



## **Bir Dizel Jeneratörde Artan Motor Yükünün Egzoz Geri Basıncı Üzerindeki Etkisinin Sayısal ve Deneysel İncelenmesi**

### **Numerical and Experimental Investigation of the Effect of Increasing Engine Load on Silencer Back Pressure in a Diesel Generator**

**Yalçın Doğan<sup>1\*</sup>**, **Murat Uysal<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Teksan Jeneratör Araştırma ve Geliştirme Merkezi, Ar-Ge Mühendisi, İstanbul, TÜRKİYE

<sup>2</sup> Teksan Jeneratör Araştırma ve Geliştirme Merkezi, Ar-Ge Yöneticisi, İstanbul, TÜRKİYE

Sorumlu Yazar / Corresponding Author \*: [yalcindoğan@teksan.com](mailto:yalcindoğan@teksan.com)

Geliş Tarihi / Received: 24.06.2021

Kabul Tarihi / Accepted: 15.02.2022

Atıf şekli/ How to cite: DOĞAN, Y., UYSAL, M. (2022). Bir Dizel Jeneratörde Artan Motor Yükünün Egzoz Geri Basıncı Üzerindeki Etkisinin Sayısal ve Deneysel İncelenmesi. DEÜ FMD 24(72), 983-994.

Araştırma Makalesi/Research Article

DOI:10.21205/deufmd.2022247226

#### **Öz**

Bu çalışmada dizel motora sahip bir jeneratörde kullanılan egzoz susturucu sisteminin, motor yükünün kademeli olarak artışı karşısında sergilediği egzoz geri basıncı (EGB) davranışı sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Sayısal analiz EGB sonuçlarının deneysel test EGB sonuçları ile uyumu kontrol edilerek deneysel EGB ölçümüne olan ihtiyacın ortadan kaldırılabilme durumu incelenmiştir. İlk olarak seçilen dizel motorun beş farklı motor yükü altındaki egzoz gaz sıcaklığı ve debisi deneysel olarak ölçülmüştür. Seçilen motora entegre edilmek üzere tasarlanan perfore borulu reaktif bir susturucu ölçülen gaz sıcaklığı ve debi değerleri kullanılarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizlerine tabi tutulmuştur. ANSYS-Fluent programında sonlu hacimler yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen bu sayısal analiz çalışmaları ile sayısal EGB değerleri elde edilmiştir. Son olarak imalatı gerçekleştirilen egzoz susturucu sistemi, kademeli olarak artırılan beş farklı motor yükü altında deneysel EGB testlerine tabi tutulmuştur. Elde edilen sayısal ve deneysel EGB sonuçlarına göre dizel bir jeneratörde kademeli motor yükü artışının EGB'yi parabolik olarak artırdığı görülmüştür. Farklı yük koşulları için EGB'ye ait sayısal ve deneysel çalışma sonuçlarının motor yükü arttıkça daha uyumlu hale geldiği anlaşılmış olup kritik yük koşulu olan %110 motor yükü altında analiz hata oranının %4,06 olduğu görülmüştür. Ayrıca jeneratör egzoz susturucu tasarımında, sadece sayısal çalışmalar kullanılarak deneysel EGB testlerine olan ihtiyacın ortadan kaldırılabilceği sonucuna varılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Dizel Jeneratör, Egzoz Geri Basıncı (EGB), Susturucu HAD Analizi,  $k-\omega$  (SST)

#### **Abstract**

In this study, the exhaust back pressure (EBP) behavior resulting from the gradual increase in engine load of the exhaust muffler system used in a diesel engine generator was investigated numerically

and experimentally. By examining the compatibility of numerical analysis and experimental test exhaust back pressure results with each other, the possibility of eliminating the need for experimental exhaust back pressure test is examined. Firstly, the exhaust gas temperature and flow rate of the selected diesel engine under five different engine loads were experimentally measured. A reactive muffler with perforated pipe, designed to be integrated into the selected engine, was subjected to computational fluid dynamics (CFD) analyzes using measured exhaust gas temperature and gas flow rate. Numerical EBP values were obtained with these numerical analysis studies, which were carried out using the finite volume method in the ANSYS-Fluent program. Finally, the exhaust silencer system, which was manufactured, was subjected to experimental EBP tests under five different engine loads that were gradually increased. According to the numerical and experimental EBP results obtained, it has been observed that the gradual engine load increase in a diesel generator increases the EBP as parabolic. It was understood that the numerical and experimental results of the EBP for different load conditions became more compatible as the engine load increased, and the numerical analysis error rate was found as 4.06% under the 110% engine load which is the critical load condition. In addition, it was concluded that the need for experimental EBP tests can be eliminated by using only numerical studies in the generator exhaust muffler design.

**Keywords:** Diesel Generator, Exhaust Back Pressure (EBP), Silencer CFD Analysis,  $k-\omega$  (SST)

## 1. Giriş

Motor egzoz geri basıncı (EGB), yanmış egzoz gazlarının atmosfere tahliyesi sırasında egzoz sisteminin hidrolik direncini yenmek için motor tarafından üretilen egzoz gazı basıncı olarak tanımlanmaktadır [1]. İçten yanmalı motorlarda egzoz geri basınç kavramı motor üzerindeki çeşitli etkileri bakımından önem arz etmekte ve mümkün olduğunca düşük seviyelerde olması arzu edilmektedir. Ancak bu motorlarda gerek emisyon değerlerini düşürmek gerekse yüksek egzoz gürültüsünü gidermek amacı ile egzoz çıkışından sonra çeşitli sistemler kullanılmaktadır. Kullanılan bu sistemler egzoz geri basıncını artırmakta ve motoru negatif yönde etkilemektedir. Öyle ki oluşan egzoz geri basıncının yüksek seviyelere ulaşması, motorda termal verimliliğin düşmesine neden olabileceği gibi güç kaybına neden olup yakıt tüketimini artırabilir [2]. Bu alanda yapılan çeşitli araştırmalar göstermiştir ki egzoz geri basıncı artışının içten yanmalı motorlardaki bir diğer olumsuz etkisi ise egzoz geri basınç seviyesi arttıkça dizel motorlardan salınan bazı zararlı emisyon ürünlerinin miktarı artmaktadır [3]. Bu nedenlerden ötürü jeneratör sektöründe kullanılan dizel motorlarda dahil olmak üzere egzoz geri basıncının olabildiğince düşük ve izin verilen geri basınç limitlerinin altında kalması gerekmektedir.

Yapılan literatür taraması sırasında egzoz susturucularında geri basınç üzerine çeşitli çalışmalara rastlanmış ve incelenmiştir.

