



HİDROMEKANİK TAHRIKLİ SİSTEMLERDE TİTREŞİM PROBLEMLERİNİ ÖNLEMELİK İÇİN METOT BELİRLEME

Mustafa YOSUN

ÖZET

Hidromekanik sistemlerde meydana gelen titreşimler, hidrolik sistemlerin çalışma performanslarını, yapısal parçaların ve hidrolik elemanların ömürlerini etkilemektedir. Ayrıca meydana gelen titreşim ve sonucunda oluşan gürültü insan sağlığı üzerinde yorgunluk ve asabiyet gibi olumsuz etkiler oluşturabilmektedir. Bu çalışmada, bir hidromekanik sistemin bir boyutlu sistem benzetimleri ile titreşim kaynağının tespiti için izlenen çözüm yolları incelenmiş ve hidrolik sistemlerde titreşim problemlerin çözümü için metot belirlemek amaçlanmıştır. Bir hidrolik sistemde, titreşimi meydana getiren etmenler mekanik ve/veya akışkan kaynaklı hareketler olabilir. Titreşim problemini anlamak için zaman alanındaki veriler üzerinden yorum yapmak oldukça zordur. Hidromekanik bir sistemi incelerken de sistemin frekans alanındaki davranışının incelenmesi önerilmiştir. Sistemin öz değerleri, mod şekilleri ve frekans cevap fonksiyonları üzerinden problem tespiti yapılmış ve sistemin kararlılığı kök-yer eğrileri üzerinden değerlendirilerek iyileştirme yöntemleri belirlenmiştir. Titreşim problemini çözmek adına tespit edilen tasarım değişikliklerinin, hidromekanik sistemin frekans ve zaman alanındaki titreşim cevabına etkileri incelenmiştir. İzlenen yöntem ile zaman alanındaki çok sayıda iterasyon yerine neredeyse bir iterasyon ile titreşim problemine sebep olan tasarım değişkenleri tespit edilebilecektir.

Anahtar Kelimeler: Hidromekanik sistem, titreşim, bir boyutlu modelleme, frekans cevap fonksiyonu

ABSTRACT

Vibrations in hydraulic-powered system affect the performance of hydraulic systems and cause to fatigue of structural parts and hydraulic components. Also the vibration and the resulting noise can cause negative effects on human health such as exhaustion and nervousness. In this study, methods and solutions are investigated for identification of vibration via one dimensional simulation of hydromechanical system models. Determination of a method is aimed to solve vibration problems in hydromechanical systems. The factors that cause vibration in a hydraulic system can be mechanical and / or fluid-induced motions. It is very difficult to interpret the time domain data in order to understand the vibration problem. When examining a hydraulically driven system it is also suggested to examine the behavior of the system in the frequency domain. Problems are determined via the eigenvalues, mode shapes and frequency response functions of the system and also improvements are determined by evaluating the stability of the system based on root locus curves. In order to solve the vibration problem, the effects of design changes on the frequency and time domain vibration response of the hydromechanical system has been investigated. By using this method, the changes of design can be checked in almost one iteration instead of several iterations with a time-domain approach.

Key Words: Hydromechanical system, vibration, 1D modelling, frequency response function, root locus

1. GİRİŞ

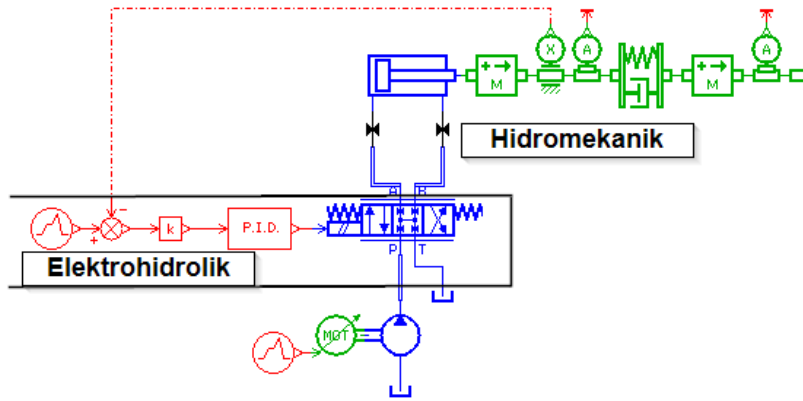
Hidromekanik tahrik sistemleri birçok endüstriyel uygulamada geniş bir kullanım alanına sahiptir. Basit bir hidromekanik sisteminin işleyişi aşağıdaki şekilde açıklanabilir:

