Ü-X-Y ESNEK MEKANİZMA TEMELLİ TİTREŞİM SÖNÜMLEYİCİ TASARIMI

Öğr. Gör. Haydar ERDEM
Halic University
Doç. Dr. Cihan DEMİR
Y.T.Ü. Makine Fakültesi, İSTANBUL

ÖZET

Yapılan araştırma X-Y ekseninde serbestliğe sahip bir esnek mekanizmanın tasarlanmasını, yay katsayısının hesaplanmasını ve çelik bir kiriş üzerinde uygulanmasını içermektedir. 1995 yılında meydana gelen KOBE depreminin çelik kiriş üzerine uygulanmasıyla kirişte meydana gelen deformasyonlar ve gerilmeler hesaplanmıştır. Sonrasında esnek mekanizma çelik kirişin orta noktasına ve uç kısmına montajlanarak deformasyonların ve gerilmelerin ne kadar değiştiğine bakılmıştır. Son olarak kirişin dörtte birlik mesafesine (250 mm) denk gelecek şekilde uygulama yapılarak tüm sonuçlar sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Esnek Mekanizma, İzolasyon, KOBE depremi, Sonlu Elemanlar Yöntemi

SUMMARY

The research includes designing a flexible mechanism with freedom in the X-Y axis, calculation of the spring coefficient and its application on a steel beam. By applying the KOBE earthquake that occurred in 1995 to the steel beam, the deformations and stresses in the beam were calculated. Afterwards, the flexible mechanism was mounted at the midpoint and end of the steel beam and the changes in deformations and stresses were observed. Finally, the application was made corresponding to one quarter of the beam distance (250 mm) and all results were presented.

Anahtar Kelimeler: Esnek Mekanizma, İzolasyon, KOBE depremi, Sonlu Elemanlar Yöntemi

GİRİŞ

Herhangi bir sistemin denge konumu etrafında yaptığı salınımlara "Titreşim" adı verilir ve genlik ile frekans değerleri birlikte anılır. Genlik sistemin denge noktasından olan maksimum uzaklığı, frekans ise bir saniyede meydana gelen salınım sayısıdır.

Doğası gereği hareketin olduğu yerde titreşimin de olması kaçınılmazdır. Bir köprüden geçen otomobiller köprü üzerinde titreşim oluştururlar. Elektrik motoru, içten yanmalı motorlar vb. hareket eden tüm sistemler titreşim oluştururlar.

Bu nedenlerle titreşimin kontrol edilmesi için endüstriler kurulmuş, malzeme ve cihazlar geliştirilmiştir. Titreşim ölçeğinin en üst ucunda deprem nedeniyle oluşan titreşim açık ara en yıkıcı olanıdır, en alt uçta ise bir makinenin yarattığı titreşim, süresine bağlı olarak sinir bozucu veya maddi-manevi zarar verici olabilir.

İnsan sağlığı açısından örnek vermek istenirse; işi gereği elleri sürekli titreşime maruz kalan kişilerde bir süre sonra "beyaz parmak" sendromu görülebiliyor. Bunun sebebi uzun süreli titreşim kaynaklı damar ve sinir hasarıdır. Başka bir örnek olarak pres makineleri çalışanları gösterilebilir. Makinenin kesme anında çıkardığı yüksek ses sadece operatörü değil yakınlarında bulunan kişilerde de uzun vadede duyma sorunlarına ve hatta sinirli olma, gergin hissetme gibi psikolojik sıkıntılara sebebiyet verebilir ve sağlıkla ilgili bu örnekler çoğaltılabilir.

Köprü gibi yapılar açısından düşünülürse en bilindik örnek 1940 yılında gerçekleşen ABD'nin Washington eyaletinde bulunan Tacoma Narrows köprüsünün yıkılması olayıdır.

Titreşimin rahatsız edici, konfor bozucu, hasar verici ve yıkıcı kapasitesinin olduğu uzun zamandır bilinmektedir ve bu titreşimlerin ya tamamen giderilmesi ya da kabul edilebilir sınırlara indirilmesi gerekir. Makine, cihaz, ulaşım araçları gibi titreşim üreten ve bina, köprü gibi titreşime maruz kalan sistemlerin titreşimini sınırlandırmak için aktif, yarı aktif ve pasif sönümleme sistemleri vardır. Örneğin sismik izolatörler, raylı sistemler, dinamik sönümleyiciler.

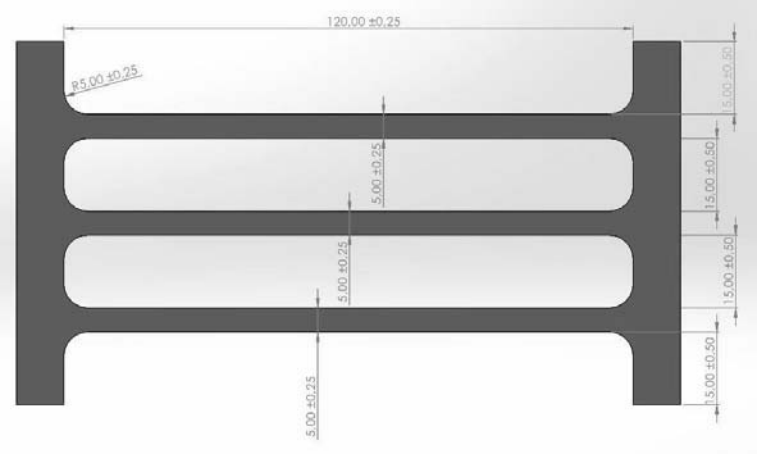
Köprü yapılarında kullanılan çelik halatlar taşıyıcı görevi görürler ve araçların geçişi sırasında dinamik kuvvetlerin etkisi altında kalırlar. Bu dinamik etkiler yapının doğal frekans değerleri ile çakışırsa titreşim genliği sürekli artar ve bir noktada köprünün hasar görmesine veya tamamen yıkılmasına neden olabilir. Bunun engellenmesi için örneğin pasif titreşim sönümleyicileri (Stock Bridge Damper) kullanılmaktadır. Böylece köprü titreşime girmeden pasif sönümleyiciler titreşime girecek ve yapı zarar görmemiş olacaktır.

Pasif sönümleyici sistemlerine alternatif olarak bir Esnek Mekanizma tasarlanmış, doğal frekans değerleri incelenmiş, düşük maliyet ve kolay uygulanabilirlik düşüncesi ile taşıyıcı sistemlerde uygulanabilirliği araştırılmıştır.

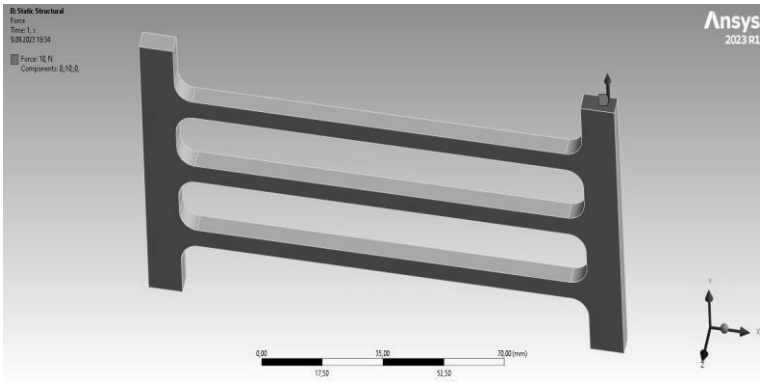
Esnek Mekanizma Tasarım Parametreleri

Malzeme tipi değişmemek üzere (PLA) mekanizmayı etkileyen en önemli faktörlerden Elastiklik Modülü ile ilgili şu hatırlatmayı yapmak gereklidir: Üretici firmalardan elde edilen malzemelerin E değerleri birbirinden farklılık göstermektedir. Literatürde 3500 MPa değerinde olduğu belirtilen PLA malzemelerin bazı ortalama E değerleri; 1640 MPa - 3100 MPa – 3300 MPa olarak hesaplanmıştır.

Mekanizma 3D yazıcı yardımıyla üretilecektir. Statik ve dinamik analiz sonuçlarına etki edecek geometrik formların etkisini görebilmek için ilk olarak basit bir sistem üzerinden değerlendirmeler yapılmıştır. Aşağıdaki şekilde görüleceği üzere radyuslar, yay kalınlıkları, yaylar arası mesafe ve yay uzunluğu Solidworks ile parametrik olarak tanımlanmış ve sistemin kuvvet uygulandığında nasıl cevap vereceği ANSYS yardımıyla araştırılmıştır. Kuvvet 10 N değerindedir.



