



Endüstriyel sünger ezme makinasının güç ünitesi tasarımı ve sonlu elemanlar metodu ile titreşim analizi

Power unit design of industrial sponge crushing machine and vibration analysis by finite element method

Emir Esim^{1,*} , Emre Benzer² 

¹ Erciyes Üniversitesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü, 38039, Kayseri, Türkiye

² Kilim Mobilya A.Ş., Araştırma ve Geliştirme Merkezi, 38070, Kayseri, Türkiye

Öz

Tabiatta her cismin “Doğal Titreşim Frekansı” olarak adlandırılan sonsuz sayıda titreşim frekansı ve genliği vardır. Gelişen bilgisayar teknolojisi sayesinde, karmaşık yapıların doğal frekanslarının hesaplanması hızlı ve doğru bir şekilde gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmada Endüstriyel sünger ezme makinasının doğal frekansları sonlu elemanlar yöntemleri ile analiz edilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi katı mekaniğinden akustik problemlere kadar birçok mühendislik problemini çözümünde kullanılan en yaygın sayısal yöntemlerden biridir. Tasarımı gerçekleştirilen Sünger ezme makinasının katı modelin, yaygın olarak kullanılan ANSYS Workbench 18.1 programı yardımıyla sonlu elemanlar yöntemi ile titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. Analizlerde sistemi oluşturan bileşenler ayrı ayrı ve sistemin bir bütün olarak modellenerek analiz edilmiş ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonlu elemanlar analizinde elde edilen doğal frekans değerleri tablo ve grafiklerle sunulmuştur.

Anahtar kelimeler: Sünger ezme, Sonlu elemanlar metodu, Serbest titreşim analizi, Doğal frekans

1 Giriş

Sünger üretiminde, genellikle blok süngeri rafta kürlendikten sonra, ebatlama işlemi yaparak, süngerden yatak, kapitone, dokunmuş tekstil kapitonesi, koltuk, kanepeler vs. üretimi yapılmaktadır [1]. Süngerleri üretiminde rulo, döner kesim, yatay kesim, profil ve CNC gibi ileri kesim tekniklerinden yararlanılarak, ihtiyaca göre farklı ebat ve tipte süngerler üretilmektedir.

Zamanla, döşemeli bir kanepenin üzerindeki kumaş gevşer. Aslında deforme olan kumaş değil, süngerdir. Bu nedenle, döşemeli bir çerçevede belirli bir yük altında bir süngerin mekanik özelliklerini belirlemek önem arz etmektedir [2]. Bu nedenle mobilya endüstrisinde poliüretan köpüklerin mekanik özelliklerinin önemli olduğuna inanılmaktadır [3]. Marsivana ve ark. farklı yüklem koşulları altında poliüretan köpüklerin başarısızlığını araştırmıştır [4]. Demirel ve Tuna, altı farklı yoğunluktaki ve iki farklı kategorideki poliüretan köpükler üzerinde sabit yorulma yüklemesinden sonra sertlik ve kalınlık değerlerindeki değişiklikleri ölçmüştür [5]. Gök ve

Abstract

Every object in nature has an infinite number of vibrational frequencies and amplitudes called "Natural Vibration Frequency". Thanks to the developing computer technology, the calculation of the natural frequencies of complex structures are carried out quickly and accurately. In this study, the natural frequencies of the industrial sponge crushing machine were analyzed by finite element methods. The finite element method is one of the most common numerical methods used in solving many engineering problems from solid mechanics to acoustic problems. Vibration analysis of the solid model of the designed sponge crushing machine was carried out using the finite element method with the help of the widely used ANSYS Workbench 18.1 program. In the analysis, the components that make up the system were modeled separately and the system as a whole and the results were compared. The natural frequency values obtained in the finite element analysis were presented in tables and graphics.

Keywords: Foam Crusher, Finite element analysis, Free vibration analysis, Natural Frequency

ark.mobilya döşemelerinde kullanılan poliüretan süngerin sertlik değerlerini araştırmıştır. Sünger malzemelerinin gelmişi, geçmişi, şimdisi ve geleceği ile ilgili çalışmalar Gama ve ark. tarafından özetlemiştir [6]. Bununla birlikte süngerin iç yapısıyla alakalı bir çok çalışma yapılmış ve iç yapısının önemli olduğu ifade edilmiştir. Ulrich poliollerin izosiyanat ile polikondenzasyonundan üretilen esnek poliüretan süngerlerin, gaz geçirgenliği yüksek, düşük yoğunluklu ve sınırlı mekanik mukavemetli açık hücreli olarak oluşturulduğunu belirtmiştir [7]. Quintero ve ark. ürettikleri esnek köpüklerin hücre çapının artmasıyla yırtılma direncinin azaldığını bulmuşlardır [8]. Constantinescu ve ark. sıcaklık ve gerilme oranı değişiminin etkisi altında poliüretan köpüklerin performansını ve verimliliğini araştırmıştır [9]. Youming Chen kapalı hücreli köpüklerin sıkıştırma ve kesme tepkilerinin sonlu eleman modellemesi için bir çerçeve oluşturmuştur. Sıkıştırma ve kesme altında kapalı hücreli süngerlerde hücre seviyesinde deformasyon ve arıza mekanizmalarını belirleme çalışmaları yapmışlardır [10]. Açık hücreli köpüklerin çok eksenli

* Sorumlu yazar / Corresponding author, e-posta / e-mail: emiresim@erciyes.edu.tr (E. Esim)

Geliş / Received: 06.05.2022 Kabul / Accepted: 21.07.2022 Yayınlanma / Published: 14.10.2022

doi: 10.28948/ngumuh.111370

ezilmesi üzerine çalışma yapmışlardır [11]. Tüm bu çalışmalara göre süngerler kürlenmeden sonra, içerisinde tam oluşmamış hücreler, kırılmadığı için ileriki zamanlarda yatakta ve koltukta çökme şikâyetlerine neden olmaktadır. Esim ve Benzer sünger çökmesi olarak ifade edilen yükseklik kaybını azaltacak, sünger içindeki kırılmamış hücrelerin kırılarak yapının normalize edilmesi sağlanacak bir makinenin tasarımını yaparak yapısal analizlerini gerçekleştirmişlerdir [12].

Mühendislik yapıları, kullanımları sırasında genellikle birçok dinamik etki altındadır. Model analiz, mekanik bir sistemin dinamik özelliklerinin incelenmesi olarak tanımlanır. Mühendislik uygulamalarında; bütün araçlar, makineler ve binalar, titreşime neden olan dinamik kuvvetlere maruz kalır. Titreşimler yapılarda sorun yaratması, yapının tamamen güvenli olması veya istenilen test şartlarının uygunluğu gibi nedenlerle doğrudan araştırılmalıdır. Sebep ne olursa olsun, yapının titreşim tepkisinin bir şekilde ölçülmesi gerekir. Böylece yapının performansı, yorulması gibi faktörler değerlendirilebilir [13].

