

BİR OTOBÜSÜN EGZOZ SİSTEMİNİN NVH AÇISINDAN SANAL OLARAK İNCELENMESİ

Artun Bötke*, Deniz Yazgaç*

*HEXAGON STUDIO, KOCAELİ

ÖZET

Bu çalışmada, bir şehir içi otobüsüne ait egzoz sisteminin NVH karakteristiğini çıkarmak için yapılan analizler detaylı olarak anlatılmaktadır. Sistemin, testlerle elde edilen bazı teknik bilgilerin de yardımıyla detaylı modeli oluşturulduktan sonra öncelikle serbest şekilde modal analizi yapılmıştır. Buradan çıkan sonuçlar ADDOFD metoduyla analitik olarak incelenmiş ve egzoz askıların optimum yerleri tespit edilmiştir. Belirlenen askı noktalarından sistem tutularak tekrar modal analiz koşuturulmasıyla sistemin modal durumu çıkarılmıştır.

Anahtar kelimeler: Egzoz Sistemi, ADDOFD Yöntemi, Modal Analiz

INVESTIGATION OF EXHAUST SYSTEM OF A BUS IN TERMS OF NVH-CAE

ABSTRACT

In this paper, virtual analyses of exhaust system of a city bus are explained in detail to state its NVH characteristic. After modeling the system with some technical data which were obtained from tests, a free-free modal analysis is performed. The output is processed analytically by ADDOFD method and optimum locations of exhaust hangers are determined. Modal status of the system is extracted by running its modal analysis while constraining the determined exhaust hangers.

Keywords: Exhaust System, ADDOFD Method, Modal Analysis

1. GİRİŞ

Teknolojinin gelişimi otomotiv sektörünü de etkilemiş, kullanılan yeni metotlarla araç geliştirme ve üretim aşamalarına etki eden faktörler daha fazla incelenme fırsatı yakalanmıştır. Sonlu elemanlar analizi (FEA) gibi sanal analiz yöntemleriyle seri üretim ve hatta prototip imalatı öncesi araçların araç dinamiği, paketleme, dayanım ve NVH (noise, vibration & harshness) gibi önemli karakteristikleri incelenebilmiştir. Böylece araçlardaki başlıca sorunlar ve bunları etkileyen faktörler kontrol altına alınarak araçların verimi, ömrü ve konfor düzeyi artırılmıştır.

Egzoz sistemi, içten yanmalı motorlu araçlarda motor ile doğrudan bağlantılı olduğundan yüksek oranlarda titreşime maruz kalmaktadır. Sistemin kendisi ve araçla etkileşiminden dolayı NVH karakteristiği çıkartılarak iki tarafa da etkileri incelenmelidir. Sanal yöntemlerle bunu prototip üretimi öncesinde yapmak mümkündür.

Bu çalışmada, bir şehir içi otobüsüne ait egzoz sisteminin sonlu elemanlar metoduyla (FEM) yapılan NVH analizleri incelenerek sistemin NVH karakterinin çıkartılması ve bunun sistem ile araca olan etkileri değerlendirilmiştir. Egzoz sistemi bazı önemli parametreleri testlerle belirlenerek detaylı olarak modellendikten sonra hiçbir yerinden tutulmadan (free-free) modal analizi koşuturulmuştur. Modal analiz sonuçları ADDOFD metodu yardımıyla analitik olarak işlenerek egzoz askı yerleri belirlenmiştir. Fleks (flex-pipe) ve titreşim izolatörlerin direngenlik test sonuçlarını da kullanılarak egzozun sonlu elemanlar modeli bu sefer askı noktalarından tutularak modal analize tabi tutulmuştur. Böylece egzoz sisteminin modal karakteristiği çıkarılmış ve yüksek modal kütleyle sahip modların, araçtaki diğer önemli modlarla çakışma ihtimali incelenmiştir.

2. LİTERATÜR

Literatürde konu hakkında çok sayıda araştırma yapılmıştır. Bunlardan başlıcaları şöyle özetlenebilir: Nefse [1] ve Englund [2] egzoz sistemini tek boyutlu modelleyip analizinin korealasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Fang [3], Maruthi [4] ve Lupea [5] bu çalışmayı üç boyutlu modele taşımışlardır. Englund [6] ayrıca fleks modellenmesinin sistem analizine olan etkisini incelemiştir. Dwivedi [7] ve Gaonkar [8] askı yerlerinin belirlenebilmesi için farklı metotlarla çalışmalarda bulunmuşlardır. Xu [9], Zhien [10], Maruthi [11] ve Wenzhu [12] ise askı yerleri için ADDOFD metodunu kullanarak farklı çalışmalar yapmışlardır.

