

# Ağır İş Dizel Motoru Silindiri İçerisindeki Soğuk Hava Akışının Sayısal İncelenmesi

## Numerical Investigation of Cold Air Flow Inside the Cylinder of a Heavy Duty Diesel Engine

Emrah AYAZ<sup>1</sup>  Hasan KÖTEN<sup>2</sup>  Sertaç ÇADIRCI<sup>3</sup> 

<sup>1</sup>Turkey Locomotive and Engine Industry Inc., Eskisehir, Turkey.

<sup>2</sup>Istanbul Medeniyet University, Department of Mechanical Engineering, Goztepe, Kadikoy, Istanbul, Turkey.

<sup>3</sup>Istanbul Technical University, Department of Mechanical Engineering, Gumussuyu, 34437, Istanbul, Turkey.

### Öz

Bu çalışmada, lokomotiflerde kullanılan ağır iş dizel motorunun silindiri içerisindeki soğuk hava akışı ve oluşan girdaplar Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi ile hareketli çözüm ağı kullanılarak modellenmiştir. Ele alınan motor silindirinde emme ve egzoz portları, valfleri ve ön yanma odalı tip yanma odası vardır. Krank açısına göre değişen piston ve emme-egzoz supapları için hareketli çözüm ağı kullanılmıştır, soğuk hava akışı RNG k-ε türbülans modeli kullanılarak modellenmiş ve emme ve sıkıştırma işlemlerinde yanma odası içerisindeki hız, türbülans kinetik enerjisi (TKE) ve girdap oranları incelenmiştir. HAD analizleri mevcut motorun modernize edilecek farklı yanma odası tasarımları ile sıkıştırma işlemi sonunda daha yüksek TKE'sine ulaşabileceğini göstermektedir. Sıkıştırma işlemi sonunda girdap oranının yeterince artmadığı ve ön yanma odası içerisinde, ana yanma odasına göre daha yüksek hızlara ulaşıldığı görülmüştür. Bu çalışma neticesinde TKE ve girdap oranı üzerinden yapılan değerlendirmeler ile motor performansı açısından mevcut ağır iş dizel motoru yanma odasının iyileştirilmesi gerekliliği ortaya çıkarılmıştır. Mevcut ağır iş tipi dizel motorunda silindir içerisindeki NO<sub>x</sub> emisyonlarında kötüleşme olmayacak şekilde girdap oranını belli ölçüde arttırmak veya farklı girdap oranı oluşturabilecek yanma odası tiplerini denemek uygulanabilecek tasarımsal önlemler arasındadır. Ayrıca TKE artırımını ile hava yakıt karışımını arttırmak için yanma sonu gazlarının tahliyesi için gerekli olan supap bindirme süresini azaltmak da uygulanabilecek bir önlemdir.

**Anahtar Kelimeler:** Ağır İş Dizel Motoru, Yanma Odası, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Türbülans Kinetik Enerjisi (TKE)

### Abstract

In this study, cold air flow and related swirls occurring in the cylinder of a heavy-duty diesel engine in locomotives was investigated by means of Computational Fluid Dynamics (CFD) using a moving mesh. The engine cylinder of interest has intake and exhaust ports, valves and combustion chamber with pre-combustion chamber. A moving mesh was used for the crankshaft-dependent motion of the piston and intake exhaust valves, and the cold air flow was modeled using the RNG k-ε turbulence model and the velocities, turbulence, kinetic energy (TKE) and swirl ratios (SR) in the combustion chamber during intake and compression processes were investigated. At the end of the compression process, the swirl ratio did not increase sufficiently and higher velocities were achieved in the pre-combustion chamber than in the main combustion chamber. As a result of this study, evaluations based on TKE and swirl ratio have revealed the necessity of improving the current heavy-duty diesel engine combustion chamber for better engine performance. In the current heavy-duty diesel engine, it is possible to increase the swirl rate without any deterioration in the NO<sub>x</sub> emissions in the cylinder or to try new types of combustion chambers that can create different swirl ratio.

**Keywords:** Heavy Duty Diesel Engine, Combustion Chamber, Computational Fluid Dynamics (CFD), Turbulent Kinetic Energy (TKE)

## 1. GİRİŞ

Sınırlayıcı emisyon regülasyonlarının yürürlüğe girmesi ile düşük emisyonlu motor üretimi önem arz etmektedir. Bu bağlamda içten yanmalı motorlarda yanma odası ve silindir içerisinde akışlar araştırmacıların ilgisini çekmektedir. Çünkü silindir içi akış, içten yanmalı motorlarda performans ve emisyonlar açısından belirleyici bir faktördür. Silindir içerisindeki akışı optimize ederek yanma verimi artırılıp, emisyon değerleri düşürülebilmektedir (Heywood, 1988).

Prasad ve diğ. (2011), doğal emişli sabit hızlı bir dizel motor üzerinde çalışmışlar ve NO<sub>x</sub> emisyonunu düşürmek amacıyla enjeksiyon zamanlamasını 4° (krank mili açısı) ertelemişlerdir. Bu değişikliklerden sonra elde edilen değerlere göre CO hariç diğer emisyon değerlerinde kayda değer bir azalma gözlemlenmiştir. Çalışmada ayrıca enjektör tipinin emisyon değerlerindeki iyileşmeye etkisi olduğu gösterilmiştir.

Wei ve diğ. (2013), piston üst yüzeyinde farklı tip halka tipi bir oyuntu açıp girdap odası oluşturarak doğrudan enjeksiyonlu dizel motorda soğuk akış ve yanma analizleri yapmışlar ve girdap oranlarının yanma sonu emisyon değerleri üzerindeki etkisini göstermişlerdir.