Fizik tabanlı simülasyonlar kullanılması ile mekanik tasarımların bileşenlerinin testi sırasında oluşabilecek beklenmeyen tasarım hataları doğal olarak azaltılır. Ayrıca, bilgisayar destekli tasarım (CAD) ile edilen sistemlerin katı modeli ile sistemlerin performans ve güvenilirlik analizi için çalışmalar gerçekleştirilebilir. Günümüzde makine, elektrik, inşaat, havacılık, hidrodinamik gibi çeşitli mühendislik alanlarından tıp alanına kadar birçok alanda sonlu eleman analizi kullanılmaktadır. Bu çalışmalara makine tasarımı ve analizi [14] titreşim analizi [15, 16] ve dış uygulamaları [17, 18] örnek verilebilir.

Sünger sektöründe sünger üretimi için birçok makine tasarımı yapılmıştır ve bunların başlıcaları sünger kesme makineleridir [19]. Yukarıda belirtilen nedenlerle süngerleri ezme için bir makine tasarımına ihtiyaç vardır. Literatürde kırma için tasarlanmış bu tür yapılarla ilgili çalışmalar yetersizdir. Bu çalışmanın ana amacı endüstriyel bir sünger ezme makinasının titreşim biçimlerinin belirlenmesidir. Bu kapsamda ezme makinasının, benzetim ortamında titreşim davranışları ortaya konulacaktır. Analiz modeli oluşturulurken gerçek çalışma şartları ile ilgili tüm durumlar dikkate alınarak uygun analiz yaklaşımları uygulanacaktır.

2 Materyal ve metod

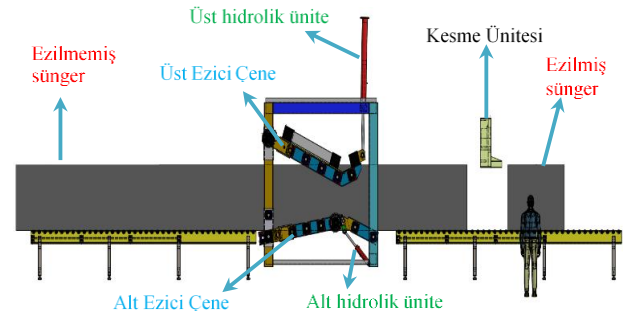
2.1 Ezme makinesi tasarımı

Sektörde sünger üreticileri, genellikle blok süngeri rafta kürlendikten sonra, ebatlama işlemi yaparak, süngerden yatak, kapitone, dokunmuş tekstil kapitonesi, koltuk, kanepeler vs. üretimi yapılmaktadır. Süngerlerin üretiminde rulo, döner kesim, yatay kesim, profil ve CNC gibi ileri kesim tekniklerinden yararlanılarak farklı tipteki süngerler kesilmektedir. Böylece ihtiyaca göre farklı ebat ve tiplerde süngerler üretilebilmektedir.

Ancak blok süngerler kürlenmeden sonra, içerisinde tam oluşmamış hücreler, kırılmadığı için ileriki zamanlarda yatakta çökme, koltukta çökme şikâyetlerine neden olmaktadır. Bu çalışmada daha önce yazarlar tarafından gerçekleştirilen, sünger içindeki kırılmamış hücrelerin

kırılarak yapının normalize edilmesini sağlayacak makinenin tasarımı [12] kullanılmıştır. Bu çalışmada daha önce yapılan çalışmaya ek olarak güç ünitesinin tasarımı ve titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi gerçekleştirilmiştir. Bu yönüyle çalışma bu tür makinelerin tasarımında güç ünitesi tasarımı ve yapıların titreşim performanslarının belirlenmesine katkı sağlamaktadır.

Genel olarak sünger bloklar 20m uzunluğunda, 1200mm yüksekliğinde ve 2000mm genişliğinde üretilmektedir. Bu bloklar daha sonra istenilen boy ve ebatlarda kesilerek üretilmekte ve kullanılmaktadır. Kesim işleminden önce sünger kalitesinin artırılması, kullanımdaki istenmeyen hataların giderilmesi ve tam açılmayan hücrelerin açılması amacıyla üretilen bu bloklar, Şekil 1'de görüldüğü gibi hat üzerinde ezilme işlemine tabi tutulmaktadır.

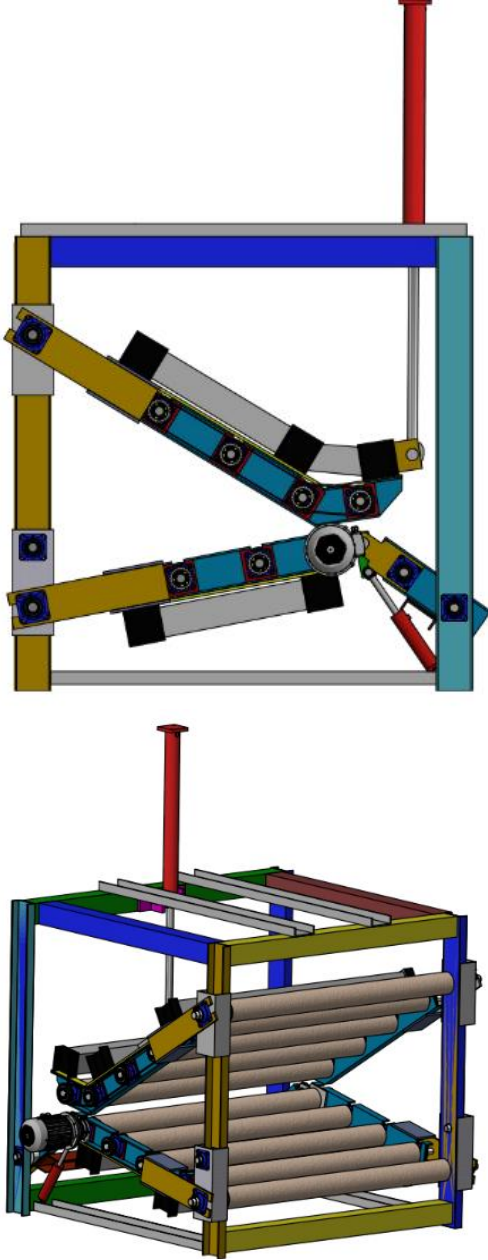


Şekil 1. Sünger ezme prosesi ve hattı

Şekil 2' de görüldüğü üzere ezme makinesi üzerinde çift çenenin olduğu görülmekte ve bu çenelerin üzerinde kademeli olarak ezme yapabilecek şekilde döner silindirin açılı olmasıyla ezme işlemi gerçekleştirilmektedir. Ayrıca ezme makinesi üzerinde ezme açısının ayarlanabilmesi amacıyla üst çenede 1 adet (Çap 100mm, Strok 1200mm) alt çenede 2 adet (Çap 70, Strok 400mm) piston bulunmaktadır. Ayrıca döner silindirlerin dönmeleri zincir dişliler ile sağlanmaktadır. Alt ve üst çenedeki silindirlerin hareketi amacıyla 2 adet 7.5 kW'lık motor ve redüktör grubu kullanılmıştır. Şekilden de anlaşılacağı üzere ezme makinesi birçok elemandan meydana geldiğinden dolayı oldukça karmaşık bir tasarıma sahiptir.