Şekil 1. Mekanizma Parametreleri



Şekil 2. Kuvvet Etkime Yüzeyi

Properties of Outline Row 10: PLA

	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	1252	kg m^-3
3	Isotropic Elasticity		
4	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio	
5	Young's Modulus	3,5E+09	Pa
6	Poisson's Ratio	0,36	
7	Bulk Modulus	4,1667E+09	Pa
8	Shear Modulus	1,2868E+09	Pa
9	Tensile Yield Strength	2,5E+07	Pa
10	Tensile Ultimate Strength	3,3E+07	Pa

Şekil 3. PLA Malzeme Mekanik Özellikleri

Buna göre aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Burada değişen parametreler ilk sütunda verilmiş, diğer parametreler aynı kalmıştır.

Tablo 1. Farklı Parametreler Altında Sistemin Davranışı

	Deformasyon (Y Ekseni) [mm]		Eşdeğer Gerilme - Von Mises [Mpa]	
Yay Kalınlığı	**Maksimum**	**Ortalama**	**Maksimum**	**Ortalama**
5	2,5652	1,2645	10,8948	1,6708
7	1,0104	0,4968	6,0096	0,9826
9	0,5143	0,2502	3,8748	0,6628

	Deformasyon (Y Ekseni) [mm]		Eşdeğer Gerilme - Von Mises [Mpa]	
Radius	**Maksimum**	**Ortalama**	**Maksimum**	**Ortalama**
5	2,5652	1,2645	10,8948	1,6708
6	2,4698	1,2114	10,5136	1,6184
7	2,3752	1,1671	10,1914	1,6003

	Deformasyon (Y Ekseni) [mm]		Eşdeğer Gerilme - Von Mises [Mpa]	
Aralık (İki Yay Arası Mesafe)	**Maksimum**	**Ortalama**	**Maksimum**	**Ortalama**
15	2,5652	1,2645	10,8948	1,6708
18	2,5514	1,2594	10,7641	1,5610
22	2,5420	1,2566	10,6420	1,4624

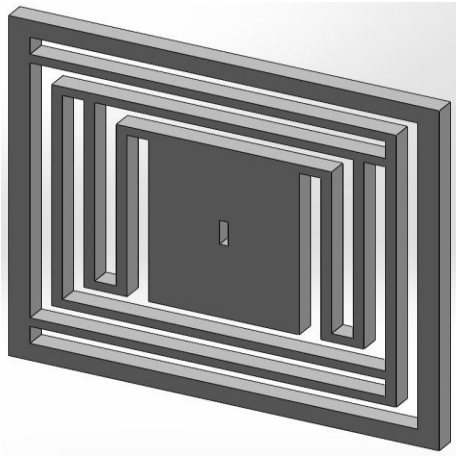
	Deformasyon (Y Ekseni) [mm]		Eşdeğer Gerilme - Von Mises [Mpa]	
Yay Uzunluğu	**Maksimum**	**Ortalama**	**Maksimum**	**Ortalama**
120	2,5652	1,2645	10,8948	1,6708
110	1,9692	0,9740	9,9269	1,4812
100	1,4739	0,7290	8,9587	1,3015

Bu tabloya göre aşağıdaki sonuçları maddeler halinde yazabiliriz:

- Yay kalınlığı arttıkça Deformasyon ve Eşdeğer gerilme azalmıştır.
- Radius değeri arttıkça Deformasyon ve Eşdeğer gerilme azalmıştır.
- Aralık değeri arttıkça Deformasyon ve Eşdeğer gerilme azalmıştır.
- Yay uzunluğu arttıkça Deformasyon ve Eşdeğer gerilme artmıştır.

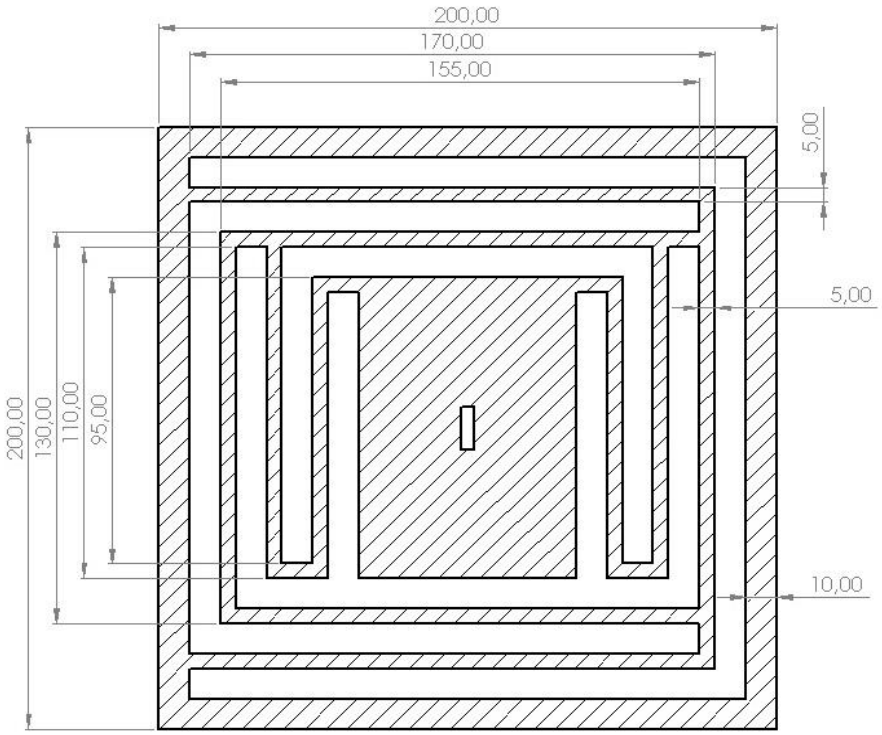
Esnek Mekanizma

X-Y Flexure, aşağıda gösterildiği gibi tasarlanmıştır. Sistem iç ve dış diye adlandırılabilecek iki kısımdan oluşmaktadır.



Şekil 4. Esnek Mekanizma Modeli

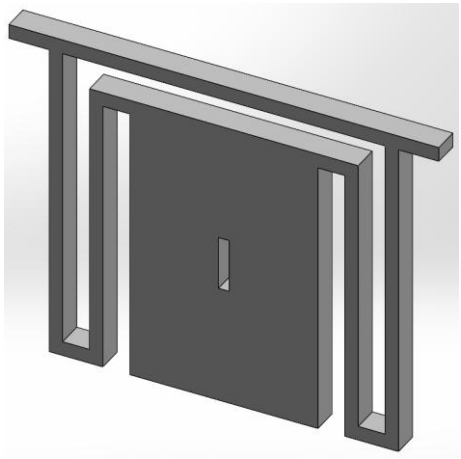
Mekanizma üzerinde bulunan boşluktan çelik halat geçecektir, halatta meydana gelecek titreşimi sönümleme kabiliyetinin araştırılması esas konumuzdur.



Şekil 5. Esnek Mekanizma Ölçüleri

İç Mekanizma

Mekanizmanın tam halinden önce iç kısımda kalan ve X ekseninde titreşimine izin verilen "İç Mekanizma" diye adlandırdığımız kısım incelenmeye çalışılmıştır. Daha sonrasında mekanizmanın tamamının nasıl bir davranış gösterdiği araştırılacaktır.



Şekil 6. Esnek Mekanizma Yarı Model

İç Mekanizma Doğal Frekans Analizi

ANSYS programı yardımıyla mevcut mekanizmanın doğal frekans değerleri hesaplanarak aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

