

PİSTONLU YARI-HERMETİK SOĞUTMA KOMPRESÖRÜ KRANK MİLİNİN SANKİ-STATİK YAKLAŞIMLA SONLU ELEMENLAR ANALİZİ

*Hüseyin LEKESİZ **

Alınma: 28.03.2017; kabul: 01.03.2018

Öz: Yarı-hermetik soğutma kompresörleri, arıza durumunda kolay müdahale kolaylığı sağlarlar. Bu kompresörlerde kullanılan krank milleri hem hafif hem de dayanıklı olmalıdır. Bu sebeple, doğru tasarım ve doğru malzeme seçimi çok önemlidir. Bu kompresörler yüksek hızda çalıştığından, zamana bağlı dinamik analiz kaçınılmaz olmaktadır. Ancak bu yöntemle problem çözümü çok uzamaktadır ve yakınsama sağlamak zorlaşmaktadır. Özellikle yataklardaki yağ basıncı değişimi vs gibi yapıdaki tüm dinamik etkiler dikkate alındığında problem iyice karmaşıklaşmaktadır. Probleme hızlı ancak statik yaklaşımdan daha doğru bir çözüm elde etmek amacıyla bu çalışmada sanki-statik yaklaşım kullanılmıştır. Kinematik ve kinetik analiz sonucu elde edilen kuvvetler yapıya belli kabuller altında statik olarak uygulanmıştır. Ortaya çıkan maksimum gerilme krank milinin yağlama plakasına bağlanan ucundaki fatura dibinde olup, bu literatürdeki hasar örnekleriyle uyumaktadır. Analizler sonucunda atalet etkisi %1,7 civarında olup, ele alınan krank mili için sanki-statik yaklaşımın oldukça doğru bir yaklaşım olduğu gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yarı-hermetik, Kompresör, Krank Mili, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Sanki-statik Yaklaşım, Atalet Kuvvetleri

Finite Element Analysis of Crankshaft of a Reciprocating Semi-Hermetic Compressor based on Quasi-Static Approach

Abstract: Semi-hermetic compressors brings the advantage of easy repair in case of a breakdown. Crankshafts used in these compressors are required to be light-weight and durable at the same time therefore, a proper design along with a proper material selection becomes important. Due to high speed of operation, a transient dynamic analysis may become necessary for a proper evaluation of stresses and strains for the crankshaft. However, dynamic analysis is computationally demanding especially when all dynamic aspects are considered such as the influence of hydrodynamics of bearings etc. Considering only static part of the loading may be oversimplified approach for the problem. In this work, a quasi-static approach is used for the structural analysis of crankshaft by performing kinematic and kinetic analysis to determine forces with inertial effects included and then finite element analysis to determine stresses and deflections. As expected, the maximum stress occurs in the radius of shaft connecting to the bearing on oil spreader side. This is also verified in literature that fatigue cracks initiate at this site of crankshaft. The inertial effects are investigated in detail and approximately around 1.7% of the loading is due to inertial effect of piston and connecting rod. Therefore, it is anticipated that quasi-static approach provides sufficiently accurate results.

Keywords: Semi-hermetic, compressor, crankshaft, Finite Element Method, Quasi-Static Approach, Inertial Forces

* Bursa Teknik Üniversitesi, Yıldırım Yerleşkesi, 152 Evler Mahallesi Eğitim Caddesi No:85 16330
Yıldırım/BURSA

İletişim Yazarı: Hüseyin LEKESİZ (huseyin.lekesiz@btu.edu.tr)

1. GİRİŞ

Kompresörler temel olarak, bir soğutma sisteminde soğutucu akışkanın yoğunlaşma basıncına çıkartılmasını ve akışkanın çevrim içinde dolaşmasını sağlar. Pistonlu, vidalı, santrifüj ve dönel tipleri mevcuttur. Pistonlu tip kompresörler, hermetik, yarı-hermetik ve açık tip olarak üretilebilirler. Yarı-hermetik kompresörlerde motor ve kompresör aynı gövde içinde yer alır ve arıza durumunda elemanlara müdahale edilebilecek şekilde demonte yapılabilir. Pistonlu kompresörlerde, elektrik motorundan alınan dönel hareket, bir şaft ve biyel kolları vasıtasıyla pistonlarda doğrusal harekete çevirerek soğutucu akışkanın pistonlar içinde sıkıştırılmasını sağlar. (Ashrae handbook, 2000)

Küçük ve kompakt yapıli makine ihtiyacının artmasıyla, kompresörlerde kullanılan krank millerinin de hafif olması arzu edilir. Bu sebeple hem tasarım hem de malzeme seçimi önem kazanmaktadır. Dövülebilme özelliğinden dolayı gri dökme demir bu millerin üretiminde yaygın olarak kullanılmaktadır. Üretim yöntemleri kısıtlı olduğundan dolayı malzeme seçenekleri azalmakta ve dayanıklılığı tasarım ile arttırmak daha da önem kazanmaktadır.

Krank milleri yoğun yükleme altında çalışan parçalardır. Pistonlardan gelen dikine yükler ve elektrik motorundan aktarılan tork sebebiyle hem eğilme hem de burulma yüklemesine maruzdur. Yatakların sağlığı açısından, fazla çökme istenmez bu sebeple gerilme kontrolü kadar, sehim kontrolü de oldukça kritik bir öneme sahiptir.

Yarı-hermetik kompresörler oldukça yüksek devirlerde çalışırlar ve bu nedenle yapıli dinamik yüklemelere maruzdur. Literatürde özel olarak pistonlu tip kompresör krank millerinin analizi ile ilgili yapılan çalışma sayısı kısıtlıdır (Yu ve ark., 2010, Becerra ve ark., 2011, Kurka ve ark., 2012, Yu ve ark., 2013) ancak diğer motorlarda kullanılan benzer yapıdaki krank şaftları oldukça detaylı incelenmiştir (Ranjbarkohan ve ark., 2010, Espadafor ve ark., 2009, Meng ve ark., 2011, Montazersadgh ve Fatemi, 2007, Chikalthankar ve ark., 2013). Bu çalışmalara dayanarak, krank şaftlarının yapıli dinamik analizlerinde sonlu elemanlar yaklaşımı oldukça kullanılmıştır ve bu metodun uygulanmasında temel iki yaklaşım görülmektedir. Bir yaklaşıma göre, zamana bağlı tüm dinamik etkiler hesaba katılarak transient dinamik analiz kullanılmıştır. (Yu ve ark., 2013). Diğer bir yaklaşıma göre, maksimum atalet yükleri statik olarak tatbi edilmiştir ve statik yapıli analiz gerçekleştirilmiştir. (Kolhe ve ark., 2016). Dinamik yaklaşımda tüm yataklamalardaki sönümlenme etkisi ve bağlı olan diğer elemanlardaki katılıklarda dikkate alındığında, problem oldukça karmaşık bir hale gelmektedir ve hesaplama zamanı oldukça artmaktadır. Statik yaklaşımlarda ise atalet etkisini kinematik analize dayandırılarak yapıilmamıştır ve gerçekçi olmaktan uzaktır.