Sistemin karmaşıklığı artıkça teorik bir çözüm üretmek zorlaşmaktadır. Bu gibi durumlarda yaklaşık çözüm yöntemleri kullanılır. Bu yöntemlerden en yaygın olanı sonlu elemanlar yöntemidir. Bu yöntemde literatürde "ağ" işlemi olarak geçen sistem düzgün geometrik küçük elemanlara bölünür ve çözüm çeşitli varsayımlarla bu sonlu elemanlar ağında gerçekleştirilir. Sonlu eleman ağının boyutu ne kadar büyük olursa, çözüm o kadar zor olur, ancak daha gerçekçi sonuçlar elde edilebilir. Bu nedenle bu çalışmada kırma makinesinin katı modelinin oluşturulmasında SolidWorks programı kullanılmıştır. Titreşim analizi için de ANSYS Workbench programı tercih edilmiştir.

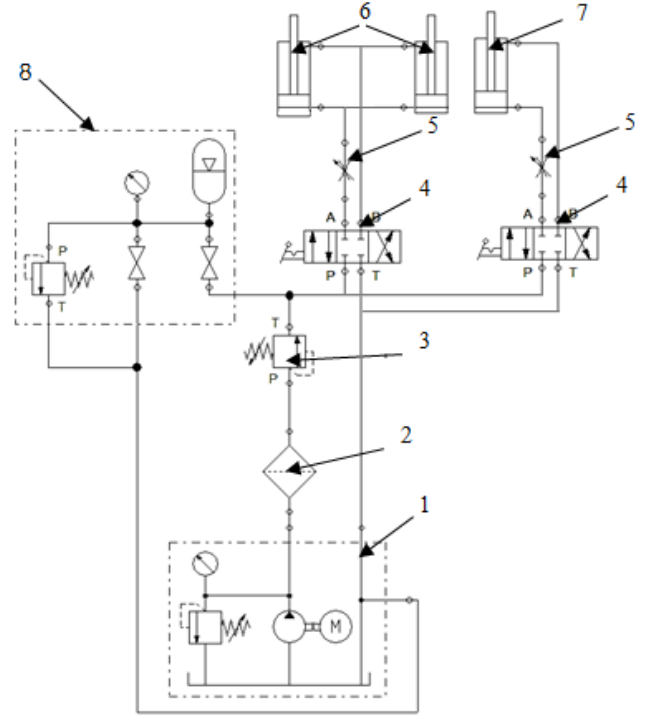
Tasarımı yapılmış ezme makinesinin katı modeli Şekil 2'de verilmiştir. Ezme makinasının CAD modeli Parasolid dosya formatında ANSYS'e aktarılmıştır.



Şekil 2. Sünger ezme sisteminin katı modeli [12]

Sistemde kullanılan hidrolik pompa 120 barda çalışan dişli pompa tipidir. Hidrolik yağ tankının kapasitesi hidrolik sistemde yaklaşık 40 litre yağ ve pompa basıncı değeri (120 bar), hidrolik silindir çapı ve maksimum piston kuvveti (F_p) dikkate alınarak belirlenmiştir. F_p daha önce gerçekleştirilen çalışmamızda [12] ezme yapılacak sünger sertliklerine göre deneysel çalışma yapılarak 150000N olarak belirlenmiş ve tüm hesaplamalar bu değere göre gerçekleştirilmiştir. Ezme makinesi sisteminin hidrolik şeması Fluid-Sim Hidrolik Paket Programı yardımıyla oluşturulmuştur (Şekil 3). Devre esas olarak bir basınç ünitesi (1), bir yağ filtresi (2), bir basınç sıralama valfi (3), iki 4 yollu 3 konumlu (4/3) yön kontrol valfi (4), bir çift yönlü akıştan kontrol valfi (5), iki çift etkili hidrolik silindir $\phi 50\text{mm} \times 400\text{mm}$ (6), bir çift etkili hidrolik silindir $\phi 100\text{mm} \times 1200\text{mm}$ (7) ve bir hidrolik akümülatörden (8) oluşmaktadır. Sistem, basınçlı yağı

basınç ünitesi ve filtre vasıtasıyla basınç sıralama valfine gönderir. Akışkan yağ, basınç dizi valfini açar ve çalışma basıncı altında yön kontrol valfine ve hidrolik akümülatöre gönderir. Hidrolik akümülatör yeterli basınca yüklendikten sonra yön kontrol valfinin konumu değiştirilerek hidrolik silindir hareket eder. Hidrolik silindirin hızı, çift yönlü bir akış kontrol valfi ile kontrol edilebilir.



Şekil 3. Ezme makinesinin sisteminin hidrolik devresi

2.2 Ezme makinesi hidrolik motor gücünün belirlenmesi

Makaslı bir kaldırma sistemi tasarlamak için hidrolik pompa için elektrik motoru seçilmelidir. Bu nedenle hacimsel debi (Q), silindir stroku ($L=1200\text{mm}$), hidrolik silindir çapı ($d=100\text{mm}$) ve kaldırma süresi ($t=15\text{s}$) dikkate alınarak aşağıda verildiği gibi hesaplanmalıdır;

$$Q = LA/t = \pi d^2/4t \quad (1)$$

Hacimsel debi (Q) $0.226\text{m}^3/\text{h}$ olarak belirlendi. Motorun hidrolik verimi ($\eta = 0.75$) dikkate alınarak, pompa basıncı ($P \approx 12000 \text{ kPa}$), motor gücü (N) aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$N = QP/3600\eta \quad (2)$$

Bu denklem kullanılarak motor gücü (N) 1.05kW olarak hesaplanmıştır. Bu nedenle ezme makinesi hidrolik sistemi için 1.5kW gücünde elektrik motoru seçilmiştir.

3 Titreşim analizi ve SEM modelleme

3.1 Titreşim teorisi

Mekanik sistemlerde yapıların genel hareket denklemi [20] şu şekilde yazılabilir:

$$[m] \ddot{x}(t) + [c] \dot{x}(t) + [k] x(t) = f(t) \quad (3)$$

Burada; $[m]$ kütle matrisi, $[c]$ sönüm matrisi, $[k]$ rijitlik matrisi, $x(t)$ sistem yer değiştirme cevabı vektörü, $\dot{x}(t)$ sistem hız vektörü, $\ddot{x}(t)$ sistem ivme vektörü; $f(t)$ sisteme etki eden kuvvet vektörü olarak ifade edilir.