3. ADDOFD TEORİSİ

ADDOFD (Average Driving Degree of Freedom Displacement – Ortalama tahrik eden serbestlik derecesi deplasmanı) yöntemi, ilk önce testlerde modeli en az etkileyecek şekilde modeli tutma noktalarını bulmak için kullanılmıştır. Yöntem, bir modelde en az hareket eden noktaları bulur. Bu amaçla aynı zamanda egzoz sisteminde askıların olması gereken lokasyonlar için de kullanılabilir. Böylelikle egzozun titreşimi esnasında minimum titreşim davranışı sergileyen bölgelerden gövdeye bağlantısı yapılmış olur.

Tahriğin tek noktadan olduğu varsayıldığında çoklu serbestlik derecesine sahip bir sistemin modal analiz teorisine göre, p tahrik noktası ile l tepki noktası arasındaki tepki fonksiyonu (1)'deki gibi ifade edilir [13].

$$H_{lp}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{lr}\phi_{pr}}{M_r(\omega_r^2 - \omega^2) + j(2\zeta_r\omega\omega_r)} \quad (1)$$

Bu denklemde ϕ_{lr} l ölçüm noktasının r. mertebesindeki (order) modal şekil sistemini, M_r modal kütle, ω_r r. mertebesindeki açısal frekansı ve ζ_r r. mertebesindeki sönüm oranını temsil etmektedir. Eğer tahrik kuvvetinin frekansı ω_r ise $H_{lp}(\omega)$ (2)'ye benzeyebilir.

$$H_{lp}(\omega) \approx \frac{\phi_{lr}\phi_{pr}}{j(2M_r\zeta_r\omega_r^2)} \quad (2)$$

Lineer bir sistemde, deplasman genliği frekans tepki fonksiyonu genliği ile orantılıdır ve (3) ile ifade edilebilir.

$$X(\omega_r) \propto H_{lp}(\omega) \approx \frac{\phi_{lr}\phi_{pr}}{j(2M_r\zeta_r\omega_r^2)} \quad (3)$$

(4)'teki gibi kütle matrisi modal şeklinin normalize ve modal sönümün yaklaşık olarak eşit olduğu varsayılır.

$$X(\omega_r) \propto \frac{\phi_{lr}\phi_{pr}}{\omega_r^2} \quad (4)$$

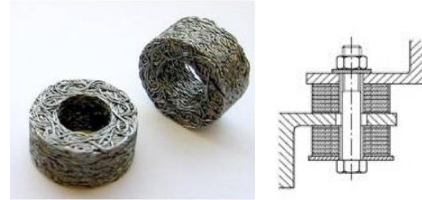
Bazı serbestlik derecelerinin tahrik durumundaki tepki deplasmanının görelî boyutunu tahmin etmek için j serbestlik derecesinin ADDOFD değeri (5) ile gösterilebilir [14].

$$ADDOFD(j) = \sum_{r=1}^m \frac{\phi_{jr}^2}{\omega_r^2} \quad (5)$$

Bu denklemdeki m, modal mertebe sayısıdır. ADDOFD'nin düşük olması düşük titreşim deplasmanını temsil ettiğinden, egzoz sisteminin modal analizinde en düşük ADDOFD değerlerine sahip noktalar askı noktaları olarak seçilir.

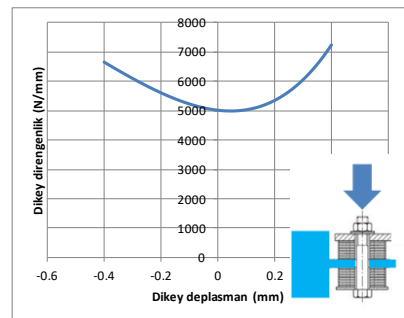
4. ALT SİSTEM TESTLERİ

Otobüslerde egzoz sistemi, genellikle yüksek sıcaklıkların gözlendiği motor odasında bulunmaktadır. Bu sebeple binek araçta olduğu gibi araç altından akan hava ile kolayca soğutulamaz, oluşan sıcaklıklar birçok elastomer malzemesinin güvenilir çalışma sınırlarının dışında kalmaktadır (Sıcaklıklar 150 °C'ye kadar çıkabilir). Bu sebeple "wire mesh" denilen yüksek sıcaklıklara dayanıklı titreşim izolatörleri kullanılmaktadır (Şekil-1).