Çalışmaların büyük çoğunluğu susturucu geometrisi üzerindeki tasarım parametrelerinin değiştirilerek egzoz geri basıncının düşürülmesini konu almaktadır.

Sudarshan Dilip Pangavhane ve arkadaşlarının 2013 yılında yaptıkları çalışmada ise tarımsal bir motor üzerinde kullanılan reaktif bir susturucunun üç farklı porozite oranında sayısal ve deneysel incelemesini yapmışlardır. Porozite oranı iki katına çıkarıldığında egzoz geri basıncının %75'e varan bir oranda azaldığını, sayısal ve deneysel çalışmaların birbiri ile uyumlu olduğu sonucuna varmışlardır [4].

Araştırmalar sırasında egzoz geri basıncına ilişkin sadece sayısal olarak yapılan çalışma sayısının ağırlıkta olduğu görülmüştür. Nandkumar Patil ve Dr.Sharad Chaudhary'nin 2018 yılında yayınladıkları ve dört zamanlı dizel bir otomobil araç motorunun egzoz sistemi üzerine yaptıkları çalışmalarında farklı çaplarda egzoz giriş ve çıkış borusu kullanılması durumunda sistemin basınç kaybını HAD (CFD) ile incelemişlerdir. Boru çapı küçüldükçe egzoz geri basıncının arttığı sonucuna varmışlardır [5].

Jianmin Xu ve arkadaşlarının 2015 yılında yayınladıkları makale çalışmalarında bir kamyon motoru susturucusunu ele almış ve sonlu hacimler yöntemi kullanarak sayısal incelemesini yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre mevcut susturucu üzerinde tasarım değişikliği yapılarak egzoz geri basınç seviyesi düşürülmüştür. Ayrıca susturucu içerisinde oluşan vorteksin geri basınç ve egzoz

gürültüsü artışına sebep olduğunu vurgulamışlardır [6].

2017 yılında Ridwan Saputra Nursal ve arkadaşlarının dört zamanlı marin tip bir dizel jeneratör üzerinde yaptığı makale çalışması jeneratör sistemleri üzerine yapılmış az sayıdaki makalelerden biridir. Bu çalışmada geri basınç ölçümü 1500 devir/dakikada tam yük koşulunda yapılmış olup tek bir egzoz girişi hızı dikkate alınmıştır. Geri basınçtaki değişim egzoz sistemi üzerindeki susturucunun pozisyonunu değiştirilerek sağlanmıştır. Sonuç olarak susturucu pozisyonu değişimi ile egzoz geri basıncın iyileştirilebildiği sayısal ve deneysel olarak ortaya konulmuştur [2].

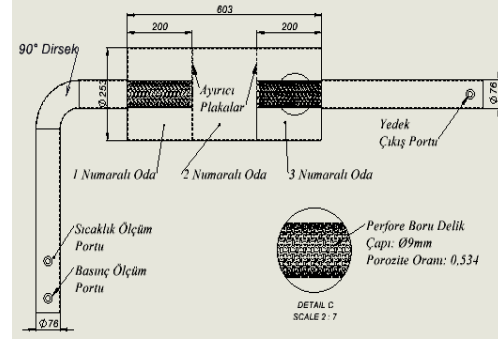
Jianhua Fang ve arkadaşlarının 2009 yılında bir ekskavatör motoru susturucusunun basınç kaybını sayısal ve deneysel olarak inceleyerek doğrulama çalışması yürütmüşlerdir. 20 m/s susturucu gaz giriş hızı için yürüttükleri deneysel testler ile standart k-ε türbülans modelini kullandıkları sayısal analiz çalışması arasında %19,54 oranında sapma tespit etmişlerdir [7].

## 2. Materyal ve Metot

Egzoz susturucular genel olarak yapısal açıdan aktif ve pasif olmak üzere ikiye ayrılır. Endüstride kullanımı daha yaygın olan pasif tip susturucular geniş kullanım alanına sahip olup kendi içinde yutucu, reaktif ve hibrit olmak üzere üçe ayrılmaktadırlar [8]. Bu çalışmada sayısal ve deneysel olarak incelenmek üzere içerisinde perfore boruların kullanıldığı reaktif tip bir susturucunun SolidWorks CAD programı kullanılarak tasarımı gerçekleştirilmiştir. Ardından sayısal çalışmaları gerçekleştirmek üzere ANSYS-Fluent programına aktarılmış ve burada analizlere tabi tutulmuştur. Analizler koşulmadan önce sayısal çalışmalarda kullanılmak üzere motorun yalın halinin egzoz gaz sıcaklığı ve debisi deneysel olarak ölçülmüştür. Ölçülen bu değerler akış analizlerinin sınır koşullarını oluşturmuştur. Sayısal çalışmaların tamamlanmasının ardından egzoz susturucu sisteminin deneysel testler için imal edilme safhasına geçmiştir. Şekil 1'de gösterilen egzoz susturucu prototipinin imalatı sırasında St 37-2 (S235JR) çelik malzeme kullanılarak üretim gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanan egzoz susturucu hem sayısal hem de deneysel incelemeler sırasında farklı yük

koşulları için aynı geometrik parametrelere sahip olup farklı yük koşulları için tasarımında herhangi değişiklik yapılmamıştır.



Şekil 1. Susturucu geometrisi

CAD programında tasarımı gerçekleştirilen prototip susturucu ANSYS-SpaceClaim programına alınarak prototipin analiz programına hazırlanması sağlanmıştır. Burada amaç analiz sonucuna etki etmeyecek ancak analizde çözüm ağı sayısını artırarak analiz süresini uzatacak kısımların analiz modelinde giderilmesidir. Bu işlemin ardından aynı programda akış hacmi oluşturulan model ANSYS-Fluent'e aktarılmıştır. Burada analizler için k- $\omega$  / SST türbülans modeli kullanılarak egzoz içerisindeki türbülanslı akışın analizleri gerçekleştirilmiştir.

Makale çalışmamızda ele aldığımız motorların dahil olduğu içten yanmalı motorlar için susturucu tasarımı ve analizi sırasında dikkat edilmesi gereken en önemli parametre ise tasarlanan susturucuda oluşan egzoz geri basıncının motor üreticisi tarafından beyan edilen ve maksimum yüke karşılık gelen EGB limitini aşmamasıdır. Bu amaçla akış analiz çalışmaları motorun maruz kalacağı maksimum yükleme koşuluna göre yapılmalıdır. Bu koşul altında yapılan ve motorun verimli şekilde çalışacağı bir geri basıncın elde edildiği susturucu tasarımı, motorun daha az yüklendiği yük koşulları için güvenli aralıkta kalacaktır. Jeneratör sistemlerinde maksimum yükleme koşulu motorun kWe cinsinden %110-Standby yüklenmesine karşılık gelmektedir.