Raj ve diğ. (2012) tek silindirli dört zamanlı dizel motorda farklı yanma odalarının akış üzerindeki etkisini modelleme yaparak incelemişlerdir. Krishna ve diğ. (2015) bir önceki çalışmadaki motorun emme supapları üzerine farklı pozisyonlu akış yönlendiriciler yerleştirmişler ve türbülans kinetik enerjisi üzerindeki etkisini deneysel olarak inceleyerek 330 krank açısı değerinde en yüksek türbülans kinetik enerji değerini elde etmişlerdir.

Bianchi ve diğ. (2000) yüksek hızlı dizel motorunun silindir içi HAD ve yanma analizlerini yapmışlar ve püskürtme deliği çapı, sprej açısının silindir kafasına göre durumu gibi enjeksiyon sistemi konfigürasyonlarının, basınç diyagramı, NO<sub>x</sub> emisyonu ve is üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Yeni yanma odası tasarımında cidara çarpma etkisinin azaltılması ile daha düşük kurum emisyonları elde edilmiştir ancak orijinal pistonun kullanıldığı duruma göre daha fazla NO<sub>x</sub> emisyonu oluştuğu gözlemlenmiştir.

Gelecekte ultra düşük emisyon standartlarına ulaşabilmek için Dizel Oksidasyon Katalizörü (DOC), Dizel Partikül Filtresi, Egzoz Gaz Resirkülatörü (EGR) ve Seçici Katalitik Düşürücü (SCR) gibi egzoz gazları son işlem araçlarına gerek duyulacaktır. Fakat bu araçların kullanılması üretim maliyetlerini arttırmakta ve sistemi karmaşıklaştırmaktadır ve aynı zamanda bu araçların dayanım problemleri olduğu görülmektedir. Günümüzde ağır iş dizel motorlarında son işlem araçları haricinde güncel çalışma alanlarında öne çıkan konulardan biri de, benzin motorlarındaki gibi sıkıştırma

zamanından önce hava-yakıt-artık gaz karışımının homojen olarak hazırlandığı ve sonrasında dizel motorlarındaki gibi sıkıştırılarak kendiliğinden tutuştuğu Homojen Şarjlı Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motordur (HCCI). (Köten, 2012).

HCCI yanma konseptinde düşük yanma sıcaklığı sayesinde NO<sub>x</sub> emisyonu düşük seviyede tutulabilir ve ön karışım ayrıca partikül oluşumunu engeller (Stanglmaier, 1999). Özellikle HCCI tipi motorlarda emme işleminin ön safhalarında homojen karışım oluşturmak amacıyla yakıt püskürtmek istendiğinde yakıt-duvar çarpma olayı fazlaca oluşur. Bu olayın sebebi yüksek basınçlı yakıt ile düşük yoğunluklu havanın karşılaşmasıdır ki bu durum uzun sprej penetrasyonuna sebep olmaktadır (Sun, 2007).

Günümüze kadar yapılan çalışmalar göstermiştir ki içten yanmalı motorların yanma odası içerisindeki akış modelleme en zorlu HAD problemlerinden biridir. Çünkü yanma odası içerisindeki akış türbülanslı, daimi olmayan ve girdaplıdır (Basha, 2008). Payri ve diğ. (2004) iki emme supaplı direkt enjeksiyonlu dizel motorlar üzerine araştırmalar yapmıştır. Farklı piston üst yüzey şekilli yanma odalarındaki akış alanını incelemişlerdir. Zhu ve diğ. (2005) yüksek hızlı direkt enjeksiyonlu dizel motor üzerine yaptığı sayısal çalışmada KIVA3V kullanılmış, farklı piston kase eğimli tasarımlarının karşılaştırmalarında geniş çaplı radyusa sahip piston kaseli yanma odasının daha iyi bir yanma performansı gösterdiği görülmüştür. Ayrıca geniş kaseli tasarımın is emisyonu ve yakıt tüketim verimi bakımından daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

İçten yanmalı motorlarda HAD analizleri ile ilgili literatürde birçok çalışma mevcuttur. İleri sürülen sayısal yaklaşımlarda pek çok karakteristik olan hız uzunluk ve zaman skalaları direkt olarak sprej yanma ve ısı transferindeki türbülans skalaları ile alakalıdır (Han, 1995). Yapılan karşılaştırmalar, HAD çözümlerine uygulanan beş türbülans modeli için 1800 d/dak. motor hızlarında yapılmış ve sonuç olarak RNG k-ε modelinin en uygun türbülans modeli olduğunu göstermiştir ki bu literatürle de uyum içindedir (Belardini, 1999). Patterson ve diğ. (1994) dizel motor üzerinde farklı işletme koşullarında yaptığı çalışmada standart k-ε türbülans modelinin NO<sub>x</sub> emisyonunu yeterli hassasiyette tahmin etmediğini ortaya koymuştur. Ayrıca Dillies ve diğ. (1997) çalışmalarında standart k-ε türbülans modelinin silindir içi girdap hareketini yeterli hassasiyette tahmin etmediğini göstermişlerdir. Bunun yanında, genel olarak türbülans modelleri sıkıştırma zamanı içerisindeki türbülans sönümlemesini doğru olarak tahmin etmekte zorlanmaktadırlar. Torregrosa ve diğ. (2006) çalışmalarında zamanla değişmeyen, sabit sıcaklık kabulü yapmışlardır. Tüm bu değerlendirmeler sonucunda yazılımla gerçekleştirilen soğuk akış modellemesinde

türbülans modeli olarak RNG k- $\epsilon$  türbülans modeli seçilmiştir (Yakhot, 1992, CD-Adapco, 2008). Motor çeşitlerine göre modellemeler de çeşitlilik göstermekte ve farklı tanımlar gerçekleştirilmelidir (Somerville, 1993, French, 1985). Lazer dopler hızölçeri (LDV), Parçacık ile Hız Ölçme (PIV) gibi deneysel yöntemler, silindir içi akışlar için tercih edilen optik ölçüm yöntemlerdir (Rabault, 2016).