Şekil 1. Wire mesh izolatör

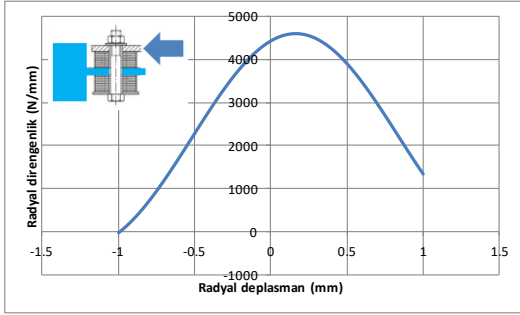
Modelleme için önem taşıyan direngenlik değerleri MTS hidrolik test sistemi ile belirlenmiştir. Burada yapılan testler quasi-statik karakteristiğe sahip olup çok düşük test hızlarında gerçekleştirilmektedir (0.5mm/s). İzolatörün aksenal direngenliği bekleneceği gibi deplasman arttıkça artmaktadır (Şekil 2). Bu durum tellerin arasındaki boş hacmin azalması ve bundan dolayı giderek artan bir direngenliğe sahip olması olarak yorumlanabilir.



Şekil 2. Aksenal direngenlik sonuçları

Dikey direngenlik sonuçları incelendiğinde sadece 0.4 mm yer değişiminin, direngenliğin %50 değişimine sebep olduğu gözlemlenebilir. Bu sebeple yüksek düzeyde nonlineerliğe sahip olan bu izolatörün testlerinde, montaj torkunun etkisi hesaba katılmalı ve izolatör test sistemine bağlanırken montaj torkunda sıkılmalıdır.

Dikey direngenliğin aksine, radyal direngenlik sonuçlarında deplasman arttıkça direngenlik ciddi şekilde azalmaktadır (Şekil 3).



Şekil 3. Yanal direngenlik sonuçları

Tüm egzoz sistemlerinde motor kaynaklı salınımların, egzozun geri kalanına iletilmemesi ve kırılmaların yaşanmaması adına fleks kullanılmaktadır. Bu sistem hem aksel hem de yanal yönlerde çalışabilmektedir. Sistemin yanal direngenlik değeri, bir torna aynasında ucuna bilinen bir kütle bağlanarak ve ortaya çıkan deplasmanın kumpas ile ölçülmesiyle elde edilmiştir (Şekil 4).



Şekil 4. Yanal direngenlik sonuçları

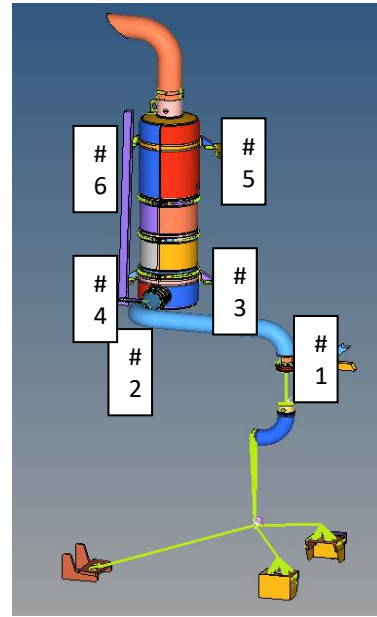
Dikey direngenlik ise yine düz bir tezgahta, sistem üstüne bilinen ağırlık konulması ve ortaya çıkan deplasmanların kumpas ile ölçülmesiyle elde edilir. Fleks ölçümü sonucu elde edilen sonuçlar Tablo 1'deki gibi gösterilebilir.

