

POLİTEKNİK DERGİSİ

JOURNAL of POLYTECHNIC

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)
URL: http://dergipark.org.tr/politeknik

CLARIVATE ANALYTICS
EMERGING SOURCES CITATION INDEX
INDEXED

Dört silindirli bir dizel motorun balancer tasarım ve analizleri

Design and analysis of four cylinder diesel engine balancer

***Yazar(lar) (Author(s))**: Hasan Coşku GÜLSEVEN[1], Prof. Dr. Veysel ÖZDEMİR[2]*

ORCID[1]: 0000-0003-0962-1607

ORCID[2]: 0000-0001-9806-9599

ERKEN GÖRÜNÜM

Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz (To cite to this article): Gülseven H. C. ve Özdemir V., "Dört Silindirli Bir Dizel Motorun Balancer Tasarım ve Analizleri", ***Politeknik Dergisi***, *(*): *, (*).

Erişim linki (To link to this article): http://dergipark.org.tr/politeknik/archive

DOI: **10.2339/politeknik.1119205**

Dört Silindirli Bir Dizel Motorun Balancer Tasarım ve Analizleri

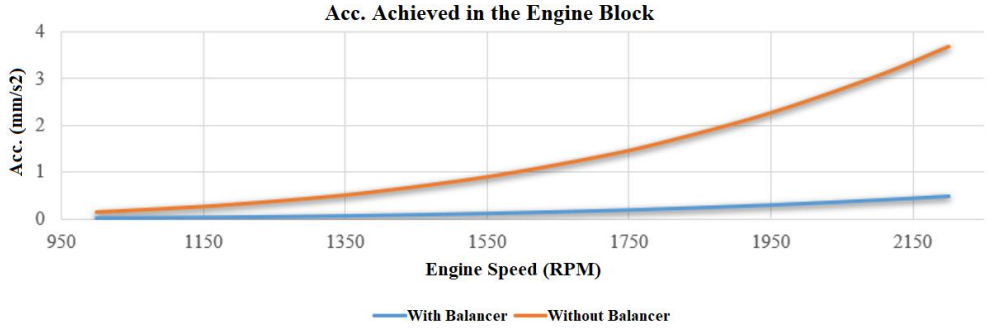
Design and Analysis of Four Cylinder Diesel Engine Balancer

Önemli noktalar (Highlights)

- *Motor titreşim modları incelenmş ve literatür araştırması yapılmıştır. / Engine vibration modes were examined and a literature research was made.*
- *Birincil ve ikincil harmonikler dengelenecek şekilde balancer tasarımı yapılmıştır. / The balancer design is made so that the 1st and 2nd harmonics are balanced.*
- *Model kurularak, ADAMS ile dinamik analizler yapılmış, balancer sisteme dahil değilken ve dahilken karşılaştırmalar yapılarak, yorumlanmıştır. / Dynamic analyses were performed with ADAMS by creating a model, comparisons were made and interpreted when balancer was not included in the system and when it was included.*

Grafik Özet (Graphical Abstract)

Balancerın sisteme dahil edilmesiyle birlikte, motorun maksimum ivmelenme durumunda, sistem titreşiminin yaklaşık olarak %80 oranında azaldığı gözlemlenmiştir, ayrıca bu oran belirli ivmelenme saniyelerinde, %88'lere kadar titreşimi sönümleyici etki göstermiştir. / It has been observed that with the inclusion of the balancer in the system, the vibration of the system decreases by approximately 80% at maximum acceleration of the engine and this ratio has a vibration damping effect of up to 88% at certain acceleration seconds.



Şekil. Farklı motor devirlerinde blok üzerinde oluşan ivmelenme değerleri

Figure. Acceleration values in the block at different engine rpm

Amaç (Aim)

Motor yapısının titreşimlerinin azaltılması. / Reduction of vibrations of the engine structure.

Tasarım ve Yöntem (Design & Methodology)

Hesaplamalar doğrultusunda balancer tasarlanmıştır. / Balancer is designed according to calculations.

Özgünlük (Originality)

Birincil ve ikincil harmonik kuvvetlerin sisteme olan olumsuz etkileri azaltılmıştır. / The negative effects of 1st and 2nd harmonic forces on the system are reduced.

Bulgular (Findings)

Balancer ile motor titreşimleri %80 oranında azaltılmıştır. / With the balancer, engine vibrations are reduced by 80%.

Sonuç (Conclusion)

Motor dinamik yapısının balancer ile dengelenebildiği gözlemlenmiştir. / It has been observed that the dynamic structure of the engine can be balanced with balancer.

Etik Standartların Beyanı (*Declaration of Ethical Standards*)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler. / The author(s) of this article declare that the materials and methods used in this study do not require ethical committee permission and/or legal-special permission.

Dört Silindirli Bir Dizel Motorun Balancer Tasarım ve Analizleri

Araştırma Makalesi / Research Article

Hasan Coşku GÜLSEVEN[1*], Prof. Dr. Veysel ÖZDEMİR[2]

[1]Fen Bilimleri Enstitüsü, Endüstriyel Tasarım Mühendisliği Bölümü, Gazi Üniversitesi, Türkiye
[2]Fen Bilimleri Enstitüsü, Endüstriyel Tasarım Mühendisliği Bölümü, Gazi Üniversitesi, Türkiye

(Geliş/Received : 07.06.2022 ; Kabul/Accepted : 29.08.2022 ; Erken Görünüm/Early View : 27.11.2022)

ÖZ

Modern dizel motorlar, günümüzde pek çok alanda kullanılmaktadır. Performans, güvenlik ve sürüş konforu en çok istenen özelliklerin başında gelmesine karşın, titreşim ise ciddi bir sorun olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu titreşimlerin oluşmasına neden olan en önemli etkenlerden birisi kuşkusuz motorlardır. Özellikle krank mekanizması ciddi titreşimler yaratır. Motor balanceri ise tam bu noktada, krank mili harmoniklerini ortadan kaldırmak, aşırı atalet ve titreşim gibi dinamik kuvvetleri emmek için devreye girer. Bu çalışmada motor yapısının titreşimlerinin azaltılmasına yönelik ideal balancer tasarımına yönelik çalışmalar yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Balancer, Motor Titreşimleri, NVH, ADAMS, Birincil ve İkincil Harmonikler.

Design and Analysis of Four Cylinder Diesel Engine Balancer

ABSTRACT

Modern diesel engines are used in many fields today. While performance, safety and driving comfort are among the most requested features, vibration is a serious problem. One of the most important factors that cause these vibrations to occur is undoubtedly the engines. Especially the crank mechanism creates serious vibrations. At this point, the engine balancer comes into play to eliminate crankshaft harmonics and absorb dynamic forces such as excessive inertia and vibration. In this study, studies were carried out for the design of ideal balancer to reduce vibrations of the engine structure.