Sistemde uygulanan kuvvet ve sönüm olmadığı kabul edilirse **Denklem 3** şu şekilde yazılabilir:

$$[m] \ddot{x}(t) + [k] x(t) = 0 \quad (4)$$

$$U_i = \Phi_i \sin(\omega_i t + \theta_i), \quad i = 1, 2, \dots, DOF \quad (5)$$

Bu harmonik ifade: Φ , i . titreşim modu için düğümsel genliklerin (mod şekli) bir vektörüdür. ω sembolü, modun açısal frekansını temsil eder. i ve θ faz açısını gösterir. **Denklem 5** zamana göre iki kez türevi alınırsa;

$$U_i = \omega_i^2 \Phi_i \sin(\omega_i t + \theta_i) \quad (6)$$

Denklem 5 ve **6**, **Denklem 4**'te yerine yazılırsa ve $(\omega_i t + \theta_i)$ terimi iptal edilerek yeniden düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$([K] - \omega_i^2 [M]) \Phi_i = 0 \quad (7)$$

Elde edilen bu denklem özdeğer problemidir ve Block Lanczos özdeğer çıkarma yöntemi ile çözülebilmektedir.

3.2 Sonlu elemanlar metodunun doğrulanması

Ezme sisteminde yapılan analizin doğrulama çalışması amacıyla ezme sistemini oluşturan analitik olarak sonucunun bilindiği ezme milleri dikkate alınmıştır. Sistemde tasarımı yapılan millerin içi dolu, çapı 213mm ve boyu 2.7m'dir. Kullanılan miller her iki uçundan yataklı olmasından dolayı her iki ucu basit mesnetli kiriş olarak kabul edilmiştir. **Şekil 4**' te görülen basit mesnetli mil için kritik hız şu şekilde hesaplanmaktadır [21]:

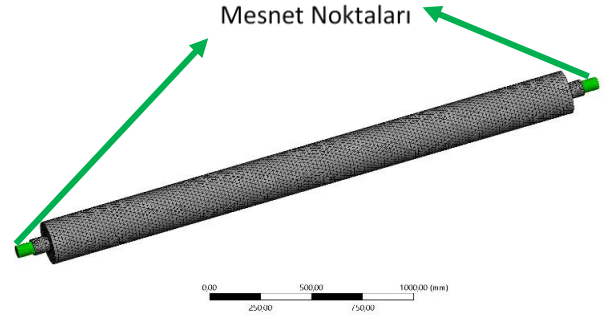
$$p_i = \frac{i^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI_y}{\rho A}} \quad [rad / s] \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (8)$$

Burada; Kesit alanı $A = 0.25\pi D^2$, Kesit alan atalet momenti $I_x = I_y = \pi D^4 / 64$, Malzeme yoğunluğu $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, Elastiklik modülü $E = 2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, Çap $D = 213 \text{ mm}$, Kiriş boyu $L = 2700 \text{ mm}$.

Dikkate alınan basit mesnetli kirişin SEM modeli ve sınır şartlarının dikkate alındığı görünüm **Şekil 4**' te görülmektedir.

Analitik olarak yukarıda belirtilen denkleme göre kirişin doğal frekansı 57,915Hz olarak hesaplanmıştır. Sonlu elemanlar analizinden elde edilen frekans değeri ise 58. 317 Hz olarak belirlenmiştir. Bu değerle karşılaştırıldığında SEM

analizi ile edilen sonucun analitik hesaplamayı sağladığı anlaşılmaktadır.



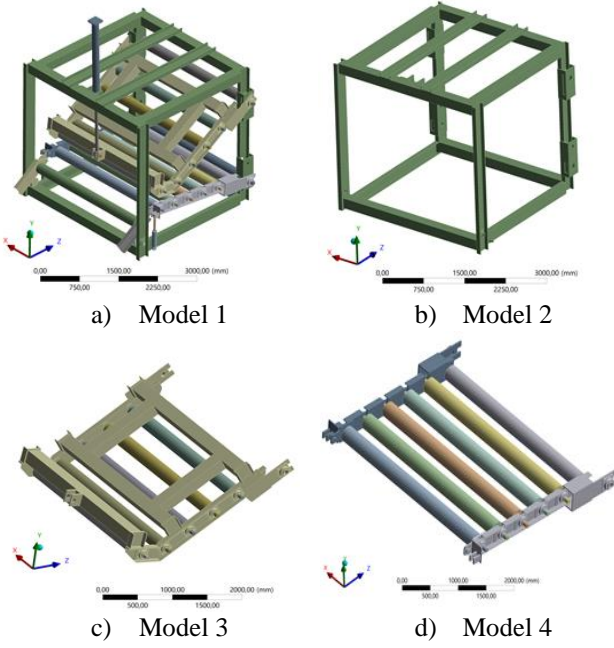
Şekil 4. Basit mesnetli kiriş Sem modeli ve sınır şartları

3.3 Ezme makinesi SEM analizi

Model analiz, tasarlanan yapının titreşim karakteristiklerini belirlemek için tasarım esnasında önemli bir aşama olarak kabul edilir. Bu nedenle serbest titreşim analizinin amacı, doğal frekansları ve davranışları belirlemektir. Serbest titreşim analizinde temel kabul, sistemin doğrusal olduğu ve sistemde herhangi bir doğrusal olmayan durumun ihmal edildiğidir. Herhangi bir yapının doğal frekanslarını ve mod şekillerini hesaplamak için ezme sistemi içerisinde genel işlem adımları uygulanmıştır. ANSYS WORKBENCH tarafından gerçekleştirilen model analiz süreci aşağıdaki gibidir:

Sünger ezme sistemini meydana getiren bileşenle ve bunların montajı Solidworks programı kullanılarak oluşturulmuştur. Katı tasarımı yapılan ezme sisteminin tüm modelleri ANSYS Workbench 18.1 programına aktarılmıştır. Tüm kontak tanımlamaları ve sınır şartları bu program ile tanımlanmıştır. Ezme makinesinin titreşim analizlerinde birlikte hareket eden gruplar birleştirilerek ana çerçeve, alt çene, üst çene, piston ve silindirler olarak tasarımı yapılmıştır. Hareketli olan alt çene üst çene ve çerçevelerin titreşim analizleri ayrı ayrı yapılmıştır ayrıca yapının tümü dikkate alınarak analizler yapılarak sonuçları verilmiştir. Tüm sistem dışında analizi yapılan ezme makinası bileşenleri **Şekil 5**'te verilmiştir.

