

DİZEL ARAÇ TURBOŞARJIRLARIN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE MOTORLA UYUMU

Diesel Engine Turbochargers- Thermodynamic Analysis And Matching With The Engine

Kadir BİLEN
Muhammed Taha TOPCU
Haktan İbrahim YILMAZ

ÖZET

Motorlar mekanik enerji üretmek için yakıt-hava karışımını yakacak şekilde tasarlanmıştır. Söz konusu mekanik enerji, pistonları yukarı aşağı hareket ettirerek bir aracın tekerleklerinin dönmesini sağlayan devri üretmektedir. Mekanik enerji ne kadar yüksek olursa motorun üretebileceği güç de o kadar yüksek olur. Turboşarjlı dizel motorlar ile geleneksel, doğal emişli benzinli motorlar arasındaki önemli farklardan biri, dizel motora giren havanın yakıt enjeksiyonundan önce sıkıştırılmasıdır. Bu noktada dizel motorun güç üretiminde ve verimliliğinde, turboşarjın önemi devreye girer. Turboşarjın görevi, daha çok sıkıştırılmış havayı motora göndermektir. Hava sıkıştırıldığında, oksijen molekülleri birbirine daha fazla yaklaşır ve havadaki bu artış, aynı boyuttaki doğal emişli motorlara göre daha fazla yakıt ihtiyacı sağlar. Bu durum mekanik gücü artırırken, ateşleme sürecinin daha verimli olmasını sağlar. Dolayısıyla, turboşarjlı motorların boyutları küçültülebilir ve böylece, emisyonların yanı sıra hacim, ağırlık ve toplam yakıt tüketiminde de azalma olur. Bu çalışmada dizel araçlarda turboşarj kullanımı ile verim ve güç değerleri kontrol edilmiş ve aynı zamanda kompresör ve türbin uygun modeli kullanan Concept Nrec programı kullanarak analizler yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Turboşarj, Dizel Motorlar, Concept NREC