Keywords: Balancer, Engine Vibrations, NVH, ADAMS, 1st Harmonic, 2nd Harmonic.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Titreşim, makinalarda karşılaşılan en büyük problemlerden biri olarak kabul edilmektedir. Özellikle otomotiv sektöründe titreşim seviyelerinin sadece rezonans bölgesinden uzaklaşılması için değil, konforun sağlanması ve bu seviyelerin insanı rahatsız etmemesi için de belirli düzeye indirilmesi gerekmektedir [1]. Günümüzde herhangi bir alanda bir sistemden çıkan titreşim, ses veya gürültü bulunmak istendiğinde bilgisayar destekli modelleme ve analizler yapılsa da genelde çeşitli testlere başvurulmaktadır. Bu testler de zaman, maliyet ve iş gücü gerektirmektedir. Özellikle otomotiv sektöründe, motorun çalışırken şasiye ve araç gövdesine aktardığı titreşimleri testlerle bulabilmek için tasarlanan motorun her parçasının prototipinin üretilmesi ve birleştirilmesi gerekmektedir. Tasarım sürecinin her aşamasında bu testleri tekrarlayarak titreşim ve akustik açısından başarılı bir tasarım elde etmek ise oldukça zordur. Fiziksel test yerine bilgisayar destekli test simülasyonu yapmak ve bunu tasarım sürecine entegre ederek tasarımda titreşim, ses ve gürültüyü en aza indirmek, günümüz koşullarında verimli bir tasarım süreci elde etmek için şarttır.

*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)
e-posta : hasancosku.gulseven@gazi.edu.tr

Pek çok alanda kullanılan içten yanmalı motorlu araçlarda da genellikle performans, güvenlik ve sürüş konforu istenir. Günümüzde müşterilerin taleplerini karşılayabilmek için ürünü iyileştirme çalışmaları, büyük önem taşımaktadır. Bu sebeple araçlarda, titreşim ciddi bir sorundur ve bu titreşimlerin oluşmasına neden olan en önemli etkenlerden biri kuşkusuz motorlardır. Balansörler de motor verim ve konforu için önemli parçalardan biridir. Bu sebeple çalışmamızda, önce içten yanmalı motor ve tasarlanan balansör bilgisayar ortamında modellenmiş, sonrasında dizel motorun çalışması simüle edilerek sonuçlar balansörlü ve balansörsüz motor modellemeleri ile karşılaştırılmıştır. Nihayetinde de ideal balansör tasarımı gerçekleştirilip, bilgisayar ortamında yapılan simülasyonun gerçek değerlere ne kadar yakınsadığı görülerek, üretime hazır hale getirilen balansör tasarım çalışması ile motor yapısının titreşimlerinin (NVH) azaltılmasına yönelik araştırma ve uygulamalar yapılmıştır.

2. MOTOR YAPISI, TİTREŞİM PROBLEMLERİ VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI (ENGINE STRUCTURE, VIBRATION PROBLEMS AND LITERATURE RESEARCH)

Bilindiği üzere, içten yanmalı motorlar, yakıtın motorun içine entegre edilmiş bir yanma odasında yakılarak,

ERKEN GÖRÜNÜM

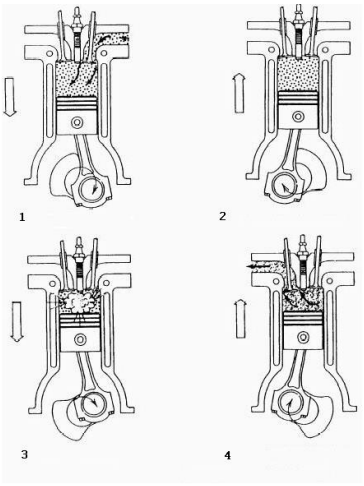
kinetik enerji elde edildiği yapılardır [2]. Şekil-1'den de anlaşılacağı üzere, içten yanmalı bir dizel motorun çalışması genel olarak dört aşamada gerçekleşir:

1. Emme: Enjeksiyon sistemi yardımıyla karıştırılan yakıt-hava karışımı, yanma odasına alınır.

2. Sıkışma: Karışım sıkıştırılır.

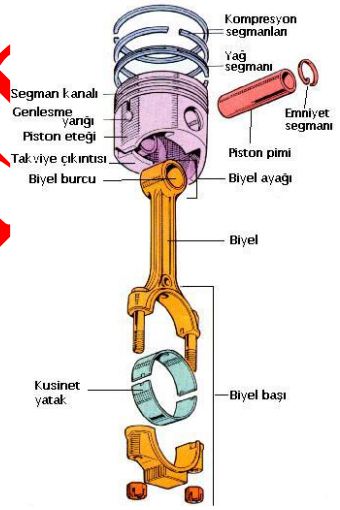
3. Yanma/Genleşme: Sıkıştırılan karışım, yüksek basınç ve sıcaklıktan dolayı ateşlenir ve yanar. Yanma sonrası ısınan gazlar genleşir ve motorun parçalarını hareket ettirerek iş yapmayı sağlar.

4. Egzoz: Soğuyan gazlar dışarı atılır.



Şekil 1. Dört zamanlı motor çevrimi (Four-stroke engine cycle) [3]

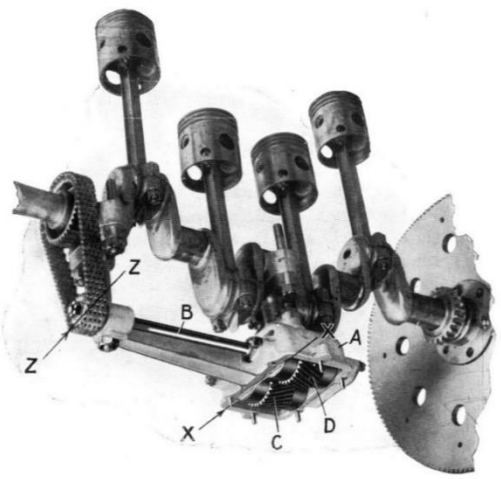
Motor parçaları ise kabaca silindir bloğu, silindir kafası, kam milleri - kamlar, kapakçıklar, triger kayışı, blok yapısal desteği, yağ karteri, krank mili, ana yataklar, ana yatak kepleri, yakıt pompası, emme – egzoz manifoldu, alternator, pistonlar – biyel kolları (Bkz. Şekil-2), volan, yağ pompası, soğutucu pompası – termostat, turboşarj, egzoz gazı geri çevrim sistemi ve şanzıman sistemlerinden oluşmaktadır [4].



Şekil 2. Piston, piston pimi ve biyelin dağıtılmış görünüşü (Exploded view of piston, piston pin and con rod) [5]

Motorlar, çalışma prensipleri gereği titreşime oldukça açık yapıdadırlar. Özellikle krank mekanizması, silindir bloğu içinde titreşimler yaratır. Krank milinin dönme hareketi, atalet kuvvetleri üretir. Bu da motor bloğuna etki eder ve titreşimlerin oluşmasına neden olur.