Bu çalışmaya konu olan ağır iş dizel motoru, TÜLÖMSAŞ tarafından üretilmektedir ve özellikle TCDD DE24000 serisi lokomotiflerde kullanılmaktadır. Bu motor üzerinde yapılacak Ar-Ge çalışmaları ile tespit edilmiş sorunlar giderilebilir. Farklı emme kanalı tipleri denenerek silindir içerisinde girdap oranını arttırabilecek düzenlemeler yapılırsa; HC, CO ve is emisyonlarının düşürülmesi sağlanabilir. Fakat girdap oranının çok yükseltilmesi durumunda NO<sub>x</sub> emisyonlarında kötüleşme görüleceği için bu konuda farklı girdap oranı oluşturabilecek yanma odası tiplerinin denemesi gerekebilir. Bir diğer husus da, ön yanma odalı tip motorlarda silindir içerisinde kurum oluşumunu önlemek için supap bindirme süresini uzun tutmak ve motorun hava tüketim değerinin benzer güçteki bir direkt yanma odalı motora göre daha yüksek olmasını sağlamaktır. Emisyon değerlerinde başarımların sağlanması durumunda yanma sonu gazlarının tahliyesi için gerekli olan supap bindirme süresi azaltılabilir, bu da TKE artırımını sağlayarak hava yakıt karışımını arttırılabilir.

Mevcut çalışmada, HAD analizleri ile mevcut ağır iş tipi dizel motorunun yanma odasındaki türbülanslı soğuk hava akışı modellenerek farklı krank mili açılarındaki emisyonlar üzerinde etkisi olan TKE ve girdap oranları incelenmiştir. Söz konusu TLM16V185 tipi ağır iş dizel motoru; 16 silindirli, 185 mm silindir çaplı, 210 mm kurslu, toplam 90,4 litre silindir hacmi olan, 1500 d/dak.'da çalışan ve sıkıştırma oranı 13,5 olan bir motordur. Yanma odası ön yanma odalı olup iğne nozüllü enjektör kullanılmıştır ve enjeksiyon basıncı 240 bar'dır (TÜLÖMSAŞ, TLM16V185).

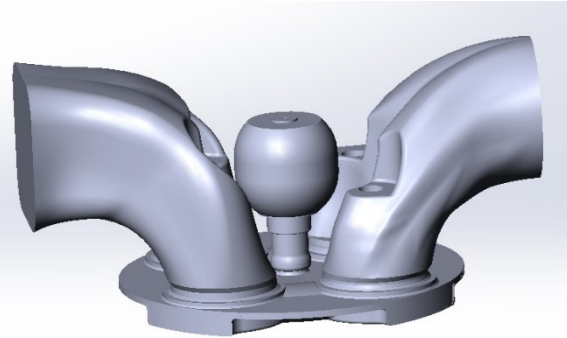
## 2.HAD YAKLAŞIMI

### 2.1. Kontrol Hacmi ve Çözüm Ağı Yapısı

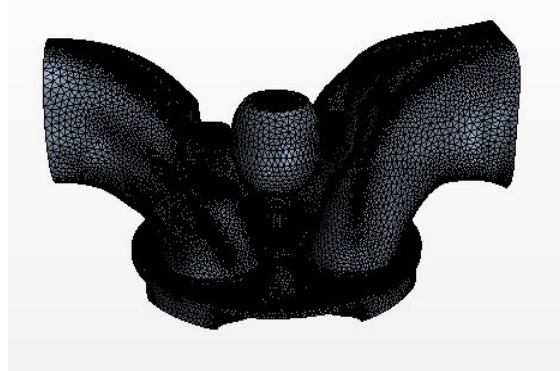
Şekil 1'de ele alınan ağır iş dizel motorunun üst ölü noktadaki (ÜÖN) akış hacminin Computer Aided Design (CAD) modeli verilmiştir. Katı modelleme esnasında supap ile supap yuvaları arasında 0,04 mm'lik boşluk bırakılmıştır. Bu boşluğun bırakılmasının nedeni, supap ÜÖN'ya geldiğinde çözüm ağı elemanlarının yok olmasını sağlamaktır. Tasarım aşamasında katı modele supaplar, emme ve egzoz kanalları da dahil edilerek motor parçalarının hareketlerinin

temsil edilmesi sağlanmış ve daha gerçekçi sonuçlar elde edilmiştir.

Şekil 2'de ticari yazılımda hazırlanmış yüzey çözüm ağı görülmektedir. Yüzey çözüm ağı oluşturulurken kalite ve çarpıklık kriterlerinin kontrol edilmesi gerekmektedir, çünkü bu parametreler çözüm ağı hacminin kalitesini doğrudan belirlemektedir. Bunun yanında karmaşık yapıya sahip bölgelerde eleman sayısı kontrollü olarak belirlenmiş ve bu bölgelerde daha fazla eleman oluşturulmuştur. Çözüm ağı, karmaşık yapısı nedeniyle farklı topolojik bölgelere ayrılmıştır ve her bir bölgede ayrı bağımsız alt-çözüm ağları türetilmiştir. Çözüm ağı yapısındaki farklı renkler topolojik farklılıkları olan bölgeleri ifade etmektedir. Krank mili açısına (KMA) bağlı olarak piston ve emme-egzoz supaplarının hareketlerini temsil eden hareketli çözüm ağı hacmi ise yazılımının modülü kullanılarak oluşturulmuştur. Her zaman adımında çözüm ağı hacmi otomatik olarak yeniden oluşturulur, dolayısıyla hareketli çözüm ağı kullanılması zamana bağlı çözümü mecburi kılmaktadır. Modelin ÜÖN'daki ve alt ölü noktadaki (AÖN) durumlarının tanımlanması gerekmektedir.