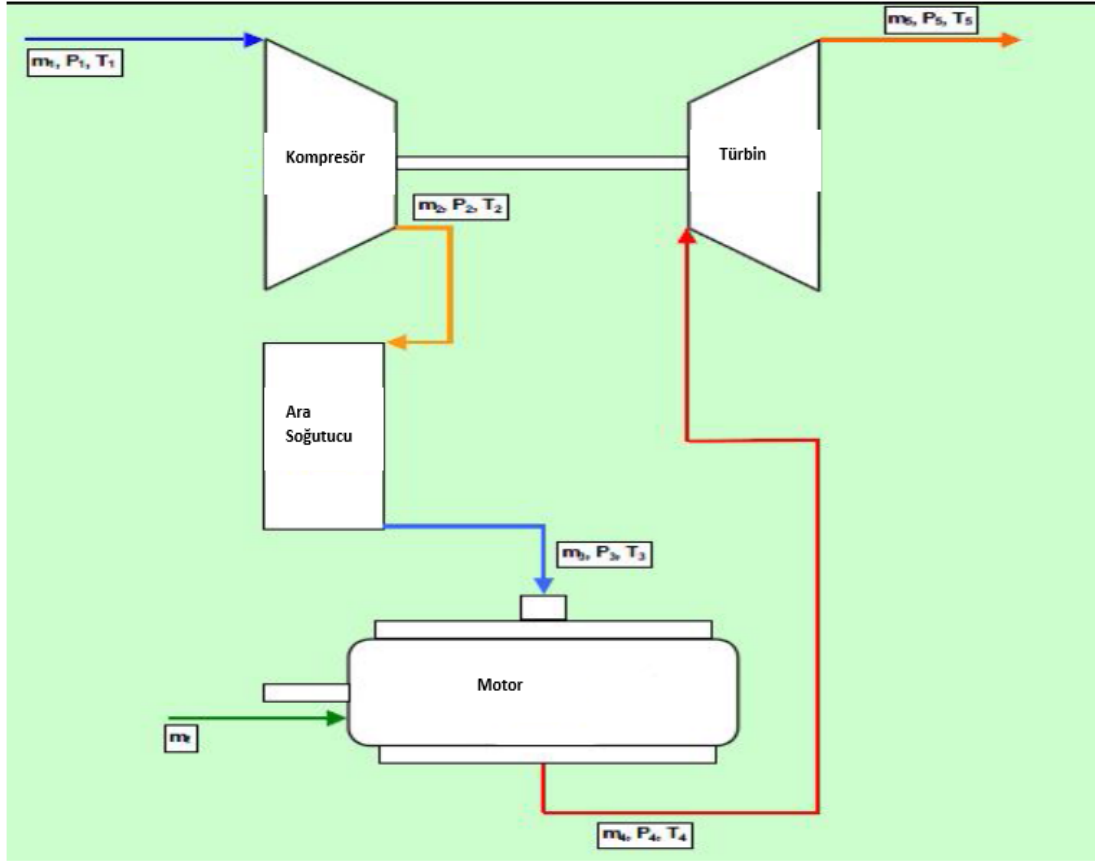
ABSTRACT

The motors are designed to burn the fuel-air mixture to produce mechanical energy. The mechanical energy produces the cycle that drives the wheels of a vehicle by moving the pistons up and down. The higher the mechanical energy, the higher the power the engine can produce. One of the important differences between turbocharged diesel engines and conventional, naturally aspirated gasoline engines is that the air entering the diesel engine is compressed before fuel injection. At this point, the importance of the turbocharger is activated in the power production and efficiency of the diesel engine. The task of the turbocharger is to send compressed air to the cylinder of the engine. When the air is compressed, the oxygen molecules are closer to each other. This increase in air makes it possible to add more fuel for the natural aspirated engine of the same size. This increases the mechanical power and ensures that the firing process is more efficient. Thus, the size of the turbocharged engines can be reduced in size, thereby reducing emissions, as well as packaging, weight and total fuel consumption. In this study, the turbocharger was added to diesel vehicles and the efficiency and power values were tested.

Key Words: Turbocharger, Diesel Engines, Concept NREC

1. GİRİŞ

Turboşarj ekipmanlı motor ile termodinamiksel etkileşimi sonucunda sistemin bir uyum içerisinde çalışması büyük önem arz etmektedir. Bu etkileşimden yola çıkarak farklı denemeler ile iyileştirme çalışmaları giderek artmaktadır. Motor teknolojilerinin her geçen gün geliştiği ve değiştiği günümüzde turboşarj teknolojisi de bu değişimden payını almıştır. Motora daha fazla hava basılması ve artan yakıt miktarı tüketimi ile daha fazla güç elde edilmesi turboşarj ile sağlanır. Turboşarj tasarımında üç önemli kısım bulunmaktadır, bunlar kompresör, mil ve türbindir. Motordan gelen egzoz gazı türbin kanatlarına çarparak mekanik bir iş üretir. Bu mekanik iş ile çalışan ve türbine bağlı mil ile dönen kompresör kısmının tahrik edilmesiyle ortamda bulunan hava emilerek daha fazla basınçlı halde motor hacmine gönderilir. Fakat motordan önce havanın daha yoğun (fazla) olması için motordan önce bir ara soğutucu (intercooler) kullanılır. Böylece silindirlere daha fazla soğuk ve yoğun hava gitmesi sağlanır [1]. Turboşarj sistemlerde amaç, doğal emişli motorlara göre daha fazla havayı silindirlere göndermek ve motor verimini artırmaktır. Turboşarj kısmında emme havası soğutulmuş birçok farklı alanda özellikle deniz araçlarında, yarış otomobillerinde, maden çıkarma makinelerinde, havacılık ve tarımda kullanılmaktadır [2]. Bu çalışmada bir motor örneği üzerinden gidilerek turboşarjlı sistemin faydaları ve tasarım noktasında meydana gelen değişimler incelenecektir. Şekil 1.1 de turboşarj sisteminde havanın yanma ünitesine kadar izlediği yol ve daha sonra egzoz valfinden çıkarak türbine ulaştığı akış yolu diyagramda gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Bir boyutlu turboşarj sistemi şematiği

Şematik resmi verilen sistem üzerinde ilk başta akış miktarı ve şarj (boost) basıncı tahmin edilerek iterasyonlara başlanır ve daha sonra sistem verimi hesaplanır.

1. Kompresör çıkış şarj (boost) basıncı veya kompresör basınç oranı (P_2/P_1) tahmin edilir.
2. Kompresör verimi (η_c) kabul edilerek kompresör çıkış sıcaklığı bulunur.

