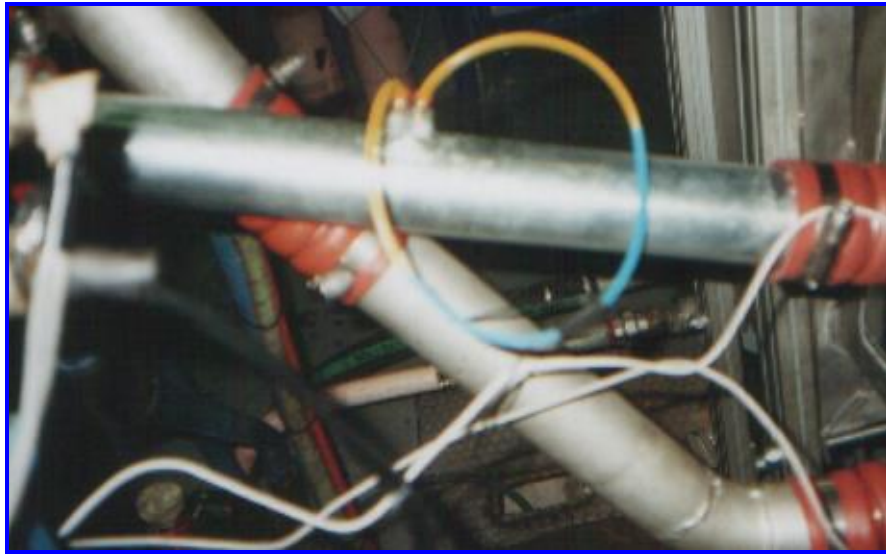
Şekil 7.3 AVL Zöllner A-300 tip eddy-current dinamometre

Yakıt tüketimi ölçümü : Deneyler esnasında motorun yakıt tüketimi AVL 733 S tip dinamik yakıt tüketimi ölçüm cihazı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 7.4’de bu cihazın fotoğrafı görülmektedir. AVL 733 S tip yakıt tüketimi ölçüm cihazı, motorun herhangi bir çalışma modunda tüketilen toplam yakıt miktarını ve deney esnasında motorun değişen işletme koşullarına bağlı olarak yakıt debisini de dinamik olarak ölçebilmektedir.



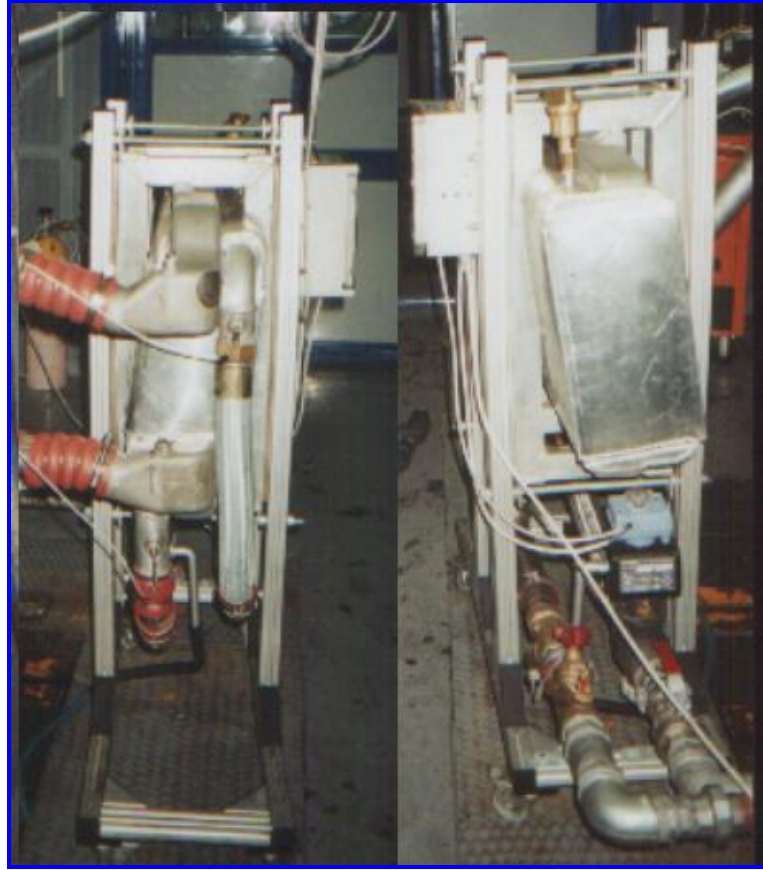
Şekil 7.4 AVL 733 S dinamik yakıt tüketimi ölçüm cihazı

Motor emme havası debisi ölçümü : motor emme havası debisinin ölçümü motor deneylerinin en çok değişken ihtiva eden dikkat istiyen ölçümlerinden birisi olup egzoz emisyonlarının belirlenmesinde önemli bir yeri vardır. Deneyler esnasında emme havası debisi pitot tüpü kullanılarak ölçülmüştür. Şekil 7.5’de fotoğrafı verilen pitot tüpü emme manifoldu ile ara soğutucu çıkışı arasına yerleştirilmiştir.



Şekil 7.5 Hava debisi ölçümünde kullanılan pitot tüpü

Ara soğutucu : Deneyler esnasında doldurucu çıkış havası AVL Batcon cihazı ile soğutulmuştur. Şekil 7.6'da Batcon'un fotoğrafı görülmektedir. Bu cihaz su soğutmalı tip bir ara soğutucudur. Motorun araç üzerindeki ara soğutucusu ısı değiştiricisi olarak kullanılmakta, fakat doldurma havasını soğutmak için ara soğutucuda su kullanılmaktadır. Doldurma havasının ara soğutucudan çıkış sıcaklığı PID kontrollü motorlu bir vana ile soğutma suyu debisini ayarlayarak sağlanmıştır. Bu tip su soğutmalı ara soğutma sistemlerinde soğutma suyunun ara soğutucuya giriş sıcaklığı 20 °C'nin altına düşmemelidir. Aksi takdirde, emme havası içindeki su buharı ara soğutucu içinde yoğunlaşmakta ve bu da NO_x emisyonlarının artmasına neden olmaktadır.



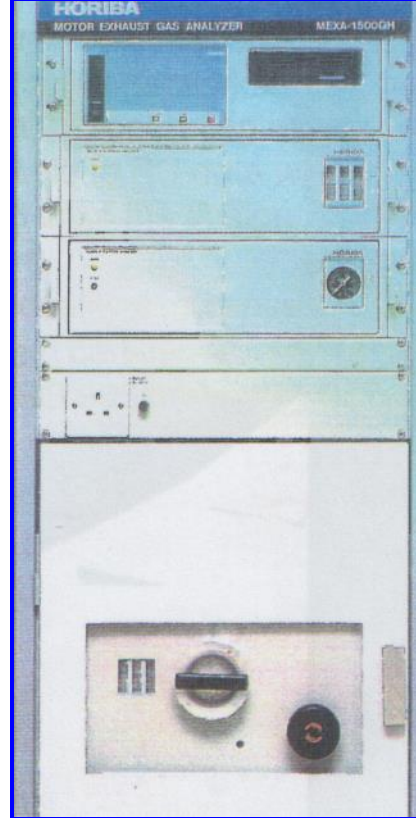
Şekil 7.6 AVL Batcon su soğutmalı ara soğutucu

Emisyon parametrelerinin ölçümü : Deney motorunun egzoz çıkış borusundan 1.5 m mesafadaki üç noktadan açılan deliğe gaz analiz cihazlarının probları sokulmak suretiyle egzoz emisyon değerleri ölçülmüştür. Ölçümler esnasında 3 ayrılcı cihaz kullanılmış olup bu cihazların teknik özellikleri Tablo 7.2'de verilmiştir. Horiba Mexa-1500 GH cihazı ile HC, CO, CO₂, NO_x emisyonları ölçülmüştür (Şekil 7.7a)

Deneyler esnasında partikül emisyonları AVL SPS 37 cihazı ile (Şekil 7.7b) egzozdaki duman değerleri ise AVL 415 duman ölçüm cihazı ile gerçekleştirilmiştir (Şekil 7.8c)

Tablo 7.2 Emisyon ölçüm cihazları teknik özellikleri

Gaz analiz cihazı	Ölçülen parametreler	Ölçüm aralığı	Hassasiyet
Horiba Mexa 1500 GH	CO	0-4500 ppm	300 ppm±%5
	CO ₂	% 0-20	% 0,01
	THC	0-3000 ppm	1 ppm
	NO _x	0-5000 ppm	300 ppm±%5
	O ₂	% 0-20	% 0,1
SPC	İs	-----	-----
AVL 415 Duman Cihazı	Absorbsiyon katsayısı	0-13,86	0,01 m ⁻¹
	İs (Partikül)	% 0-100	%0,1
	Kütle konsantrasyonu	0-1966 mg/m ³	1 mg/m ³



Şekil 7.7a Horiba Mexa 1500 GH egzoz emisyonu ölçüm cihazı



Şekil 7.7b AVL SPS 37 Partikül ölçüm cihazı



Şekil 7.7c AVL 415 S duman ölçüm cihazı

7.3 Deney Standında Ölçülen Parametreler ve Ölçüm Noktaları

Tablo 7.3’de motor üzerinden ölçülen parametreler ve bu parametreleri ölçmek için kullanılan sensörlerin tipleri ve motor üzerindeki konumları verilmiştir. Şekil 7.9’da ise deney düzeneğinin şematik görünümü görülmektedir.

Tablo 7.3 Motor test hücresi ölçüm noktaları

No	Parametreler	Birim	Range	Sensör tipi	Konum
1	Atmosfer sıcaklığı	$^{\circ}C$	0-200	PT-100	Test odası
2	Atmosfer basıncı	mbar	0-2000	ST2100G1	Test odası
3	Bağıl nem	% BN	0-100	-	Test odası
4	Doldurucu gir. sic.	$^{\circ}C$	0-200	PT-100	Doldurucu gir.
5	Doldurucu gir. bas.	mbar	0-2000	ST2100G1	Doldurucu gir.
6	Doldurucu çık. sic.	$^{\circ}C$	0-200	PT-100	Doldurucu çık.
7	Doldurucu çık. bas.	mbar	0-2000	ST2100G1	Doldurucu çık.
8	Egzoz sic.	$^{\circ}C$	0-1200	K-tipi	Manifold gir.
9	Egzoz karşı bas.	mbar	0-2000	ST2100G1	Egzoz borusu
10	Türbin gir. sic.	$^{\circ}C$	0-1200	K-tipi	Türbin girişi
11	Türbin gir. bas.	mbar	0-10000	ST2100G2	Türbin girişi.
12	Türbin çık. sic.	$^{\circ}C$	0-200	PT-100	Türbin çıkışı
13	Türbin çık. bas.	mbar	0-10000	ST2100G1	Türbin çıkışı
14	Su giriş sic.	$^{\circ}C$	0-200	PT-100	Su pompası gir.
15	Su çıkış sic.	$^{\circ}C$	0-200	PT-100	Su pompası çık.
16	Yağ gir.sic.	$^{\circ}C$	0-200	PT-100	Karterin altından
17	Yağ çık. sic	$^{\circ}C$	0-200	PT-100	Ana yağ galerisi
18	Yağ bas.	mbar	0-10000	ST2100G2	Ana yağ galerisi
19	Karter bas.	mbar	0-10000	ST2100G1	Karterin altından
20	Ara soğ. su gir. sic.	$^{\circ}C$	0-200	PT-100	Batcon su gir.tar.
21	Ara soğ. su çık. sic.	$^{\circ}C$	0-200	PT-100	Batcon su çık.tar.
22	Yakıt gir. sic.	$^{\circ}C$	0-200	PT-100	Yakıt filt. Çık.
23	Yakıt geri dön. sic	$^{\circ}C$	0-200	PT-100	Rail geri dön. hat.
24	Emme havası sic.	$^{\circ}C$	0-200	PT-100	Emme kanalı
25	Emme havası bas.	mbar	0-2000	ST2100G1	Emme kanalı
26	Emme havası debisi	kg/h	0-1300	PITOT	Emme kanalı

Şekil 7.8 Deney düzeneği şematik görünümü

7.4 Deneylerin Yapılışı

Bu çalışmada, Ford_OTOSAN A.Ş'nin geliştirmekte olduğu 7.33 lt. T/C, ara soğutmalı, direkt püskürmeli, common rail püskürtme sistemine sahip, silindir başına 4 supaplı, altı silindirli NHDD (*New Heavy Duty Diesel*) motoru, deney motoru olarak kullanılmıştır. Deneyler Ford_OTOSAN A.Ş'nin İstanbul Fabrikası'ndaki ürün geliştirme test dinamometresinde yapılmıştır.

Dört aşamadan oluşan deneysel çalışmaların birinci kısmında, motor ara soğutucusuz çalıştırılarak (bu durumda azalan HFK ile orantılı olarak tam yükte püskürtülen yakıt miktarı azaltılmış, yani HFK toplamda sabit tutulmuştur) ESC testi uygulanmıştır. Ayrıca, ESC noktaları ile birlikte X100, Y100, Z100, E100, D100 ve F100 noktalarında da ölçümler yapılmıştır. İkinci kısımda motora bir su soğutmalı ara soğutucu bağlanarak aynı işletme şartlarında deney yeniden yapılmıştır. Üçüncü kısımda aynı deneyler motorun tüm çalışma noktalarında püskürtme avansı 2^0 KMA açısı azaltılarak tekrarlanmıştır. Dördüncü kısımda ise tam yük durumunda püskürtülen yakıt miktarı % 5 artırılarak ESC testi yeniden yapılmıştır.

Deneyler sırasında motor üzerinden ölçülen tüm fiziksel nicelikler ve bu niceliklere bağlı olarak hesaplanan parametreler AVL Puma 5.3 adlı bir yazılım kullanılarak her ölçüm noktasında kaydedilmiştir. Motorun ESC noktalarında ve diğer ölçüm noktalarında yüklenmesi AVL Puma 5.3 yazılımında hazırlanan test run tablosu ile yapılmıştır. Deneyler sonunda PUMA'dan elde edilen ham data lar Excel programında hazırlanan bir makroda kullanılarak hesaplanan parametreler hesaplanmıştır. Deneyler esnasında püskürtme avansı, püskürtülecek yakıt miktarı, post püskürtme miktarı ve süresi gibi common rail püskürtme ile ilgili parametreler ETAS INCA 3.2 yazılımı ile kontrol edilmiştir.

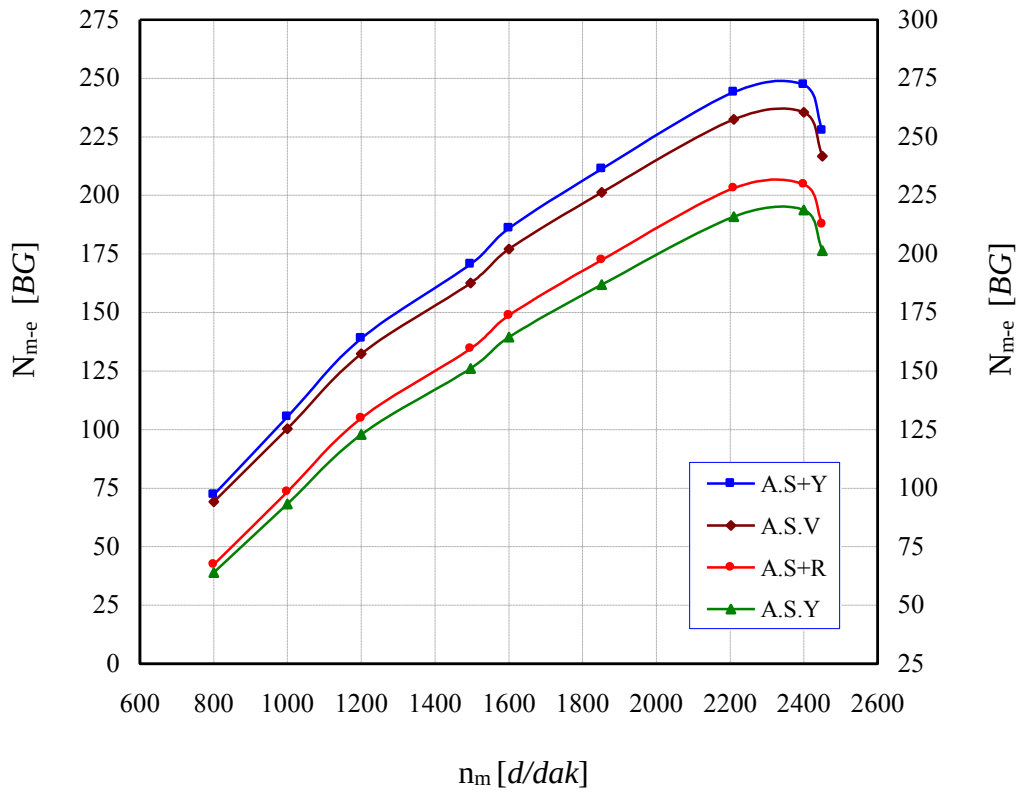
NHDD motorunun dört farklı şartta çalışması durumunda, ara soğutmasız, ara soğutmalı, ara soğutmalı püskürtme avansı azaltılarak, ara soğutmalı tam yükte strok başına püskürtülen yakıt miktarı atılarak, ölçülen ve hesaplanan parametreler kullanılarak deney sonuçları grafikler halinde karşılaştırılmalı olarak Bölüm 8.'de sunulmuştur. Bu bölümde ayrıca ara soğutmanın egzoz emisyonları ve motor karakteristiklerine etkisi her bir deney noktası için ayrı ayrı verilmiştir. Bölüm 9.'da ise aşırı doldurmalı dizel bir motorda ara soğutmanın motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi global olarak değerlendirilmiştir.

BÖLÜM 8. DENEYSEL SONUÇLAR

8.1 Ara Soğutmanın Motor Karakteristiklerine Etkisi

8.1.1 Efektif Güç

Şekil 8.1’de tam yükte ara soğutmasız (A.S.Y), ara soğutmalı (A.S.V), ara soğutmalı rötarlı (A.S+R) ve ara soğutmalı püskürtülen yakıt miktarı artırılmış (A.S+Y) durumda NHDD (*New Heavy Duty Diesel*) motorunun efektif gücünün devir sayısı ile değişimi görülmektedir. Güç değerleri düzeltme faktörü ile çarpılmış nominal değerlerdir. Motorun rötarlı çalışması durumunda ESC noktalarında ve diğer noktalarda püskürtme avansı (τ) $2^\circ KMA$ azaltılmış olup, yakıt miktarı artırılan deneyde püskürtülen yakıt miktarı (q_{ap}) tam yükte her noktada % 5 artırılmıştır.

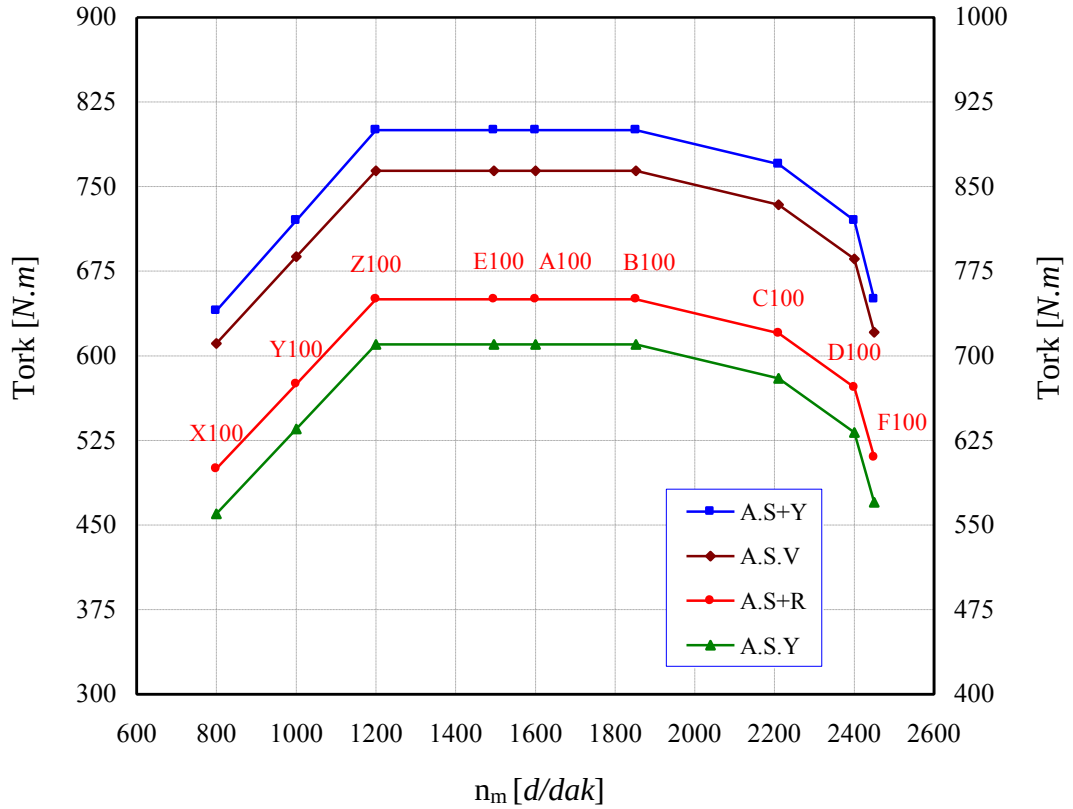


Şekil 8.1 Motor gücünün tam yükte devir sayısı ile değişimi

Tam yükte alçak motor dönme sayılarında (800-1200 *d/dak*) ara soğutma ile elde edilen güç artışı % 2-2,5 civarındadır. Çünkü, bu dönme sayılarında doldurma havasından çekilen ısı miktarı nispeten daha azdır. Artan motor devriyle ara soğutucuda doldurma havasından çekilen ısı ($Q_{a.s}$) artmakta ve güç artışı daha fazla olmaktadır. Örneğin, maksimum gücün elde edildiği D100 (2400 *d/dak*) noktasında, doldurucu çıkış havasında 95 $^{\circ}C$ 'lik bir sıcaklık düşümü (ΔT_d) sonucu, artan emme havası yoğunluğuna bağlı olarak, % 7 güç artışı elde edilmiştir. Motorun rötarlı çalışması durumunda, ara soğutmalı duruma göre, bu noktada güçte % 2 azalma belirlenmiştir. Yakıt miktarı artırılarak yapılan deneyde ise, ara soğutma ve yakıt miktarı artışı ile güçte % 12'lik bir artış görülmüştür.

8.1.2 Tork

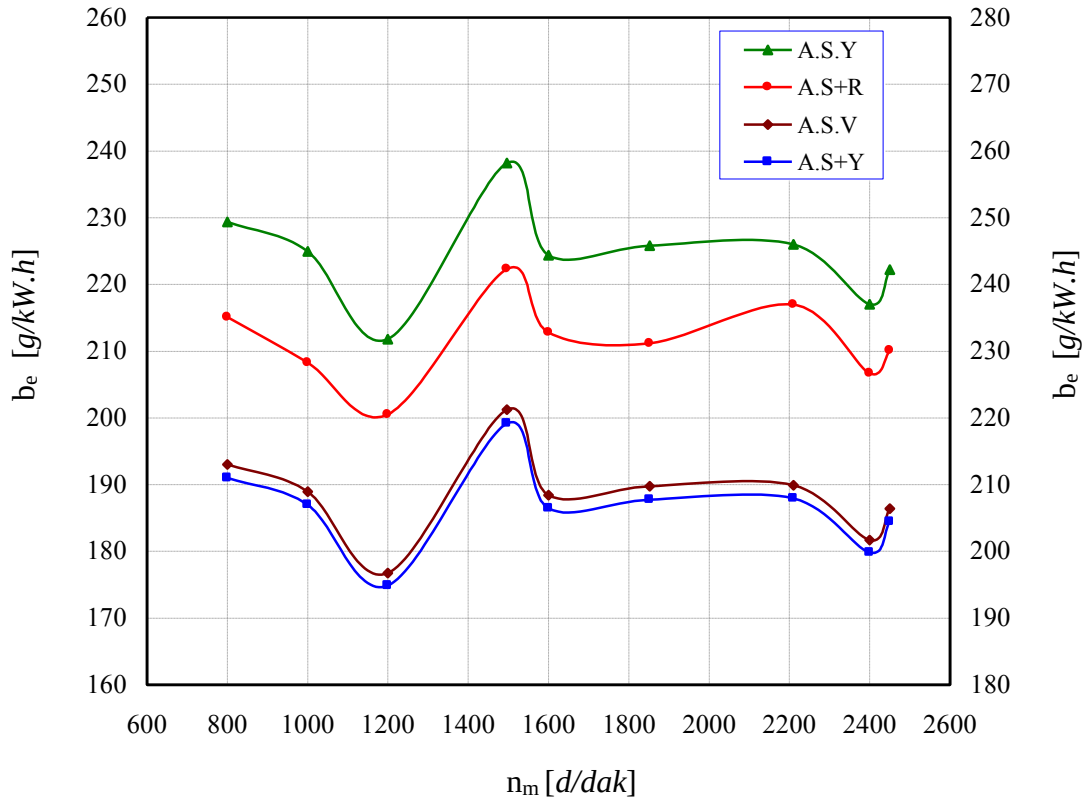
Şekil 8.2'de 4 farklı deney durumunda tam yükte torkun devir sayısıyla değişimi görülmektedir. Yalnızca ara soğutma ile elde edilen tork artışı % 7-8 civarında olup bu artış lineerdir. Tam yükte ara soğutmalı ve rötarlı çalışma durumunda tork artışının % 5, yakıt miktarı artırılmış durumda ise % 13 olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 8.2 Motor torkunun tam yükte devir sayısı ile değişimi

8.1.3 Özgöl yakıt tüketimi

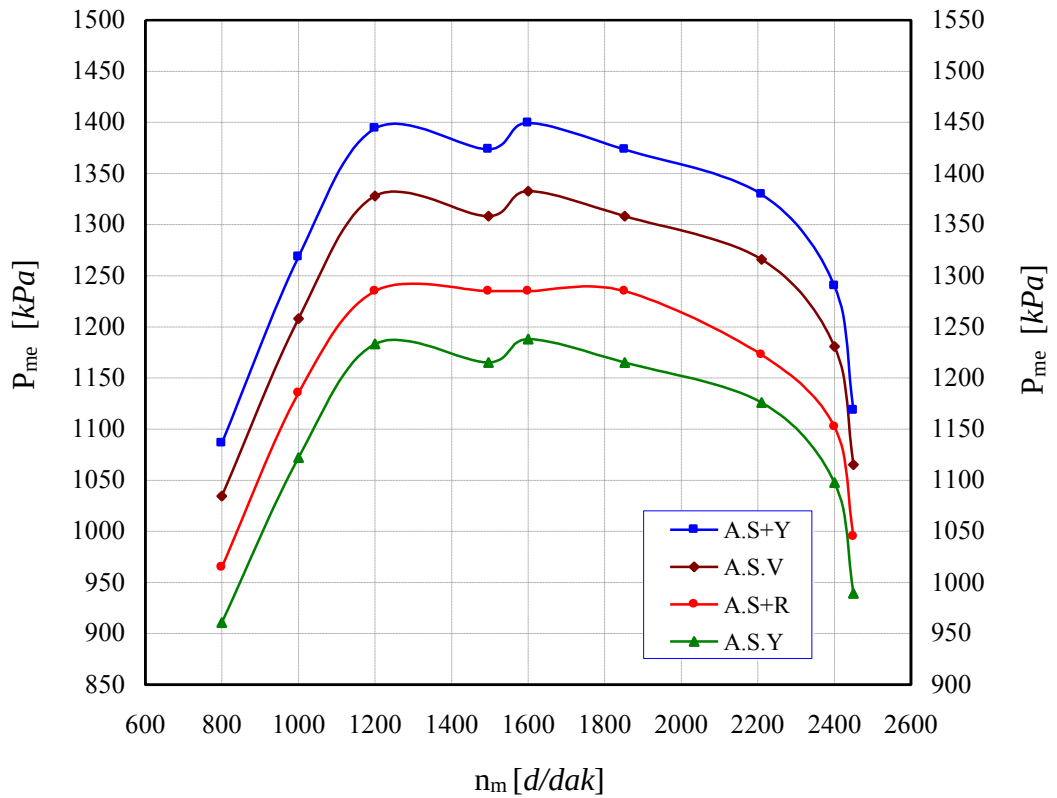
Şekil 8.3’de 4 farklı deney durumunda tam yükte özgöl yakıt tüketiminin devir sayısı ile değişimi görülmektedir. Tam yükte minimum özgöl yakıt tüketimi Z100 (1200 d/dak) noktasında, maksimum özgöl yakıt tüketimi ise A100 (1496 d/dak) noktasında elde edilmiştir. Tam yükte Z100 noktasında doldurucu çıkış sıcaklığında 56 °C’lik bir sıcaklık düşümü (ΔT_d) sonucu, artan HFK ile yanma veriminin iyileşmesi ve TG süresinin kısalmasıyla, özgöl yakıt tüketiminde % 7 azalma görülmüştür. Aynı noktada yakıt miktarının % 5 artırılmasıyla özgöl yakıt tüketiminde, güç artışı nedeniyle, % 9 azalma tespit edilmiştir. Rotalı durumda ise ara soğutma ile elde edilen % 8’lik özgöl yakıt tüketimindeki iyileşme % 4-5 civarında kötüleşmiştir. Tam yükte, orta ve yüksek dönme sayılarında ara soğutmanın özgöl yakıt tüketimine etkisi daha belirgindir. Örneğin, maksimum özgöl yakıt tüketiminin elde edildiği A100 (1496 d/dak) noktasında doldurucu çıkış sıcaklığında 91 °C’lik bir sıcaklık düşümü (ΔT_d) sonucu, özgöl yakıt tüketiminde % 9-9,5 civarında bir azalma görülmüştür. D100 (2400 d/dak) noktasında özgöl yakıt tüketimindeki bu azalma maksimum olup, % 12-13 civarındadır.