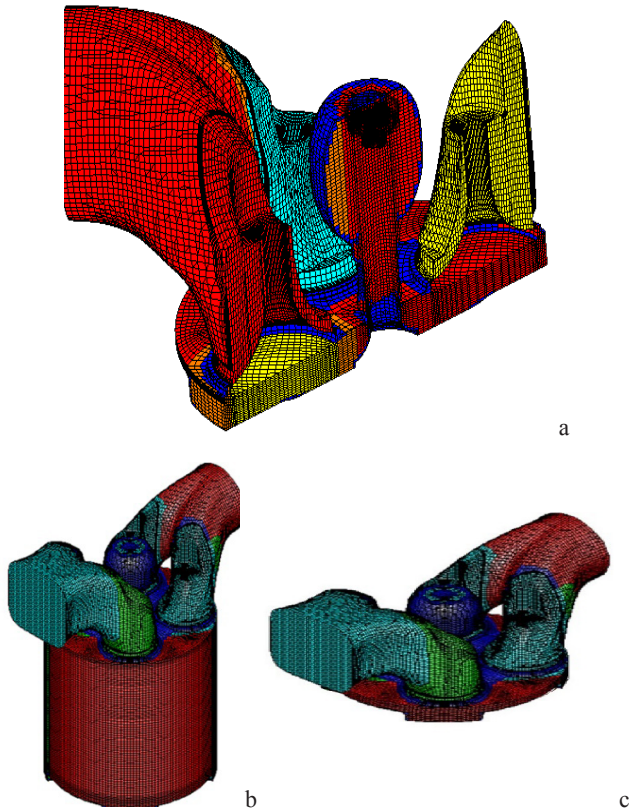


Şekil 1: ÜÖN'da akış hacminin katı modeli



Şekil 2: ÜÖN'da yüzey çözüm ağı

Şekil 3a'da silindir ekseninden alınan çözüm ağı kesiti görülmektedir. Silindire ait çözüm ağı altı-yüzlü elemanlardan oluşturulmuştur. Çözüm ağından bağımsızlık sağlandıktan sonra AÖN'da 1.750.000 civarında, ÜÖN'da ise 1.250.000 civarında eleman bulunmaktadır (bkz. Şekil 3b ve 3c) ve 20 işlemcili, 128 GB belleği olan HP Z640 iş istasyonunda hesaplama süresi yaklaşık 50 saattir.



Şekil 3: a. 340° KMA'nda emme zamanında silindir ekseninden alınan çözüm ağı kesiti b. AÖN'daki çözüm ağı yapısı c. ÜÖN'daki çözüm ağı yapısı

## 2.2. Başlangıç ve Sınır Koşulları

Silindir cidarları, öteleme veya dönme hareketi olmadığından hareketsiz cidar olarak kabul edilmiştir. Emme kanalının her ikisinde başlangıç değerleri olarak sabit basınç ve sıcaklık değerleri kullanılmıştır. Emme kanalı için tam yükte 40°C sabit sıcaklık ve 2,5 bar mutlak basınç ve boşta çalıştırmada ise 20°C sabit sıcaklık ve 0,9 bar mutlak basınç tanımlanmıştır. Emme ve egzoz duvarları, silindir başlığı duvarları, piston üst yüzeyi, silindir yan yüzeyleri için adyabatik cidar sınır koşulu seçilmiştir. Yanma odası sıcaklık sınır koşulları ise silindir cidarı, silindir başlığı ve piston üst yüzeyi için sırasıyla sabit 150°C, 150°C ve 200°C alınmıştır. Analizlerde kullanılan bu sınır koşulları mevcut motora ait ölçümlerden elde edilmiş deneysel verilerdir.

## 2.3. Korunum Denklemleri

HAD analizlerinde türbülanslı akış modellenmiş olup, Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) temelli kütle, momentum ve enerjinin korunum denklemleri kullanılmıştır.

RANS denklemlerinde hız, ortalama ve anlık bileşenlerin toplamı şeklinde ifade edilmektedir. Akışa ait hız, basınç gibi niceliklerin zaman ortalamalarının yer aldığı RANS denklemleri; kütle ve Reynolds gerilme tensörünü içeren momentumun korunumu için sırasıyla Denklem (1) ve (2)'de verilmiştir. Burada  $\rho$  yoğunluğu,  $p$  basıncı ve  $u_i$  hızı ifade etmektedir.

Türbülanslı akışın modellendiği çalışmada ısı transferi için kullanılan enerjinin korunumu denklemi de Denklem (3)'de verilmiştir. Burada  $E$  toplam enerjiyi,  $k$  ısı iletkenlik katsayısını ifade etmektedir (*ANSYS Theory Guide*, 2013).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j} [u_j (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( k + \frac{c_p \mu}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right] + S_h \quad (3)$$

Soğuk akış modellemesinde literatürdeki diğer çalışmalarda da kendini ispatlamış olan RNG  $k$ - $\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Denklem (4)'de türbülans kinetik enerjisinin, Denklem (5)'de de türbülans kinetik enerjisi yitiminin (dissipasyonunun) transport denklemleri verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon \quad (5)$$

Analizlerde Monotone Advection and Reconstruction Scheme (MARS) yöntemi kullanılmıştır. Ayırıklaştırılan yöneten denklemler için Pressure Implicit with Splitting of Operator (PISO) algoritması kullanılmıştır. Analizin kararlılığı ve TKE, vortisite ve girdap gibi akış yapılarını yeterince küçük hesaplama adımlarda takip edebilmek için supap açılma ve kapanmalarında zaman adımı 0,05 KMA seçilmiştir. Soğuk akış analizinde yanma işlemi incelenmediğinden yanma başlangıcı öncesine-26 KMA'na kadar inceleme yapılmıştır (TÜLOMSAŞ, TLM16V185).