Tablo 1. Fleks direngenliği

Ölçüm	Değer
Eksenel direngenlik	13.4 N/mm
Yatay direngenlik	5.5 N/mm

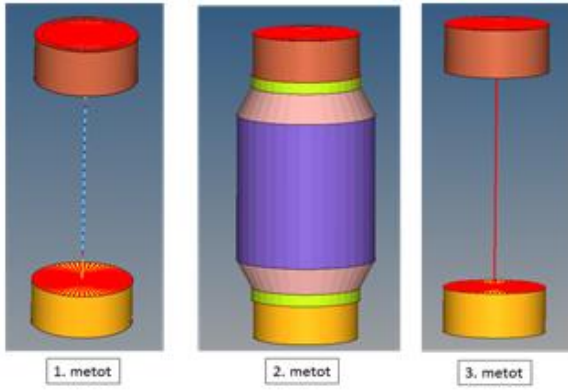
5. MODELLEME

Egzoz sisteminin modellenmesi, analizdeki kullanım durumuna göre bir, iki ve üç boyutlu elemanlar kullanılarak Hypermesh yazılımında yapılmıştır. Modelin çoğunluğunu oluşturan boru ve braket parçalarda iki boyutlu elemanlar kullanılmıştır. Sistem nispeten küçük olduğundan ve ağırlığı kayda değer olduğundan, kaynaklarda üç boyutlu elemanlar tercih edilmiştir. Askı yerlerinde kullanılması planlanan wire mesh izolatörlerin direngenlik değeri modelde kullanılmıştır. Bu parçalar, FE modelinde boyutsuz olarak üç yay elemanı ile modellenmiştir. Her yay elemanı, ayrı bir eksenin direngenliğine sahiptir. Oluşturulan FE modeli, Şekil 5'te görülebilir.



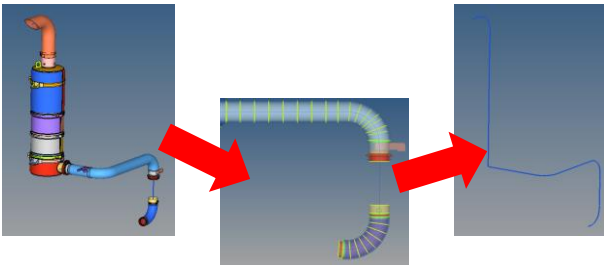
Şekil 5. Oluşturulan FE modeli

Fleks, motordan kaynaklı titreşimlerin egzoz hattı boyunca yayılmasını engellemeye yarayan yüksek esnekliğe sahip özel bir parçadır. Bundan dolayı fleksi doğru şekilde modellemek önemlidir. Literatürde bulunan [6] ve fikren ortaya çıkan üç farklı modelleme metodu (Şekil 6), flekse özel yapılan test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Bunlardan ilkinde, fleks uzunluğu boyunca farklı uzunluk ve direngenlik özelliklerine sahip yay elemanları kullanılmıştır. İkinci metotta fleks, üç farklı malzeme özelliğine sahip iki boyutlu elemanlarla modellenmiştir. Son metotta ise testte ölçülen direngenlikler boyutsuz yay elemanlarına girilerek modellenmiştir. Üç metodun da kendisine göre avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Bu çalışmada sadece NVH karakteristiği incelendiğinden ve kullanım kolaylığından ötürü üçüncü metot kullanılmıştır. Lâkin gerilim, yorulma gibi farklı disiplinler için diğer modelleme metodlarının kullanılması önerilir.



Şekil 6. Fleks modelleme metodları

Ayrıca ADDOFD yöntemi için egzoz hattı boyunca boruların ortasından geçen, çevresine rijit bağlı ve belirli uzunluklara sahip tek boyutlu gösterge (plot) elemanlar modellenmiştir. Şekil 7’de bu gösterge elemanları mavi renk ile gösterilmiştir. Böylece tüm sistemin sonuçları gösterge elemanlar üzerinden değerlendirilebilecektir.



Şekil 7. ADDOFD için oluşturulan gösterge elemanları

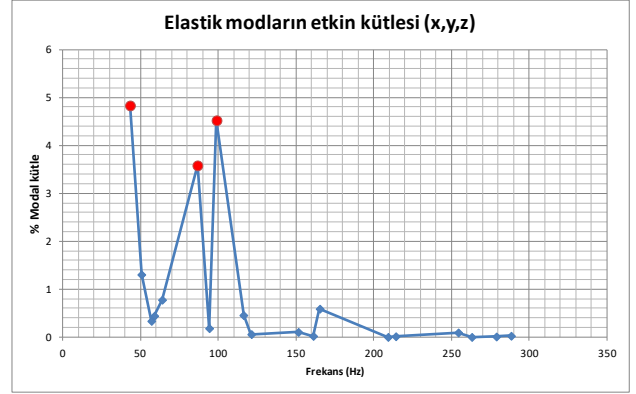
6. FE ANALİZLERİ VE SONUÇLARI

6.1 Sınırlandırılmış Modal Analiz ve ADDOFD Metodu

Motor bölümünün katılmadığı FE modeli kullanılarak serbest (hiçbir noktadan tutulmadan) modal analiz gerçekleştirilmiştir (Şekil 7). Analiz sonucunda ortaya çıkan modların önem derecesini belirten modal kütle parametresi incelenerek ADDOFD hesabında kullanılacak mod şekilleri belirlenmiştir (Şekil 8).