Şekil 8.3 Özgöl yakıt tüketiminin tam yükte devir sayısı ile değişimi

8.1.4 Ortalama efektif basınç

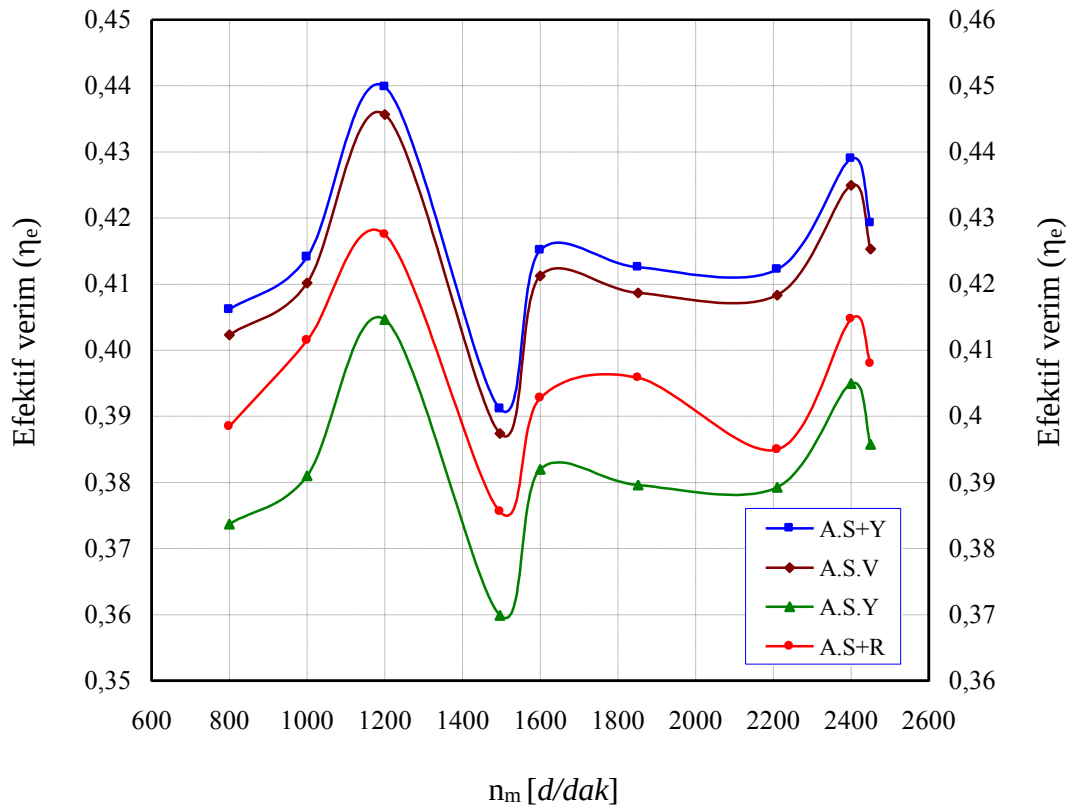
Şekil 8.4'te 4 farklı deney durumunda tam yükte ortalama efektif basıncın devir sayısı ile değişimi görülmektedir. Ortalama efektif basınç tam yükte 800-1200 d/dak arasında lineer artmakta, 1200-1852 d/dak arasında yaklaşık sabit kalmakta 1852-2400 d/dak arasında üstel olarak azalmaktadır. Maksimum ortalama efektif basınç 1400 kPa civarında olup, E100 noktasında yakıt artırılmış durumda elde edilmiştir. Minimum ortalama efektif basınç ise ara soğutmasız durumda A100 noktasındaki basınçtır (1175 kPa). Ara soğutma sonucu, tam yük ESC noktalarında (A100, B100, C100) ortalama efektif basıncın yaklaşık % 14 arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 8.4 Ortalama efektif basıncın tam yükte devir sayısı ile değişimi

8.1.5 Efektif verim

Şekil 8.5'te 4 farklı deney durumunda tam yükte efektif verimin devir sayısı ile değişimi görülmektedir. Efektif verim tam yükte Z100 (1200 d/dak) noktasında, yakıt miktarı artırılmış durumda maksimumdur. Ara soğutmasız durumda aynı noktada efektif verim 0,39-0,40 civarındadır. Deney motorunda ara soğutma ve yakıt miktarı artırılması ile motor veriminin yaklaşık % 4 arttığı tespit edilmiştir.

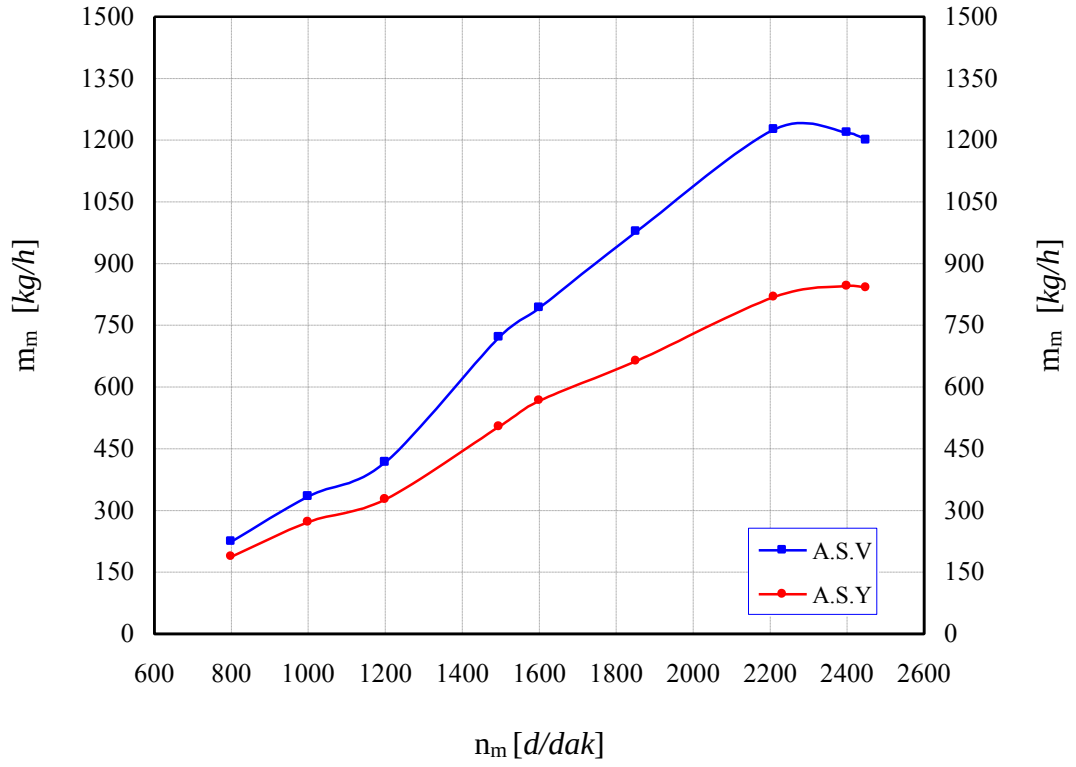


Şekil 8.5 Efektif verimin tam yükte devir sayısı ile değişimi

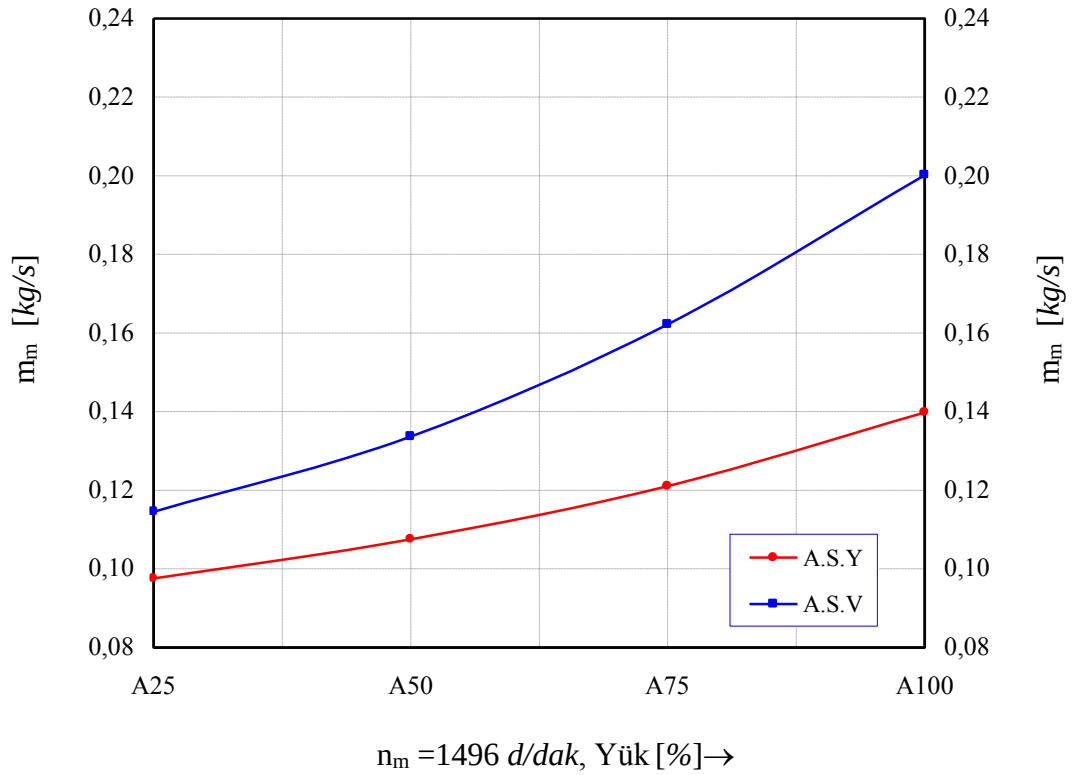
8.2 Ara Soğutmanın Emme Havası Debisi ve Volümetrik Verime Etkisi

Şekil 8.6'da ara soğutmalı ve ara soğutmasız durumda tam yükte emme havası kütleli debisinin motor dönme sayısı ile değişimi görülmektedir. Deney motorunda ara soğutma sonucu emme havası kütleli debisinde alçak motor dönme sayılarında (800-1200 d/dak) % 15-20 civarında, ara motor dönme sayılarında (1200-1800 d/dak) % 25-30 civarında ve yüksek motor dönme sayılarında (1800-2400 d/dak) % 40-50 civarında artış elde edilmiştir. Yüksek motor dönme sayılarında emme havası kütleli debisindeki maksimum artış C100 (2210 d/dak) noktasında görülmektedir. Bu noktada, doldurma havası sıcaklığında $\Delta T_d = 119 \text{ } ^\circ\text{C}$ 'lik bir azalma ile emme havası kütleli debisinde % 46 artış elde edilmiştir.

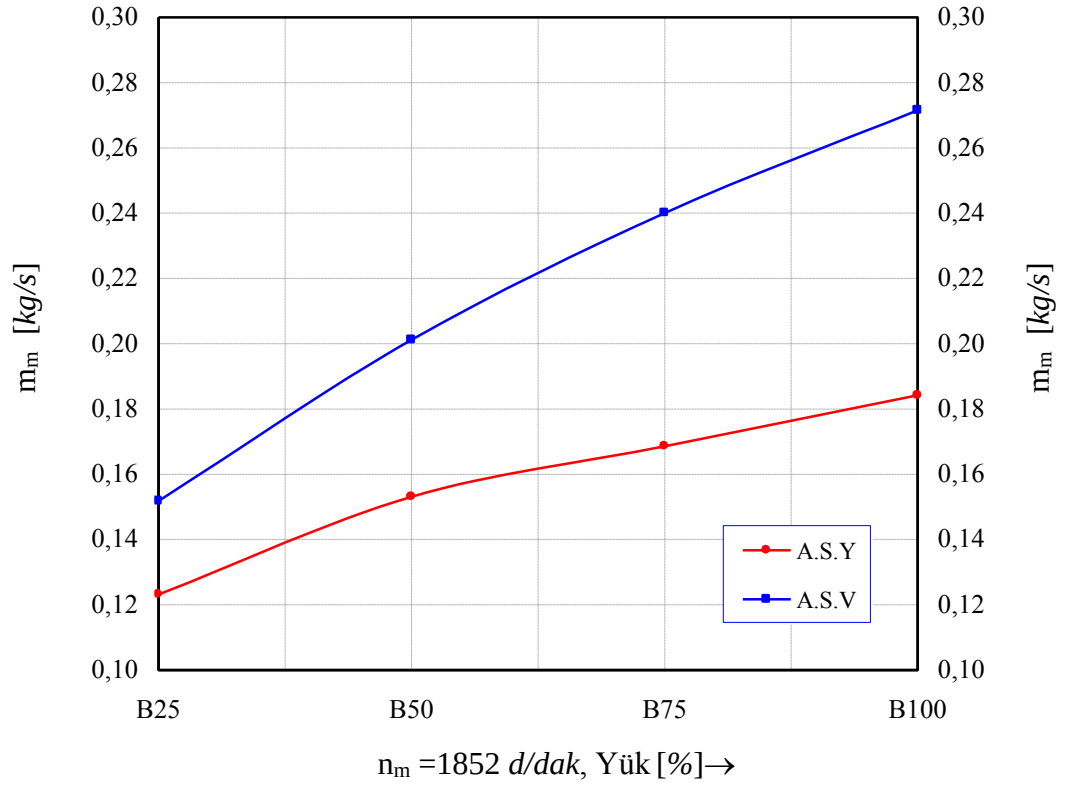
Şekil 8.7, 8.8 ve 8.9'da ise sırasıyla A,B,C noktalarında emme havası kütleli debisinin yüke bağlı değişimi verilmiştir. Kısmi yüklerde (A25, A50, B25, B50, C25, C50) ara soğutma ile emme havası kütleli debisindeki artış % 10-12 civarındadır. Orta ve tam yük (A75, B100 gibi) şartlarında ara soğutma sonucu emme havası kütleli debisinde artan yükle orantılı olarak daha fazla bir artış görülmektedir.



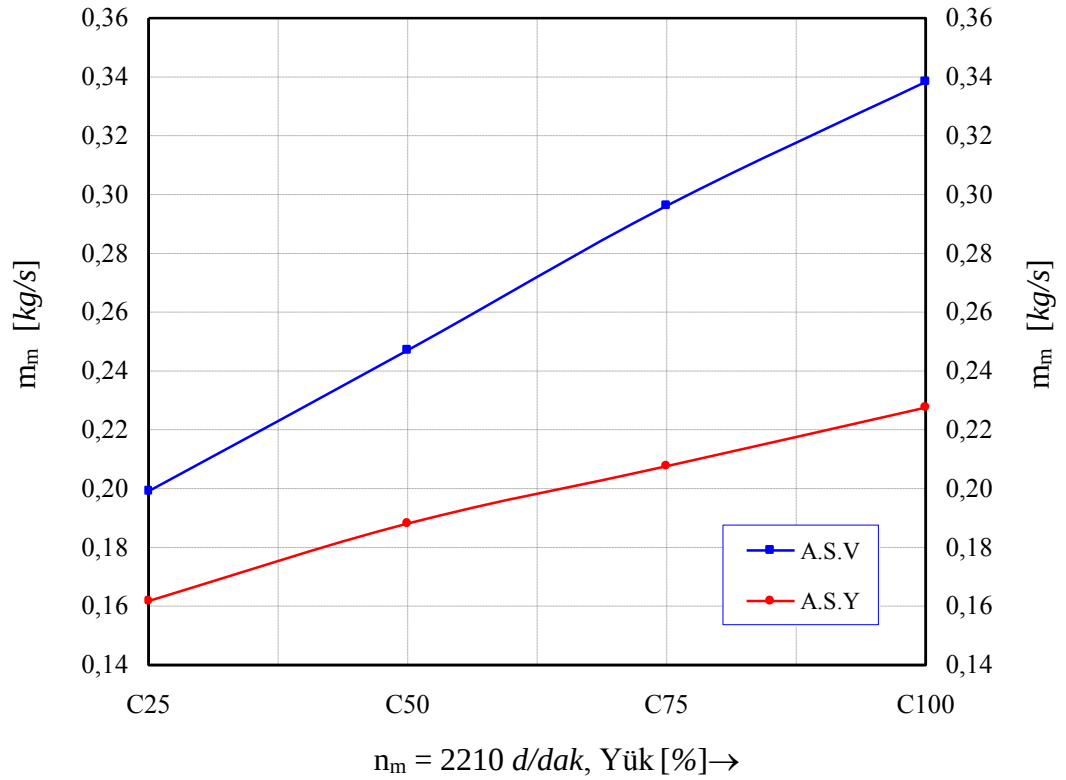
Şekil 8.6 Emme havası kütleli debisinin tam yükte devir sayısı ile değişimi



Şekil 8.7 A noktasında emme havası kütleli debisinin yüke bağlı değişimi

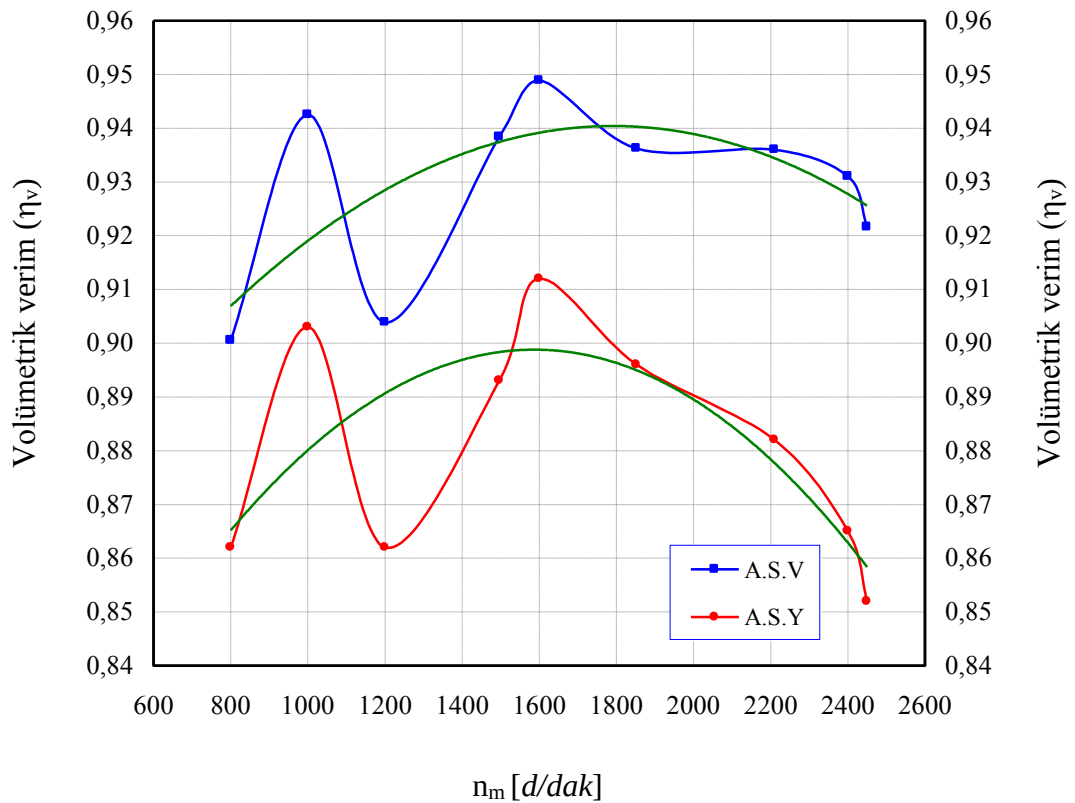


Şekil 8.8 B noktasında emme havası kütleli debisinin yüke bağlı değişimi

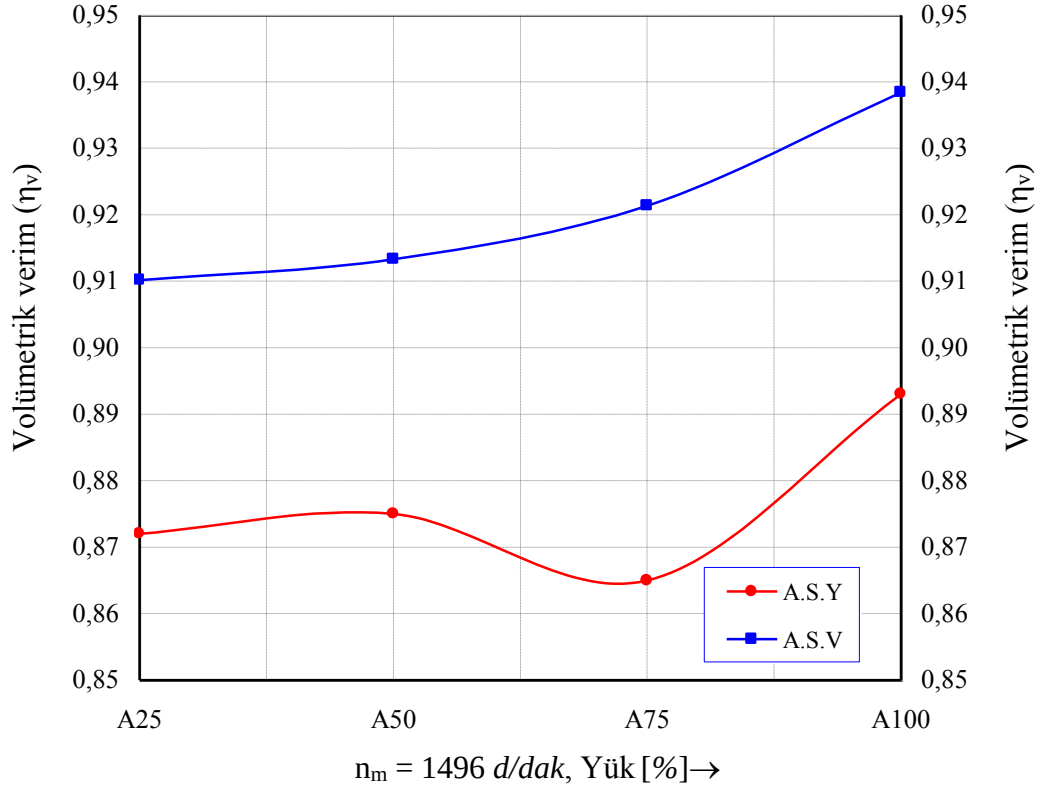


Şekil 8.9 C noktasında emme havası kütleli debisinin yüke bağlı değişimi

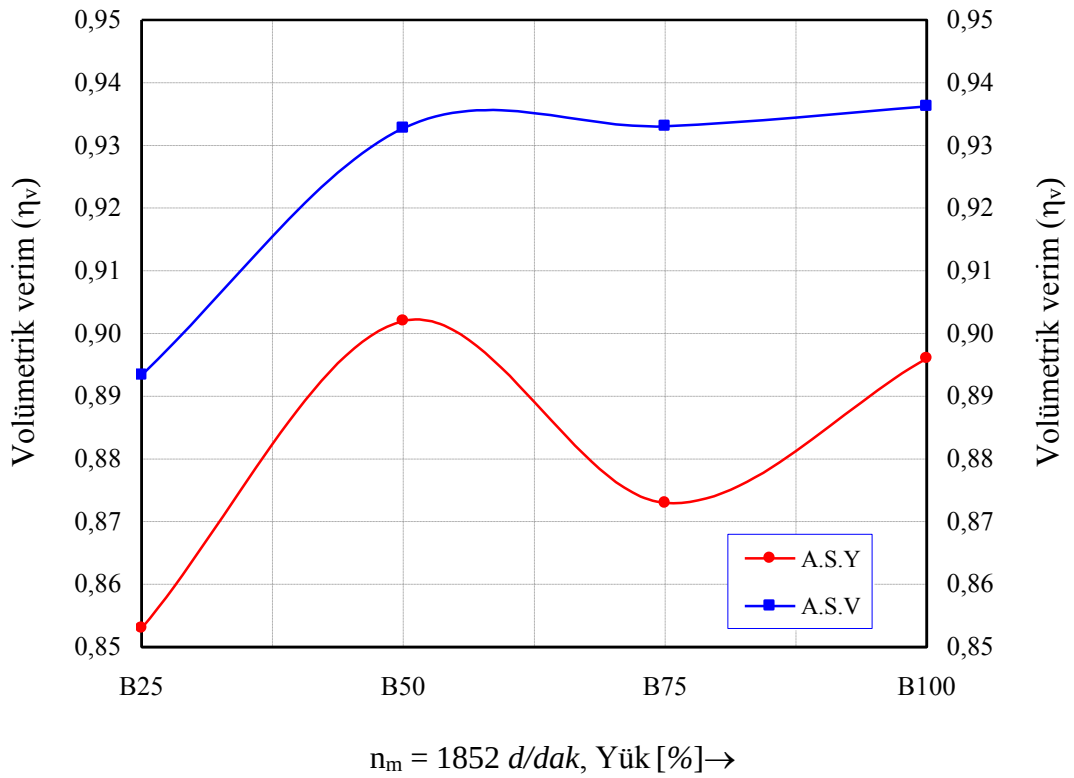
Egzoz türbini ile aşırı doldurma sisteminde doldurucuda ön sıkıştırmaya tabii tutulan emme havasının sıcaklığı ve basıncı artmaktadır. Doldurucu çıkış havası motora gönderilmeden önce soğutulursa artan motor hava debisiyle birlikte volümetrik verim ve motor gücü de artar. Şekil 8.10'da deney motorunda ara soğutmalı ve ara soğutmasız durumda tam yükte volümetrik verimin motor dönme sayısı ile değişimi görülmektedir. Volümetrik verim değerleri hesaplanırken referans şartları olarak doldurucu çıkış şartları alınmıştır. Deney motorunda, ara soğutma ile her noktada volümetrik verimde % 2-3 civarında iyileşme görülmüştür. Ayrıca, yüksek dönme sayılarında (1800-2400 d/dak) ara soğutmalı durumda volümetrik verimdeki azalmanın nispeten daha az olduğu ve daha geniş bir dönme sayısı aralığında volümetrik verim maksimum değer civarında yaklaşık sabit kaldığı tespit edilmiştir. Şekil 8.11, 8.12 ve 8.13'te ise sırasıyla A,B,C noktalarında volümetrik verimin yüke bağlı değişimi görülmektedir. Kısmi yüklerde (A25, A50, B25, B50, C25, C50) ara soğutma ile volümetrik verimde % 2,5-3,5 civarında iyileşme görülmüştür. Ara soğutma sonucu artan yükle birlikte volümetrik verimdeki iyileşme özellikle A75, B75 ve C75 noktalarında en fazladır. Örneğin, B75 noktasında ara soğutma ile volümetrik verimde % 5 artış elde edilmiştir.