Motor balansörü ise tam bu noktada, krank mili harmoniklerini ortadan kaldırmaya yardımcı olmak için devreye girer. Adından da anlaşılacağı gibi motorda daha verimli dengeleme sağlamak için tasarlanmıştır, aşırı atalet ve titreşim gibi dinamik kuvvetleri emerler. Fakat piyasada bulunan her farklı motorun kendince farklı avantajları olsada, hiçbirinde titreşim tamamen ortadan kaldırılamaz. Eylemsizlik prensibi gereği, cisimler hareket durumlarını koruma eğilimindedirler. Merkezcil kuvvet miktarı, zıt yönde eşit bir kuvvetle dengelendiği sürece, bir nesne titreşimsiz dönecektir. Özellikle 4 silindirli motorlara özgü titreşimlerde, 1907'de İngiliz mühendis Frederick W. Lanchester tarafından icat edilen (Bkz. Şekil-3) ve patenti alınan balansörler önemli bir işi üstlenirler [6].



Şekil 3. Lanchester dikey kuvvet dengeleyicisi, eksantrik kütleler: C ve D (Lanchester vertical force balancer, eccentric masses: C and D) [7]

Literatürde bu konuyla ilgili olarak:

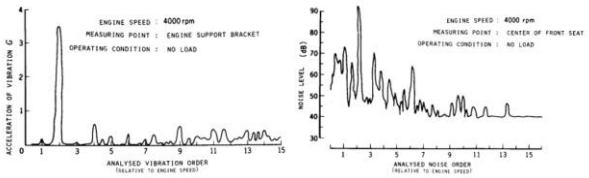
Ganguly ve diğerleri [8], bu çalışmada tek silindirli bir motosiklet motorunun titreşim seviyeleri ve motosiklet üzerinde bulunan sürücünün temas noktalarındaki (Touch sensitive points) titreşim seviyeleri, ADAMS ve sonlu eleman simülasyonu programları kullanılarak optimize edilmiştir. Bu optimizasyonu gerçekleştirmek için krank mili üzerinde yer alan karşı ağırlık üzerinde birtakım değişiklikler yapılmıştır.

F. Yu ve diğerleri [9], bu çalışmada tek silindirli bir motorun hareketli parçaların atalet kuvvetlerinden doğan titreşim seviyelerini azaltmak için balansör tasarımı gerçekleştirilmiş ve motorun simülasyonu ADAMS programı yardımı ile yapılmıştır. Çalışma sonucunda balansörlü ve balansörsüz motor üzerinde yer alan piston yönündeki atalet kuvvetleri karşılaştırılmıştır.

FAKENGÖR

D. Meek ve M. Roberts [10], bu çalışmada iki adet balansör, 4 silindirli bir motorun atalet kuvvetlerinden kaynaklı titreşim sevilerini azaltmak için tasarlanmıştır. Çalışma sonucunda sistemdeki ikincil kuvvetler %92.5 dengelenmiştir. Ayrıca bu çalışmada balansör varken ve balansör yokken belirli bir devir aralığında motor torkları ölçülmüş ve karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak balansör motora eklendiği zaman motor torkunda 3-4 Nm düşüş olduğu gözlemlenmiştir.

Hirokazu Nakamura [11], bu çalışmada dört silindirli bir motorun ikinci harmonik titreşimlerini azaltmak için biaxial metodu ile balansör tasarımı yapılmıştır. Şekil 4'de balansör tasarımı yapılan motorun dikey eksendeki titreşim miktarı ve kabin içerisindeki gürültü seviyeleri görülmektedir.



Şekil 4. Hirokazu Nakamura çalışması; motor titreşim ve gürültü seviyeleri (Hirokazu Nakamura study; engine vibration and noise levels) [11]

S. Sonone ve A. Chaudhari [12], bu çalışmada tek silindirli bir motorun birinci harmonik titreşim seviyelerini azaltmak için balansör tasarımı yapılmış, ADAMS üzerinden motorun dinamik analizleri yapılarak, balansörlü ve balansörsüz olmak üzere motor bloğu üzerindeki titreşim seviyeleri karşılaştırılmıştır.

Kumhar ve diğerleri [13], bu çalışmada dört silindirli bir dizel motorun ikinci harmonik, düşey yöndeki titreşim seviyelerini azaltmak için zıt yönde dönen iki adet balansör tasarlanmış ve ADAMS üzerinde motorun dinamik analizleri yapılmıştır.

Motor titreşimleri iki moda ayrılır:

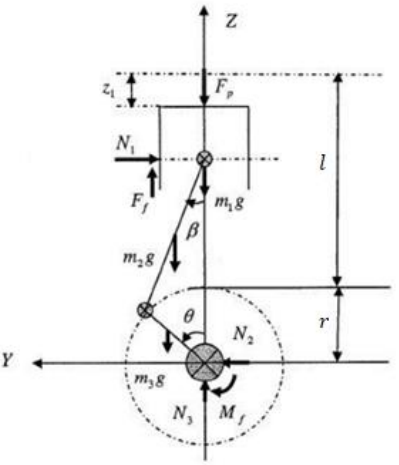
- Krank milinin, dönme ve ileri-geri hareket ataletleri nedeniyle oluşan yani motorun temel frekansında (Birinci Harmonik) meydana gelen titreşimler.
- Krank milinin burulma direncine yönelik oluşan titreşimler. (Birinci Derece Kuvvetler)

Motor bileşenleri mükemmel derecede dengelense bile, motor tasarımının doğası gereği bazı titreşimler engellenemez. Piston, krank milinin dönüşünün üst yarısında, alt yarısında olduğundan daha fazla hareket eder, bu da ikincil titreşim adı verilen sinüzoidal olmayan titreşimlerle sonuçlanır. Kat edilen mesafedeki fark, biyel kolunun hareketinden kaynaklanmaktadır ve eşit olmayan hızlanma, pistonun kütlesi tarafından, krank mili dönüşünün üst yarısında, alt yarısında olduğundan daha yüksek atalet kuvveti ile sonuçlanır.

Sıralı dört silindir bir motorda, 1. ve 4. silindirlerin yukarı doğru ataleti, 2. ve 3. silindirlerin aşağı ataletinden daha büyüktür. (İkinci Derece Kuvvetler) İkincil dengesizliğin neden olduğu titreşim, düşük motor devirlerinde nispeten azdır, ancak motor devrinin karesiyle orantılıdır ve potansiyel olarak yüksek motor devirlerinde aşırı titreşime neden olur.

m; Karşılıklı hareket eden bileşenlerin kütlesi (m_{piston} + m_{biyel}) (kg), r; Krank yarıçapı (m), θ; Krank açısı (rad), ω; Krank milinin açısal hızı (rad/sn), l; Biyel kolu uzunluğu (m), n; Biyel kolu uzunluğu (l/r) olmak üzere, atalet kuvvetleri aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$F\ (N) = m\omega^2 r\cos\theta \pm m\omega^2 r\frac{\cos 2\theta}{n} \qquad (1)$$



Şekil 5. Piston krank hareketinin kinematik ilişkisi (Kinematic relationship of piston crank movement) [14].