Son olarak sayısal çalışmaları doğrulamak üzere seçilen motora sahip jeneratör seti prototip egzoz susturucunun montajı sonrası jeneratör test odalarında teste alınmıştır. Egzoz susturucu sayısal analiz çalışmaları adyabatik olarak

gerçekleştirildiğinden test öncesi egzoz susturucusu termal izolasyon malzemeleri ile dış ortamdan izole edilmiştir. Motor sırasıyla maksimum kapasitesinin %110, %100, %75, %50 ve %25'i mertebesinde yüklemelere maruz kalmıştır. Bu yüklemeler sırasında test öncesi kalibrasyona gönderilen cihaz ve ekipmanlar kullanılarak egzoz susturucu sistemindeki EGB ölçümleri artan motor yüküne göre gerçekleştirilerek sayısal sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

### 3. Sayısal Çalışmalar

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) sayısal yöntemler ile klasik akışkanlar dinamiğini bir araya getirerek çözümler sunan bir alandır. Navier-Stokes (N-S) denklemlerinin analitik olarak çözümünü basit akışların söz konusu olduğu ideal koşullar altında mümkündür. Ancak gerçek bir akışın söz konusu olduğu kompleks durumlarda bu denklemlerin çözülebilmesi için sayısal yöntemlerin kullanıldığı yaklaşımlara ihtiyaç vardır. HAD (CFD) yaklaşımları burada devreye girerek gerçek akış çözümlerini yapmaktadır [9].

Bu çalışmada ele alınan reaktif tip susturucunun sayısal hesaplamalarında sonlu hacimler yöntemi kullanılmış olup üç boyutlu akış analizleri için hızlı, pratik ve geniş bir endüstriyel kullanım alanına sahip bir ticari yazılım olmasından dolayı ANSYS-Fluent programı tercih edilmiştir.

#### 3.1. Matematiksel model

Susturucu içerisindeki türbülanslı akışı analiz etmek için tüm simülasyonlarda, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri ve  $k - \omega$  (SST) türbülans modeli kullanılmıştır.  $k - \omega$  (SST) türbülans modeli,  $k - \omega$  türbülans formülasyonlarının türbülanslı akışın yakın duvar bölgesini çözümlemedeki üstünlüğü ve  $k - \varepsilon$  türbülans modelinin serbest akıştaki üstünlüğünün birleştirilmesinden doğmuştur [10,11]. ANSYS-Fluent programı tüm akış analizleri sırasında korunum denklemlerini çözmektedir. Burada kullanılan RANS denklemleri sırasıyla (1)'de verilen kütle korunumu, (2)'de verilen momentum korunumu ve (4)'de verilen enerjinin korunumu denklemleridir [12].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla * (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left[ \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} * \nabla) \vec{V} \right] = -\nabla p + \nabla * \bar{\tau} + \rho \vec{f} \quad (2)$$

Burada,

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} (\nabla * \vec{V}) \delta_{ij} \right) \quad (3)$$

$$\rho \left[ \frac{\partial h}{\partial t} + \nabla(h\vec{V}) \right] = -\frac{Dp}{Dt} + \nabla * (k\nabla T) + \phi \quad (4)$$

Burada,

$$\phi = (\bar{\tau} * \nabla) \vec{V} = \tau_{ij} \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \quad (5)$$

Türbülans modeli olarak seçilen  $k - \omega$  (SST) modeli, diğer başarılı türbülans modelleri ile kıyaslanabilir sonuçlar verirken akış ayrılmasını içeren karmaşık akışları tahmin etmede en iyi model olarak kabul edilmekte olup sayısal performans açısından bu türbülans modeli iyi sonuçlar vermektedir [13].  $k - \omega$  (SST) türbülans modeline ait transport denklemleri ise denklem (6) ve (7)'de verilmiştir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \end{aligned} \quad (7)$$

Burada,

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (8)$$

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega}\right]} \quad (9)$$

$$\tilde{G}_k = \min(G_k, 10\rho\beta^*k\omega) \quad (10)$$

$$G_\omega = \frac{\alpha}{\nu_t} G_k \quad (11)$$

$$\alpha_\infty = F_1\alpha_{\infty,1} + (1 - F_1)\alpha_{\infty,2} \quad (12)$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty} - \frac{K^2}{\sigma_{w,1}\sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (13)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty} - \frac{K^2}{\sigma_{w,2}\sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (14)$$

$$Y_k = \rho\beta^*k\omega \quad , \quad Y_\omega = \rho\beta\omega^2 \quad (15)$$

$$\beta_i = F_1\beta_i + (1 - F_1)\beta_{i,2} \quad (16)$$

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad , \quad F_2 = \tanh(\Phi_2^4) \quad (17)$$

$$\Phi_1 = \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega}\right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+}\right] \quad (18)$$

$$\Phi_2 = \max\left[2\left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega}\right)\right] \quad (19)$$

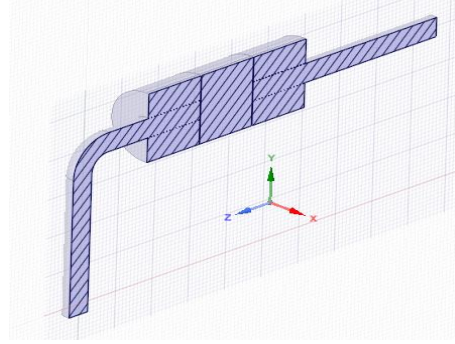
$$D_\omega^+ = \max\left[2\rho\frac{1}{\sigma_{\omega,2}}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10}\right] \quad (20)$$

**Tablo 1.** SST k- $\omega$  türbülans modeli katsayıları

| $\sigma_{k,1}$ | $\sigma_{\omega,1}$ | $\sigma_{k,2}$ | $\sigma_{\omega,2}$ | $a_1$ | $\beta_{i,1}$ | $\beta_{i,2}$ |
|----------------|---------------------|----------------|---------------------|-------|---------------|---------------|
| 1,176          | 2                   | 1              | 1,168               | 0,31  | 0,075         | 0,0828        |

### 3.2. Model ve ağ oluşturma

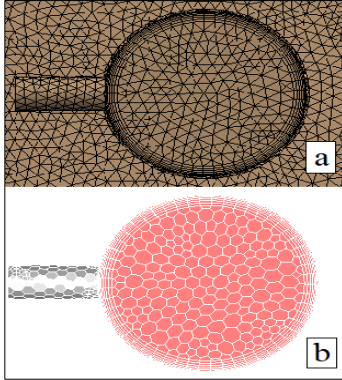
Prototip olarak tasarlanan reaktif susturucunun tasarım işlemi SolidWorks CAD programı vasıtası ile gerçekleştirilmiştir. Ardından burada hazırlanan model ANSYS-SpaceClaim programına aktarılmış ve burada model üzerinde çeşitli geometri düzenleme işlemleri yapılmıştır. Ardından Şekil 2'de görüldüğü üzere susturucu modelinin negatif hacmi çıkarılarak akış hacmi oluşturulmuştur.