Titreşim analizi Intel Core i7-2600 CPU @ 3.40 GHz, 32 GB Ram özellikleri olan bilgisayar ile gerçekleştirilmiştir. Çerçeve sistemi ve tüm sistem ezme makinasının yerle temas eden yüzeylerinden sabitlenerek, alt çene ve üst çeneler ise ezme makinasına bağlantı yapılan pim noktalarından sabitlenerek analizler gerçekleştirilmiştir. Ezme makinasını meydana getiren ana bileşenler ve onların alt bileşenleri birbirine temas halindedir. Bu nedenle analiz sırasında yüzeyler birbiri ile ayrılmaz şekilde bağlantılı olduğundan, kontak tipi BAĞLI (BONDED) olarak tanımlanmıştır. Elaman tipi olarak solid186 (doğrusal tetrahedral katı eleman) ve solid187 (doğrusal kübik katı eleman) tipleri kullanılmıştır. Elemanların boyutları ise ortalama 20 mm ayarlanmıştır. Örneğin Model 1 1416214 elemandan ve 2510241 düğüm noktasından meydana gelmiştir. Tüm sistem için modelin ağ yapısını gösteren görünüm **Şekil 6**'da verilmiştir.

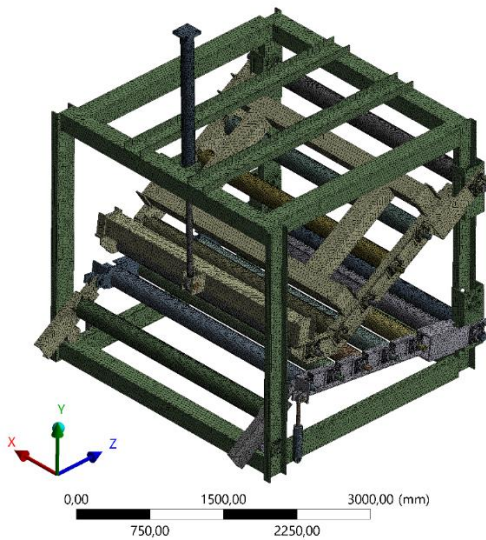


Şekil 5. Analiz için oluşturulan modeller a) Tüm sistem (Model 1) b) Ana şase (Model 2) c) Üst çene (Model 3) d) Alt çene (Model 4)

Yapının farklı modellerinde aynı ağ yapısı kullanılmış fakat üzerindeki elemanların olamamasına göre eleman ve düğüm sayısı farklılık göstermektedir. Analizlerde kullanılan malzemelerin homojen ve izotropik olduğu varsayılmıştır. Tasarımda malzeme olarak St 37 seçilmiştir ve bu malzemenin mekanik özellikleri Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Kullanılan malzemenin mekanik özellikleri

Malzeme	Elastiklik Modülü (GPa)	Poison oranı	Yoğunluk (kg/m ³)
St 37	200	0,3	7850



Şekil 6. Ezme makinası ağ görünümü

Ezme makinasının yapısal ve çalışma özelliklerine göre, yürütme birimleri düşük hızda çalışma aralığında çalışır, bu nedenle başlangıç modlar sistemin dinamik özellikleri etkilemede önemli bir rol oynar. Bununla birlikte, yapının yüksek frekanslı modları sistemin dinamik davranışına çok az etkisi vardır ve genellikle ihmal edilebilir. Bu nedenle ilk dört frekansa karşılık gelen mod şekilleri dikkate alınmıştır.

Hesaplamalarda ilk 6 doğal frekans dikkate alınmıştır. Titreşim analizlerinde genellikle yüksek genliklerdeki şekil değiştirme ilk 4 doğal frekans için meydana gelmektedir. Bu nedenden dolayı ilk dört doğal frekansa karşılık gelen modal davranış biçimlerinin sonuçları dikkate alınmıştır. Model 1 ve 2 için elde edilen modal davranış biçimleri Şekil 7’de verilmiştir.

Frekanslarda genel değerlendirme yapabilmek için tüm ezme makinası ve ana şasenin doğal frekans sonuçları Tablo 2’de verilmiştir.

Verilen bu davranış biçimleri incelendiğinde tüm sistem davranışının daha düşük genliklerde şekil değiştirdiği (0,47-0,73mm arasında) fakat ana şasenin daha (1.11mm-1.48mm arasında) fazla şekil değiştirme gerçekleştiği görülmektedir. Ayrıca elde edilen doğal frekanslar incelendiğinde tüm yapının doğal frekansları ana şaseye göre azaldığı görülmektedir. Bu sonucun temel nedenin tüm yapının kütlelerinin ana şase ve diğer bileşenlere göre fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Bir yapının kütlesi değiştiğinde yapının doğal frekansı da değişecektir. Ayrıca, titreşim teorisinin temel ilkelerine göre cismin kütlesi ile doğal frekansı arasında ters orantı bulunmaktadır [22].

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (9)$$

Burada f , k ve m sırasıyla doğal frekans [Hz], sertlik ve küttedir.

Tablo 2. Tüm ezme sistemi ve ana şase doğal frekans değerleri

Mod	Doğal frekans değerleri [Hz]	
	Model 1 (Tüm Yapı)	Model 2 (Ana Şase)
1	3.7719	6.511
2	6.9718	16.138
3	9.97	16.555
4	10.34	31.374
5	11.771	42.015
6	12.772	43.001

Ezme makinasını meydana getiren alt ve üst çenenin sistemden ayrı olduğu düşünüldüğünde bu yapıların dinamik davranışını belirlemek amacıyla gerçekleştirilen titreşim davranış biçimleri Şekil 8’de verilmiştir. Aynı şekilde alt ve üst çene için hesaplanan doğal frekans sonuçları Tablo 3’te sunulmuştur.

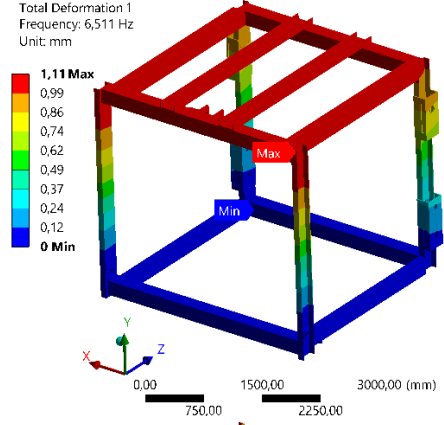
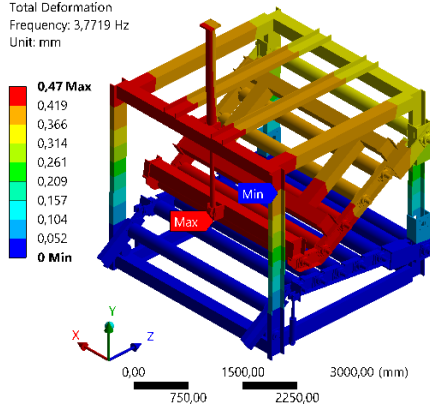
Üst ve alt çene biçim değiştirme davranışları incelendiğinde toplam şekil değiştirme ilk 3 frekans için üst çeneye göre daha az iken 4. doğal frekans için daha fazla olduğu görülmektedir. Ayrıca Tablo 3’e göre alt çene doğal frekanslarında artış olduğu görülmektedir.