- Pompanın çalışması ile akışkan hareket kazanır
- Hidrolik elemanlarda ve borularda akışkan debisi ve basınç oluşur
- Hidrolik silindirdeki basınç mekanik yapıyı hareket ettirecek kuvveti meydana getirir.
- Oluşan kuvvet, mekanik sistemleri harekete geçirerek iş yapar.

Bu şekilde bir dinamik hareketin olduğu yerde titreşim kaçınılmaz bir problemdir. Titreşim, akışkan ve yapısal parçalar üzerinden ilerleyebilir. Düşük frekanslı titreşimler hidrolik bağlantıların ve mekanik yapıların tahribatına sebep olabilir. Daha yüksek frekanslı titreşimler ise yapısal kaynaklı gürültü oluşturabilir. Ancak çeşitli önlemler ile bu gibi problemlerden kaçınmak mümkündür. Bu çalışmada, temel bir hidrolik tahrikli mekanik sistem üzerinden titreşim davranışı incelenmiştir. Bond graph yaklaşımını kullanan Amesim bir boyutlu simülasyon yazılımı ile hidromekanik tahrik sistemi analiz edilmiştir. Hız ve ivme gibi büyüklükler zaman ve frekans alanında incelenip, problemin kaynağı tespit edilmeye çalışılmıştır. Doğrusallaştırılmış sistem modeli üzerinden titreşim davranışı incelenerek çözüm önerileri geliştirilmiştir. Tasarım değişikliklerinin etkisi frekans ve zaman alanında gözlenmiş ve ayrıca bazı sistem parametrelerinin etkisi kök yer eğrileri üzerinden değerlendirilmiştir.

2. BİR BOYUTLU HİDROMEKANİK TAHRİK SİSTEMİ MODELLEME

Bir sistemde pompa, hidrolik silindir ve silindire bağlı olan mekanik elemanlar sistemin hidromekanik kısmını oluşturmaktadır (Şekil 1). Sistemin geri kalanı ise elektro hidrolik kısım olarak adlandırılır. Bu çalışmada sistemin hidromekanik kısmından kaynaklı oluşabilecek titreşimler incelenmiştir. Temel bir hidrolik tahrik sistemi temsil edecek elemanlar ile Amesim yazılımı kullanılarak bir boyutlu modelleme gerçekleştirilmiştir. Bond graph modelleme prensibini kullanan Amesim yazılımı kullanılarak toplu parametre yaklaşımı ile sistem modelleme yapılmıştır.



Şekil 1. Bir sistemin elektro hidrolik ve hidromekanik kısımları

2.1. Bond Graph Modelleme Prensibi

Bond graph yöntemi ile çok disiplinli mühendislik sistemlerinin modellenmesinde farklı fiziksel alt sistemler arası enerji değişimi ve enerjinin bir formdan başka bir forma dönüşümü sağlanabilmektedir. Bu yöntem, sistemdeki enerji yapısının belirlenmesine dayanan dinamik modelleme için kullanılan grafiksel bir yöntemdir. Bir sistemin dinamik davranışı çeşitli alt sistemler arasındaki enerji akışı, depolanması ve enerjinin dönüşümü ile tanımlanabilir. Bu nedenle dinamik bir sistem, enerji depolayan, dağıtan, dönüştüren ve sağlayan basit elemanlara bölünebilir. Bir sistemin bond graph dilinde dinamik modeli oluşturulurken bu temel elemanlar ve aralarındaki etkileşimleri grafiksel olarak tanımlanır.