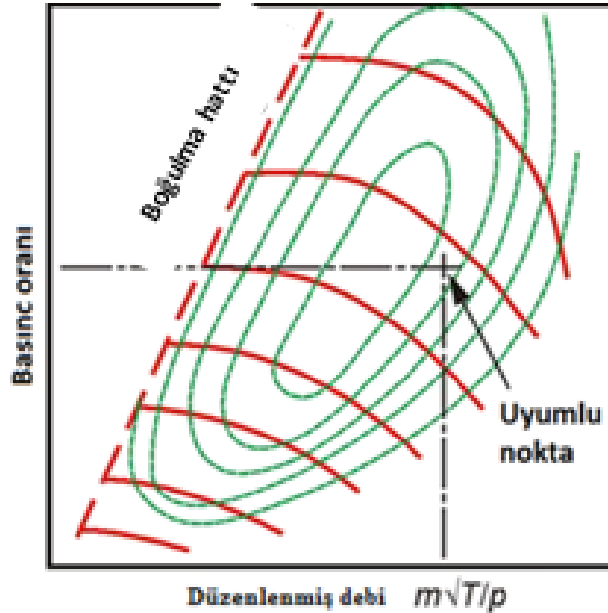
1.1 Turboşarj ve Motorun Analitik Seçim Prosesi

Bu aşama bir turboşarj seçiminin ilk aşamadır. Aşağıdaki adımlarda analitik olarak yapılan bir hesaplamada bir iterasyona nasıl başlanacağı anlatılmıştır. Model olarak aşağıda verilen sistem ele alınmıştır.

Şematiği verilen turboşarj–motor sistemlerinde kompresörün giriş kısmında hava filtresi vardır. Kullanılan filtresi havada bulunan küçük partiküllü maddelerinin motora girmesini engeller. Filtre aslında sistemin giriş kısmında havanın bir miktar basınç kaybına sebep olur. Meydana gelen basınç kaybı;

$$P_{01} = P_{atm} - (\Delta P_0)_{filtre} \quad (1)$$

Kompresör çıkış sıcaklığının hesaplanabilmesi için kompresör veriminin tahmin edilmesi gerekir. Kompresör veriminin yüksek olması her zaman bize avantaj sağlamaz. Bu aşamada kompresör seçiminde diğer parametrelerinde göz önüne alınması gerekir. Şekil 1.2 'de görüldüğü üzere kompresörün verimi motor özelliklerini karşılayacak şekilde seçilmelidir.



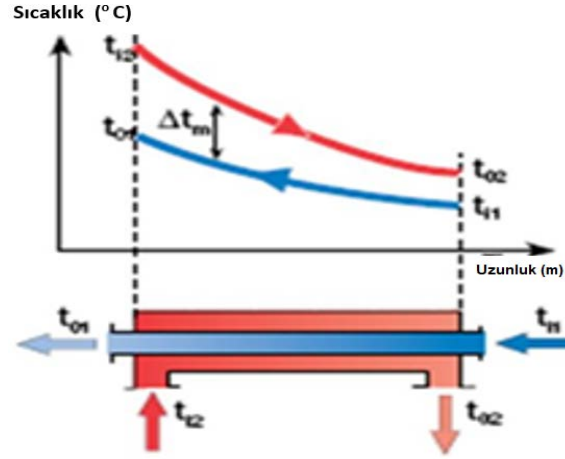
Şekil 1.2. Performans haritası üzerinde kompresörün verim tahmini [3]

Kompresörün verimi (η_c) ve basınç oranının ($\frac{P_{02}}{P_{01}}$) tahmin edilmesiyle kompresörden çıkan sıkıştırılmış hava sıcaklığı şöyle hesaplanır;

$$T_{02} = T_{01} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(k_a-1)/k_a} - 1 \right] \right\} \quad (2)$$

Sistemde intercooler (ara soğutucu) kullanılmıyorsa, kompresör sıkıştırması sonucunda basınç ve sıcaklık değerleri, motorun giriş basınç ve sıcaklığı (T_{02} , P_{02}) alınır ve hesaplamaya devam edilir. Fakat intercooler kullanılmışsa sıkıştırılmış hava ara soğutucudan geçerken basınç ve sıcaklığı belli bir ölçüde düşmüş olur. Soğutucu verimi ϵ_c ve soğutucu akışın sıcaklığı T_c ile gösterirse, intercooler çıkış basınç ve sıcaklığı;

$$P_{03} = P_{02} - (\Delta P_0)_{cooler}, \quad T_{03} = T_{02}(1 - \epsilon_c) + \epsilon_c T_c \quad (3)$$