E=3200 MPa, kalınlık 20 mm

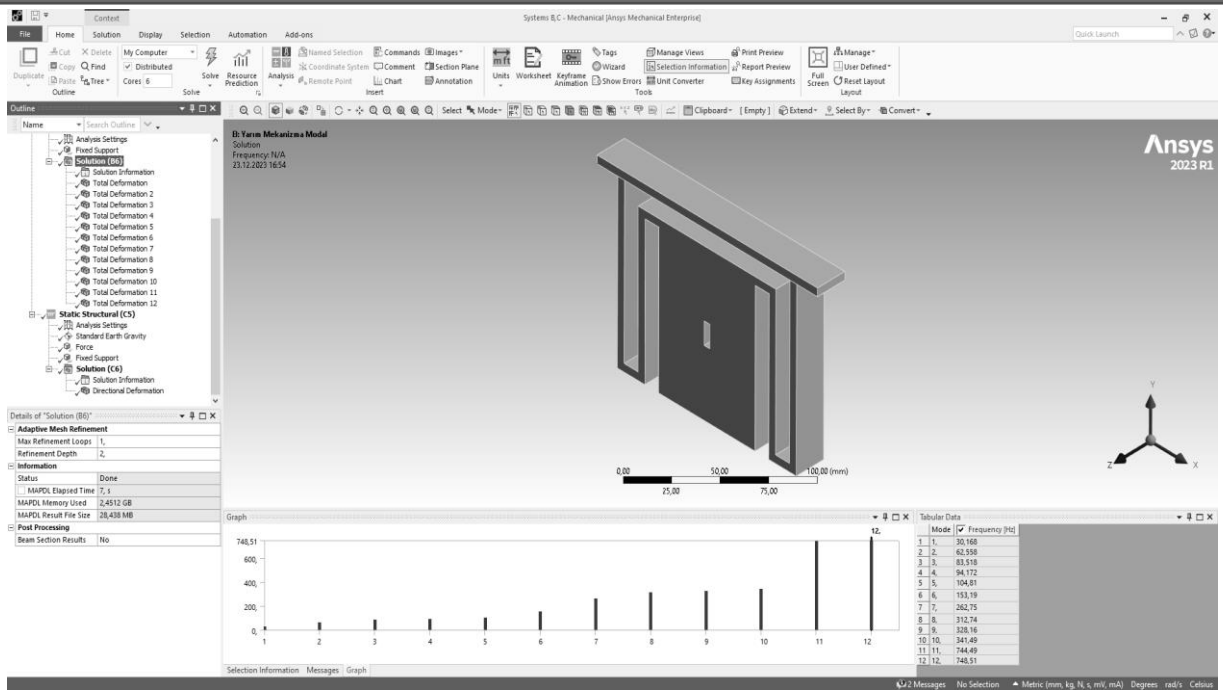
NOD Sayısı: 65504

Eleman Sayısı: 35281

Serbestlik Dereceleri: 191220

Tablo 2. İç Mekanizma Doğal Frekans Değerleri

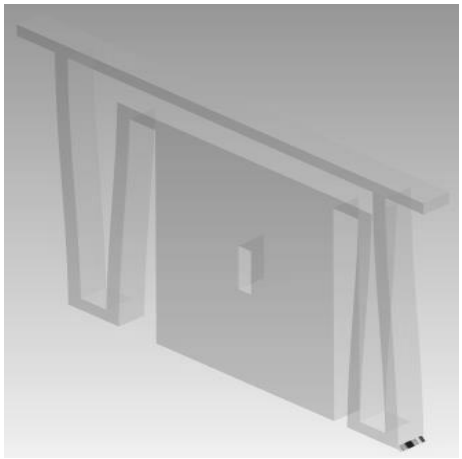
MOD	FREKANS (Hz)	MOD	FREKANS (Hz)
1	30,168	**7**	262,75
2	62,558	**8**	312,74
3	83,518	**9**	328,16
4	94,172	**10**	341,49
5	104,81	**11**	744,49
6	153,19	**12**	748,51



Şekil 7. İç Mekanizma Doğal Frekans Değerleri

İç Mekanizma Kuvvet Esneme Analizi

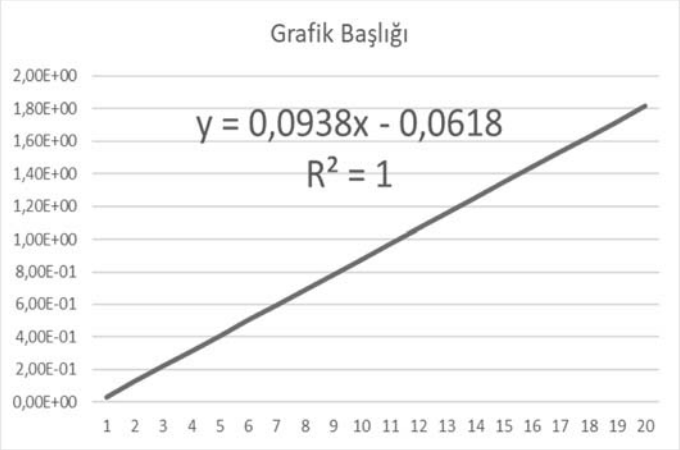
Mekanizmanın ortasında bulunan boşluktan yatay eksende uygulanan kuvvetin meydana getirdiği esneme miktarı ANSYS ve deney yoluyla burada karşılaştırılmıştır. Aşağıdaki Şekil … 'de esnemenin ölçüldüğü kenar gösterilmiştir.



Şekil 8. Kuvvet Esneme Analizi Ölçüm Kenarı

Tablo 3. ANSYS ile Elde Edilen Kuvvet-Esneme Değerleri

ANSYS		ANSYS	
Kuvvet [N]	**Esneme [mm]**	**Kuvvet [N]**	**Esneme [mm]**
1	3,2073e-002	***11***	0,97047
2	0,12591	***12***	1,0643
3	0,21975	***13***	1,1582
4	0,31359	***14***	1,252
5	0,40743	***15***	1,3458
6	0,50127	***16***	1,4397
7	0,59511	***17***	1,5335
8	0,68895	***18***	1,6274
9	0,78279	***19***	1,7212
10	0,87663	***20***	1,815

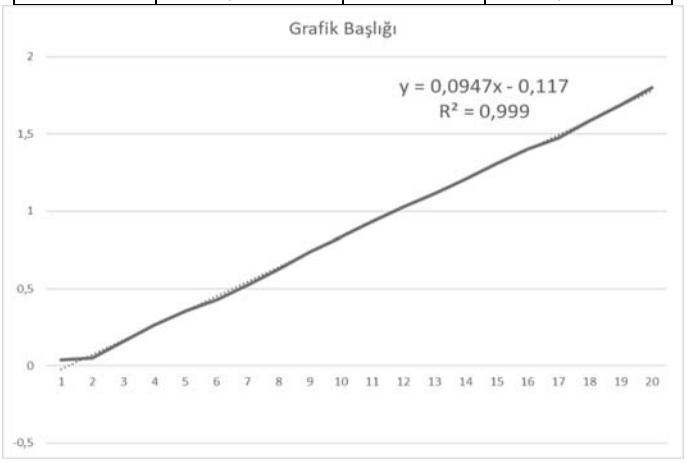


Şekil 9. ANSYS ile Elde Edilen Kuvvet-Esneme Grafiği

Grafikten elde edilen denkleme göre x'in önündeki katsayının tersi eğimi verecektir. Bu değer N/mm cinsinden yay katsayısını belirler. Buna göre ***K=10,66098 N/mm²*** olarak hesaplanmıştır.

Tablo 4. Deney Yoluyla Elde Edilen Kuvvet-Esneme Değerleri [Hz]

DENEY		DENEY	
Kuvvet [N]	**Esneme [mm]**	**Kuvvet [N]**	**Esneme [mm]**
1	0,036	***11***	0,933
2	0,053	***12***	1,027
3	0,159	***13***	1,114
4	0,264	***14***	1,205
5	0,354	***15***	1,304
6	0,429	***16***	1,402
7	0,524	***17***	1,475
8	0,628	***18***	1,584
9	0,74	***19***	1,687
10	0,834	***20***	1,801



Şekil 10. Deney Yoluyla Elde Edilen Kuvvet-Esneme Grafiği

Bu grafikten elde edilen değer ise, ***K=10,55966 N/mm²*** olarak hesaplanmıştır. Bu değerlere göre aralarında % 0,96 civarı bir fark vardır.

Esnek Mekanizma Doğal Frekans Analizi

ANSYS programı yardımıyla X-Y esnek mekanizmanın doğal frekans değerleri hesaplanarak aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