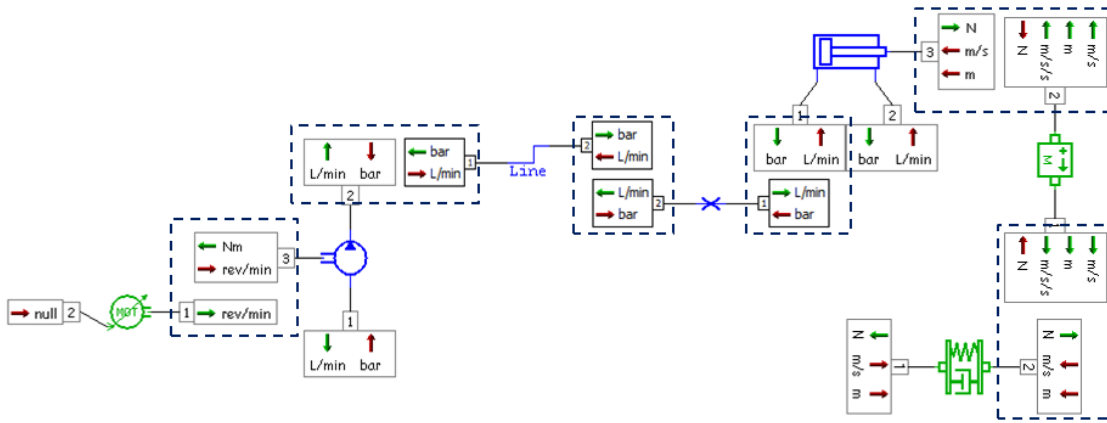
Alt sistemler arasında enerji alışverişi, momentum, kütle, elektriksel yük, entropi gibi fiziksel niceliklerin değişimi ile ilişkilidir. Her eleman bir ya da daha fazla enerjinin akabildiği güç çıkışlarına sahiptir [1,2].

Bond graph metodunda güç(P) genellikle dış değişken(e) ve iç değişkenler(f) ile $P(t)=f(t).e(t)$ şeklinde ifade edilir.

Tablo 1. Farklı fiziksel disiplinlerin güç değişkenleri [2]

Enerji	Dış Değişken	İç Değişken
Mekanik	Kuvvet F [N]	Hız v [m/s]
Dönel Mekanik	Tork M [Nm]	Açısal Hız ω [s ⁻¹]
Elektrik	Gerilim u [V]	Akım i [A]
Hidrolik	Basınç P [Pa]	Debi Q [m ³ /s]
Termal	Sıcaklık T [K]	Entropi S [J/Ks]

Sistem modellemesinde kullanılan bazı elemanların güç değişkenleri ile birbirleri ile olan ilişkisi Şekil 2. de gösterilmiştir. Burada önemli olan, nedensellik ilkesine göre sistemi oluşturan elemanların bağlantı noktalarındaki değişkenlerinin birbiri ile uyumlu olmasını sağlamaktır. Böylece modelleme esnasında fiziksel olarak anlamsız bir ilişkinin kurulması da engellenir.



Şekil 2. Sistem elemanları arasındaki güç değişkenleri

Bond graph tabanlı modelleme ve analiz sırasındaki işlem adımlarının klasik yaklaşımla yapılan işlemlerden farkı Tablo 2. de verilmiştir. Klasik yöntemden farklı olarak matematik modeller, bond graph diyagramına dönüştürülerek sistemlerin diferansiyel denklemleri oluşturulur ve çözümlenir.

Tablo 2. Fiziksel sistem modellemek için klasik yaklaşım ve bond graph yaklaşımı

İşlem Adımı	Klasik Yaklaşım	Bond Graph Modelleme
1	Fiziksel Sistem	Fiziksel Sistem
2	Matematiksel Model	Matematiksel Model
3	Diferansiyel Denklem	Bond Graph Diyagramı
4	Blok Diyagram	Diferansiyel Denklem Oluşturma ve Çözüm
5	Simülasyon Dili ile Çözüm	Sonuç
6	Sonuç	

Bu çalışmada akışkan, pompa ve pompayı tahrik eden bir motor, hidrolik borular, hidrolik silindir ve bağlı olduğu mekanik kütleler ile hidromekanik sistem modeli oluşturulmuştur. Modellemede kullanılan hidrolik elemanlar ve kullanılan yaklaşımlar aşağıda açıklanmıştır.