Mod No

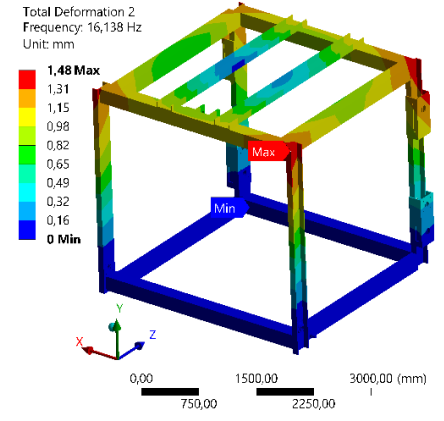
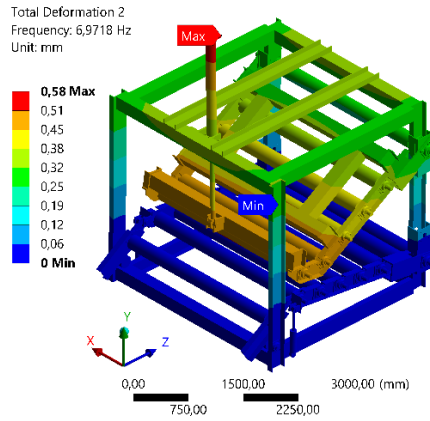
Model 1(Tüm Yapı)

Model 2(Ana Şase)

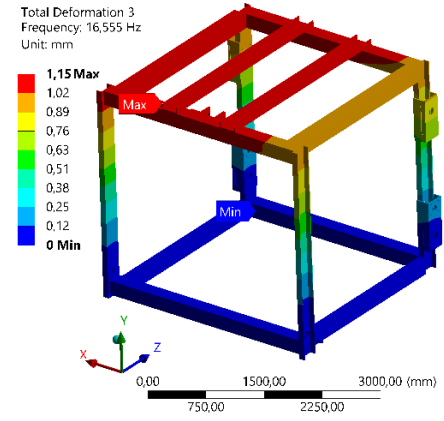
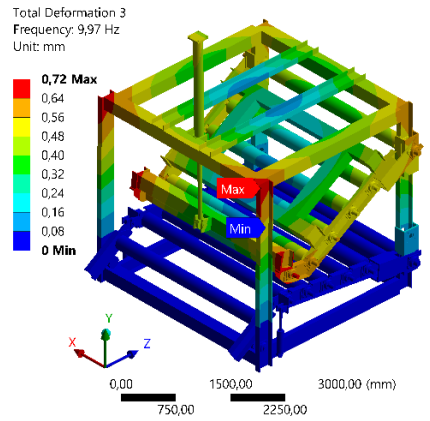
1



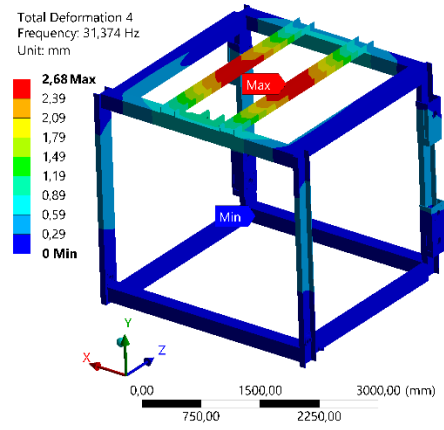
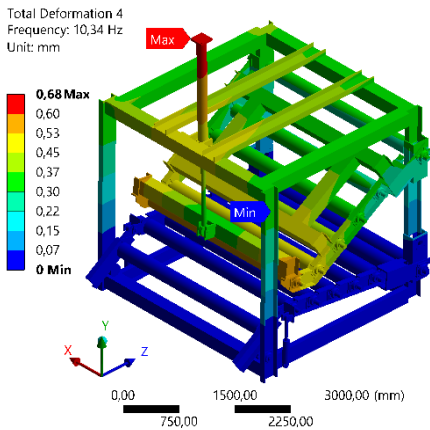
2