E=3200 MPa, kalınlık 20 mm

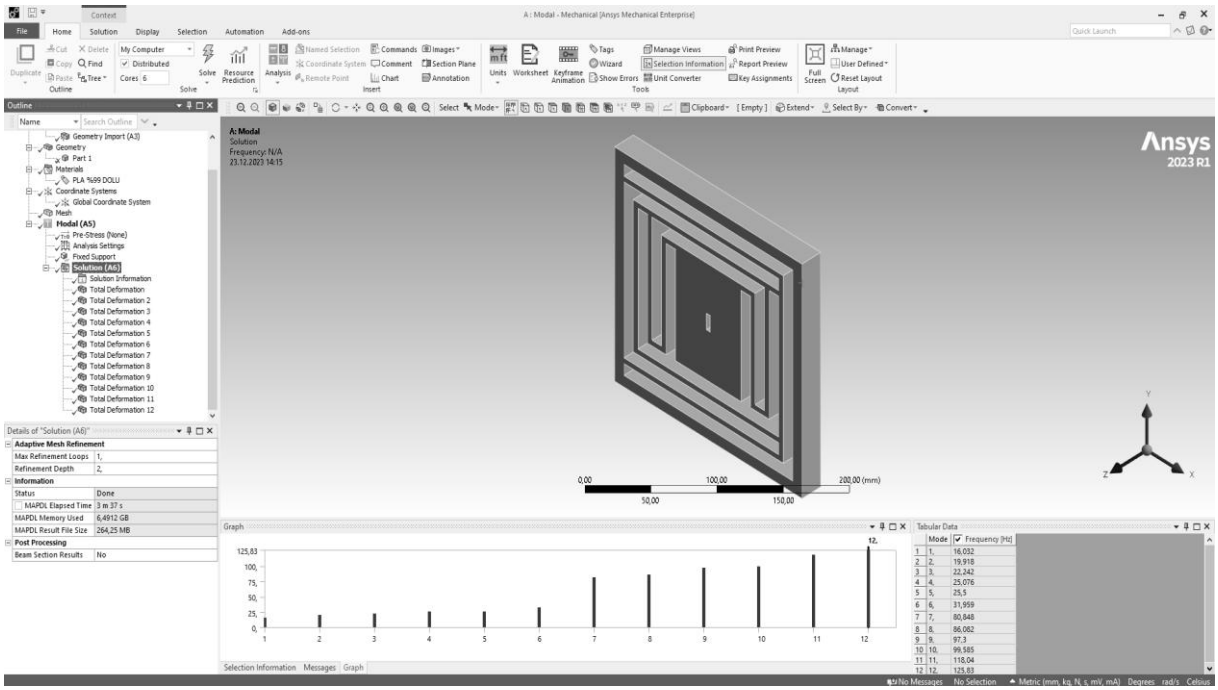
NOD Sayısı: 680226

Eleman Sayısı: 145348

Serbestlik Dereceleri: 2037246

Tablo 5. Esnek Mekanizma Doğal Frekans Değerleri [Hz]

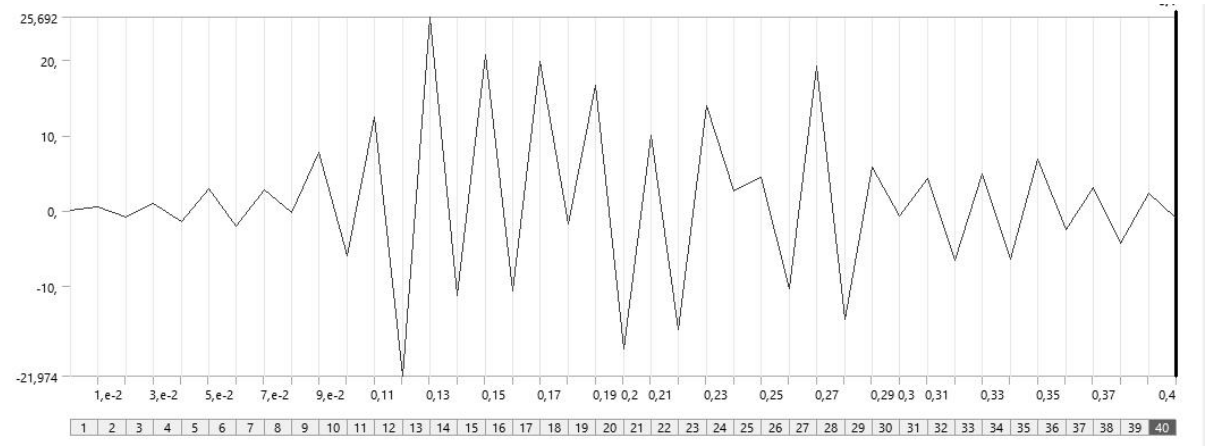
MOD	FREKANS (Hz)	MOD	FREKANS (Hz)
1	16,032	**7**	80,848
2	19,918	**8**	86,082
3	22,242	**9**	97,3
4	25,076	**10**	99,585
5	25,5	**11**	118,04
6	31,959	**12**	125,83



Şekil 11. Esnek Mekanizma Doğal Frekans Değerleri

GEÇİCİ DURUM CEVAP ANALİZLERİ

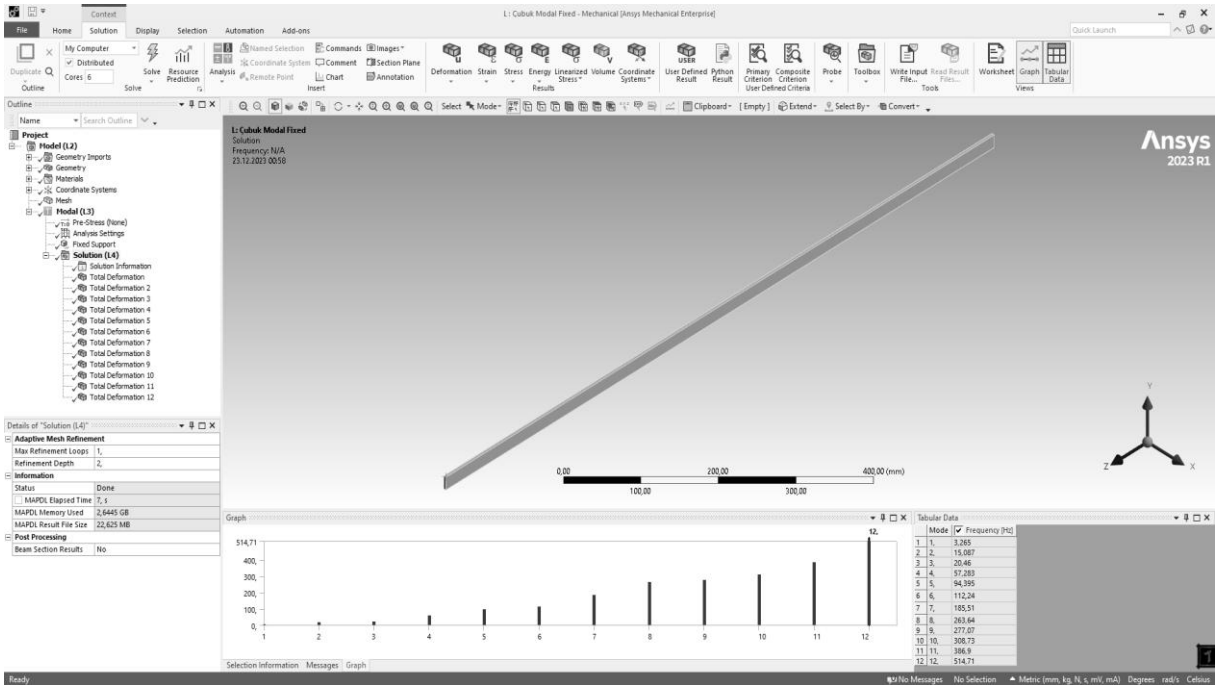
Zamanla değişen yükler altında veya belirli frekans değerlerinde makine elemanlarının davranışını anlamak amacıyla yapılan analizlere Transient analiz denir. Bu bölümde 17 Ocak 1995 tarihinde gerçekleşen Kobe depremi verileri kullanılmıştır.



Şekil 12. Deprem Girdisi Hız Grafiği

Çelik Kiriş Doğal Frekans Değerleri

ANSYS programı yardımıyla yapılan hesaplamalara göre çelik kiriş için doğal frekans değerleri aşağıda verilmiştir. Ebatlar: 4x18,50x1000 mm



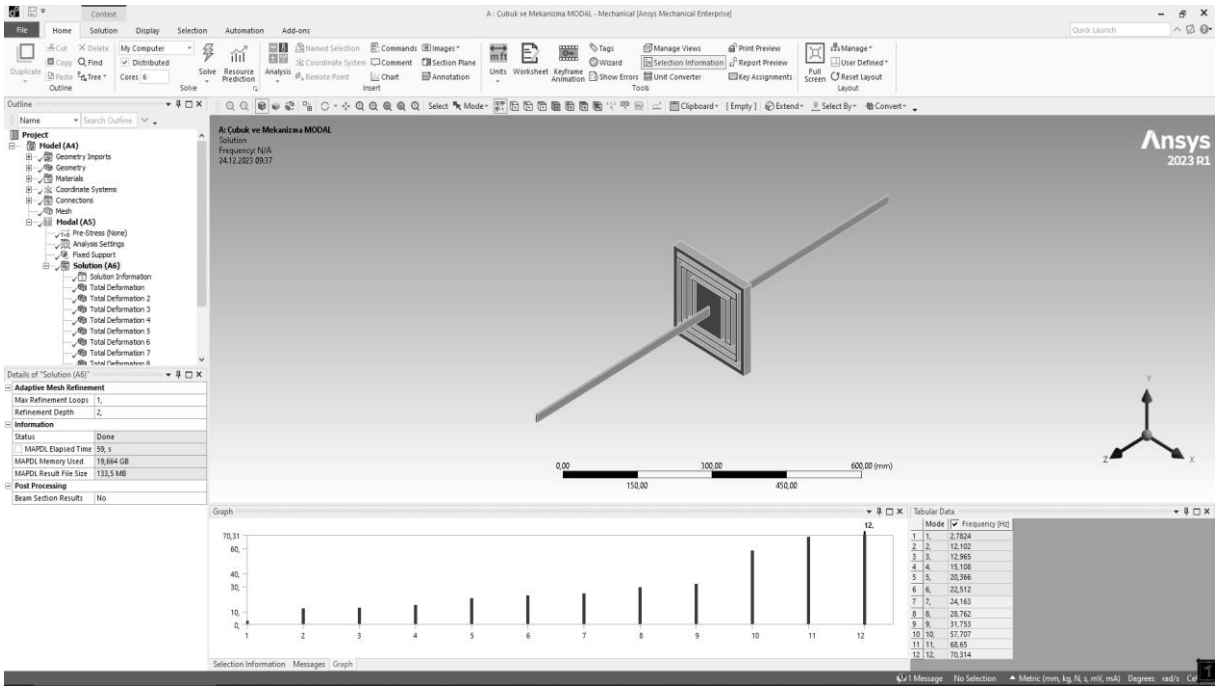
Şekil 13. Çelik Kiriş Doğal Frekans Değerleri