Akışkan Esneklik Modülü

Akışkan esneklik modülü, uygulanan birim basınca karşılık akışkan hacmindeki azalma oranı olarak tanımlanabilir. Eşitlik 1. ile ifade edilir.

$$\beta = -V \left(\frac{\partial P}{\partial V} \right) \quad (1)$$

Bir hidrolik sistemin dinamik davranışını yorumlarken hidrolik hacimlerin katılığı oldukça önemli bir rol oynar [3].

Pompa

Pompa içerisindeki akış dalgalanmasının hesaba katıldığı bir matematik modeli kullanılmıştır. Pompadaki akış dalgalanması şaft frekansının bir katsayısı ve şaft hızının sinüzoidal bir fonksiyonu olarak hesaba katılır. Akışkandaki salınımı analiz edebilmek için bu şekilde bir dinamik hidrolik pompa modeline ihtiyaç vardır. Pompanın anlık deplasmanı (V) Eşitlik 2. ile hesaplanır.

$$V = V_{min} + (V_{max} - V_{min}) \sin\left(\frac{K\phi}{2}\right) \quad (2)$$

Burada ϕ açısal konum, K mil frekans katsayısı, $V_{max,min}$ ise maksimum ve minimum pompa deplasmanlarıdır.

Pompa debisi Q_{pompa} ise aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$Q_{pompa} = Q_{nom} \frac{\rho(\text{press})}{\rho(0)} \quad (3)$$

Burada ρ , ilgili basınçtaki akışkan yoğunluğudur. Ayrıca pompa milindeki tork ise aşağıdaki şekilde hesaplanır [3].

$$T = (P_{çıkış} - P_{giriş})V \quad (4)$$

Hidrolik Boru

Hidrolik boru içerisindeki akışkanın sıkıştırılabilirliği, akışkan sürtünmesi ve ataleti hesaba katılarak modelleme yapılmıştır. Akışkanın dinamik davranışının önemli olduğu durumlarda, sürtünme etkisi dikkate alınmalıdır. Ayrıca dinamik bir sistemde hidrolik hacimlerin katılığı da önemli bir rol oynar. Bu sebeple katılık, akışkanın ile boru cidarlarının esnek davranışını hesaba katan etkin esneklik modülü ile tanımlanmıştır [3].

Borunun giriş ve çıkış noktalarında basınçların zamana bağlı türevleri aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\frac{\partial P}{\partial t} = -\frac{\beta}{A} \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} \quad (5)$$

A borunun kesit alanı, β boru ve akışkanın etkin esneklik modülüdür.

$$\beta_{etkin} = \left(\frac{1}{\beta_{akışkan}} + \frac{1}{\beta_{cidar}} \right)^{-1} \quad (6)$$

Boru içerisindeki debinin zamana bağlı türevleri aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = \frac{A}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} - 9,81 \cdot A \cdot \sin(\theta) - \frac{ff \cdot Q^2 \cdot \text{sign}(Q)}{2 \cdot d \cdot A} \quad (7)$$

Burada ρ akışkanın yoğunluğu, d hidrolik çap, θ eğim açısı, ff sürtünme katsayısıdır [4].

Hidrolik Silindir

Silindir hacmindeki basınç dinamiği, viskoz sürtünme ve pistondaki hidrolik kaçak hesaba katılarak modelleme yapılmıştır. Hidrolik pistonun her iki tarafındaki akışkan debisi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$Q_{giriş} = q_1 - q_{kaçak} - v \cdot A_1 \cdot \frac{\rho(P_1)}{\rho(0)} \quad (8)$$

$$Q_{çıkış} = q_2 - q_{kaçak} - v \cdot A_2 \cdot \frac{\rho(P_2)}{\rho(0)} \quad (9)$$

Burada q_1 ve q_2 hidrolik silindire giriş ve çıkış debileri, A pistonun her iki tarafındaki etkin alan, ρ ise ilgili basınçtaki yoğunluk değeridir. Ayrıca kaçak debisi de k kaçak katsayısı ile aşağıdaki gibi tanımlıdır.