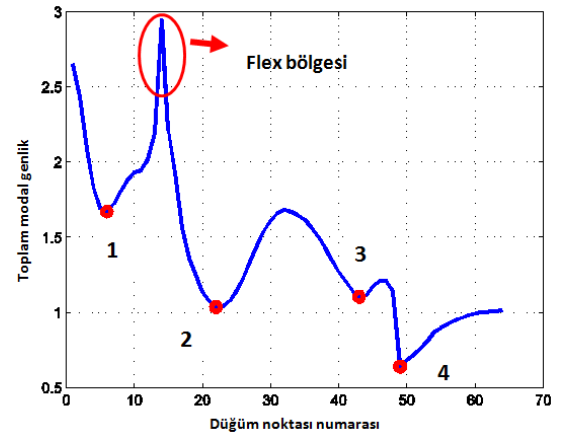
Şekil 8’deki mod şekilleri dikkat edilirse modal kütle hesabı sadece belli bir frekansın üstündeki modlar için yapılmıştır. Buradaki temel amaç, motorun rölantideki ateşleme frekansının üstündeki modlara odaklanmaktır. Ateşleme frekansı altındaki modlar, motorun çalıştırılması sırasında kısa bir süreliğine tahrik edilir ve sürekli bir titreşim problemi yaratmazlar. Şekil 8’de modal kütle yüksek olan modlar işaretlenmiştir.

MATLAB yazılımında yazılan bir program vasıtasıyla ADDOFD değerleri çıkartılarak Şekil 9’da gösterilen grafik oluşturulmuştur.

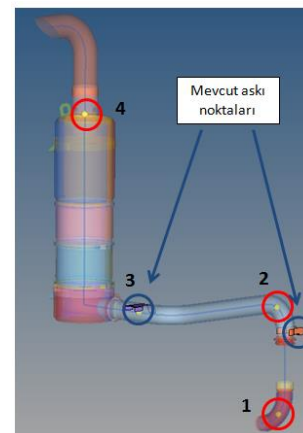


Şekil 8. % Modal kütle (x,y,z toplamıştır)

Grafikte görülen eğrinin dip noktalarına karşılık gelen düğüm noktaları, egzoz sistemi üzerinde belirlenerek askıların olması gereken lokasyonlar tespit edilmiştir. Lokasyonlardan aracın gövdesiyle uyumlu olanlar bulunarak Şekil 10’daki askı noktaları belirlenmiştir. Şekil 10’da görülen sarı noktalar analiz sonucunda çıkan, mavi çember içindeki braketterse mevcuttaki askı noktalarıdır.



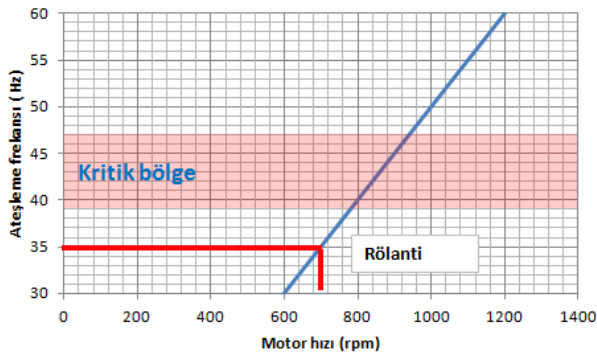
Şekil 9. 0-300Hz arası modal genlikler toplamı (Rijit gövde modları hariç)



Şekil 10. Analiz sonucundaki ve mevcuttaki askı lokasyonları

6.2 Serbest Modal Analiz

Motor kısmı da eklenmiş FE modeli (Şekil 5), tespit edilen askı noktalarındaki gövde brakcetlerinden tüm serbestlik derecelerinde tutularak bir modal analiz daha koşuturulmuştur. Böylece araç üzerindeki egzoz sisteminin modal durumu elde edilmiştir. Çıkarılan modların doğal frekansları ve modal şekilleri incelenerek bunların aracın dinamik durumunda oluşturabileceği olası NVH sorunları ele alınmıştır. Bu sonuçlar içinde en önemlisi, sistemin en etkin frekansının motorun ateşleme frekansından (35 Hz) %10 daha uzakta yer almasıdır. Bu frekans, sistemde 43.26 Hz çıkmıştır ve eşik değer olan 39 Hz'in üzerindedir (Şekil 11).