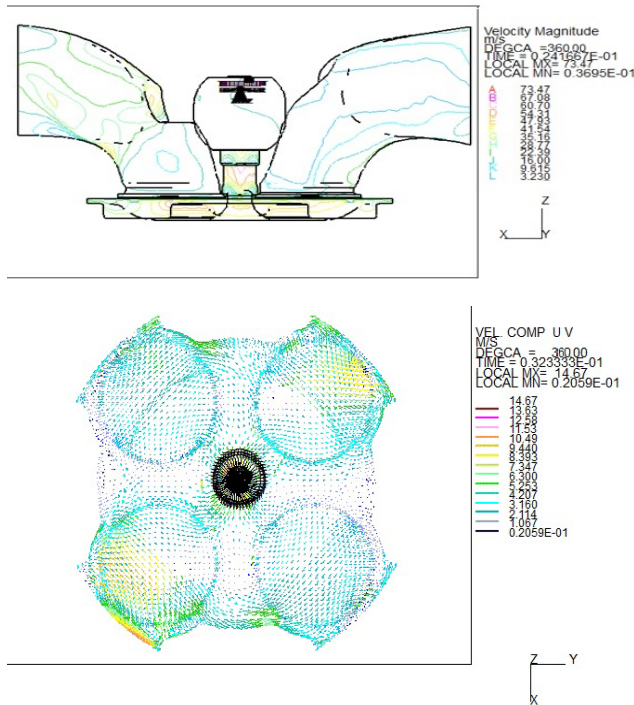
## 2. SOĞUK AKIŞ

### 3. 3.4. Emme Zamanı

Motorun emme zamanında silindir içerisindeki akış özelliklerini görebilmek için dik ekseninde, farklı KMA'nda

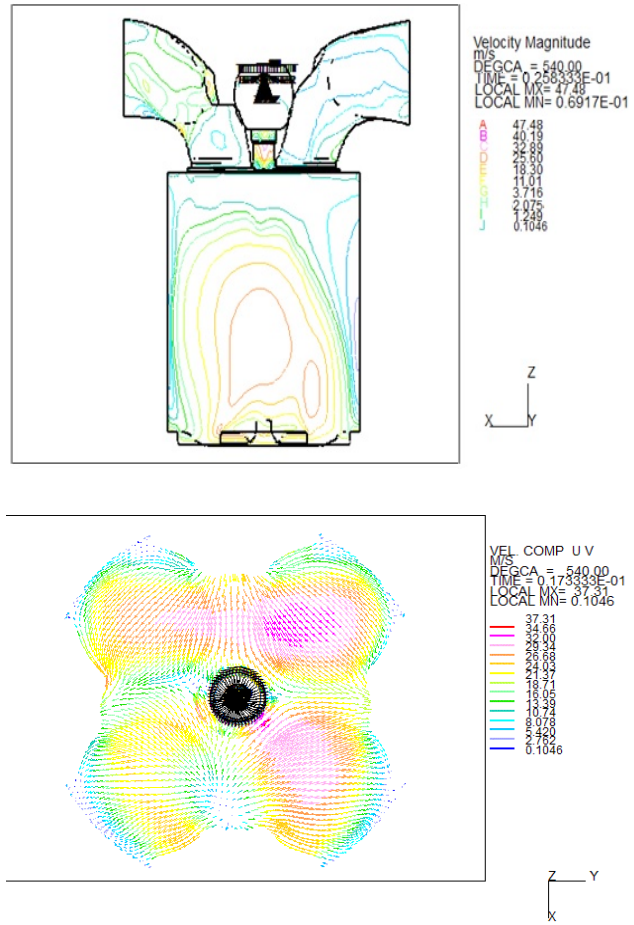
kesitler alınarak hız alanları görüntülenmiştir. Emme kanalında emme sırasında, silindir içindeki vorteksin büyüklüğü, emme manifoldunun şeklinden dolayı artmaktadır ve her iki supap kapanırken jet akışının ortadan kaybolduğu görülmektedir.

Şekil 4'de 360° KMA'nda ÜÖN'da silindir içi akış alanında girdap yapıları görülmektedir. Girdap yapıları ÜÖN'ya doğru ilerlediğinde büyümektedir. Bu durumun özellikle ön yanma odası ile ana yanma odası arasındaki geçiş bölgesinde daha belirgin olduğu görülmektedir. Bu aslında istenen bir durumdur zira bu bölge enjektörden püskürtülen yakıt spreyi ucundaki girdapların en yüksek olduğu yere denk gelmektedir, bu da yakıt hava karışımının başarılı olması için istenen bir durumdur. Emme zamanında daha küçük girdap yapıları tespit edilirken silindir kafasına doğru bu yapıların kaybolduğu söylenebilir.