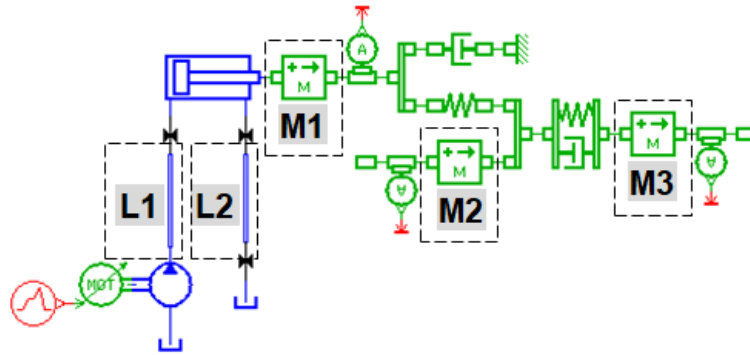
$$q_{kaçak} = (P_1 - P_2) \cdot k \quad (10)$$

En temel halde basınçtan ve sürtünmeden kaynaklı oluşan kuvvet ise aşağıdaki şekilde olacaktır [3].

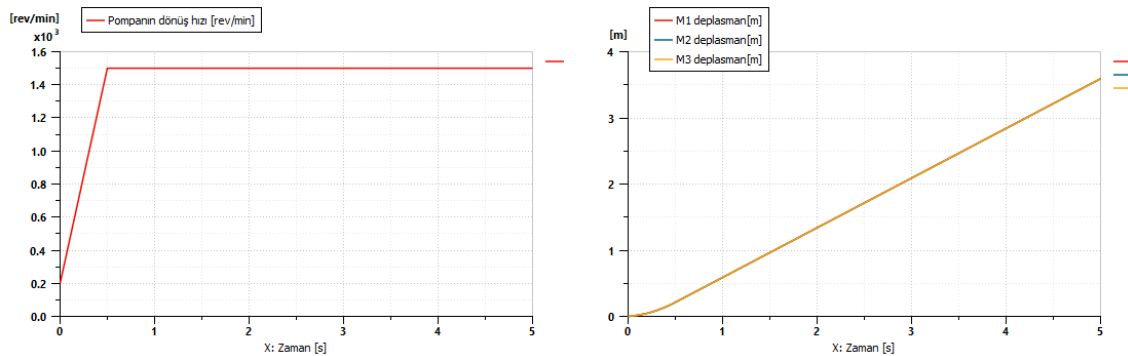
$$F_{mil} = P_1 A_1 - P_2 A_2 + v \cdot k_{viskoz} \quad (11)$$

3. HİDROMEKANİK SİSTEMDE TİTREŞİM PROBLEMİ

Bu çalışma için modellenen sistemde hidrolik silindir tarafından tahrik edilen üç adet kütle ve bunların bağlantısını sağlayan yay ve damper elemanlar vardır. Hidrolik borular ise pompa, silindir ve tank elemanları arasındaki bağlantıyı sağlar. Şekil 3. de görüldüğü gibi çok serbestlik dereceli basit bir sistem üzerinden titreşim problemleri incelenmiştir.