**Şekil 2.** Susturucu akış hacmi

Bu çalışmaya konu olan egzoz susturucusunun akış analizleri sırasında ANSYS Fluent-Meshing programı kullanılarak ağ örgüsü (mesh) oluşumu sağlanmıştır. HAD (CFD) çözümleri için literatürde yapılandırılmış (structured), yapılandırılmamış (unstructured) ve hibrit tip olmak üzere üç farklı tip ağ yapısı uygulaması vardır. Yapılandırılmış ağ tipi, fiziksel akış alanının bire bir haritalama fonksiyonu yoluyla hesaplama alanına dönüştürülebildiği durumlarda başarılı sonuçlar verirken ele alınan geometrinin kompleks bir yapı olması durumunda bu ağ yapısı başarısız olmaktadır [14]. Bu çalışmada ele alınan geometrinin kompleks bir geometriye sahip olduğu düşünülerek fiziksel akış alanından hesaplama alanına dönüşümün gerekli olmadığı yapılandırılmamış (unstructured) tetrahedral ağ elemanları kullanılmıştır (Şekil 3-a).

Oluşturulan tetrahedral eleman sayısının fazla olması ve çözüm süresinin uzamasından dolayı Fluent programında tetrahedral ağ elemanları polyhedral elemanlara dönüştürülerek toplam

eleman sayısı azaltılmıştır (Şekil 3-b). Çözüm ağlarının tetrahedral ağlardan polyhedral ağlara dönüştürülmesinin bir diğer avantajı ise maksimum çarpıklık (max. skewness), minimum ortogonal kalite (min. orthogonal quality) ve maksimum en/boy oranı (max. aspect ratio) gibi çözüm ağı kalite parametrelerinin daha iyi hale gelmesidir.



**Şekil 3.** a) Tetrahedral çözüm ağı b) Polyhedral çözüm ağı

Çözüm süresinin minimum olması arzu edilirken yanı sıra elde edilen sonuçlarında doğru olması gerekmektedir. Buda toplam çözüm ağı (mesh) sayısı ile çözüm süresi arasında bir optimizasyon çalışması anlamına gelmektedir. Bu amaçla Tablo 2’de görüldüğü üzere motor yükünün maksimum olduğu en zorlu tasarım koşulu olan %110 motor yükü için çözüm ağından bağımsızlık (mesh independence) çalışması örneği paylaşılmıştır. Buna göre 4.667.062 adet tetrahedral çözüm ağının 1.334.603 adet polyhedral çözüm ağına dönüştürülmesi ile oluşturulan analizlerin uygun olduğu görülmüştür. Daha fazla çözüm ağı ile analiz oluşturulması durumunda çözüm süresinin artacağı buna karşılık EGB değerinin sadece %0,24 oranında değişeceği görülmüştür.

**Tablo 2.** Çözüm ağı bağımsızlık çalışması.

| Yapılandırılmamış Mesh  |                        |                |                       |
|-------------------------|------------------------|----------------|-----------------------|
| Tetrahedral Mesh Sayısı | Polyhedral Mesh Sayısı | EGB (Pa)       | EGB Değişim Oranı (%) |
| 1.729.887               | 607.142                | 7.596,9        | -                     |
| 2.481.291               | 785.654                | 7.368,0        | 3,01                  |
| <b>4.667.062</b>        | <b>1.334.503</b>       | <b>7.296,5</b> | 0,97                  |
| 6.824.199               | 1.748.586              | 7.278,8        | 0,24                  |

Seçilen çözüm ağı sayısında elde edilen çözüm süreleri ise tetrahedral çözüm ağı için iterasyon başına 14,57 saniye iken polyhedral çözüm ağına dönüşüm sonrası çözüm süresi iterasyon başına 8,013 saniyeye düşmüştür. Buda yaklaşık olarak iterasyon başına çözüm süresinin %45 oranında azaldığı anlamına gelmektedir.

### 3.3. Sınır ve başlangıç koşulları

Denklemler, momentum ve basınca dayalı süreklilik denklemlerini birlikte çözen “Coupled” algoritması kullanılarak çözülmüştür.

Egzoz susturucu giriş çapı ve debisi bilindiğinden gazın giriş hızı kolayca hesaplanmıştır. Sınır koşulları olarak susturucu girişinde egzoz gazının turbodan çıkış hızı ve sıcaklık bilgilerine yer verilirken susturucu çıkışında ise çıkış basıncı olarak “0”Pa gösterge basıncı tanımlanmıştır.

Literatürde yer alan önceki çalışmaların çoğunda olduğu gibi analizler sırasında iş akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Burada hava ile dizel egzoz gazlarının konsantrasyon açısından ağırlıklı oranda ana bileşenlerinin N<sub>2</sub> olması ve bünyelerindeki toplam bileşik konsantrasyonlarının benzer oranda olması bu yaklaşımı mümkün kılmaktadır [15].

Susturucuların içerisinde ilerleyen gazın hızını ifade eden Mach sayısı yapılan ölçümlere göre genel olarak 0,1-0,2 aralığındadır [16]. Buda akışın sıkıştırılmaz bir akış olduğunu göstermektedir.

**Tablo 3.** Sınır ve başlangıç koşulları.

| Sınır ve Başlangıç Koşulları |                       |
|------------------------------|-----------------------|
| Çözücü Tipi                  | Basıncı Tabanlı       |
| Akış Tipi                    | Kararlı-Sıkıştırılmaz |
| Türbülans Modeli             | k- $\omega$ / SST     |
| İş Akışkanı                  | Hava                  |
| Giriş Koşulu                 | Giriş Hızı            |
| Çıkış Koşulu                 | Gösterge Basıncı      |
| Duvar Davranışı              | Hareketsiz            |

### 4. Deneysel Çalışmalar

Özel bir jeneratör üretim tesisi çatısı altında sayısal çalışmaları ve gözenekli olarak prototipi üretilen reaktif tip susturucu, deneysel testler için belirlenmiş olan dizel jeneratör setine montajı sonrası aynı tesis çatısı altında EGB testlerine tabi tutulmuştur. Testlere tabi olan

dizel motora ait genel bilgiler Tablo 4' te paylaşılmıştır.