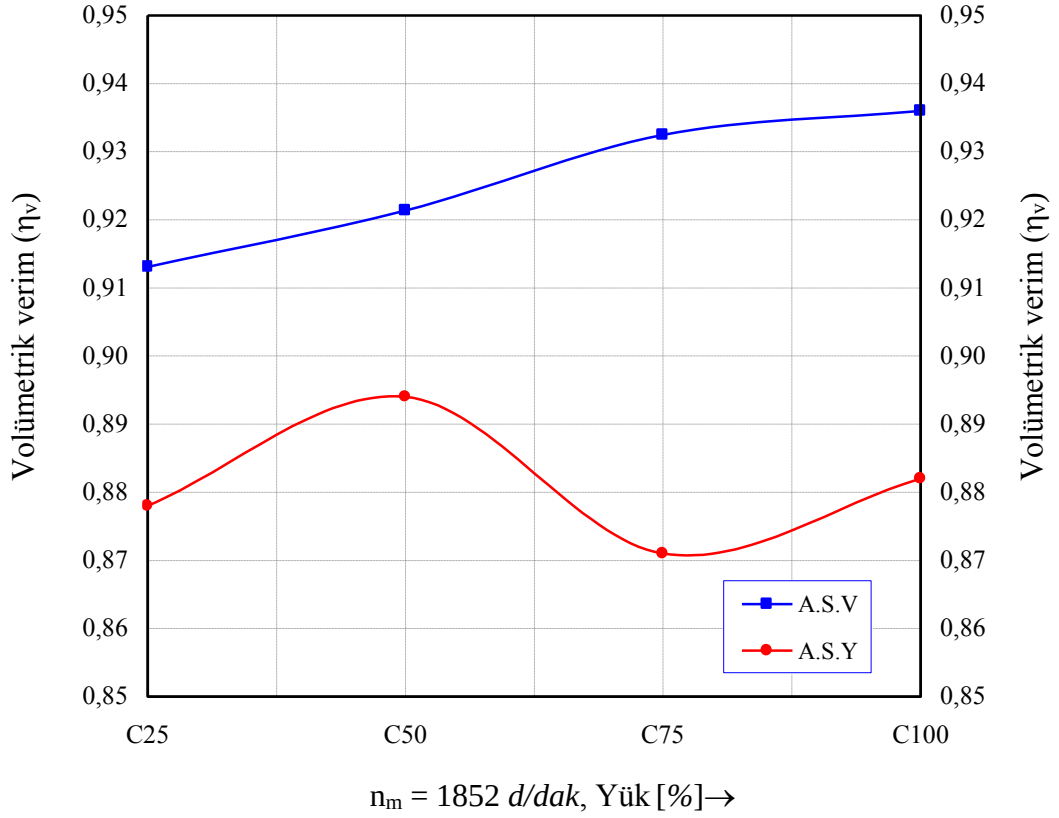
Şekil 8.10 Volümetrik verimin tam yükte devir sayısı ile değişimi



Şekil 8.11 A noktasında volümetrik verimin yüke bağlı değişimi



Şekil 8.12 B noktasında volümetrik verimin yüke bağlı değişimi

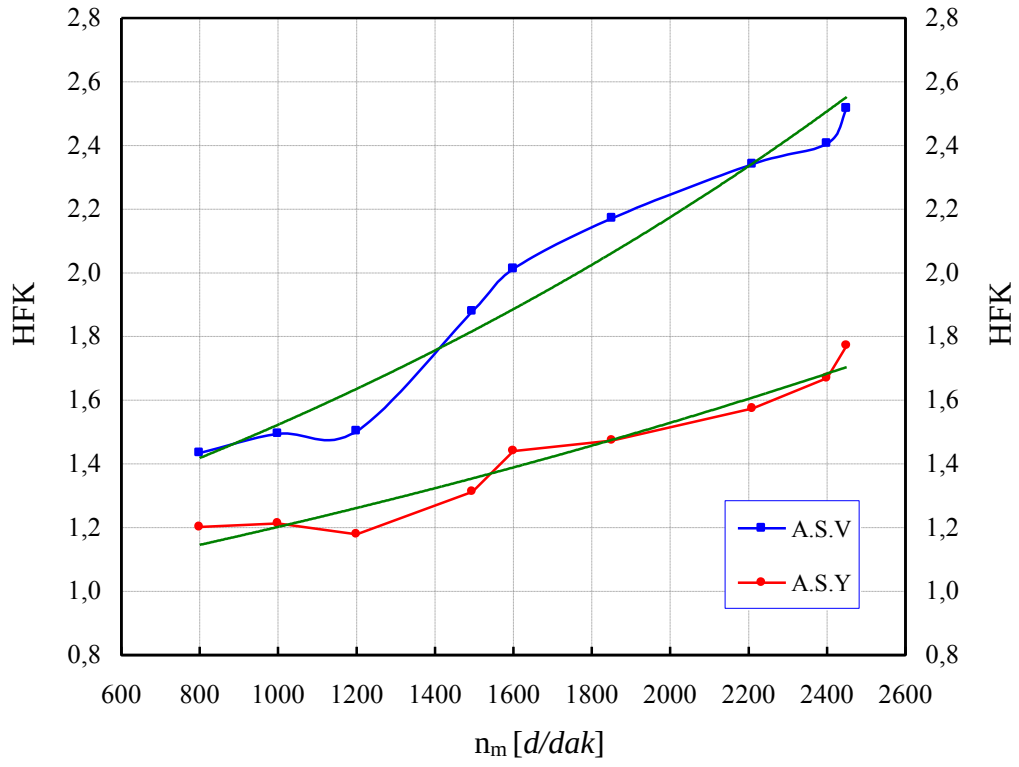


Şekil 8.13 C noktasında volümetrik verimin yüke bağlı değişimi

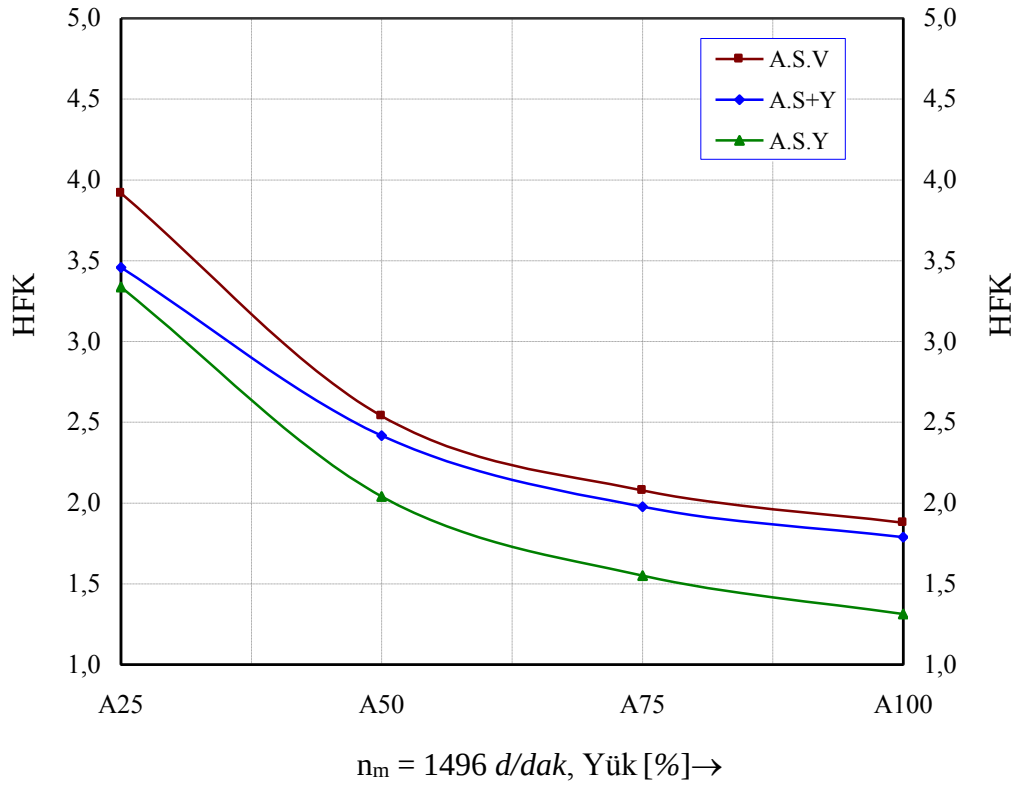
8.3 Ara Soğutmanın Hava Fazlalık Katsayısına Etkisi

Hava fazlalık katsayısı dizel motorlar için çok önemli bir parametredir. Dizel motorları genellikle $HFK > 1.4$ değerlerinde çalışmakta daha düşük değerlerde ise motor isli çalışma bölgesine girmektedir. ETAD dizel bir motorda doldurucu çıkış havası motora gönderilmeden önce soğutulursa, silindirlere bir çevrim boyunca emilen hava miktarı artacağından, püskürtülecek yakıt miktarında artırılabilir. Fakat, hava miktarı arttığı halde yakıt miktarı sabit kalır veya hava artışına oranla daha az artırılırsa, motor daha büyük bir HFK ile çalışmakta ve sonuçta daha mükemmel bir yanma ve daha temiz bir egzoz gazı elde edilir.

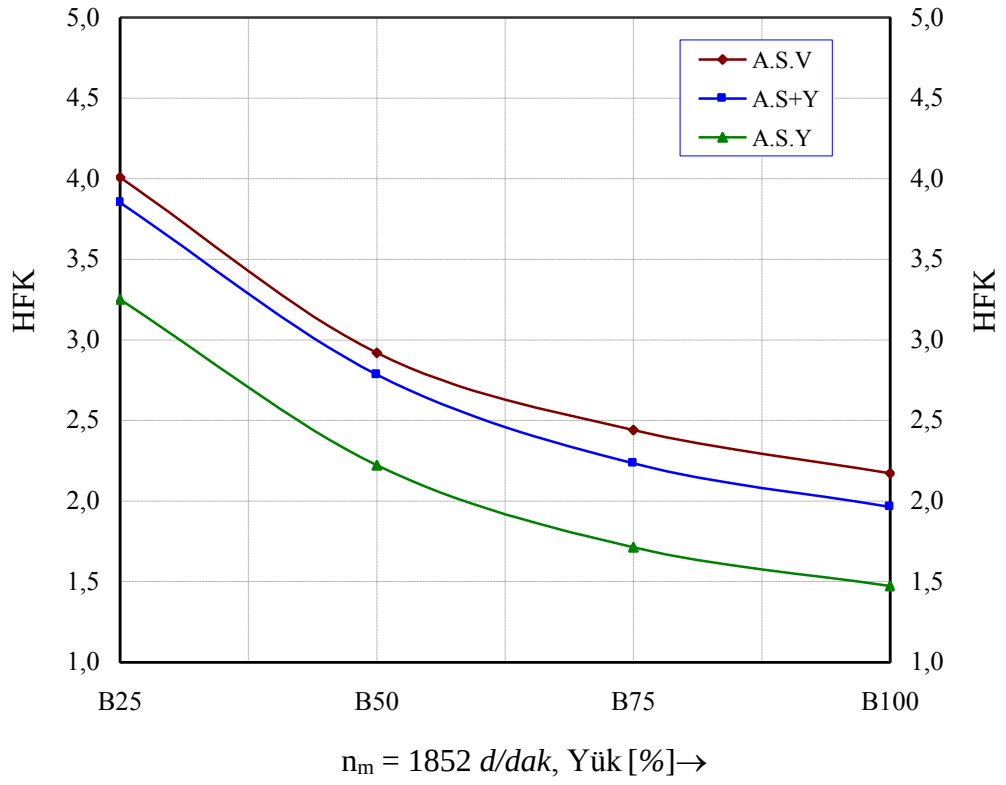
Şekil 8.14’de tam yükte ara soğutmasız ve ara soğutmalı durumunda HFK’nın motor dönme sayısı ile değişimi görülmektedir. Deney motorunda ara soğutma sonucu, kütleli hava debisindeki artışa paralel olarak, HFK’da artış görülmüştür. Bu artış alçak motor dönme sayılarında % 20, orta motor dönme sayılarında % 40 ve yüksek motor dönme sayılarında % 50 civarındadır. Şekil 8.15, 8.16 ve 8.17’de ise HFK’nın A,B,C noktalarında yüke bağlı değişimi verilmiştir.



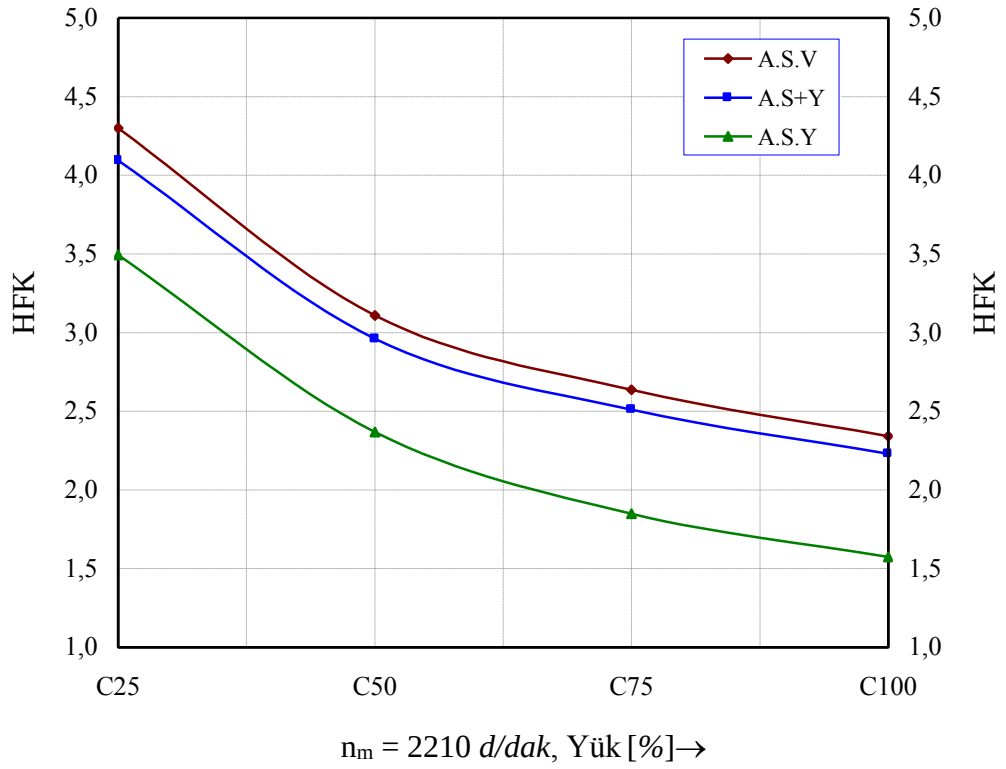
Şekil 8.14 Hava fazlalık katsayısının tam yükte devir sayısı ile değişimi



Şekil 8.15 A noktasında HFK'nın yüke bağlı değişimi



Şekil 8.16 B noktasında HFK'nın yüke bağlı değişimi



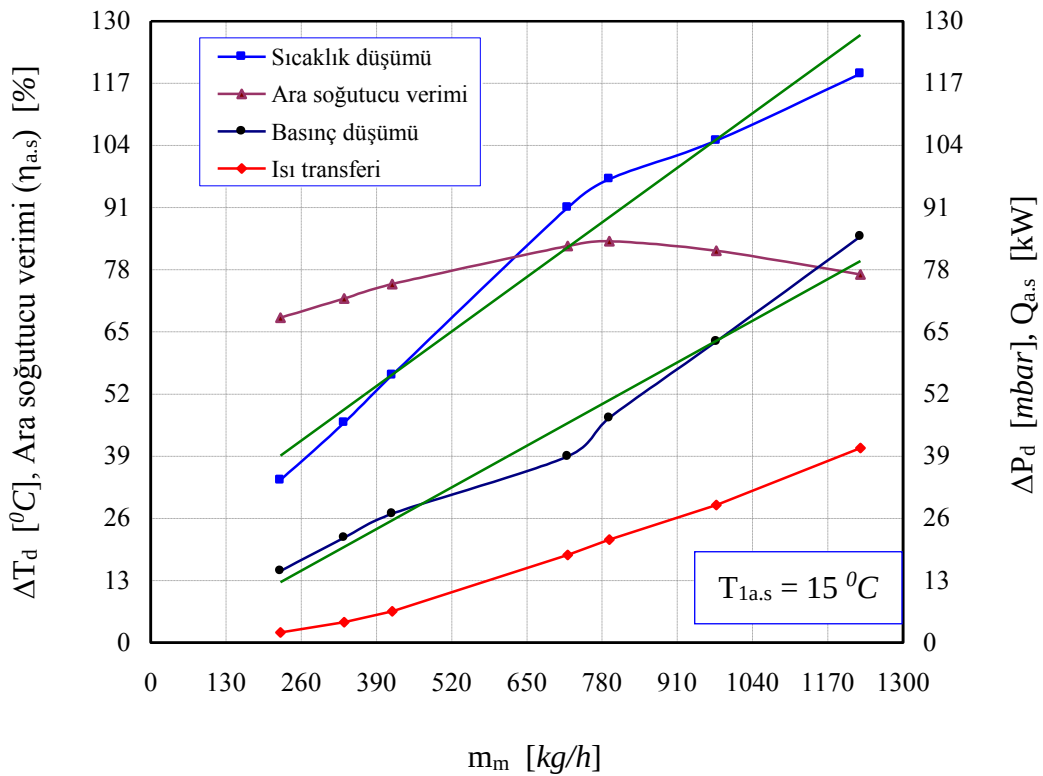
Şekil 8.17 C noktasında HFK'nın yüke bağlı değişimi

8.4 Ara Soğutmanın ETAD Sistemine Etkisi

NHDD motoruna ara soğutucu ilavesiyle yapılan 3 farklı deneyde (A.S.V, A.S+R, A.S+Y), artan HFK'ya ve ara soğutucunun performansına bağlı olarak motorun yanma prosesinin değişmesi nedeniyle, doldurucu giriş-çıkış sıcaklığı ve basıncı, türbin giriş-çıkış sıcaklığı ve basıncı, adyabatik doldurucu ve türbin işleri, ETAD sistem verimi, egzoz gazları toplam enerjisi ve soğutma suyuna giden enerjide artış belirlenmiştir.

8.4.1 Ara soğutucunun (Batcon) performans eğrileri

Şekil 8.18'de deney motorunda kullanılan ara soğutucunun tam yükte performans değerlerinin, emme havası kütleli debisine bağlı değişimi görülmektedir. Ara soğutucu verimi, motorun maksimum minimum dönme sayısı aralığında değişen emme havası kütleli debisine bağlı olarak, % 64-84 arasında değişmektedir. Şekil 8.18'deki grafikten motorun tam yükte çalışması durumunda, ara soğutucunun performans değerleri belirlenebilir. Örneğin A100 noktasında 720 kg/h emme havası debisi için, $\Delta T_d = 91^\circ\text{C}$, $\Delta P_d = 39 \text{ mbar}$ ve $\eta_{a.s} = 0,84$ 'dir.

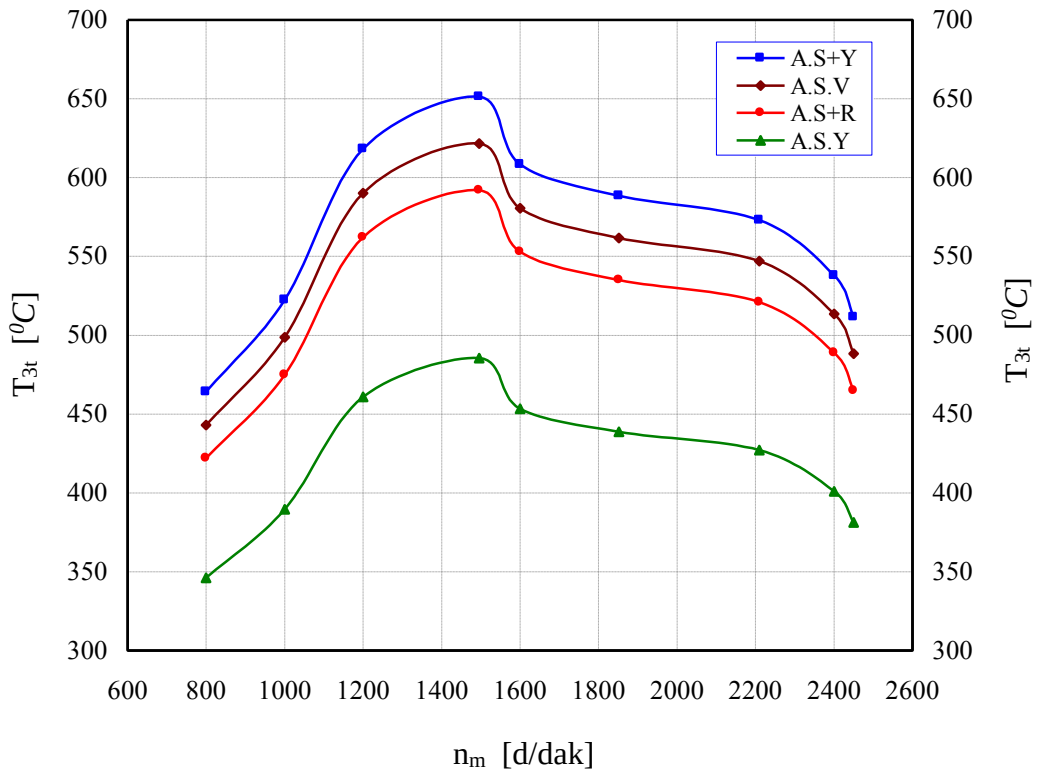


Şekil 8.18 Su soğutmalı ara soğutucunun (Batcon) performans eğrileri

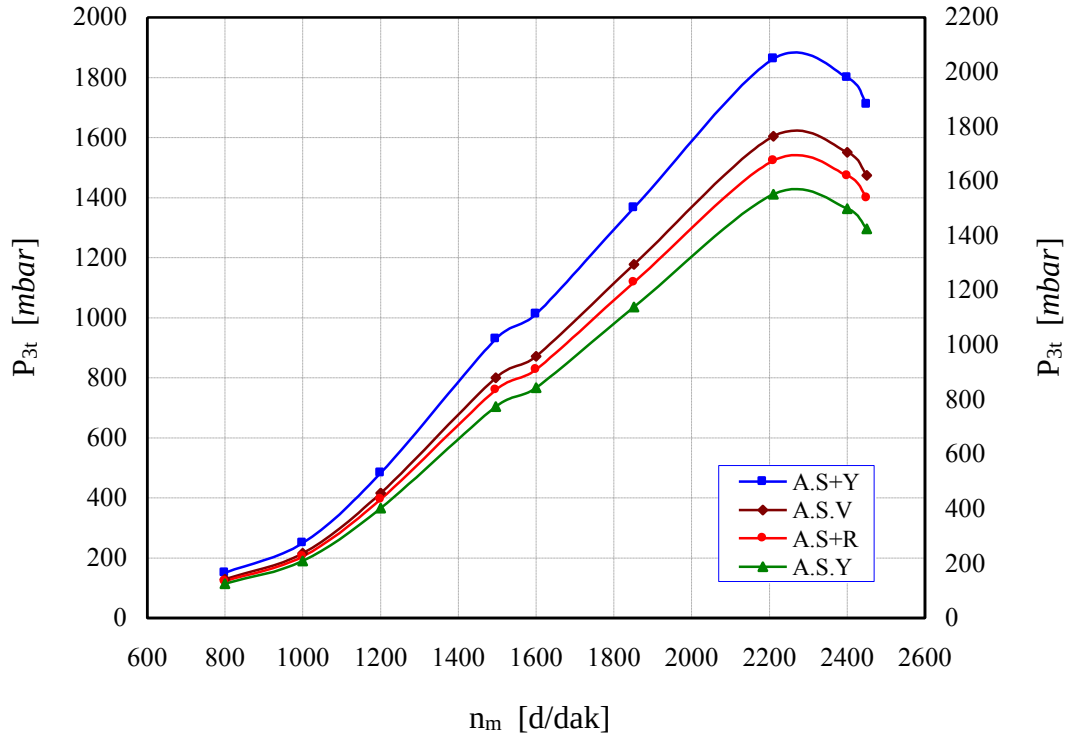
8.4.2 Ara soğutmanın türbin giriş sıcaklığı ve basıncına etkisi

NHDD motoruna ara soğutucu ilavesiyle HFK'nın artması, yanma veriminin iyileşmesi ve TG süresinin kısalmasıyla; türbin giriş sıcaklığı (T_{3t}), basıncı (P_{3t}) ve dolayısıyla, egzozdan atılan enerji miktarı artmaktadır. Şekil 8.19'da 4 farklı deney için tam yükte türbin giriş sıcaklığının (T_{3t}) motor dönme sayısı ile değişimi görülmektedir. Deney motorunda ara soğutma ile türbin giriş sıcaklığının tam yükte motor devrine bağlı olarak % 25-30 civarında arttığı belirlenmiştir. Motorun ara soğutmalı ve % 5 yakıt açılmış olarak çalışması halinde türbin giriş sıcaklığı en fazla olup, maksimum türbin giriş sıcaklığı A100 noktasındadır.

Şekil 8.20' de ise 4 farklı deney için tam yükte türbin giriş basıncının motor dönme sayısı ile değişimi görülmektedir. Ara soğutmanın alçak motor dönme sayılarında (800-1200 d/dak) türbin giriş basıncına etkisi çok azdır (% 3-5 civarında artış). Fakat yüksek dönme sayılarında, artan türbin giriş sıcaklığı ve egzoz gazı enerjisine bağlı olarak türbin giriş basıncının % 15-20 civarında arttığı belirlenmiştir. Motorun ara soğutmalı ve % 5 yakıt açılmış olarak çalışması halinde türbin giriş basıncı en fazla olup, maksimum türbin giriş basıncı C100 noktasındadır.