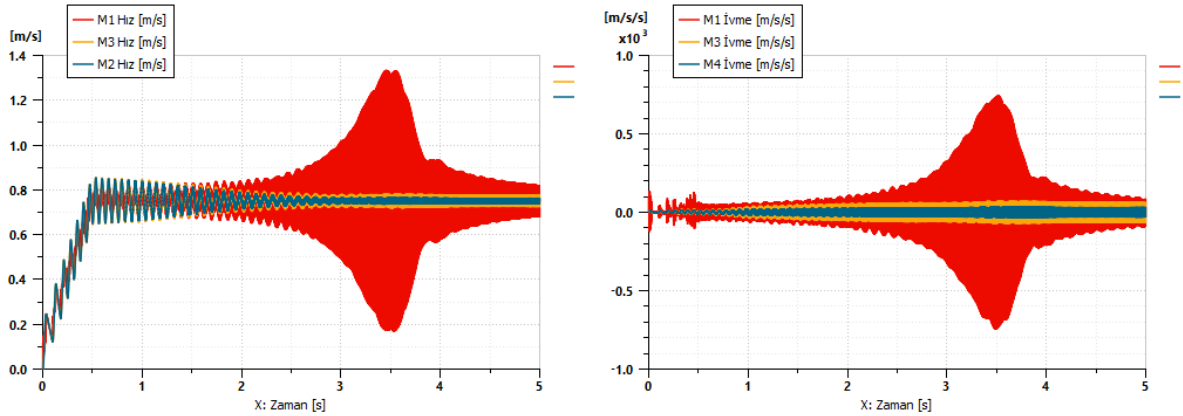
Şekil 3. Basit bir hidromekanik sistemin Amesim modeli



Şekil 4. Sol: Pompanın açısal hızı (rpm) / Sağ: M1, M2, M3 kütlelerinin yer değiştirmesi (m)

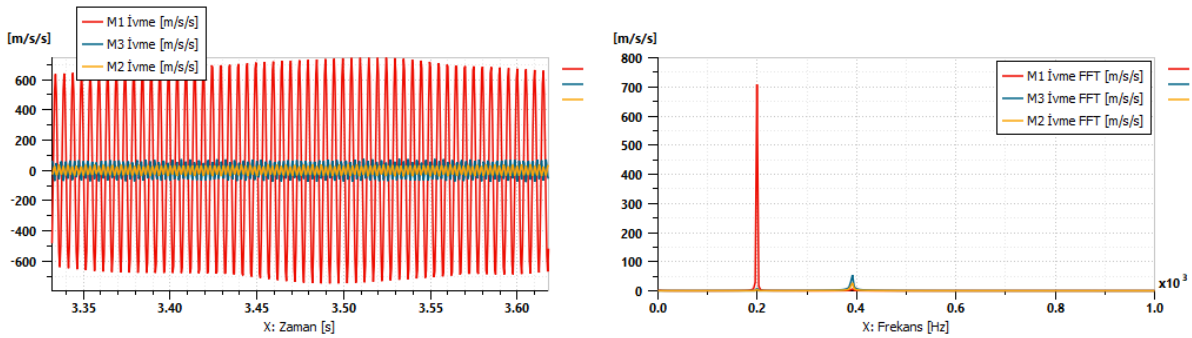
Tanımlanan pompa hızı ile hareket eden kütlelerin yer değiştirme eğrisi Şekil 4. de verilmiştir. Bu hidromekanik sistemde kütlelerin yaptığı yer değiştirmeye bakıldığında düzgün bir hareket olduğu gözlenmiştir. Ancak böyle bir sistemde yer değiştirme düzgün olsa dahi ivmelenme değişken olabilir. Bu durum ise mekanik parçalar üzerinde titreşime sebep olabilir ve gürültü meydana getirebilir. Mekanik parçalarda titreşimden kaynaklı yorulma görülebilir. Ayrıca zamanla hidrolik sistem elemanları üzerinde de hasara sebep olabilir. Bu nedenle titreşim kaçınılması gereken bir problemdir ve hidromekanik yapıların titreşim davranışının da ayrıca incelenmesi gerekmektedir.

Yer değiştirme oldukça istikrarlı olarak görülse de M1, M2, M3 kütlelerinde titreşim meydana gelmektedir. Pompanın Şekil 4. deki çalışma hızında kütlelerin hız ve ivme değerleri Şekil 5. de görüldüğü gibi değişken davranmaktadır. M1 kütlelerinin hızının maksimum genliği 0,6 m/s, ivmesinin maksimum genliği ise 745 m/s^2 ile salınmaktadır.



