

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**VİSKOELASTİK BİR POMPA BASMA BORUSUNUN LİNEER OLMAYAN
SONLU ELEMANLAR ANALİZİYLE OPTİMİZASYONU**

SEREN YÜNLÜ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRUKSİYON PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DR. ÖĞR. ÜYESİ MUHARREM ERDEM BOĞUÇLU**

İSTANBUL, 2018

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**VİSKOELASTİK BİR POMPA BASMA BORUSUNUN LİNEER OLMAYAN
SONLU ELEMANLAR ANALİZİYLE OPTİMİZASYONU**

Seren YÜNLÜ tarafından hazırlanan tez çalışması 04.04.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Dr.Öğr.Üyesi Muharrem Erdem BOĞOÇLU
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Dr.Öğr.Üyesi Muharrem Erdem BOĞOÇLU
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr.Öğr.Üyesi Berna BOLAT
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç.Dr. Serpil KURT
İstanbul Teknik Üniversitesi



The image shows three handwritten signatures in blue ink, each written over a horizontal line. The first signature is at the top, the second is in the middle, and the third is at the bottom. The signatures are stylized and cursive.

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam süresince benden yardımlarını esirgemeyen, önerileri ile kendimi geliştirmemi sağlayan ve kariyer anlamında her konuda yardım eden, değerli danışman hocam Sayın Dr.Öğr.Üyesi Muharrem Erdem BOĞOÇLU'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışması ARÇELİK A.Ş. Ar-Ge Mekanik Teknolojiler Yöneticiliği Titreşim ve Akustik Teknolojileri Ailesi laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir. Konu ile ilgili olarak Sayın Dr. Emre OĞUZ'a, Sayın Metin GÜL'e ve Sayın Dr. Egemen TINAR'a teşekkürü borç bilirim. İşe başladığım ilk günden yüksek lisans bitirme tezini noktaladığım zamana dek desteğini hiç eksik etmeyen her türlü imkanı sunan, bilgi ve becerileriyle her zaman yol gösteren değerli iş arkadaşım Sayın Deha GÜLŞEN'e saygı, minnet ve teşekkürlerimi sunarım.

Tez süresince deney ve çizimlerin yapılmasında ve prototiplerin hazırlanmasında yardımlarını eksik etmeyen Sayın Çetin AYDINTUĞ ve Sayın Bülent CANANOĞLU'na teşekkür ederim.

Malzeme testlerimdeki yardımları için Sayın Orçun KAYMAKÇI'ya çok teşekkür ederim. Analizleri gerçekleştirme sürecinde benden yardımlarını esirgemen BİAS ekibine, özellikle Sayın Ender KOÇ'a teşekkürü borç bilirim.

Varlıklarıyla her zaman bana güç veren, her şeyi yapabileceğime beni inandıran, eğitim hayatım boyunca maddi manevi her türlü desteği sağlayan ve bana bir kere olsun hayır demeyen biricik aileme sonsuz teşekkür ediyorum.

Tezimi bitirmem sürecinde manevi desteklerini esirgemeyen arkadaşlarım Tunç ve Cihad'a teşekkürlerimi sunuyorum.

Nisan, 2018

Seren YÜNLÜ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT.....	xiii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	1
1.3 Hipotez	2
BÖLÜM 2	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2.1 Hidrolik Sistemlerde Boru Titreşimleri.....	3
2.2 Viskoelastik Malzemeler	9
2.2.1 Viskoelastik Malzemelerin Geçici Özellikleri	10
2.2.1.1 Sürünme	10
2.2.1.2 Gevşeme.....	11
2.2.2 Viskoelastik Malzemelerin Dinamik Özellikleri.....	12
2.2.3 Sıcaklığın Etkisi	13
2.2.4 Viskoelastik Malzeme Modelleri	14
2.2.4.1 Kelvin-Voigt Modeli	15
2.2.1.2 Maxwell Modeli.....	15
2.2.1.3 Standart Lineer Model	16
2.2.5 Elastisite ve Hiperelastisitenin Tanımı.....	16
2.2.5.1 Hiperelastik Malzemeler.....	17

2.2.1.2	Hiperelastik Malzemelerin Modellenmesi	17
2.2.1.3	Hiperelastik Malzeme Modellerinin Literatürdeki Yeri.....	18
2.2.6	Malzeme Testi Methotları	18
BÖLÜM 3		
DENEY TASARIMI.....		19
3.1	Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi	19
3.2	Tam Faktöriyel Deney Tasarımı	20
BÖLÜM 4		
DENEYSEL ÇALIŞMALAR		22
4.1	Ses Gücü Düzeyi Ölçüm Düzeneği.....	22
4.2	Akustik Kamera Ölçüm Düzeneği.....	24
4.3	Titeşim Ölçümleri	26
4.4	Malzeme Mekanik Özelliklerinin Elde Edilmesi	28
BÖLÜM 5		
SONLU ELEMENLAR ANALİZİ		33
5.1	Nonlinear Analiz.....	33
5.2	Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması	35
5.2.1	Geometri Ağ Örgüsünün Oluşturulması	36
5.2.2	Malzeme Modelinin Oluşturulması	37
5.2.3	Sınır Şartlarının Belirlenmesi	41
5.2.4	Herrmann Formülasyonu	41
5.3	Sonlu Elemanlar Analizi ve Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması	43
5.4	Optimizasyon	45
BÖLÜM 6		
SONUÇ VE ÖNERİLER		50
6.1	Sonuç.....	50
6.2	Öneriler	54
KAYNAKLAR		56
ÖZGEÇMİŞ		58

SİMGE LİSTESİ

p	Basınç
ω	Frekans
F	Kuvvet
M	Moment
u	Yer değiştirme
ϕ	Dönme hareketi
E	Elastisite modülü
K	Bulk modulus
I	Atalet momenti
G	Kayma modülü
T	Sıcaklık
J	Burulma atalet momenti
a	Borunun ortalama yarıçapı
h_b	Esneklik faktörü
T_{ij}	Pompanın frekans bağımlı iletim matrisinin elemanları
q	Hacim hızı
A	Alan
ϵ	Gerinim
σ	Gerilme
E'	Depolama modülü
E''	Kayıp modülü
$()_s$	Katıya(boruya) bağlı simge
$()_f$	Akışkana bağlı simge

KISALTMA LİSTESİ

CAD	Computer Aided Design
DMA	Dynamic Mechanical Analysis
EPDM	Ethylene Propylene Diene Monome
FFT	Fast Fourier Transform
IEC	International Electrotechnical Commission
RMS	Root Mean Square
SAR	Semi Anechoic Room
SGD	Ses Gücü Düzeyi
WLF	Williams-Landel-Ferry

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1	Hidrolik sistemlerde gürültü kaynaklarının ayrıştırılması	3
Şekil 2. 2	Sıvı dolu boru sistemlerinde yapısal ve sıvı kaynaklı gürültünün oluşumunu ve iletilmesini etkileyen ortak bileşenleri	4
Şekil 2. 3	Akış dolu kirişler için frekans cevaplarına göre hareket denklemleri	5
Şekil 2. 4	Yerdeğiştirmelerin (u), dönme hareketinin (ϕ), kuvvetlerin (F), momentlerin (M), akış hızının (u_f), basıncın (p) koordinatları ve yönleri	5
Şekil 2. 5	(a) Elastik bir katının deformasyonu ; (b) Doğrusal bir viskoelastik katının Deformasyonu	10
Şekil 2. 6	t Zamana bağlı fonksiyon olarak sürünme uyumu Jt ; τ' gecikme zamanı	11
Şekil 2. 7	(a) Uygulanan gerinim, (b) Viskoelastik bir malzeme için zamana bağlı İndüklenen stres.....	11
Şekil 2. 8	Harmonik stres ve gerinimlerin ω frekansında "dönen vektör" gösterimi	12
Şekil 2. 9	Zaman-Sıcaklık Kaydırma Faktörü	13
Şekil 2. 10	Zaman-Sıcaklık Süperpozisyonu	14
Şekil 2. 11	(a) Kelvin-Voigt Modeli, (b) sürünme ve gevşeme davranışı	15
Şekil 2. 12	(a) Maxwell Modeli, (b) sürünme ve gevşeme davranışı	15
Şekil 2. 13	Standart Lineer Model	16
Şekil 2. 14	Doğrusal Elastik Modelin Gerilim-Gerinim Eğrisi	16
Şekil 3.1	Tasarım Parametreleri: Uzunluk, Açık ve Et kalınlığı	20
Şekil 3.2	Oluşturulan Modeller	20
Şekil 4.1	SAR'da Bulaşık Makinesi Ses Gücü Düzeyi Ölçümü	23
Şekil 4.2	Bulaşık Makinesi Ses Gücü Düzeyi Spektrumu	23
Şekil 4.3	Akustik Kamera Ölçüm Düzenekleri	24
Şekil 4.4	Akustik Kamera Ölçüm Sonuçları	25
Şekil 4.5	Titreşim Ölçümlerinde Kullanılan Deney Düzenekleri	26
Şekil 4.6	Pompa Bağlantı Noktasından Alınan İvme Ölçümleri Sonuçları	27
Şekil 4.7	Pompa İvme Ölçümleri Sonuçları	27
Şekil 4.8	DMA'nın Şematik Resmi	29
Şekil 4.9	TA Q800 DMA Cihazı	30
Şekil 4.10	Polimerlerin DMA Sonuçları	30
Şekil 4.11	EPDM esaslı boru malzemesinin sıcaklığa bağlı DMA sonuçları	31
Şekil 4.12	EPDM esaslı boru malzemesinin frekansa bağlı DMA sonuçları	31

Şekil 5.1	Kuvvet ve yerdeğişimi arasındaki nonlinearlik	33
Şekil 5.2	Bir kirişte lineer ve nonlinear davranış kıyaslaması	34
Şekil 5.3	Temas nonlinearliği.....	34
Şekil 5.4	Plastik malzemelerin gerilim-gerinim eğrisi.....	35
Şekil 5.5	Hiperelastik malzemelerin gerilim-gerinim eğrisi.....	35
Şekil 5.6	Ağ Örgüsü Çeşitleri.....	36
Şekil 5.7	Pompa Basma Borusu Ağ Örgüsü	37
Şekil 5.8	Kayıp Modülünün Ham Datası	37
Şekil 5.9	Depolama Modülünün Ham Datası	38
Şekil 5.10	DeneySEL Eğri Uydurma Parametreleri	38
Şekil 5.11	Kayıp Modülü için Eğri Uydurma	39
Şekil 5.12	Depolama Modülü için Eğri Uydurma.....	39
Şekil 5.13	Malzeme Özellikleri	40
Şekil 5.14	Sınır Şartlarının Belirlenmesi.....	41
Şekil 5.15	MSC Marc'ta 3B modelleme için kullanılan Element Tipleri.....	42
Şekil 5.16	157 numaralı elementin yapısı.....	42
Şekil 5.17	Viskoelastik basma borusunun Sonlu Elemanlar Modeli.....	43
Şekil 5.18	Doğrulamayı gerçekleştirmek için seçilen düğüm noktaları	43
Şekil 5.19	Analiz ve deney sonuçlarının karşılaştırılması	44
Şekil 5.20	100Hz titreşim genlikleri	45
Şekil 5.21	100Hz için varyasyon analizi	45
Şekil 5.22	100Hz'deki titreşim genlikleri için tasarım parametrelerinin ana etkileri ...	46
Şekil 5.23	100Hz'deki titreşim genlikleri için tasarım parametrelerinin etkileşimli etkisi	46
Şekil 5.24	100Hz'deki titreşim genlikleri için Parametrelerin dağılımı.....	47
Şekil 5.25	326,5 Hz için Parametrelerin dağılımı	47
Şekil 5.26	100Hz için ana tasarım parametresinin etkisi.....	48
Şekil 5.27	Optimum et kalınlığının hesaplanması	49
Şekil 6.1	Malzemenin titreşim iletimine etkisinin deneysel sonuçları	50
Şekil 6.2	Et kalınlığının titreşim iletimine etkisinin deneysel sonuçları.....	51
Şekil 6.3	Prototip malzeme ve titreşim ölçümleri	51
Şekil 6.4	Et kalınlığının ses gücü düzeyine etkisinin deneysel sonuçları	52
Şekil 6.5	Et kalınlığının 25cm'lik uzaklıktan ses basıncına etkisinin deneysel sonuçları	53
Şekil 6.6	Et kalınlığının 50cm'lik uzaklıktan ses basıncına etkisinin deneysel sonuçları	53
Şekil 6.7	Et kalınlığının ses gücü düzeyine etkisinin deneysel sonuçları	54

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 4. 1 Doğrulaması Yapılacak Noktanın Ölçüm Saçınıklığı	28
Çizelge 4. 2 Kauçuk Sertlikleriyle Young Modülü Arasındaki İlişki	32
Çizelge 5. 1 Analiz ve deney sonuçlarının karşılaştırılması	44
Çizelge 5. 2 Et kalınlığına bağlı maliyet ve titreşim genliği hesabı	48
Çizelge 6. 1 Malzeme değişikliğinin 100Hz'deki deneysel titreşim genlikleri	51
Çizelge 6. 2 Et kalınlığının 100Hz'deki deneysel titreşim genlikleri	52
Çizelge 6. 3 Et kalınlığının 100Hz'deki numerik titreşim genlikleri.....	52

**VİSKOELASTİK BİR POMPA BASMA BORUSUNUN LİNEER OLMAYAN
SONLU ELEMENLAR ANALİZİ İLE OPTİMİZASYONU**

Seren YÜNLÜ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Muharrem BOĞOÇLU

Pompa veya diğer kaynaklardan iletilen boru hatlarındaki basınç dalgalanmalarının titreşim ve gürültü kaynağı olduğu bilinmektedir. Basınç dalgalanması, boru sistemi bileşenleri titreşimlerinin nedenidir. Basınç dalgalanmasının ilettiği titreşim genliği dışında, motor ve pompanın devrinden kaynaklanan ve pompanın kanat geçiş frekansından iletilen titreşim de boru hatları ile sistemin diğer elemanlarına iletilebilmektedir. Bu nedenle titreşim iletimi patikasında olan borular için titreşim ve gürültüyü minimize edebilecek tasarım aşamasında uygun adımlar atılmalıdır.

Titreşim iletiminde malzemenin sönüm oranı önemli bir parametredir. Sönüm oranı yüksek olan kauçuk esaslı viskoelastik malzemeler, titreşim genliğini sönümleyebilmek adına hidrolik sistemlerde, boru tasarımlarında kullanılmaktadır. Endüstride viskoelastik malzemeleri bilgisayar ortamında simule edebilmek zor olduğu için genelde deneysel olarak tasarım optimizasyonuna gidilmektedir. Bu durum ise maliyet miktarını arttırmaktadır.

Gerçekleştirilen bu tez kapsamında, boru titreşimleri ile ilgili literatür araştırmaları yapılarak viskoelastik pompa basma borusunun mekanik özellikleri deneysel ortamda elde edilmiş ve uygun hiperelastik malzeme modeli ile nonlinear sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir.

Çalışmada viskoelastik malzemenin mekanik özellikleri DMA testlerinden frekansa (0.1Hz-100Hz) ve sıcaklığa (35°C-80°C) bağlı olarak elde edilmiştir. Malzemenin depolama ve kayıp modülüne bağlı olarak Neo-Hookean hiperelastik malzeme modeli kullanılmıştır. Malzeme eğrisi MSC Marc yazılımı içinde deneysel verilere göre oluşturulmuştur. Eğriden elde edilen malzeme katsayıları ve pompa üzerinden alınan FFT ölçümleri ile lineer olmayan sonlu elemanlar paket programı MSC Marc yazılımına girdi

sağlanmıştır. Yazılımdan alınan sonuçlar ile borunun sisteme bağlandığı noktadan alınan titreşim ölçümleri karşılaştırılmıştır. Model ve deney karşılaştırmasından sonra geometriye bağlı değişen parametrelerden oluşan deney tasarımı ile lineer olmayan sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerden elde edilen verilere göre titreşimi minimize eden tasarım optimizasyonuna gidilmiştir. Optimizasyonu sağlanan borunun bulaşık makinesinde ses gücü düzeyine etkisi deneysel olarak incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hiperelastik malzemeler, Neo-Hookean, Lineer olmayan sonlu elemanlar analizi, Titreşim iletimi, Ses Gücü Düzeyi



ABSTRACT

DESIGN OPTIMIZATION OF VISCOELASTIC PUMP DISCHARGE PIPE WITH NONLINEAR FINITE ELEMENT ANALYSIS

Seren YÜNLÜ

Department of Mechanical Engineering
MSc. Thesis

Adviser: Asst. Prof. Dr. Muharrem BOĞOÇLU

Pressure fluctuations in pipelines transmitted from pumps or other sources are known to be sources of vibration and noise. Pressure fluctuation is the cause of vibrations on pipe system components. Apart from the vibration transmitted by the pressure fluctuation, the vibration that is cause of pump and electric motor rotation and pump blade passing frequency can also be transmitted through pipelines and other elements of the system. For this reason, appropriate steps should be taken in the design phase to minimize vibration amplitude and optimize noise level for the piping in the conduit of vibration transmission.

The damping ratio of the material in vibration transmission is an important parameter. Rubber based viscoelastic materials with high damping ratio are used in hydraulic systems and pipe designs in order to minimize vibration amplitude. Choosing the most suitable design and viscoelastic material is usually made by experimenting, which leads to significant amounts of time and monetary costs.

In the scope of this thesis, mechanical properties of viscoelastic pump discharge pipe were obtained experimentally and the studies of pipe vibrations in literature were researched.

In the study, the mechanical properties of the viscoelastic material were obtained from the DMA tests, by sweeping excitation frequencies (0.1Hz-100Hz) and material temperatures (35°C-80°C). Neo-Hookean hyperelastic model were used according to the storage and the loss modulus of the material. The material master curve was fitted by using experimental data fit in MSC Marc software. The material coefficients obtained from the curve and the FFT measurements taken from the pump were provided as inputs to the nonlinear finite element package program MSC Marc software. The

analysis results and the vibration measurements which were taken the point where the pipe was connected to the system were compared. After comparing the model and the experiment results, nonlinear finite element analysis was performed with design of experiments consisting of varying parameters depending on geometry. Design optimization has been carried out to minimize vibration amplitude according to the results obtained from the analyzes. The effect of sound power level on the optimized dishwasher was investigated experimentally.

Keywords: Hyperelastic materials, Neo-Hookean, Nonlinear finite element analysis, Vibration transmission, Sound Power Level



1.1 Literatür Özeti

Hidrolik devrelerin en önemli parçalarından olan pompalar, boru sistemleri aracılığı ile titreşimlerini sistemdeki diğer elemanlara aktarırlar. Tahrik ettikleri sistem ile pompanın doğal veya çalışma frekanslarının çakışması sonucunda, titreşimde ve titreşimden kaynaklı gürültüde artış görülebilmektedir. Bu nedenle bağlantı elemanları olan boruların, titreşimi sönümleyen viskoelastik malzeme olması ve boru tasarımı optimizasyonu gürültü ve titreşim iletimi açısından önem kazanmaktadır. Bu durum, günümüz araştırmacılarını içi akışkan dolu boruların titreşim iletimine yönelik çalışmalar yapmaya sevk etmiştir. Teknoloji ile birlikte, deney masraflarını azaltmaya olanak sağlayan sonlu elemanlar yöntemiyle analiz yapan çeşitli yazılımlar, viskoelastik malzemelerin modellenebilmesini sağlayabilecek düzeye gelmiştir. Bu sayede araştırmacılar, sistemi simule edebilecek ve borunun titreşim iletimini minimize edebilecek parametreleri inceleme adına çalışmalar yapabilmektedirler.

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin amacı; viskoelastik pompa basma borusundan sisteme iletilen titreşim ve titreşim kaynaklı gürültüyü, belirlenen parametreler altında minimize edebilecek bir tasarım sağlamaktır. Çalışma kapsamında oluşturulan sayısal modelde, tasarım parametrelerinin titreşime etkisi incelenerek bir optimizasyon metodolojisi oluşturulmuştur. Tasarım parametrelerinin incelenmesi için Nonlineer Sonlu Elemanlar yazılımı olan MSC Marc & Mentat yazılımı kullanılmıştır. Yapılan çalışmalar deney

sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanmış ve titreşim iletimine etki eden parametreler ortaya çıkarılmıştır. Daha sonra etkisi görülen parametreler ve bulaşık makinesi içerisindeki kısıtlar doğrultusunda optimum tasarım ortaya konulmuştur.

1.3 Hipotez

Viskoelastik bir pompa basma borusundan bulaşık makinesi gövdesine iletilen titreşim ve bu titreşimin iletimine etki eden parametreler incelenecektir. Yapılan çalışma sonucunda, mevcut iletilen titreşim genliğinin düşürülmesi ve titreşim iletimine etki eden tasarım parametrelerinin belirlenmesi beklenmektedir. Aynı zamanda boru malzeme değişikliği ile ekstra prototip maliyetine gerek kalmadan bilgisayar ortamında deneylerin simüle edilmesi sağlanabilecektir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür araştırmasında öncelikle boru titreşimleri ile ilgili yapılan araştırmalar incelenmiştir. Bu çalışmada akışkanın sönümü hesaba katılmayıp akışkan kütlesi ve pompanın tahrik titreşimiyle analizler yapılmıştır, parametreler literatür araştırması kaynak alınarak seçilmiştir. Daha sonra viskoelastisite ilgili yapılan çalışmalara göre tez haritası oluşturulmuştur. Viskoelastik malzemeleri sonlu elemanlar yöntemiyle analiz edebilmek için öncelikle uygun malzeme katsayıları ve malzeme modeli ile beraber, uygun sonlu elemanlar analiz methodu seçilmelidir. Bu çalışmada EPDM esaslı malzemenin DMA testinde frekansa ve sıcaklığa bağlı depolama ve kayıp modülü değerleri elde edilerek malzemenin eğrisi, borunun çalışma sıcaklığında WLF fonksiyonuna göre çıkarılmıştır. Hiperelastik ve viskoelastik malzeme davranışlarına uygun olan Mooney malzeme modeli, Prony serisine göre açılarak malzeme katsayıları elde edilmiştir. Malzeme modelinin seçilmesi ile beraber analiz Herrmann formülasyonuna göre yapılmıştır.