Şekil 1.3. Ara soğutucu (intercooler) içinde akışkan sıcaklık değişimleri

Turboşarj etkinliğinin artırılması amacıyla kullanılan ara soğutucu kompresörden gelen sıkıştırılmış ve ısınmış havanın sıcaklığını düşürerek motor emme valfine gönderir. Şekil 1.3 de görüldüğü üzere sıcak havanın t_{12} sıcaklığında intercool'ura girmekte ve ısı alış verişi sonucunda t_{02} sıcaklığında çıkmaktadır. [4]. Böylece intercoolerin etkinliği;

$$\varepsilon = \frac{\text{gerçek ısı transfer miktarı}}{\text{maximum olan ısı transfer değeri}} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_c} \quad (4)$$

İntercooler sistemi basınçlandırılmış havanın daha fazla soğumasını sağlayan ve yanma özelliğini artıran kısımdır. Burada intercooler giriş ve çıkışında oluşan basınç farkı yaklaşık kompresörün hacimsel debisinin karesiyle orantılıdır.

$$\Delta p_{0,intercooler} = p_{02} - p_{03} \sim \dot{Q}_2^2 \quad (5)$$

Sistemin ısıl verimi için motorun güc değeri, yakıtın kütleli debisi ile yakıtın alt ısıl değerlerinden hesaplanır [5].

$$\eta_{BTE} = \frac{\dot{W}_{Engine}}{\dot{m}_f LHV} \quad (6)$$

Kompresöre giriş yapan havanın kütleli debisi Eşitlik 7'den hesaplanır;

$$\dot{m}_a = \frac{AFR \cdot \dot{W}_{Engine}}{\eta_{BTE} \cdot LHV} \quad (7)$$

Motora giren havaya ait parametreler belirlendikten sonra havanın kütleli debisi hesaplanır. Bu durumda dört zamanlı bir motorda silindir içine emilen havanın kütleli debi miktarı, silindir hacmi, devir sayısı, volumetrik verim ve havanın yoğunluğuna bağlı şöyle bulunur;

$$\dot{m}_a = (N/2) \rho_3 V_{sw} \eta_{vol}, \quad \rho_3 \cong p_{03} / RT_{03} \quad (8)$$

Sonraki aşamada hava yakıt kütleli oranı (AFR) tahmin edildikten sonra mevcut motorlar göz önüne alınarak içeride ne kadarlık bir gaz sıcaklık artışı ($T_{04} - T_{03}$) meydana geleceği tahmin edilir. Burada ilk değer tahmin edilerek T_{04} belirlenmiş olur.

Türbin veriminin tahmini için türbin kısmında giriş ve çıkış arasında enerji denklemi yazılarak bulunur. Enerji denkleminde P_{04} hesaplanır. Türbin çıkış basıncı P_5 ise atmosfer basıncı yakın bir değer kabul edilebilir;

$$\left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(k_a-1)/k_a} - 1 \right] C_{pa} T_{01} = \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_{04}} \right)^{(k_e-1)/k_e} \right] C_{pe} T_{04} \left(1 + \frac{m_f}{m_a} \right) \eta_{TC} \quad (9)$$

Emme manifold basıncı ile türbin giriş basıncı oranı (P_{03}/P_{04}) tahmin edilir.

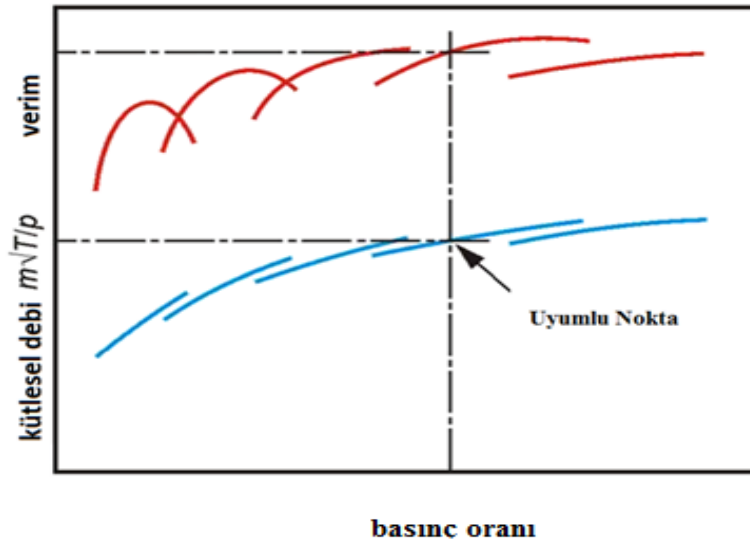
Türbin verimi çalışma kritik noktaları göz önüne alınarak türbin haritası üzerinden Şekil 1.4 'deki gibi tahmin edilir.