Şekil 8.19 Türbin giriş sıcaklığının tam yükte motor dönme sayısı ile değişimi

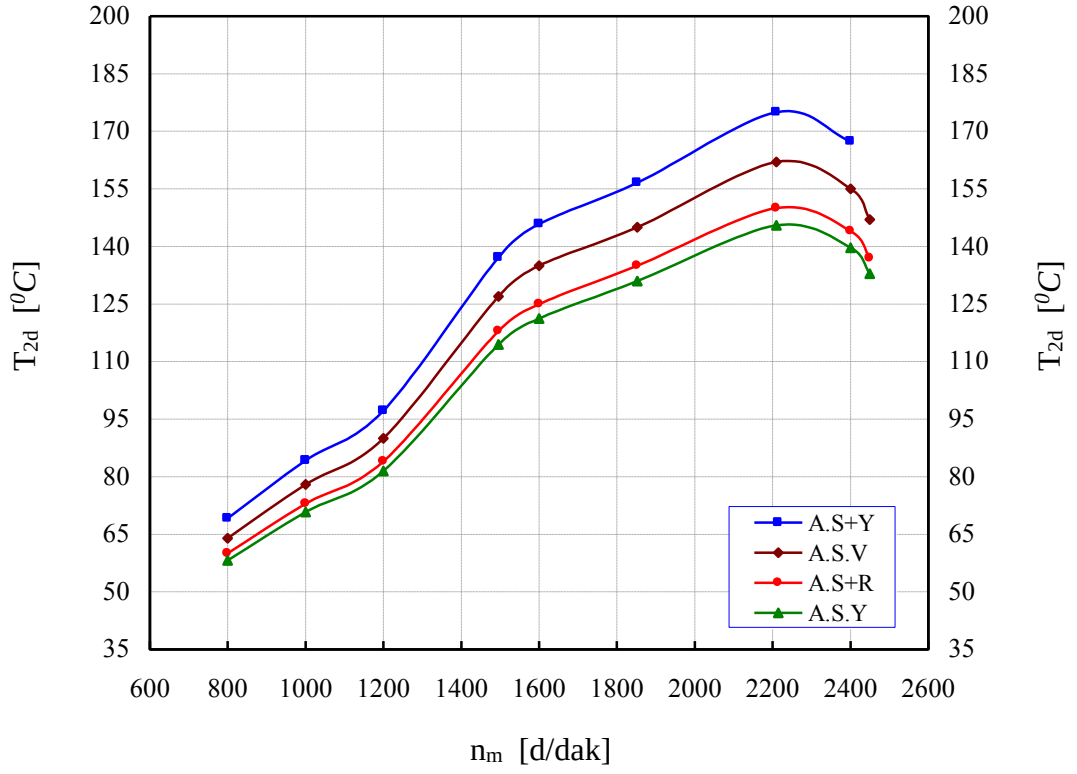


Şekil 8.20 Türbin giriş basıncının tam yükte motor dönme sayısı ile değişimi

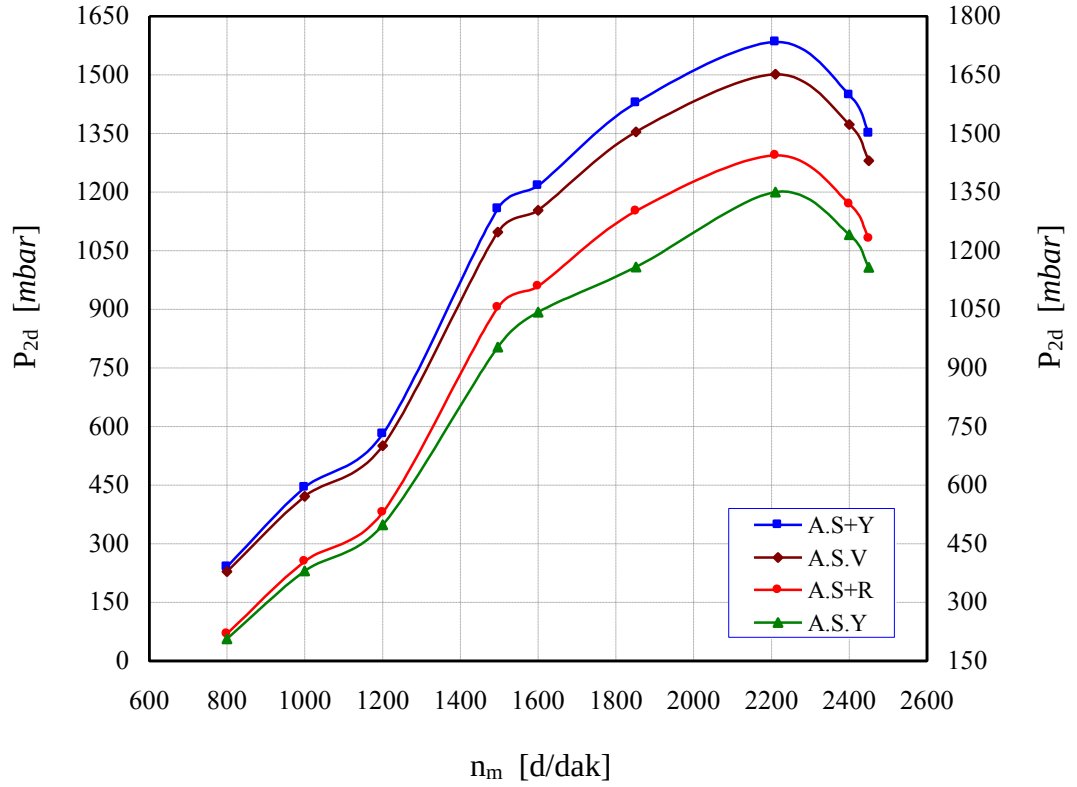
8.4.3 Ara soğutmanın doldurucu çıkış sıcaklığı ve basıncına etkisi

NHDD motoruna ara soğutucu ilavesiyle, artan türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak doldurucu çıkış basıncı ve sıcaklığında artış görülmüştür. Şekil 8.21’de doldurucu çıkış sıcaklığının tam yükte motor dönme sayısı ile değişimi görülmektedir. Tam yükte alçak motor dönme sayılarında (800-1200 d/dak) ara soğutma sonucu doldurucu çıkış sıcaklığı çok fazla artmamıştır (% 2-3 artış). Motor dönme sayısının artışıyla birlikte artan türbin giriş basıncı ve sıcaklığına bağlı olarak doldurucu çıkış sıcaklığında %12-18 arasında artış görülmüştür. Motorun ara soğutmalı ve % 5 yakıt açılmış olarak çalışması halinde doldurucu çıkış sıcaklığı en fazla olup, maksimum doldurucu çıkış sıcaklığı C100 noktasındadır.

Şekil 8.22’de ise 4 farklı deney için doldurucu çıkış basıncının tam yükte motor dönme sayısı ile değişimi görülmektedir. Ara soğutmanın alçak motor dönme sayılarında (800-1200 d/dak) doldurucu çıkış basıncına etkisi çok azdır (% 3-4 civarında artış). Fakat yüksek dönme sayılarında, artan türbin giriş sıcaklığı ve egzoz gazı enerjisine bağlı olarak doldurucu çıkış basıncının % 15-20 civarında arttığı belirlenmiştir.



Şekil 8.21 Doldurucu çıkış sıcaklığının tam yükte motor dönme sayısı ile değişimi



Şekil 8.22 Doldurucu çıkış basıncının tam yükte motor dönme sayısı ile değişimi

8.5 Ara Soğutmanın Özgöl Yakıt Tüketimi ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi

Egzoz türbini ile aşırı doldurmalı dizel bir motorda doldurucu çıkış havasının soğutulmasının, egzoz emisyonları ve özgöl yakıt tüketimi açısından, 3 ana hedefi vardır. Bunlar:

- Yalnızca ara soğutma ile, artan emme havası kütleli debisine bağlı olarak HFK'nın hem toplamda hem de yanma odasında yersel olarak artması sonucu, yanma verimini artırarak özgöl yakıt tüketiminin, HC, CO, CO₂ ve is emisyonlarının azaltılması,
- Özgöl yakıt tüketimindeki azalma miktarına bağlı olarak, püskürtmeyi ÜÖN'ya yaklaştırmak suretiyle, ara soğutma sonucu düşen NO_x emisyonlarını daha da düşürmek, ya da püskürtme avansını artırarak özgöl yakıt tüketimini bir miktar daha azaltmak,
- Ara soğutma sonucu artan HFK ile orantılı olarak yakıt miktarında artırmak suretiyle, HFK'yı ara soğutmasız duruma göre değiştirmeden, motor gücünü artırarak emisyonları birim güç başına azaltmak, bu dizel motorlarına aşırı doldurma ve ara soğutma uygulamasının temel nedenlerinden birisidir,

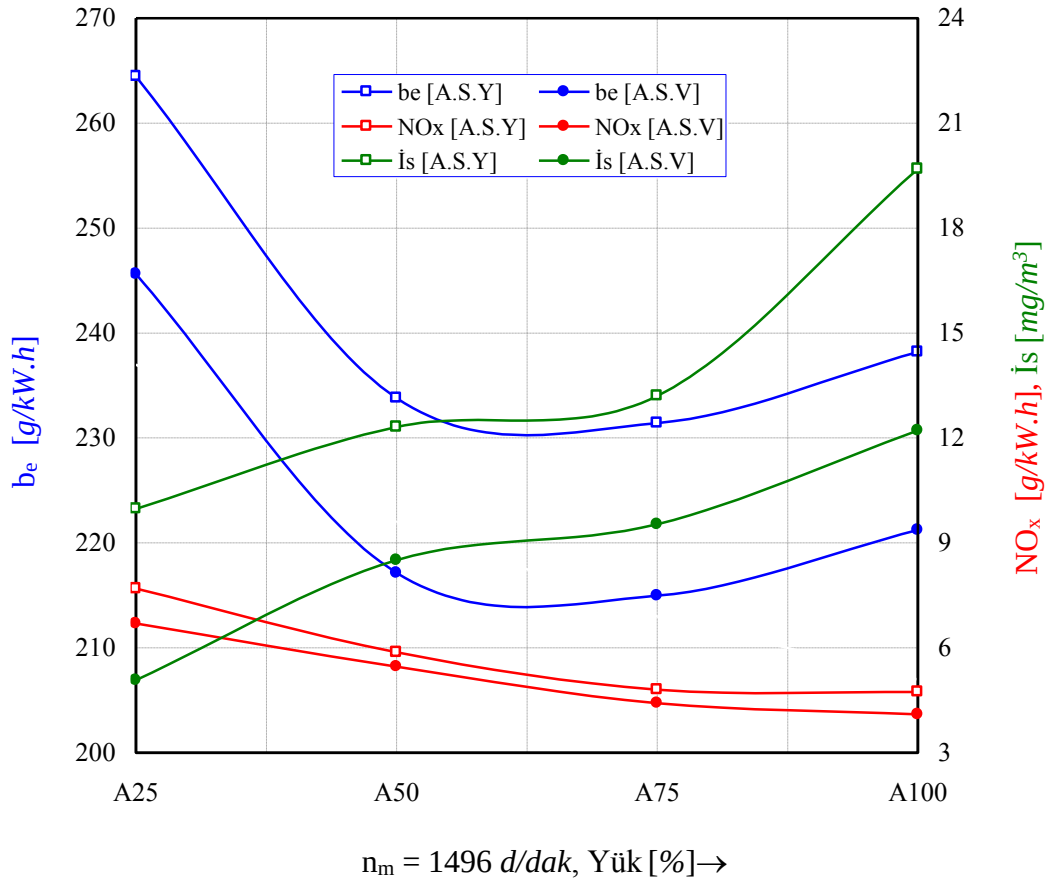
'dır. Bu hedefler göz önünde bulundurularak NHDD motoruna ESC testi ara soğutmasız (A.S.Y), ara soğutmalı (A.S.V), ara soğutmalı ve rötarlı (A.S+R) ve ara soğutmalı yakıt miktarı artırılmış (A.S+Y) durumda uygulanmış ve her bir ESC noktasındaki is, NO_x ve özgöl yakıt tüketimi ve diğer emisyonlar arasındaki ilişki araştırılmıştır.

8.5.1 Ara soğutmanın be, NO_x ve is emisyonlarına etkisi

Şekil 8.23'te A noktasında, motor yüküne bağlı olarak, yalnızca ara soğutmanın NO_x, is ve özgöl yakıt tüketime etkisi birlikte görülmektedir. Tablo 8.1'de ise bu durumunda A noktalarındaki püskürtme karakteristiği ve ara soğutma değerleri verilmiştir. NHDD motoruna ara soğutucu ilavesiyle özgöl yakıt tüketimi A25, A50, A75 ve A100 noktalarında % 7-8 civarında, NO_x emisyonları ise A25 ve A100 noktalarında % 14, A50 ve A75 noktalarında % 6 azalmıştır. Motora ara soğutucu ilavesiyle aynı zamanda A noktalarında, is emisyonlarında da azalma görülmüştür. İs emisyonları A25 noktasında % 50, A50 ve A75 noktalarında % 28 ve A100 noktasında ise % 38 azalmıştır.

Tablo 8.1 Ara soğutma durumunda A noktalarındaki püskürtme karakteristiği

Parametreler	Ara Soğutmasız NHDD				Ara Soğutmalı NHDD			
Yük [%]	A25	A50	A75	A100	A25	A50	A75	A100
$P_{c,r}$ [bar]	650	850	750	700	650	850	750	700
τ [$^{\circ}$ KMA]	-3,00	-1,50	-1,00	-0,50	-3,00	-1,50	-1,00	-0,50
$q_{a,p}$ [mg/str]	27,6	50,4	73,2	97,4	27,6	50,4	73,2	97,4
$q_{p,p}$ [mg/str]	0,00	0,00	3,00	8,00	0,00	0,00	3,00	8,00
$t_{p,p}$ [μ s]	0	0	1900	1900	0	0	1900	1900
T_{2d} [$^{\circ}$ C]	47	63	80	102	52	70	89	114
T_{3d} [$^{\circ}$ C]	-----	-----	-----	-----	28	30	33	36
ΔT_d [$^{\circ}$ C]	-----	-----	-----	-----	24	40	56	78
ΔP_d [mbar]	-----	-----	-----	-----	28	30	36	39
$Q_{a,s}$ [kW]	-----	-----	-----	-----	2,8	5,4	9,1	15,6
HFK [-]	3,336	2,041	1,551	1,312	3,918	2,538	2,077	1,879
η_v [-]	0,872	0,875	0,865	0,893	0,910	0,913	0,921	0,938



Şekil 8.23 A noktasında ara soğutmanın b_e , NO_x ve $\dot{I}_s$ emisyonlarına etkisi

Şekil 8.24'te B noktasında, motor yüküne bağlı olarak, yalnızca ara soğutmanın NO_x , is ve özgül yakıt tüketime etkisi birlikte görülmektedir. Tablo 8.2'de ise bu durumda B noktalarındaki püskürtme karakteristiği ve ara soğutma değerleri verilmiştir. NHDD motoruna ara soğutucu ilavesiyle özgül yakıt tüketimi B25, B50, B75 ve B100 noktalarında % 6-7 civarında, NO_x emisyonları ise B25 noktasında % 24, B50 noktasında % 6, B75 noktasında % 12 ve B100 noktasında % 21 azalmıştır. Motora ara soğutucu ilavesiyle aynı zamanda B noktalarında, is emisyonlarında da azalma görülmüştür. İs emisyonları B25 noktasında % 61, B50 noktasında % 25, B75 noktasında % 45 ve B100 noktasında % 52 azalmıştır.

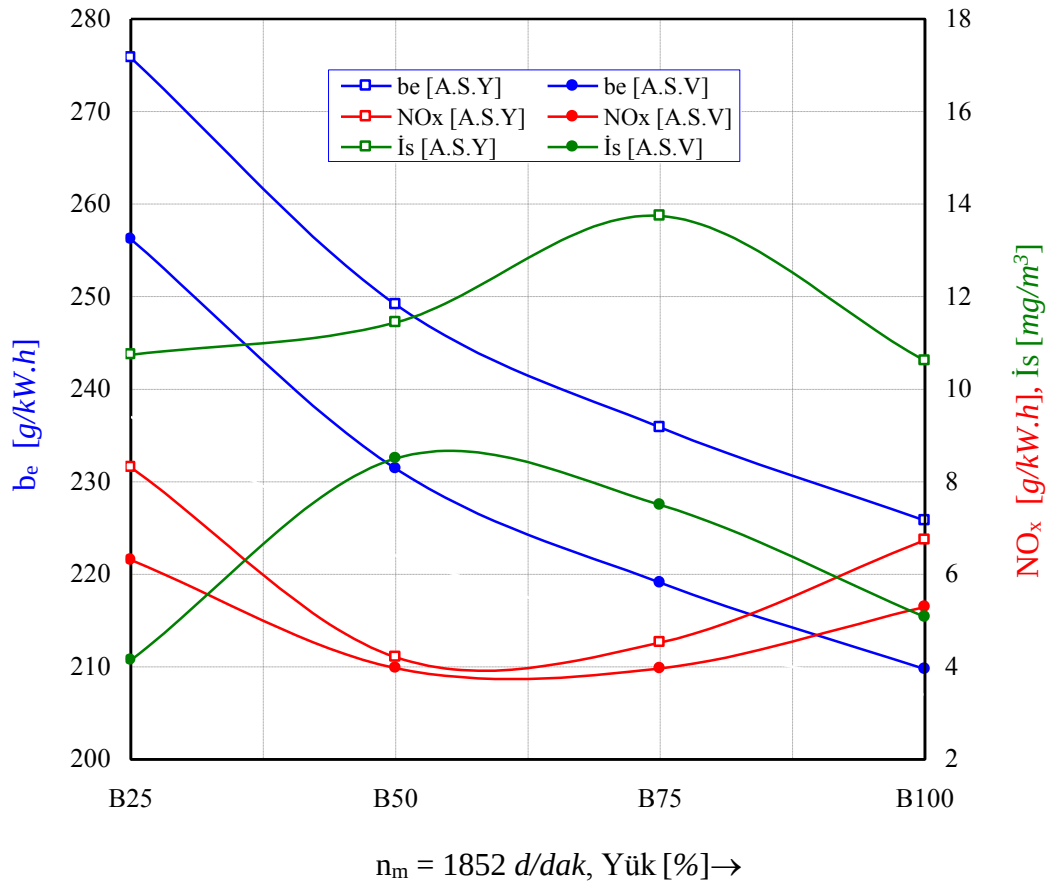
Şekil 8.25'te C noktasında, motor yüküne bağlı olarak, yalnızca ara soğutmanın NO_x , is ve özgül yakıt tüketime etkisi birlikte görülmektedir. Tablo 8.3'de ise bu durumda C noktalarındaki püskürtme karakteristiği ve ara soğutma değerleri verilmiştir. NHDD motoruna ara soğutucu ilavesiyle özgül yakıt tüketimi C25, C50, C75 ve C100 noktalarında % 7-8 civarında, NO_x emisyonları ise C25 noktasında % 30, C50 noktasında % 26, C75 noktasında % 31 ve C100 noktasında % 21 azalmıştır. Motora ara soğutucu ilavesiyle aynı zamanda C noktalarında, is emisyonlarında da azalma görülmüştür. İs emisyonları C25 noktasında % 61, C50 noktasında % 25, C75 noktasında % 45 ve C100 noktasında % 52 azalmıştır.

NHDD motoruna yalnızca ara soğutucu ilavesiyle tüm ESC noktalarında, artan yüklerle orantılı olarak % 18-45 arasında artan HFK'ya rağmen, özgül yakıt tüketiminde % 7-8 civarında azalma görülmüştür. Dizel motorlarında yakıt silindire sıvı olarak püskürtülür ve içeride buharlaşır. Dolayısıyla buharlaşmanın yerel durumuna bağlı olarak silindir içerisinde sadece havanın bulunduğu noktalardan sadece buharlaşmamış yakıt damlacığı bulunan noktalara kadar çok farklı HFK'ların bulunduğu noktalar mevcuttur. Dolayısıyla, ara soğutma ile HFK'nın toplamda çok fazla artması yanmayı pek fazla etkilememektedir. Çünkü, dizel motorunda yanma doğal olarak yakıt demeti içerisinde HFK'nın en uygun olduğu noktada başlar (damlacık etrafında, $\text{HFK} = 1$ civarında).

Dizel motorlarında is emisyonlarının oluşumu HFK'ya doğrudan bağlıdır. Ara soğutma ile HFK'nın artması sonucu tüm ESC noktalarında is emisyonlarında etkin bir azalma görülmüştür. Ara soğutma sonucu azalan sıkıştırma sonu sıcaklıkları ve yanma sonu ulaşılan maksimum sıcaklıkların azalması nedeniyle NO_x emisyonlarında azalmıştır. Bu durum özellikle alçak ve yüksek motor yüklerinde daha belirgindir.

Tablo 8.2 Ara soğutma durumunda B noktalarındaki püskürtme karakteristiği

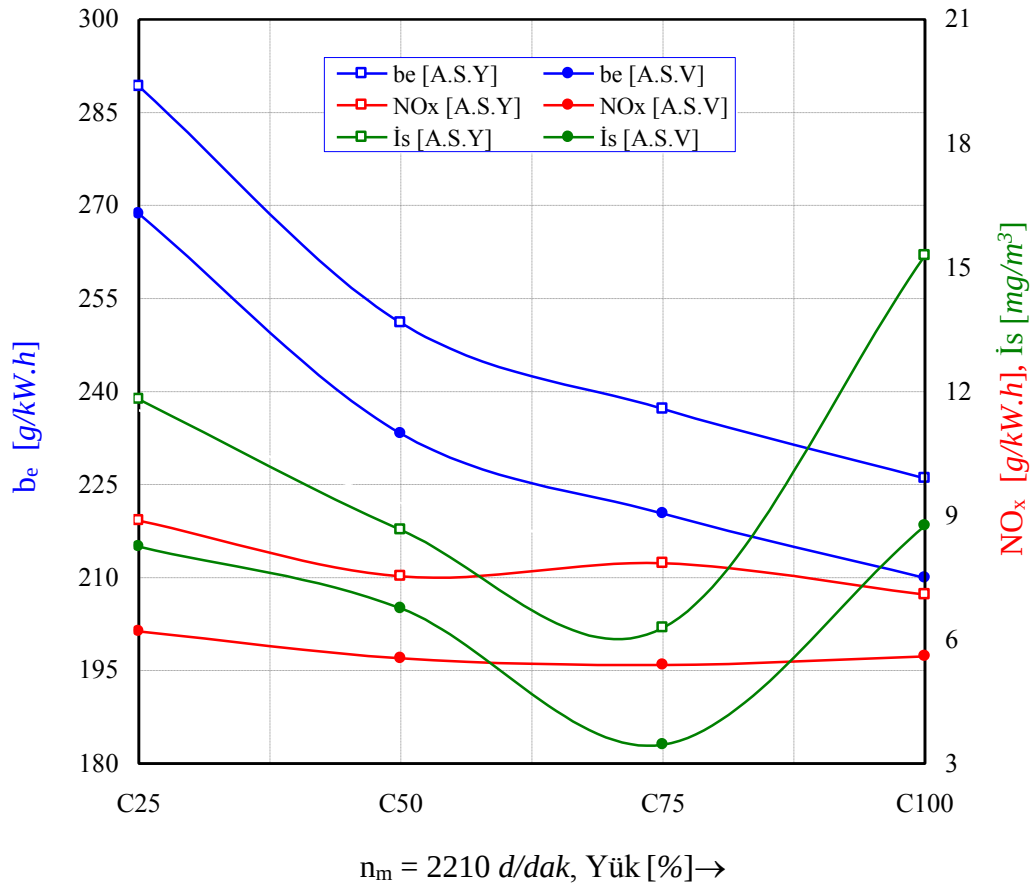
Parametreler	Ara Soğutmasız NHDD				Ara Soğutmalı NHDD			
Yük [%]	B25	B50	B75	B100	B25	B50	B75	B100
$P_{c,r}$ [bar]	850	750	800	900	850	750	800	900
τ [$^{\circ}$ KMA]	-4,30	-0,50	-2,00	-5,50	-4,30	-0,50	-2,00	-5,50
$q_{a,p}$ [mg/str]	32,8	51,5	75,1	95,2	32,8	51,5	75,1	95,2
$q_{p,p}$ [mg/str]	0,00	4,00	6,00	8,00	0,00	4,00	6,00	8,00
$t_{p,p}$ [μ s]	0	800	800	1000	0	800	800	1000
T_{2d} [$^{\circ}$ C]	64	91	113	131	71	101	126	145
T_{3d} [$^{\circ}$ C]	-----	-----	-----	-----	29	33	37	40
ΔT_d [$^{\circ}$ C]	-----	-----	-----	-----	42	68	89	105
ΔP_d [mbar]	-----	-----	-----	-----	42	50	58	63
$Q_{a,s}$ [kW]	-----	-----	-----	-----	6,4	13,8	21,4	28,5
HFK	3,252	2,222	1,714	1,473	4,009	2,920	2,440	2,172
η_v	0,853	0,902	0,873	0,896	0,893	0,935	0,933	0,936



Şekil 8.24 B noktasında ara soğutmanın b_e , NO_x ve i_s emisyonlarına etkisi

Tablo 8.3 Ara soğutma durumunda C noktalarındaki püskürtme karakteristiği

Parametreler	Ara Soğutmasız NHDD				Ara Soğutmalı NHDD			
Yük [%]	C25	C50	C75	C100	C25	C50	C75	C100
$P_{c,r}$ [bar]	900	1050	1150	1100	900	1050	1150	1100
τ [$^{\circ}$ KMA]	-6,00	-5,00	-6,00	-8,00	-6,00	-5,00	-6,00	-8,00
$q_{a,p}$ [mg/str]	29,7	54,5	73,1	93,2	29,7	54,5	73,1	93,2
$q_{p,p}$ [mg/str]	0,00	4,00	6,00	0,00	0,00	4,00	6,00	0,00
$t_{p,p}$ [μ s]	0	800	950	0	0	800	950	0
T_{2d} [$^{\circ}$ C]	74	99	122	146	82	110	136	162
T_{3d} [$^{\circ}$ C]	-----	-----	-----	-----	30	36	40	43
ΔT_d [$^{\circ}$ C]	-----	-----	-----	-----	52	74	96	119
ΔP_d [mbar]	-----	-----	-----	-----	57	70	81	85
$Q_{a,s}$ [kW]	-----	-----	-----	-----	10,3	18,3	28,4	40,3
HFK	3,494	2,367	1,848	1,574	4,299	3,109	2,637	2,341
η_v	0,878	0,894	0,871	0,882	0,913	0,921	0,932	0,936



Şekil 8.25 C noktasında ara soğutmanın b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi

8.5.2 Püskürtme avansının azaltılmasının b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi

Şekil 8.26'da A noktasında, motor yüküne bağlı olarak, ara soğutma ve püskürtme avansının azaltılmasının NO_x , is ve özgül yakıt tüketimine etkisi birlikte görülmektedir. Tablo 8.4'de ise bu durumda A noktalarındaki püskürtme karakteristiği ve ara soğutma değerleri verilmiştir. Ara soğutmalı motorda püskürtme avansının $2^\circ KMA$ açısı azalması durumunda özgül yakıt tüketimi A25 noktasında % 2, A50 noktasında % 1,5, A75 noktasında % 1 ve A100 noktasında % 0,5 artmış olup, NO_x emisyonları ise A25 noktasında % 13, A50, A75 ve A100 noktalarında % 9 azalmıştır. Ara soğutmalı motorda püskürtme avansının azaltılması ile A noktalarındaki is emisyonları yaklaşık % 4 civarında artmıştır.