EGB ölçümleri sırasında ölçüm cihazı olarak U-borulu sulu tip manometre tercih edilmiştir. Burada genel bir basınç göstergesi yerine U-borulu sulu tip bir manometre kullanılmasının sebebi ise egzoz gazının çıkarken yarattığı yüksek frekansa sahip basınç vuruntusunun basınç göstergesi üzerinden sağlıklı bir okuma yapmaya engel olmasıdır.

**Tablo 4.** Genel motor özellikleri.

| Parametre                  | Tanım                 |
|----------------------------|-----------------------|
| Silindir Sayısı            | 3 Silindir-Sıralı Tip |
| Hava Emiş Sistemi          | Turbo şarjlı          |
| Silindir Çapı              | 105 mm                |
| Silindir Stroku            | 127 mm                |
| Sıkıştırma Oranı           | 17.25:1               |
| Nominal Motor Gücü ve Hızı | 80,5 kw @1500rpm      |
| Yakıt Sistemi              | Direkt Püskürtme      |
| Yakıt Püskürtme Basıncı    | 29 MPa                |

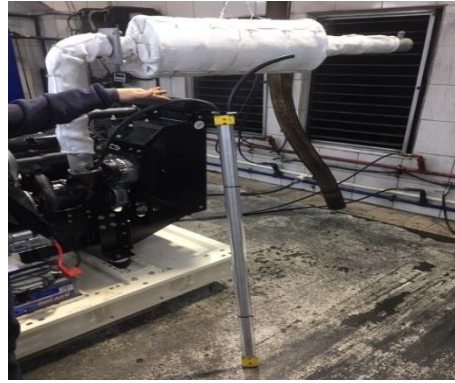
Bunun yerine sulu tip bir U-borulu manometre kullanılarak bu yüksek frekanstaki değişim trendi manometre içerisindeki su sayesinde daha stabil hale gelmiş ve okuma yapmayı kolaylaştırmıştır [17]. Şekil 4'te görseli paylaşılan U-borulu sulu tip manometre, üzerinde derecelere ayrılmış bir ölçek ve suyun ölçek üzerindeki yerini kolaylıkla okuyabilmeye imkân tanıyan şeffaf bir boru sisteminden oluşmaktadır.



**Şekil 4.** Sulu tip U-manometre

Egzoz susturucu sayısal analiz çalışmaları adyabatik olarak gerçekleştirildiğinden test öncesi egzoz susturucusu termal izolasyon malzemeleri ile kaplanarak dış ortamla olan ısı

transferi %91,46 oranında azaltılmıştır. Böylece gaz dinamiği üzerinde önemli bir parametre olan sıcaklığın etkisi analizler ile uyumlu hale getirilmeye çalışılmıştır. Daha sonra motor çalıştırılmadan yani susturucu henüz egzoz gazı etkisi ile ısınmamışken, Şekil 5'te görüldüğü gibi U-borulu manometrenin bir ucu susturucu girişindeki egzoz gazı giriş portuna bağlanmış olup diğer ucu ise atmosfere açık hale gelecek şekilde boşa bırakılmıştır. Sonrasında motor daha önce belirlenen ve üzerine sayısal çalışmalar yapılan yüklerde sırasıyla çalıştırılmıştır. Ölçümler yapılırken her bir yük koşulu altında motorun bir süre çalıştırılmasına özellikle dikkat edilmiştir. Bu sayede motor devrinin 1500 d/d ya ulaşması sağlanmış olup egzozdan çıkan gazın sıcaklık, basınç ve debi gibi termodinamik özelliklerinin rejime yani stabil bir seviyeye ulaşması beklenmiştir. Böylece U-borulu sulu tip manometre üzerinde en doğru ölçümün yapılması sağlanmıştır.



**Şekil 5.** Deneysel egzoz geri basınç testi

## 5. Sayısal Akış Analizi Sonuçları

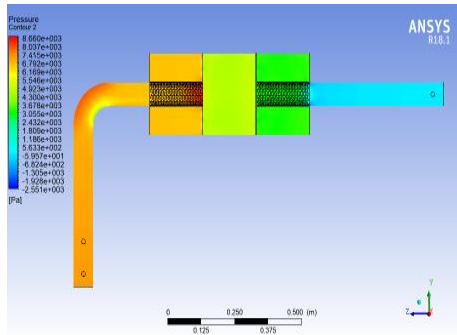
Dizel jeneratör sektörüne yönelik yapılan egzoz sistemi tasarımlarında motorun maruz kalacağı maksimum yük koşulu dikkate alınır. Bu koşul için izin verilen maksimum EGB limitini sağlayan tasarımın diğer tüm yük koşulları için uygun olduğu kabul edilir. Yapılan HAD analizleri ağ örgüsünden bağımsız (mesh independence) hale gelinceye kadar tekrar edilmiştir. Kademeli olarak küçültülen mesh elemanları bir noktadan sonra sonuçlar üzerinde önemli bir değişim etkisi göstermeyecektir. Bu andan itibaren mesh yoğunluğunu artırmanın sadece çözüm süresini artıran gereksiz bir işlem adımına dönüşeceği Tablo 2'de verilen ve %110 yüklemeye ait çözüm ağı (mesh) bağımsızlık çalışması ile

gösterilmiştir. Yapılan sayısal çalışma başta susturucu içerisindeki basınç dağılımı olmak üzere sıcaklık ve akış hızı açısından incelenmiştir.

Şekil 6'da jeneratör motorunun %110 yüklendiği maksimum yük koşulu için yapılan sayısal analizlerde ortaya çıkan susturucu üzerindeki basınç dağılımı görülmektedir.

Kullanılan motorun müsaade edilen maksimum geri basınç limiti 10.000 Pa iken analiz sonuçlarına göre bu koşul altında elde edilen toplam EGB 7296,5 Pa'dır. Bu hali ile fiziki testler öncesi tasarlanan susturucunun, akış analizleri yardımı ile müsaade edilen basınç seviyesinin altında kalacak şekilde tasarlandığı anlaşılmaktadır.