Türbinden çıkan egzoz gazlarının çevreye atılması sırasında türbinin çıkış kısmında bulunan difüzörde bir miktar basınç düşümü meydana gelir. Bu basınç düşüşü;

$$P_5 = P_{amb} + (\Delta P_0)_{exhaust} \quad (10)$$

Sonuç olarak kompresörün debisi yarı boyutsuz parametre olan düzeltilmiş debi $m_a \frac{\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}$ şeklinde tanımlanır ve basınç oranı ile beraber kompresör performans haritası üzerinde kompresörün yeni verimi bulunabilir. Elde edilen verim noktası ile tahmin edilen verim karşılaştırılarak bu uygulama değerlendirilir. Farklı değerlerin olduğu durumlarda işlemler eşit oluncaya kadar devam edilir. Benzer işlemler yine türbin içinde geçerli olup türbinin düzeltilmiş debisi hesaplanırken kütle korunumuna bağlı kalınarak hesaplamalar yapılır.

$$m_e = m_a + m_f, \quad m_e \frac{\sqrt{T_{04}}}{P_{04}} \quad (11)$$



Şekil 1.4. Türbin performans haritası üzerinde verimin okunması [3]

Türbin haritası üzerinde düşey ve yatay eksenler sırasıyla düzeltilmiş kütleli debi ve genişleme basınç oranıdır. Türbin verimi haritadan bulunarak hesaplamaların doğruluğu kontrol edilir. Aynı mil üzerinde bulunan kompresör ve türbin parçalarının devir sayıları aynı olmak zorundadır. Aynı zamanda sıkıştırarak giren ve daha sonra sistemden genişleyerek ayrılan akışkan için giriş basıncının çıkış basıncından büyük olması tavsiye edilir. Bu sayede motora giren hava piston üzerinde iş yaparak yüksek verimle çalışır.

$$P_{03} - P_{04} > 0 \quad (12)$$

2. Özel Bir Motorun Tanıtılması ve Yeni Turboşarj Tasarımı

Turboşarj değerlerini analiz edebilmek için motor bölümünde bilinen bir motorun özelliklerinden faydalanmak gerekir. Bu kapsamda çalışmamızda Cummins bir motor performans değerleri göz önüne alınarak turboşarj analizleri yapılmıştır. Cummins motor özellikleri baz alınarak motor özellikleri Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2.1. Mevcut çalışmada kullanılan tasarım parametreleri ve turboşarj özellikleri

1	Motor tipi	Turbo intercooler diesel
2	Motor hacmi	6,7 Litre
3	Silindir sayısı	6 silindir
4	Motorun maksimum devri	2500(devir/dak)
5	Maksimum güç@2300rpm	201 kW
6	Maksimum torq@1500rpm	990 Nm
7	İntercooler tipi	Hava soğutmalı
8	Emisyon normu	Euro 5
9	Volumetrik verim	%86
10	Yakıt tüketimi@maksimum güç	19,44 kg/h
11	Yakıt tüketimi@maksimum torq	10,44 kg/h

Turbomatch programına girilen referans değerler Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.2. Mevcut çalışmanın tasarım parametreleri ve turboşarj özellikleri