3



4

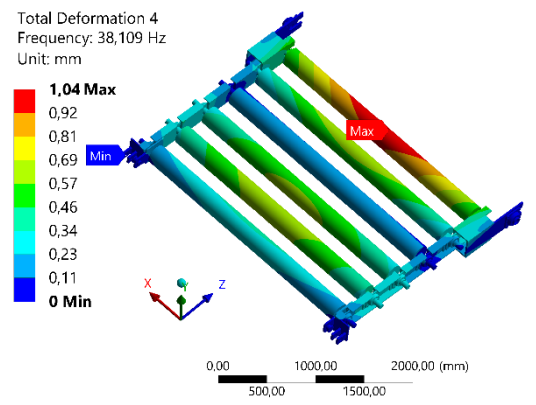
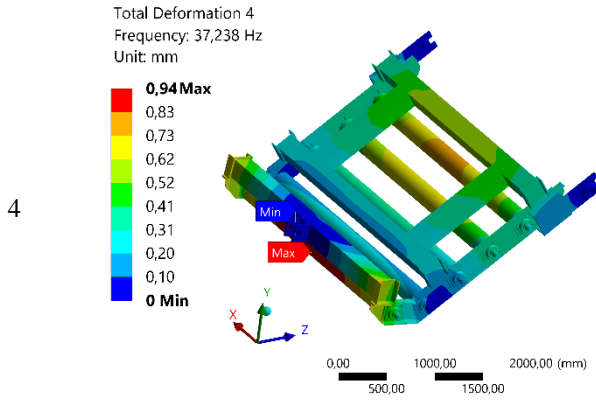
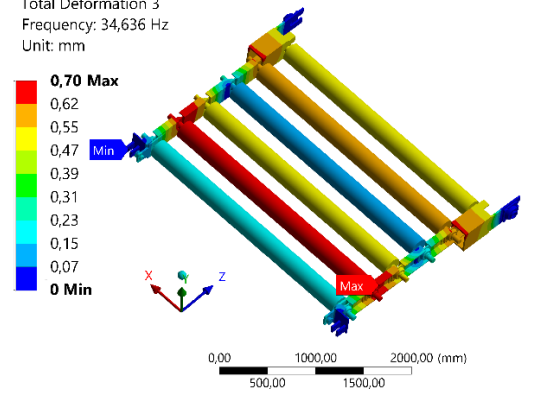
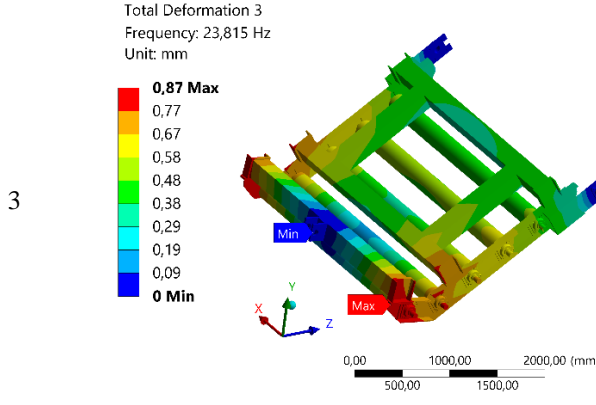
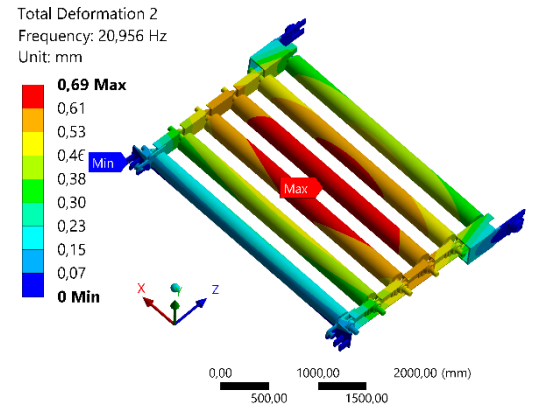
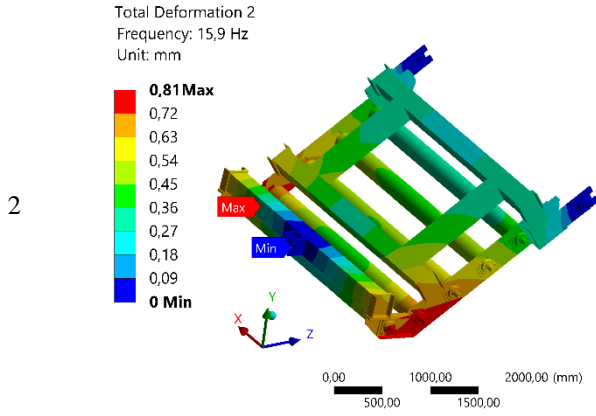
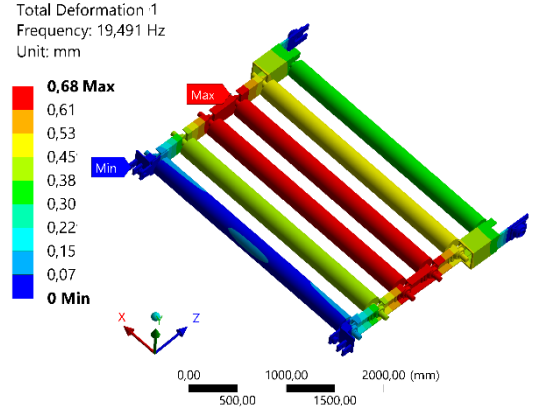
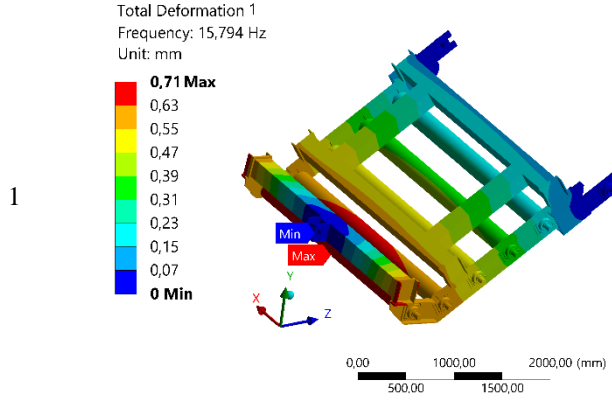


Şekil 7. Tüm sistem ve ana şasenin titreşim biçimleri

Mod No

Model 3(Üst Çene)

Model 4(Alt Çene)



Şekil 8. Alt ve üst çene titreşim biçimleri

Şekil değiştirmenin düşük olmasının sebebi olarak üst çenenin üzerinde alt çeneye göre şekil değiştirmeyi etkileyecek ekstra çerçevenin olmasından kaynaklanmaktadır. Doğal frekansların alt çenede artmış olması kütle kaynaklanmaktadır. Ayrıca tüm sistemin şase üst çene ve alt çeneye doğru frekans değerlerinin giderek artış göstermesinin nedeni olarak kütle olduğu söylenebilir.

Tablo 3. Alt ve üst çene doğal frekans değişimleri

Mod	Doğal frekans değerleri [Hz]	
	Model 3 (üst çene)	Model 4 (alt çene)
1	15.794	19.491
2	15.9	20.956
3	23.815	34.636
4	37.238	38.109
5	43.978	41.413
6	45.096	51.553

4 Sonuçlar

Bu çalışma sünger kalitesini artırmak için sünger ezme makinasının tasarımı ve titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi amacıyla gerçekleştirilmiştir. Çalışma ilk bölümünde ezme makinası için gerekli hidrolik sitem tasarımı ve hesapları verilmiştir. İkinci olarak ta ezme makinası ve ana bileşenleri olan şase üst çene ve alt çene olmak üzere bileşenleri ayrı ayrı modellere sistem ve bileşenlerinin dinamik davranışları incelenmiştir. Bu nedenle titreşim özelliklerini analiz etmek için 3 boyutlu model tasarlanmıştır. Ezme sisteminin modal analizi, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Bu yöntemi probleme uygulamak için öncelikle ezme makinasını oluşturan tüm parçalar SOLIDWORKS çizim programı kullanılarak 3 boyutlu modellenmiştir. 3 boyutlu modellenen parçalar aynı çizim programı kullanılarak birleştirilmiştir. Üretilen katı model, ANSYS Workbench 18.1 yardımıyla sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmiştir. Sonlu elemanlar analizi için çözüm sonuçlarını etkileyen en önemli faktör mesh kalitesidir. Artan ağ kalitesi, sonlu elemanlar yönteminin doğruluğunu artırır. Meshlerin boyutunu en aza indirmek, mesh kalitesini artırmak için etkili bir yöntem olsa da, bilgisayarların çözme kapasitesi bizi sınırlamaktadır. Bu nedenle uygun eleman boyutları seçimi yapılarak çözümler gerçekleştirilmiştir. Daha sonra gerekli sınırlamalar yapılarak sonuçlar elde edilmiştir.