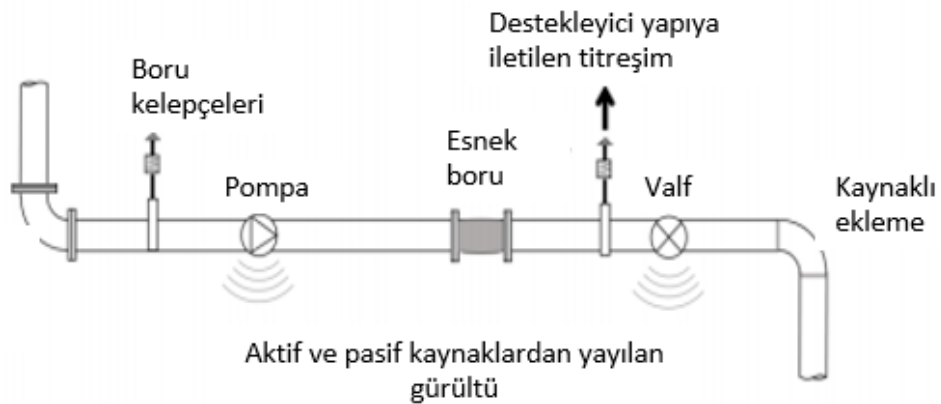
2.1 Hidrolik Sistemlerde Boru Titreşimleri



Şekil 2. 1 Hidrolik sistemlerde gürültü kaynaklarının ayrıştırılması

Hidrolik sistemlerdeki gürültü kaynakları şekildeki gibi ayrılabilir. Pompa ve basma borusu titreşimleri türbülanslı akışın oluşturduğu titreşim, pompa kanatlarının frekansından ve elektrik motor frekansından gelen titreşimlerden oluşmaktadır. Bu frekansa bağlı değişen titreşimlerin gövdenin doğal frekansı ile çakışması sonucunda yapısal kaynaklı gürültü oluşmaktadır. Bu nedenle yapısal kaynaklı gürültünün optimize edilmesinde pompa ve basma borusu titreşimleri önemli gürültü kaynağı olarak nitelendirilmektedir.

Pompa veya diğer kaynaklardan iletilen boru hatlarındaki türbülanslı akıştan dolayı oluşan basınç dalgalanmaları ve devir kaynaklı titreşim, boru hattı boyunca bağlandıkları diğer elemanlara iletilir. Bu nedenle boru sistemlerindeki gürültü ve titreşim birçok uygulama için çalışılmıştır.



Şekil 2. 2 Sıvı dolu boru sistemlerinde yapısal ve sıvı kaynaklı gürültünün oluşumunu ve iletilmesini etkileyen ortak bileşenleri. [1]

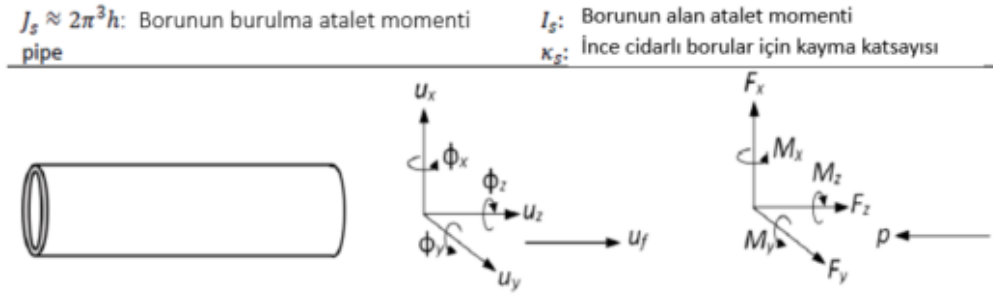
Moore[1] 2016'da, boru sistemlerinin tepkisini modellemek için literatürde çeşitli yaklaşımların araştırmasını yapmıştır. Akışkan-yapı etkileşimini ve vibroakustik davranışı yöneten fiziksel mekanizmaların bu tarz uygulamaların hepsinde ortak olduğunu savunmuştur. Fakat, iç akışkanın fiziksel özelliklerine göre ya da borunun yapısındaki farklılıklara göre sonuçlar değişebilmektedir. Bu nedenle farklı durumlarda vibroakustik davranış modelinde farklı yaklaşımlar yapılmıştır.

90'lardan önce yapılan çalışmalarda modeller akış dolu boruların geçici davranışlarıyla beraber, sıvı-akışkan arasındaki eksenel hareketi ve Poisson bağlantısı göz önüne alınarak modelleniyordu. Modeller, diğer serbestlik dereceleri olan burulma ve döndürme hareketlerini de kapsayacak şekilde genişleterek zaman ve frekans alanında çözüm yöntemleri geliştirilmiştir. Boru sistemlerindeki geçici davranışları bu şekilde kapsayacak şekilde yapılan çalışmalar Li vd.[2] tarafından 2015'te, Tijsseling[3] tarafından 1996'da, Wiggert ve Tijsseling [4] tarafından 2001'de yayınlandı.

Genellikle "on dört denklem modeli" olarak adlandırılan en genel model, sıvıdaki düzlem dalgaları ve boru yapısındaki eksenel, burulma, eğilme ve kesme hareketini tanımlayan denklemlerden oluşur. Şekil 2.3'teki (2) - (12) denklemleri Jong [5] tarafından 1994'te verilmiş ve koordinat tanımları Şekil 2.4'te gösterilmiştir.

Boru ve akışkanın eksenel hareketi	Borunun eğilme hareketi (x-z düzleminde)
$\frac{\partial p}{\partial z} = \rho_f \omega^2 u_f \quad (2)$	$\frac{\partial F_x}{\partial z} = -(\rho_s A_s + \rho_f A_f) \omega^2 u_x \quad (6)$
$\frac{\partial F_z}{\partial z} = -\rho_s A_s \omega^2 u_z \quad (3)$	$\frac{\partial M_y}{\partial z} = -F_x - \rho_s I_s \omega^2 \Phi_y \quad (7)$
$\frac{\partial u_z}{\partial z} = \frac{F_z}{E_s A_s} - \frac{2\nu a A_f}{E_s a_i A_s} p \quad (4)$	$\frac{\partial u_x}{\partial z} = \frac{F_x}{\kappa_s G_s A_s} + \Phi_y \quad (8)$
$\frac{\partial u_f}{\partial z} = \left[-\frac{1}{K_f} \left(1 + \frac{2a K_f}{h E_s} \right) \right] p + \frac{2\nu a F_z}{E_s a_i A_s} \quad (5)$	$\frac{\partial \Phi_y}{\partial z} = \frac{M_y}{E_s I_s} \quad (9)$
Burulma hareketi	
$\frac{\partial M_z}{\partial z} = -\rho_s J_s \omega^2 \Phi_z \quad (10)$	$\kappa_s = \frac{2(1+\nu)}{(4+3\nu)} \quad (12)$
$\frac{\partial \Phi_z}{\partial z} = \frac{M_z}{G_s J_s} \quad (11)$	α : Borunun ortalama yarıçapı α_i : İç borunun ortalama yarıçapı K_f : Akışkanın bulk modülü G_s : Kabağun kayma modülü

Şekil 2. 3 Akış dolu kirişler için frekans cevaplarına göre hareket denklemleri [1]



Şekil 2. 4 Yerdeğiştirmelerin (u), dönme hareketinin (ϕ), kuvvetlerin (F), momentlerin (M), akış hızının (u_f), basıncın (p) koordinatları ve yönleri [1]

Şekil 2.3'de verilen (2) - (5) denklemleri viskoz akışkan olduğu varsayılarak akışkanın ve borunun eksenel hareketini tanımlar. Poisson kontraksiyonundan dolayı sıvı ile boru arasındaki kuplaj, (4) ve (5) denklemlerinde son terim $2va / (E_s a_i A_s)$ katsayısı ile tanımlanır. Denklem (5) 'in ilk terimindeki p katsayısı, boru duvarlarının esnekliğini hesaba katarak, iç akışkanın modifiye bir hacim modülüdür. Sıkıştırılmaz sıvı içeren birçok boruda ($K_f \gg E_s$), akışkan içindeki etkili ses hızı azalır. Denklemler (2) ve (3) frekansa bağlı sürtünmeyi içerecek şekilde değiştirilebilir ve türevlerini Kwong and Edge [6] 1996'da ve Tentarelli[7] 1990'da vermiştir. Jong[5] 1994'te, viskoz sürtünme ile sönümlenmenin, dahili sıvıdaki gaz kabarcıklarının etkilerini de hesaba katabilen karmaşık bir akışkan hacim modülü olarak dahil edilmesini önermiştir.

Denklemler (6) - (9) $x - z$ düzlemindeki eğilme hareketini ve benzer denklemleri, koordinatları aktararak $y - z$ düzlemi için de geçerli kılar. Eşitlik (6) translasyonel atalet terimindeki sıvının katkısını da içermektedir. Bununla birlikte, yazarlar arasında bir farklılık noktası, akışkanın, denklem (7) 'de toplam dönme ataletine katkıda bulunup bulunmadığıdır. Jong[5] 1994'teki, Tentarelli[7] 1990'daki, Tijsseling[3] 1996'daki, Wiggert ve Tijsseling[4] 2001'deki makalelerinde akışkanın dönme ataletini kullanmamaktadır. Kwong ve Edge[6] 1996'da, Lesmez[8] 1989'da, Liu ve Li [9] 2011'de, Xu vd[10] 2014'te, Zhao[11] 2014'te, denklem (7) 'ye bir $-p_f I_f \phi_y \omega^2$ terimi ekleyerek akışkanın atalet momentini, I_f' i de hesaba katmışlardır. Ayrıca eğri boruları

modellerken ovalleşme veya esneklik faktörü h_b , eğilme rijitliğinin azaltmak için denklem (9) 'da kullanılabilir. ($E_s I_s / h_b$)

On dört denklem modelinin diğer ayrıntıları, yerçekimi, iç basınç, akışkan akışı, merkezkaç ve Coriolis kuvvetlerinin etkilerini hesaba katmaktır. Bunların, geçici olayları veya çok yüksek akış hızlarına sahip durumları modellemek için daha önemli olduğunu Li vd. [2] 2015'te, Wiggert ve Tijsseling[4] 2001'de yayınladıkları makalelerde savunmuştur.

Jong [5] 1994'te bir sıvı doldurulmuş borunun on dört denklem modelinin temelini oluşturan varsayımları özetlemiştir. Akışkan ve borunun her biri homojen, izotropiktir ve doğrusal elastik davranış sergiler. Aynı zamanda boru duvar kalınlığı boru yarıçapına kıyasla küçüktür ($\beta^2 \ll 1$). Boru et kalınlığı, boru çapına kıyasla büyükse akışkan Mach sayısı küçük olduğu için ortalama akışkan akışının etkisi ihmal edilir.

Boru kıvrımları, farklı serbestlik dereceleri arasında ek bağ oluşturur, örnek olarak eğilme ve burulma verilebilir. Eğilme sertliği, bir dönemecin dairesel olmayan enine kesitlerinin varlığından etkilenir. El-Raheb[12] 1981'de, düzlem akustik dalgalar ile boru bükme deformasyonu arasındaki bağlantının araştırılması için sürekli bir boru bükümü modeli türetmiştir. Analiz, düzlem dalga varsayımının, ilk akustik kesme frekansının yarısının altındaki frekanslar için geçerli olduğunu göstermiştir. Tentarelli[7] 1990'da aynı zamanda bir boru bükümü için sürekli bir model türetti ve bu yaklaşımın, bir dizi küçük düz borudan yapılmış bükümlü ayırık bir modelinin fazladan hesaplama maliyeti nedeniyle garanti edildiğini ileri sürdü. Jong[5] 1994'te sürekli bir modelin, ayırık bir modelin sonuçlarını ve ayrıca bir sonlu elemanlar modeli sonuçlarını karşılaştırmış ve her yaklaşım arasında iyi bir validasyon sağlamıştır. Bükülme sertliğini azaltmak için kullanılan esneklik faktörü hem sürekli hem de kesikli iletim matris modellerinde anahtar bir parametredir ve Wiggert ve Tijsseling[4] 2001'de bunun sıvı basıncından da etkilenebileceğini belirtmiştir.

Basit iletim borusu devreleri için iletim matrisi yaklaşımı deneysel olarak doğrulanmıştır. Örneğin, Tentarelli [7] 1990'da, bir dirsek, T-birleşimi, kelepçelenmiş boru desteği ve akümülatörü içeren bir hidrolik boru sistemi için 0-1000 Hz frekans aralığı boyunca öngörülen ve deney sonuçları arasında iyi bir uyum göstermiştir. Çalışmasında nominal boru yarıçapı 5.8mm olan boru ve içinde hidrolik yağ olan bir sistem kullanmıştır.

Jong[5] 1994'te kıvrımlar ve esnek körükler içeren su doldurulmuş bir boru sistemini başarıyla modellemiştir. Boru iç yarıçapı 75 mm olan sistemin frekans cevaplarını 1000 Hz'ye kadar sunmuştur.

Kwong ve Edge[6] 1996'da düzlemde ve ortalama akış ile üç boyutlu bir hidrolik devre (10 mm iç yarıçap) üzerinde deneyler gerçekleştirmişlerdir. Deneysel ve öngörülen sonuçların karşılaştırılması, modelde frekansa bağlı bir sürtünme faktörü içermesinin önemini vurgulamıştır.

Kwong ve Edge[13] tarafından 1998'te yapılan daha ileri çalışmalarda, bir boru kelepçesi için en iyi ve en kötü konumları belirlemek için bir optimizasyon rutininde hidrolik sistemin iletim matris modelini kullanmışlardır. Bu çalışma ayrıca, modelde sınır şartı olarak deneysel olarak ölçülen yapısal empedansı da içermektedir. En iyi ve en kötü boru kelepçesi konumları deney verileri ile doğrulanmıştır. Bununla birlikte, tutarsızlıklar belirlenmiş ve modelde uygulanan sınır koşullarının doğruluğu, hatalar için olası bir neden olmuştur. Bu, sıvı dolu boru sistemlerinin modellenmesinde önemli zorlukların altını çizmektedir. Modellerin doğruluğu, alt bileşenlerin mekanik özelliklerine bağlıdır ve bu özellikler, örneğin, cıvatalı boru flanşlarının veya supapların sertliği gibi, doğru bir şekilde nicelleştirmek zor olabilir.

Benzer zorluklar, sıvıda basınç dalgalanmaları üreten pompaların ve diğer bileşenlerin karakterize edilmesinde ortaya çıkmaktadır. Pompalar, akışkan basınç uyarımının, yapısal uyarılmanın ve akış kaynaklı gürültünün kaynağıdır. Genişbant uyarımı türbülansdan dolayı meydana gelir ve kanat geçiş frekansında dar bant uyarımı meydana gelir. Pompalar, bir iletim matrisi ve basınç ve hacim hızı kaynağı olarak modellenabilir (Rzentkowski ve Zbroja [14] 2000):

$$\begin{bmatrix} p_o(\omega) \\ q_o(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11}(\omega) & T_{12}(\omega) \\ T_{21}(\omega) & T_{22}(\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_i(\omega) \\ q_i(\omega) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} p_s(\omega) \\ q_s(\omega) \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

Burada p ve q frekansa bağlı basınç ve hacim hızını temsil eder; Alt indisler i , o ve s giriş, çıkış ve kaynak anlamındadır ve T_{ij} , pompanın frekans bağımlı iletim matrisinin elemanlarıdır.

Sıvı basınç dalgalanmasının ölçümü için standartlar vardır (ör. ISO 10767-1: 2015 (2015) [15]) ve araştırmacılar, pompaların kaynak ve iletim özelliklerini tanımlamak için diğer yöntemleri de araştırmışlardır. Denklem 2.1'in unsurlarını çıkarmak için ölçüm noktalarının yeri ve sayısı, uyarı kaynağı ve sinyal işleme algoritmaları farklılık gösterir.

Jong[5] 1994'te, bir merkezkaç pompa için iletim matrisi, basınç ve hacim, hız ve kaynak terimlerini tahmin etme yöntemlerini test etmiştir. Sonuçları, iletim matrisinin yaklaşık çalışma koşulundan bağımsız olduğunu düşündürmüştür. Carta vd. [16] 2000'de ve [17] 2002'de içinde boşluk olmayan pompanın transfer matrisinin çalışma koşullarından bağımsız olarak ölçülebildiği koşulları da tartışmıştır. İçinde hava veya su olan santrifüjlü akış pompası üzerindeki deneysel ölçümler, düşük frekanslarda uygulanabilir olduğunu göstermiştir. Kaynak seviyelerinin, kısmi akış koşullarında artan dar bantlı ve geniş bant bileşenli pompanın çalışma noktasına bağlı olduğu gösterilmiştir.

Charley ve Carta[18] 2001'de, bir merkezkaç pompanın transmisyon matrislerini tahmin etmiş ve akışkan ile yapı arasındaki bağlantıyı dikkate almadan etkisini göstermiştir. Pavic ve Chevilotte[19] 2010'da, bir hidrolik pompanın kaynak özelliklerini tanımlamak için yeni bir yöntem sunmuşlar, ancak kabul edilebilir sonuçlar elde etmede zorluklar bildirmişlerdir. Qi ve Gibbs[20] 2003'te, ısınan sirkülasyon pompalarının akışkan ve yapısal uyarımdan dolayı toplam akustik gücünü değerlendirmiştir. Serbest hızdan ve pompa hareketliliğinden, yapının yapı taşı bileşenini tahmin etmişler ve moment uyarımı tarafından indüklenen gücün, translasyonel kuvvetlerden kaynaklanan güç ile karşılaştırıldığında az olduğunu belirtmişlerdir. Akışkan taşıyan bileşen, yarı-yankı önleyici terminasyonla bir boru içinde ölçülmüştür.

Yukarıda açıklanan araştırmalar, pompaların karakterize edilmesi için çeşitli yöntemlerin fizibilitesini tasvir ederken, ölçümlerin uygulanmasında uygulanan zorluklar, modellemede kullanılmak için sınırlı sayıda yayınlanmış veriye yol açmıştır. Ölçülen verilerin yokluğunda, pompa iletimini ve kaynak özelliklerini tahmin etmek için bazı ampirik ve teorik modeller önerilmiştir. (Guelich ve Bolleter,[21] 1992, Simpson ve diğerleri, [22] 1967).

Bu çalışmada ise akışkan ve katı etkileşimi hesaba katılmamıştır. Pompanın tahriki pompadan alınan düşük frekans bandındaki FFT ölçümleri ile sağlanmıştır. Ayrıca pompa çıkışındaki basınç değeri sabit olarak kabul edilmiş ve Nonlinear Sonlu Elemanlar Analiz yazılımı olan MSC Marc'a girdi olarak verilmiştir. Ayrıca borunun diğer bağlantı noktasından alınan FFT değerlerine bakılarak tasarım optimizasyonuna gidilmesi amaçlanmıştır. Borunun geometrik özelliklerinin frekansa bağlı hareket denklemlerine etkisi literatürde verilen denklemlerde gözlemlenmiştir. Atalet momentini etkileyen

boru et kalınlığı, momenti etkiyen boru uzunluğu ve borunun eğim açısı bu çalışmada kullanılacak parametreler olarak belirlenmiştir ve titreşim iletimine etkisi incelenmiştir.

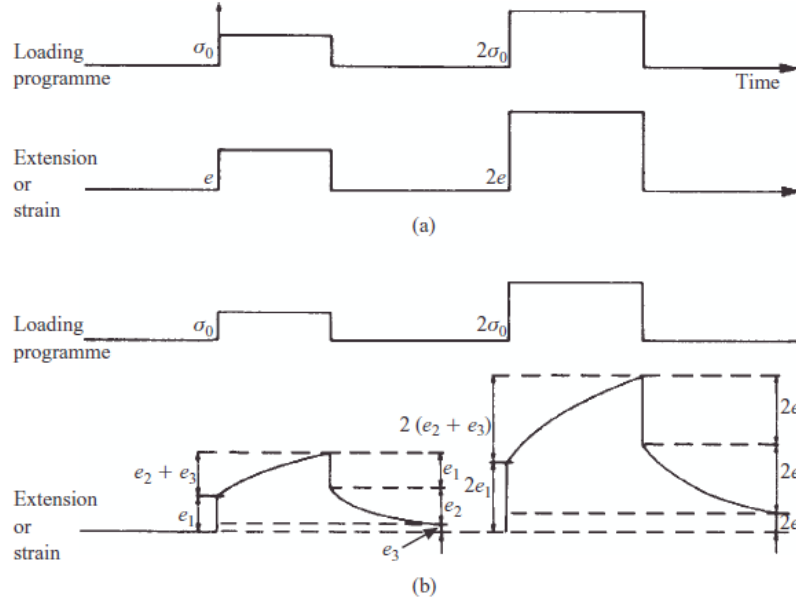
2.2 Viskoelastik Malzemeler

Bağıl moleküler kütlenin düşük olduğu malzemelerin davranışı, genellikle iki özel malzeme türü olan elastik katı ve yapışkan sıvı açısından ele alınır. Elastik katı, belli bir şekle sahiptir ve dış kuvvetler tarafından yeni bir şekle büründürölür. Bu kuvvetlerin etkisi giderildiği anda önceki haline geri döner. Katı, deformasyon sırasında dış kuvvetlerden edindiği tüm enerjiyi depolar ve kuvvetler etkisiz hale getirildiğinde bu enerjiyi orijinal haline dönmek için kullanabilir. Fakat viskoz bir sıvının kesin bir şekli yoktur ve dış kuvvetler hareketi altında geri dönüşümsüz olarak akar. Polimerlerin en ilginç özelliklerinden biri, belirli bir polimerin sıcaklığa ve deneysel olarak seçilen zaman ölçeğine bağlı olarak elastik bir katı ile yapışkan bir sıvı arasındaki tüm orta özellik aralığını gösterebilmesidir. Hem sıvı benzeri hem de katı benzeri özellikleri birleştiren bu yanıt şekli, viskoelastisite olarak adlandırılır [1].