Şekil 4:360° KMA'nda ÜÖN konumunda silindir içi akışa ait hız vektörleri [m/s]

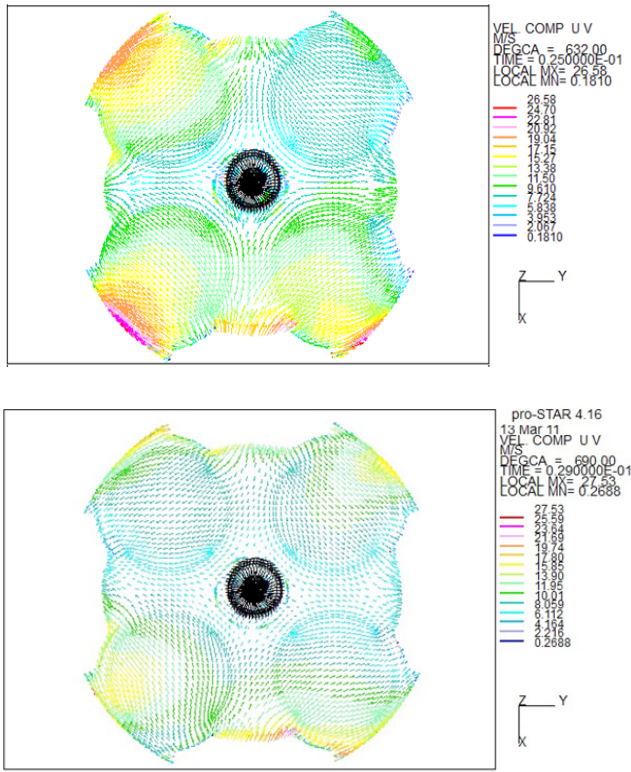
Şekil 5'de görüldüğü üzere emme hareketinin sonuna doğru piston AÖN'ya ilerlerken silindir içi akış hareketleri, girdap yapılarını silindir merkezine göre alt tarafa yönlendirmektedir. Hız vektörleri incelenecek olursa, Şekil 5'de akış yapılarının ve hızlarının AÖN'ya doğru azaldığı görülmektedir. Yine vektörel olarak silindir duvarına yakın bölgelerde hız büyüklüklerinin daha fazla olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 5:540° KMA'nda AÖN konumunda silindir içi akışa ait hız vektörleri [m/s]

### 3.5. Sıkıştırma Zamanı

Motorun sıkıştırma zamanı iki farklı KMA için Şekil 6'da görülmektedir. Farklı bölgelerde girdap (swirl) yapıları ortaya çıkmış olsa da motorun geometrisinden dolayı istenilen düzeyde girdap büyüklükleri elde edilememiştir. Sıkıştırma işlemi sırasında girdap yapıların zayıfladığı ve ÜÖN'ya doğru gelindiğinde artık kayboldukları görülmektedir. Sıkıştırma esnasında silindir içerisindeki sıcaklık ve basınç artmaktadır. Ayrıca sıkıştırma zamanı sonuna yaklaşırken hava yakıt karışımının istenilen mertebelerde elde edilebilmesi için yüksek TKE değerleri yakalanmalıdır, çünkü TKE tanımı itibariyle türbülansın gücünü ifade etmektedir dolayısıyla içten yanmalı motorların yanma odası örneğindeki gibi artan TKE akıştaki karışımı ve ısı transferini arttırmaktadır (Chesse P et al.). Bununla beraber yanma odası ile ön yanma odası arasındaki bağlantı civarında sıkıştırma zamanı için en yüksek mertebede hız büyüklüklerine ulaşılmıştır.



Şekil 6: Sıkıştırma zamanında a. 632° KMA'nda ve b. 690° KMA'nda hız vektörleri [m/s]

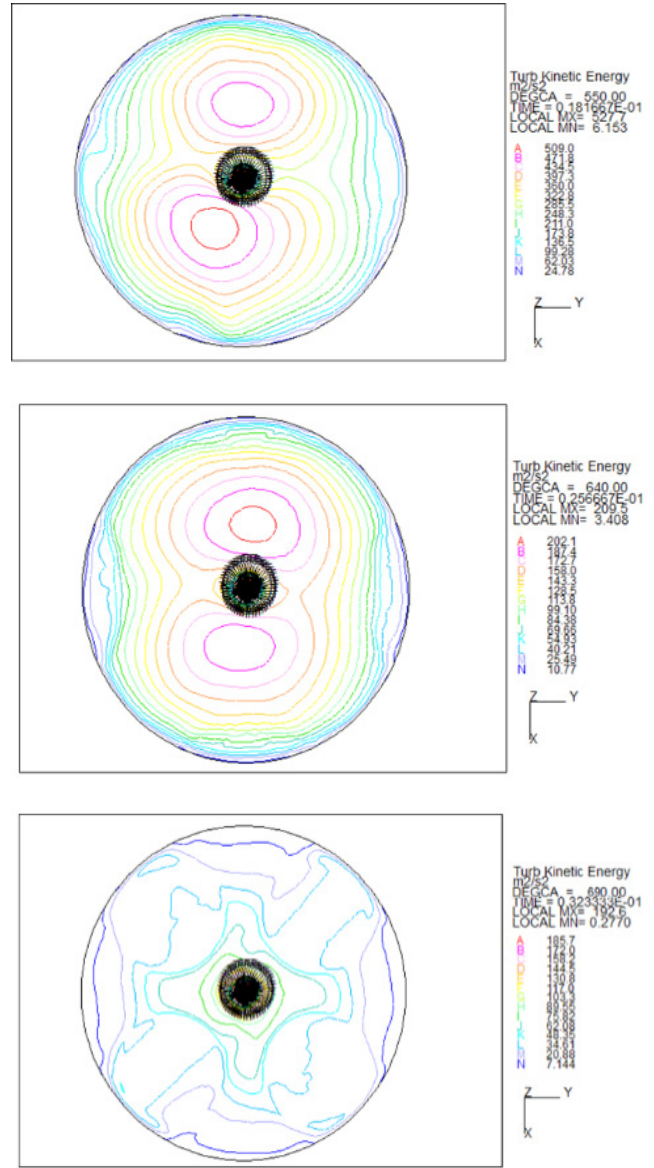
### 3.6. TKE ve Girdap Oranları

Şekil 7'de artan KMA ile TKE değişimi görülmektedir. TKE değerleri azalmaktadır, bu durum yakıt hava karışımının istenen başarımda olamayacağını göstermektedir.