Şekil 11. Egzoz modunun bulunduğu bölge

7. SONUÇ

Bu çalışmada, bir şehir içi otobüste egzoz sisteminden kaynaklı NVH sorunlarını tespit etmek ve engellemek için yapılan sanal analiz çalışmaları aktarılmıştır. Bu amaçla, ilk önce analizler için sonlu elemanlar metoduyla sistem modellenmiş ve eksik teknik bilgiler için testler yapılmıştır. Araç gövdesine en az titreşimi aktaran askı lokasyonlarını belirlemek amacıyla serbest modal analiz koşuturulmuş ve elde edilen sonuçlar ADDOFD metoduyla işlenmiştir. Böylece egzoz sistemi için gövdeye en az titreşimi iletecek şekilde optimal askı yerleri belirlenmiştir. Bu askı lokasyonlarından model tutularak modal analiz tekrarlanmış ve sistemin modal karakteristiği elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

1. D. J. Nefske, S. H. Sung & D. A. Feldmaier " **Correlation of a Beam-Type Exhaust System Finite-Element Model for Vibration Analysis**", Noise & Vibration Conference and Exhibition, Michigan, 2003.
2. T. L. Englund, J. E. Wall, K. A. Ahlin & G. I. Broman " **Significance of Non-linearity and Component**", Internal Vibrations in an Exhaust System, 2nd WSEAS International Conference on Simulation, Modelling and Optimization, Skiathos,

Yunanistan, 2002.

3. X. Fang, M. Ciray & Y. Chen, " **Dynamic Simulation & Correlation for Automotive Exhaust Systems** " Noise & Vibration Conference and Exposition, Michigan, 2001.
4. B. H. Maruthi, M. Rudresh & B. V. Vikram, " **Evaluation of Structural Integrity of Passenger Car Exhaust System** ", International Journal of Research in Advent Technology, Vol.3, No.2, 2015.
5. I. Lupea " **Updating of an Exhaust System Model by Using Test Data from EMA**", Proceedings of the Romanian Academy, Series A, Vol. 14, No. 4/2013, pp. 326-334.
6. T. L. Englund, J. E. Wall, K. A. Ahlin & G. I. Broman " **Influence of a Bellows-type Flexible Joint on Exhaust System Dynamics**", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering, 12/2004, 218(12), pp. 1473-1478.
7. A. Dwivedi & S. Soundararajan, " **Optimization of Exhaust Hanger Location for NVH Performance**", HTC Conference, Hindistan, 2010.
8. C. D. Gaonkar " **Modal Analysis of Exhaust System to Optimize Mounting Hanger Location** " International Journal of Engineering Research & Technology, Vol. 4, Issue 3, 2015
9. J. M. Xu, S. Zhou & S. X. Chen " **An Analysis of the Vibration Characteristics of Automotive Exhaust Systems and Optimization of Suspension Points** ", The Open Mechanical Engineering Journal, 8, pp. 574-580, 2014.
10. L. Zhien, Z. Yan, D. Songze & X. Shenghao " **Analysis on Hanger Location and Hanger Isolator of An Exhaust System with Powertrain** ", International Conference on Mechatronics, Electronic, Industrial and Control Engineering, Çin, 2014.
11. B. H. Maruthi, K. Channakeshavalu, K. Mallika & B. Shwethasree" **Design and Analysis of Hangers for Exhaust System**", International Journal of Engineering Research & Technology, Vol. 4, Issue 6, 2015.
12. W. Wenzhu, L. Gang, W. Jun & C. Mianhong " **Hanger Location Layout of Automotive Exhaust System** ", SAE Technical Paper 2015-01-2318, 2015.
13. X. Chen, Y. Zhang, Y. Zhang & M. Jiang " **Hanger Location Design and Vibration Isolation of an Exhaust System**" SAE Technical Paper 2014-01-1708, 2014, doi:10.4271/2014-01-1708. 2006
14. Z. Yan, L. Zhien, X. Wang & H. Zheng " **Cracking Failure Analysis and Optimization on Exhaust Manifold of Engine with CFD-FEA Coupling**"SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 7(2):873-881, 2014, doi:10.4271/2014-01-1710.