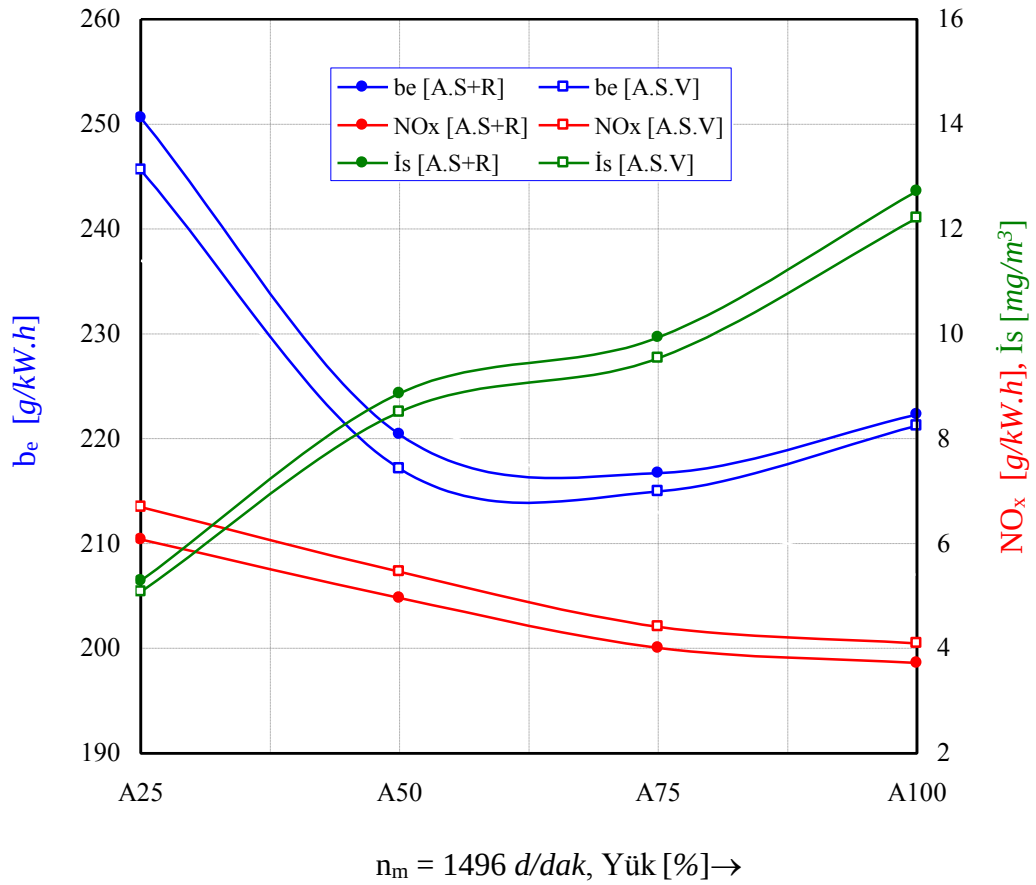
Şekil 8.27'de B noktasında, motor yüküne bağlı olarak, ara soğutma ve püskürtme avansının azaltılmasının NO_x , is ve özgül yakıt tüketimine etkisi birlikte görülmektedir. Tablo 8.5'te ise bu durumda B noktalarındaki püskürtme karakteristiği ve ara soğutma değerleri verilmiştir. Ara soğutmalı motorda püskürtme avansının $2^\circ KMA$ açısı azalması durumunda özgül yakıt tüketimi A25 noktasında % 2, A50 noktasında % 0,5, A75 noktasında % 2,5 ve A100 noktasında % 0,8 artmış olup, NO_x emisyonları ise A25, A50, A75 ve A100 noktalarında % 9 azalmıştır. Ara soğutmalı motorda püskürtme avansının azaltılması ile B noktalarındaki is emisyonları yaklaşık % 4 civarında artmıştır.

Şekil 8.28'de C noktasında, motor yüküne bağlı olarak, ara soğutma ve püskürtme avansının azaltılmasının NO_x , is ve özgül yakıt tüketimine etkisi birlikte görülmektedir. Tablo 8.6'da ise bu durumda C noktalarındaki püskürtme karakteristiği ve ara soğutma değerleri verilmiştir. Ara soğutmalı motorda püskürtme avansının $2^\circ KMA$ açısı azalması durumunda özgül yakıt tüketimi C25 noktasında % 2,7, C50 ve C75 noktalarında % 1 ve C100 noktasında % 3,5 artmış olup, NO_x emisyonları ise C25, C50, C75 ve C100 noktalarında % 9 azalmıştır. Ara soğutmalı motorda püskürtme avansının azaltılması ile C noktalarındaki is emisyonları yaklaşık % 4 civarında artmıştır.

NHDD motorunda püskürtme avansının azaltılması ile tüm ESC noktalarında NO_x emisyonları, özgül yakıt tüketiminde çok fazla bir kötüleşme görülmeden, etkin bir şekilde azaltılmıştır. Fakat, bu durumda is emisyonları her noktada % 4-5 civarında artmıştır.

Tablo 8.4 Avansın azaltılması halinde A noktalarındaki püskürtme karakteristiği

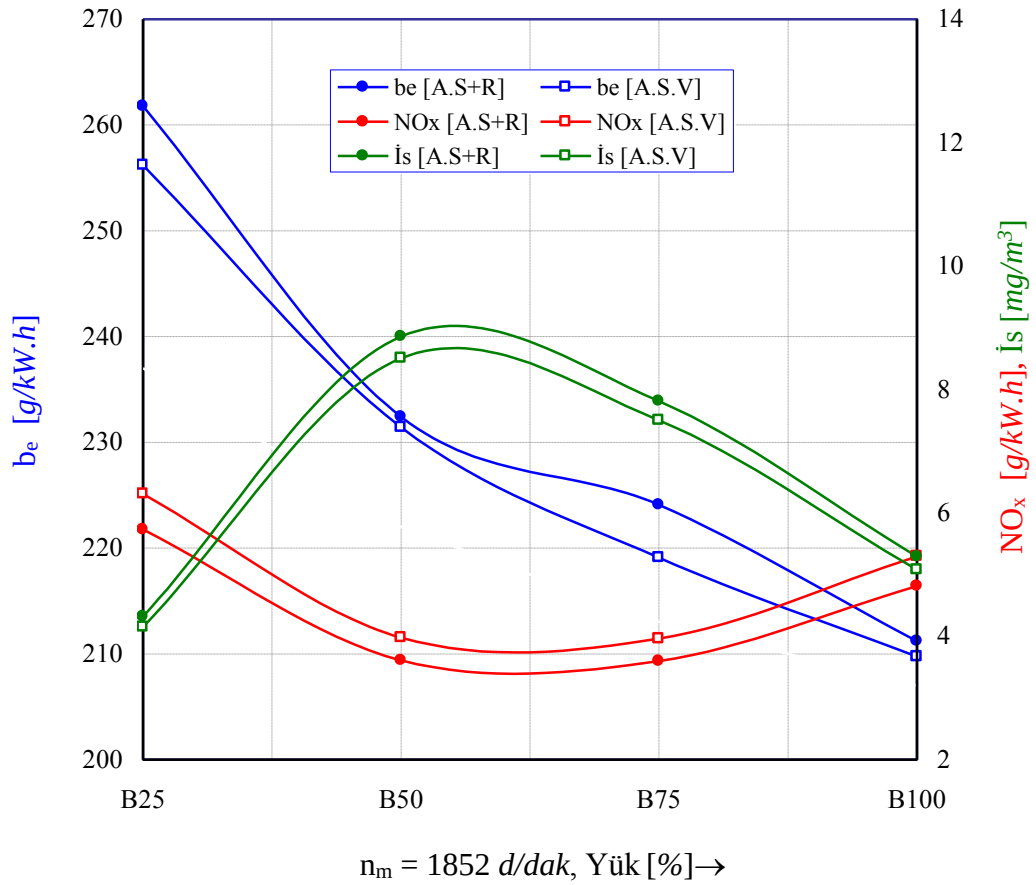
Parametreler	Ara Soğutmalı NHDD				Ara Soğ. ve Rötarlı NHDD			
Yük [%]	A25	A50	A75	A100	A25	A50	A75	A100
$P_{c,r}$ [bar]	650	850	750	700	650	850	750	700
τ [$^{\circ}$ KMA]	-3,00	-1,50	-1,00	-0,50	-1,00	+0,50	1,00	+1,50
$q_{a,p}$ [mg/str]	27,6	50,4	73,2	97,4	27,6	50,4	73,2	97,4
$q_{p,p}$ [mg/str]	0,00	0,00	3,00	8,00	0,00	0,00	3,00	8,00
$t_{p,p}$ [μ s]	0	0	1900	1900	0	0	1900	1900
T_{2d} [$^{\circ}$ C]	52	70	89	114	47	64	81	110
T_{3d} [$^{\circ}$ C]	28	30	33	36	28	30	33	36
ΔT_d [$^{\circ}$ C]	24	40	56	78	19	34	48	74
ΔP_d [mbar]	28	30	36	39	25	27	32	35
$Q_{a,s}$ [kW]	2,8	5,4	9,1	15,6	2,2	4,6	7,8	14,8
HFK	3,918	2,538	2,077	1,879	3,918	2,538	2,077	1,879
η_v	0,910	0,913	0,921	0,938	0,910	0,913	0,921	0,938



Şekil 8.26 A noktasında avansın azaltılmasının b_e , NO_x ve $İs$ emisyonlarına etkisi

Tablo 8.5 Avansın azaltılması halinde B noktalarındaki püskürtme karakteristiği

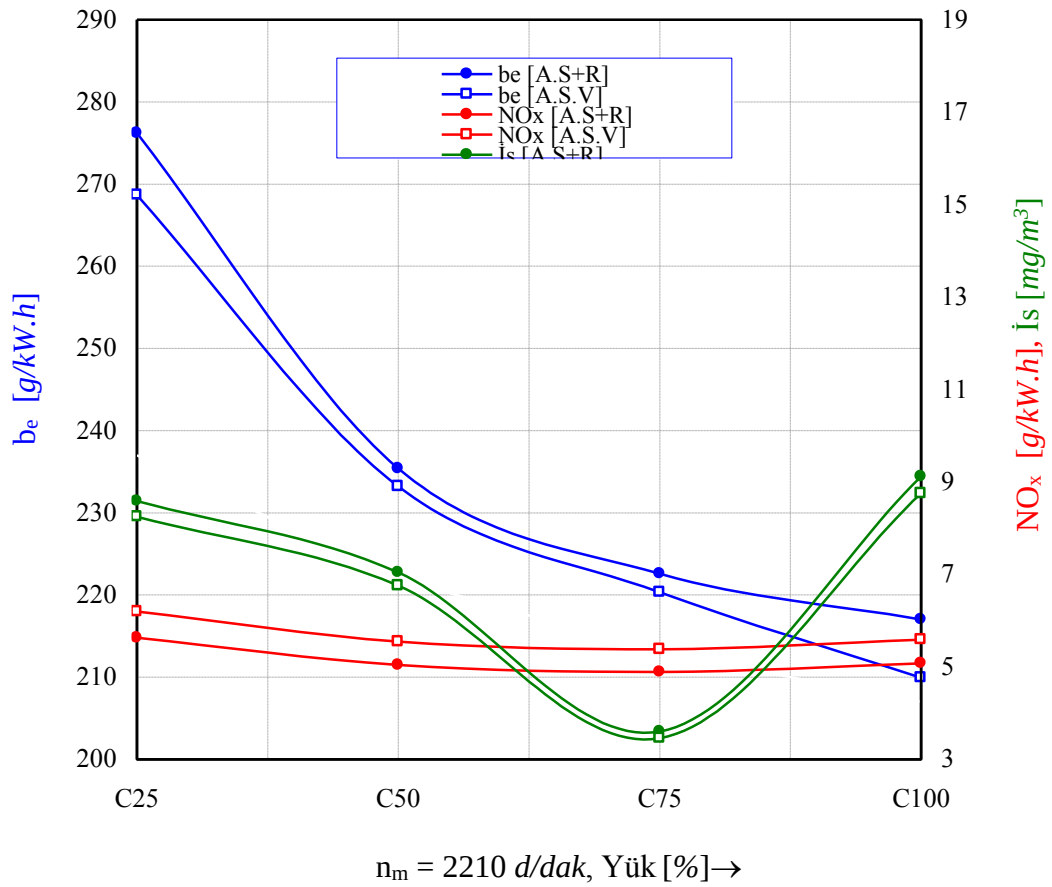
Parametreler	Ara Soğutmalı NHDD				Ara Soğ. ve Rötarlı NHDD			
Yük [%]	B25	B50	B75	B100	B25	B50	B75	B100
$P_{c,r}$ [bar]	850	750	800	900	850	750	800	900
τ [$^{\circ}$ KMA]	-4,30	-0,50	-2,00	-5,50	-2,30	+1,50	0,00	-3,50
$q_{a,p}$ [mg/str]	32,8	51,5	75,1	95,2	32,8	51,5	75,1	95,2
$q_{p,p}$ [mg/str]	0,00	4,00	6,00	8,00	0,00	4,00	6,00	8,00
$t_{p,p}$ [μ s]	0	800	800	1000	0	800	800	1000
T_{2d} [$^{\circ}$ C]	71	101	126	145	66	94	117	135
T_{3d} [$^{\circ}$ C]	29	33	37	40	29	33	37	40
ΔT_d [$^{\circ}$ C]	42	68	89	105	37	61	80	95
ΔP_d [mbar]	42	50	58	63	37	45	52	56
$Q_{a,s}$ [kW]	6,4	13,8	21,4	28,5	5,6	12,5	19,2	25,3
HFK	4,009	2,920	2,440	2,172	4,009	2,920	2,440	2,172
η_v	0,893	0,935	0,933	0,936	0,893	0,935	0,933	0,936



Şekil 8.27 B noktasında avansın azaltılmasının b_e , NO_x ve i_s emisyonlarına etkisi

Tablo 8.6 Avansın azaltılması halinde C noktalarındaki püskürtme karakteristiği

Parametreler	Ara Soğutmalı NHDD				Ara Soğ. ve Rötarlı NHDD			
Yük [%]	C25	C50	C75	C100	C25	C50	C75	C100
$P_{c,r}$ [bar]	900	1050	1150	1100	900	1050	1150	1100
τ [$^{\circ}$ KMA]	-6,00	-5,00	-6,00	-8,00	-4,00	-3,00	-4,00	-6,00
$q_{a,p}$ [mg/str]	29,7	54,5	73,1	93,2	29,7	54,5	73,1	93,2
$q_{p,p}$ [mg/str]	0,00	4,00	6,00	0,00	0,00	4,00	6,00	0,00
$t_{p,p}$ [μ s]	0	800	950	0	0	800	950	0
T_{2d} [$^{\circ}$ C]	82	110	136	162	76	102	126	150
T_{3d} [$^{\circ}$ C]	30	36	40	43	29	33	37	40
ΔT_d [$^{\circ}$ C]	52	74	96	119	47	69	89	110
ΔP_d [mbar]	57	70	81	85	51	63	72	76
$Q_{a,s}$ [kW]	10,3	18,3	28,4	40,3	9,2	16,5	27,1	36,1
HFK	4,299	3,109	2,637	2,341	4,299	3,109	2,637	2,341
η_v	0,913	0,921	0,932	0,936	0,913	0,921	0,932	0,936



Şekil 8.28 C noktasında avansın azaltılmasının b_e , NO_x ve i_s emisyonlarına etkisi

8.5.3 Yakıt miktarının artırılmasının b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi

Şekil 8.29'da A noktasında, motor yüküne bağlı olarak, ara soğutma ve yakıt artırılmasının NO_x , is ve özgül yakıt tüketimine etkisi birlikte görülmektedir. Tablo 8.7'de ise bu durumda A noktalarındaki püskürtme karakteristiği ve ara soğutma değerleri verilmiştir. Ara soğutmalı motorda çevrim boyunca püskürtülen yakıt miktarının tam yükte % 5 artırılması durumunda özgül yakıt tüketimi A25, A50, A75 ve A100 noktalarında % 1-2 civarında, NO_x emisyonları ise aynı noktalarda % 5-6 civarında azalmıştır. Bu durumda A noktalarında is emisyonlarında artma görülmüştür. Is emisyonları A25, A50, A75, A100 noktalarında yaklaşık % 15-17 civarında artmıştır.

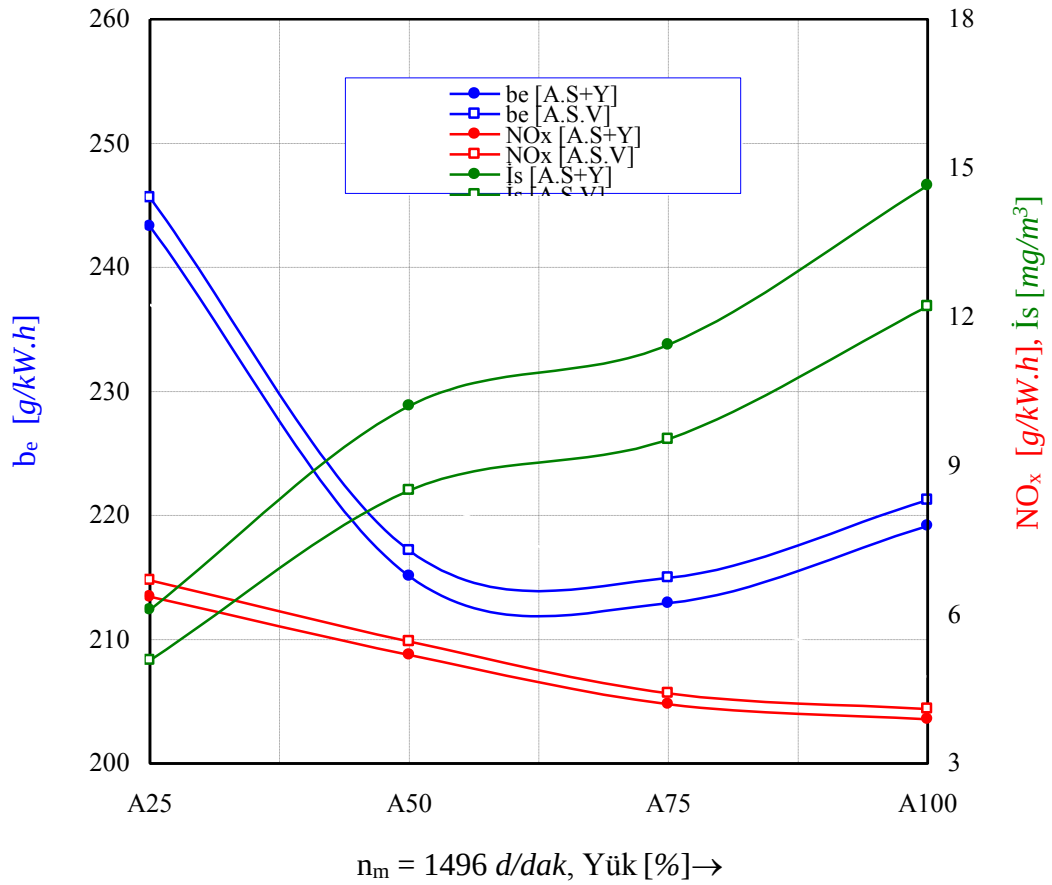
Şekil 8.30'da B noktasında, motor yüküne bağlı olarak, ara soğutma ve yakıt artırılmasının NO_x , is ve özgül yakıt tüketimine etkisi birlikte görülmektedir. Tablo 8.8'de ise bu durumda B noktalarındaki püskürtme karakteristiği ve ara soğutma değerleri verilmiştir. Ara soğutmalı motorda çevrim boyunca püskürtülen yakıt miktarının tam yükte % 5 artırılması durumunda özgül yakıt tüketimi B25, B50, B75 ve B100 noktalarında % 2-2,5 civarında, NO_x emisyonları ise aynı noktalarda % 6-7 civarında azalmıştır. Bu durumda B noktalarında is emisyonlarında artma görülmüştür. Is emisyonları B25, B50, B75, B100 noktalarında yaklaşık % 16-18 civarında artmıştır.

Şekil 8.31'de C noktasında, motor yüküne bağlı olarak, ara soğutma ve yakıt artırılmasının NO_x , is ve özgül yakıt tüketimine etkisi birlikte görülmektedir. Tablo 8.9'da ise bu durumda C noktalarındaki püskürtme karakteristiği ve ara soğutma değerleri verilmiştir. Ara soğutmalı motorda çevrim boyunca püskürtülen yakıt miktarının tam yükte % 5 artırılması durumunda özgül yakıt tüketimi C25, C50, C75 ve C100 noktalarında % 3-3,5 civarında, NO_x emisyonları ise aynı noktalarda % 7-8 civarında azalmıştır. Bu durumda C noktalarında is emisyonlarında artma görülmüştür. Is emisyonları C25, C50, C75, C100 noktalarında yaklaşık % 16-18 civarında artmıştır.

NHDD motorunda ara soğutmalı ve yakıt miktarı artırılarak yapılan deneyde, motor gücü artırılarak, NO_x emisyonları etkin bir şekilde azaltılmıştır. Bu durumda NO_x emisyonlarındaki azalma, püskürtme avansı azaltılarak yapılan deneyde elde edilen değerlere göre daha fazladır, yani güç başına NO_x emisyonu daha fazla düşmüştür.

Tablo 8.7 Yakıt artırılması halinde A noktalarındaki püskürtme karakteristiği

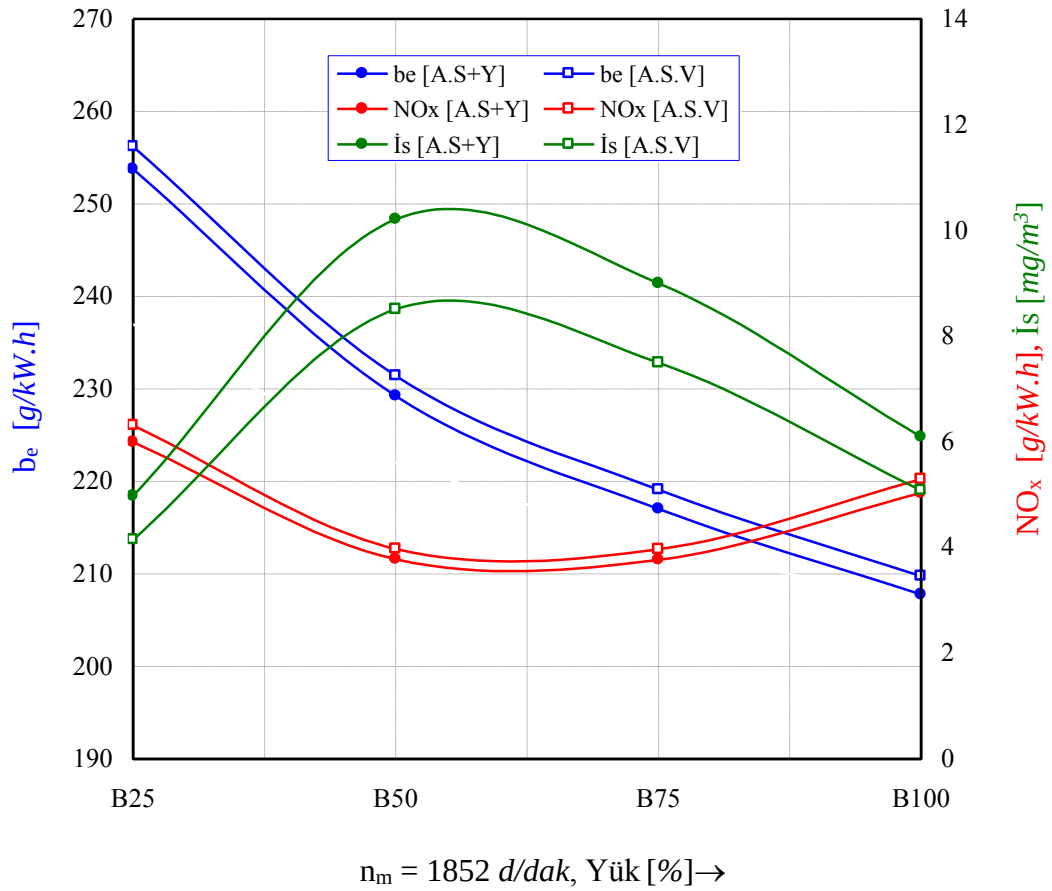
Parametreler	Ara Soğutmalı NHDD				Ara Soğ. ve Yakıt Aç. NHDD			
Yük [%]	A25	A50	A75	A100	A25	A50	A75	A100
$P_{c,r}$ [bar]	650	850	750	700	650	850	750	700
τ [$^{\circ}$ KMA]	-3,00	-1,50	-1,00	-0,50	-3,00	-1,50	-1,00	-0,50
$q_{a,p}$ [mg/str]	27,6	50,4	73,2	97,4	29	52,9	75,3	102,3
$q_{p,p}$ [mg/str]	0,00	0,00	3,00	8,00	0,00	0,00	3,00	8,00
$t_{p,p}$ [μ s]	0	0	1900	1900	0	0	1900	1900
T_{2d} [$^{\circ}$ C]	52	70	89	114	63	83	107	137
T_{3d} [$^{\circ}$ C]	28	30	33	36	28	30	33	36
ΔT_d [$^{\circ}$ C]	24	40	56	78	35	53	74	101
ΔP_d [mbar]	28	30	36	39	32	37	48	57
$Q_{a,s}$ [kW]	2,8	5,4	9,1	15,6	4,1	7,1	12,2	20,2
HFK	3,918	2,538	2,077	1,879	3,918	2,538	2,077	1,879
η_v	0,910	0,913	0,921	0,938	0,910	0,913	0,921	0,938



Şekil 8.29 A noktasında yakıt artırılmasının b_e , NO_x ve i_s emisyonlarına etkisi