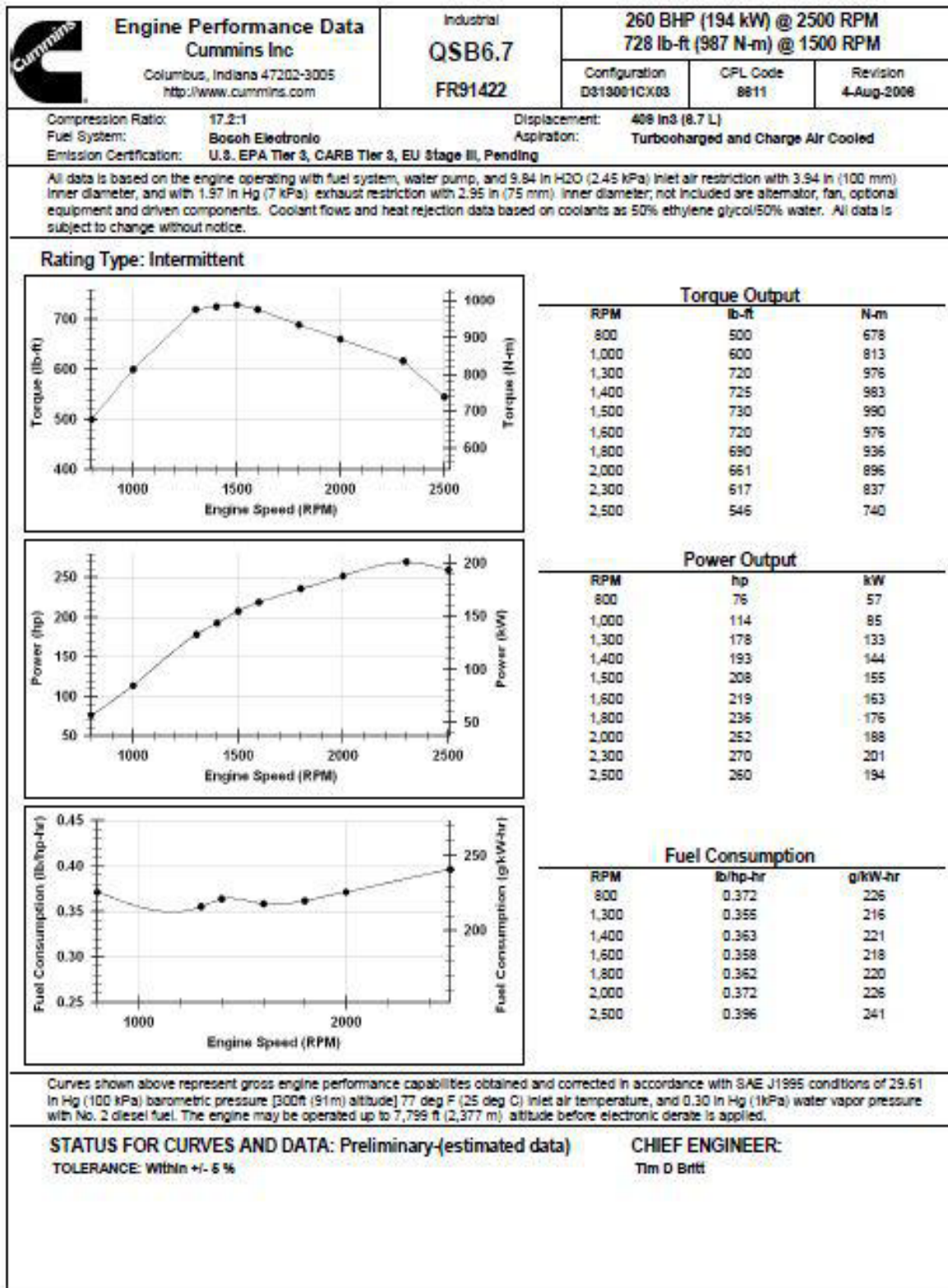
1	Turboşarj devir sayısı	120 000(devir/dak)
2	Ara soğutucu akış sıcaklığı	96,85 deg C
3	Ara soğutucu (intercooler) verimi	%60
4	Kompresörün giriş kısmında referans hacimsel debi	0,1m ³ /s
5	Türbin çıkış kısmındaki referans hacimsel debi	0,1m ³ /s
6	Tahliye çıkış sıkıştırma (boost) basınç oranı	2,8
7	Yatak kaybı için referans devir sayısı	100 000(devir/dak)
8	Yataklarda referans güç kaybı	1 kW

Turbomatch programına girilen türbin, kompresör ve yatak kısımları için uygun referans değerleri Çizelge 2.2 de gösterilmiştir.

Çizelge 2.3. Mevcut çalışmada turboşarj-motor ünitesinde kabuller

NO		
1	Atmosfer basıncı	100 kpa
2	Atmosfer sıcaklığı	298,15 K
3	Kompresör girişinde filtre basınç kaybı	$\Delta p = 1$ kpa
4	Türbin egzoz çıkış basınç kaybı	$\Delta p = 1$ kpa
5	Ara soğutucusu basınç kaybı	$\Delta p = 1$ kpa
6	Yakıt alt ısı değeri	42 600 kJ/kg

Bu çalışmada Cummins motor üzerinde bazı parametreler alınarak turboşarj üzerinde tahliye kapağı (wastegate) oranları değiştirilerek sistem üzerinde verim oranları hesaplanmıştır.