2.2.1 Viskoelastik Malzemelerin Geii Özellikleri

2.2.1.1 Sürünme

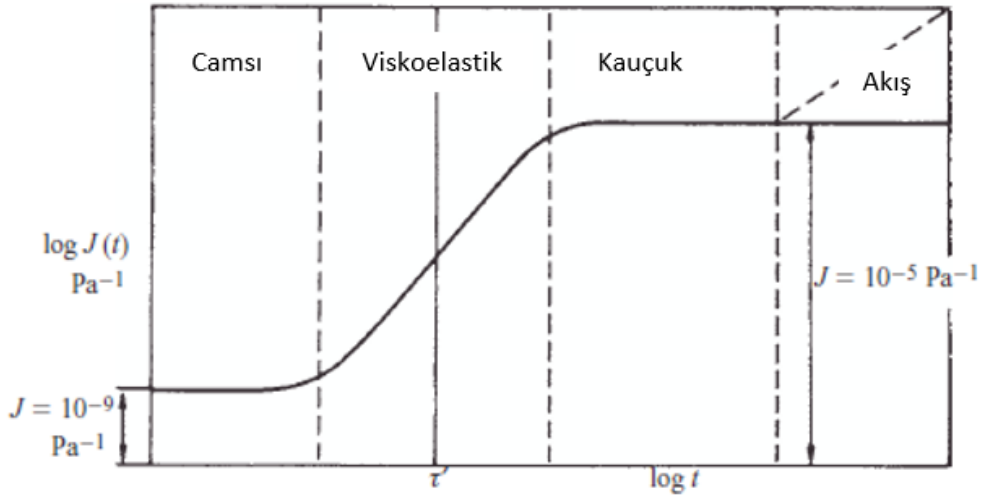
Sabit bir stres altında malzemenin zamana ve sıcaklığa bağlı aşamalı olarak oluşturduğu deformasyona sürünme denir. şekil 2.5'te lineer elastik ve lineer viskoelastik malzemeler için iki basamaklı gerilime verilen cevaplar karşılaştırılmıştır. Birinci durumda, gerinim yükleme programının şeklini gerilmelerin büyüklüğüne göre orantılı bir şekilde izlemektedir. En genel lineer viskoelastik katı durumunda, toplam gerinim e üç ayrı parçaya ayrılır: e_1 anlık elastik deformasyon, e_2 gecikmeli elastik deformasyon, e_3 viskoz bir sıvının deformasyonu ile aynı olan ve Newton'un viskozite yasasına uyan Newtonian akışkan. [21]



Şekil 2. 5 (a) Elastik bir katının deformasyonu ; (b) Doğrusal bir viskoelastik katının deformasyonu [21]

Bu bilgiye göre zamana bağlı olarak sürünme uyumu fonksiyonu tanımlanabilir.

$$J(t) = \frac{e(t)}{\sigma} = J_1 + J_2 + J_3 \quad (2.2)$$



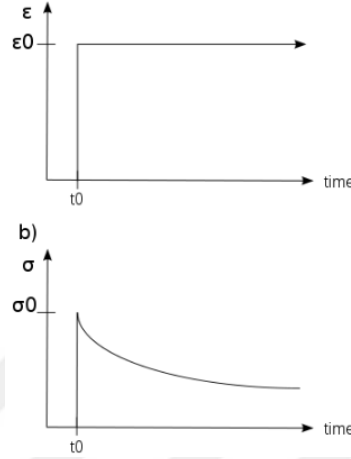
Şekil 2. 6 t Zamana bağlı fonksiyon olarak sürünme uyumu $J(t)$; τ' gecikme zamanı [21]

Malzemelerin sürünme yapısına ilişkin bilgi, deneylerle elde edilen verilere göre sürünme uyumluluğunun logaritmasının zamanın logaritmasına karşı çok geniş bir zaman ölçeğinde çizilerek elde edilir. Örneğin Şekil 2.2'de camsı bir katı için kısa zaman aralığında sürünme uyumunun $10^{-9} Pa^{-1}$ olması ve zamana bağlı olmadığı

görülmektedir. Viskoelastik malzemeninse zamana bağlı bir davranış gösterdiği görülmektedir.

2.2.1.2 Gevşeme

Gevşeme malzemede üretilen aynı miktarda gerilime yanıt olarak stresde gözlemlenen azalmadır.



Şekil 2. 7 (a) Uygulanan gerinim, (b) Viskoelastik bir malzeme için zamana bağlı indüklenen stres

2.2.2 Viskoelastik Malzemelerin Dinamik Özellikleri

Malzemelerin sürünme ve gevşeme özelliklerini ölçmeye alternatif olarak, polimerlerden kısa süreli bir cevap bekleniyorsa gerinim ve stres ölçülebilir. Viskoelastik davranış gösteren numuneler dengeye ulaştıkları anda, gerilim ve gerinim değerleri sinüzoidal olarak değişir. Fakat gerinim değeri ile gerilim değeri arasında faz farkı oluşur. Bu nedenle, gerilim ve gerinim fonksiyon denklemleri 2.2 ve 2.3'teki gibi yazılabilir.

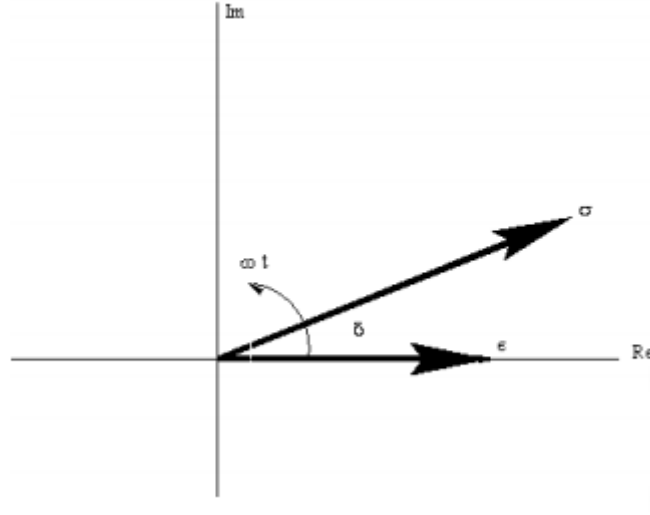
$$\epsilon = \epsilon_0 \cos \omega t \quad (2.2)$$

$$\sigma = \sigma_0 \cos(\omega t + \delta) \quad (2.3)$$

Denklem 2.2 ve 2.3 elektrik devre analizlerinde ve diğer harmonik sistemlerde kullanılan matematiksel ifadeye dönüştürüldüğünde, gerilimin gerçek kısmının gerinimle aynı fazda olduğu, sanal kısmın ise 90°'lik faz farkında olduğu görülmektedir.

$$\sigma^* = \sigma_0' \cos \omega t + i \sigma_0'' \sin \omega t \quad (2.4)$$

Denklem 2.4'ü görselleştirebilmek için Şekil 2.6 çizilebilir. ω frekansında dönen vektörlerden gerilme vektörü gerçek eksenini geçtiği anda δ faz açısı ile gerinim vektörü onu takip edecektir.



Şekil 2. 8 Harmonik stres ve gerinimlerin ω frekansında "dönen vektör" gösterimi [23]

Denklem 2.4'teki harmonik ilişkileri çeşitli parametrelerle Şekil 2.6'ya göre düzenlendiğinde aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$\tan \delta = \sigma_0'' / \sigma_0' \quad (2.5)$$

$$|\sigma^*| = \sigma_0 = \sqrt{(\sigma_0')^2 + (\sigma_0'')^2} \quad (2.6)$$

$$\sigma_0' = \sigma_0 \cos \delta \quad (2.7)$$

$$\sigma_0'' = \sigma_0 \sin \delta \quad (2.8)$$

Stres fonksiyonunun bu karmaşık formunu iki farklı dinamik modül tanımlamak için kullanabiliriz; her ikisi de gerilime karşı gerilme oranlarıdır, ancak çok farklı moleküler yorumlamalara ve makroskopik sonuçlara sahiptirler. Bunlardan ilki faz içi gerilme ile gerilime oranı olarak tanımlanan "gerçek" veya "depolama" modülüdür. Frekansa bağlı olarak değişen sertlik değeri olarak da tanımlanabilir.

$$E' = \sigma_0' / \epsilon_0 \quad (2.9)$$

Diğeri, faz-dışı gerilmenin gerilmeye oranı olarak tanımlanan "hayali" veya "kayıp" modülüdür. Aynı zamanda viskoelastik malzemeler için frekansa bağlı sönüm değeri olarak da tanımlanabilir.

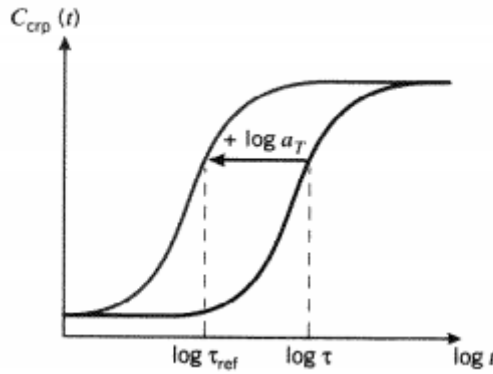
$$E'' = \sigma_0'' / \epsilon_0 \quad (2.10)$$

2.2.3 Sıcaklığın Etkisi

Sıcaklık, viskoelastik tepki oranları üzerinde büyük bir etkiye sahiptir. Pratik bir çalışmada sıklıkla değişen viskoelastik özellikler için malzeme analizini değişen sıcaklık aralıklarına göre deneysel olarak çıkarmak gerekir.

Bazı polimerlerde, özellikle poliizobutilen ve diğer amorf termoplastik gibi "basit" malzemeler, mikroyapısında çok az karmaşık özelliklere sahipken, zaman ve sıcaklık arasındaki ilişki basit modellerle tanımlanabilir. Bu gibi malzemeler "termorealolojik açıdan basit" olarak adlandırılır. Bu tür basit malzemeler için sıcaklığı düşürmenin etkisi, viskoelastik tepkiyi şekil değiştirmeden sağa kaydırmaktır. Bu gevşeme zamanı τ 'yi, kauçuk modülünü veya camsı modülünü değiştirmeden arttırmaktır.

$$\log(a_T) = \log_\tau(T) - \log_\tau(T_{ref}) \quad (2.11)$$



Şekil 2.9 Zaman-Sıcaklık Kaydırma Faktörü [24]

Formül 2.11'de tek bir gevşeme zamanı varmış gibi bir kabul yapıldı. Eğer model birden fazla gevşeme zamanı içeriyorsa, sıcaklık değiştikçe eğrinin pozisyonunun ve şeklinin değişmemesi için termorealolojik basitlik aynı kayma faktörüne sahip olmak ister. Eğer gevşeme zamanı Arrhenius formülasyonuna uyarsa kayma faktörü 2.12'den bulunabilir.

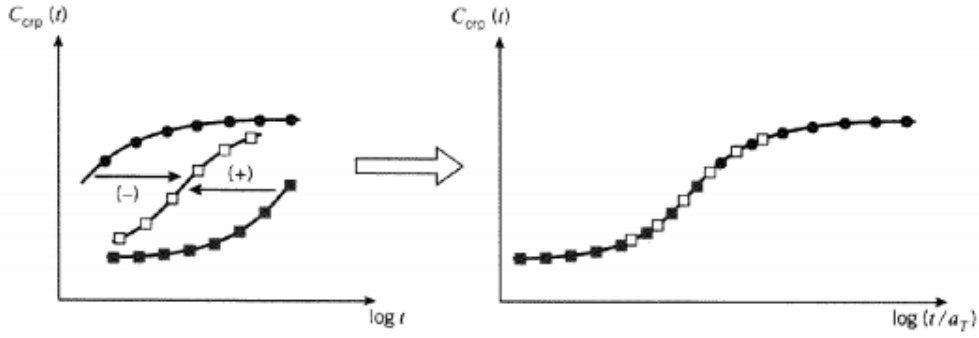
$$\log a_T = \frac{E^t}{2.303R} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ref}} \right) \quad (2.12)$$

Arrhenius kinetik ifadesi genellikle ikincil polimer geçişlerine uygulanabilirken, cam-kauçuk birincil geçişi için WLF fonksiyonu kullanılmaktadır.

$$\log a_T = \frac{-C_1(T-T_{ref})}{C_2+(T-T_{ref})} \quad (2.13)$$

2.13 formülasyonundaki C_1 ve C_2 , T_{ref} , referans sıcaklığındaki malzemeye bağlı değişen sabitlerdir.

Bir dizi sıcaklıkta alınan malzeme özellikleri verileri bu yatay kayma yoluyla tek bir referans eğriye dönüştürülebilir. Belirli bir eğri referans olarak seçilerek referans sıcaklığından düşük eğriler sola, yüksekler sağa kaydırılarak şekil 2.8'deki grafik elde edilir.



Şekil 2.10 Zaman-Sıcaklık Süperpozisyonu [24]

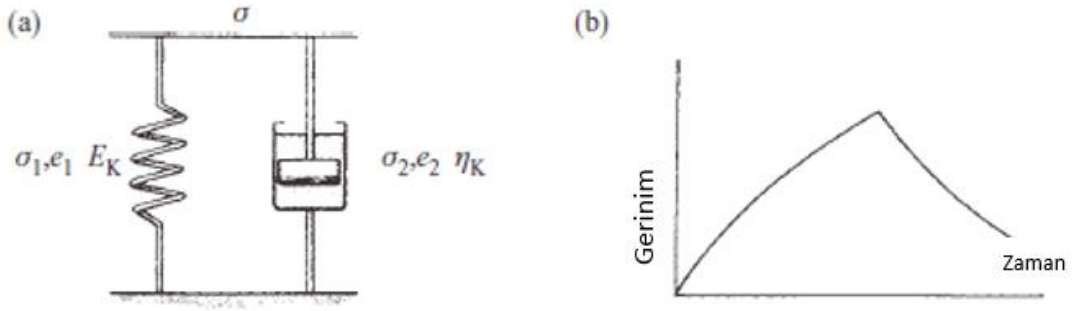
Bu çalışmada DMA ile elde edilen depolama ve kayıp modülleri kullanılarak WLF fonksiyonu ile 50°C referans sıcaklığına göre malzeme ana eğrisi oluşturulması sağlanmıştır.

2.2.4 Viskoelastik Malzeme Modelleri

Doğrusal viskoelastisite, kütlesiz Hooke yayları ve Newton amortisörlerinden oluşan modellerle resimsel olarak gösterilebilir. Bunlar, gevşek şekilde geçen bir pistonun yağın viskozitesine ve uygulanan gerilime orantılı bir şekilde hareket ettiği, yağ dolu silindirler olarak düşünülür. Bu modeller incelenen polimer deformasyonunu tanımlayan diferansiyel denklemlerin oluşturmasında ve daha sonraki model geliştirme için temel oluşturmaktadır. [23]

2.2.4.1 Kelvin-Voigt Modeli

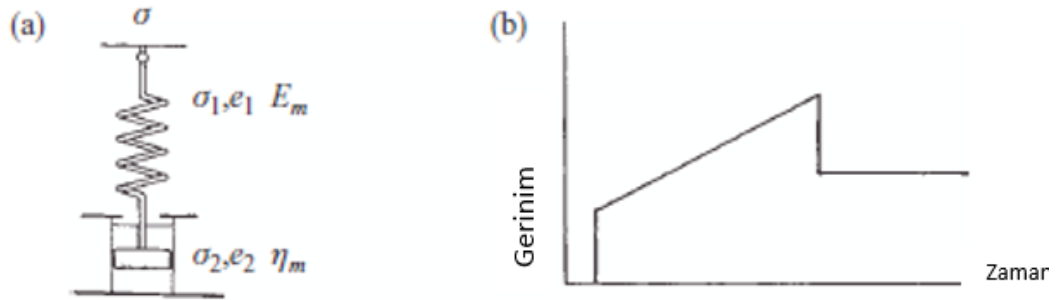
Hooke yayının ve Newton amortisörünün paralel olarak bağlanmasıyla oluşan Kelvin-Voigt modelin polimerlerin sürünme davranışı düşünülerek kullanılmıştır. Yay ve amortisörler aynı miktarda yer değiştirir. Yüklemin çok yüksek olmadığı durumlarda ve gevşeme özelliğinin önemli olmadığı durumlarda kauçuklar, organik polimerler ve ahşaplar için kullanılmaktadır.



Şekil 2.11 (a) Kelvin-Voigt Modeli, (b) sürünme ve gevşeme davranışı[23]

2.2.4.2 Maxwell Modeli

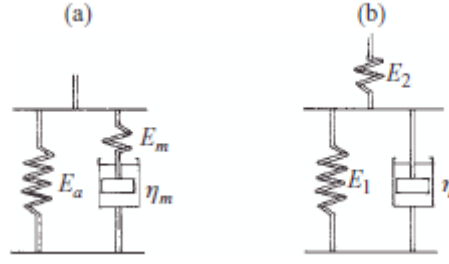
Maxwell modelinde Hooke yayı ve Newton amortisörü seri bağlanmaktadır. Modele uygulanan stres, yay ve amortisördeki strese eşit olmasına rağmen; gerinim ikisinin toplamına eşittir. Sürünme davranışında bu model çalışmamaktadır. Çünkü sabit gerilim altında doğrusal bir gerinim artışı olduğunu iddia etmektedir. Termoplastik polimerlerin bir kısmı, çoğu metal ve taze betonumsu yumuşak katılar için uygundur.



Şekil 2.12 (a) Maxwell Modeli, (b) sürünme ve gevşeme davranışı[23]

2.2.4.3 Standart Lineer Model

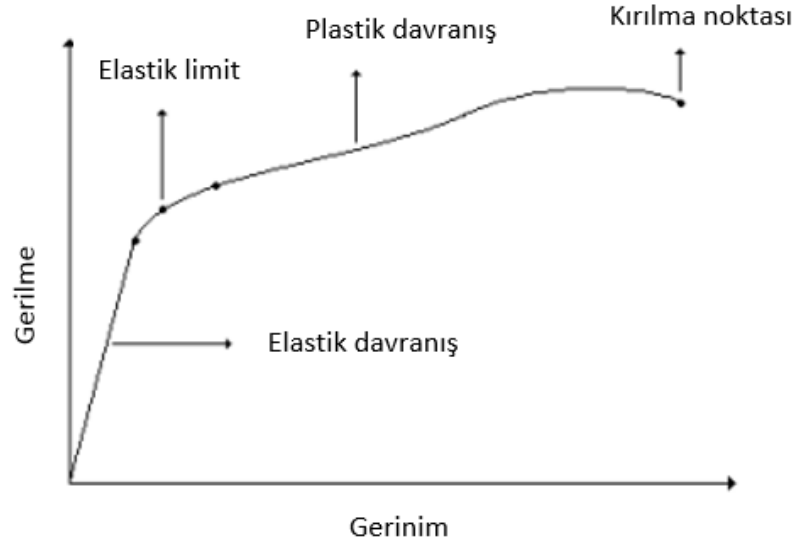
Maxwell modelinin Hooke yayıyla kombinasyonundan oluşan bir modeldir. Yayın eklenmesiyle beraber gerçek polimerlere yakın bir davranış gösterse de, gerinim için verilen sonuçlar dikkate alındığında matematiksel terimlerde hatalı olduğu gözlemlenmiştir. Bu model hem sürünme ve gevşeme hem de camsı özelliklere geçiş formunda kısa zamandaki geçişler için uygundur.



Şekil 2.13 Standart Lineer Model [23]

2.2.5 Elastisite ve Hiperelastisitenin Tanımı

Malzemeye etkiyen gerilme kaldırıldığında, malzemede oluşan deformasyonun kalkması, maddenin fiziksel hali olan elastisite olarak tanımlanabilir.



Şekil 2. 14 Doğrusal Elastik Modelin Gerilim-Gerinim Eğrisi [24]

2.2.5.1 Hiperelastik Malzemeler

Elastik malzemelerin alt sınıfı olan hiperelastik malzemeler, elastik malzemenin gerilme durumunu belirleyen doğrusal deformasyon haricinde bazı davranışlar sergilemektedirler. Çok esnek tepki gösteren bu malzemelerin davranışını belirleyebilmek adına, doğrusal olmayan sonlu elemanlar yöntemi seçilmiştir.

2.2.5.2 Hiperelastik Malzemelerin Modellenmesi

Hiperelastik malzemeler büyük elastik şekil değişimine uğrarlar. Bu şekil değişiminin ve uygulanan yükün doğrudan orantılı olmaması nedeniyle bu ilişkiyi tanımlamak için enerji

fonksiyonları uygulanmaktadır. Bu fonksiyonları içeren ve günümüzde en çok kullanılan malzeme modelleri Mooney ve Ogden olarak sıralanabilir. Malzeme sıkıştırılabilirliğine göre malzeme modelleri değişmektedir.

Bu tezde EPDM esaslı kauçuk malzeme kullanıldığı ve malzeme sıkıştırılmaz olduğu için Mooney modelleri incelenecektir.

Mooney Modelleri

Kauçuk gibi sıkıştırılmaz modeller için birim hacimdeki depolanan enerji belirlenerek deneysel verilere yerleştirilir. Oluşturulan birden fazla enerji fonksiyonu ve model aşağıdaki gibi özetlenebilir. [25]

- Neo-Hookean:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) \quad (2.14)$$

- Mooney-Rivlin:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (2.15)$$

- Signiorini:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 \quad (2.16)$$

- Yeoh:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 \quad (2.17)$$

- Klosner-Segal:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{03}(I_2 - 3)^3 \quad (2.18)$$

- Second order invariant:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^3 \quad (2.19)$$

Bu denklemlerdeki C_{ij} :Malzeme katsayısı, I_i :Cauchy Green deformasyon sapma değişkenlerini temsil etmektedir.

2.2.5.3 Hiperelastik Malzeme Modellerinin Literatürdeki Yeri

Breslavsky[26], 2014'te lineer olmayan titreşimlerin hiperelastik malzemeler üzerinde etkisini incelemiştir. Kauçuk ve biyolojik malzeme kullanarak Neo-Hookean, Mooney-Rivlin ve Ogden malzeme modellerini sonlu eleman yazılımları ile karşılaştırmıştır. Çoğu durumda Mooney-Rivlin ve Neo-Hookean hiperelastik malzemelerinin benzer statik ve

titreşim davranışları sergilediğini görmüştür. En iyi yaklaşımı Ogden modeli verse de, modeli oluştururken elde edilen katsayılar ve deney sayısı nedeniyle maliyet artmaktadır.

Marckmann [27], 2016'da bütün malzeme modellerini kauçukumsu malzemeler için karşılaştırmıştır. En iyi modelin Ogden olduğunu savunmuş fakat malzeme katsayılarını çıkaracak testlerin çokluğundan da bahsetmiştir. Mooney Rivlin gerinim değeri biraz daha yüksek yani %200-250 arası olan malzemeler için en uygun sonucu vermekteyken, Neo-Hookean modeli %150 gerinime sahip malzemeler için uygundur. Ayrıca temel varsayımlar basitse, sadece bir malzeme katsayısı ile birden fazla yükleme koşulunu tahmin etme de gayet iyi olduğunu savunmuştur.