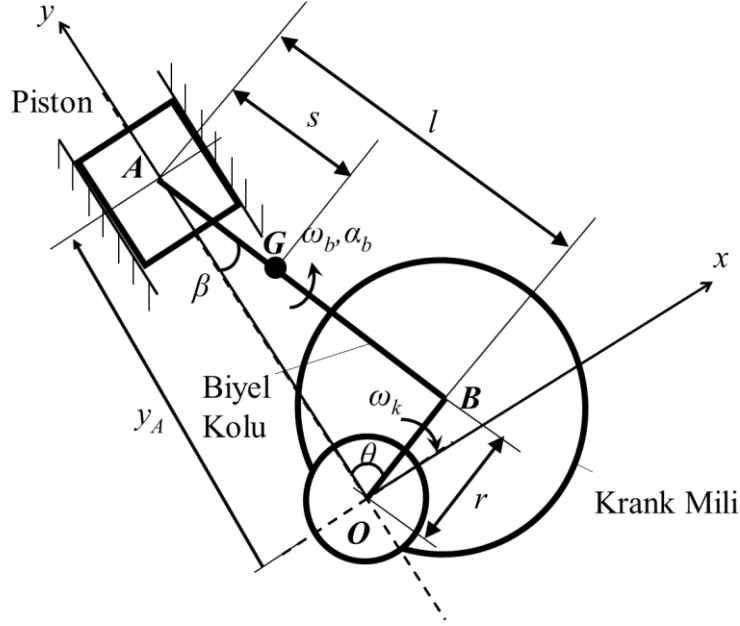
Bu çalışmada, yarı-hermetik bir soğutma kompresörünün yapıli analizi sanki-statik yaklaşımla sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Atalet etkileri kinematik analize dayandırılarak tespit edilmiştir ve yapıli analizde sınır koşulları bu analizlere göre belirlenmiştir. Literatürde çoğunlukla araba motoruna bağlı olan krank milleri ele alınmıştır ve yazar tarafından tespit edildiğine göre soğutma kompresörü motoru için sanki-statik yaklaşımla çözüm öneren ilk çalışmadır. Araba motoruna bağlı olan krank milleri kadar eksantriklik olmadığından ve motora bağlı çok fazla eleman olmadığından, dinamik etkilerin daha az olacağı öngörülmüştür. Yarı-hermetik kompresörlerde kavramsal tasarım aşamasında hızlı bir çözüm yöntemi örneği olması amacıyla, mümkün olabilecek en sert yükleme durumu için gerilmeler ve şekil değiştirmeler tespit edilmiştir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada, örnek olarak Gökçeler firması tarafından üretilen bir yarı-hermetik soğutma kompresörünün krank mili ele alınmıştır. Kompresörde dört tane piston bulunup, V şeklinde yer almaktadır. Milin malzemesi GGG70 Gri dökme demir olarak tespit edilmiş, dövme ve cnc torna işleme yöntemleriyle imal edilmiştir. Analiz aşamaları detaylı olarak aşağıda gösterilmiştir.

2.1. Kinematik Analiz

Söz konusu krank milini, bağlı olduğu biyel kolunu ve pistonları içeren sistem Şekil 1 de şematik olarak gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, krank boyu, l , krank milinin nominal çapı, r ile gösterilmiştir. Burada, y_A pistonun yer vektörünün, krank mili merkezine göre uzunluğudur. β biyel kolunun açısını, θ ise krank milinin dönme açısını temsil etmektedir. Krank milinin açısal hızı ω_k ve biyel kolunun açısal hızı ve ivmesi sırasıyla ω_b ve α_b ile verilmiştir.



Şekil 1:

Kinematik analiz için kullanılan krank-biyel mekanizmasının şematik gösterimi

A pistonun konumu y_A OAB üçgen geometrisinden hareketle şu şekilde yazılabilir:

$$y_A = r \cos \theta + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \theta \right)^2} \quad (1)$$

Bu ifadenin zamana göre birinci ve ikinci türevleri piston hızını (V_A) ve ivmesini (a_A) verecektir.

$$v_A = \dot{y}_A = \left\{ -r \sin \theta + \frac{r^2}{l} \frac{\cos \theta \sin \theta}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \theta \right)^2}} \right\} \omega_k \quad (2)$$

$$a_A = \dot{v}_A = \left\{ -r \cos \theta - \frac{r^4}{l^3} \frac{\cos^2 \theta \sin^2 \theta}{\left[\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \theta \right)^2} \right]^3} - \frac{r^2}{l} \frac{\cos^2 \theta - \sin^2 \theta}{\left[\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \theta \right)^2} \right]^3} \right\} \omega_k^2 \quad (3)$$

Ani dönem merkezi yaklaşımından ya da bağıl hareket denklemlerinden, biyel kolunun açısal hız ve ivmesi ise şu şekilde bulunacaktır:

$$\omega_b = \frac{r}{l} \frac{\cos \theta}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \theta\right)^2}} \omega_k \quad (4)$$

$$\alpha_b = -\frac{r}{l} \frac{\sin \theta}{\left[\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \theta\right)^2}\right]^3} \left[1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2\right] \omega_k^2 \quad (5)$$

Ayrıca, biyel kolu merkezinin ivmesinin x ve y bileşenleri,

$$a_{G,x} = s \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \theta\right)^2} \alpha_k - s \frac{r}{l} \sin \theta \omega_k^2 \quad (6)$$

$$a_{G,y} = a_A + s \frac{r}{l} \sin \theta \alpha_k + s \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \theta\right)^2} \omega_k^2 \quad (7)$$