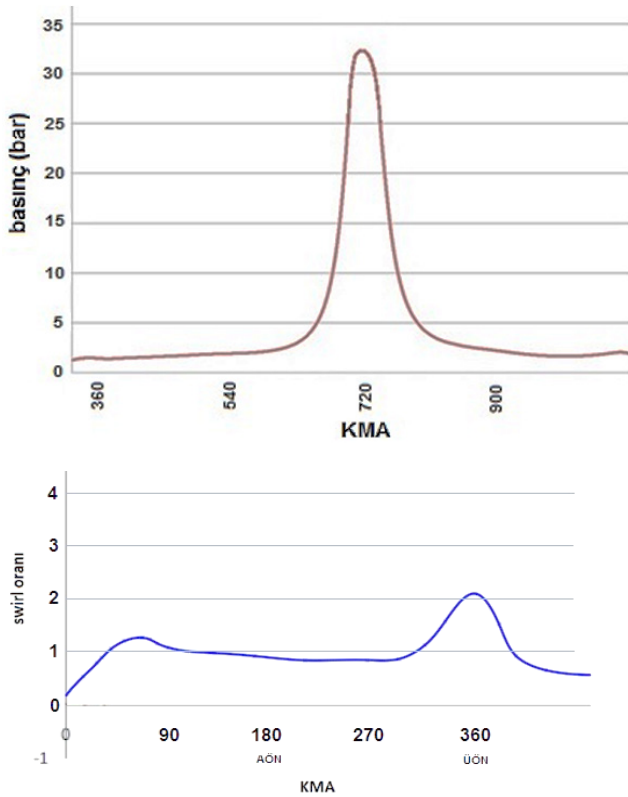
Türbülansın yoğunluğu aslında doğrudan TKE ile ilişkilidir. TKE'nin değeri doğrudan akıştaki türbülansın gücünü temsil etmektedir, fakat türbülans zamanla değişebileceğinden TKE bütçe denkleminde girmektedir. Bu, türbülansın daima azalmaya ve zamanla yok olmaya eğilimli olduğu anlamına gelir. Zaman içinde TKE bütçesini artırabilecek veya azaltabilecek fiziksel süreçler vardır.

Şekil 8'de silindir içerisinde oluşan basıncın ve girdap oranının KMA'na bağlı olarak değişimi verilmiştir. HAD analizlerinde püskürtme ve yanma modellemesi yapıldığı ve soğuk hava akışı modellendiği için motorun boşta çevirme şartlarına göre silindir içi maksimum basınç değeri 32,8 bar mertebesindedir. Emme zamanında havanın silindir içerisine ilk girişinde emme supapları etrafında oluşan akış sayesinde girdap değeri 70 KMA'na kadar artmaktayken daha sonra akış yapısındaki değişimler ve sürtünme etkisi ile girdap değeri azalmaktadır. 70 KMA analizlerden elde edilen bir sonuç olarak girdap yapılarının sönmelenmeye

başladığı TLM16V185 motor yapısına has bir noktadır. Sıkıştırma işlemine başlamasıyla beraber girdap oranının 2 değerini aştığı analizlerden tespit edilmiştir.



Şekil 7: Sıkıştırma zamanında a. 550° KMA'nda ve b. 640° KMA'nda ve c. 690° KMA'nda türbülans kinetik enerjisi değerleri



Şekil 8: Silindir içerisinde a. Basıncın KMA ile değişimi ve b. Girdabın KMA ile değişimi

### 3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu sayısal çalışmada TÜLOMSAŞ tarafından üretilen ve TCDD DE24000 serisi lokomotiflerde kullanılmakta olan ağır iş tipi dizel motorun emme ve sıkıştırma işlemleri esnasında yanma odasındaki soğuk hava hareketleri incelenmiştir.

Emme işleminde piston AÖN'ya ilerlerken silindir içi akış hareketlerinin girdap yapılarının silindir merkezinden aşağıya doğru toplandığı görülmüştür. Emme işleminde ön yanma ile ana yanma odası arasındaki geçiş bölgesinde yanma odasının diğer bölgelerine göre daha yüksek hızlar ortaya çıkarmaktadır. Ayrıca piston üzerinde supap oyuntularının olduğu bölgelerde hız değerlerinin arttığı görülmektedir.

Sıkıştırma sonuna doğru hava yakıt karışımının motor performansı üzerinde etkili olabilmesi için TKE ve girdap oranının yüksek olması gerekmesine rağmen sıkıştırma sonuna doğru ana yanma odasında yakıt püskürtülmeden önce TKE'nin zayıfladığı görülmüştür. Emme işleminde supap oyuntularının olduğu bölgede hız değerlerinin

arttığı görülmektedir. Bu durum sıkıştırma işlemi esnasında TKE'nin zayıflamasını açıklar niteliktedir. Girdap oranı değerlerinin sıkıştırma işlemi sonunda yeterince artmadığı görülmüştür. Öte yandan sıkıştırma sonunda ön yanma odası içerisinde ana yanma odasına göre daha yüksek hızlara ulaşılmıştır.