Tablo 6. Çelik Kiriş Doğal Frekans Değerleri [Hz]

MOD	FREKANS (Hz)	MOD	FREKANS (Hz)
1	3,265	**7**	185,51
2	15,087	**8**	263,64
3	20,46	**9**	277,07
4	57,283	**10**	308,73
5	94,395	**11**	386,9
6	112,24	**12**	514,71

Çelik Kirişe Bağlı Esnek Mekanizma Doğal Frekans Değerleri

Esnek mekanizma çelik kirişin orta kısmına denk gelecek şekilde sabitlenerek (Bonded Contact) titreşimin nasıl değiştiği gözlenmiştir. Buna göre bütün değerlerde azalma görülmüştür.



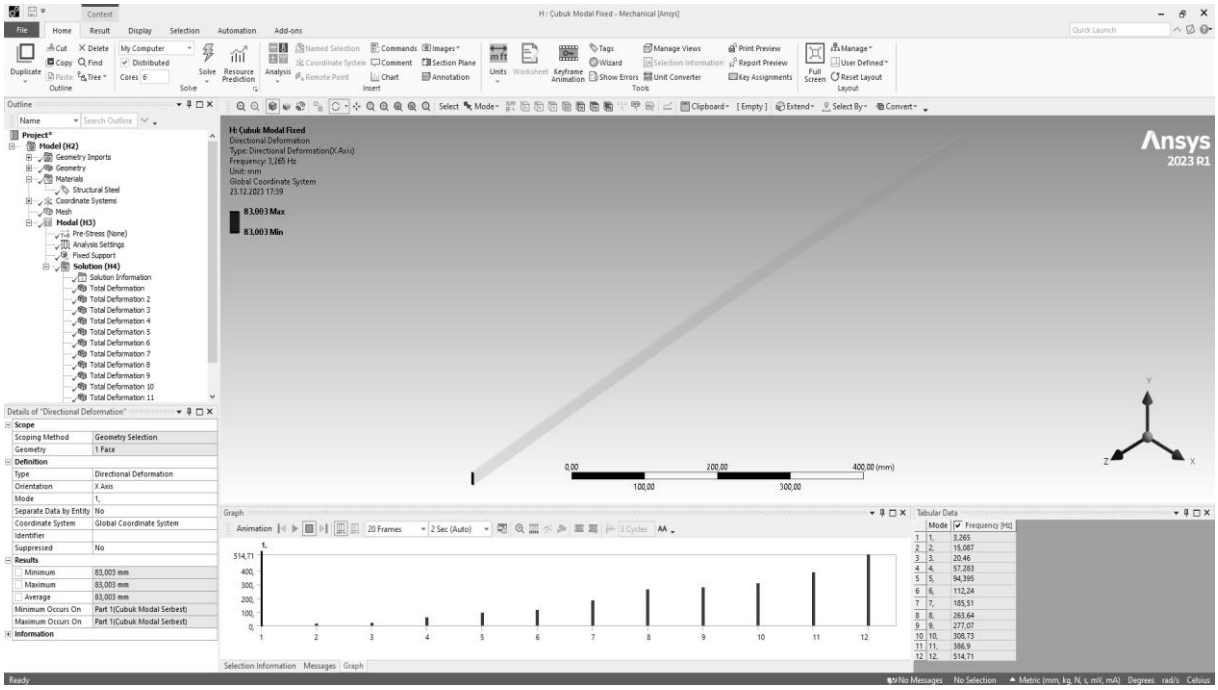
Şekil 14. Çelik Kirişe Ortadan Bağlı Esnek Mekanizma Doğal Frekans Değerleri

Tablo 7. Ortadan Bağlı Esnek Mekanizma Doğal Frekans Değerleri [Hz]

MOD	FREKANS	MOD	FREKANS
1	2,7824	**7**	24,163
2	12,102	**8**	28,762
3	12,965	**9**	31,753
4	15,108	**10**	57,707
5	20,366	**11**	68,65
6	22,512	**12**	70,314

Çelik Kirişin Uç Noktasının Esneme Miktarı

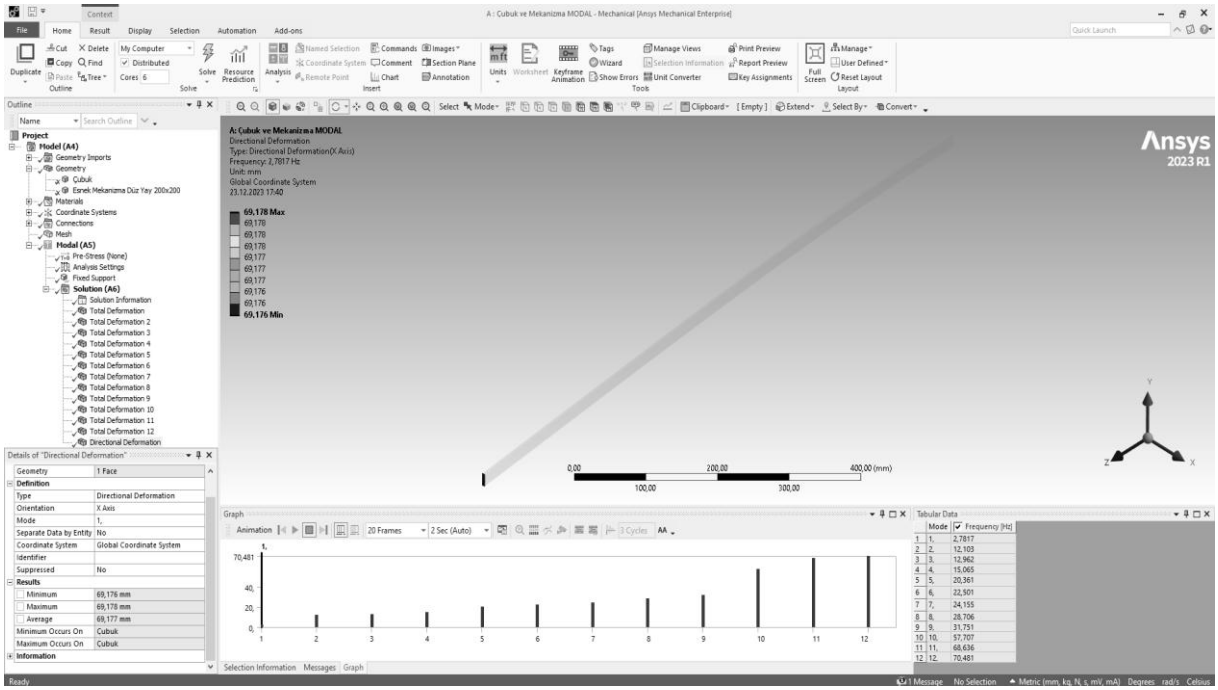
Yapılan doğal frekans analizinde çubukta meydana gelen esneme miktarı 83,003 mm olarak hesaplanmıştır.