Tablo 8.8 Yakıt artırılması halinde B noktalarındaki püskürtme karakteristiği

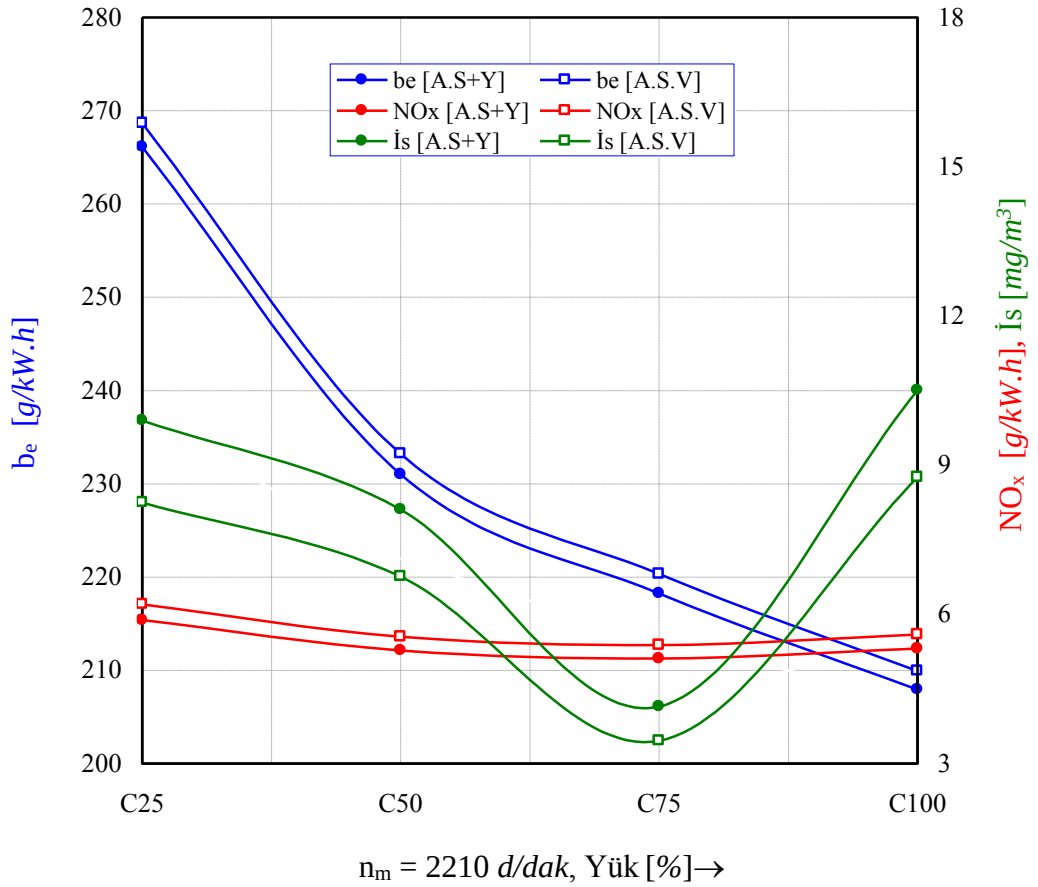
Parametreler	Ara Soğutmalı NHDD				Ara Soğ. ve Yakıt Aç. NHDD			
Yük [%]	B25	B50	B75	B100	B25	B50	B75	B100
$P_{c,r}$ [bar]	850	750	800	900	850	750	800	900
τ [$^{\circ}$ KMA]	-4,30	-0,50	-2,00	-5,50	-4,30	-0,50	-2,00	-5,50
$q_{a,p}$ [mg/str]	32,8	51,5	75,1	95,2	34,4	57,2	78,9	100
$q_{p,p}$ [mg/str]	0,00	4,00	6,00	8,00	0,00	4,00	6,00	8,00
$t_{p,p}$ [μ s]	0	800	800	1000	0	800	800	1000
T_{2d} [$^{\circ}$ C]	71	101	126	145	89	109	136	157
T_{3d} [$^{\circ}$ C]	29	33	37	40	28	30	33	36
ΔT_d [$^{\circ}$ C]	42	68	89	105	61	79	103	121
ΔP_d [mbar]	42	50	58	63	54	63	76	86
$Q_{a,s}$ [kW]	6,4	13,8	21,4	28,5	9,3	16,1	28,4	39,2
HFK	4,009	2,920	2,440	2,172	4,009	2,920	2,440	2,172
η_v	0,893	0,935	0,933	0,936	0,893	0,935	0,933	0,936



Şekil 8.30 B noktasında yakıt artırılmasının b_e , NO_x ve i_s emisyonlarına etkisi

Tablo 8.9 Yakıt artırılması halinde C noktalarındaki püskürtme karakteristiği

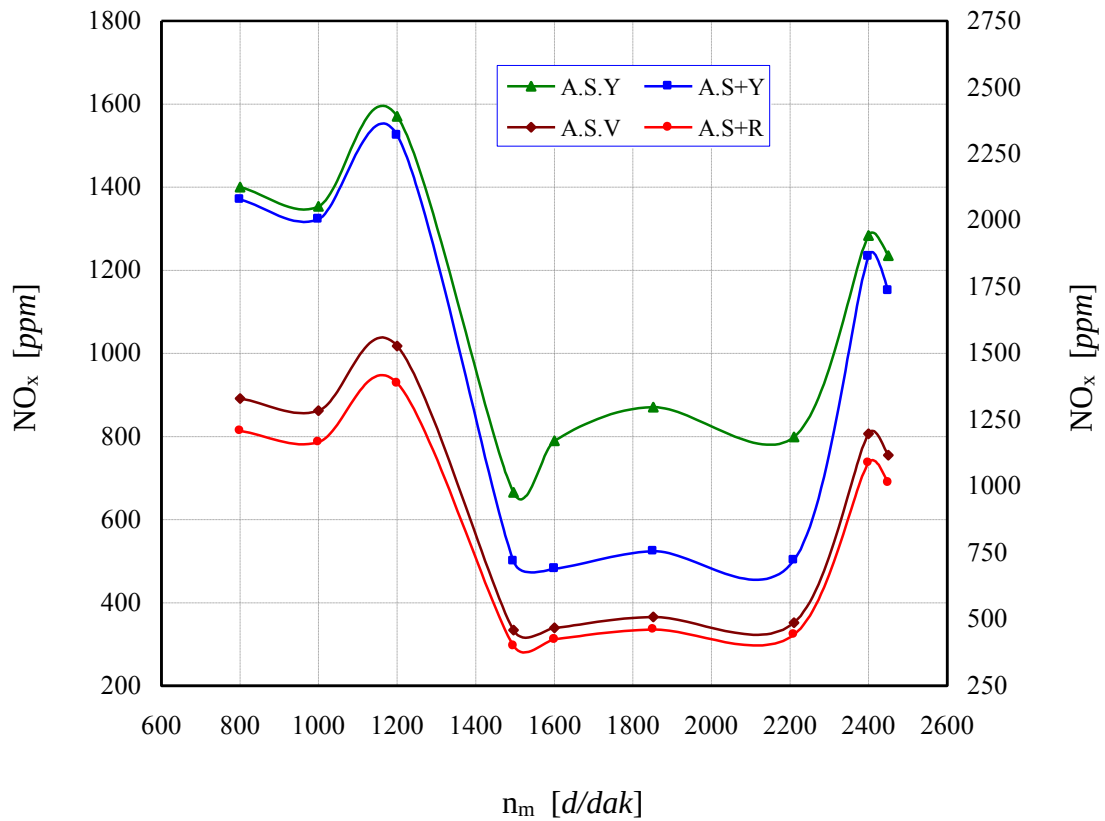
Parametreler	Ara Soğutmalı NHDD				Ara Soğ. ve Yakıt Aç. NHDD			
Yük [%]	C25	C50	C75	C100	C25	C50	C75	C100
$P_{c,r}$ [bar]	900	1050	1150	1100	900	1050	1150	1100
τ [$^{\circ}$ KMA]	-6,00	-5,00	-6,00	-8,00	-6,00	-5,00	-6,00	-8,00
$q_{a,p}$ [mg/str]	29,7	54,5	73,1	93,2	31,2	57,2	76,7	97,7
$q_{p,p}$ [mg/str]	0,00	4,00	6,00	0,00	0,00	4,00	6,00	0,00
$t_{p,p}$ [μ s]	0	800	950	0	0	800	950	0
T_{2d} [$^{\circ}$ C]	82	110	136	162	89	119	147	175
T_{3d} [$^{\circ}$ C]	30	36	40	43	28	30	33	36
ΔT_d [$^{\circ}$ C]	52	74	96	119	61	89	114	139
ΔP_d [mbar]	57	70	81	85	54	85	102	111
$Q_{a,s}$ [kW]	10,3	18,3	28,4	40,3	12,3	22,1	33,7	47,1
HFK	4,299	3,109	2,637	2,341	4,299	3,109	2,637	2,341
η_v	0,913	0,921	0,932	0,936	0,913	0,921	0,932	0,936



Şekil 8.31 C noktasında yakıt artırılmasının b_e , NO_x ve is emisyonlarına etkisi

8.5.4 Ara soğutma ve diğer parametrelerin NO_x emisyonlarına etkisi

Şekil 8.32’de 4 farklı deney durumunda tam yükte, ara soğutmanın ve diğer parametrelerin NO_x emisyonlarına etkisi birlikte görülmektedir. ESC bölgesi dışındaki alçak motor dönme sayılarında (X100, Y100, Z100 noktaları) NO_x emisyonları 4 farklı deney durumunda da, ESC bölgesinde ölçülen NO_x değerlerine göre çok fazladır. Bu bölgedeki emisyonlar için herhangi bir sınırlama olmadığından, özgül yakıt tüketimi azaltılarak NO_x ve diğer emisyonların fazla olmasına izin verilmiştir. X100, Y100 ve Z100 noktalarında, ara soğutma ile NO_x emisyonlarında yaklaşık 80 ppm civarında azalma görülmüştür. Motorun rötarlı çalışması durumunda bu azalma 150 ppm olup, yakıt miktarı artırılarak yapılan deneyde 40 ppm civarındadır. Dolayısıyla, alçak motor dönme sayılarında ara soğutmanın egzozdaki NO_x konsantrasyonuna çok fazla etkisi olmadığı söylenebilir. Fakat tam yükte artan motor dönme sayısı ile, ara soğutma ile birlikte püskürtme avansı azaltılarak ve yakıt miktarı artırılarak, özellikle ESC noktalarındaki NO_x emisyonlarında önemli azalmalar tespit edilmiştir. Yalnızca ara soğutma ile A100, B100 ve C100 noktalarında NO_x emisyonlarında 250-300 ppm azalma görülmüştür.



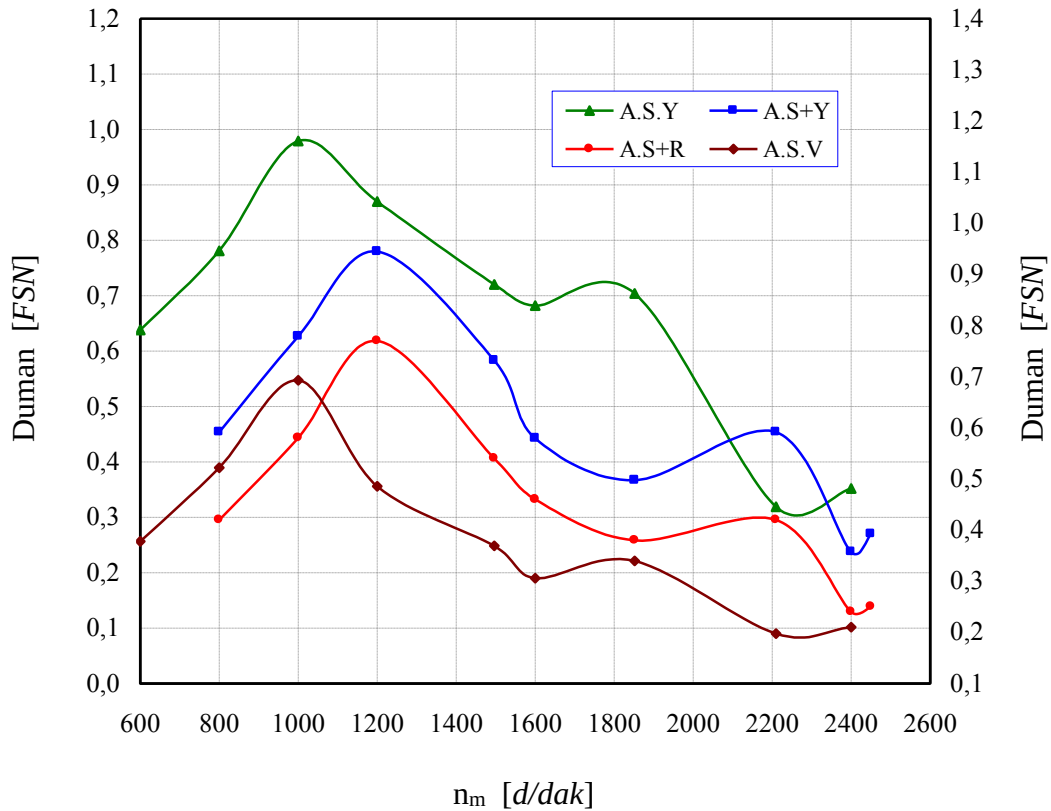
Şekil 8.32 Ara soğutma ve diğer parametrelerin NO_x emisyonlarına etkisi

8.5.5 Ara soğutma ve diğer parametrelerin is emisyonlarına etkisi

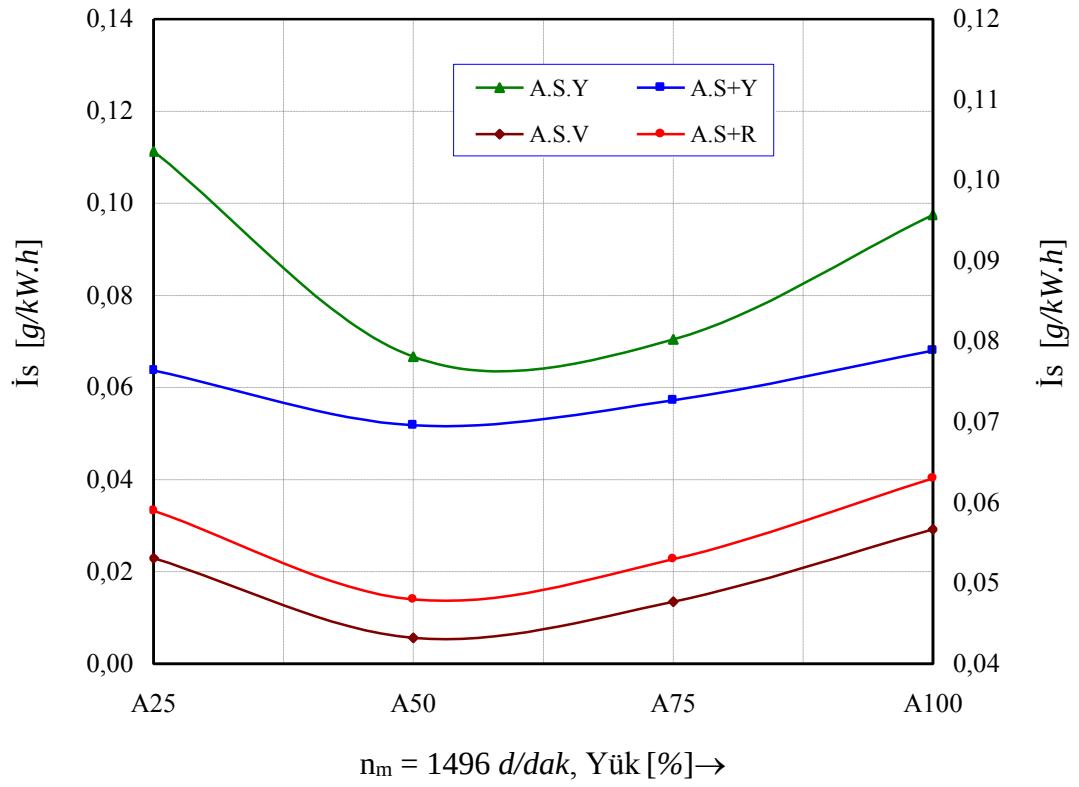
Şekil 8.33'te 4 farklı deney durumunda tam yükte duman değerlerinin motor dönme sayısı ile değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile duman değerleri tam yükte motor dönme sayısına bağlı olarak % 30-45 arasında azalmıştır. Rötarlı püskürtme durumunda duman değerleri ara soğutmalı duruma göre % 4-5 civarında artmış olup, yakıt artırılmış durumda bu değer % 7-8 civarındadır.

Şekil 8.34'de A noktalarında is emisyonlarının yüke bağlı değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile is emisyonları A25 noktasında % 50, A50 noktasında % 35, A75 noktasında % 30 ve A100 noktasında % 42 azalmıştır. Püskürtme avansının azaltılması durumunda bu noktalardaki is emisyonları % 11 yakıt miktarının artırılması durumunda ise % 20 artmıştır.

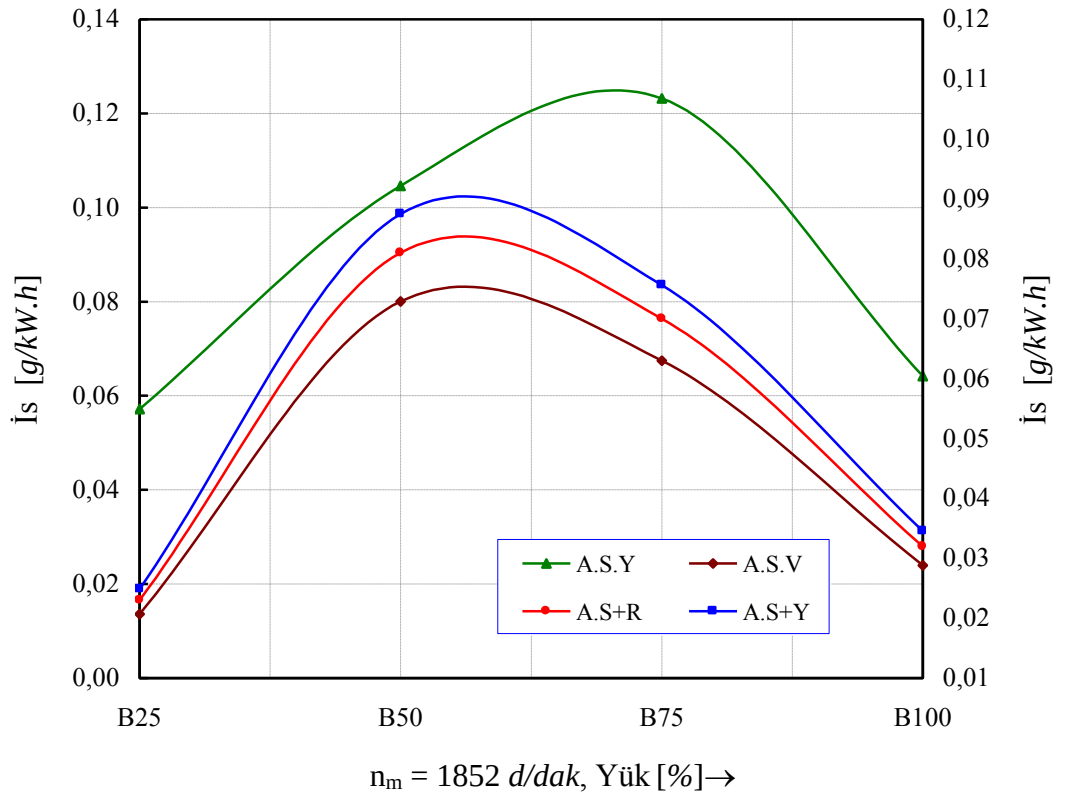
Şekil 8.35'de B noktalarında is emisyonlarının yüke bağlı değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile is emisyonları B25 noktasında % 62, A50 noktasında % 30, A75 noktasında % 48 ve A100 noktasında % 50 azalmıştır. Püskürtme avansının azaltılması durumunda bu noktalardaki is emisyonları % 13 yakıt miktarının artırılması durumunda ise % 22 artmıştır.



Şekil 8.33 Ara soğutma ve diğer parametrelerin duman değerlerine etkisi

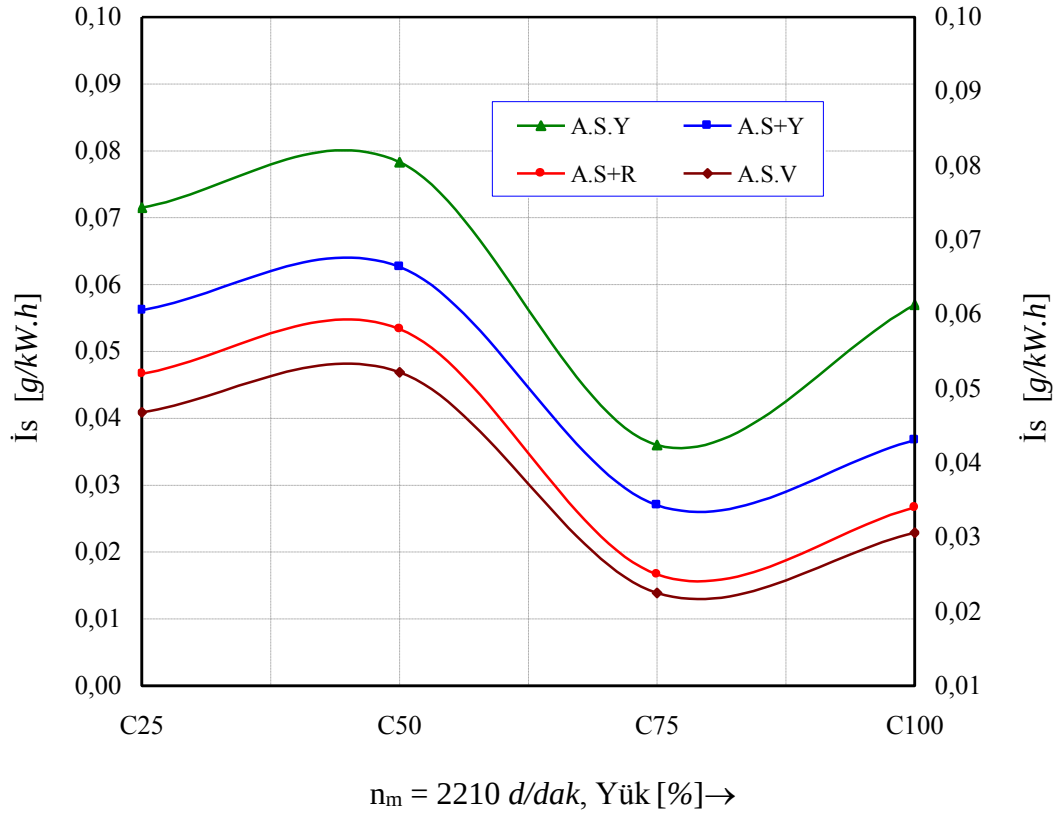


Şekil 8.34 Ara soğ. ve diğer parametrelerin A noktalarında is emisyonlarına etkisi



Şekil 8.35 Ara soğ. ve diğer parametrelerin B noktalarında is emisyonlarına etkisi

Şekil 8.36’da C noktalarında is emisyonlarının yüke bağlı değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile is emisyonları C25 noktasında % 34, C50 noktasında % 34, C75 noktasında % 38 ve C100 noktasında % 46 azalmıştır. Püskürtme avansının azaltılması durumunda bu noktalardaki is emisyonları % 12 yakıt miktarının artırılması durumunda ise % 21 artmıştır.



Şekil 8.36 Ara soğ. ve diğer parametrelerin C noktalarında is emisyonlarına etkisi

8.5.6 Ara soğutma ve diğer parametrelerin HC emisyonlarına etkisi

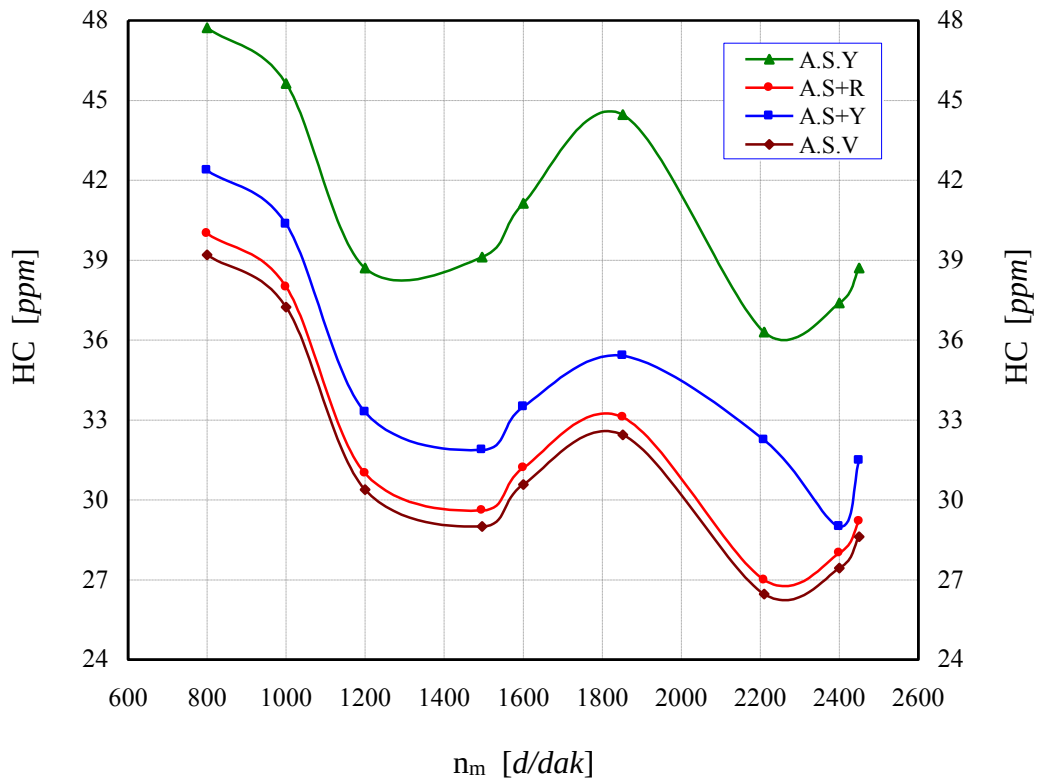
Şekil 8.37’te 4 farklı deney durumunda tam yükte HC emisyonlarının motor dönme sayısı ile değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile HC emisyonları tam yükte alçak motor dönme sayılarında (X100, Y100, Z100 noktaları) % 16-18 civarında azalmıştır. ESC noktalarında bu azalma % 20-24 civarında olup, tam yükte % 27’dir. NHDD motorunda ara soğutma ile tam yükte yüksek motor dönme sayılarında HC emisyonlarında etkin bir azalma tespit edilmiştir. Ayrıca, yakıt artırılmış durumda HC emisyonlarının birim güç başına azaldığı görülmüştür.

Şekil 8.38’de A noktalarında HC emisyonlarının yüke bağlı değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile HC emisyonları A25 noktasında % 14, A50

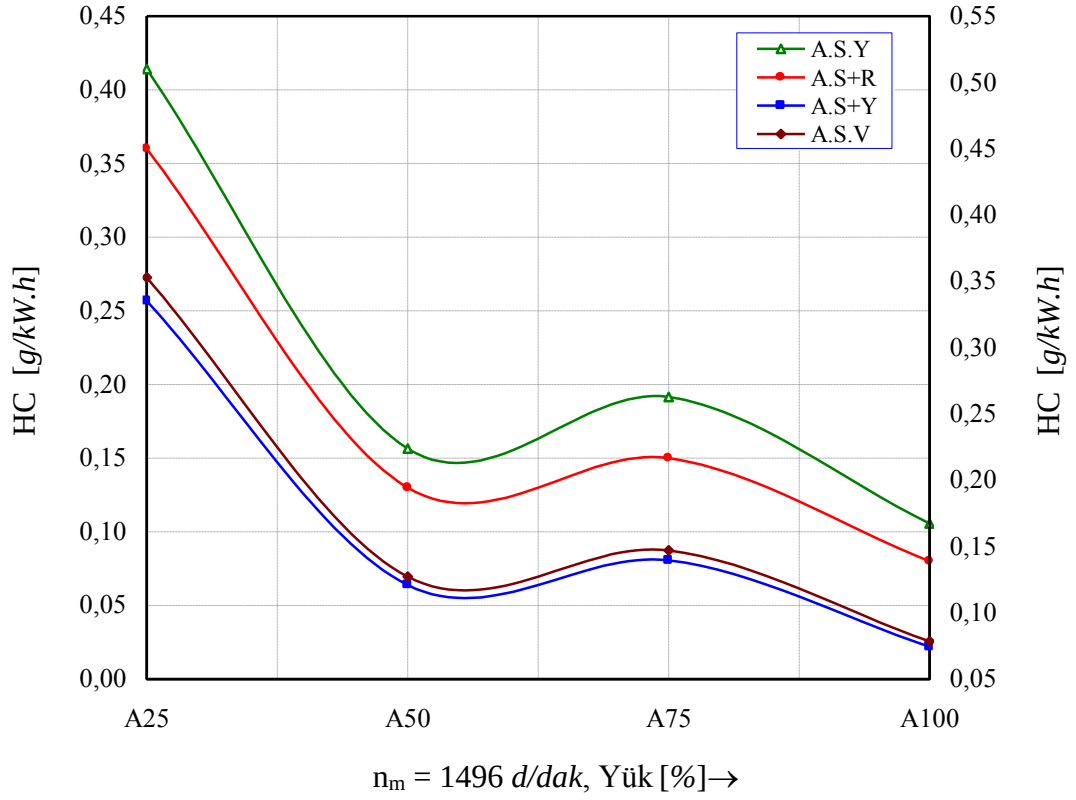
noktasında % 20, A75 noktasında % 24 ve A100 noktasında % 27 azalmıştır. Püskürtme avansının azaltılması durumunda bu noktalardaki HC emisyonları % 2 artmış olup, yakıt miktarının artırılması durumunda ise, ara soğutmalı duruma göre, % 5 azalmıştır.