2.2.6 Malzeme Testi Methotları

Malzeme katsayılarını belirlemek için birçok yöntem olsa da, bu çalışmada DMA seçilmiştir. DMA, viskoelastik malzemelerin sıcaklığa ve frekansa bağlı mekanik özelliklerini basma, çekme ve kayma teorilerine göre belirlemektedir. Numune iki çene ya da sınırlayıcı elemanlar arasındaki bölümde tutularak, numuneye belli frekans aralığında titreşimli kuvvet uygulanmaktadır. Aynı zamanda sıcaklık taraması da yapılarak malzemenin depolama modülünün, kayıp modülünün ve $\tan\delta$ değerinin sıcaklığa ve frekansa bağlı eğrilerini çizmek mümkündür.

Uygun malzeme modelini seçebilmek için öncelikle malzemenin katsayıları elde edilmelidir. Bu çalışmada, frekansa bağlı dinamik analiz yapıldığından dolayı Dinamik Malzeme Analizi ile elde edilen depolama ve kayıp modüllerinden malzeme modeli Nonlineer Sonlu Elemenlar Yazılımı MSC Marc'ta seçilmiştir.

BÖLÜM 3

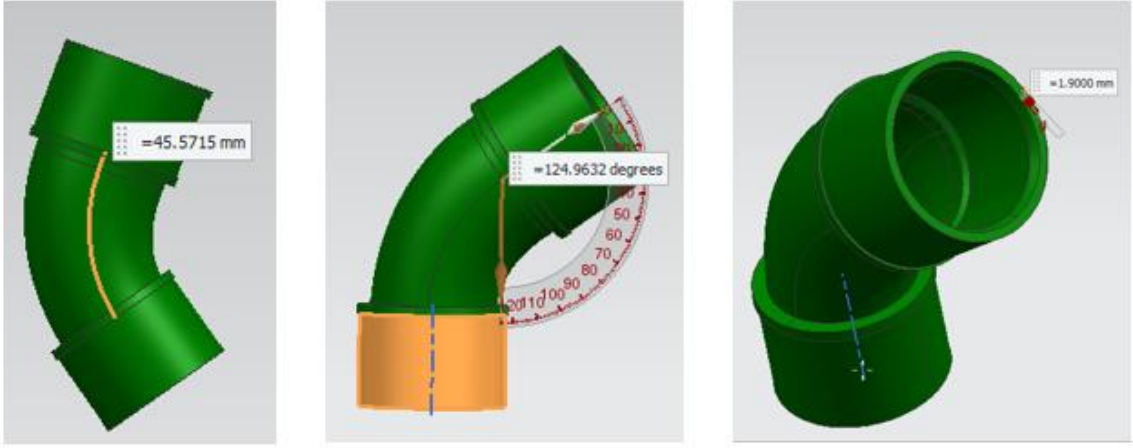
DENEY TASARIMI

Bu bölümde öncelikle literatür araştırmasından yola çıkarak tasarım parametreleri belirlenmiştir. On dört denklemden öngörülen parametreler borunun et kalınlığı, boru uzunluğu ve boru açısı olarak seçilmiştir. Bu tasarım parametrelerine göre NX 9.0 CAD yazılımı kullanılarak modeller oluşturulup, analizler tekrarlanmıştır. Boru uzunluğuna göre suyun kütlesi 3B modelden hesaplanarak, MSC Marc&Mentat sonlu elemanlar yazılımına girdi olarak verilmiştir. Analiz sonuçlarına göre Minitab 17.0 yazılımı kullanılarak tasarımı etkileyen parametreler belirlenmiştir.

3.1 Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi

Literatür araştırmasında incelenen frekansa bağlı hareket denklemlerine göre tasarımda etkili parametreler seçilmiştir. Bu çalışmada malzeme özelliklerinin dahil olmadığı geometrik tasarım parametreleri incelenecektir. Bunlar; direkt atalet momentini ve alanı etkileyen boru et kalınlığı, burulma ve eksenel momenti etkileyen boru uzunluğu ve boru açısı olarak seçilmiştir. Üç tasarım parametresi göz önüne alınarak deney tasarımı oluşturulmuştur. Mevcut modeldeki et kalınlığı, uzunluk ve açı değerleri Şekil 3.1’de görülmektedir.

Deney tasarımında klasik yöntemlerin yetersizliği istatistiksel deney tasarım yöntemleri ile giderilmiştir. İstatistiksel deney tasarımı yöntemleri; tam faktöriyel, kesirli faktöriyel ve Taguchi metodu olarak sıralandırılabilir. Bu tezin kapsamında tam faktöriyel deney tasarımı yöntemi kullanılmıştır.



Şekil 3.1 Tasarım Parametreleri: Uzunluk, Açık ve Et kalınlığı

3.2 Tam Faktöriyel Deney Tasarımı

Üç tasarım parametresi belirlendikten sonra Minitab 17.0 yazılımı kullanılarak tam faktöriyel deney tasarımı gerçekleştirildi. Açık için üç seviye, et kalınlığı için dört seviye, uzunluk için de dört seviye belirlendi. Toplamda 60 sonlu elemanlar analizi ile deney tasarımı yapılmış oldu.

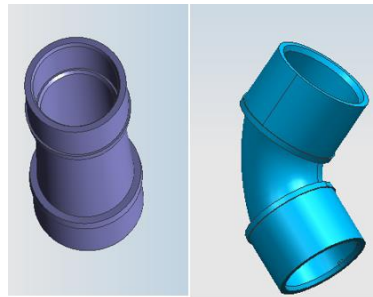
Et kalınlığı: 2mm, 2.5mm, 3mm, 4mm, 5mm

Açık: 90°, 125°, 180°

Uzunluk: 35mm, 45mm, 55mm, 65mm

Tasarım parametreleri belli olan deney tasarımıdaki çıktılar, 100Hz'deki lineer titreşim genlikleri olarak belirlendi.

Şekil 3.1'de mevcut boru tasarımıdaki ölçüler görülmektedir. Bu ölçüler kısıt alınarak, modeller NX Nastran'da tam faktöriyel olarak oluşturuldu. Toplamda 60 model oluşturuldu ve her bir model için ayrı sonlu elemanlar analizi tekrar edildi.



Şekil 3.2 Oluşturulan Modeller

Sonlu elemanlar analiz sonuçlarının çıktısı mevcut modelin deneysel sonuçları ile doğrulandıktan sonra oluşturulan modeller ile analizler tekrarlandı ve Minitab 17 yazılımı kullanılarak optimizasyon yapıldı.



BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Çalışma kapsamında viskoelastik pompa basma borusu titreşim analizinin doğrulanabilmesi ve pompadan alınan titreşim ölçümlerinin referans olarak alınabilmesi için FFT ölçümleri ve dinamik malzeme analizi testi yapılmıştır. Optimizasyon sonucunda yapılan tasarım değişikliğinin iletilen titreşim genliğine etkisini içeren çalışmalar yapılmıştır. Ayrıca çalışmada incelenecek olan titreşimin frekans bandı aralığı yapılan ses gücü düzeyi ölçümlerine göre belirlenmiştir. Bu bölümde tez çalışması kapsamında deneylerin gerçekleştirildiği düzenekler ve deneysel çalışmaların sonuçlarına yer verilmiştir.

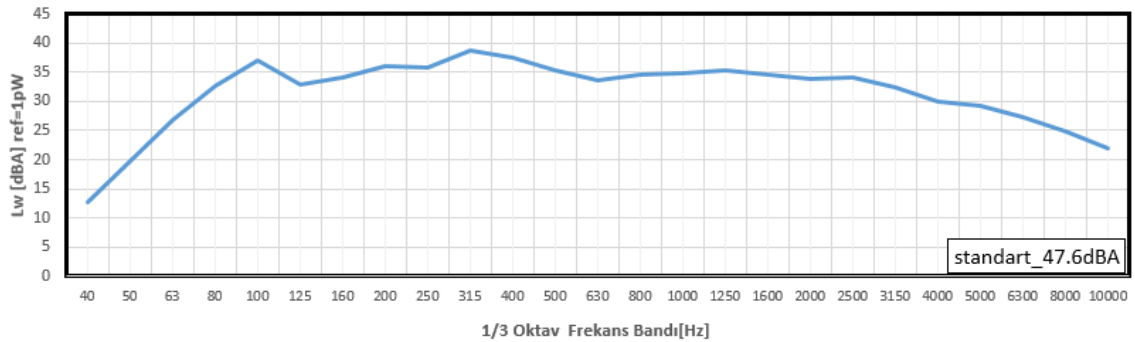
4.1 Ses Gücü Düzeyi Ölçüm Düzeneği

Ses gücü düzeyi, ölçüm ortamı ve yönteminden bağımsız olarak ürün akustik özelliklerini belirlerken uygun bir parametre olarak görülmektedir. Bu nedenle bu yöntem tercih edilmiştir. Bulaşık makinesi ses gücü düzeyi ölçümü IEC 60704-2-3 standardında belirtilmiş ölçüm düzeneğinde ve çalışma koşullarında yapılmaktadır. Ölçümler standartta belirtilen koşulları sağlayan yarı yansımaz odada (SAR) gerçekleştirilmiştir. Ölçümü yapılacak bulaşık makinesi, gürültü ölçümünden önce yüklü veya yüksüz konumda kirsiz olarak en az 2 çalışma çevrimi çalıştırılmalıdır. Çalışma çevriminden sonra 3 saat kapısı açılarak ürün soğumaya bırakılmalıdır. Eko programda yapılan ürün ses gücü düzeyi ölçümünde su şebekesinin statik basıncının (240 ± 50) kPa, soğuk suyun sıcaklığının (15 ± 5) °C olması gerekmektedir.



Şekil 4. 1 SAR’da Bulaşık Makinesi Ses Gücü Düzeyi Ölçümü

Çalışmaya öncesinde referans olması amacıyla, ürün ses gücü düzeyi SAR’da ölçülmüş ve spektrumu çıkarılmıştır. Spektrumda 1/3 Oktav Frekans Bandına bakıldığında 100Hz ve 250Hz-400Hz frekanslarında baskın bir gürültü düzeyi olduğu tespit edilmiştir. Daha sonra bu frekans bandındaki gürültü kaynağını tespit etmek amacıyla akustik kamera kullanılmıştır.

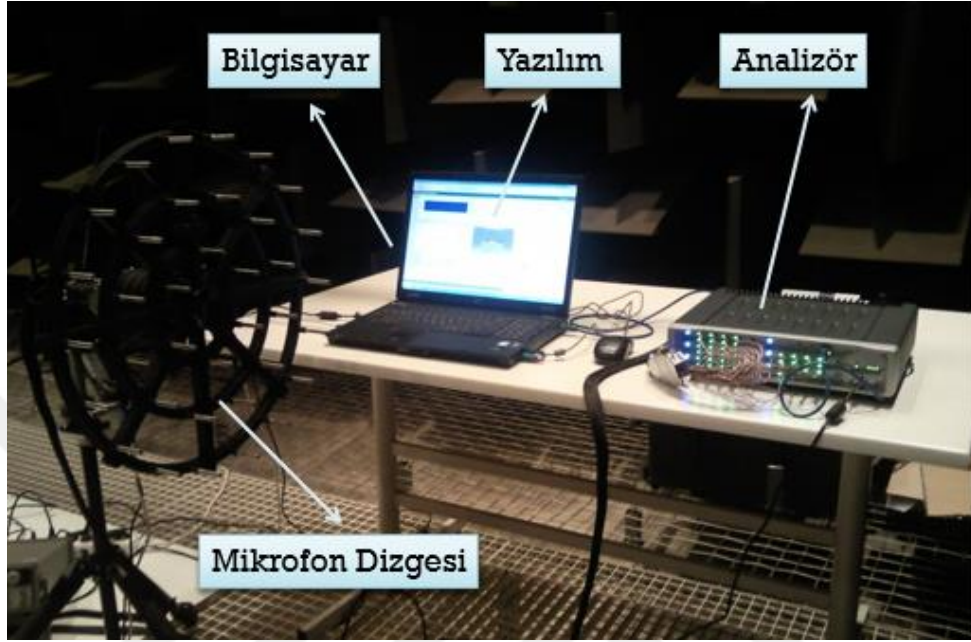


Şekil 4. 2 Bulaşık Makinesi Ses Gücü Düzeyi Spektrumu

Ayrıca ses gücü düzeyi ölçümlerinin ekonomik programda yapılması nedeniyle sirkülasyon suyunun sıcaklığı ana yıkamada 50°C civarlarında dolaşmaktadır. Bu da bulaşık makinesi çalışma aralığının uzun bölümünü (yaklaşık 40dk.) oluşturduğu için diğer ölçümlerin de 50°C’de yapılmasına dikkat edilmiştir.

4.2 Akustik Kamera Ölçüm Düzeneği

Akustik kamera, gürültü yansıtan herhangi bir makinenin akustik haritasını görselleştirerek çıkarmaya yarayan bir alettir. Belli frekans aralıklarındaki gürültü kaynağını belirlemek için kullanılan bir ölçüm yöntemidir.



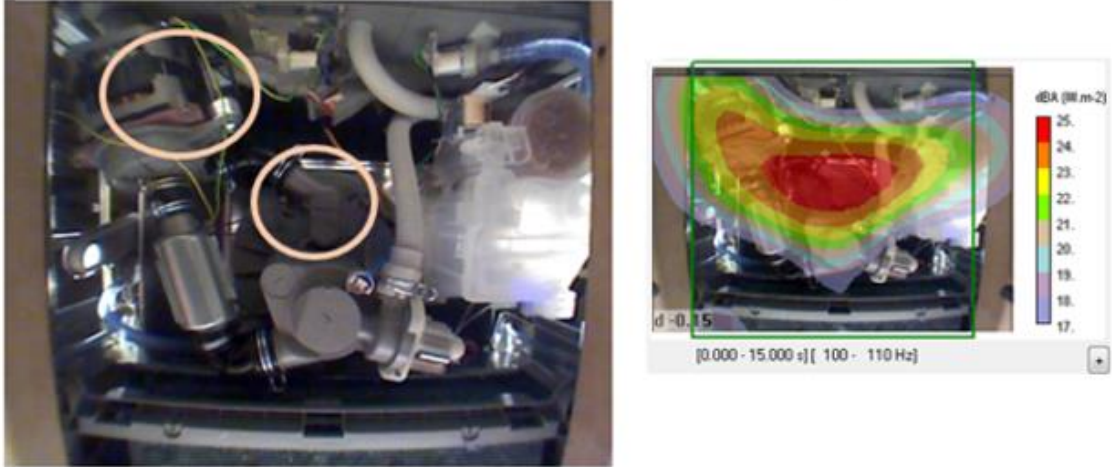
Şekil 4. 3 Akustik Kamera Ölçüm Düzeneği

36 mikrofondan anlık ses basıncı verileri ve mikrofonların ortasında bulunan kamerayla ürün görseli toplayan ölçüm sistemi, mikrofon dizgesi, bilgisayar, analizör ve yazılımdan oluşmaktadır. Mikrofon sinyallerinin dijital dataya dönüşmesini sağlayan analizörün bilgisayarla konuşturulması ile LMS Head Acoustic yazılımında son işleme gerçekleştirilerek veriler analiz edilmektedir. Değişken gürültü düzeyleri zamana bağlı olarak, farklı frekans aralıkları için farklı uzaklıklara göre analiz edilebilmektedir.

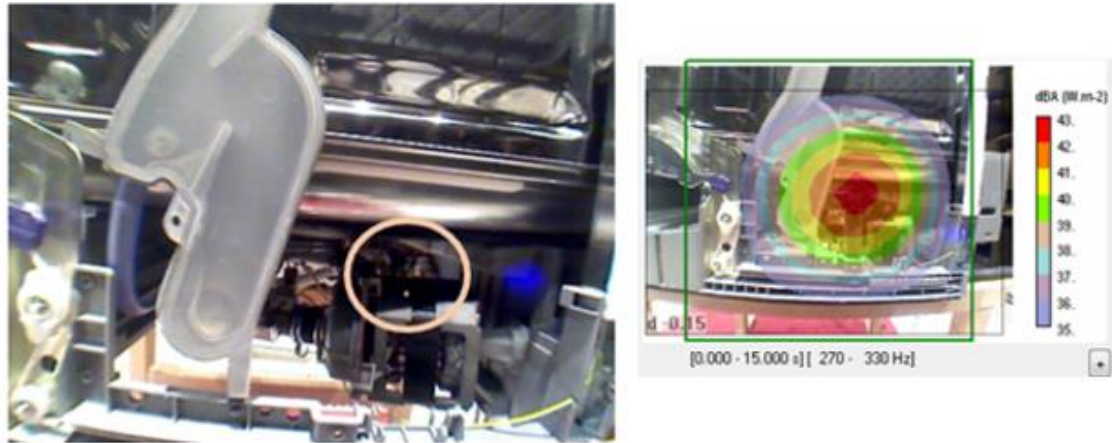
Akustik kamera ile alınan ses basıncı datası gürültü kaynağı uzaklığına göre analiz edilmektedir. "Quantification" olarak adlandırılan yöntemde kaynak ve kamera arası uzaklığın 0.15m'den düşük olduğu durumlarda 0-1000Hz aralığındaki frekans bandı analiz edilebilmektedir. "Localization" ise 0.3m-0.6m aralığında bir uzaklık belirlenerek 1000Hz'den yüksek frekans bandındaki kaynaklar için kullanılmaktadır. Analiz edilen ölçüm datalarında önceden kamera ile çekilen fotoğraflar üzerinde ses haritaları renkli şekilde gösterilmektedir. Bu renk skalasına göre kırmızı yuvarlaklar ses kaynağını tespit etmektedir. Aynı zamanda zamana göre veri işleme yapılabilen sistem sayesinde anlık gürültülerin analizi ve kaynağı görselleştirilebilmektedir.

Bulaşık makinesinde 1000Hz altında ölçüm alabilmek için kamera ile ürün uzaklığı 0.15m olacak şekilde ve frekans bandı 0hz ile 800hz olacak şekilde 15sn'lik ölçümler alınmıştır. Ses gücü düzeyi spektrumundan analiz edilmek istenilen frekans bantlarını belirledikten sonra post-processing işlemleri yapılmış ve gürültü kaynağı belirlenmiştir.

Bulaşık Makinesi Alttan Görünüş



Bulaşık Makinesi Sağ Altan Görünüş



Şekil 4. 4 Akustik Kamera Ölçüm Sonuçları

Akustik kamera ile bulaşık makinesi motor-pompa grubunun ses basıncı haritası çıkarıldığında şekil 3.4'teki görseller elde edilmektedir. Ses gücü düzeyi spektrumunda 100hz ve 250hz-350hz frekans bantlarının sorunlu olduğu görülmüştü. Motor çalışma frekansı olan 100Hz'in hem elektrik motoru üstünde hem de pompa basma borusunda ses basıncı renk skalasını yükselttiği görülmektedir. Bu durumda motor-pompa çalışma frekansında oluşan titreşimin, pompa basma borusundan hazneye aktarıldığı ve gürültü oluşturduğu söylenebilir. Aynı zamanda pompa çalışma frekansının 46.5Hz olduğu

bilinmektedir. Pompa kanat sayısının 7 olmasıyla beraber belirlenen pompa kanat geçiş frekansı olan 326,5Hz'in de gövdeye aktarıldığı bilinmektedir. Bu iletimin de kaynağını görebilmek adına 270Hz-330Hz frekans bandı analiz edildiğinde gürültünün pompa basma borusundan iletildiğı gözlemlenmiştir. 270Hz-330Hz frekans bandının seçilme nedeni kanat geçiş frekansı gürültüsünün kaynağını daha net tespit edebilmektir. Gürültü kaynağı tespit edildikten sonra titreşim ile etkisini çıkarabilmek adına frekansa bağlı ivme ölçümleri pompa basma borusu üzerinden alınmıştır.

4.3 Titreşim lmleri

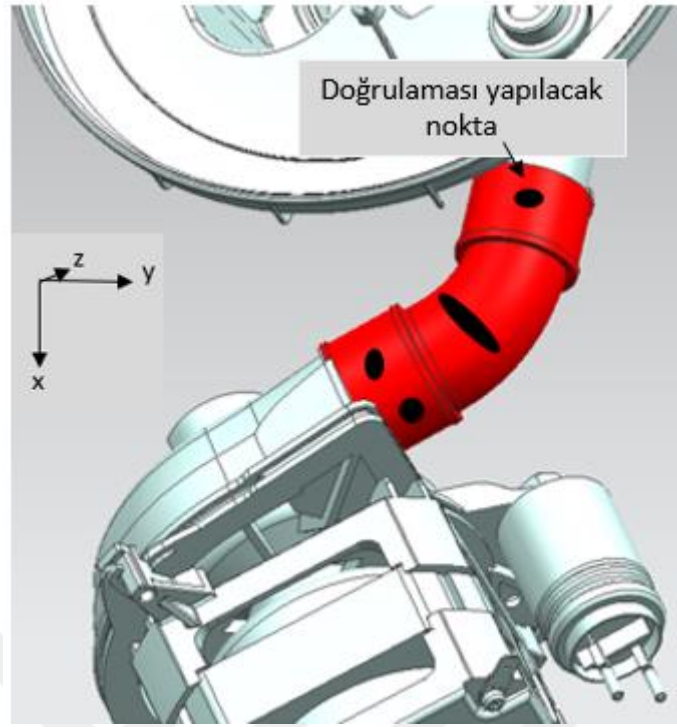
Malzemenin hiperelastik olması nedeniyle titreşim ölçümleri yapılırken boru sıcaklığının 50°C'de olmasına zen gösterildi. Mobil thermocouple ile borudan alınan anlık sıcaklık verilerine göre ölçümler yapıldı.

Deney düzeneği için B&K 4394 ivmeölçerleri ve B&K Pulse yazılımı kullanıldı.