Şekil 15. Çelik Kiriş Uç Yüzey Esnemesi (83,003 mm)

Çelik Kirişe Ortadan Bağlı Esnek Mekanizma Uç Noktanın Esnemesi

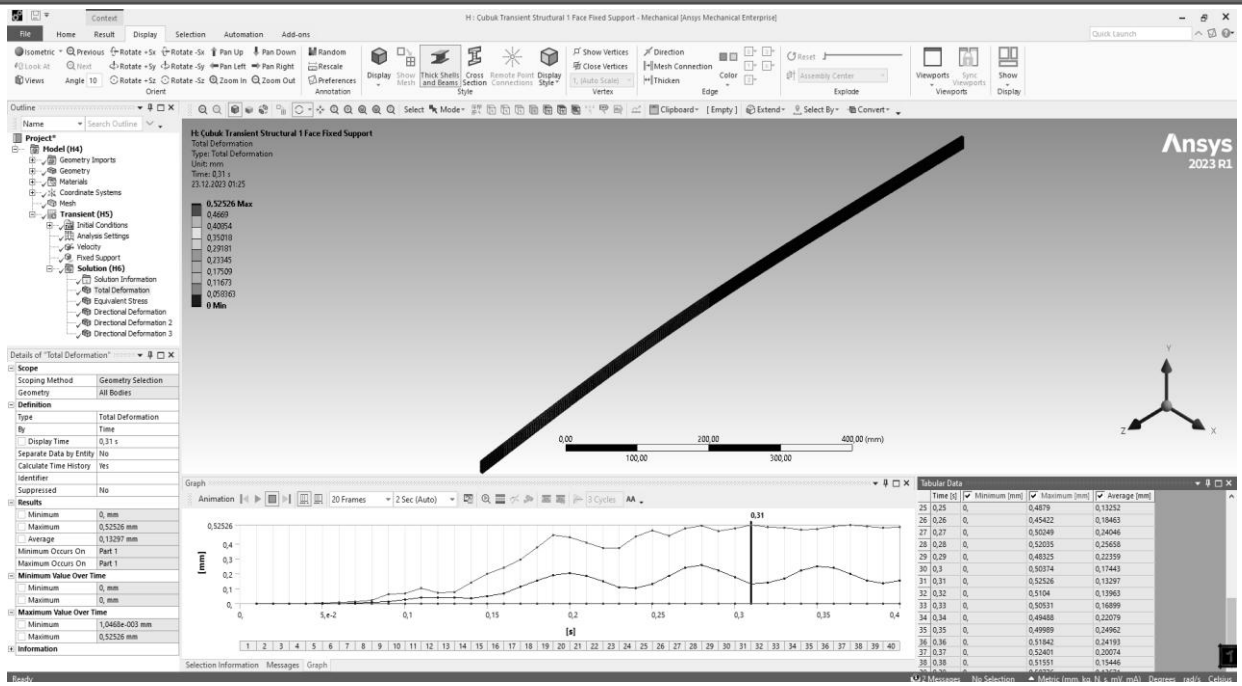
Yapılan doğal frekans analizinde çubukta meydana gelen esneme miktarı 69,17 mm olarak hesaplanmıştır.



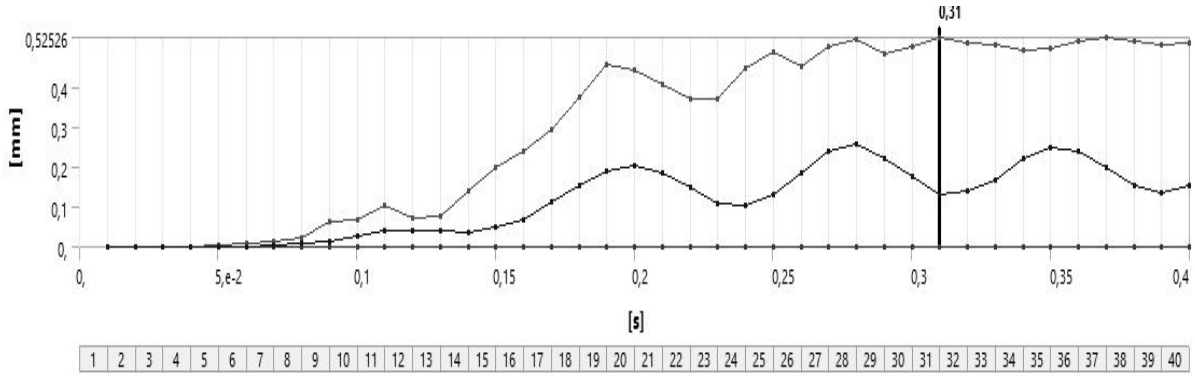
Şekil 16. Çelik Kiriş Uç Yüzey Esnemesi (69,177 mm)

Çelik Kiriş Geçici Durum Cevap Analizi

Tasarımı yapılan esnek mekanizmanın KOBE depreminin uygulanmasının sonucunda çelik kirişe etkisini görebilmek için analizinin yapılması gerekmektedir. Buna göre toplam deformasyon ve eşdeğer gerilme değerleri;



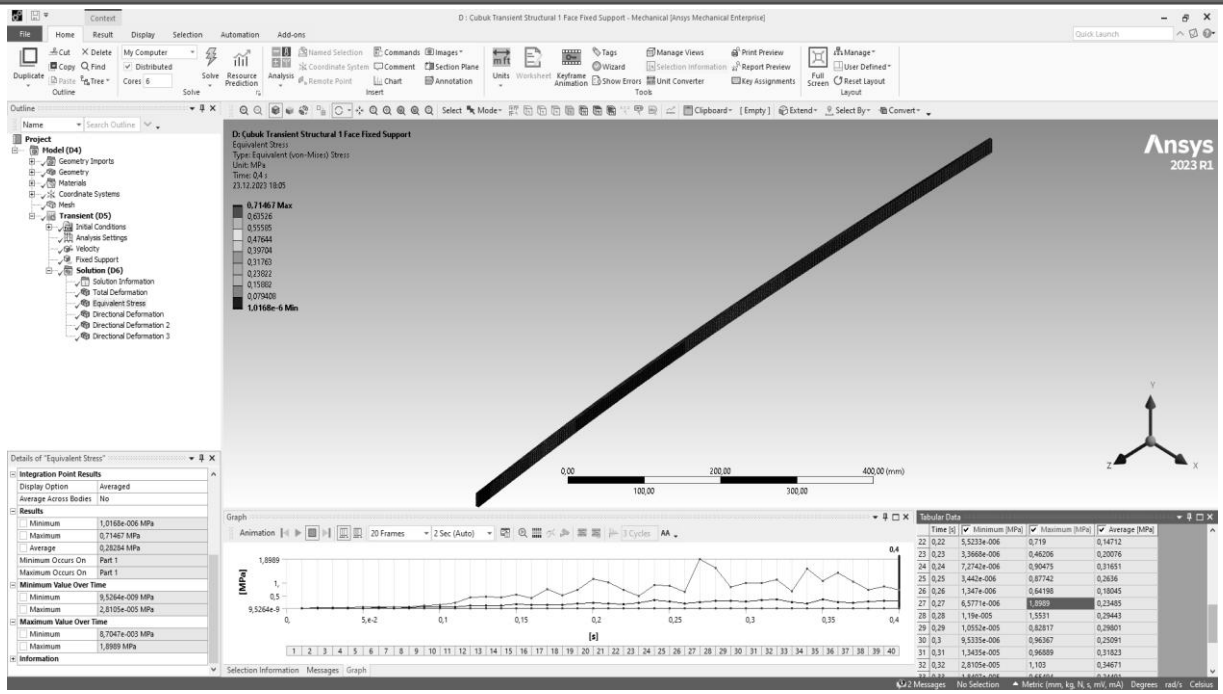
Şekil 17. Çelik Kiriş Toplam Deformasyon Görseli



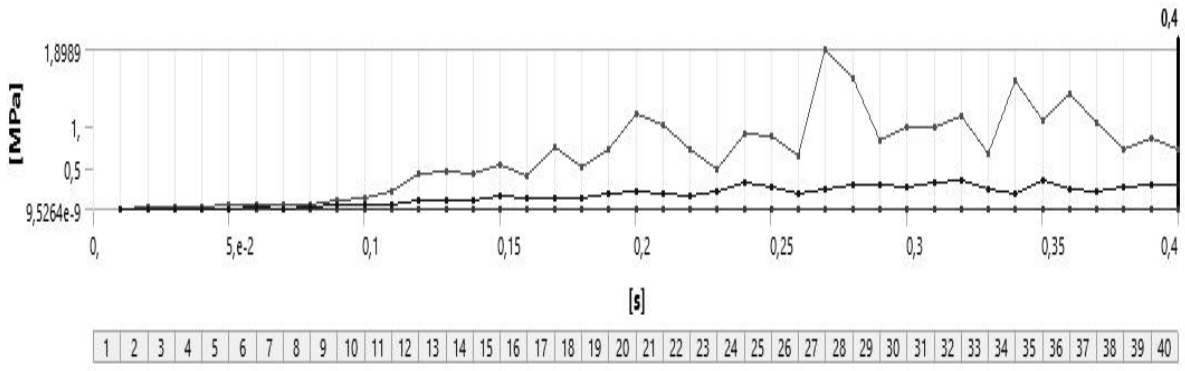
Şekil 18. Çelik Kiriş Toplam Deformasyon Grafiği