Şekil 8.39'da B noktalarında HC emisyonlarının yüke bağlı değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile HC emisyonları B25 noktasında % 17, B50 noktasında % 23, B75 noktasında % 29 ve B100 noktasında % 33 azalmıştır. Püskürtme avansının azaltılması durumunda bu noktalardaki HC emisyonları % 3 artmış olup, yakıt miktarının artırılması durumunda ise, ara soğutmalı duruma göre, % 6 azalmıştır.

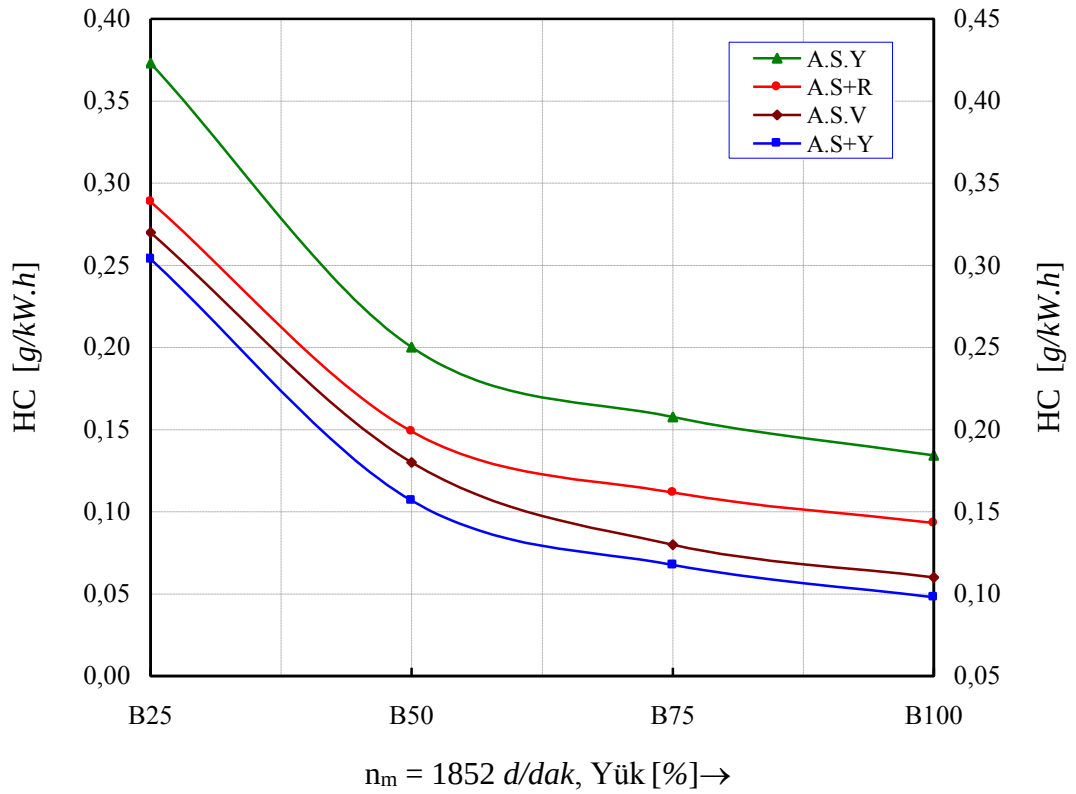
Şekil 8.40'da C noktalarında HC emisyonlarının yüke bağlı değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile HC emisyonları C25 noktasında % 18, C50 noktasında % 25, C75 noktasında % 31 ve C100 noktasında % 35 azalmıştır. Püskürtme avansının azaltılması durumunda bu noktalardaki HC emisyonları % 3,5 artmış olup, yakıt miktarının artırılması durumunda ise, ara soğutmalı duruma göre, % 6,5 azalmıştır.



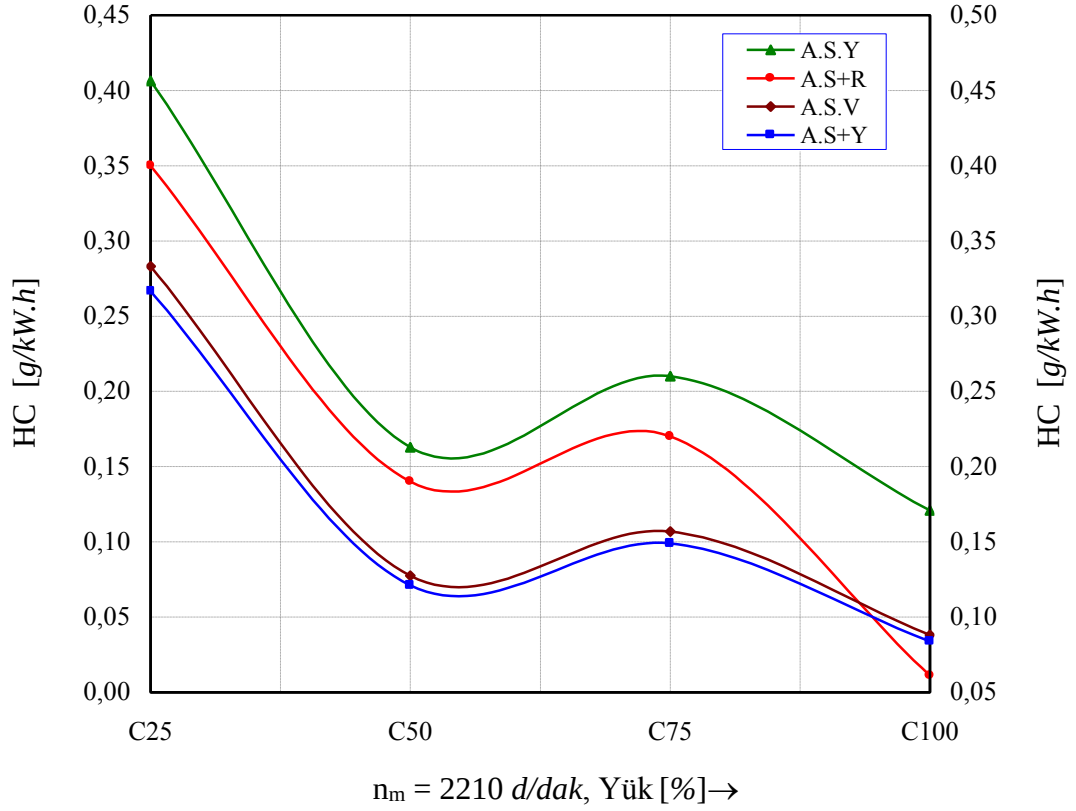
Şekil 8.37 Ara soğutma ve diğer parametrelerin HC emisyonlarına etkisi



Şekil 8.38 Ara soğ. ve diğer parametrelerin A noktalarında HC emisyonlarına etkisi



Şekil 8.39 Ara soğ. ve diğer parametrelerin B noktalarında HC emisyonlarına etkisi



Şekil 8.40 Ara soğ. ve diğer parametrelerin C noktalarında HC emisyonlarına etkisi

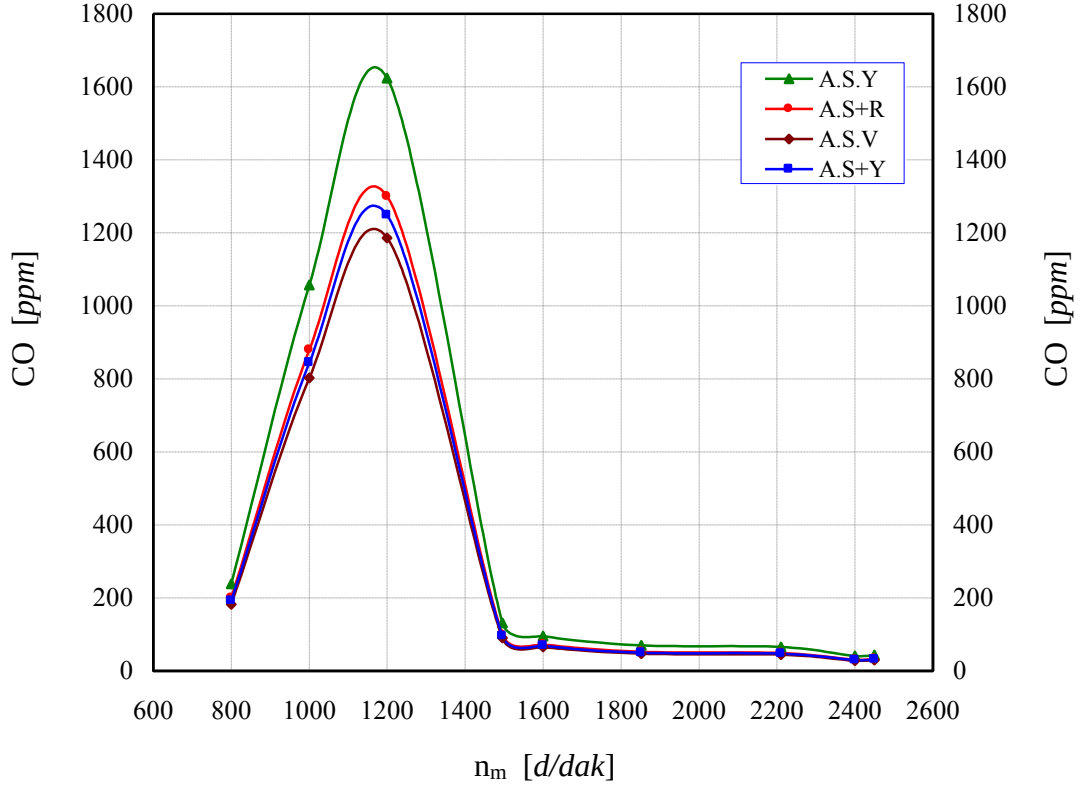
8.5.7 Ara soğutma ve diğer parametrelerin CO emisyonuna etkisi

Şekil 8.41’de 4 farklı deney durumunda tam yükte CO emisyonun motor dönme sayısı ile değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile CO emisyonu tam yükte alçak motor dönme sayılarında (X100, Y100, Z100 noktaları) % 8-10 civarında azalmıştır. ESC noktalarında bu azalma % 3-4 civarında olup, tam yükte % 2’dir. NHDD motorunda ara soğutma ile tam yükte yüksek motor dönme sayılarında CO emisyonunda etkin bir azalma tespit edilmiştir. Ayrıca, yakıt artırılmış durumda CO emisyonun birim güç başına azaldığı görülmüştür.

Şekil 8.42’de A noktalarında CO emisyonun yüke bağlı değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile CO emisyonu A25 noktasında % 17, A50 noktasında % 20, A75 noktasında % 7 ve A100 noktasında % 6 azalmıştır. Püskürtme avansının azaltılması durumunda bu noktalardaki CO emisyonu % 4 artmış olup, yakıt miktarının artırılması durumunda ise, ara soğutmalı duruma göre, % 5-6 civarında azalmıştır.

Şekil 8.43’da B noktalarında CO emisyonun yüke bağlı değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile CO emisyonu B25 noktasında % 18, B50

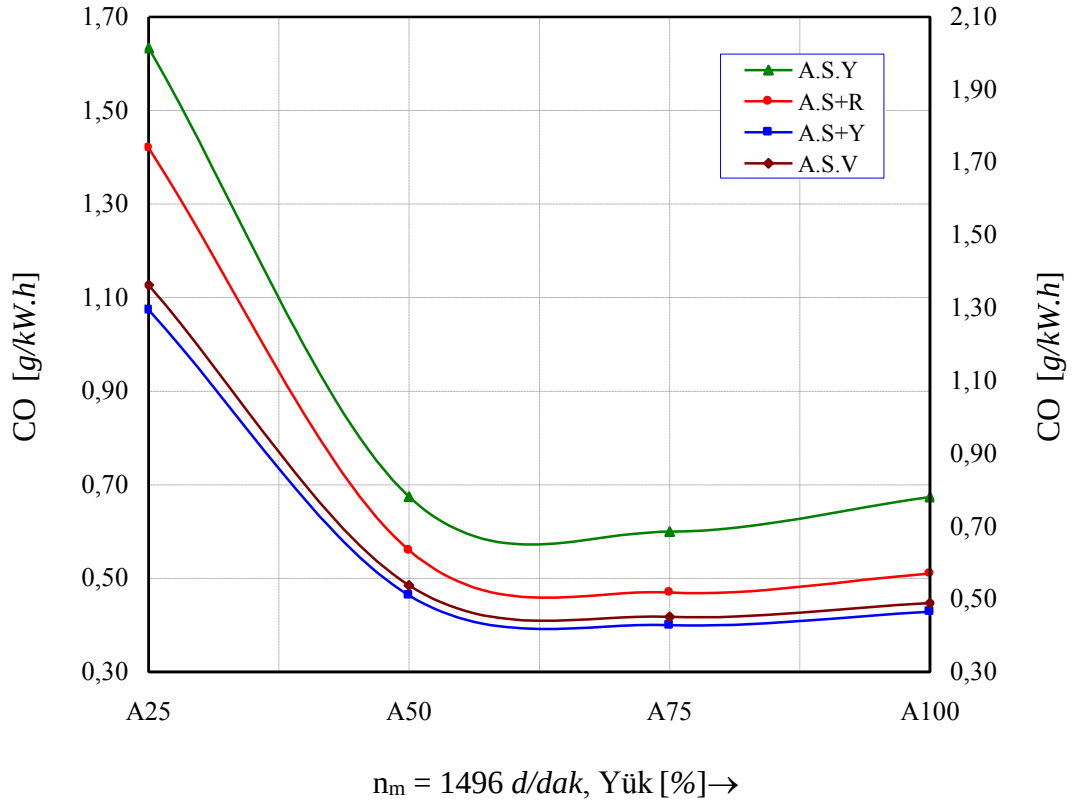
noktasında % 8, B75 noktasında % 9 ve B100 noktasında % 7 azalmıştır. Püskürtme avansının azaltılması durumunda bu noktalardaki CO emisyonu % 5 artmış olup, yakıt miktarının artırılması durumunda ise, ara soğutmalı duruma göre, % 6-7 civarında azalmıştır.



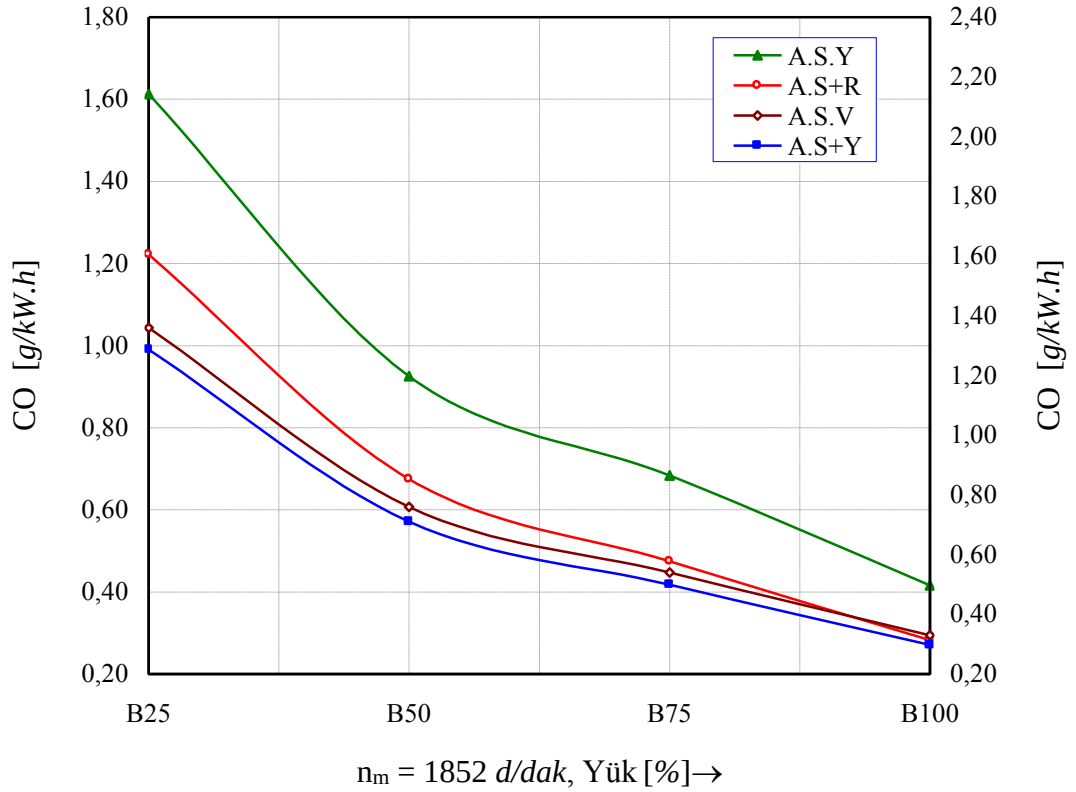
Şekil 8.41 Ara soğutma ve diğer parametrelerin CO emisyonuna etkisi

Şekil 8.44'te C noktalarında CO emisyonun yüke bağlı değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile CO emisyonu C25 noktasında % 15, C50 noktasında % 5, C75 noktasında % 7 ve C100 noktasında % 4 azalmıştır. Püskürtme avansının azaltılması durumunda bu noktalardaki CO emisyonu % 2,5 artmış olup, yakıt miktarının artırılması durumunda ise, ara soğutmalı duruma göre, % 6 azalmıştır.

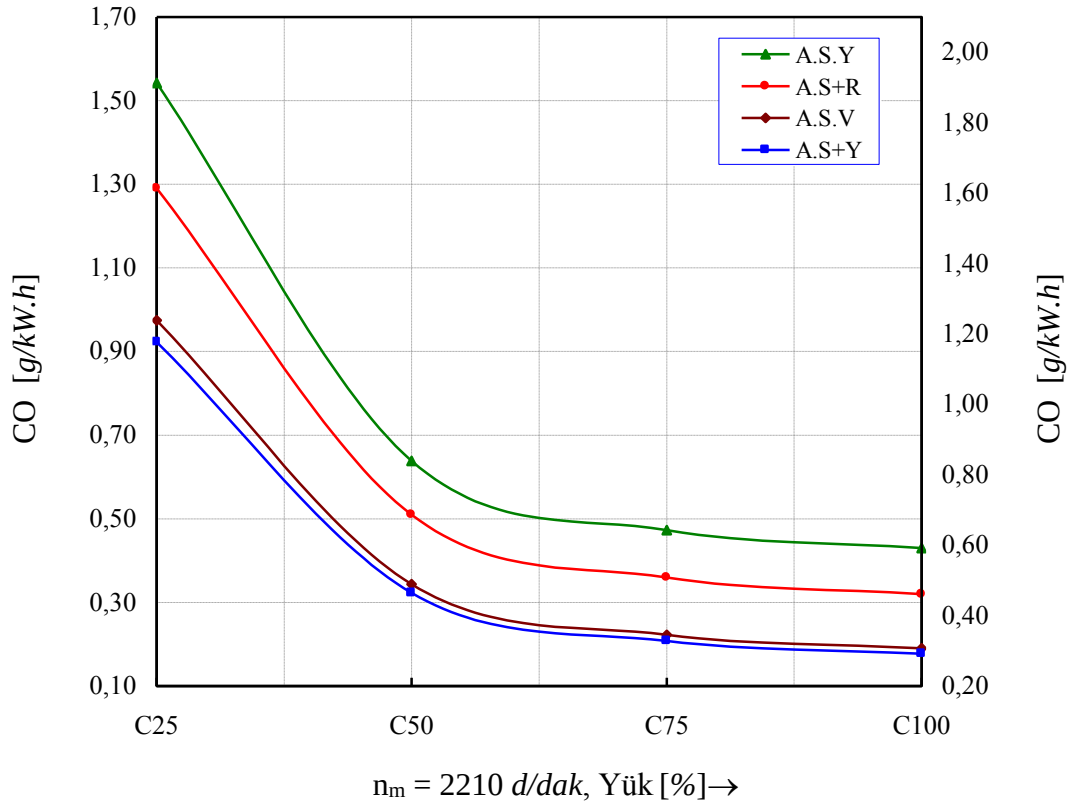
NHDD motorunda CO emisyonu özellikle ESC bölgesi dışındaki alçak motor dönme sayılarında çok fazladır. Bu bölgedeki, özellikle hızlanma esnasındaki, is emisyonlarını azaltabilmek için doldurucu çıkış basıncı düşük tutulmuştur. Dolayısıyla, HFK yetersiz kaldığı için CO'nun CO₂'e oksidasyonu tam olarak gerçekleşememekte ve CO emisyonu artmaktadır. ESC bölgesinde yapılan post püskürtmelerle is emisyonları azaltıldığı için, CO emisyonu nispeten daha azdır.



Şekil 8.42 Ara soğ. ve diğ. parametrelerin A noktalarında CO emisyonuna etkisi



Şekil 8.43 Ara soğ. ve diğ. parametrelerin B noktalarında CO emisyonuna etkisi

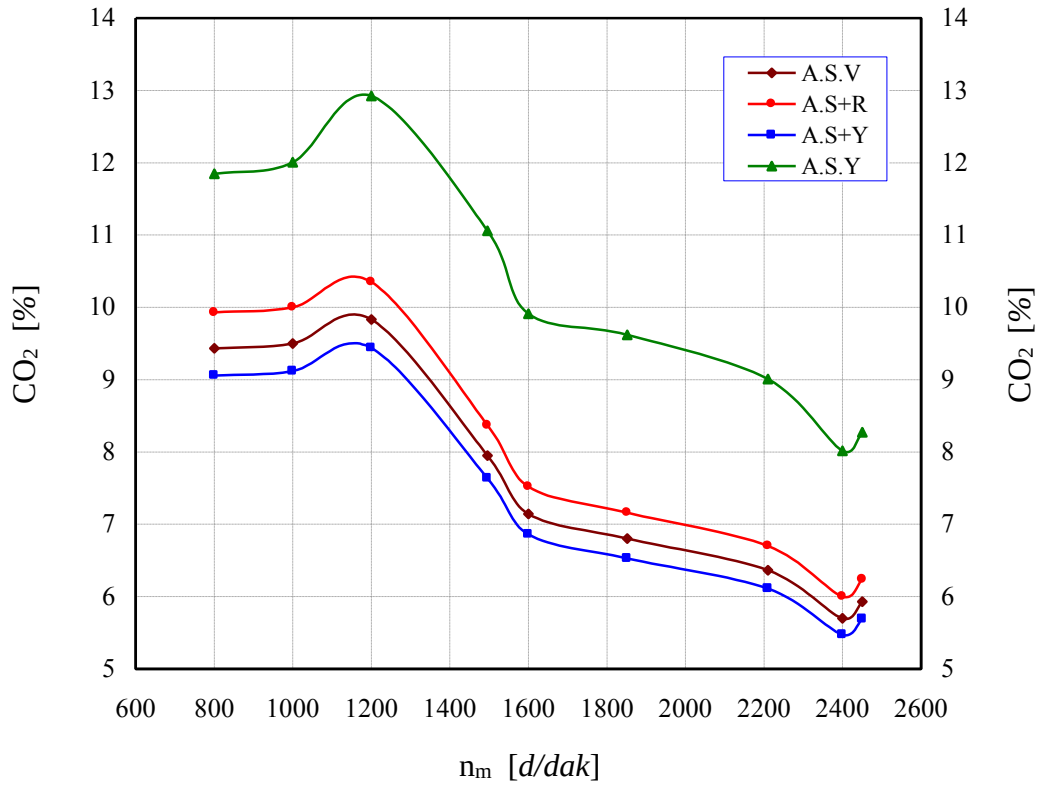


Şekil 8.44 Ara soğ. ve diğer parametrelerin C noktalarında CO emisyonuna etkisi

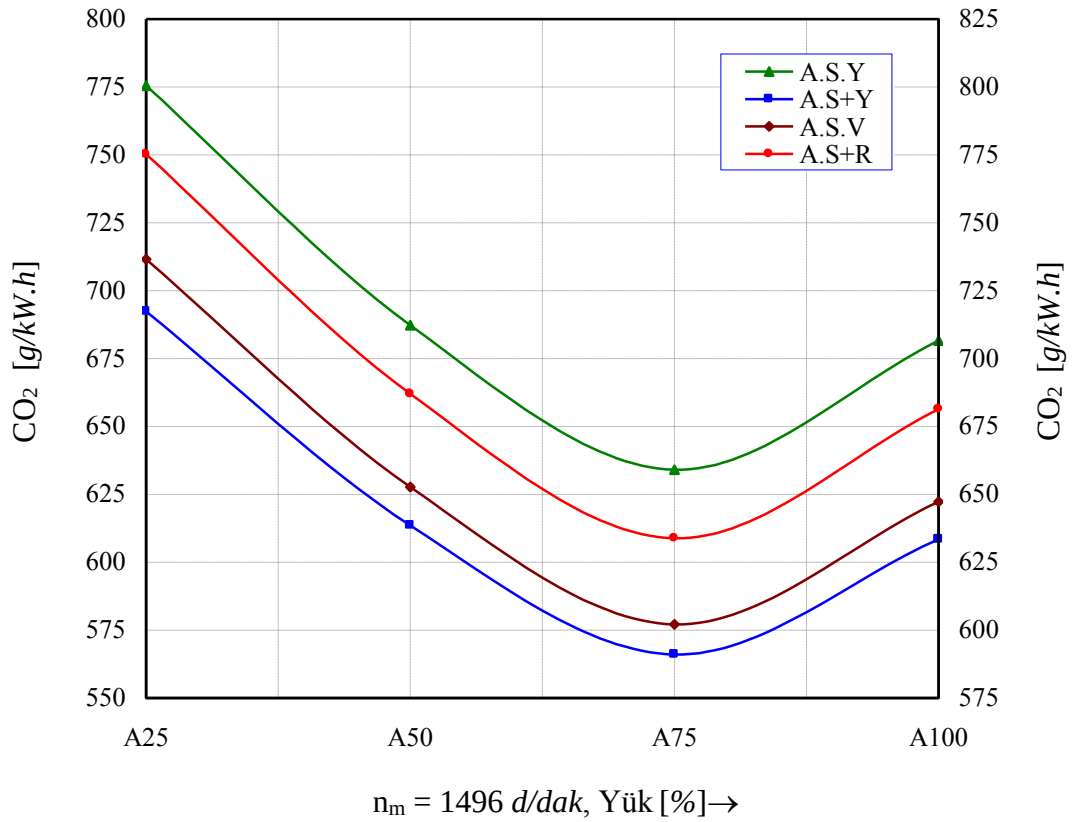
8.5.8 Ara soğutma ve diğer parametrelerin CO₂ emisyonuna etkisi

Şekil 8.45'te 4 farklı deney durumunda tam yükte CO₂ emisyonunun motor dönme sayısı ile değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile CO₂ emisyonu tam yükte alçak motor dönme sayılarında (X100, Y100, Z100 noktaları) % 12-14 civarında azalmıştır. ESC noktalarında bu azalma % 16-18 civarında olup, tam yükte % 24'tür. NHDD motorunda ara soğutma ile tam yükte yüksek motor dönme sayılarında CO₂ emisyonunda etkin bir azalma tespit edilmiştir. Ayrıca, yakıt artırılmış durumda CO₂ emisyonunun birim güç başına azaldığı görülmüştür.