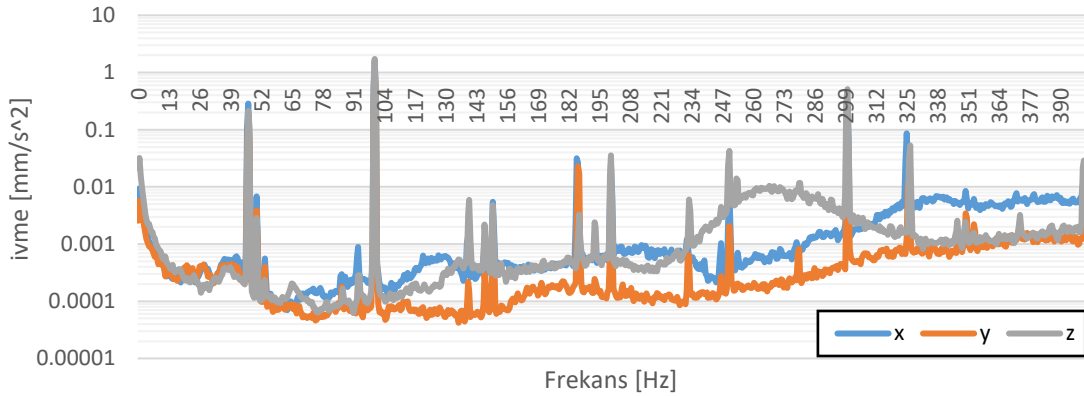
şekil 4.5 Titreşim lmlerinde Kullanılan Deney Düzeneği

Pompa tahrikini modele tanımlayabilmek için pompa-boru bağlantısından frekansa bağlı ivme ölçümleri alınmıştır. Aynı zamanda modeli doğrulayabilmek için borunun diğer ucundan da ölçümler alınmıştır. şekil 3.6'da ölçüm alınan noktalar çizim üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 4.6 İvme Ölçümleri Alınan Noktalar

Pompa bağlantısından x ve y düzleminde olmak üzere 4'er ölçüm alınmıştır. Bu harmonik ivme verileri pompa-boru bağlantısının olduğu iç yüzeye girdi olarak tanımlanmıştır. Ayrıca akışkanın uyarımını modelleyebilmek için de borunun orta yüzeyinden çeşitli noktalardan titreşim ölçümleri alınmıştır. Bu ölçüm verilerinin ortalaması ise borunun tüm iç yüzeyine tanımlanarak suyun uyarımı simule edilmeye çalışılmıştır. Hazneye bağlanan kısımdan da modeli doğruyabilmek için ve saçınıklığa bakabilmek için 4'er ölçüm alınmıştır. Ölçümlerin ortalamasına göre Şekil 3.7'de pompa tahrik datası oluşturulmuştur. Ölçümler 0.5Hz çözünürlükte 0Hz'den 400Hz'e kadar alınmıştır.



Şekil 4.7 Pompa Bağlantı Noktasından Alınan İvme Ölçümleri Sonuçları

İvme ölçümleri sonuçları incelendiğinde 46.5Hz, 100Hz, 300Hz ve 326.5Hz'in ivme genliklerinin yüksek olduğu görülmüştür. SGD ve Akustik kamere ölçümlerinin katkısıyla ve buradan çıkan sonuca göre basma borusunun titreşim iletimine etkisi olduğu söylenebilir.

Doğrusal olmayan malzemelerde ölçüm düzeneğinde devamlı aynı parametrelerin sağlanmaması durumunda modelle deneysel ölçümü doğrulamak oldukça zordur. Bu nedenle öncelikle ölçüm saçınıklığına bakılıp RMS'e göre yüzdelik hatasına bakıldı.

Çizelge 4.1 Doğrulaması Yapılacak Noktanın Ölçüm Saçınıklığı

	100 Hz	326,5 Hz
1.ölçüm [mm/s^2]	0,274	0,008
2.ölçüm [mm/s^2]	0,289	0,009
3.ölçüm [mm/s^2]	0,286	0,015
4.ölçüm [mm/s^2]	0,268	0,009
Ortalama [mm/s^2]	0,279	0,010
RMS hata %	0,883	0,289

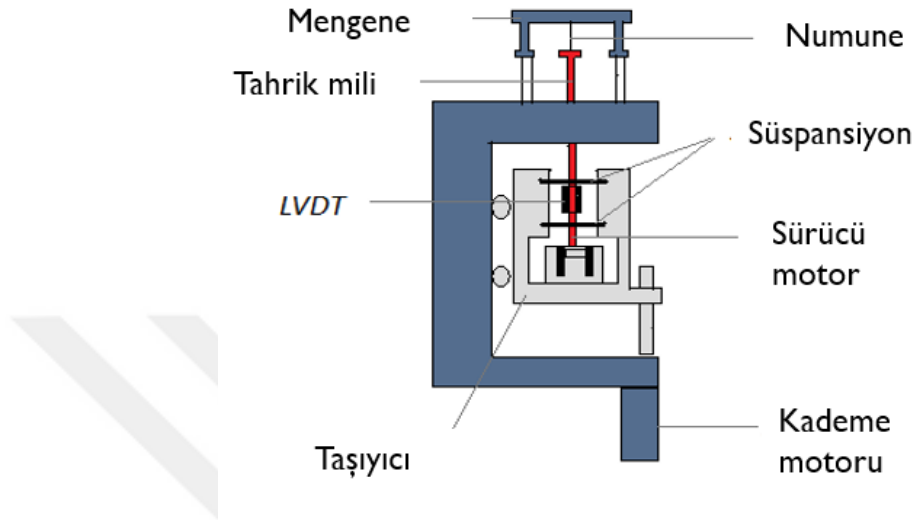
$$RMS_{hata} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (X_{ölçüm} - X_{model})^2}}{n} \quad (3.2)$$

46.5Hz pompanın devrinden kaynaklı olarak akışkana iletilen, dolayısıyla 326.5Hz ise pompa kanat geçiş frekansından akışkana iletilen titreşimle ilişkilendirilebilir. 300Hz'in ise daha önceden yapılan kaynak ayrıştırmalardan yola çıkarak akışkan titreşimi ile alakalı bir frekans olduğu söylenebilir. Bu nedenle doğrulama aşamasında, modelde suyun etkisi ihmal edildiğinden, basınç sabit kabul edildiğinden ve daha doğru sonuçlar alabilmek için 100Hz kullanılacaktır.

4.4 Malzeme Mekanik Özelliklerinin Elde Edilmesi

Malzemenin mekanik özellikleri olan depolama ve kayıp modülü dinamik mekanik analiz testi ile elde edilmiştir. DMA, malzemeleri incelemek ve karakterize etmek için kullanılan bir tekniktir. Polimerlerin viskoelastik davranışlarını incelemek için en kullanışlı yöntemdir. Sinüzoidal bir gerilme uygulayarak malzemedeki gerinimi ölçer ve böylece karmaşık modülü belirler. Numunenin sıcaklığı veya gerilimin frekansı sıklıkla değişir ve bu da kompleks modülasyonda değişikliğe neden olur; bu yaklaşım materyalin cam geçiş sıcaklığının yerini belirlemek için ve diğer moleküler hareketlere karşılık gelen geçişleri tanımlamak için kullanılabilir. Bu konuya daha önce 2.2.2. bölümünde yer verildi.

DMA cihazı, lineer değişken diferansiyel transformatörün voltaj değişiminden yerdeğişimi ölçen sensörden, sıcaklık kontrol sisteminden, numuneye kuvvet uygulanmasını sağlayan lineer motordan ve mangeden oluşur. Numune ölçülmesi istenilen özelliğe göre farklı şekilde hazırlanmaktadır.

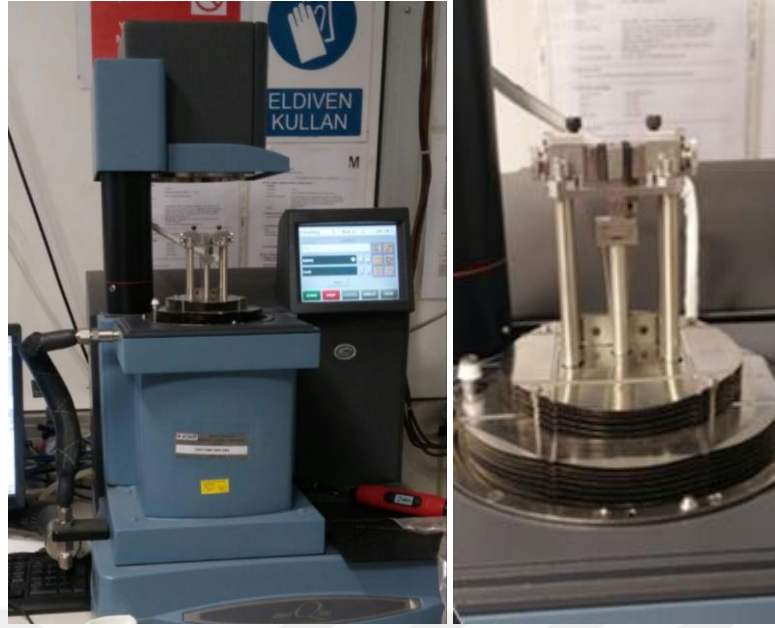


Şekil 4.8 DMA'in Şematik Resmi

Şu anda kullanılan iki temel DMA analizörü türü vardır: zorlanmış rezonans analizörleri ve serbest rezonans analizörleri. Serbest rezonans analiz cihazları, numunenin süspansiyon haline getirilmesi ve salınması ile test edilen numunenin sönümlenmesinin serbest salınımlarını ölçer. Serbest rezonans analiz cihazlarının kısıtlanması, çubuk veya dikdörtgen şekilli numunelerle sınırlı olması, ancak örülmüş / örülmüş numuneler için geçerlidir. Zorlanmış rezonans analizcileri bugün enstrümentasyonda bulunan daha yaygın analizörlerdir. Bu tür analizörler, numuneyi belirli bir frekansta salınmaya zorlar ve sıcaklık taraması yapmak için güvenilirlerdir.

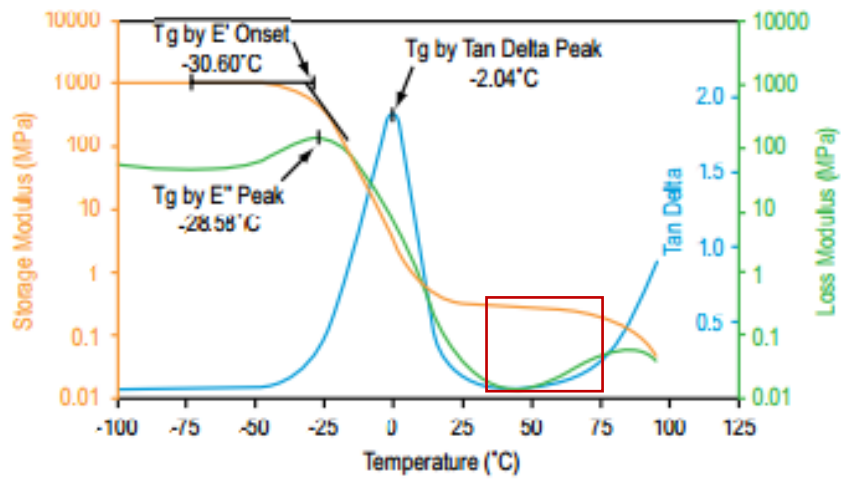
Bu çalışmada TA Instrument'in Q800 modeli ile DMA testleri gerçekleştirilmiştir. 1cm^2 'lik 6 tane kare parça numune olarak alınmıştır. Ölçümler 3'er kere 0.1Hz-100Hz frekans ve 35°C-80°C'lık sıcaklık aralığında gerçekleştirilmiştir.

Her bir ölçüm için 2 numune kullanılmıştır ve sıcaklıklar 5°C arttırılarak frekans taraması gerçekleştirilmiştir. Bir ölçüm yaklaşık 10saat sürmüştür.



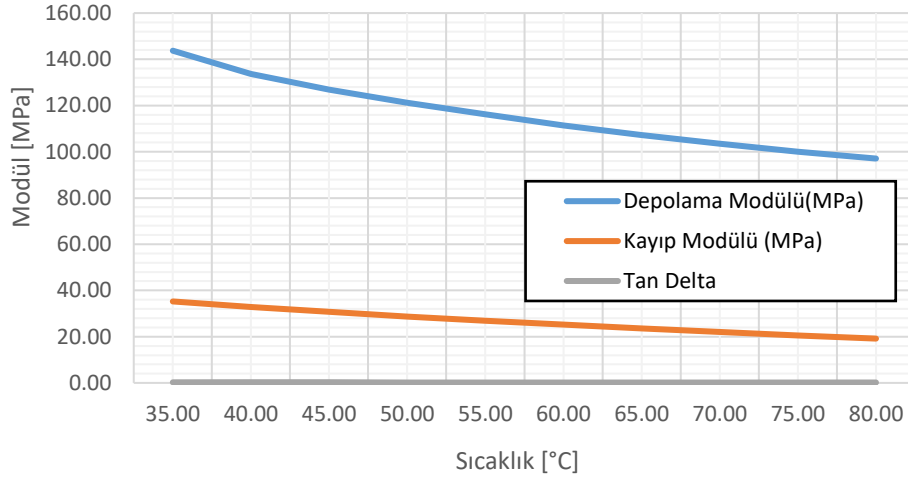
Şekil 4.9 TA Q800 DMA Cihazı

Şekil 4.8’de herhangi bir polimerin yaklaşık olarak sıcaklığa bağlı olarak depolama ve kayıp modülleri görülebilir. EPDM esaslı basma borusunun depolama, kayıp modülü ve $\tan\delta$ sonuçları ise Şekil 4.9’da görülmektedir. Şekil 4.7’de kırmızı kutu içinde belirtilen bölümün DMA’deki deney sonucu Şekil 4.8’de görülebilmektedir.



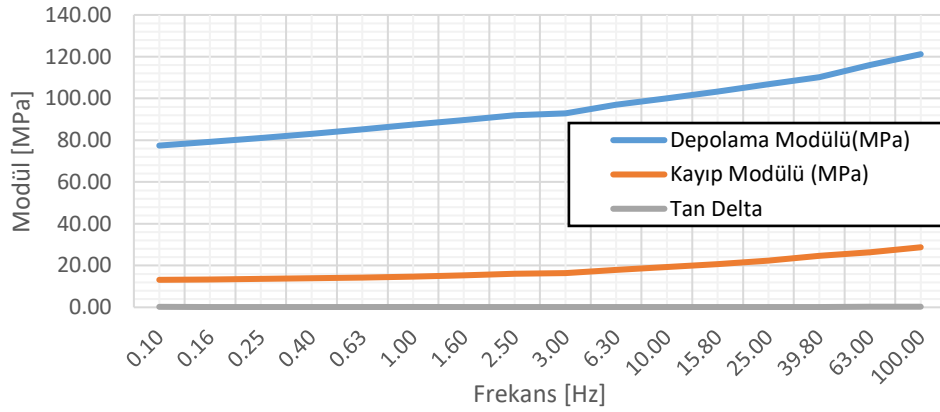
Şekil 4.10 Polimerlerin DMA Sonuçları

100Hz için malzemenin mekanik özellikleri



Şekil 4.11 EPDM esaslı boru malzemesinin sıcaklığa bağlı DMA sonuçları

50°C için malzeme mekanik özellikleri



Şekil 4.12 EPDM esaslı boru malzemesinin frekansa bağlı DMA sonuçları

Kauçuk esaslı malzemelerin mekanik özellikleri sıcaklık ve frekans değişimlerinden etkilendiğinden sertlik değerleri de bu parametrelere göre değişiklik göstermektedir. Viskoelastik malzemelerin Young Modülü, aslında Kompleks Modüle eşit sayılabilir. Bu nedenle Young Modülüne bağlı sertlik değerleri Tablo 4.1'e göre belirlenebilir.

$$E^* = \sqrt{(E')^2 + (E'')^2} \quad (3.1)$$

Çizelge 4.2 Kauçuk Sertlikleriyle Young Modülü Arasındaki İlişki [28]

Sertlik-Shore	E [MPa]
10	0,40
20	0,70
30	1,20
40	1,70
50	2,50
60	3,80
70	6,00
80	10,00
90	23,00

Sertlik değerleri için malzeme mekanik özellikleri değişeceğinden ve her bir değer için deney gerekli olacağından bu parametre göz önüne alınmamıştır. Mevcut sertlik değeri (50-60 Shore) ile malzeme datası MSC Marc'a aktarılmış ve 50°C'deki verilere göre malzeme eğrisi çıkartılıp, malzeme modeli oluşturulmuştur.

BÖLÜM 5

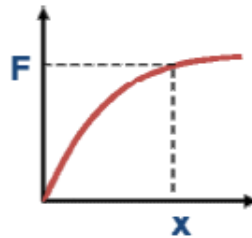
SONLU ELEMENLAR ANALİZİ

Bu bölümde pompa basma borusunun sonlu elemanlar modeli oluşturularak, seçilen geometrik parametreleriyle optimum tasarıma gidilmesi amaçlanmıştır. Malzemenin lineer olmayan davranış sergilediği DMA test sonuçlarından görülmüştü. Malzemenin viskoelastik ve hiperelastik özelliklerini test sonuçlarından alarak öncelikle malzeme modeli Neo-Hookean[26] hiperelastik modelinde Prony[30] serisine göre açılarak sonlu elemanlar yazılımında oluşturulmuştur. Malzeme eğrisi elde edildikten sonra borunun çalışmasını simule edebilecek sınır şartları belirlenerek sonlu elemanlar modelinin oluşturulması amaçlanmıştır.

5.1 Nonlineer Analiz

Katılık, yük ve deformasyona bağlı bir fonksiyon olduğunda ve devamlı hesaplanma ihtiyacı olduğunda nonlinearlik ortaya çıkmaktadır. Bu durumda süperpozisyon kuralları uygulanamaz ve gerçeğe daha yakın simülasyonlar gerçekleştirilebilir.

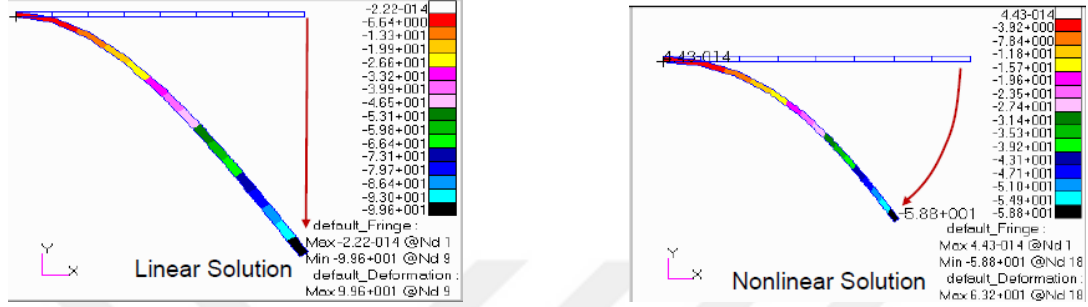
$$[K(x)]\{x\} = \{F\} \quad (5.1)$$



Şekil 5.1 Kuvvet ve yerdeğişimi arasındaki nonlinearlik

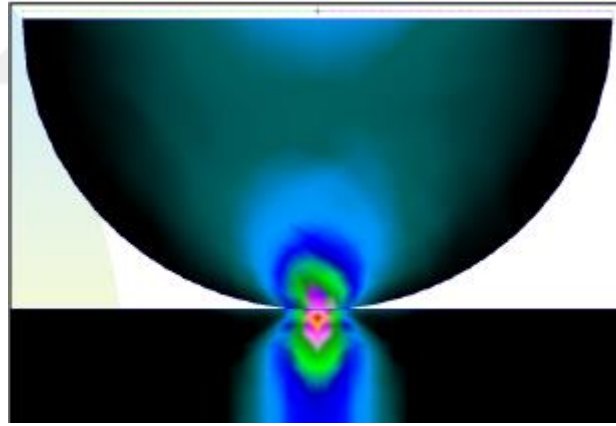
Nonlineerlik geometrik, malzeme ve kontakt nonlineerliği olarak üç ana başlıkta toplanabilmektedir.

Geometrik nonlineerlik : Eğer yapı kuvvet altında büyük deformasyonlar geçiriyorsa ve ön yüklerle beraber yapısal olarak istikrarsızsa nonlineer davranış söz konusudur. Geometrik nonlineerlik yer değişiminin yapının efektif rijitliğini değiştirdiği durumlarda meydana gelmektedir.



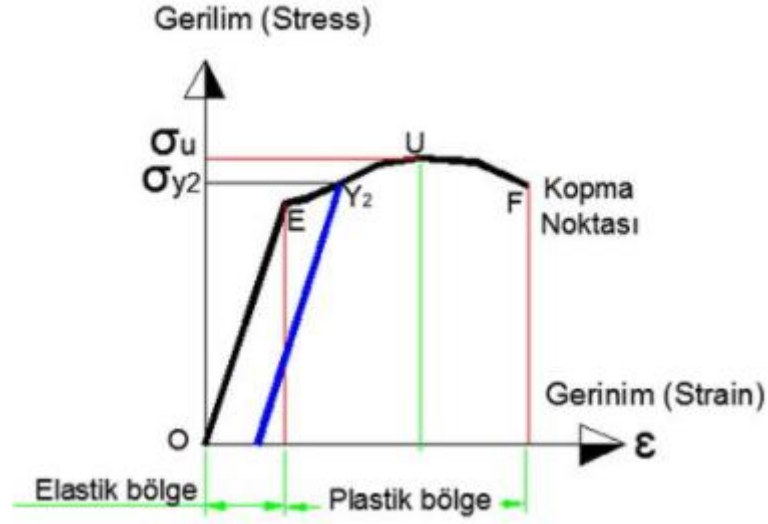
Şekil 5.2 Bir kirişte lineer ve nonlineer davranış kıyaslaması

Kontakt nonlineerliği: İki parça arasında oluşan temasın katılık değerinde ani değişim oluşturmaları sistemi istikrarsız yapar ve temas nonlineerliğini oluşturur.

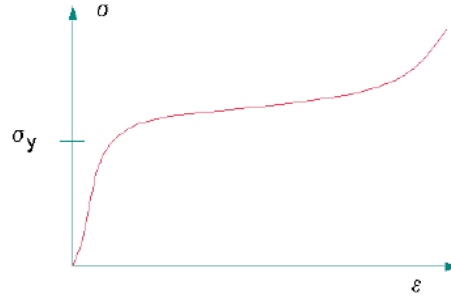


Şekil 5.3 Temas nonlineerliği

Malzeme nonlineerliği: Gerilim-Gerinim arasında nonlineer ilişki olduğu durumlarda malzeme nonlineerliğinden söz edilebilir.