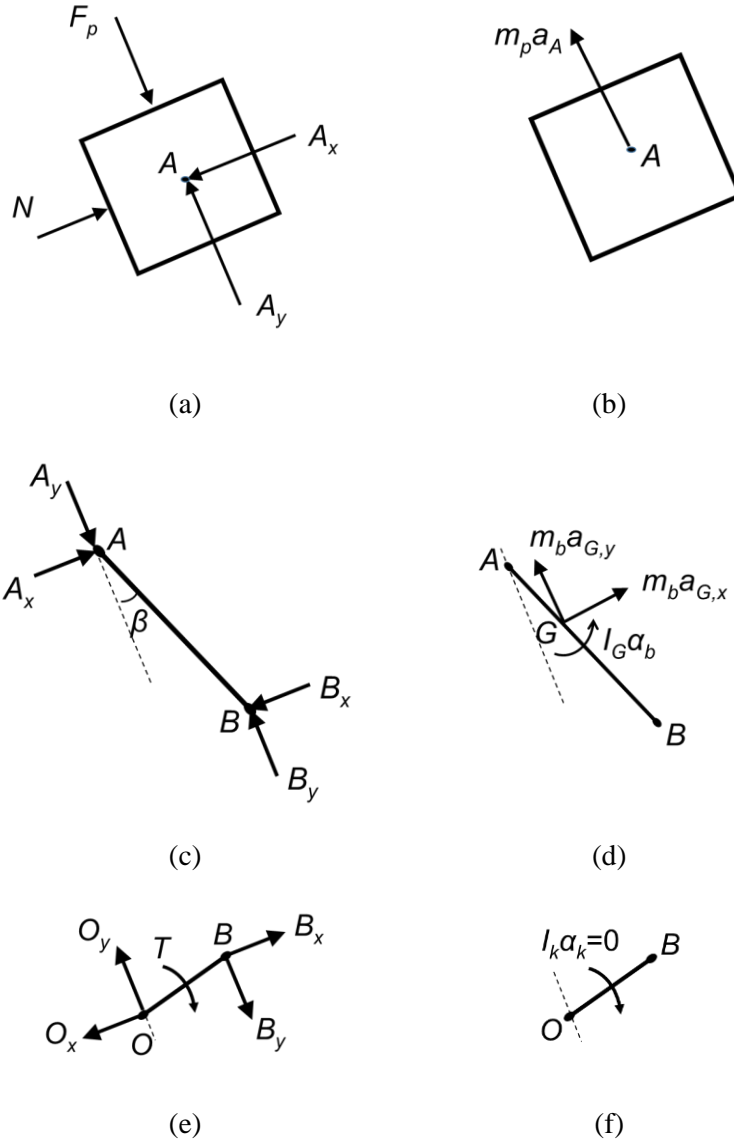
olarak yazılacaktır. Burada s , biyel kolunun ağırlık merkezinin pistonla bağlandığı noktadan uzaklığıdır.

2.2. Kinetik Analiz

Piston, biyel kolu ve krank miline ait serbest cisim diyagramları ve kütle-ivme diyagramları Şekil 2 (a) – (e) 'de gösterildiği gibidir. Burada bileşenler basit geometrik şekillerle temsil edilmiştir. Piston biyel bağlantısı A, biyel krank mili bağlantısı B ve krank milinin merkezi O noktaları ile gösterilmiştir. G, Biyel kolunun kütle merkezinin yeridir. m_p ve m_b sırasıyla piston ve biyel kolu kütleleridir. Diyagramlarda gösterilen kuvvetlerin her birinin fiziksel olarak neyi temsil ettiği Tablo 1 de açıklanmıştır.

Tablo 1 Serbest Cisim Diyagramlarındaki Kuvvetlerin Fiziksel Açıklaması

Kuvvet	Açıklama
F_p	Silindirler içindeki basınçtan doğan, pistonla uygulanan itme kuvveti
N	Piston çeperlerinden pistonla uygulanan tepki kuvveti (Sadece bir taraftan toplam olarak gösterilmiştir.)
A_x, A_y	Pistonu biyel koluna bağlayan pimdeki kuvvetin x ve y doğrultusundaki bileşenleri
B_x, B_y	Biyel kolu, krank mili bağlantısındaki yüzey kuvvetlerinin krank mili merkezine taşınmış haldeki x ve y doğrultusundaki kuvvetler
O_x, O_y	Krank mili merkezinde temsil edilen yataklama kuvvetlerinin x ve y doğrultusundaki bileşenleri
T	Elektrik motorundan nakledilen tork



Şekil 2:

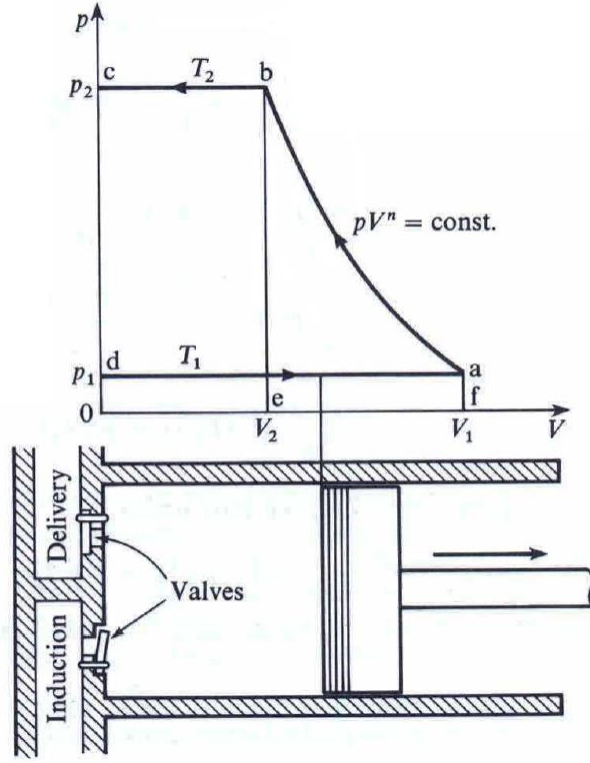
(a) Pistonun serbest cisim diyagramı (b) Pistonun kütle-ivme diyagramı (c) Biyel kolunun serbest cisim diyagramı (d) Biyel kolunun kütle-ivme diyagramı (e) Krank milinin serbest cisim diyagramı (f) Krank milinin kütle-ivme diyagramı