Tablo 8. Çelik Kiriş Toplam Deformasyon Değerleri [mm]

Adım	Minimum	Maksimum	Ortalama
0,31	0	0,52526	0,13297



Şekil 19. Çelik Kiriş Eşdeğer Gerilme Görseli



Şekil 20. Çelik Kiriş Eşdeğer Gerilme Grafiği

Tablo 9. Çelik Kiriş Eşdeğer Gerilme Değerleri [Mpa]

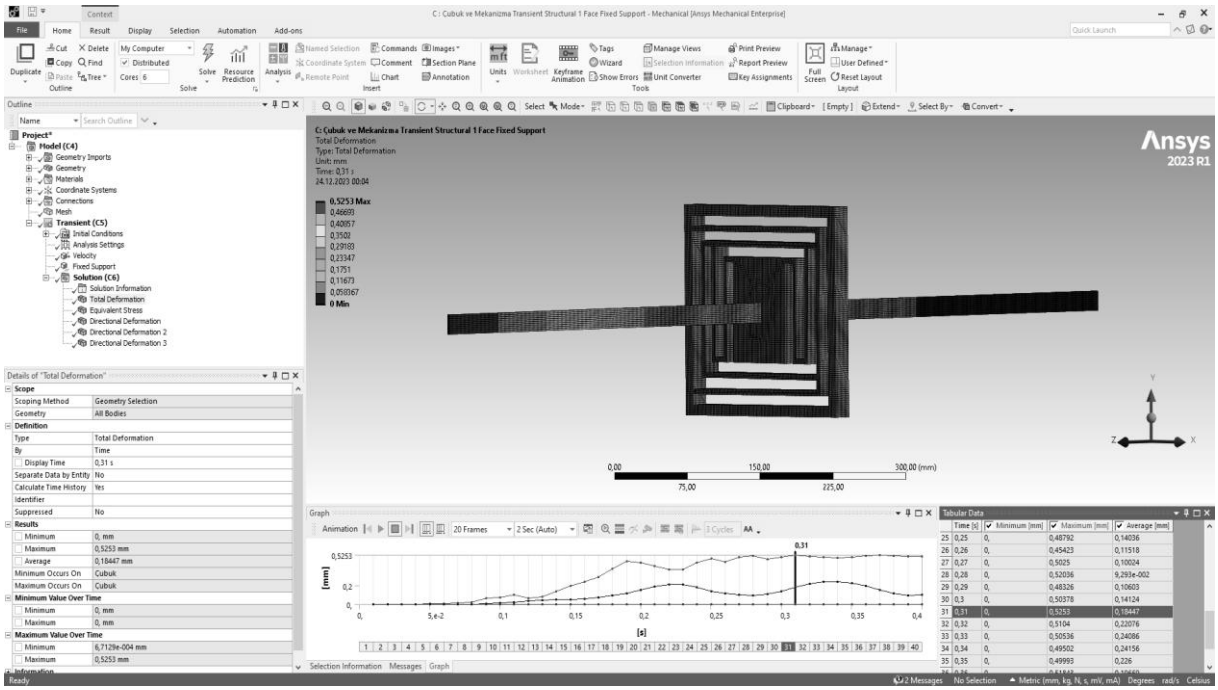
Adım	Minimum	Maksimum	Ortalama
27	6,58E-06	1,8989	0,23485

ESNEK MEKANİZMANIN UYGULANMASI

Bu bölümde esnek mekanizma 1000 mm uzunluğundaki çelik kirişin belirli noktalarına bağlanarak sönümleme miktarları elde edilmiştir. Buna göre mekanizma şu noktalara bağlanmıştır: çelik kirişin orta noktası, uç noktası ve uçtan 250 mm uzaklıktaki mesafesi.

Orta Noktaya Bağlı Mekanizma

Deprem verilerinin kirişin uç noktasına uygulanmasıyla elde edilen değerler tabloda gösterilmiştir. Buna göre maksimum toplam deformasyon hissedilmeyecek derecede artmış ve ortalama deformasyon da artmıştır. Maksimum eşdeğer gerilmede fark edilir bir değişiklik görülmemiş ve minimum eşdeğer gerilme bir miktar azalmıştır.



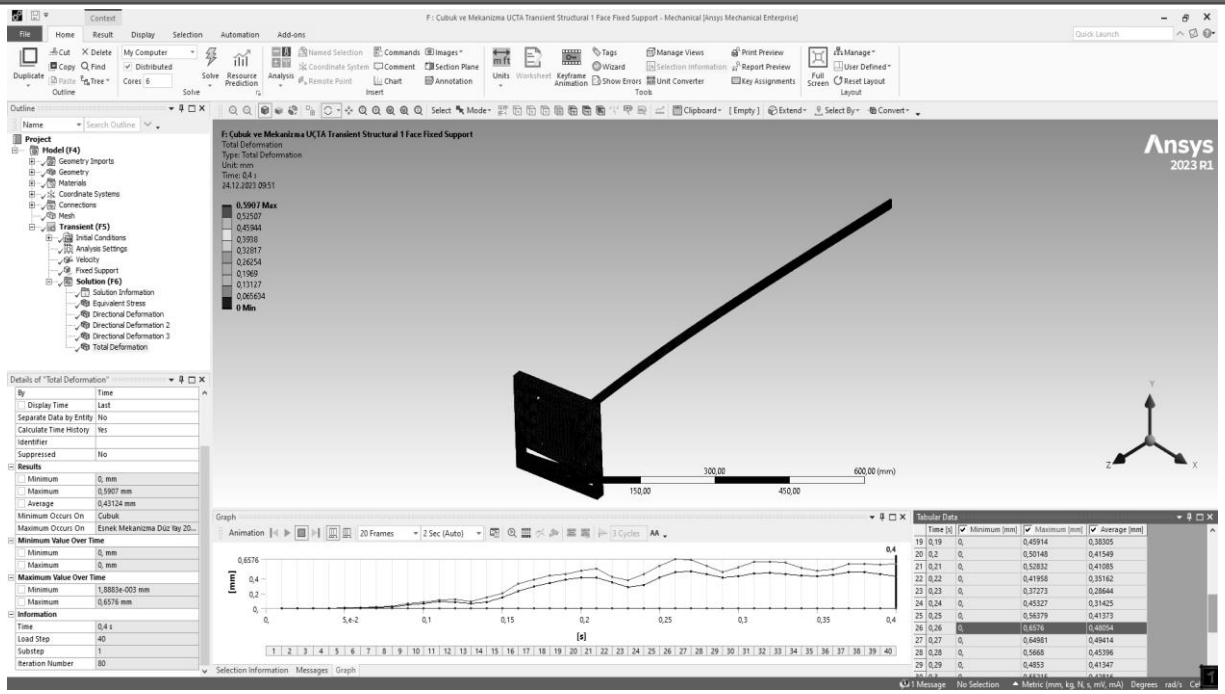
Şekil 21. Esnek Mekanizmanın Kirişin Orta Noktasına Uygulanması

Tablo 10. Orta Nokta Uygulaması

	Toplam Deformasyon [mm]			Eşdeğer Gerilme [MPa]		
	Minimum	**Maksimum**	**Ortalama**	**Minimum**	**Maksimum**	**Ortalama**
Kiriş	0	0,52526	0,13297	6,58E-06	1,8989	0,23485
Kiriş + Mekanizma	0	0,5253	0,18524	1,90E-07	1,8724	3,81E-02

Uç Noktaya Bağlı Mekanizma

Deprem verilerinin kirişin uç noktasına uygulanmasıyla elde edilen değerler tabloda gösterilmiştir. Buna göre toplam deformasyon artmıştır. Ortalama eşdeğer gerilme azalmış, maksimum eşdeğer gerilme ise artmıştır.