Şekil 5.4 Plastik malzemelerin gerilim-gerinim eğrisi



Şekil 5.5 Hiperelastik malzemelerin gerilim-gerinim eğrisi

Elastik malzemeler Hooke yasasına uyarak gerilim ve gerinim arasında lineer bir davranış sergiler. Fakat akma noktasından sonra plastik bölgeye geçerek, malzeme üzerinde kalıcı plastik deformasyonlar oluşur. Kauçuk gibi hiperelastik malzemeler ise oldukça yüksek nonlineer gerilim-gerinim ilişkisi gösterirler. %100 gerinim ve ötesine kadar elastik kalabilmektedirler. Ayrıca farklı yükleme türlerine göre farklı gerilimler göstermektedirler.

Bu tez kapsamında çalışan boru malzemesi EPDM, kauçuk esaslı olup hiperelastik malzeme özellikleri sergilemektedir.

5.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

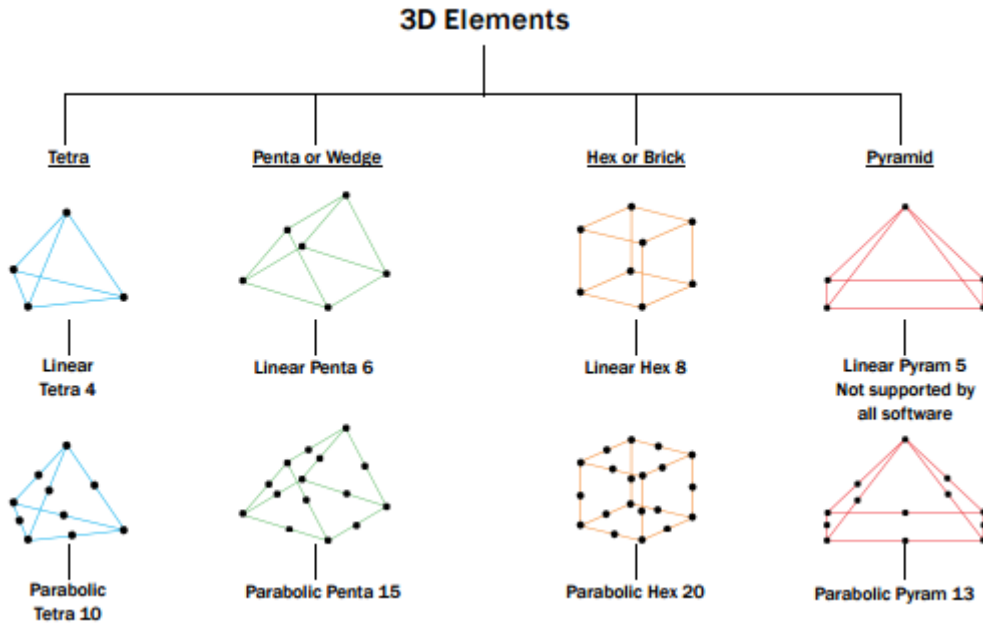
Hiperelastik pompa basma borusunun oluşturulabilmesi için gerekli adımlar aşağıdadır:

- Geometrinin ağ örgüsünün oluşturulması

- Malzeme eğrisinin oluşturulması
- Sınır şartlarının belirlenmesi
- Modelin harmonik olarak çözülmesi
- Sonuçların görüntülenmesi

5.2.1 Geometrinin Ağ Örgüsünün Oluşturulması

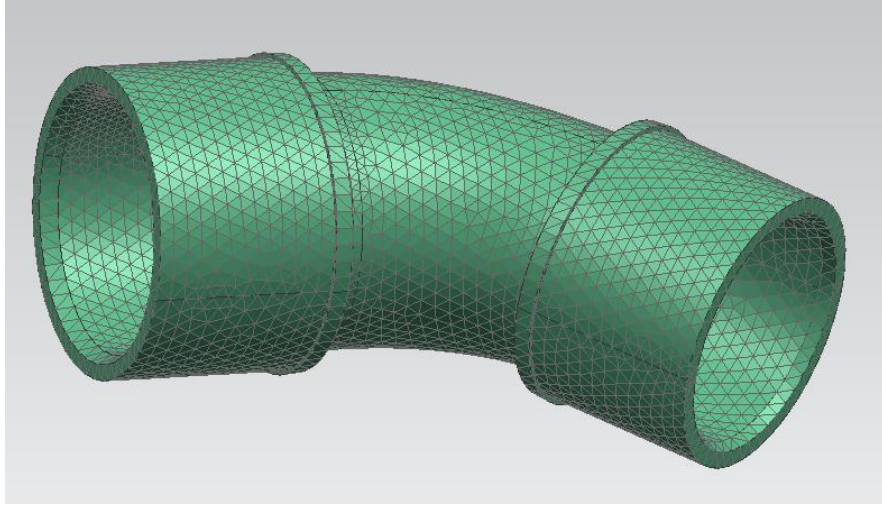
MSC Marc yazılımında ağ örgüsü oluşturulamadığından ağ örgüsü için Siemens Nx Nastran yazılımı kullanılmıştır. Şekil 5.2’de çeşitli ağ örgü modelleri görülmektedir.



Şekil 5.6 Ağ Örgüsü Çeşitleri

Boru x-y-z düzleminde simetrik olmadığı için üç boyutlu modellemeye gidilmiştir. Kullanılan nonlineer sonlu elemanlar yazılımında, malzeme yapısı nedeniyle değişen çeşitli elementlere göre çözüme ulaştıran formülasyonlar mevcuttur. Modelin 3B olması ve malzemenin sıkıştırılamaz olması nedeniyle Tetra 4 ağ örgüsü sonlu elemanlar modeli için uygun görülmüştür. [29]

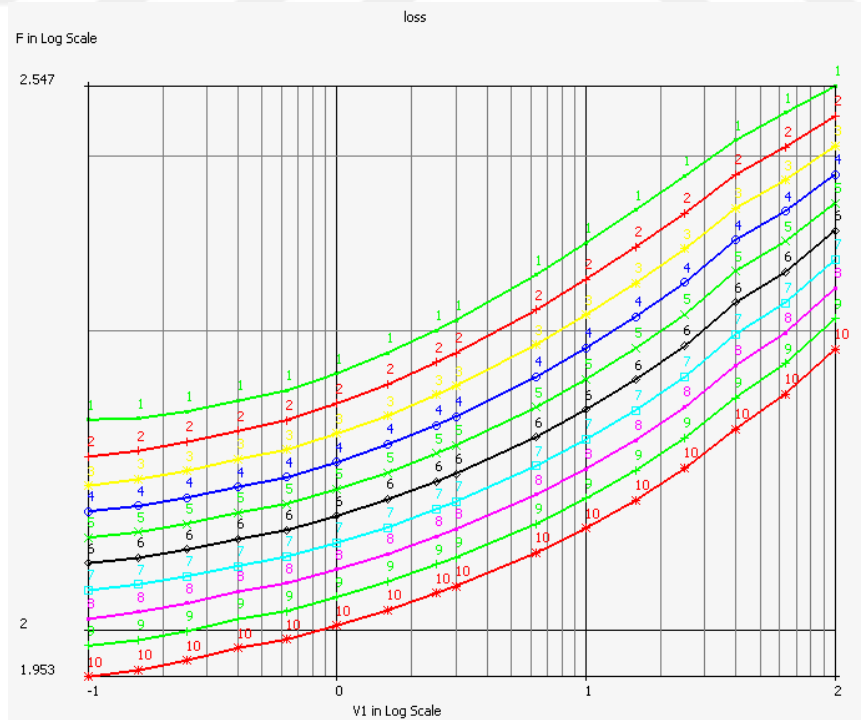
Ağ örgüsü 2mm element ölçüsünde yapılmıştır. Boru için herhangi bir temas yüzeyi vs tanımlanmadığı için ek bir düzenlemeye gidilmemiştir.



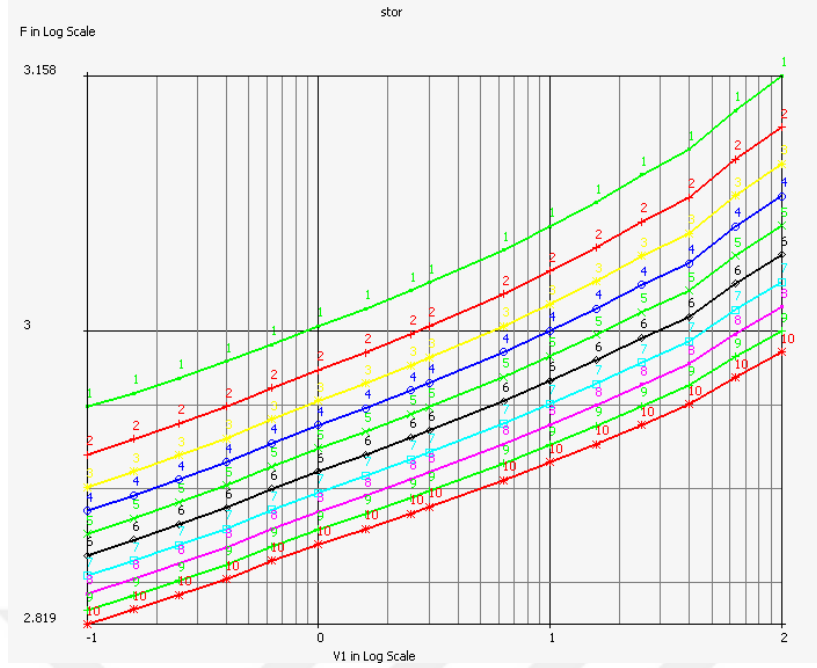
Şekil 5.7 Pompa Basma Borusu Ağ Örgüsü

5.2.2 Malzeme Modelinin Oluşturulması

DMA'den alınan depolama ve kayıp modülü ham dataları düzenlenerek MSC Marc'a tablo şeklinde aktarılmıştır. Şekil 5.8 ve 5.9'da x eksenini logaritmik frekansı, y eksenini ise logaritmik olarak modül ifadesini temsil etmektedir. 1'den 10'a kadar çizdirilen eğriler ise, 35°C'den 80°C'ye kadar olan ve 5°C'er artan sıcaklık değerlerini göstermektedir.



Şekil 5.8 Kayıp Modülünün Ham Datası



Şekil 5.9 Depolama Modülünün Ham Verisi

Malzeme dinamik özelliklerini yazılıma girdi olarak verildikten sonra malzemenin deneysel eğrisi Termorelojik açıdan basit Prony serisine göre WLF fonksiyonu kullanılarak uydurulmuştur. Referans sıcaklık, ölçüm datalarına göre 50°C seçilmiştir. Optimum Prony fonksiyonu serisi 25.dereceden açılarak hesaplanmıştır. Ayrıca depolama modülünün %90'ı, kayıp modülünün %10'u hesaba katılmıştır. Birçok analiz sonucu değerine göre en uygun oran belirlenmiştir.

Linear	Relaxation Time
0.123164	9.75546e-005
0.0549011	9.75547e-005
0.143602	9.75549e-005
0.165895	9.75551e-005
0.0697729	0.00145997
0.0359737	0.00648329
0.0114611	0.0141183
0.00371187	0.0190165
0.0006112	0.032609

Ref. Temperature (Cel.) 50

C1 9.76675

C2 192.877

Long Term Stiffness 0.757928

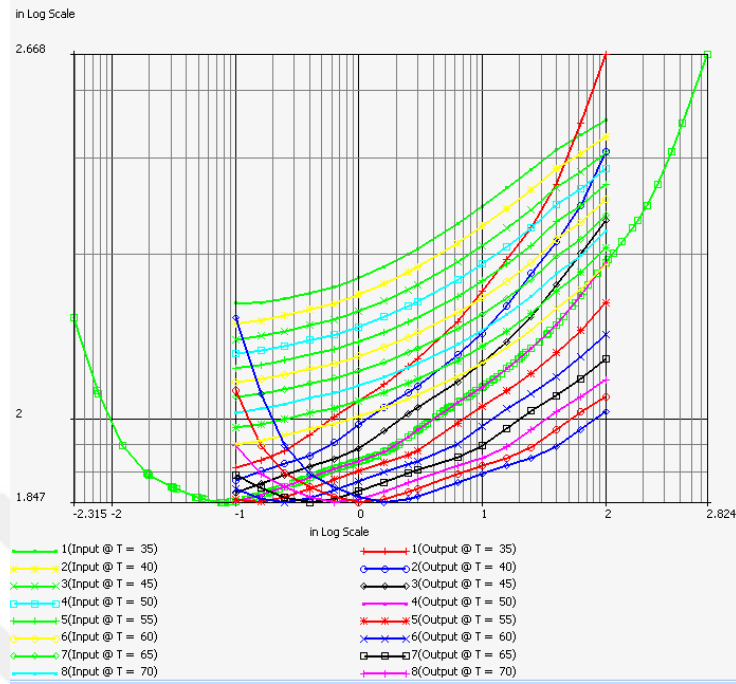
Short Term Stiffness 2534.15

Computed Error 0.00201693

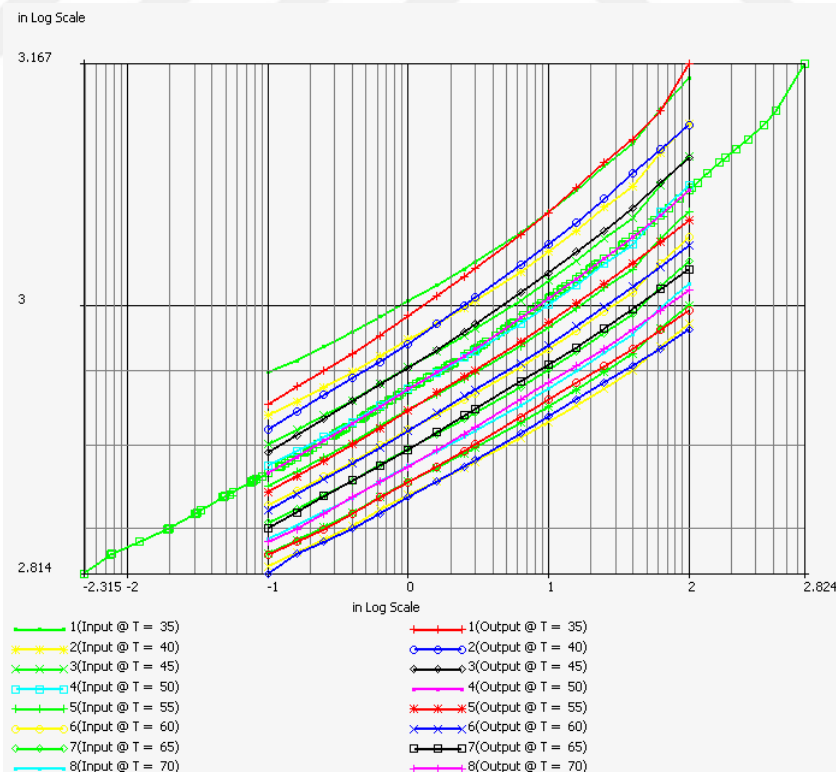
Convergence Error 9.98741e-008

Şekil 5.10 Deneysel Eğri Uydurma Parametreleri

WLF fonksiyonuna göre oluşturulan malzeme ana eğrisi, kayıp ve depolama modülü için sırasıyla Şekil 4.11 ve 4.12’de gösterilmiştir.



Şekil 5.11 Kayıp Modülü için Eğri Uydurma



Şekil 5.12 Depolama Modülü için Eğri Uydurma

Ana eğrinin çizilmesiyle frekans aralığı, malzeme için 690Hz'e kadar genişletilmiştir. Bu da analizin 400Hz'e kadar yapılmasına olanak sağlamıştır.

Malzemenin viskoelastik değerleri kopyalandıktan sonra malzeme modeli için ilk aşama tamamlanmıştır. Hiperelastik malzemeleri modellemek için kullanılabilen Mooney malzeme tipinin özel bir örneği olan eğri uydurma parametrelerinde elde edilen Short Term Stiffness değeri ile malzemenin Mooney katsayısı hesaplanarak malzeme modeli Neo-Hookean seçilmiştir.

$$W = C_{10}(I_1 - 3) \quad (5.2)$$

$$C_{10} = 0,5 \cdot (2534,15) \quad (5.3)$$

$$C_{10} = 1267,08 \text{ MPa} \quad (5.4)$$

Bulk modülüsün $K=1,267 \cdot 10^7 \text{ MPa}$, oldukça yüksek çıkması ile malzeme neredeyse sıkıştırılmaz kabul edilmektedir.

The image shows a software interface for defining material properties. The 'General Properties' section includes a 'Mass Density' field set to 1160 and a 'Design Sensitivity/Optimization' button. The 'Other Properties' section has a 'Show Properties' dropdown set to 'Structural'. Under 'Type', 'Mooney' is selected, and under 'Model', 'Single Network' is selected. A sub-section shows 'Model' set to 'Five-Term' with a table of coefficients: C10 = 1267.08, C01 = 0, C11 = 0, C20 = 0, and C30 = 0. The 'Volumetric Behavior' section has 'Bulk Modulus' set to 'Automatic' with a value of 1.26708e+007. At the bottom, there are checkboxes for 'Viscoelasticity' (checked), 'Damage Effects', 'Damping', and 'Thermal Expansion'.

Şekil 5.13 Malzeme Özellikleri

5.2.3 Sınır Şartlarının Belirlenmesi

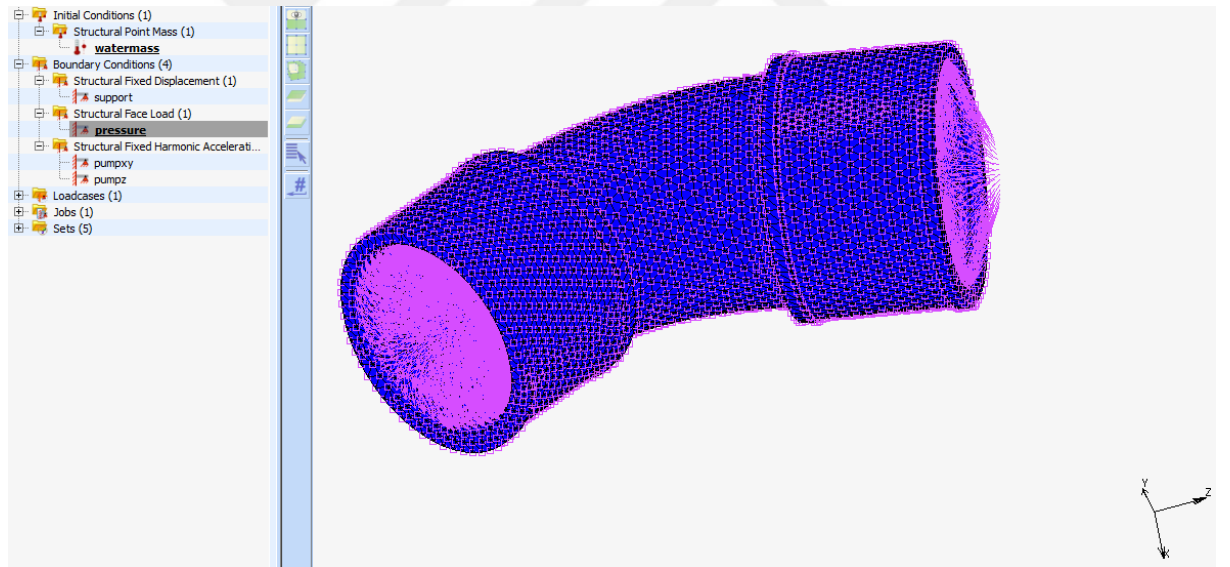
Sıvı-Katı etkileşimi ihmal edilse de, boruyu dolduran akışkan kütlesi ihmal edilmemiştir. Suyun kütlesi Siemens Nx Nastran yazılımında 60g olarak hesaplanmıştır. Öncelikle borunun iç yüzeyine dağılacak şekilde bu kütlenin tanımı yapılmıştır.

Borunun pompa ve hazneye bağlandığı kısımlar gerçekte kelepçe ile sabitlenmektedir. Modelde de bu düğüm noktalarından boru her iki yerden sabitlenmiştir.

Borunun tahriki daha önceden alınan FFT sonuçlarıyla pompa bağlantısının olduğu düğüm noktalardan x ve y yönünde olmak üzere verilmiştir. Aynı zamanda borunun iç yüzeyine pompa basma çıkış noktasından alınan basınç değeri 0.033MPa eklenmiştir.

Akışkan titreşiminin simulesini yapabilmek adına ise yine harmonik olarak z yönünde deney verileri eklenerek sınır şartları tamamlanmıştır.

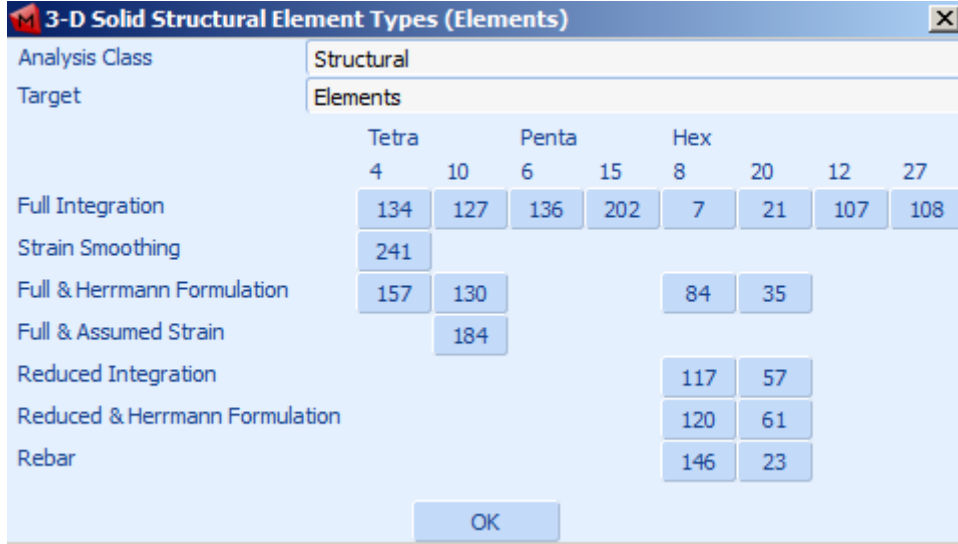
Sınır şartlarında basıncın boru içinde her yerde eşit olduğu kabul edilmiştir. Suyun harmonik ivme hareketi borunun orta yüzeyinden alınan ivme ölçümleri ile simule edilmeye çalışılmıştır.