Piston, biye kolu ve krank mili için yazılan denge denklemlerinden, aşağıda matris formunda ifade edilen denklem sistemi oluşacaktır.

$$\begin{bmatrix}
 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -1 & 1 & 1 & 0 \\
 0 & -s\sqrt{1-r^2/l^2}\sin^2\theta & -s(r/l)\sin\theta & -(l-s)\sqrt{1-r^2/l^2}\sin^2\theta & -(l-s)(r/l)\sin\theta & 0 \\
 0 & 0 & 0 & r\cos\theta & r\sin\theta & 1
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 N \\
 A_x \\
 A_y \\
 B_x \\
 B_y \\
 T
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 0 \\
 m_p a_A + F_p \\
 m_b a_{G,x} \\
 m_b a_{G,y} \\
 I_b \alpha_b \\
 I_k \alpha_k
 \end{bmatrix}
 \quad (8)$$

Bu denklem sisteminde, ivme parametreleri tamamen geometriye bağlıdır. Bu sebeple kuvvet girdisi olarak sadece F_p gereklidir. Bu kuvvet silindirin içindeki basınç değişimine göre değişecektir.

Piston içerisindeki basınç-hacim çevrimi şekil 3'te gösterildiği gibidir.



Şekil 3:
Kompresörün silindirindeki basınç-hacim diyagramı

Krankın her bir açısına karşılık, pistonda oluşan hacim belli olduğundan, basınç hesaplanabilir ve buna göre oluşan itme kuvveti tespit edilebilir. Tüm bu hesaplamalarda gerekli olan değerler tablo 2'de sunulmuştur. Buradaki değerler Gökçeler Soğutma firmasının üretmiş olduğu dört pistonlu bir kompresör ünitesine aittir.

Tablo 2 Hesaplamalarda kullanılan değerler

Büyükük	Simge	Değer	Birim
Pistonun Kütlesi	m_p	90	gram
Biyel Kolu Kütlesi	m_b	71,90	gram
Krank-Biyel Bağlantı Yarıçapı	r	19,75	mm
Biyel Kolu Uzunluğu	l	83,15	mm
Biyel Kolu Ağırlık Merkezi	s	57,08	mm
Biyel Atalet Momenti	I_b	$143,9(10)^3$	$g.mm^2$

Krank Mili Açısal Hızı	ω_k	1450	<i>dev/dak</i>
Alt Ölü Noktada Piston Hacmi	V_1	$9,3845(10)^4$	<i>mm²</i>
Sıkışmış Halde Piston Hacmi	V_2	$4,3518(10)^4$	<i>mm²</i>
Adyabatik üst (PV^n =sabit)	n	1,548	
Silindirdeki en düşük basınç	p_1	7	<i>bar</i>
Silindirdeki en yüksek basınç	p_2	23	<i>bar</i>

Bu değerler baz alınarak, hesaplanan B_x ve B_y kuvvetlerinden hareketle, krank miline dik olarak gelen kuvvet

$$F_B = B_x \sin \theta - B_y \cos \theta \quad (9)$$

formülüyle hesaplanabilir.

2.3. Krank Milinin Sonlu Elemanlar Modeli

Milin katı modeli Solidworks programında oluşturulmuştur ve analizler Solidworks Professional programında gerçekleştirilmiştir. Yukarıda anlatılan kinetik analizler neticesinde hesaplanan yükler, statik olarak tatbik edilmiştir. Bu sebeple sanki-statik bir yaklaşım kullanılmıştır. Analizlerde doğrusal elastik malzeme davranışı kabul edilmiştir ve GGG70 malzemesi için Young modülü, $E=176$ GPa ve Poisson Oranı $\nu=0,275$ olarak belirlenmiştir. Çeki mukavemeti 700 MPa'dır.

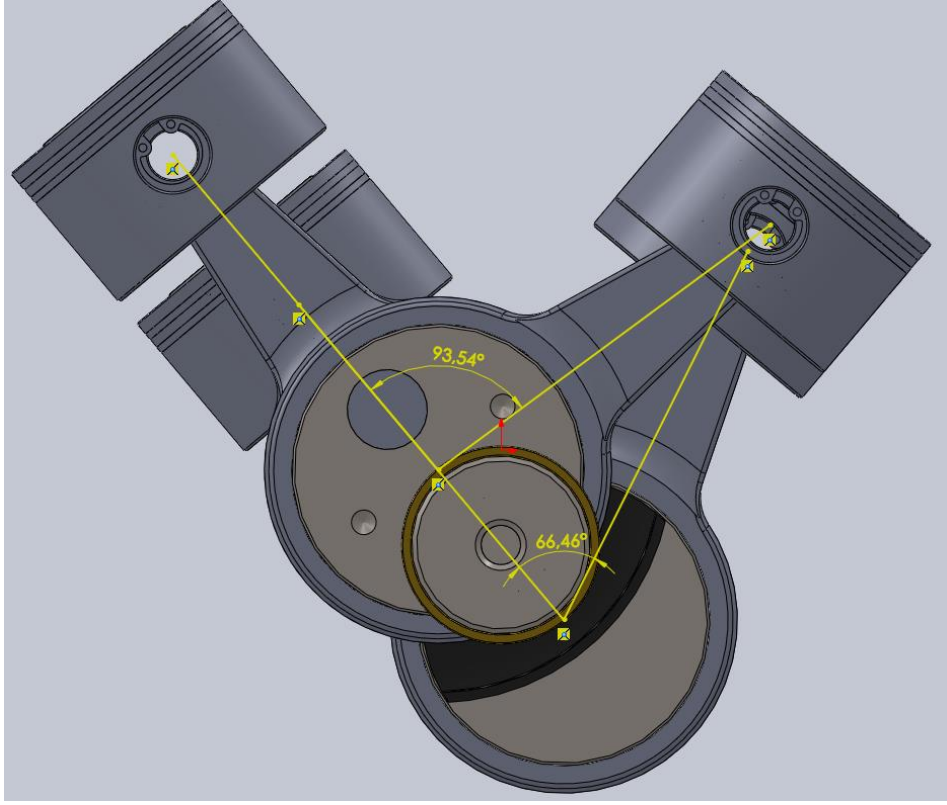
Sınır koşulları olarak, motora yakın olan yatakta, kendi eksenini etrafında dönme serbest, radyal ve aksel doğrultularda hareketler kısıtlı olarak tanımlanmıştır. Diğer yatakta ise kendi eksenini etrafında dönme, radyal ve aksel ötelemler, yani tüm hareketler kısıtlanmıştır. Bu sayede elektrik motorundan uygulanan torkun burulma etkisi de hesaba katılmıştır.