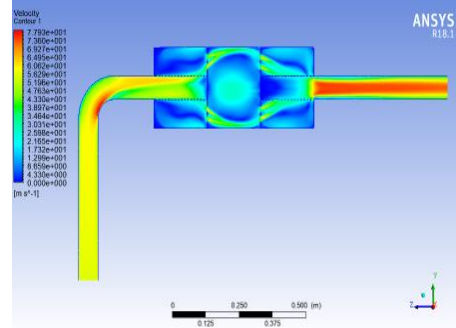
Şekil 6'daki kontur ve basınç skalası incelendiğinde, egzoz gazının motordan çıkıp susturucuya girdikten sonra keskin bir dönüşe maruz kaldığı 90° dirseğin ve 1 numaralı odadaki perfore boru bitimindeki ayırıcı plakaya çarptığı noktaların EGB oluşumunda en fazla etkiye sahip olan yerler olduğu görülmüştür. Bahsi geçen 90° dirsek ve ayırıcı plakalar Şekil 1. üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 6. %110 yük koşulunda basınç dağılımı

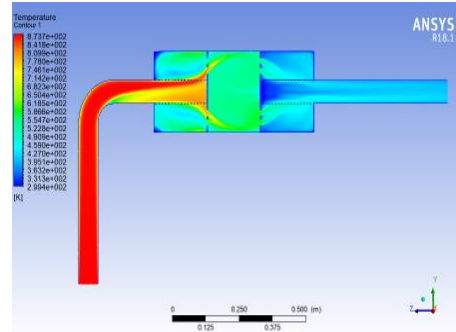
%110 motor yükü için yapılan akış analizinin susturucu içerisindeki hız dağılımı Şekil 7'de paylaşılmıştır. Buna göre egzoz gazının 55,4 m/s hızla susturucuya girdikten sonra 1 numaralı odada perfore boru içerisindeki deliklerden geçerek genişlemesi sırasında gaz hızında nispi azalma görülmüştür. Egzoz gazının 1 numaralı odadan 2 numaralı odaya geçerken ayırıcı plaka üzerindeki deliklerde gaz hızının artma eğilimi görülmüştür. Daha sonra susturucu gövdesinde

3 numaralı odadan çıkış borusuna geçerken akış kesit alanının daralmasına bağlı olarak gaz hızı tekrar artmıştır.



Şekil 7. %110 yük koşulunda hız dağılımı

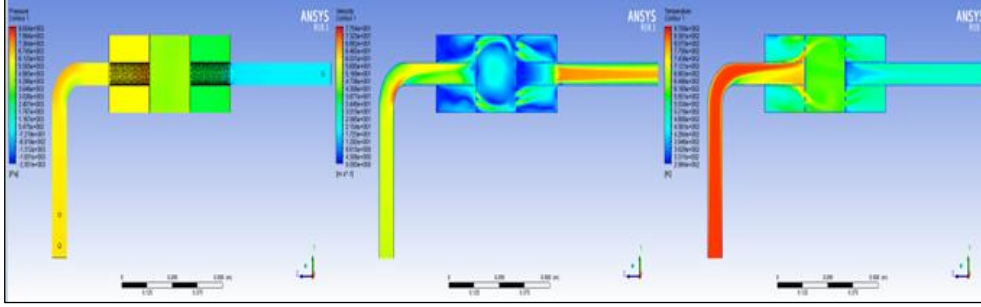
%110 motor yükü için yapılan izotermal akış analizinin susturucu içerisindeki sıcaklık dağılımı Şekil 8'de paylaşılmıştır. Egzoz gazı giriş sıcaklığı %110 motor yükü için maksimum değerdir. Buna göre egzoz gazının 876,6 K sıcaklıkla egzoz giriş borusuna dolmasının ardından susturucu gövdesinde 1 numaralı odada genişleme yaşanana kadar gaz sıcaklığında radikal bir değişim olmamıştır. Bu noktadan itibaren egzoz gazının atmosfere tahliye edilinceye kadar sıcaklığının kademeli olarak azaldığı görülmektedir.



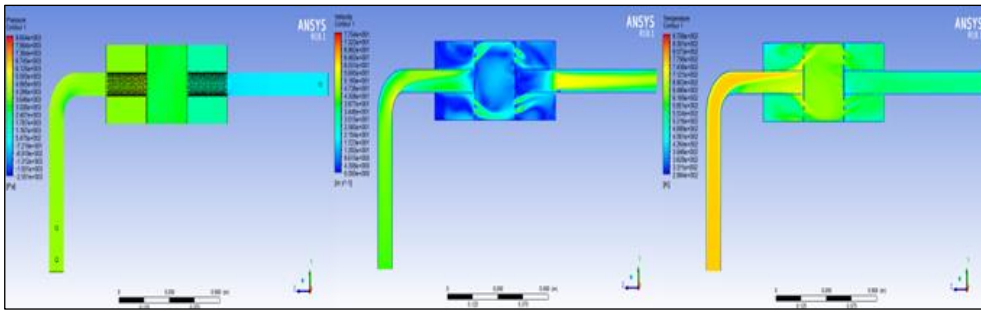
Şekil 8. %110 yük koşulunda sıcaklık dağılımı

Bu çalışma kapsamında sayısal analiz çalışması yapılan yük koşullarından %110 yük koşulu için analiz çıktıları detaylıca yorumlanmış olup %100, %75, %50 ve %25 yük koşulu için analiz detaylarına ilişkin görseller sırasıyla Şekil 9, Şekil 10, Şekil 11 ve Şekil 12'de paylaşılmıştır. Beş farklı yük koşulu için yapılan sayısal ve deneysel çalışmalardan elde edilen EGB değerleri Tablo 5'te paylaşılmıştır.