Şekil 5.14 Sınır Şartlarının Belirlenmesi

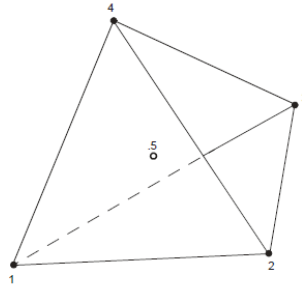
5.2.4 Herrmann Formülasyonu

Malzemenin neredeyse sıkıştırılmaz olduğu, malzeme özelliklerinden belli olmuştur. Bu nedenle sonlu elemanlar analizi Herrmann formülasyonuna göre MSC Marc yazılımında 157 element tipine göre gerçekleştirilmektedir.



Şekil 5.15 MSC Marc'ta 3B modelleme için kullanılan Element Tipleri

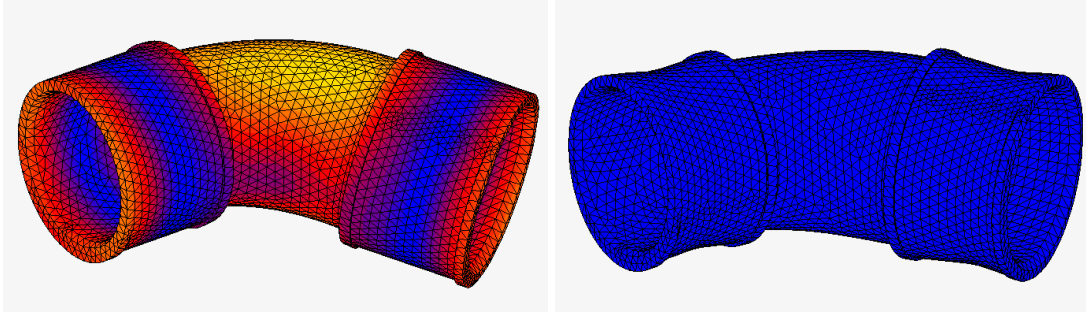
Tam olarak (veya toplam) sıkıştırılamazlık, maddenin hidrostatik basınç altında sıfır volümetrik değişiklik (izokorik) sergilediği anlamına gelir. Materyaldeki basınç, materyaldeki gerginlik ile ilgili değildir; gerilme-şekil değiştirme ilişkisi ile ilgili olarak belirsiz bir miktardır. Poisson oranı tam yarı yarıya, toplu modulus ise sonsuzdur. SEA'da sıkıştırılamazlık ilk defa 1965'de Herrmann tarafından düşünülmüştür. Analitik zorluklar, büyük deplasmanlar, büyük gerginlikler ve temas gibi nonlineerliklerle birleştiğinde artmaktadır. Neredeyse sıkıştırılamaz kavramı Poisson oranının tam 0.5 değil de 0.49'dan büyük olduğu anlamına gelmektedir. Gerçek hayatta kauçuklar bir miktarda olsa sıkıştırılabilmektedir. Bu nedenle tetra ağ örgülü elementlere 5.düğüm noktası (basınç) eklenerek Herrmann formülasyonu için algoritma oluşturmak mümkün kılınmıştır. [29]



Şekil 5.16 157 numaralı elementin yapısı

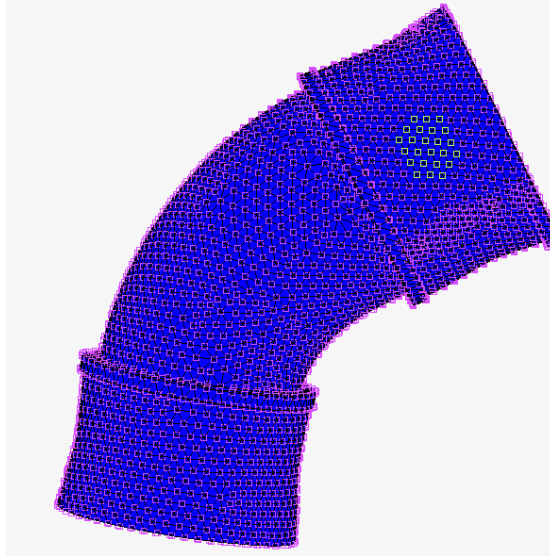
5.3 Sonlu Elemanlar Analizi ve Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması

Sonlu elemanlar analizi büyük gerinimler ve kompleks sönüme göre yapılmıştır. Çözünürlük aralığı deneysel ölçümlerle aynı olması açısından 0.5Hz olarak alınmıştır ve 0'dan 400Hz'e kadar ivme-frekans cevapları incelenmiştir.



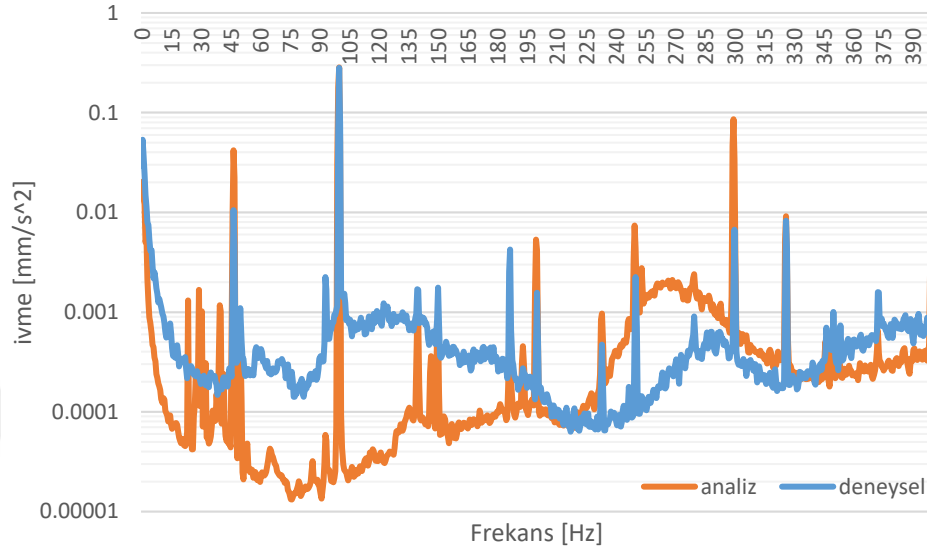
Şekil 5.17 Viskoelastik basma borusunun Sonlu Elemanlar Modeli

Analiz sonrasında gerçekleştirilen son işlemde borunun hazneye bağlanan tarafından, deneysel veri ile analiz verisini korele edebilmek için ivmeölçer büyüklüğünde düğüm noktası alanı seçilmiştir. Malzemenin nonlinear olması nedeniyle her düğüm noktasından alınan cevap farklılık göstermektedir. Bu da son veriyi işlemeyi oldukça zorlaştırmıştır. Bu nedenle seçilen düğüm noktaların ortalaması alınarak karşılaştırmaya gidilmiştir.



Şekil 5.18 Doğrulamayı gerçekleştirmek için seçilen düğüm noktaları

Bölüm 4.3'te de bahsedildiği gibi 46.5Hz pompa çalışma frekansı dolayısıyla akışkan titreşimi ve yapısal titreşimin birleşimi, 326.5Hz pompa kanat geçiş frekansı ve yine akışkan titreşimi birleşimi, 300Hz ise akışkan titreşimi ile alakalı olduğundan doğrulama 100Hz ile yapılmıştır.



Şekil 5.19 Analiz ve deney sonuçlarının karşılaştırılması

Şekil 5.18'te görüldüğü gibi akışkan sönümünün de düşük frekanslarda işe yaradığı düşünülrse, sönümün hesaba katılması ile beraber sonuçlar daha da yakınsayabilecektir.

Sonuçlar lineer olarak karşılaştırıldığında Çizelge 5.1 oluşmaktadır.

Çizelge 5.1 Analiz ve deney sonuçlarının karşılaştırılması

	100 Hz	326,5 Hz
Deneyssel [mm/s^2]	0,282	0,008
Analiz [mm/s^2]	0,284	0,009
RMS Hata [%]	0,279	0,091
Ölçüm sonuçlarının RMS Hatası [%]	0,883	0,289

100Hz'deki deney ve analiz sonuçlarına göre hesaplanan RMS hatası, ölçüm sonuçlarının RMS Hatasının altında kalmaktadır. Bu sonlu elemanlar modeli üzerinden parametrelerin etkisi incelenebilecektir.

5.4 Optimizasyon

Sonlu elemanlar analizi ile elde edilen 100Hz ve 326,5Hz'deki titreşim genlikleri Minitab 17.0 yazılımına girildikten sonra oluşturulan tablo Şekil 5.20'de görülmektedir.

+	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10
	StdOrder	RunOrder	PtType	Blocks	Açı	Uzunluk	Et_kalınlığı	100Hz_titreşim	FITS1	RESI1
29	29	29	1	1	125	65	2	0,241708	0,247645	-0,0059372
30	30	30	1	1	125	65	3	0,030941	0,029045	0,0018960
31	31	31	1	1	125	65	4	0,024421	0,025792	-0,0013709
32	32	32	1	1	125	65	5	0,022797	0,008302	0,0144956
33	33	33	1	1	180	35	2	0,280317	0,276298	0,0040194
34	34	34	1	1	180	35	3	0,031414	0,031925	-0,0005112
35	35	35	1	1	180	35	4	0,031561	0,032179	-0,0006182
36	36	36	1	1	180	35	5	0,003467	0,003750	-0,0002830
37	37	37	1	1	180	45	2	0,278624	0,276298	0,0023259
38	38	38	1	1	180	45	3	0,032561	0,031925	0,0006356
39	39	39	1	1	180	45	4	0,031945	0,032179	-0,0002336
40	40	40	1	1	180	45	5	0,003969	0,003750	0,0002193
41	41	41	1	1	180	55	2	0,270600	0,276298	-0,0056979
42	42	42	1	1	180	55	3	0,026659	0,031925	-0,0052668
43	43	43	1	1	180	55	4	0,030769	0,032179	-0,0014103
44	44	44	1	1	180	55	5	0,003931	0,003750	0,0001807
45	45	45	1	1	180	65	2	0,275650	0,276298	-0,0006474
46	46	46	1	1	180	65	3	0,037068	0,031925	0,0051425
47	47	47	1	1	180	65	4	0,034441	0,032179	0,0022621
48	48	48	1	1	180	65	5	0,003633	0,003750	-0,0001170

Şekil 5.20 100Hz sonuçları

100Hz'deki titreşim genliği için varyasyon analizi yapıldığında boru et kalınlığı ve boru açısının ve bunların etkileşiminin etkili olduğu görülmektedir.

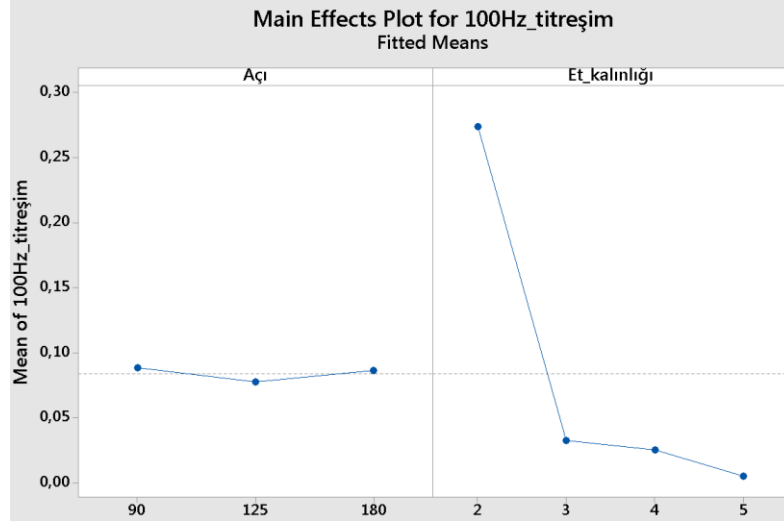
Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	11	0,585261	0,053206	669,85	0,000
Linear	5	0,580736	0,116147	1462,27	0,000
Açı	2	0,001009	0,000505	6,35	0,004
Et_kalınlığı	3	0,579726	0,193242	2432,87	0,000
2-Way Interactions	6	0,004525	0,000754	9,50	0,000
Açı*Et_kalınlığı	6	0,004525	0,000754	9,50	0,000
Error	36	0,002859	0,000079		
Total	47	0,588121			

Model Summary

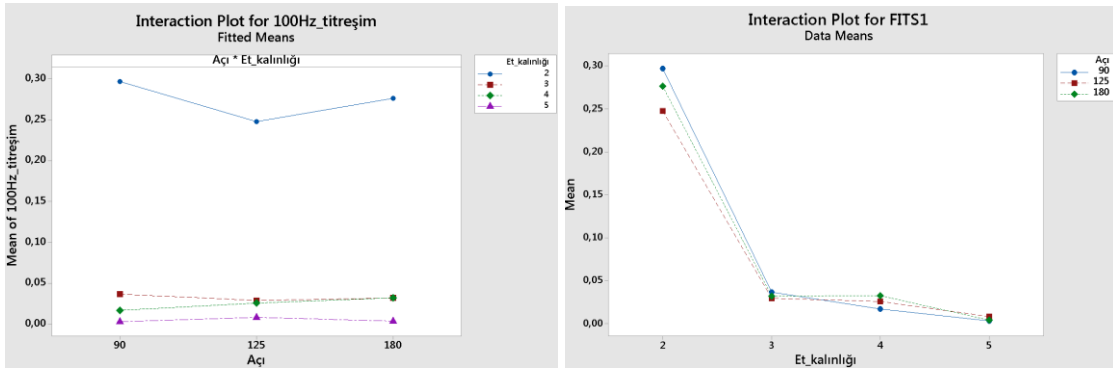
S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
0,0089123	99,51%	99,37%	99,14%

Şekil 5.21 100Hz için varyasyon analizi



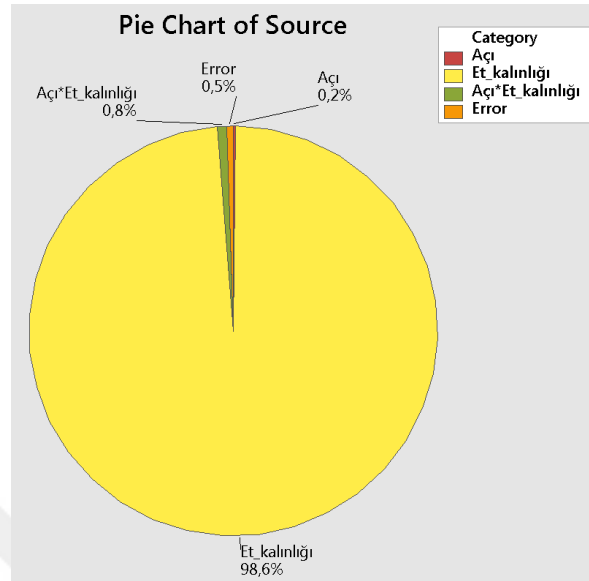
Şekil 5.22 100Hz'deki titreşim genlikleri için tasarım parametrelerinin ana etkileri

Şekil 5.22'de görüldüğü gibi 100Hz'deki titreşim genliği et kalınlığı 2mm'den 3mm'ye çıkartıldığında düşüş göstermektedir. 3mm'den sonra titreşim genlikleri çok küçük olduğundan büyük düşüşler görülmemektedir. Aynı zamanda daha önce literatürden (on dört denklemden) elde edilen bilgiye göre boruda ovalleşmenin olması borunun eğilme rijitliğini düşüreceğinden titreşim iletiminin minimize edilmesi açısından önemli bir parametredir. Sonuçlara bakıldığında ise 90°'deki boru ovalleşmesinin borunun dairesel kesitini bozması nedeniyle etkilenen eğilme sertliğinden ötürü optimum değeri verememiştir. Bu nedenle mevcut durumdaki boru açısının titreşim genliğinin düşük iletimi diğerlerinden daha iyi çıkmaktadır. Boru uzunluğunun ise titreşim iletiminde etkisi analizler sonucunda görülmemektedir.



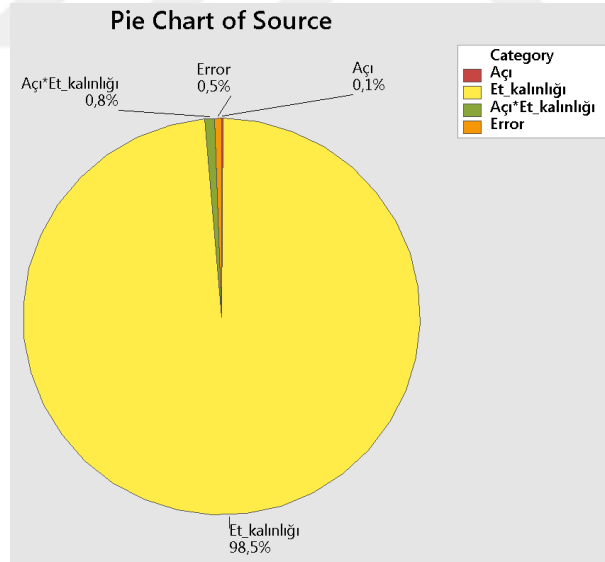
Şekil 5.23 100Hz'deki titreşim genlikleri için tasarım parametrelerinin etkileşimli etkisi

Hem et kalınlığı hem açı etkileşimine bakıldığında ise et kalınlığı arttıkça açının da neredeyse önemsiz olduğu görülmektedir. Şekil 5.24’de de en etkili parametrenin boru et kalınlığı olduğu görülmektedir.



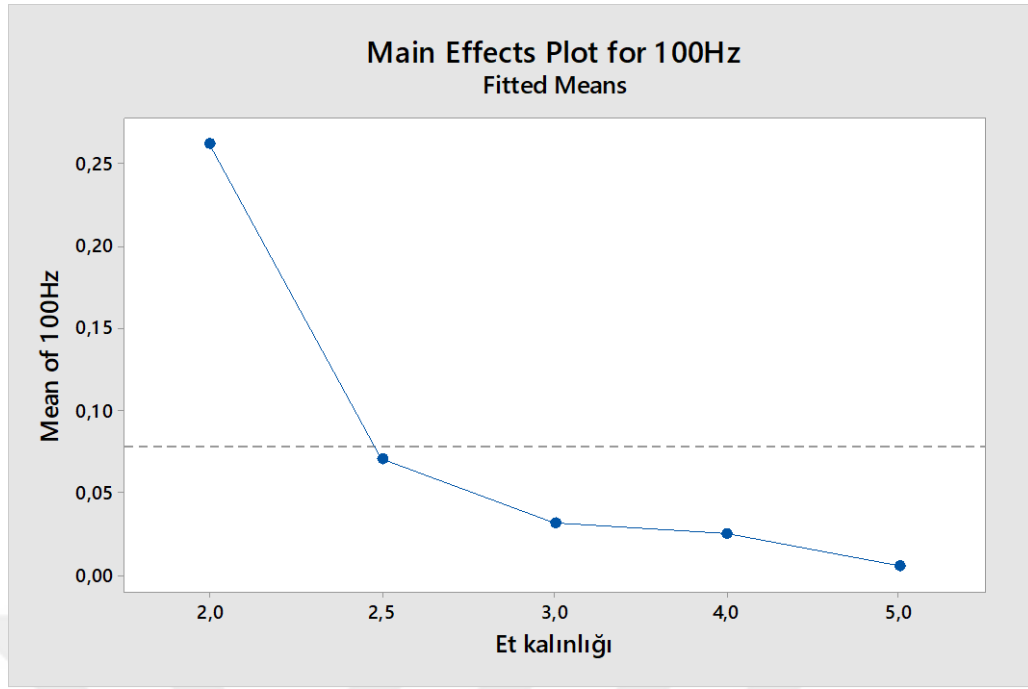
Şekil 5.24 100Hz için Parametrelerin dağılımı

326,5 Hz için de durum 100Hz’dekine benzer bir tablo çizmektedir.



Şekil 5.25 326,5 Hz için Parametrelerin dağılımı

Varyasyon analizi et kalınlığı 2,5mm’lik olan borularla tekrarlandığında açının da herhangi bir etkisi olmadığı göze çarpmaktadır.



Şekil 5.26 100Hz'deki titreşim genlikleri için ana tasarım parametresinin etkisi

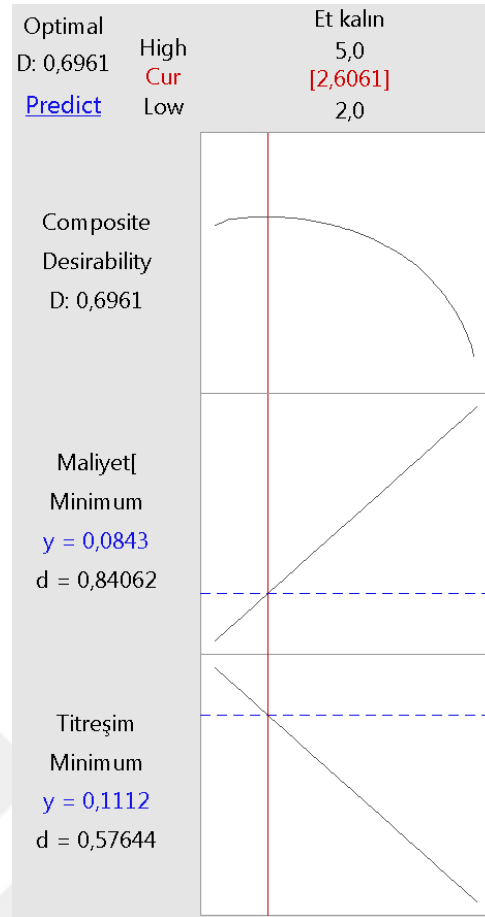
EPDM esaslı viskoelastik boru için en önemli tasarım kriterinin et kalınlığı olduğunu söylenebilmektedir. Ayrıca bu problemde et kalınlığı beş seviyeye yükseltildiğinde, açının da titreşim iletiminde tasarım kriteri olmadığı gözlemlenmektedir.

Et kalınlığının en etkili parametre olduğu belirlendikten sonra, maliyet ve titreşim iletimi optimizasyonu ile en optimum kalınlık hesabı yapılmıştır.