Kinetik hesaplarda elde edilen yükler, bütün pistonlar için aynıdır, sadece dört piston aynı anda farklı krank açılarında yer almaktadır. Ele alınan kompresör için, kranka gelen maksimum yük Şekil 4'te gösterilen açısal durumda meydana gelmektedir. Bu açılar sırasıyla 360° , 93° , 180° ve 246° 'dir. Bu konumda pistonlardan 360 derecede olan maksimum basınç noktasındadır. Bu pistonun karşısındaki diğer pistonun basınç durumundadır ancak değeri maksimum değildir. Buna karşın kalan iki piston emme konumundadır.

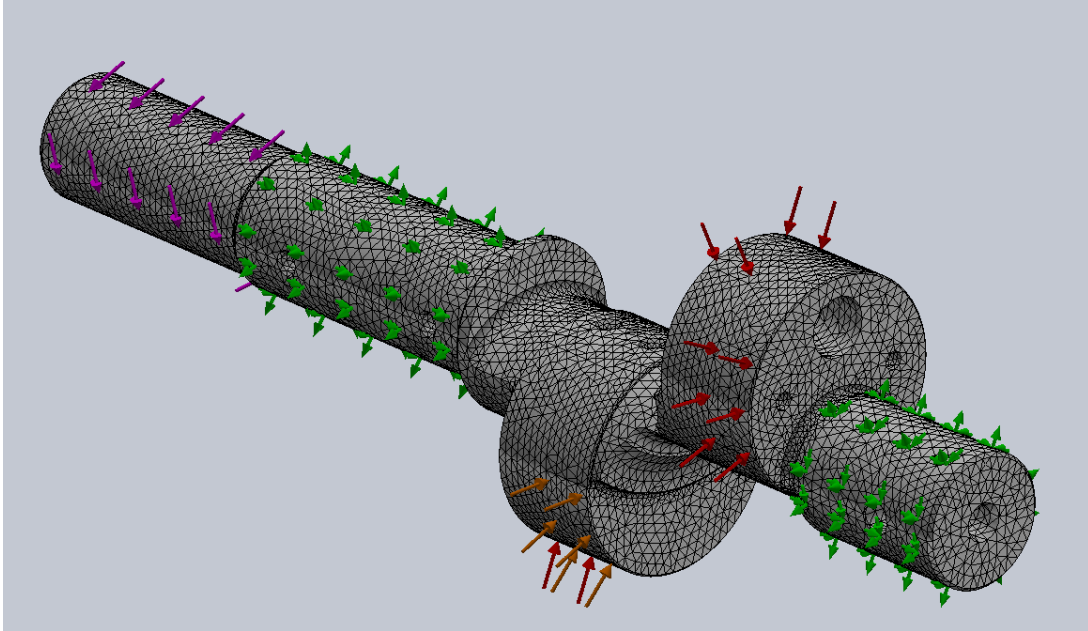
Dört pistonun bu açısal durumuna göre, her bir açığa tekabül eden yük, kinetik analizden elde edilen değerlere göre belirlenmiştir. Bu yük krank mili üzerinde, biyel kollarının bağlandığı yüzeyler üzerinde temas ettiği alana uygulanmaktadır. Bu alanda oluşan basınç düzenli dağılmaz ancak yaklaşık düzenli kabul edilebilir ve krankın kritik bölgeleri buraları olmadığından yükün bir temas bölgesi boyunca düzenli olarak dağıldığı kabul edilebilir.

Krank milinde biyel kollarından gelen basınç haricinde bir de elektrik motorunda üretilen tork vardır. Ele alınan kompresör için bu tork 66 Nm'dir.

Mesh yapısını oluşturmak için maksimum 3 mm, minimum 0,1 mm eleman boyutu seçilmiştir. Eğri tabanlı mesh seçeneği seçilerek milin kesit değişimlerinde daha ince bir eleman yapısı oluşturulmuştur. Bu sayede gerilmelerin daha keskin değiştiği yerlerde daha doğru bir çözüm elde edilmiştir. Krank mili için kullanılan sonlu eleman modeli, sınır koşulları ve yüklemelerle birlikte Şekil 5'te gösterilmiştir.



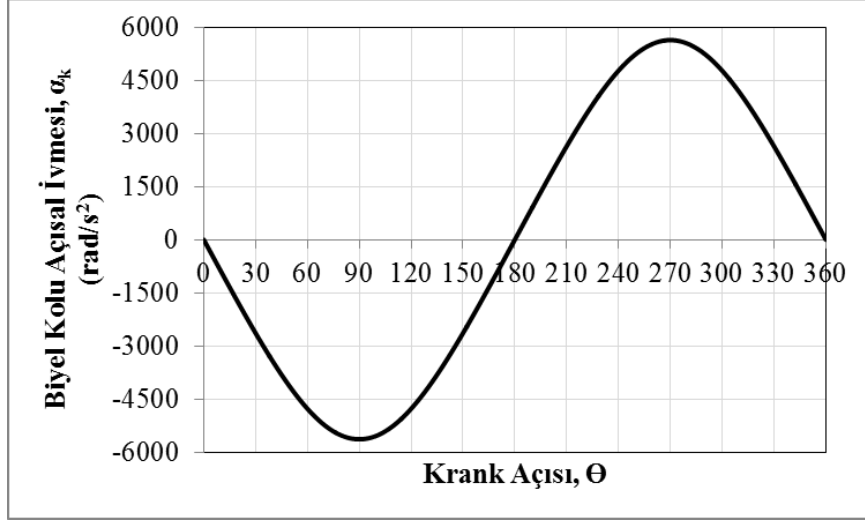
Şekil 4:
Pistonlardan biri maksimum basınçta iken diğer pistonların konum açıları



Şekil 5:
Krank Milinin Sonlu Elemanlar Modeli

3. SONUÇLAR

Denklem (8)'in, Tablo 2'de verilen değerlere göre çözülmesi neticesinde, biyel kolunun açısal ivmesi ile pistonun doğrusal ivmeleri Şekil 6 ve 7'de sırasıyla gösterildiği gibi bulunmuştur.