$F_{prim} = m\omega^2 r\cos\theta$ Birinci derece kuvvetler:
Maksimum değerler devir başına, 0° ve 180° derece de meydana gelir.
$F_{secon} = m\omega^2 r\cos 2\theta/n$ İkinci derece kuvvetler:
Maksimum değerler devir başına, 0°, 90°, 180° ve 270° derece de meydana gelir.

Krankın her bir hareketinde; krank açısının konumu, hem strok çizgisi boyunca hem de vuruş çizgisine dik aynı anda meydana gelir (Bkz. Şekil-5), buda bir hızlanma ve yavaşlama hareketine neden olur ve pistona karşılık gelen bir atalet kuvveti doğar [15].

Dört silindirli motor konfigürasyonunda, birincil kuvvetler iptal edilir, ikincil kuvvetler kalır. İkincil atalet kuvvetleri; biyelin hızlı ve yavaş hareketleri karşılıklı kütleler nedeniyle, atalet kuvvetleri üretir. Yukarıdaki denklem için biyel kolu-krank yarıçapı oranı (n) değişir ve biyel kolunun uzunluğunun artması gibi önemli bir değişken, eylemsizlik kuvvetlerini azaltır. Biyel uzunluğunun mümkün olduğunca büyük olması, atalet kuvvetlerini en aza indirir.

İkincil kuvvetler temel olarak:

- Dikey etki eden ikincil kuvvetler: Pistonlu kütlenin yukarı ve aşağı hareketi ile oluşan atalet kuvvetleri.

ERKEN GÖRÜNÜM

- Yanal olarak etki eden ikincil kuvvetler: Piston, üst ölü noktadan (TDC) alt ölü noktaya (BDC) giderken, oluşturduğu çekme kuvveti nedeniyle, silindir duvarına karşı (Krank mili devri başına periyodik olarak iki kez) motorda yanal yönde titreşimler meydana getirir. Balansör konfigürasyonu sonrası, motorda bu tür yanal kuvvetler neredeyse sıfırlanır [16].

Ortadan kaldırılması gereken ikincil atalet kuvvetlerinden, dikey yön titreşimlerini azaltmanın güzel bir yolu, ters yönde ve krank milinin iki katı hızda dönen, iki dengeleyici mil kullanmaktır. Dengeleyici miller temel olarak dönen mekanik bileşenlerdir. Titreşimleri kısıtlayan eksantrik kütlelere sahip bu miller, karşılıklı hareket eden kütle nedeniyle, aynı büyüklükte zıt kuvvetler doğururlar. Birincil ve ikincil kuvvetlerden kaynaklanan titreşimleri/eylemsizlik kuvvetlerini ortadan kaldırmak için iki denge mili kullanmak şarttır. Nedeni ise balansörün kendi içinde eylemsizlik kuvvetlerince oluşturacağı dengesizliği ortadan kaldırmaktır. David Meek ve Martyn Roberts: Motor sistemlerinde, uygunluğa ve titreşimlerin minimize edilmesi adına birden fazla balansör yerleşimleri de yapılabilmektedir [17].

3. BALANCER ÇALIŞMA PRENSİBİ, MODEL OLUŞTURMA VE ANALİZLER (BALANCER WORKING PRINCIPLE, MODEL CREATION AND ANALYSIS)

Aynı eksantrik ağırlıkları taşıyan iki milin motor devrinin iki katı hızda zıt yönlerde dönmesidir. Balansör tarafından üretilen merkezkaç kuvvetleri, motor tarafından üretilen dikey ikinci derece kuvvetleri, iptal edecek şekildedir. Balansörce üretilen yatay kuvvetler eşit ve zıttır ve bu nedenle birbirini sönümler. Ayrıca, balansör krank milinin maruz kaldığı titreşimleri azaltmaz. Bir krank mili dönüş periyodu sırasında, alçalan ve yükselen pistonlar, tamamen zıt olamaz ve her devirde iki kez net bir dikey kuvvete yol açar. (RPM ile kuadratik olarak artar) Pistonlardaki kütle ve strok artışı, ikincil titreşim kuvvetlerinin artmasına sebep olur. Balansör milleri, silindirik - dolu metal çubuklardır. Krank milinin bir tarafına çiftler halinde monte edilirler. Dişliler kullanılarak birbirine bağlanırlar. Krank mili döndüğünde, miller de sadece zıt yönlerde ve daha yüksek bir hızda dönerler. Balansör millerinin eksantrikleri ve tahrik dişlilerinin yayları vardır. Bu elemanlar, kontrol tertibatında oluşan ataleti telafi etmek için tasarlanmıştır. Balansörler bir krank mili ile tahrik edilir. Bir çift şaft her zaman birbirinin tersi yönde döner.

Balansör tasarım metodolojisinde aşağıdaki adımlar takip edilmiştir:

1- Rijit body dinamik analizi - dengesizlik kuvveti simülasyonu ve krank iyileştirmesi.

2- Birincil ve ikincil kuvvetlerin teorik olarak dengelenmesi.

İlk olarak eksantrik denge kütleleri hesaplanmıştır: Krankın her dönmede, biyel ve pistonların kütlelerinin doğası gereği oluşturduğu atalet kuvveti, karşı ağırlıklar yardımıyla dengelenebilir. Eksantrik kütlenin toplam kütlesinin ne olacağına aşağıdaki hesaplamalar sonucu karar verildikten sonraki bu balansör milimizin maksimum çap ve uzunluğu gibi boyutsal sınırlarımızı da belirlemiştir.



Şekil 6. Eksantrik denge kütlesi (Eccentric balance mass)

Biyel uzunluğu 129,79 mm, krank merkez yarıçap uzaklığı 61,71 mm, motor dönüş hızı 2200 RPM, açısal hız 230,38 rad/s, biyel kütlesi 1,60 kg ve piston kütlesi 1,26 kg olacak şekilde, aşağıdaki kütle dengelemesi formülünce ikinci harmonikleri (Sabit devir sayısında) dengelemek için gerekli dengeleme büyüklüğü, 1-4;2-3 ateşleme düzeni için hesaplanmıştır.