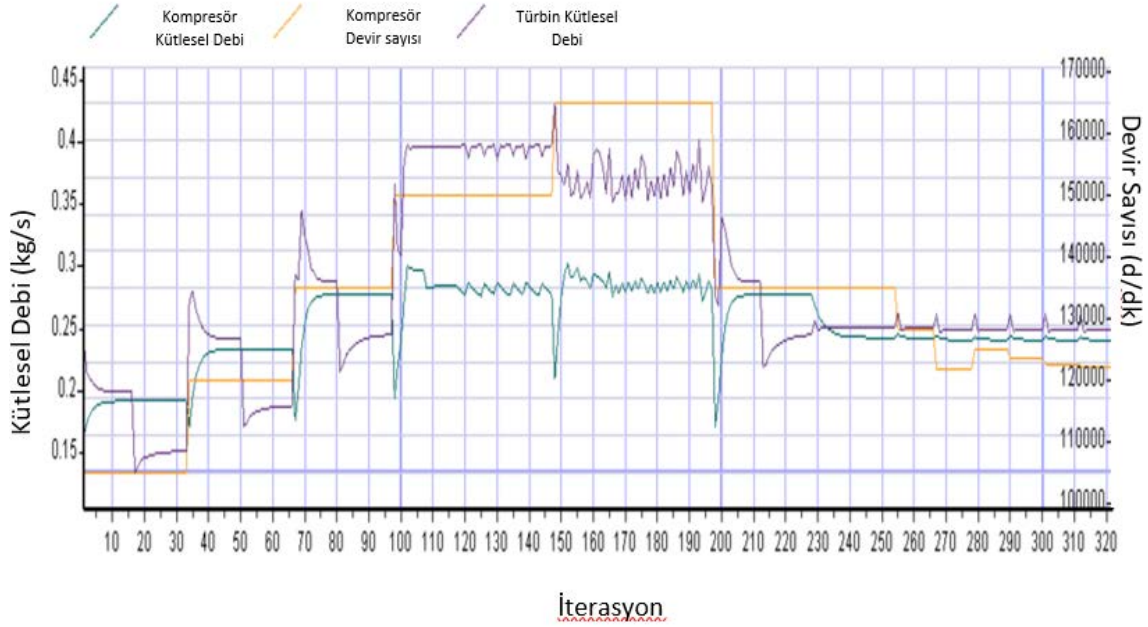
Bold entries revised after 1-Aug-2006

Cummins Confidential

Şekil 2.1. Cummins motor katalog özellikleri [6]

Şekil 2.1 de Cummins motor firması kataloglarından bir referans çalışma noktası esas alınarak Turboşarj uygunluğu test edilmeye çalışılmıştır. Bu kapsamda motor tork, güç ve yakıt tüketim değerleri şekilde gösterilmiştir. .

Cummins motor katalog bilgilerine bağlı kalınarak oluşturulan motor-turboşarj sistemimiz Turbomatch programı üzerinden iterasyonları yapılarak sonuç raporunda performans değerleri aşağı gösterilmiştir.



Şekil 2.2. TURBOMATCH programında iterasyon işlemi

Turboşarj kısımları için aynı anda bir simülasyon programı olan Turbomatch programı kullanılarak uygun devir aralığı ve yakıt tüketimi iterasyonu Şekil 2.2 de gösterilmiştir.

Overall turbocharger efficiency: 0.512
Mechanical efficiency: 0.960
Engine pressure drop(P3-P4): 10.638
Compressor efficiency (T-T): 0.737
Turbine efficiency (T-S): 0.723
RPM = 121937.70

Şekil 2.3. Turboşarj analiz rapor çıktıları

Şekil 2.3 de Turboşarj kısımlarının (kompresör, türbin, ara soğutucu, motor) aynı anda çalışması ve programa verilen değerlerin her kısımda oluşturduğu verimler ve uygun devir sayıları bulunmuştur. Burada kompresör ve türbin için her birinin verim değeri yaklaşık %73 olarak bulunmuştur.