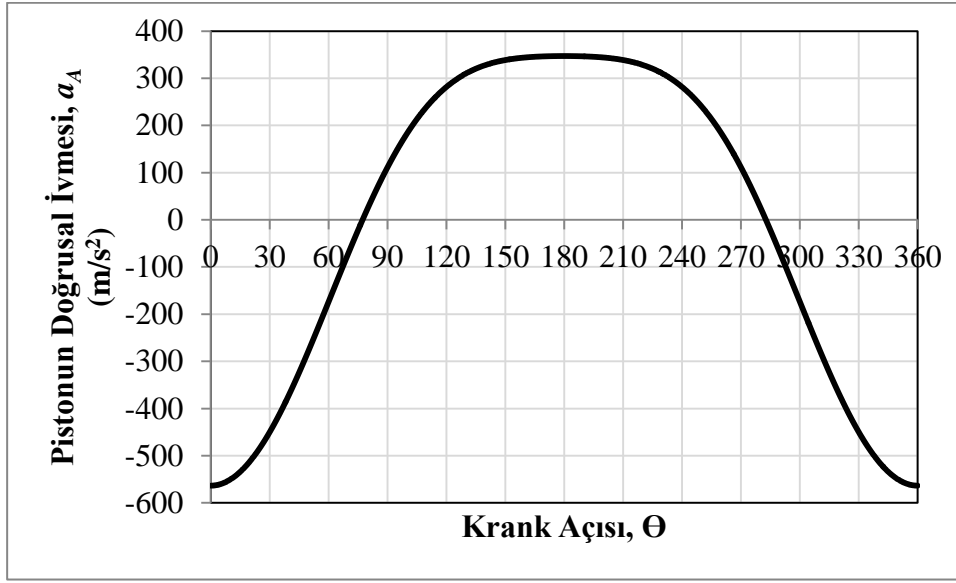


Şekil 6:
Krank açısına göre biyel kolu açısal ivme değişimi

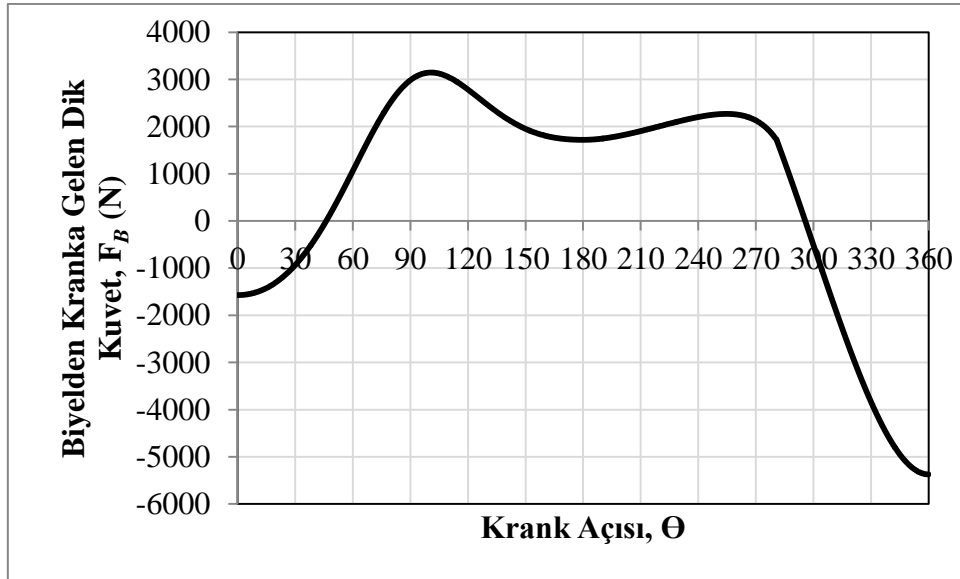
Buna göre, biyel kolu açısal ivmesi 90 ve 270 derecelerde extremum değerlerine (± 5638 rad/s²) ulaşmakta ve 180 derecede yön değiştirmektedir. Piston ivmesi ise 0 derecede -564 m/s² değerine, 180 derecede ise 347 m/s² değerine ulaşmaktadır. Bu ivme değerlerine göre ortaya çıkan biyelden krank miline gelen dik kuvvet Şekil 8'de gösterilmiştir.

Şekil 8'de görüldüğü gibi, maksimum kuvvet krankın 360 derece dönüşünde ortaya çıkmaktadır ve 5373 N değerine ulaşmaktadır. Bu değer, aynı zamanda pistonun tam dik olarak kranka basınç uyguladığı noktadır. Buna karşı gelen diğer pistonda da baskı kuvveti 3063 N'dur. Emme yapan silindirlere gelen kuvvetler ise 1719 N ve 2243 N'dur.

Bu değerlere göre, bölüm 2.3'te izah edilen yöntem doğrultusunda, krank miline ait Von-Misses gerilme ve yer değiştirme değerleri sırasıyla Şekil 9 ve 10'da gösterildiği gibi olmaktadır.