Yapılan bu çalışmanın önemli özelliklerinden biri de ezme sisteminin tüm bileşenleri ve ezme makinasını oluşturan ana şase, alt ve üst çenelerin ayrı ayrı analiz edilerek dinamik davranışının incelenmesidir. Böylece sistemin hem bütünü hem de bileşen açısından güvenli ve emniyetli çalışma sınırları belirlenmesi gerçekleştirilmiştir. Genel olarak sistemin güvenli ve emniyetli çalışma frekans olarak 50 Hz' den büyük değerler kabul edilebilir.

Sünger ezme sistemi için titreşim karakteristik bilgisi, başarılı bir tasarım elde etmek, sistemdeki aşırı ve rahatsız edici stresleri, hızlı aşınma ve rezonans etkilerini ortadan kaldırmak için önemlidir. Bu nedenle performans verimliliğini artırmak ve gürültüyü azaltmak için ezme sisteminin titreşim özelliklerinin araştırılması

gerekmektedir. Bu çalışma, ezme makinasının dinamik davranışını ve bileşenlerinin bu davranışa etkisinin belirlenmesinde önemli bir katkı sunmaktadır. Bu yönüyle bu tür makine tasarımlarında titreşim karakteristiklerinin belirlenmesinde örnek teşkil etmektedir.

Teşekkür

Yazarlar çalışmaya desteklerinden dolayı Kilim Mobilya A.Ş. 'ye teşekkür ederler.

Çıkar çatışması

Yazarlar çıkar çatışması olmadığını beyan etmektedir.

Benzerlik oranı (Turnitin): %7

Kaynaklar

- [1] David Eaves, Handbook of polymer foams. Rapra Technology Ltd., Shrewsbury, 2004.
- [2] Samet Demirel and B. Ergun Tuna, Evaluation of the cyclic fatigue performance of polyurethane foam in different density and category. Polymer Testing, 76, 146-153, 2019.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.polymertesting.2019.03.019>.
- [3] A. Li, D. D. Yang, H. N. Li, C. L. Jiang, and J. Z. Liang, Flame-retardant and mechanical properties of rigid polyurethane foam/MRP/mg(OH 2/GF/HGB composites. Journal of Applied Polymer Science, 135(31), 46551, 1-8, 2018.
<http://dx.doi.org/10.1002/app.46551>.
- [4] Liviu Marsavina, Tomasz Sadowski, Dan Mihai Constantinescu, and Radu Negru, Failure of Polyurethane Foams under Different Loading Conditions. Key Engineering Materials, 385-387, 205-208, 2008.
<http://dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.385-387.205>.
- [5] Samet Demirel , B. Ergun Tuna Constant-Fatigue Performance of Different Polyurethane Foams for Sitting Purposes. Kastamonu Univ., Journal of Forestry Faculty, 19(2), 225-234, 2019.
<https://doi.org/10.17475/kastorman.626277>.
- [6] N.V. Gama, A. Ferreira, and A. Barros-Timmons, Polyurethane Foams: Past, Present, and Future. Materials (Basel), 11, 1841, 1-35, 2018.
<https://doi.org/10.3390/ma11101841>.
- [7] H. Ulrich, Urethane Polymers. Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology. J. Wiley, New York, 1983.
- [8] M. W. Quintero, J. A. Escobar, A. Rey, A. Sarmiento, C. R. Rambo, A. P. Novaes de Oliveira, and D. Hotza, Flexible polyurethane foams as templates for cellular glass-ceramics. Journal of Materials Processing Technology, 209(12-13), 5313-5318, 2009.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2009.03.021>.
- [9] D.M. Constantinescu and D.A. Apostol, Performance and Efficiency of Polyurethane Foams under the Influence of Temperature and Strain Rate Variation. Journal of Materials Engineering and Performance,

- 29(5), 3016-3029, 2020.
<http://dx.doi.org/10.1007/s11665-020-04860-4>.
- [10] Y. Chen, R. Das, and M. Battley, Finite element analysis of the compressive and shear responses of structural foams using computed tomography. *Composite Structures*, 159, 784-799, 2017. <http://dx.doi.org/10.1016/j.compstruct.2016.09.091>.
- [11] C. Yang and S. Kyriakides, Multiaxial crushing of open-cell foams. *International Journal of Solids and Structures*, 159, 239-256, 2019. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2018.10.005>.
- [12] E. Esim and E. Benzer, Structural Analysis of Industrial Foam Crusher Machine By Using Finite Element Method. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 29, 343-350, 2021. <https://doi.org/10.31590/ejosat.1012035>.
- [13] D.J. Ewins, *Modal Testing: Theory and Practice*. Resarch Studies Press, London , 2000.
- [14] M. Tınkır and H.Ç. Sezgen, Linear static analysis of hydraulic cylinder via finite element method. *Omer Halisdemir University Journal of Engineering Sciences*, 6 (1), 203-212, 2017. <https://doi.org/10.28948/ngumuh.298151>.
- [15] Ş.Yıldırım and E. Esim, Modal Analysis of Double Beam Overhead Type Crane Systems by Finite Element Method. *Konya Journal of Engineering Sciences*. 7, 975-988, 2019. <https://doi.org/10.36306/konjes.627067>.
- [16] Ş.Yıldırım and E. Esim, Free vibration analysis of multi-carriages crane systems with finite element method. 5th International Conference on Engineering and Natural Science, pp. 22-30. Prague, Czech Republic, 2019.
- [17] T. Aslan, Y. Üstün and E. Esim, Stress distributions in internal resorption cavities restored with different materials at different root levels: A finite element analysis study. *Australian Endodontic Journal*, 45(1),64-71, 2019. <http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1111/aej.12275>.
- [18] İ. Leblebicioğlu, E. Esim., D. Kılıç, K. Kılıç , ‘All-On-Four ‘ , ‘All-On-Five’ Ve ‘All-On-Six’ konsepti kullanılarak üretilen protezlerin stres dağılımının sonlu elemanlar analiz yöntemi ile incelenmesi. *Selcuk Dental Journal*, 8(3), 774-782, 2021. <https://doi.org/10.15311/selcukdentj.864992>.
- [19] Wenming Liu, Research on Technical Transformation and Innovative Design of Polyurethane Sponge Cutting Machine. 2021 IEEE International Conference on Artificial Intelligence and Industrial Design (AIID), pp. 632-636, Guangzhou, China, 2021.
- [20] Zhijun Wu, Chao Xu, Jianfu Zhang, Dingwen Yu and Pingfa Feng, Modal and Harmonic Reponse Analysis and Evaluation of Machine Tools. 2010 International Conference on Digital Manufacturing & Automation, pp. 929-933, ChangSha, China,2010
- [21] Singiresu S. Rao, *Mechanical Vibrations*, Prentice Hall, Upper Saddle River, 2011.
- [22] C.W. De Silva, *Vibration: Fundamentals and Practice Second Edition (2nd ed.)*. Taylor and Francis, Boca Raton, 2007.