Bu çalışma neticesinde TKE ve girdap oranı üzerinden yapılan değerlendirmeler ile motor performansı açısından mevcut ağır iş dizel motoru yanma odasının iyileştirilmesi gerekliliği ortaya çıkarılmıştır. Bunun için mevcut ağır iş tipi dizel motorunda silindir içerisindeki NO<sub>x</sub> emisyonlarında kötüleşme olmayacak şekilde girdap oranını belli ölçüde arttırmak veya farklı girdap oranı oluşturabilecek yanma odası tiplerini denemek gibi tasarımsal çalışmalar yapılabilir. Uygulanabilecek diğer bir çalışma ise TKE artırımı ile hava yakıt karışımını arttırmak için yanma sonu gazlarının tahliyesi için gerekli olan supap bindirme süresini azaltmak şeklinde olabilir.

### TEŞEKKÜR

Türkiye Lokomotif ve Motor Sanayii A.Ş. (TÜLOMSAŞ) kurumuna çalışmamıza verdiği destekler için teşekkür ederiz.

### KAYNAKLAR

- [1] ANSYS Inc. (2013), ANSYS Fluent Theory Guide.
- [2] Basha, S.A., Gopal, K.R. (2008). In-cylinder fluid flow, turbulence and spray models—A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews 13, 1620–1627.
- [3] Belardini, P., Bertolli, C. (1999). Multi – Dimensional Modeling of Combustion and Pollutants Formation of New Technology Light Duty Diesel Engines, Oil & Gas Science and Technology Đ Rev. IFP, Vol. 54, No. 2, pp. 251-257.
- [4] Bianchi, G.M., Pelloni, P., Corcione, F.E., Mattarelli, E. & Bertoni F.L. (2000). Numerical Study of the Combustion Chamber Shape for Common Rail H.S.D.I. Diesel Engines, SAE Paper, 2000-01-1179.
- [5] CD-adapco Inc. (2006), Star-CD Methodology Manual.
- [6] Dillies, B., Ducamin, A., Lebrere, L., Neveu, F. (1997). Direct Injection Diesel Engine Simulation: A Combined Numerical and Experimental Approach from Aerodynamics to Combustion, SAE Technical Paper, 970880
- [7] French, G., Scott, W. (1985). Giving the IDI Diesel a Fresh Start, SAE Technical Paper, 850452.
- [8] Han, Z., Reitz, R.D. (1995). Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG k-ε Models, Combustion Science and Technology, Vol.106, pp267-295.
- [9] Hasan Köten, Mustafa Yılmaz, M. Zafer Gul (2012) “Effects of the injection parameters and compression ratio on the

- emissions of a heavy-duty diesel engine”, *International Journal of Vehicle Design*, 59(2/3), pp. 147–163.
- [10] Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*.
- [11] Krishna, M.B., Mallikarjuna, J.M. (2015). Experimental investigations of in-cylinder flows of Engine with Intake Shrouded Valve, *International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences*, 2349-4476.
- [12] Patterson, M., Kong, S., Hampson, G., Reitz, R. (1994). Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NOx Emissions, SAE Technical Paper, 940523.
- [13] Payri, F., Benajes, J., Margot X., Gil, A. (2004). CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines, *Computers & Fluids*, 995-1021.
- [14] Prasad, B.V.V.S.U., Sharma, C.S., Anand, T.N.C., Ravikrishna, R.V. (2011). High swirl-inducing piston bowls in small diesel engines for emission reduction, Elsevier, 2355-2367.
- [15] Rabault, J., Vernet, J.A., Lindgren, B. & Alfredsson, P.H. (2016). A study using PIV of the intake flow in a diesel engine cylinder, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1-12
- [16] Raj, A.R.G.S., Mallikarjuna, J.M. & Ganesan, V. (2012). Energy efficient piston configuration for effective air motion – A CFD study, Elsevier, 347-354.
- [17] Somerville, B. (1993). A study of air motion and combustion in the IDI diesel engine. (Doctoral dissertation). University of Bath.
- [18] Stanglmaier R., Roberts C. (1999). Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications, SAE Technical Paper, 1999-01-3682.
- [19] Sun, Y. (2007). Diesel combustion optimization and emissions reduction using adaptive injection strategies (AIS) with improved numerical models. (Doctoral dissertation). University of Wisconsin, Madison.
- [20] Torregrosa, A., Olmeda, P., Degraeuwe, B. & Reyes M. (2006). A concise wall temperature model for DI Diesel engines, *Applied Thermal Engineering*, 1320-1327.
- [21] Yakhot, V., Orszag, S.A., Thangam, S., Gatski, T.B. & Speziale, C.G. (1992). Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique, *Phys.Fluids*, A4(7).pp.1510-1520.
- [22] Wei, S., Wang, F., Leng, X., Liu, X., Ji, K. (2013). Numerical analysis on the effect of swirl ratios on swirl chamber combustion system of DI diesel engines, Elsevier, 184-190.
- [23] Zhu, Y., Zhao, H., Ladommatos, N. (2005). Computational fluid dynamics study of the effects of the re-entrant lip shape and toroidal radii of piston bowl on a high-speed direct-injection diesel engine’s performance and emissions, *J. Automobile Engineering*, Vol. 219 Part D.
- [24] TÜLOMSAŞ, TLM16V185 Test Engine Katalog, page 1, (2015).
- [25] Chesse P, Hetet J, Tauzia X, Roy P, Inozu B. Performance Simulation of Sequentially Turbocharged Marine Diesel Engines With Applications to Compressor Surge. *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*. 2000;122(4):562-569. doi:10.1115/1.1290587.