Şekil 7:
Krank açısına göre pistonun doğrusal ivme değişimi

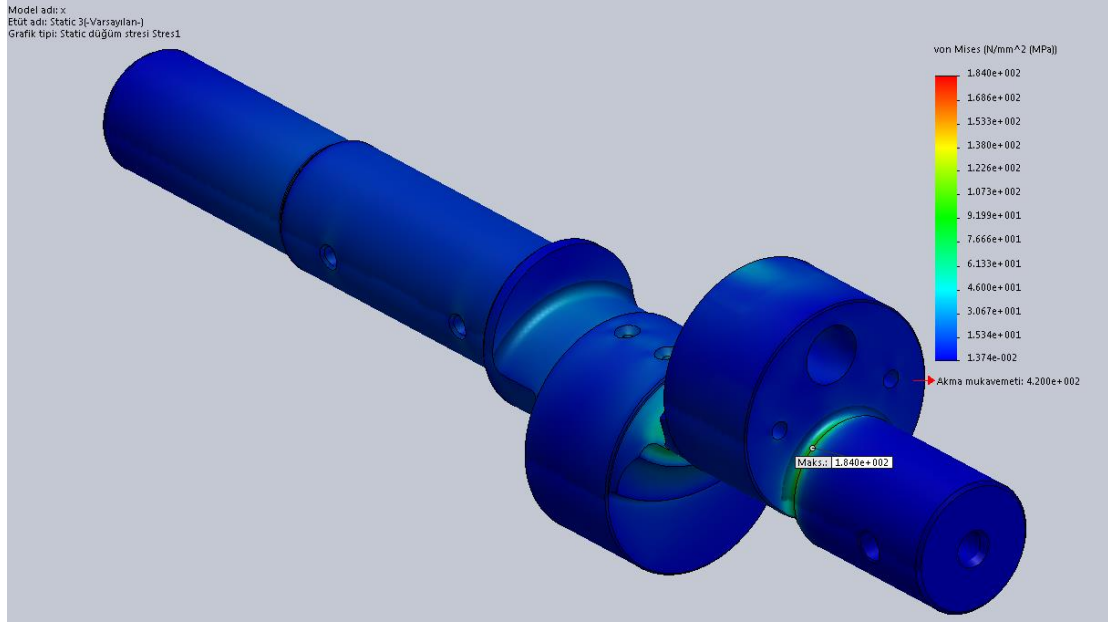


Şekil 8:
Krank açısına göre kranka etki eden dik kuvvet

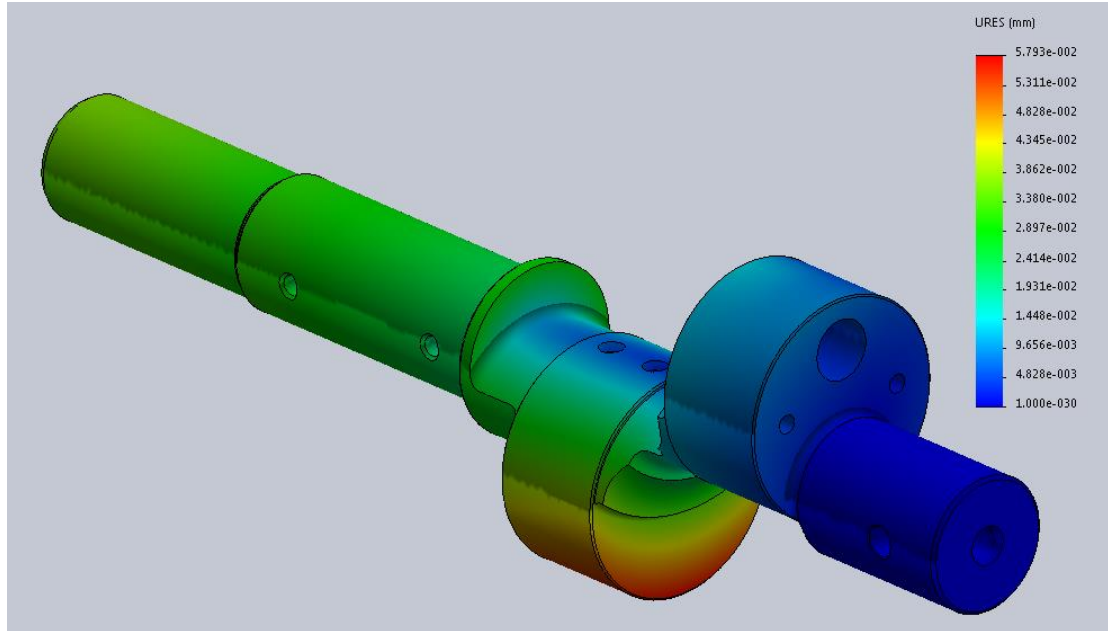
Şekil 9'da görüldüğü gibi en yüksek Von-Mises gerilme değeri 183 MPa olup, en yüksek basınca maruz biyel kolunun krank miline bağlandığı kısmın yataklama kısmına geçiş bölgesindeki radyüs'te meydana gelmektedir. Bu bilgi ilgili birkaç çalışmada da bu şekilde sunulmaktadır.

En fazla yerdeğiştirme krank milinin emme yapan pistonların biyel kollarının bağlı olduğu kısımda oluşmaktadır ve 0,057 mm civarında yerdeğiştirmektedir. Görüldüğü gibi, gerilme değerleri ve yerdeğiştirme değerleri, krank milini hasara uğratabilecek ya da çalışmasını engelleyecek boyutlara ulaşmamaktadır. Ancak, yorulma problemine karşı dikkatli olunmalıdır. Çünkü, yüksek devirlerde çalışan bir makine olarak, milin kesit değişimi olan yerlerde, hem maksimum gerilmeler oluşmakta hem de bu değerler tam değişken olarak etki etmektedir.

Ayrıca titreşim problemlerinin önlenmesi için kütle dengesinin dönem merkezinde kalması önemlidir. Bu bağlamda yapılan tasarım dengelidir. Ancak milin imalatında karşılaşılabilecek düzensizlikler dengenin tam sağlanmasını engelleyebilir.



Şekil 9:
Krank mili Von-Misses gerilme dağılımı



Şekil 10:
Krank mili yerdeğiştirme dağılımı

4. TARTIŞMA

Bu çalışmada yarı-hermetik bir kompresörün krank milinin yapısal analizi için alternatif bir yaklaşım sunulmuştur. Literatürde diğer motorlarının krankları için kinetik analiz sunulmuş

olup, yarı-hermetik soğutma kompresörü için detaylı olarak sunulmamıştır. Ayrıca, atalet etkilerinin de hesaba katarak, kinetik analiz neticesinde ortaya çıkan kuvvetlerin statikmiş gibi tatbik edilerek yapısal analiz yapılması yaklaşımı da kullanılmamıştır. Bu anlamda bu çalışma, yazarın bilgisine göre ilktir. Bu yaklaşım problemi tamamen dinamik olarak ele alıp çözmekten çok daha pratiktir ve hızlı sonuç verecektir.