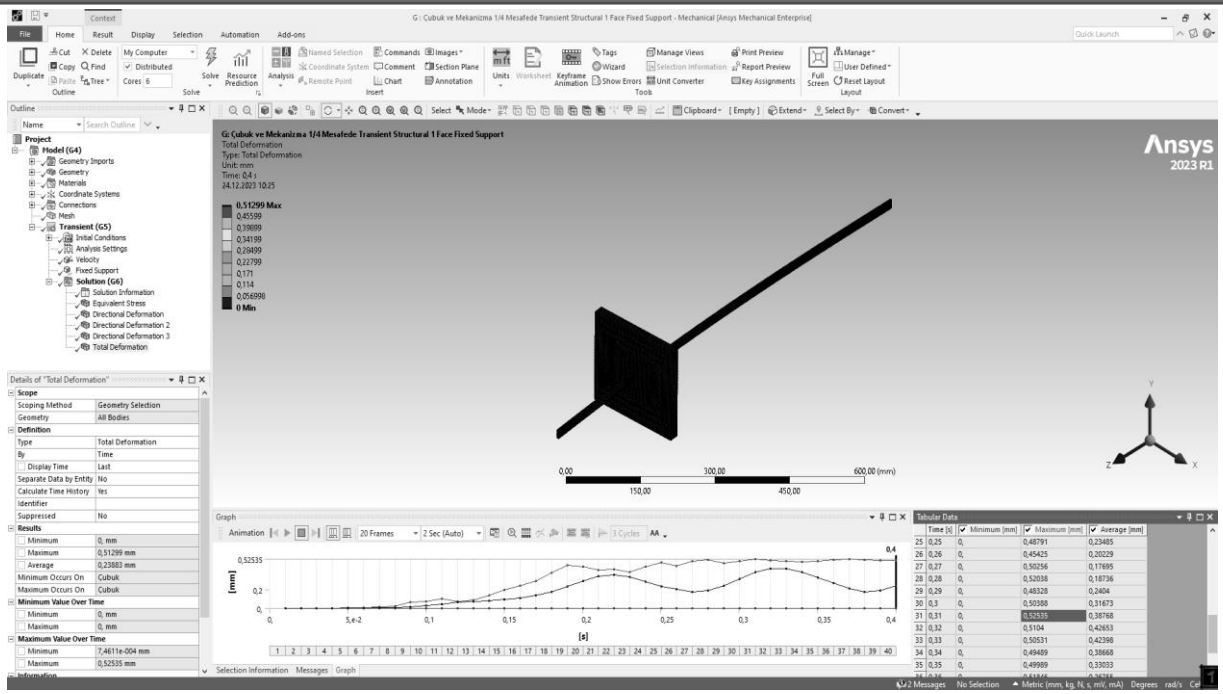
Şekil 22. Esnek Mekanizmanın Kirişin Ucuna Uygulanması

Tablo 11. Kirişin Ucuna Uygulanması

	Toplam Deformasyon [mm]			Eşdeğer Gerilme [MPa]		
	Minimum	**Maksimum**	**Ortalama**	**Minimum**	**Maksimum**	**Ortalama**
Kiriş	0	0,52526	0,13297	6,58E-06	1,8989	0,23485
Kiriş + Mekanizma	0	0,6576	0,48054	5,3339e-007	2,0441	5,1191e-002

250 mm Mesafeye Bağlı Mekanizma

Deprem verilerinin kirişin uç noktasına uygulanmasıyla elde edilen değerler tabloda gösterilmiştir. Buna göre maksimum toplam deformasyon hissedilmeyecek derecede artmış, ortalama deformasyon artmıştır. Maksimum eşdeğer gerilme bir miktar artmış ve minimum eşdeğer gerilme bir miktar azalmıştır.



Şekil 23. Esnek Mekanizmanın 250 mm Mesafede Uygulanması

Tablo 12. 250 mm Mesafede Uygulama

	Toplam Deformasyon [mm]			Eşdeğer Gerilme [MPa]		
	Minimum	**Maksimum**	**Ortalama**	**Minimum**	**Maksimum**	**Ortalama**
Kiriş	0	0,52526	0,13297	6,58E-06	1,8989	0,23485
Kiriş + Mekanizma	0	0,52535	0,38768	2,5492-007	1,9764	4,9212-002

SONUÇLAR

Plastik malzemeden üretilmiş X ve Y ekseninde titreşim serbestliği bulunan bir esnek mekanizma tasarlanarak çelik kirişler üzerinde çalışma boyunca incelenmiştir. Buna göre 1995 KOBE depreminden elde edilen veriler kiriş modeline giriş şeklinde uygulanmış ve kirişte meydana gelen titreşimlerin ve gerilmelerin değişimleri irdelenmiştir.

Elde edilen verilere göre deprem titreşimlerinin etkilerini azaltma yönünde olumlu bir sonuç elde edilmemiştir fakat dikkat edilirse esnek mekanizmaya gelen titreşimler merkezden dışarı doğru olmaktadır. Daha önce yapılan çalışmadan [8] görüleceği üzere dıştan merkeze doğru olan titreşimlerde esnek mekanizma faydalı sonuçlar vermiştir.

Tablo 13. Geçici Durum Cevap Analizleri

GEÇİCİ DURUM CEVAP ANALİZLERİ	Toplam Deformasyon [mm]			Eşdeğer Gerilme [MPa]		
	Min	Maksimum	Ortalama	Min	Maksimum	Ortalama
Kiriş	0	0,52526	0,13297	6,58E-06	1,8989	0,23485
Orta Noktaya Bağlı Mekanizma	0	0,5253	0,18524	1,90E-07	1,8724	3,81E-02
Uç Noktaya Bağlı Mekanizma	0	0,6576	0,48054	5,33E-07	2,0441	5,12E-02
250 mm'ye Bağlı Mekanizma	0	0,52535	0,38768	2,5492-007	1,9764	4,9212-002

KAYNAKLAR

[1] Deniz, O., Gezer.,N.: Binalardaki Deprem Titreşimlerini Azaltmaya Yönelik XY Flexure Mekanizması Tasarımı ve Analizi, Yıldız Teknik Üniversitesi, 2023
[2] Howell, L.L.: Compliant Mechanisms, First Edition, John Wiley, New York, 2001.
[3] Howell, L.L., Midha, A., and Norton, T.W.: Evaluation of Equivalent Spring Stiffness for Use in a Pseudo-Rigid-Body Model of Large Deflection Compliant Mechanisms, ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 118., 1996.
[4] Awtar, S., Slocum, A.H.: Desing Of Parallel Kinematic XY Flexure Mechanisms, ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, 11, 2005, Long Beach, California USA
[5] Howell, L.L., Magleby, S.P., Olsen B.M.: Handbook of Compliant Mechanisms, John Wiley and Sons Ltd., 2013
[6] Awtar, S, Synthesis and Analysis of Parallel Kinematic XY Flexure Mechanisms, Department of Mechanical Engineering, Doctor of Science Thesis in M.I.T., February 2004
[7] Awtar, S., Slocum, A.H., Sevincer, E.: Characteristics of Beam Based Flexure Modules, ASME 2007 Journal of Mechanical Design, June 2007, Vol. 129/639
[8] Demir, C., Erdem H., Deniz, O., Gezer.,N.: Binalardaki Deprem Titreşimlerini Azaltmaya Yönelik XY Flexure Mekanizması Tasarımı ve Analizi, INTERNATIONAL TOPKAPI CONGRESS II, 2023

MERKEZİ ISITMA SİSTEMLERİNDE UYGULANAN KASKAD SİSTEMİNDE U-KOLLEKTÖR KULLANARAK YAKIT TÜKETİMİNİN AZALTILMASI

Ertuğrul SOYSAL
Ondokuz Mayıs Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
ORCID ID: 0009-0003-6277-1265
Mustafa ÖZBEY
Ondokuz Mayıs Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
ORCID ID: 0000-0002-3294-1943

ÖZET

Hem ülkemizde hem de dünya genelinde giderek artan enerji ihtiyacı ve enerji kaynaklarındaki azalma dikkate alındığında enerjinin verimli kullanılması daha büyük önem arz etmektedir. Aynı zamanda günümüzde enerji üretimi ve buna bağlı olarak enerjinin kontrollü tüketimi ülkelerin kalkınması için kaçınılmaz noktadadır. Ülkemizde sanayide, kamu binalarında ve konutlarda kullanılan ısıtma sistemlerinin büyük bir bölümünde doğalgazlı sistemler kullanılmaktadır. Doğalgazda dışa bağımlı bir ülke olduğumuz için bu sistemlerin tüketim maliyetleri her geçen gün artmaktadır. Bu bağlamda enerjinin verimli kullanımı ilkesi de göz önünde bulundurularak, bu çalışmada yakıt tüketimin azaltılması amaçlanmıştır. Ülkemizde doğalgazlı merkezi sistemlerde büyük oranda kaskad sistem tercih edilmektedir ve bu sistemlerde sistem verimliliğini arttırabilmek için denge kabı veya plakalı eşanjör kullanılır. Bu çalışmada ise diğer iki sistemden farklı olarak U-kollektör kullanılarak yakıt tüketiminin azaltılması hedeflenmiştir ve çalışma sonucunda U-kollektörlü sistemin plakalı eşanjörlü sisteme göre %24, denge kaplı sisteme göre ise %31,47 daha verimli olduğu ortaya konmuştur.

Anahtar Kelimeler: Merkezi Isıtma Sistemi, Kaskad Sistemi, U-Kollektör, Doğalgaz