Çizelge 1. Kütle hesabı (Mass calculation)

Con Rod (L) :	129,79	mm
Crank (r) :	61,71	mm
RPM :	2200	dev/dk
W :	230,38	rad/s
Con Rod Mass (m_b) :	1,60	kg
Piston Mass (m_p) :	1,26	kg

$$m_t = m_p + \frac{m_b}{2} = 2{,}06\ kg$$

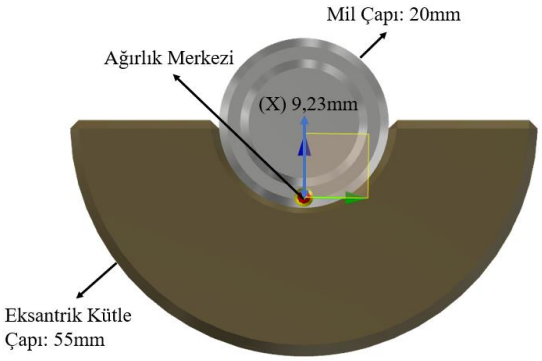
$$(mr)_2(2\omega)^2 = 2m_t\frac{(r\omega)^2}{l} \quad \rightarrow \quad (2)$$

$$(mr)_2(2 * 230{,}38)^2 = 2 * 2{,}06\frac{(61{,}71 * 230{,}38)^2}{129{,}79}$$

$$(mr)_2 = 30{,}22\ kgmm$$

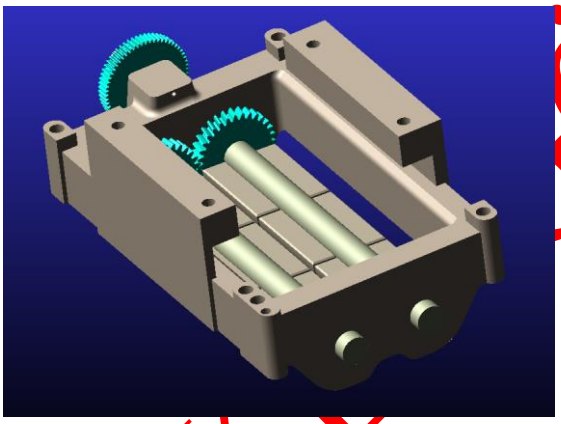
Hesaplamış olduğumuz 30,22 kg'lık toplam karşı denge kütlesi, 2 adet kullanılacak olan balansör millerine eşit 30,22 / 2 = 15,11 kgmm olarak uygulanmış. Şekil 7'de de gösterildiği üzere, 9,23 mm (X) mil merkezinin, eksantrik dengelerin ağırlık merkezine olan uzaklığını, 20 mm milimizin çapını, 55 mm eksantrik denge kütlelerinin çapını ve 70 mm (t) ise eksantrik denge kütlelerinin uzunluğunu anlatmaktadır. Her bir milimiz için ise eşit ve 3 adet karşı eksantrik denge kütleleri konumlandırıldığından: 9,23 * (3*m) = 15,11 Her bir eksantrik denge kütlemizin (m) 0,55 kg olması gerektiği hesaplanmıştır. Her bir milin merkez ekseninde konumlanacak şekilde, üç eşit parçaya bölünen kütleler (Bkz. Şekil-6), hassas delme işlemleri sonrası civatalar yardımıyla mile montajlanacaktır.

ERKEN GÖRÜNÜM

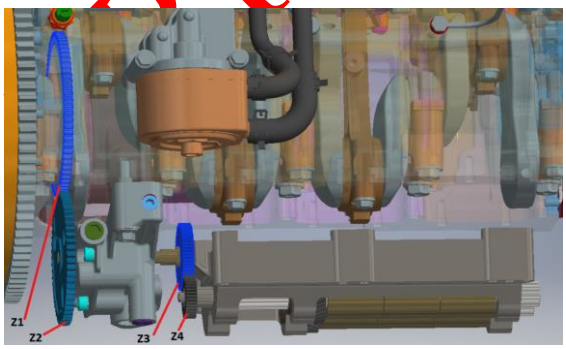


Şekil 7. Eksantrik denge kütle hesabı (Eccentric balance mass calculation)

Balansör yerleşimi ve dişli hesapları: Konum, maliyet ve montaj kısıtları sebebiyle balansörümüzü, motordan direk tahrik alan yağ pompası önüne yerleştirerek, motor bloğuna direk montajlamanın pratik olacağı düşünülmüştür. Dişli hesaplamaları yapılırken, daha önce işin teorisinde de belirtildiği üzere 2200 RPM ile dönen motorumuz için tam iki kat hızda yani 4400 RPM ile zıt yönde dönecek bir balansör tasarımı hedeflenmiştir.



Şekil 8. Balansör ve millerin genel yerleşimi (General layout of balancer and shafts)



Şekil 9. Balansör dişli hesabı (Balancer gear calculation)

Z1 ve Z2 motor tahrik sisteminden hazır gelen dişlilerimiz, Z3 ise balansörümüzün motordan tahrik alacağı büyük dişlimiz olup, Z2 asal sayı olduğu için dişli çaplarını minimum seviyede tutmak adına Z2 = Z3 olarak belirlenmiş ve balansör millerinin;

Çizelge 2. Dişli hesabı (Gear calculation)

Nm (RPM)	2200	Ns (RPM)	2200*(76/61)	dev/dk	
Z1	76	Z3	61		
Z2	61	Z4	-		
[2200*(76/61)]*(61/Z4) = 2*2200					**Z4 = 38**

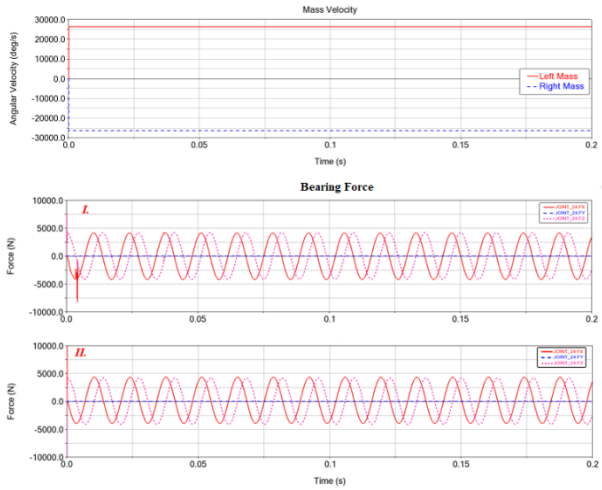
4400 RPM ile dönmesi gerektiği göz önünde bulundurularak, Z4 dişlisi 38 diş olarak hesaplanmıştır.

Balansör dinamik modal analizi (FEA): İlk olarak, dişli çiftleri arasında farklı kontak tipleri kullanılarak MSC ADAMS programı yardımıyla analizler yapılmış ve sonuçları karşılaştırılmıştır.

- Düz dişli çiftleri arasındaki kontak 'Detailed - Detay' olarak ayarlanmıştır.

- Helisel dişli çifti için kontak 'Simplified - Basit' olarak ayarlanmıştır.

- Yağ pompasından gelen ve ilk tahriki alan dişli çiftinde bulunan kontak 'Detailed' olarak belirlenmiş, balansör üzerinde bulunan dişliler için kontak olarak '3D Contact' seçilmiştir. Model için gerekli kurulumlar tamamlandıktan sonra 2741 RPM ile yağ pompasına bağlanan mil döndürülmüştür. Kütlelerin hızı 26400 deg/s (4400 RPM) olmakta ve grafiklerde (şekil 10) dişli çiftleri arasındaki yatak kuvvetleri görülmektedir.