Bu yaklaşımın çalışmada ele alınan kompresör için oldukça iyi bir yaklaşım olacağı tahmin edilebilmektedir, çünkü atalet etkilerini ortaya koyan piston ve biyel kolu elemanlarının kütleleri oldukça düşüktür. Örneğin, pistonun en yüksek ivmede ortaya koyacağı atalet yükü 50 N civarında olacaktır. Biyel kolunun merkezinin maksimum öteleme ivmesi, 563 m/s^2 değerine ulaşacaktır ve bu da 40,5 N'luk bir atalet kuvvetine tekabül edecektir. Bu iki atalet yükü maksimum noktada etki ettiğinde, 5373 N'luk kuvvetin içinde %1,68'lik bir kısmı oluşturacaktır. Krank milinin kendi atalet etkileri sabit hızla dönüş kabulünden dolayı ihmal edilmiştir. Çünkü ilk çalışma anı haricinde krank milinde ivmeli bir hızlanma yoktur. Bu sebeple sanki-statik yaklaşımın dinamik yaklaşıma göre küçük bir hataya yol açacağı öngörülebilmektedir. Ancak daha ağır bileşenleri olan motorlarda atalet etkileri daha yüksek olacaktır.

Analizde yapılan bir diğer kabul, yağlama plakasının bağlı olduğu taraftaki yatağın sabit olması kabulüdür. Bu kabul tasarımın daha güvenli olarak yapılmasına sebep olacaktır, çünkü Becerra ve ark. (2011)'na göre dinamik burulma yükü krank millerinin hasara uğramasının esas sebebidir ve bu sebeple torkun mil boyunca etki edeceği kabulü daha emniyetli bir sonuç verecektir.

Analizleri basitleştirmek için yapılan bir diğer kabul, biyel'in kranka bağlantı yerlerindeki düzgün basınç dağılımı kabulüdür. Bu durum sadece krank yüzeyinde meydana gelecek gerilmenin dağılımı etkileyecektir ancak kritik olan çap dibi gerilmelerindeki etkisi çok daha az olacaktır. Krank yüzeyindeki bası gerilmeleri için GGG70 malzemesi oldukça dayanıklı bir malzemedir ve bu sebeple hasar öngörülmemektedir.

Krank milinde esas olarak dikkat edilmesi gereken yorulma yükleri olacaktır ve en zayıf kısım, millerin yataklara bağlandığı ucundaki fatura dibi radyüsünde oluşacaktır (Bayrakçeken ve ark., 2006). Bu anlamda, yaptığımız çalışmada bu doğrulanmaktadır. Bu durumda, yorulma analizi gerekecektir, ancak ön tasarım iyileştirmelerinde hızlıca sonuç almak için önerilen sanki-statik yaklaşım kullanılabilir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Gökçeler İç ve Dış Ticaret Soğutma Sistemleri A.Ş: tarafından yürütülen ve 7140320 No'lu TÜBİTAK TEYDEB desteğiyle gerçekleştirilen "Dört Pistonlu Yarı-Hermetik Soğutma Kompresörü ve Test Düzeneginin Geliştirilmesi" başlıklı proje kapsamında gerçekleştirilmiştir. Bu sebeple yazar, hem firmaya, hem proje koordinatörlüğünü üstlenen Prof. Dr. Yusuf Ali Kara'ya, hem de TÜBİTAK'a müteşekkirdir.

KAYNAKLAR

1. Becerra, J. A., Jimenez, F. J., Torres, M., Sanchez, D. T., ve Carvajal, E. (2011). Failure analysis of reciprocating compressor crankshafts. *Engineering Failure Analysis*, 18(2), 735-746. doi: 10.1016/j.engfailanal.2010.12.004
2. Chikalthankar, S. B., Nandedkar, V. M., ve Kaundal, S. K. (2013). Finite element analysis approach for stress analysis of crankshaft under dynamic loading. *International Journal Of Scientific & Engineering Research*, 4(2). ISSN 2229-5518

3. Espadafor, F. J., Villanueva, J. B., ve García, M. T. (2009). Analysis of a diesel generator crankshaft failure. *Engineering Failure Analysis*, 16(7), 2333-2341. Doi: 10.1016/j.engfailanal.2009.03.019
4. H. Bayrakceken, I. Uçun, S. Tasgetiren(2006). Fracture analysis of a camshaft made from nodular cast iron. *Engineering Failure Analysis*, Volume 13, Issue 8, Pages 1240-1245. Doi: 10.1016/j.engfailanal.2005.11.001
5. Handbook, A. S. H. R. A. E. (1996). HVAC systems and equipment. *American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA*.
6. Kolhe, M. S. K., Chaudhari, M. A., & Ghare, M. P. (2016). Diesel Engine Crankshaft High Cycle Fatigue Life Estimation and Improvement Through FEA. In *International Journal of Engineering Research and Technology* (Vol. 5, No. 01, January-2016). IJERT. Doi: 10.17577/IJERTV5IS010430
7. Kurka, P. R. G., Izuka, J. H., & Paulino, K. L. G. (2012). Dynamic loads of reciprocating compressors with flexible bearings. *Mechanism and Machine Theory*, 52, 130-143. Doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2012.01.014
8. Meng, J., Liu, Y., & Liu, R. (2011). Finite element analysis of 4-cylinder diesel crankshaft. *International Journal of Image, Graphics and Signal Processing*, 3(5), 22. Doi: 10.5815/ijigsp.2011.05.04
9. Montazersadgh, F. H. ve Fatemi, A. (2007). *Dynamic load and stress analysis of a crankshaft* (No. 2007-01-0258). SAE Technical Paper. Doi: 10.4271/2007-01-0258
10. Ranjbarkohan, M., Rasekh, M., Hoseini, A. H., Kheiralipour, K., & Asadi, M. R. (2011). Kinematics and kinetic analysis of the slider-crank mechanism in otto linear four cylinder Z24 engine. *Journal of mechanical engineering research*, 3(3), 85-95.
11. Yu, B. Y., Feng, Q. K., ve Yu, X. L. (2013). Dynamic simulation and stress analysis for reciprocating compressor crankshaft. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 227(4), 845-851. Doi: 10.1177/0954406212453523
12. Yu, B., Yu, X., ve Feng, Q. (2010). Simple modeling and modal analysis of reciprocating compressor crankshaft system. *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, Indiana, USA, Paper 1982.