SONUÇLAR

- Turboşarj ve motor uyumluluğu sistem sınırları içerisinde olmalıdır. Bu nedenle oluşan ısı transferleri ve termodinamik işlemlerde gerek yataklarda gerekse kompresör ve türbin kısımlarında kayıplar meydana gelmektedir. Bu kayıplar neticesinde turboşarj verimliliği basınç ve sıcaklığa bağlı olarak belirli aralıklarda olması istenir.
- Kullanılan turboşarj sistemde aynı mil üzerinde bulunan türbin ve kompresör devir sayılarının kontrol edilmesi sonucunda eşit çıkmıştır. (Devir Sayısı = 121 937,7 d/dk) Concept Nrec programında gerçekleştirilen analizler sonucunda türbin ve kompresör analizleri ve akış analizleri ayrıca yapılmıştır.
- Turbomatch programında yapılan iterasyon sonuçlarında verim % 51 olarak bulunmuştur. Zaten turboşarj sistemlerinde verim değerlerinin % 45-50 den fazla olması amaçlanmaktadır.
- Motor üzerinde giriş ve çıkış basınç farkı daima pozitif olmalıdır. Analiz sonuçları negatif olmamalıdır. Hesaplama motor giriş çıkış basınç kaybı pozitif (P3-P4)=10.63 elde edilmiştir.
- Turboşarj verimi türbin, kompresör ve sürtünme verimlerinin çarpımı $\eta_{TC} = \eta_m * \eta_{s,TC,C} * \eta_{s,TC,T}$ şeklinde bulunmaktadır. Burada turboşarj verimin bulunabilmesi için sırasıyla mekanik verim, izantropik kompresör verimi ve türbin verimi değerlerinin bilinmesine ihtiyaç vardır [7].
- Turboşarj sistemlerde yapılan analizler sonucunda türbin ve kompresörün verimlerinin herbiri %70'in üzerinde olmalıdır. Mekanik kayıplarda dikkate alındığında turboşarjın toplam verimi %50'den fazla çıktığı görülmüştür. Bu arzulanan bir durumdur. TURBOMATCH programı sonucunda $\eta_T=0.72$ $\eta_C=0.73$ ve mekanik verim $\eta_{mek} = 0,96$ elde edilmiştir.
- Bu tip çalışmalarda oluşturulan turboşarj ekipmanlarının uygunluğunun test edilmesi sağlanabilir. Ayrıca tasarım yapılarak yeni değerler üzerinden daha küçük motor hacimlerinde turboşarj etkinliği artırılabilir ve motor performansı daha da güçlendirilebilir.

KAYNAKÇA

- [1] Dağlar, S., Turbocharger Matching For Heavy Duty Engines In Comparison With Single Stage Variable Geometry And Two Stage Turbocharger Systems. Master of science thesis, Istanbul Technical University, 2012.
- [2] Arslan, A., Applying Turbocharger To A Naturel Charged Diesel Engine. Master of science, Istanbul Technical university, 2006.
- [3] Baines, N.C., "Radial turbines: An integrated design approach". Concepts NREC, 6th European Turbomachinery Conference - Fluid Dynamics and Thermodynamics, Lille, France, 2005.
- [4] Anton, N., Genrup, M., Fredriksson, C., Larsson, P. I., & Erlandson-Christiansen, Exhaust volume dependency of turbocharger turbine design for a heavy duty otto cycle engine. In ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (pp. V02CT44A015-V02CT44A015). American Society of Mechanical Engineers, (June ,2017).
- [5] Van den Braembussche R.A., Lecture Notes Centrifugal compressors analysis & design, KI , 2013.
- [6] Anonim, <https://www.barringtondieselclub.co.za/cummins/isb-qsb/cummins-qsb-performance-graphs-p1.jpg> (25.10.2018).
- [7] Watson, N., Janota M.S., Turbocharging the internal combustion engine, Macmillan, 1982.



ÖZGEÇMİŞ

Kadir BİLEN

1960 Bayburt'ta doğdu. 1986 yılında Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden Mezun oldu. Atatürk Üniversitesinde göreve başladı. 1989 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsünde yüksek lisansını, 1994 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde Doktorasını tamamladı ve aynı yıl Atatürk Üniversitesinde Yrd. Doç. Dr. olarak göreve başladı. 1999-2000 tarihleri arasında doktora sonrası çalışmalar yapmak üzere Amerika'da Miami Üniversitesi, Florida Üniversitesi ve 2006 yılında TÜBİTAK burslu Dallas'da Southern Methodist Üniversitesinde bulundu, 2002 tarihinde Doçent oldu. 2007 yılında Profesör oldu ve halen Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim dalında öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. Isı transferi artırma mekanizmaları, faz değişim materyalleriyle enerji depolanması, araçlarda turbo şarj analizi, elektronik bileşenlerin soğutulması, araçlarda alternatif soğutucu gaz kullanımları konularında çalışmaktadır.

Muhammed Taha TOPCU

1993 yılında Erzurum'da doğdu, ilk ortaöğrenimini ve liseyi Erzurum'da tamamladı. 2011'da başladığı Ondokuz Mayıs Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 2015 yılında mezun oldu. 2016 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Termodinamik Bilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı. 2018 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliğinde araştırma görevlisi olarak göreve başladı. Concept Nrec Paket Programı üzerine çalışmaktadır.

Haktan İbrahim YILMAZ

1992 yılı İstanbul doğumludur. 2016 yılında Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversitede 2017 yılından beri Yüksek Lisansına devam etmektedir. Concept nrec compal programı ve bu programın ek programları olan rital, turbomatch ve axcent üstünde çalışmaktadır.