Şekil 10. Dişli çiftleri arasında farklı kontak tipleri için yatak kuvvetleri (Bearing forces for different contact types between gear pairs)

Balansör sistemde olmadan yapılan analizde, gerekli 'Joints – Bağlantılar' modele tanımlandıktan sonra motor bloğu civata yerlerinden burçlar yardımıyla zemine bağlanmıştır. Kullanılan burçların rijitliği, 5.0E+07 N/mm'dir. Krank mili 2200 RPM ile döndürülmüştür.

ÖRNEK

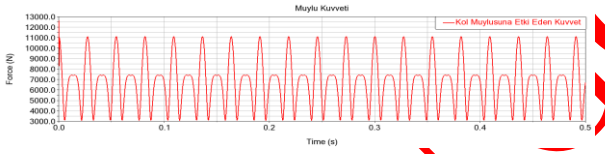


Şekil 11. Balansörsüz motor analizi-ADAMS (Without balancer engine analysis-ADAMS)

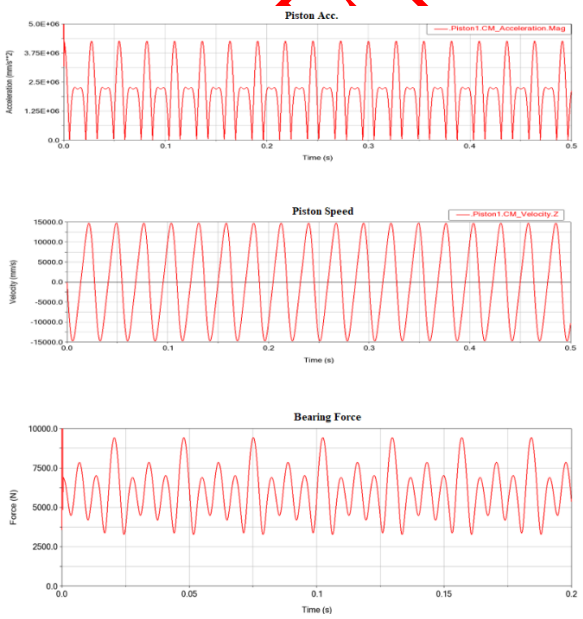
Silindir bloğu burçlar ile zemine bağlanacak şekilde model oluşturulmuştur. Elde edilen sonuçlar, tablo 3'te ve şekil 12-13-14-15'te grafikler ile gösterilmiştir: (Modelde herhangi bir 'Reduntant Constraint – Gereksiz Kısıtlama' bulunmamaktadır.)

Çizelge 3. Balansörsüz motor analiz değerleri (Without balancer engine analysis values)

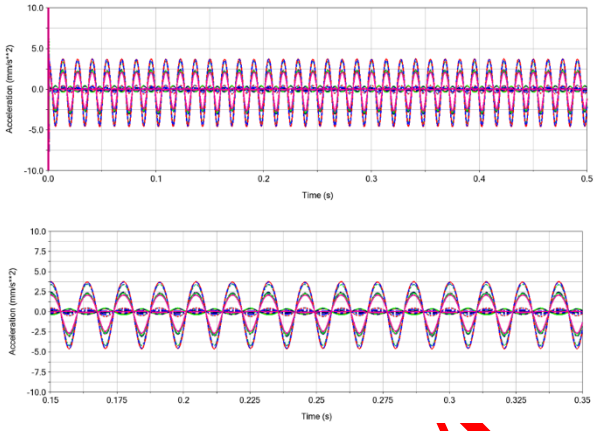
Parametre	Analiz Sonucu
Kol Muylusuna Gelen Kuvvet (N)	11115
Piston Hızı (m/s)	14.74
Piston İvmesi (m/s2)	4268.3



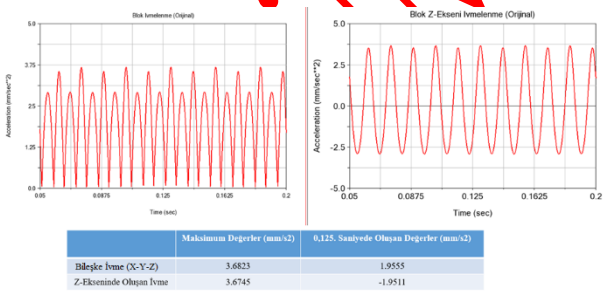
Şekil 12. Balansörsüz muylu kuvveti (Without balancer trunnion force)



Şekil 13. Balansörsüz piston ivmesi, hızı ve yatak kuvvetleri (Without balancer piston acc., velocity and bearing forces)



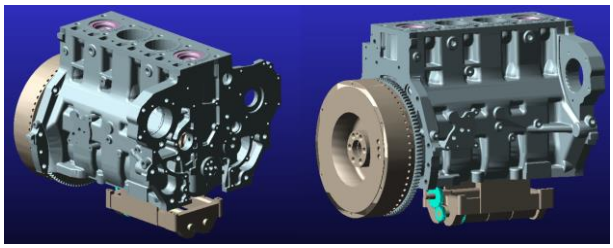
Şekil 14. Balansörsüz ivmeler (Without balancer accelerations)



	Maksimum Değerler (mm/s2)	0.125. Saniyede Oluşan Değerler (mm/s2)
Bileşke İvme (X-Y-Z)	3.6823	1.9555
Z-Ekseninde Oluşan İvme	3.6745	-1.9511

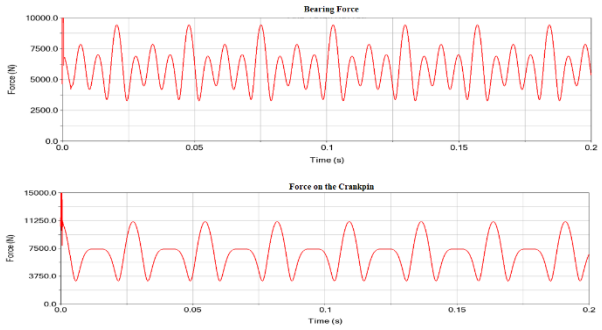
Şekil 15. Balansörsüz ivmelenme değerleri (Without balancer acceleration values)

Balansör sisteme dahil edilerek yapılan analizde, gerekli 'Joints – Bağlantılar' modele tanımlandıktan sonra motor bloğu civata yerlerinden burçlar yardımıyla zemine bağlanmıştır. Kullanılan burçların rijitliği, 5.0E+07 N/mm'dir. Balansör motor bloğuna dört adet civata ile bağlanmaktadır.