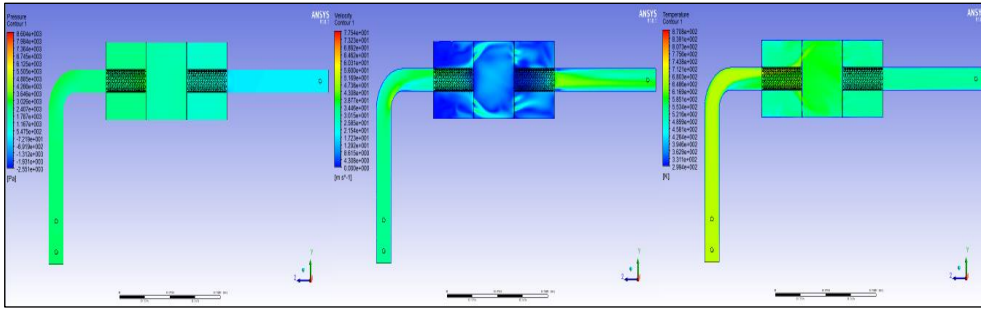




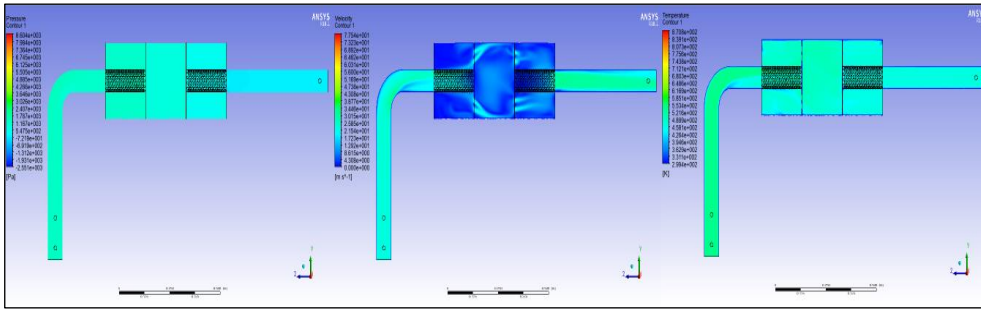
Şekil 9. %100 yük koşulu basınç, hız ve sıcaklık dağılımı



Şekil 10. %75 yük koşulu basınç, hız ve sıcaklık dağılımı



Şekil 11. %50 yük koşulu basınç, hız ve sıcaklık dağılımı



Şekil 12. %25 yük koşulu basınç, hız ve sıcaklık dağılımı

## 6. Deneysel Test Sonuçları

Yapılan deneysel çalışmalarda dizel jeneratör seti test odasına alınarak kalibrasyonu yapılmış olan cihaz ve ekipmanlar yardımı ile bir dizi deneysel teste tabi tutulmuştur. Bu deneysel testlerde sayısal çalışmaların analiz girdisini oluşturan egzoz gaz giriş hızı ve sıcaklığının yanı sıra EGB ölçüm testleri gerçekleştirilmiştir. Testler sırasında motor dönme hızı 1500 dev/dk. ve 50Hz frekansa ayarlanmış olup motor yükü kademeli olarak artırılarak beş farklı yük

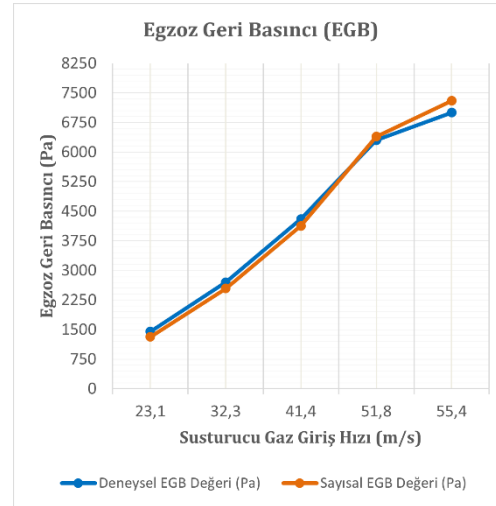
koşulu için testler gerçekleştirilmiştir. Egzoz gaz sıcaklığı için HIOKI/LR8400-20 model veri kaydedici cihaz, egzoz gaz debisi için MRU/VARIOluxx model ölçüm cihazı ve EGB ölçümü için standart U-Tip sulu manometre kullanılmıştır. Dizel jeneratör motoru sırasıyla %25, %50, %75, %100 ve %110 mertebelerinde yüklenerek elde edilen deneysel test sonuçları belirtilen test cihazları yardımı ile okunmuştur. Yapılan deneysel testlerden ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlar Tablo 5'te paylaşılmıştır.

**Tablo 5.** Sayısal ve deneysel EGB sonuçları.

| Yük Yüzdesi (%) | Yük (kWe) | Deneysel Test Sonuçları     |                                |                          | Sayısal Analiz EGB Değeri (Pa) | Analiz Hata Oranı (%) |
|-----------------|-----------|-----------------------------|--------------------------------|--------------------------|--------------------------------|-----------------------|
|                 |           | Egzoz Gazı Giriş Hızı (m/s) | Egzoz Gazı Giriş Sıcaklığı (K) | Deneysel EGB Değeri (Pa) |                                |                       |
| 25              | 16        | 23,1                        | 542,8                          | 1450                     | 1313,4                         | 10,4                  |
| 50              | 32        | 32,3                        | 670,2                          | 2700                     | 2538,2                         | 6,4                   |
| 75              | 48        | 41,4                        | 764,7                          | 4300                     | 4124,4                         | 4,3                   |
| 100             | 64        | 51,8                        | 848,2                          | 6300                     | 6392,6                         | -1,4                  |
| 110             | 70,4      | 55,4                        | 876,6                          | 7000                     | 7296,5                         | -4,1                  |

Tablo 5. incelendiğinde görülmektedir ki motor yükü kademeli olarak artırıldığında, atmosfere atılan atık egzoz gaz hızı artışından dolayı ölçümlenen EGB değerleri artış göstermiştir. Susturucu gaz giriş hızının EGB ile arasındaki ilişkiyi gösteren grafik Şekil 13'te verilmiştir. Bu şekle göre sayısal analiz ve deneysel test sonuçları, dizel bir jeneratör susturucusunda EGB artışının egzoz gaz giriş hızlarının kareleri ile orantılı olacak şekilde parabolik arttığını göstermektedir. Ayrıca tabloda sayısal analiz sonuçlarının gerçek test sonuçlarına göre sahip olduğu hata yüzdesi paylaşılmıştır. Gerek dizel jeneratörlere yönelik gerekse diğer endüstriyel alanlara yönelik içten yanmalı motorlar için yapılan egzoz susturucu sistemlerinde en önemli tasarım parametresi motorun maruz kalacağı maksimum zorlanma koşuludur. Dizel jeneratörlerde bu koşul sistemin %110 yüklenmesi durumuna karşılık gelmektedir. Tablo 5'te bu koşul için elde edilen sonuçlara göre sayısal analiz sonuçlarının deneysel testlere göre sapma oranı %4,1 olarak gerçekleşmiştir. Literatür taraması sırasında [7]'de karşılaşılan ve bir traktör motorunda yapılan çalışmada

sayısal ve deneysel EGB test sonuçları arasındaki sapma oranının %19,54 olduğu düşünüldüğünde elde edilen bu hata oranlarının oldukça düşük olduğu görülmektedir.