Çizelge 5.2 Et kalınlığına bağlı maliyet ve titreşim genliği hesabı

Et kalınlığı [mm]	m [g]	Maliyet [€]	Titreşim genliği [mm/s ²]
2	33,00	0,07	0,257
2,5	40,21	0,08	0,032
3	47,41	0,09	0,032
4	62,60	0,13	0,024
5	78,54	0,16	0,004

Minimum maliyet ve titreşim genliğine göre optimum kalınlık Minitab yazılımında hesaplandığında, en iyi sonucun boru et kalınlığının 2,6mm olduğunda verildiği görülmüştür.

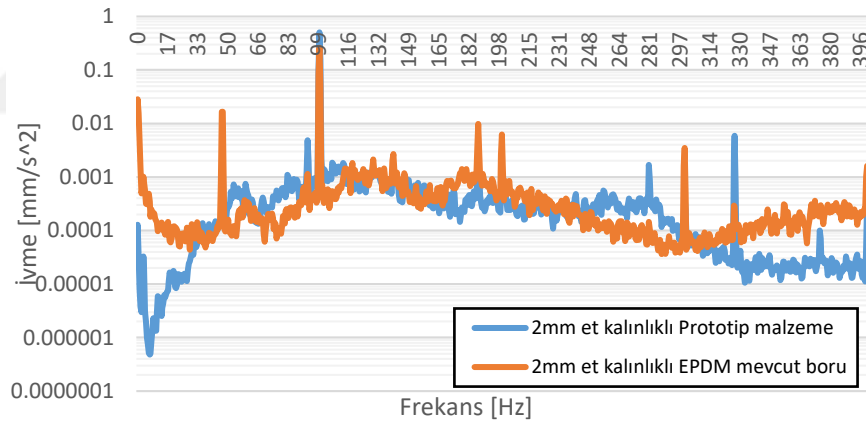


Şekil 5.27 Optimum et kalınlığının hesaplanması

SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1 Sonuçlar

Optimizasyon sonucunda elde edilen veriye göre, et kalınlığının titreşim iletimine ve ses gücü düzeyine etkisi incelenmiştir. Prototip malzemesinden 2mm ve 4mm et kalınlığına sahip borularla mevcut 2mm EPDM borunun kıyaslaması yapılmıştır.



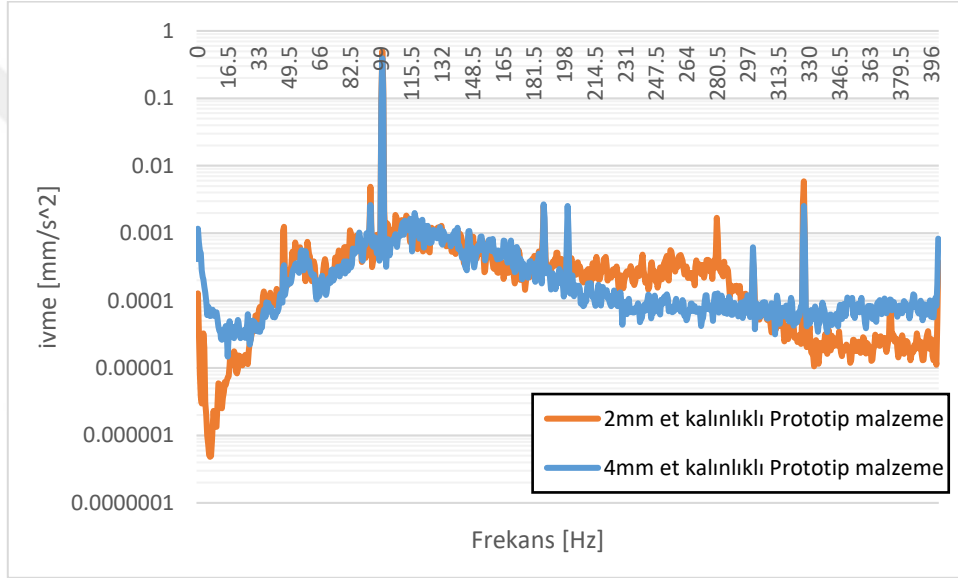
Şekil 6.1 Malzemenin titreşim iletimine etkisinin deneysel sonuçları

Prototip malzemenin pompa kanat geçiş frekansını EPDM'e göre daha çok iletmediği ve pompa devir frekansının da daha az iletildiği gözlemlenmiştir. Titreşim sonuçlarından da anlaşıldığı gibi farklı malzemelerin titreşim iletimi üzerinde frekans olarak ayrışması söz konusudur. Her malzemenin aynı frekansta farklı depolama ve kayıp modülüne sahip olması tasarım kriterinde malzeme önemini de göstermektedir. Şekil 6.1'deki ölçüm sonuçlarına lineer olarak bakıldığında EPDM'in 100Hz titreşim iletiminde prototip malzemesine göre %50 daha iyi olduğu gözlemlenmiştir.

Çizelge 6.1 Malzeme değişikliğinin 100Hz'deki deneysel titreşim genlikleri

	İvme değeri [mm/s ²]
2mm et kalınlıklı Prototip malzeme	0,50
2mm et kalınlıklı EPDM mevcut boru	0,26

Tezin amacına göre yapılan nonlineer sonlu elemanlar analizlerine göre et kalınlığı en etkili parametre olarak Minitab'de incelenmiştir. Bunun sonucunda 2mm ve 4mm et kalınlığına sahip prototip boru karşılaştırması yapılarak deneysel ve numerik sonuçların etkisi incelenmiştir.



Şekil 6.2 Et kalınlığının titreşim iletimine etkisinin deneysel sonuçları



Şekil 6.3 Prototip malzeme ve titreşim ölçümleri

Şekil 6.1’de görüldüğü üzere et kalınlığı artttıkça 100Hz ve pompa kanat geçiş frekansı 326.5Hz’teki titreşim genliği azalmıştır. Titreşim genlikleri lineer olarak incelendiğinde 100Hz’de prototip malzemenin et kalınlığı arttıkça titreşim iletimini %20 azalttığı görülmüştür.

Çizelge 6.2 Et kalınlığının 100Hz’deki deneysel titreşim genlikleri

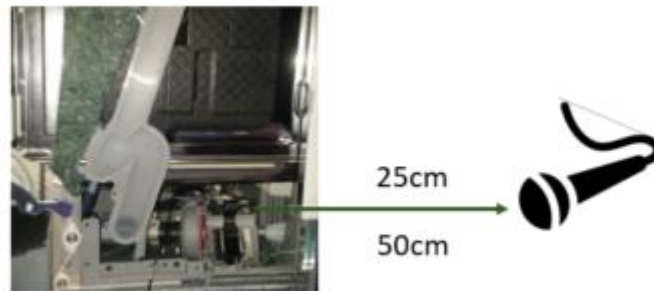
	İvme değeri [mm/s ²]
2mm et kalınlıklı Prototip malzeme	0,50
4mm et kalınlıklı Prototip malzeme	0,39

Çizelge 6.3 Et kalınlığının 100Hz’deki numerik titreşim genlikleri

	İvme değeri [mm/s ²]
2mm et kalınlıklı EPDM	0,26
4mm et kalınlıklı EPDM	0,04

Analiz sonuçlarına göre karşılaştırma yapıldığında ise EPDM esaslı malzemenin titreşim genliğini 1mm’lik et kalınlığıyla %85 düşürdüğü gözlemlenmiştir.

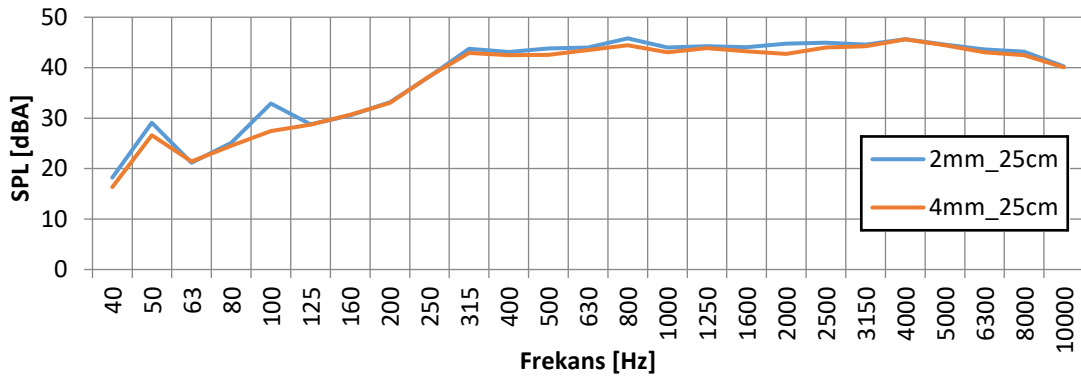
Titreşim iletiminde önemli parametre olan et kalınlığının ses basıncına etkisi deneysel olarak bir mikrofona ile pompa yakınından 25cm ve 50cm uzaklıktaki aralıklarla bakılmıştır.



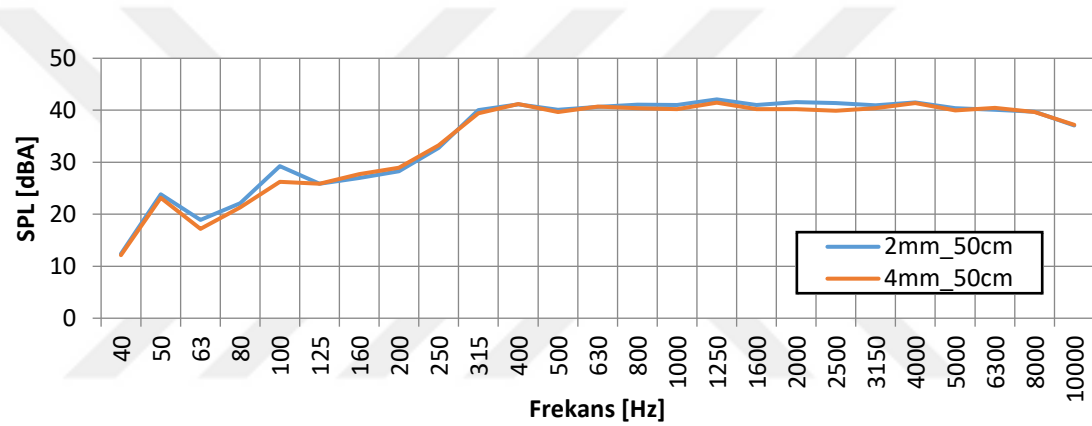
Şekil 6.4 Prototip malzeme ile ses basıncı ölçümleri

Ses basıncı spektrumları incelendiğinde 2mm’lik ve 4mm’lik et kalınlıklı prototip malzemeli borularda, 100Hz frekansında ses basıncında düşüş gözlemlenmektedir.

Gürültü kaynağındaki baskın parametrenin su gürültüsü olması nedeniyle 315hz'deki düşüşler tam gözlemlenememektedir.



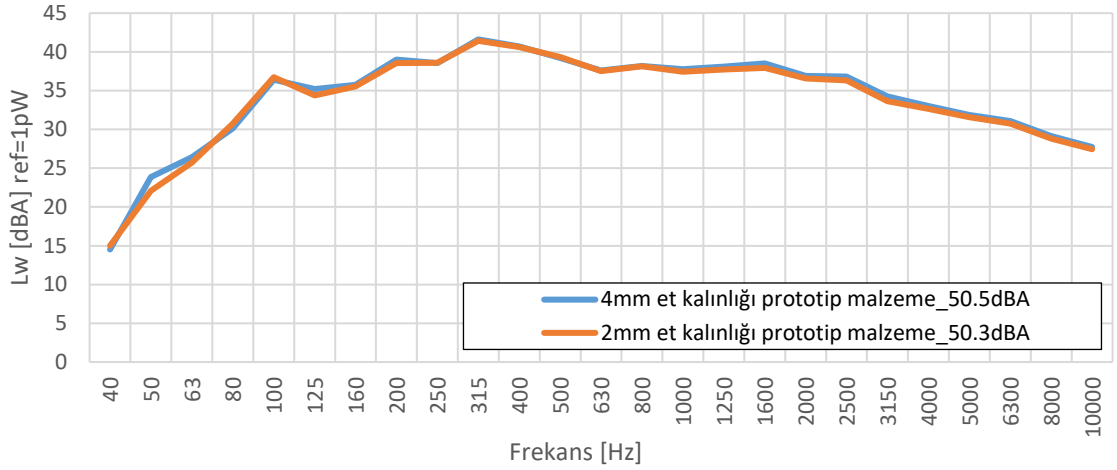
Şekil 6.5 Et kalınlığının 25cm'lik uzaklıktan ses basıncına etkisinin deneysel sonuçları



Şekil 6.6 Et kalınlığının 50cm'lik uzaklıktan ses basıncına etkisinin deneysel sonuçları

Spektrumlardan da anlaşılacağı üzere et kalınlığının hem ses basıncı hem de titreşim iletimi üzerinde etkisi gözlemlenebilmektedir.

Et kalınlığının ürün ses gücü düzeyi etkisi deneysel olarak incelendiğinde ses gücü düzeyi için herhangi bir yorum yapılamayacağı gözlemlenmiştir. Ölçüm saçınıklığı göz önüne alındığında titreşim kaynaklı gürültüde artış veya azalma olduğu söylenememektedir. Çünkü ürün ses gücü düzeyi ölçümlerinde kontrol edilemeyen birçok parametre bulunmaktadır. Bu parametrelerin de ölçümlere dahil olması nedeniyle, özellikle de su gürültüsünün baskın olması ile birlikte boru et kalınlığının arttırılmasının ürün ses gücü düzeyine etkisi incelenememiştir.



Şekil 6.7 Et kalınlığının ses gücü düzeyine etkisinin deneysel sonuçları

Sonlu elemanlar modeli kurulurken belli başlı kabuller yapılmıştı. Bunlar pompa uyarımının ve akışkanın harmonik ivme olarak tanımlanması, katı-akışkan etkileşiminin ihmal edilmesi, basıncın boru içerisinde eşit alınması ve boru kelepçelerinin yüzey temasının ihmal edilmesi idi. Fakat genlik olarak baz alındığında sonuçlar tutarlı olmasa da deneysel ve numerik analizde et kalınlığının titreşim iletiminde önemli bir parametre olduğu gözlemlendi. Genlik olarak tutarlı olmamasının bir diğer nedeni ise malzeme nonlineerliği ve EPDM ile prototip malzemesinin farklı depolama ve kayıp modüllerine sahip olmalarıdır. Bu sonuçlardan yola çıkılarak bu sonlu elemanlar modeli ile titreşim iletiminde etkili olan tasarım parametrelerinin değerlendirilebileceği söylenebilir.

6.2 Öneriler

Bu tez kapsamında pompa basma borusunun geometrik tasarım parametreleri değiştirilerek mevcut malzeme ve mevcut shore değeri ile harmonik titreşim analizi yapılmıştır. Boru et kalınlığı titreşim iletiminin azalmasında en etkili parametre olarak görülmüştür. Fakat malzeme mekanik özelliklerinin titreşim iletiminde, geometrik parametrelerden daha önemli tasarım kriteri olduğu söylenebilir. Çünkü malzemenin depolama ve kayıp modülüne göre iletilen titreşim frekansı ve genliği farklılık gösterebilmektedir.

Diğer aşamada farklı malzemeler ile de aynı analizler tekrarlanabilir. Kullanılan malzemelerin depolama ve kayıp modüllerine göre titreşime etkisi gözlemlenebilir.

Aynı zamanda bu malzemelerin akustik malzeme testiyle yutma katsayısı gibi akustik özellikleri elde edilirse ses gücü düzeyine etkisi daha net öngörülebilir.

Aynı malzemelerin shore etkisi ve titreşim iletimi arasındaki ilişki incelenebilir.

Bir sonraki aşama katı-sıvı etkileşimini ve boru kelepçelerinin yüzey teması hesaba katılarak analiz sonuçları ve deneysel veriler daha net incelenebilir.



KAYNAKLAR

- [1] Moore, S., (2016). "A Review of Noise and Vibration in Fluid-Filled Pipes" Acoustics 9-11 November 2016, Brisbane, Australia.
- [2] Li, S., Karney, BW. ve Liu, G., (2015). "FSI research in pipeline systems, A review of the literature", Journal of Fluids and Structures, 57: 277 - 297.
- [3] Tijsseling, AS., (1996). "Fluid-structure interaction in liquid-filled pipe systems: A review", Journal of Fluids and Structures, 10: 109 - 146.
- [4] Wiggert, DC. ve Tijsseling, AS., (2001). "Fluid transients and fluid-structure interaction in flexible liquid-filled piping", ASME Applied Mechanics Reviews, 54(5): 455.
- [5] Jong, CAF de (1994). "Analysis of pulsations and vibrations in fluid-filled pipe systems", PhD Thesis, TNO Institute of Applied Physics.
- [6] Kwong, AHM. ve Edge, KA. (1996). "Structure-borne noise prediction in liquid-conveying pipe systems", Proceedings Instn Mech Engrs, 210: 189 - 200.
- [7] Tentarelli, SC., (1990). "Propagation of noise and vibration in complex hydraulic tubing systems", PhD Thesis, Lehigh University.
- [8] Lesmez, MW., (1989). "Modal analysis of vibrations in liquid-filled piping systems", PhD Thesis, Michigan State University..
- [9] Liu, G. ve Li, Y., (2011). "Vibration analysis of liquid-filled pipelines with elastic constraints", Journal of Sound and Vibration, 330: 3166 – 3181.
- [10] Xu, Y., Johnston, DN., Jiao, Z., ve Plummer, AR., (2014). "Frequency modelling and solution of fluid-structure interaction in complex pipelines", Journal of Sound and Vibration, 333: 2800 - 2822.
- [11] Zhao, J., (2014). "A study of fluid structure interactions in hydraulic piping of passive interconnected suspensions", PhD Thesis, University of Technology, Sydney.
- [12] El-Raheb, M., (1981). "Vibrations of three-dimensional pipe systems with acoustic coupling", Journal of Sound and Vibration, 78(1): 39 - 67.
- [13] Kwong, AHM. ve Edge, KA., (1998). "A method to reduce noise in hydraulic systems by optimizing pipe clamp locations", Proceedings Instn Mech Engrs, 212 : 267 - 280.
- [14] Rzentkowski, G. ve Zbroja, S., (2000). "Experimental characterisation of centrifugal pumps as an acoustic source at the blade-passing frequency", Journal of Fluids and Structures, 14: 529 - 558.

- [15] ISO 10767-1:2015 Hydraulic fluid power - Determination of pressure ripple levels generated in systems and components - Part 1: Method for determining source flow ripple and source impedance of pumps.
- [16] Carta, F., Charley, J. ve Caignaert, G. (2000). "Transfer matrices of single volute centrifugal pumps", International Journal of Acoustics and Vibration, 5(4):159 - 166.
- [17] Carta, F., Bolpaire, S., Charley, J. ve Caignaert, G., (2002). "Hydroacoustic source characterisation of centrifugal pumps", International Journal of Acoustics and Vibration, 7(2):110 - 114.
- [18] Charley, J. ve Carta, F., (2001). "Application of the auto- and cross-power spectra to hydro- and aeroacoustics", Mechanical Systems and Signal Processing, 15(2): 2399 - 417. Moore, S., (2016). "A Review of Noise and Vibration in Fluid-Filled Pipes" Acoustics 9-11 November 2016, Brisbane, Australia.
- [19] Pavic, G. ve Chevilotte, F., (2010). "Noise characterization of pulsating hydraulic sources", Proceedings of ISMA2010, Leuven.
- [20] Qi, N. ve Gibbs, BM., (2003). "Circulation pumps as structure-borne sound sources: emission to semi-infinite pipe systems", Journal of Sound and Vibration, 264: 157 - 176.
- [21] Guelich, JF. ve Bolleter, U., (1992). "Pressure pulsations in centrifugal pumps", ASME Journal of Vibration and Acoustics, 114: 272 - 279.
- [22] Simpson, HC., Clark, TA. ve Weir, GA., (1967). "A theoretical investigation of hydraulic noise", Journal of Sound and Vibration, 5(3): 456 - 488.
- [23] Ward, I.M. ve Sweeney, J., (2004). An Introduction to the Mechanical Properties of Solid Polymers, Second Edition, John Wiley & Sons Ltd, England.
- [24] Engineering Viscoelasticity, <http://web.mit.edu/course/3/3.11/www/modules/visco.pdf>, 24 October 2001.
- [25] One-Dimensional Material Behavior, <http://www.mate.tue.nl/~piet/inf/trc/pdf/infmamo1d.pdf>
- [26] Breslavsky, I., Amabili M. Ve Legrand, M.,(2014)."Nonlinear Vibrations of Thin Hyperelastic Plates", Journal of Sound and Vibration, 333:4668-4681, 14 September 2014.
- [27] Marckmann, G. Ve Verron E., (2006). "Comparison of hyperelastic models for rubber like materials", Rubber Chemistry and Technology, American Chemical Society, 79:.835-858.
- [28] Gent, Alan N., (2001). Engineering with Rubber "How to Design Rubber Components", Hanser Publishers, Munich.
- [29] Nonlinear Finite Element Analysis of Elastomers, <http://www.mathfem.it/MS/MS-Marc-WP-Nonlinear-FEA-Elastomers.pdf>
- [30] MSC Marc&Mentat 2016 User's Guide.
- [31] Minitab 17 Tutorials, Yazılım programı.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Seren YÜNLÜ
Doğum Tarihi ve Yeri : 11.08.1993 / Waldkirch F. Alm.
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : serenyunluu@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Konstrüksiyon (Mak. Müh)	Yıldız Teknik Üniv.	2018
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniv.	2015
Lise	MF	Yusuf Kalkavan A.L.	2011

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
04.2018- Devam ediyor	GE Aviation	Tasarım Mühendisi
10.2015-03.2018	Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge	Ar-Ge Mühendisi
06.2015-09.2015	Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge	Uzun Dönem Stajyer
07.2013-08.2013	Soda Sanayii A.Ş. Kromsan Fabrikası	Kısa Dönem Stajyer

YAYINLARI

Bildiri

1. Yünlü, S. ve Boğuşlu, M., (2018), “Design Optimization of Viscoelastic Pump Discharge Pipe with Nonlinear Finite Element Analysis”, International Conference on Mechanical & Production Engineering, İstanbul.

ÖDÜLLERİ

1. Başarımızı Büyütenler – Arçelik A.Ş. (2015)
2. Arçelik A.Ş. Patent Ödülü (2017)
3. Arçelik A.Ş. Patent Ödülü (2018)