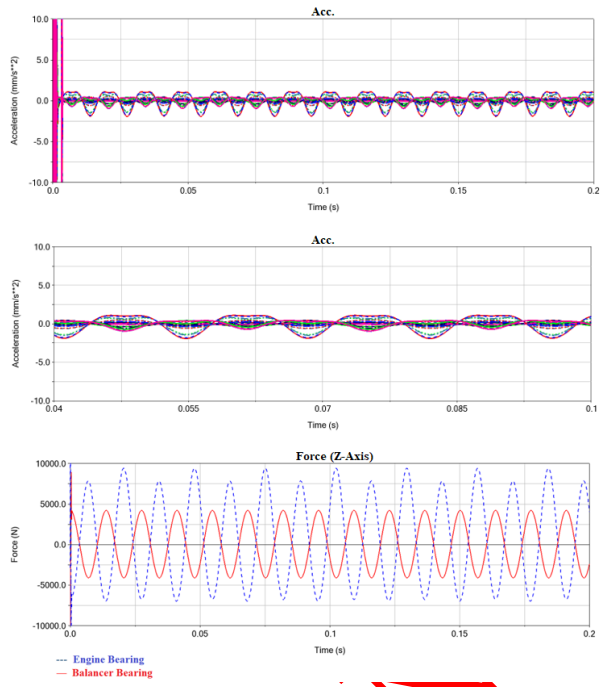


Şekil 16. Balansör dahil motor analizi-ADAMS (Engine analysis with balancer-ADAMS)

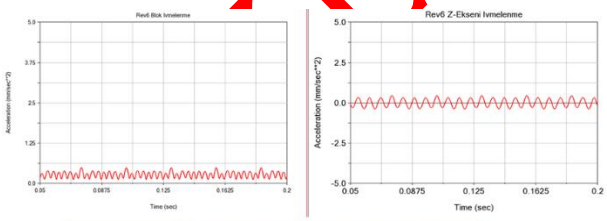
Balansör motora entegre edilmiş ve silindir bloğu burçlar ile zemine bağlanacak şekilde model oluşturulmuştur. (Modelde herhangi bir 'Reduntant Constraint – Gereksiz Kısıtlama' bulunmamaktadır.) Elde edilen sonuçlar, şekil 17-18-19'da grafikler ile gösterilmiştir:



Şekil 17. Balansörlü ana yatak ve kol muylusu kuvvetleri (With balancer bearing force and force on the crankpin)



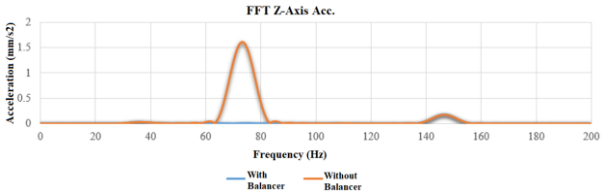
Şekil 18. Balansörlü ivme ve kuvvetler (With balancer acc. and force)



	Maksimum Değerler (mm/s2)	0,125. Saniyede Oluşan Değerler (mm/s2)
Bileşke İvme (X-Y-Z)	0.4839	0.128
Z-Ekseninde Oluşan İvme	0.4436	-0.0872

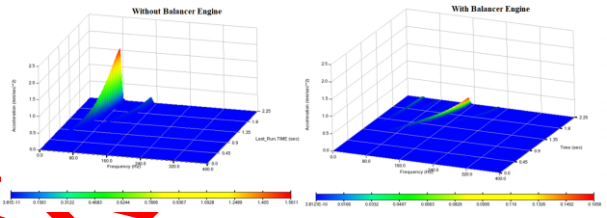
Şekil 19. Balansörlü ivmelenme değerleri (With balancer acceleration values)

Motor bloğu üzerindeki karşılaştırmalı titreşim FFT'si şekil 20'de gösterilmiştir: Burada, motor maksimum devirde yani 2200 RPM ile dönerken, pik frekanslar; sistem balansörsüz iken 146 Hz (Dördüncü Harmonik) ve sisteme balansör dahil edildiği anda 73 Hz (İkinci Harmonik) olmuştur.



Şekil 20. Motor bloğu üzerindeki titreşim değerlerinin FFT'si (FFT of vibration values in the engine block)

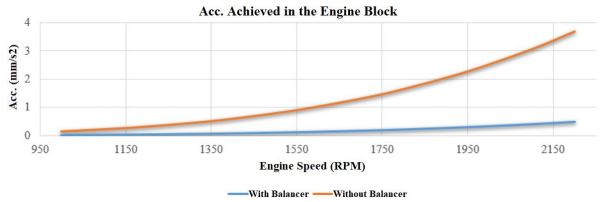
Motor bloğu üzerindeki karşılaştırmalı ivme FFT'si şekil 21'de gösterilmiştir: Motor durma (sıfır) anından, 2200 RPM olan maksimum devre çıkana kadarki sürede, frekanslar sistem balansörsüz iken 76 Hz (2nd order) civarlarında, sisteme balansör eklendiğinde 36 Hz (1st order) civarlarında olmaktadır. Pistonların oluşturduğu atalet kuvvetlerinden dolayı, ikinci sıra (2nd order) frekanslar, dört zamanlı motorlarda daha baskın olmaktadır.



Şekil 21. Balansörlü ve balansörsüz motor bloğu üzerinde Z-ekseninde oluşan ivmelerin 3D FFT görünümü (3D FFT view of Z-axis accelerations in engine block with and without balancer)

Analiz sonuçları incelendiğinde:

- Balansörlü ve balansörsüz motorlarda yataklara gelen kuvvetler eşit olmaktadır.
- İvmelenme sonuçlarının 0,1911 saniyesinde balansörsüz motorda maksimum 3,699 mm/s2 ivmelenme oluşurken, aynı noktada balansörlü motorda 0,4279 mm/s2 ivmelenme oluşmaktadır. Bu durum için ivmelenmede %88,43 azalma vardır.
- Maksimum ivmelere bakacak olursak, balansörsüz motorda 4,62 mm/s2 civarında iken. Bu değer balansörlü motorda 1,91 mm/s2'ye düşmektedir, yani %58,65 azalmıştır.

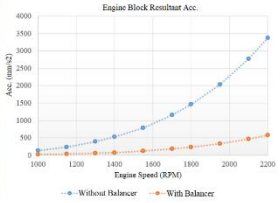


Şekil 22. Farklı motor devirlerinde blok üzerinde oluşan ivmelenme değerleri (Acceleration values in the block at different engine speeds)

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

İçten yanmalı motorlar yapıları gereği, birinci ve ikinci dereceden dinamik kuvvetler üretir. Bu kuvvetler araç yapısında titreşim kaynaklı dezavantajlara yol açarken, araç içindeki kişilere de rahatsızlık verir. Çalışmamızda referans aldığımız, sıralı dört silindirli bir motordan gelen bu kuvvetler, hesaplamalarımız ile elde edilen ağırlıkların zıt ve motor devrince iki kat hızda dönen bir balansör sistemi tasarlamamıza yol açmıştır. Bu çalışmada, gerekli tasarım, analizler ve optimizasyonlar yapılarak geliştirilen balansör, sistemde mevcutken ve sistemde olmadan oluşan, ivme-titreşim seviyeleri simüle edilmiştir.