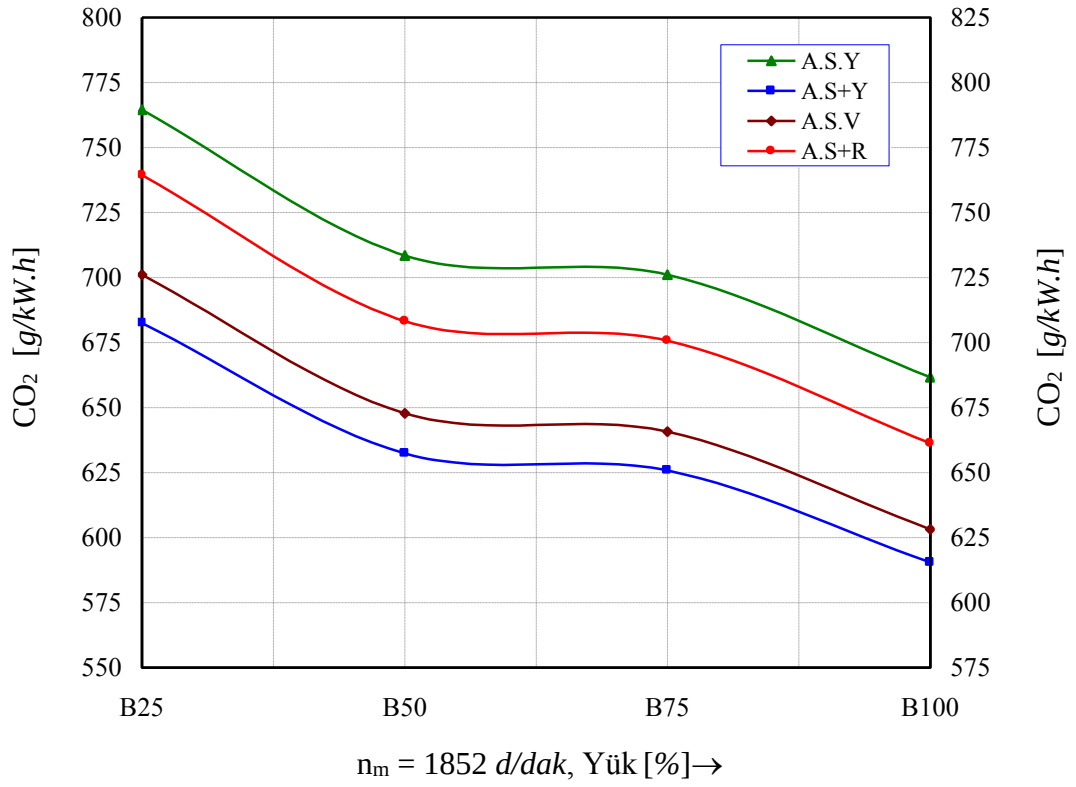
Şekil 8.46, 8.47 ve 8.48'de sırasıyla A,B,C noktalarında CO₂ emisyonunun yüke bağlı değişimi görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile tüm ESC noktalarında CO₂ emisyonunda % 12-15 civarında azalma tespit edilmiştir. Püskürtme avansı artırılarak yapılan deneyde CO₂ emisyonunda % 4 artış görülmüştür. Yakıt miktarı artırılarak yapılan deneyde, egzozdaki CO₂ konsantrasyonun artmasına rağmen yakıtla birlikte motor gücünün artması nedeniyle, birim güç başına CO₂ emisyonlarında azalma tespit edilmiştir. Ayrıca, püskürtme avasındaki azalmanın CO₂ emisyonunu fazla etkilemediği görülmüştür.



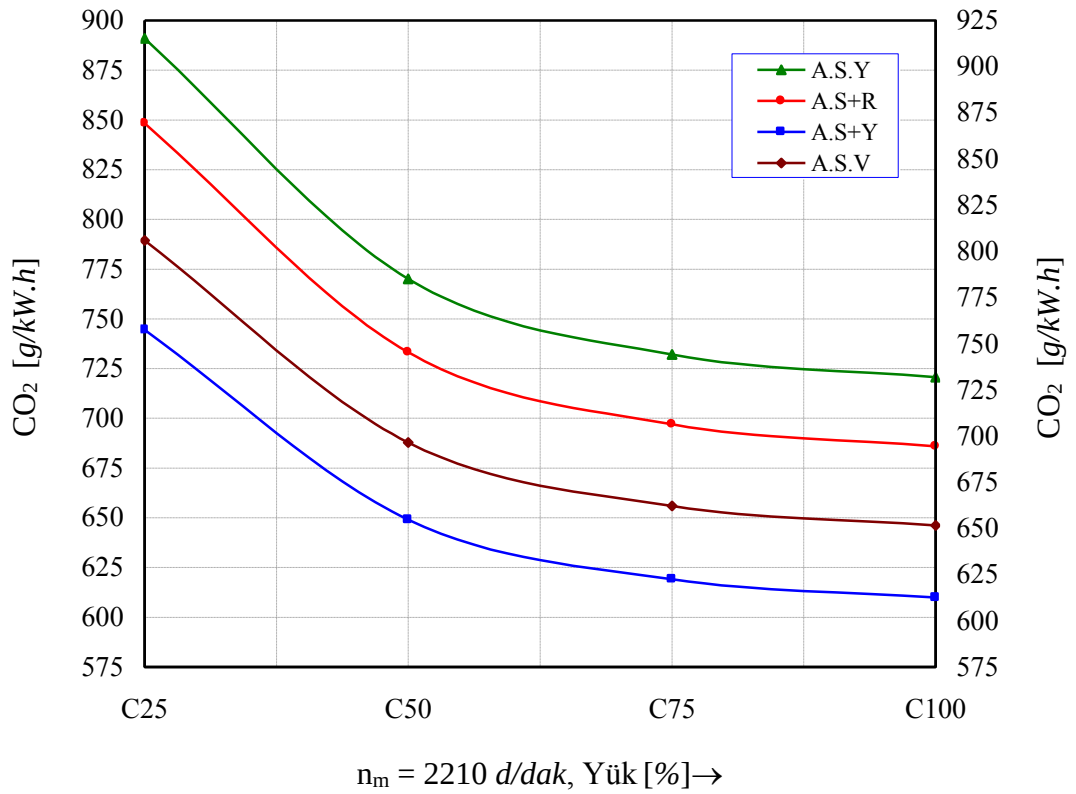
Şekil 8.45 Ara soğutma ve diğer parametrelerin CO_2 emisyonuna etkisi



Şekil 8.46 Ara soğ. ve diğer parametrelerin A noktalarında CO_2 emisyonuna etkisi



Şekil 8.47 Ara soğ. ve diğer parametrelerin B noktalarında CO₂ emisyonuna etkisi



Şekil 8.48 Ara soğ. ve diğer parametrelerin C noktalarında CO₂ emisyonuna etkisi

BÖLÜM 9. TARTIŞMA ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, Ford_OTOSAN A.Ş'nin geliştirmekte olduğu 7.33 lt. T/C, ara soğutmalı, direkt püskürmeli, common rail püskürtme sistemine sahip, silindir başına 4 supaplı, altı silindirli NHDD (*New Heavy Duty Diesel*) motoru, deney motoru olarak kullanılmıştır. Deneyler Ford_OTOSAN A.Ş'nin İstanbul Fabrikası'ndaki, ürün geliştirme test dinamometresinde yapılmıştır. Çalışmanın temel amacı; aşırı doldurmalı turbo dizel bir motorda ara soğutmanın (*aftercooling ya da charge air cooling*) motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisinin incelenmesidir.

Dört aşamadan oluşan deneysel çalışmaların birinci kısmında, motor ara soğutucusuz çalıştırılarak (bu durumda azalan HFK ile orantılı olarak tam yükte püskürtülen yakıt miktarı azaltılmış, yani HFK toplamda sabit tutulmuştur) ESC testi uygulanmıştır. Ayrıca, ESC noktaları ile birlikte X100, Y100, Z100, E100, D100 ve F100 noktalarında da ölçümler yapılmıştır. İkinci kısımda motora bir su soğutmalı ara soğutucu bağlanarak aynı işletme şartlarında deney yeniden yapılmıştır. Üçüncü kısımda aynı deneyler motorun tüm çalışma noktalarında püskürtme avansı 2^0 KMA açısı azaltılarak tekrarlanmıştır. Dördüncü kısımda ise tam yük durumunda püskürtülen yakıt miktarı % 5 artırılarak ESC testi yeniden yapılmıştır.

Motorun çalışma koşullarını 6 bölgeye ayırarak deneysel sonuçları irdeleyelim :

Tablo 9.1 Deney motoru (NHDD) çalışma koşulları

Tork [N.m]	Düşük devir : 800-1200 d/d <u>III. Bölge</u> Yüksek yük : 560-750 N.m	ESC devir : 1496-2210 d/d <u>I. Bölge</u> Yüksek yük : 560-750N.m	Yüksek devir : 2210-2450d/d <u>IV. Bölge</u> Yüksek yük : 560-750 N.m	Tork [N.m]
	Düşük devir : 800-1200 d/d <u>V. Bölge</u> Alçak yük : 188-375 N.m	ESC devir : 1496-2210 d/dak <u>II. Bölge</u> Alçak yük : 188-375 N.m	Yüksek devir : 2210-2450 d/d <u>VI. Bölge</u> Alçak yük : 188-375 N.m	
Motor devri [d/dak]				

Partikül emisyonu : Ara soğutmalı motor özellikle I nolu bölgede ara soğutmasız motora nazaran daha düşük egzoz sıcaklıklarında ve daha yüksek hava-yakıt oranlarında çalıştığından partikül emisyonlarında yaklaşık % 40-50'lik bir azalma kaydedilmiştir. Bu değer püskürtme avansının azaltılması durumunda bu bölgede partikül emisyonları % 8-10, yakıt miktarının artırılması durumunda ise % 18-22 artmıştır. II nolu bölgede ara soğutma sonucu egzoz gazları sıcaklıklarının azalması dolayısıyla türbin gücü düşmekte ve doldurucu çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Bu şartlarda ara soğutmalı motorun partikül emisyonlarında ara soğutmasız motora nazaran % 25-30 civarında bir azalma sağlanmıştır. Benzer şekilde III nolu bölgede de partikül emisyonlarında % 15-20 civarında bir azalma görülmüştür. Maksimum gücün elde edildiği IV nolu bölgede ise partikül emisyonları % 36 azalmıştır.

NO_x emisyonu : Dizel motorlarında NO_x oluşumu; yanma odasındaki maksimum basınç ve sıcaklık, yersel oksijen konsantrasyonu, HFK, reaksiyon hızları ve püskürtme avansı gibi parametrelere doğrudan bağlıdır. Bunlardan NO_x oluşumunu kontrol eden en önemli parametre yanma sonu ulaşılan maksimum sıcaklıktır. Dizel motorlarında aşırı doldurma sonucu sıkıştırma başlangıcı silindir sıcaklığı ve basıncı artmakta dolayısıyla, bu sıcaklık artışıyla birlikte çevrim sonu ulaşılan maksimum sıcaklık ve NO_x emisyonu artmaktadır. NO_x oluşumunda, sıcaklıkla birlikte yersel oksijen konsantrasyonu da etkili olduğu için, HFK'nın toplamda artması durumunda NO_x emisyonlarında azalma görülür. II ve III nolu bölgede ara soğutma ile, HFK'daki artışın çok fazla olmaması nedeniyle, NO_x emisyonlarında % 4-5 civarında azalma görülmüştür. Püskürtme avansının azaltılması durumunda bu değer % 6-7 civarında olup, yakıt miktarının artırılması durumunda % 8-9 civarındadır. I ve IV nolu bölgelerde ise ara soğutma ile NO_x emisyonlarında % 12-14 civarında azalma belirlenmiştir. Püskürtme avansının azaltılması durumunda bu değer % 16-18 civarında olup, yakıt miktarının artırılması durumunda % 22-24 civarındadır.

HC emisyonu : Motorun aşırı doldurmalı olması nedeniyle daima fakir karışım bölgesinde çalışmakta ve çalışma sıcaklıkları normal emmeli motora nazaran daha yüksek olmaktadır. Dolayısıyla aşırı doldurmalı motorda HC emisyonlarında bir azalma olur. Aşırı doldurmalı motora ara soğutucu ilavesiyle HFK artacağından, HC emisyonlarında azalma motorun her çalışma şartında gerçekleşecektir. Dolayısıyla, ara soğutmalı motorun HC emisyonları değerinde I bölgesinde % 24, II bölgesinde % 20, III bölgesinde % 16 ve IV bölgesinde % 27 azalma görülmüştür.

CO emisyonu : II ve III nolu bölgelerde ara soğutmalı motorun egzoz enerjileri fazla bir artış göstermediğinden, volümetrik verimdeki artışında sınırlı kalmasına sebep olmaktadır. Dolayısıyla ara soğutmalı motor ile ara soğutmasız motorda aşağı yukarı aynı hava-yakıt oranlarında çalışacağından, ara soğutmalı motorda CO emisyonlarında önemli bir azalma belirlenememiştir (% 4-5 civarında). I ve IV nolu bölgelerde ara soğutmalı motorda HFK'nın artışıyla CO emisyonları % 18-20 civarında azalmıştır.

Özgül yakıt tüketimi : Ara soğutmalı motorun bütün çalışma koşullarında özgül yakıt tüketiminin % 6-7 civarında azaldığı belirlenmiştir. Motorun rötarlı çalışması durumunda bu değer % 5 olup, yakıt miktarının artırılması durumunda % 9'dur.

Motor gücü : NHDD motorunda ara soğutma ile I nolu bölgede % 5, II ve III nolu bölgelerde % 2-2,5 ve IV nolu bölgede % 7 güç artışı görülmüştür. Motorun rötarlı çalışması durumunda, I nolu bölgede güçte % 1,5, II ve III nolu bölgelerde % 0,5-1 ve IV nolu bölgede % 2 azalma görülmüş olup, yakıt miktarının artırılması durumunda ise bu bölgelerdeki güç % 8, % 3,5-4 ve % 12 artmıştır.

Emme havası kütleli debisi : NHDD motorunda ara soğutma ile emme havası kütleli debisinde III nolu bölgede % 15-20 civarında, I ve II nolu bölgede % 25-30 civarında ve IV nolu bölgede ise % 40-50 civarında artış görülmüştür.

Doldurucu çıkış basıncı : NHDD motorunda ara soğutma sonucu, artan türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak, doldurucu çıkış basıncında III nolu bölgede % 2-3 civarında, I nolu bölgede % 14-16, II nolu bölgede % 10-12 ve IV nolu bölgede % 18-20 civarında artış görülmüştür.

Volümetrik verim : Egzoz türbini ile aşırı doldurma sisteminde doldurucuda ön sıkıştırmaya tabii tutulan emme havasının sıcaklığı ve basıncı artmaktadır. Doldurucu çıkış havası motora gönderilmeden önce soğutulursa artan motor hava debisiyle birlikte volümetrik verim ve motor gücü de artar. NHDD motorunda ara soğutma ile volümetrik verimde, motorun her türlü çalışma koşulunda, % 2-3 civarında bir artış görülmüştür.

Egzoz gaz sıcaklıkları : NHDD motoruna ara soğutucu ilavesiyle HFK'nın artması, yanma veriminin iyileşmesi ve TG süresinin kısalmasıyla; egzoz gaz sıcaklıkları artmaktadır. Deney motorunda ara soğutma ile motorun tüm çalışma koşullarında egzoz gaz sıcaklıklarının % 25-30 civarında arttığı belirlenmiştir.

ESC sonuçları : Tablo 9.2’de motorun 4 farklı durumda (A.S.Y, A.S.V, A.S+R ve A.S+Y) çalışması durumunda yapılan ESC testlerinin sonuçları görülmektedir. NHDD motorunda ara soğutma ile NO_x emisyonlarında birim güç başına % 14,5 azalma elde edilmiş olup, motor NO_x emisyonları açısından EURO_3 sınırına çok yaklaşmıştır. Bu durumda motorun özgül yakıt tüketiminde % 6,3 azalma olmuştur. Ara soğutmalı durumunda tüm ESC noktalarında püskürtme avansının 2 °KMA azaltılması ile NO_x emisyonları % 10,2 daha azaltılarak, motorun NO_x emisyonları EURO_3 sınır değerinin (5,00 g/k.Wh) altına indirilmiştir. Bu durumda özgül yakıt tüketimi % 1,2 artmıştır. Ara soğutmalı motorda tam yükte strok başına püskürtülen yakıt miktarının % 5 artırılması durumunda, NO_x emisyonları ara soğutmalı duruma göre birim güç başına % 4,8 azalmıştır. Bu durumda da motorun NO_x emisyonları EURO_3 sınır değerinin altındadır. Ayrıca, bu durumda özgül yakıt tüketiminde % 1 azalma görülmüştür. Motorun 4 farklı durumda çalışması durumunda da CO, HC ve is emisyonları EURO_3 sınır değerlerinin altındadır. Dolayısıyla, NO_x ve özgül yakıt tüketimi arasında istenilen dengenin sağlanabilmesi için püskürtme avansı ve strok başına püskürtülen yakıt miktarı kolaylıkla değiştirilebilir. Ara soğutma ile CO emisyonunda % 13, HC emisyonlarında % 18 ve is emisyonlarında % 38 azalma görülmüştür. Motorun rötarlı çalışması durumunda CO emisyonu % 5, HC emisyonları % 11 ve is emisyonları %16 artmış olup, yakıt miktarı artırılması durumunda CO emisyonu % 4 azalmış, HC emisyonu % 7 azalmış ve is emisyonları ise % 10,2 artmıştır.

Tablo 9.2 NHDD motoru ESC testi sonuçları

	NO _x	CO	HC	İs	b _e	
A.S.Y	5,980	0,592	0,153	0,091	237,4	g/kW.h
A.S.V	5,108	0,524	0,127	0,056	222,5	g/kW.h
A.S+R	4,585	0,544	0,141	0,067	225,2	g/kW.h
A.S+Y	4,865	0,502	0,118	0,062	220,7	g/kW.h
EURO_3	5,00	2,10	0,66	0,10	-----	g/kW.h
EURO_2	7,00	4,00	1,10	0,15	-----	g/kW.h
EURO_1	8,00	4,50	1,10	0,36	-----	g/kW.h

Yapılan bu çalışmalar sonucunda;

- Egzoz türbini ile aşırı doldurmalı dizel bir motorda, ara soğutmanın motor performansını artıran bir etkiye sahip olduğu, performanstaki bu iyileşmenin özellikle motorun yüksek yük ve dönme sayılarında çalışması durumunda daha belirgin olduğu görülmüştür. Buna karşın, alçak yük ve dönme sayılarında, özellikle hava soğutmalı tip ara soğutucularda, bu iyileşmenin az olduğu tespit edilmiştir. Dolayısıyla, motorun alçak yük ve dönme sayılarında, yani doldurucu çıkış basıncının ve sıcaklığının düşük olduğu işletme koşullarında, ara soğutucunun devreden çıkarılmasını sağlayan bir kontrol sistemi dizayn edilebilir. Bu sistem, ETAD sistemlerinde doldurucu çıkış basıncının istenilen değerden fazla olduğu durumlarda devreye giren, emme manifoldundan açılan by-pass sistemi ile havanın bir kısmını egzozu veren basınç ayar valfi (Wastegate valve)'ne benzeyen, elektronik kontrollü bir sistem olabilir. Alçak yük ve dönme sayılarında ara soğutucuyu devre dışı bırakan bu sistem, doldurucu çıkış sıcaklığı veya motor yüküne duyarlı olarak dizayn edilebilir. Böylece, ara soğutma gerektirmeyen durumlarda doldurucu çıkış havasının direkt olarak emme manifolduna gönderilerek, ara soğutucunun bu şartlardaki olumsuz etkisi ortadan kaldırılabilir.
- Yapılan teorik incelemelerde motor soğutma sisteminden bağımsız su soğutmalı ara soğutma sistemlerinin taşıt motorları için en uygun sistemler olduğu görülmüştür. Aşırı doldurmalı binek araçların motorlarında bu sistem yaygın olarak kullanılmaktadır. Motor soğutma sisteminden bağımsız su soğutmalı sistemin, ağır hizmet taşıtlarında kullanılan dizel motorlarında da yakın bir zamanda kullanılmaya başlanacağı beklenmektedir.
- Dizel motorlarında ara soğutma sonucu yanma verimi artacak dolayısıyla CO, HC, partikül ve NO_x emisyonlarında azalmalar sağlanacaktır.
- Artan sıcaklıklar ile motor performansında ve özgül yakıt sarfiyatında iyileşmelerin olacağı ve bununla beraber yanma verimi iyileşeceğinden motorun daha sesiz çalışması sağlanmış olacaktır.
- Ara soğutma sonucu motorun soğutma sistemine giden ısı miktarı azalacak ve soğutma sistemin hacmi küçülecektir.
- Birim güç başına motor maliyeti azalacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Balcı, M., 1985. Dizel Motorlarında Süperşarj ve Türboşarj, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Vakfı yayınları, Ankara.
- [2] Ergeneman, M., 1990. İçten Yanmalı Pistonlu Motorlarda Aşırı Doldurma Ders Notları, İ.T.Ü Makine Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul.
- [3] Heywood, John B., 1998. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill International Editions for Automotive Technology Series, New York.
- [4] Heisler, H. , Arnold E., 1999. Advanced Engine Technology, London
- [5] Zinner, K.,1978. Supercharging of Internal Combustion Engines Fundamentals Calculations and Examples, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, New York.
- [6] Safgönül B., Ergeneman M., Arslan E., Soruşbay C., 1995. İçten Yanmalı Motorlar, Birsan Yayınevi, İstanbul.
- [7] Kern J., and Wallner R., 1984. The Selection and Evaluation of Charge Air Coolers for Vehicle Engines, SAE Paper, 840350.
- [8] Watson, N., and Janota, M.S., 1982. Turbocharging The Internal Combustion Engines, Wiley-interscience Publications, John Wiley, New York.
- [9] Uzun, A., 1998. Aşırı Doldurmalı Dizel Bir Motorda Ara Soğutmanın Motor Performansına Etkileri, *Doktora Tezi*, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- [10] Üstündağ, Ç., Aydın, F., Ünver, H., Tanca, M., 2000. Dizel Motorlarında Aşırı Doldurmanın Motor Performansına Etkileri, *Lisans Tezi*, T.C Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Bölümü, İstanbul.
- [11] Genceli, O.F, 1999. Isı Değiştiricileri, Birsan Yayınevi, İstanbul.
- [12] Kale İntercooler-Radyatör, 1996. Tamir Bakım Kitabı, Kocaeli.
- [13] Incropera, F.P, and DeWitt, D.P, 2001 Isı ve Kütle Taşınımının Temelleri, Literatür Yayın Evi, İstanbul.
- [14] Kays, W.M., London, A.L., 1964. Compact Heat Exchangers, McGraw Hill.
- [15] Tunç, M., 2000. Isı Transferi, Doğa Yayınevi, İstanbul.

- [16] Soruşbay, C., 1999. İçten yanmalı motorlarda egzoz gazları emisyonu ders notları, İ.T.Ü Makine Fakóltesi Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul.
- [17] Soruşbay, C., Ergeneman M., Arslan, E., Güney, A., 1995. Taşıtlardan Kaynaklanan Egzoz ve Gürültü Emisyonu, İ.T.Ü Makine Fakóltesi Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul.
- [18] Büyükkaya, E., 1997. Termal Bariyer Kaplamanın Turbo Doldurmalı Dizel Bir Motorun Egzoz Emisyonlarına Etkileri, *Doktora Tezi*, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- [19] Kutlar A., Ergeneman M., Arslan H., Mutlu M., 1998. Taşıt Egzozundan Kaynaklanan Kirleticiler, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [20] Arslan E., 1998. Taşıt Motorlarında Araştırma ve Deney Teknikleri, İ.T.Ü Matbaası, İstanbul.
- [21] Borat, O., Balcı, M., Sürmen, A., 1995. İçten Yanmalı Motorlar, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakóltesi Yayınları, Ankara.
- [22] EEC 80/169, 1980. Ağır Hizmet Taşıtlarında Kullanılan Dizel Motorlarında Güç Ölçümü, Interregs ltd, Avrupa.
- [23] ECE R49.02, 1993. Ağır Hizmet Taşıtlarında Kullanılan Dizel Motorlarında egzoz emisyonları ölçüm yöntemeleri ve emisyon sınır değerleri, Interregs ltd, Avrupa.
- [24] EEC 88/77, 1988. Ağır Hizmet Taşıtlarında Kullanılan Dizel Motorlarında egzoz emisyonları ölçüm yöntemeleri ve emisyon sınır değerleri, Interregs ltd, Avrupa.
- [25] Borat, O., 2002. Kişisel Görüşme.
- [26] Soruşbay, C. 2002. Kişisel Görüşme.
- [27] Balcı, M., 2002. Kişisel Görüşme.
- [28] Bayka, D., 2002. Kişisel Görüşme.
- [29] Karadoğan, H., 2002. Kişisel Görüşme.
- [30] Derbentli, T., 2002. Kişisel Görüşme.
- [31] Genceli, O., 2002. Kişisel Görüşme.

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa ÖZÜLKÜ 1976 yılında İstanbul’da doğdu. İlk öğrenimine Hasan Paşa İlk Okulu’nda 1983 yılında başladı ve 1987 yılında ilk öğrenimini tamamladı. Orta öğrenimini Kadir Has Anadolu Lisesinde tamamladıktan sonra METU Makine Mühendisliği bölümünde 1994 yılında lisans eğitime başladı. Beş yıl süren lisans eğitiminin ardından aynı yıl İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Otomotiv Programı’nda yüksek lisans eğitime başladı.

2000 yılında oniki ay süreyle Anadolu ISUZU Otomotiv Sanayi’nde Ar-ge bölümünde ürün geliştirme mühendisi olarak çalıştıktan sonra 2002 yılında Ford_OTOSAN A.Ş’de Ürün geliştirme departmanında test mühendisi olarak çalışmaya başladı. İyi derecede İngilizce ve İtalyanca bilen Mustafa ÖZÜLKÜ halen aynı görevi sürdürmektedir.