**Şekil 13.** EGB'nin gaz giriş hızına bağlı parabolik artış grafiği

## 7. Sonuç ve Öneriler

Bu çalışmada dizel motora sahip bir jeneratörde kullanılan egzoz susturucu sisteminin, motor yükünün kademeli olarak artışı karşısında sergilediği egzoz geri basınç (EGB) davranışı sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel sonuçların sayısal çözümleri doğruladığı görülmüştür. Çalışma ile aşağıda yer alan bazı sonuçlar elde edilmiştir.

Elde edilen sayısal ve deneysel sonuçlara göre dizel bir jeneratörde daha fazla elektrik çıkış gücü elde etmek için motor yükünün artırılması susturucudaki EGB miktarını artırmıştır. Bu EGB artışı, susturucuya giren egzoz gazı hızlarının kareleri ile orantılı olarak gerçekleştiğinden EGB'nin parabolik olarak arttığı anlaşılmaktadır.

HAD analizleri ile deneysel testler sırasında elde edilen EGB değerlerinin oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Egzoz susturucu tasarımlarında baz alınan ve jeneratörlerdeki en kritik yük koşulunu oluşturan %110 (Standby) yük için %4,1 oranında bir sapma görülmüştür. Analiz için hazırlanan modelin teoride pürüzsüz olarak çizilmiş olmasına karşın üretilen egzoz sisteminin içerisindeki kaynak çapakları, yüzey pürüzlülükleri vb. etkilerde göz önüne alındığında elde edilen bu hata oranının oldukça düşük olduğu görülmektedir.

Yine elde edilen bulgulara göre böylesi bir egzoz susturucu akış analizinde k- $\omega$  (SST) türbülans modelinin kullanılması halinde sayısal çalışma ile deneysel ölçüm sonuçlarından elde edilen egzoz geri basınç (EGB) değerlerinin birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Deneysel EGB ölçümü için kullanılan U-Tip sulu manometreden okunan EGB değerlerinin motor yükü arttıkça sayısal çalışma sonuçları ile daha uyumlu hale geldiği görülmüştür.

Dizel jeneratör susturucu tasarımı sırasında, bu tip motorların yüklenebileceği ve diğer tüm yük koşullarında güvenli aralıkta kalınacak olan maksimum yük koşulu (%110-Standby) için egzoz gazının hız ve sıcaklık gibi özelliklerine göre HAD analizi yapılması durumunda deneysel EGB testlerine olan ihtiyacın ortadan kaldırılarak test ve işçilik masraflarına son verilebileceği anlaşılmıştır.

## Teşekkür

Yazarlar, bu makalenin hazırlanmasında manevi ve teknik desteklerini esirgemeyen Teksan Jeneratör AR-GE Merkezi yönetici ve çalışanlarına teşekkür eder.

## Kaynakça

- [1] Chaudhari, U. B., Pate, S. M., Jani, D. S., & Bambhania, M. P. (2015). Catalytic converter analysis. *Int. Journal of Fluid and Thermal Engineering (IJFTE)*, 1(01), 1-5.
- [2] Nursal, R. S., Hashim, A. H., Nordin, N. I., Hamid, M. A., & Danuri, M. R. (2017). CFD Analysis on The Effects of Exhaust Backpressure Generated by Four-Stroke Marine Diesel Generator After Modification Of Silencer and Exhaust Flow Design. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 12(4), 1271-1280.
- [3] Desale, S., Patil, D., & Arakerimth, R. R. (2015). Experimental Analysis of Engine Exhaust Back Pressure on Emission Characteristics of Four Cylinder Diesel Engine. *International Journal of Engineering and Management Research (IJEMR)*, 102-105.
- [4] Ubale, A. B., Pangavhane, S. D., Tandon, V. A., & Pangavhane, D. R. (2013). Experimental and CFD Analysis of a Perforated Inner Pipe Muffler for the Prediction of Backpressure. *International Journal of Engineering and Technology*, 5(5), 3940-3950.
- [5] Patil, N., & Chaudhary, S. (2018). CFD Analysis of Exhaust Backpressure for Four-Stroke CI Engine. *IJRTI*, 3(6), 247-252.
- [6] Xu, J., Zhou, S., & Li, K. (2015). Analysis of Flow Field and Pressure Loss for Fork Truck Muffler Based on The Finite Volume Method. *International Journal of Heat and Technology*, 33(3), 85-90. DOI: 10.18280/ijht.330312
- [7] Fang, J., Zhou, Y., Jiao, P., & Ling, Z. (2009). Study on Pressure Loss for a Muffler Based on CFD and Experiment. *International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation* (s. 887-890). IEEE. DOI: 10.1109/ICMTMA.2009.357
- [8] Çetin, M. O. (2011). Susturucularda Basınç Kaybı ve Akustik Performansın İncelenmesi. İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü. Yüksek Lisans Tezi, 135s, İstanbul
- [9] ANSYS, 2010, Solver Theory Guide, ANSYS CFX Release 13 Manual. ANSYS Inc., USA, 270s.
- [10] Lim, D. C., Al-Kayiem, H. H., & Kurnia, J. C. (2018). Comparison of different turbulence models in pipe flow of various Reynolds numbers. (s. 020005(1-8)). American Institute of Physics (AIP). DOI:10.1063/1.5075553
- [11] Menter, F. R. (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications.

- AIAA Journal, 32(8), 1598-1605.  
DOI:10.2514/3.12149
- [12] ANSYS, 2013, Theory Guide, ANSYS Fluent Release 15 Manual. ANSYS Inc., USA, 814s.
- [13] Bardina, J. E., Huang, P. G., & Coakley, T. J. (1997). Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development. NASA Technical Memorandum 110446.
- [14] Chung, T. J. (2010). Computational Fluid Dynamics. ss 591-616. Chung, T. J., ed. 2010 Computational Fluid Dynamics. Cambridge University Press. DOI:10.1017/CBO9780511780066
- [15] Jaaskelainen, H., DieselNet, 2021, Exhaust Gas Properties, [https://dieselnet.com/tech/diesel\\_exh.php](https://dieselnet.com/tech/diesel_exh.php) (Erişim Tarihi: 21.04.2021)
- [16] Rao, K. N., & Munjal, M. L. (1986). Experimental Evaluation of Impedance of Perforates with Grazing Flow. Journal of Sound and Vibration, 108(2), 283-295. DOI:10.1016/S0022-460X(86)80056-6
- [17] Fang, J., Qiang, J., Yigi, Z., & Deli, Z. (2014). Research on Relation among Inlet/outlet Pressure, Pressure Loss, and Inlet Velocity of a Complex Resistance Muffler. Applied Mechanics and Materials, 858-863. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.477-478.858