Engine Speed (RPM)	Engine Max. Values Without Balancer (mm/s2)	Engine Max. Values With Balancer (mm/s2)	Difference (%)
1000	133.34	21.62	83.8
1150	234.56	32.3623	86.2
1300	385.61	54.27	85.9
1400	521.28	74	85.8
1550	789.82	115.95	85.3
1700	1153.74	175.24	84.8
1800	1460.21	226.72	84.5
1950	2034.63	326.93	83.93
2100	2771.53	463.13	83.3
2200	3368	578	82.8



Şekil 23. Balansörsüz ve balansörlü ivmelenme değerleri (Acceleration results with and without balancer)

Aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

1. Motor yapısı ve doğası gereği oluşan birincil kuvvet harmonikleri, motor sisteminin kendi üretim aşamasındaki (Krank mili, biyeller, volan vb.) balanslanması sayesinde minimize edilmelidir.

2. Balansör karşı ağırlıkları, her bir farklı motor sistemi için kütle dengelemesi formülünce hesaplanmalıdır.

3. Balansörün amacı ikincil kuvvet harmoniklerini dengelemek olduğundan hesaplanan ağırlıklar, uygun konumda motor devrinin iki katı ve zıt yönde dönecek şekilde sisteme dahil edilmelidir.

4. Balansörün sisteme dahil edilmesiyle birlikte, yapılan dinamik analizler sonucu yataklara gelen kuvvetlerin istenen üzere değişmediği, motorun maksimum ivmelenme durumunda, sistem titreşiminin yaklaşık olarak %80 oranında azaldığı gözlemlenmiştir ayrıca bu oran belirli ivmelenme saniyelerinde, %88'lere kadar titreşimi sönümleyici etki göstermiştir.

Motor devri arttıkça titreşim de devrin karesiyle orantılı olarak artmaktadır. Titreşimler: İstenmeyen sesler, performans düşüşü, tüm sistem parçalarının ömürlerinin olumsuz etkilenmesi ve yaşam alanı içindeki bireylere verdiği rahatsızlık - sağlık anlamında olumsuz etkileri gibi istenmeyen durumları da beraberinde getirdiği için motor sistemini balansör gibi yapılar ile dengeleyerek, bu olumsuzlukları minimize etmek sağlıklı ve istenen bir durum olacaktır.

Bu çalışmanın devam ettirilmesi durumunda; motor test düzenekleri hazırlanarak, balansörlü ve balansörsüz motor titreşim testlerinin fiziki ortam da yapılması ve hatta saha testlerinin yapılarak, araç üstünde gerçek sonuçların gözlemlenmesi gerçekleştirilebilir.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışmanın ortaya çıkmasında büyük rol oynayan, Erkunt Traktör firmasına teşekkür ederiz.

ETİK STANDARTLARIN BEYANI
(DECLARATION OF ETHICAL STANDARDS)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler.

YAZARLARIN KATKILARI (AUTHORS' CONTRIBUTIONS)

Hasan Coşku GÜLSEVEN: Teorik hesaplamalar, tasarım, model kurulumu, analizler/yorumlama, optimizasyonlar ve makale yazımını gerçekleştirmiştir. / Theoretical calculations, design, model setup, analyses/comments, optimizations and wrote the article.

Prof. Dr. Veysel ÖZDEMİR: Literatür değerlendirmeleri, teorik hesaplamalar ve analizlerin yorumlanmasına destek olmuştur. / Literature reviews supported the interpretation of theoretical calculations and analysis.

ÇIKAR ÇATIŞMASI (CONFLICT OF INTEREST)

Bu çalışmada herhangi bir çıkar çatışması yoktur. / There is no conflict of interest in this study.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

[1] M. F. Aladdin, N. A. A. Jalil, N. Y. Guan, K. A. M. Rezali, and S. A. Adam, "***Evaluation of Human Discomfort from Combined Noise and Whole-Body Vibration in Passenger Vehicle***", IJAME, vol. 16, no. 2, pp. 6808–6824, (2019).

[2] Heywood, J. B., "***Internal Combustion Engine Fundamentals***", McGraw- Hill, New York, (1988).

[3] Karaca, Ç., "***İçten yanmalı bir motorun dinamik modellenmesi ve analizi***", İTÜ, (2009).

[4] Crouse, W. H. and Anglin, D. L., "***Automotive Engines***", McGraw-Hill, New York, (1995).

[5] Ikpe, A., "Design Analysis of Reciprocating Piston for Single Cylinder Internal Combustion Engine", ***International Journal of Automotive Science And Technology***, 4 (2), 30-39. DOI: 10.30939/ijastech,702219, (2020).

[6] Chan-Jung Kim, Yeon June Kang, Bong-Hyun Lee, Hyeong-Joon Ahn, "***Determination of optimal position for both support bearing and unbalance mass of balance shaft***" Seoul National University, Republic of Korea, (2012).

[7] Thornton Rutter, H., Modern Motors, London: "***Virtue & Company***", pp. fig. 31, (1922).

[8] A. Ganguly, N. Bhatia, V. Kumar Agarwal and U. Mohite, "***Balancing Optimization of a Motorcycle Engine Crankshaft for Vibration Reduction***", SAE Paper No. 2016-01-1060, (2016).

ERKEN GÖRÜNÜM

[9] F. Yu, J. Xie and Z. M. Xu, "The Vibration Reduction Design Of Single-Cylinder Engine Based On The Balance Shaft", ***Vibroengineering PROCEDIA*** 23, 18–23, (2019).

[10] D. Meek and M. Roberts, "***Balance Shaft Conversion of a Four Cylinder Engine – The Challenges of Packaging and Mechanical Integration***", SAE Paper No. 981084, (1998).

[11] H. Nakamura, "***A Low Vibration Engine with Unique Counter-Balance Shafts***", SAE Paper No. 760111, (1976).

[12] S. Sonone and A. Chaudhari, "***Design and Analyis of Balancer Shaft for a Four Stroke Single Cylinder Diesel Engine***", IJERT 2278-0118, (2015).

[13] G. K. Kumhar, S. K. Singh and T. Babhale, "***Design and Analysis of Four Cylinder Diesel Engine Balancer Shaft***", IJERT 2278-0118, (2016).

[14] Karabulut, H., Öztürk, E. ve Çınar, C., "Tek Silindirli Dört Zamanlı Bir Dizel Motorunun Dinamik Modeli ve Titreşimlerinin İncelenmesi", ***Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi***, 26, (2013).

[15] Cellek, F., Arslan, H., "Dört Silindirli İçten Yanmalı Bir Motorun Düşey Titreşimine Sebep Olan Kuvvetlerin Analizi", ***International Journal of Engineering Research and Development***, 12 (1), 125-133. DOI: 10.29137/umagd.585341, (2020).

[16] ***MSC Nastran*** Basic Dynamic Analysis User's Guide, (2005).

[17] Challen, B. and Baranescu, R., "***Diesel Engine Reference Book***", Butterworth-Heinemann, Oxford, (1999).

ERKEN GÖRÜNÜM