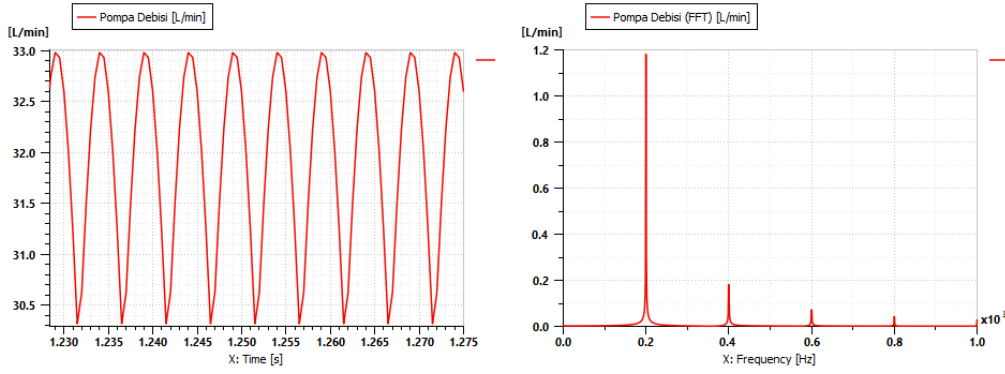
Şekil 5. Sol M1 ve M2 kütlelerinin hızı (m/s) / Sağ: M1 ve M2 kütlelerinin ivmesi(m/s^2)

Bu gibi zaman verileri üzerinden değişken hareketleri yorumlamak oldukça zordur. Tahrik olan harmonikleri belirlemek için bu verilerin fourier dönüşümü gerçekleştirilip, frekans alanındaki davranışlarının incelenmesi gerekmektedir.



Şekil 6. Sol: Kütlelerin zamana bağlı ivmesi (m/s) / Sağ: Kütlelerin frekansa bağlı ivmesi(m/s)

Fourier dönüşümü ile kütlelerin frekansa bağlı davranışı Şekil 6. daki gibi elde edilmiştir. M1 kütlelerinin 200 Hz frekansında $\pm 745 \text{ m/s}^2$ ivmesinde ve önemli bir harmonik hareket yaptığı görülmektedir. Bu durumda 200 Hz' deki titreşimin sebebi ve neden M1 kütlelerinin tahrik olduğu incelenmiştir. Sisteme hareket kazandıran pompa olduğundan, pompa içindeki akışkanın dalgalanmasının kütlelerde salınım oluşturduğu düşünülebilir. Bu sebeple tahrik kaynağını tanımlamak için pompa debisinin frekans içeriği analiz edilmiştir.



Şekil 7. Sol: Zamana bağlı pompa debisi (L/dk) / Sağ: Frekansa bağlı pompa debisi(L/dk)

Doğru bir frekans içeriği elde etmek için pompa debisinin zaman alanında sürekli salınım yaptığı kısmından fourier dönüşümü yapılmıştır. Pompanın Şekil 7. de 200 Hz frekansında +/-1.2 L/dk debide önemli bir tahrik oluşturduğu görülmüştür. Ayrıca 400 Hz, 600 Hz ve 800 Hz frekanslarında da bu tahriğin harmonikleri mevcuttur. Buradan M1 kütesinin, pompadaki akışkanın dalgalanmasından etkilendiği görülmektedir. Oluşan titreşimi sönmölemek için kütelere ve bağlantı elemanlarına sönmöleyiciler uygulanabilir ancak bu işlem pratikte her zaman mümkün olmayabilir. Problemin çözümünü bulmak için titreşime sebep olan faktörler incelenmiştir.

4. TİTREŞİM PROBLEMİNİN İNCELENMESİ

Bir sistem, zamana bağlı değişen yük altında atalet ve elastik kuvvetlerinin birbirini dengeleyemediği yani eşit olduğu durumlarda rezonansa girer. Rezonansa sebep olan hareketin bir saniyede yaptığı salınım sayısı doğal frekans olarak adlandırılır. Belirli bir atalete sahip etkenlerin(mekanik, akışkan, elektriksel...) rezonans frekanslarındaki tekil salınımlarına ise mod şekli denilir [5].

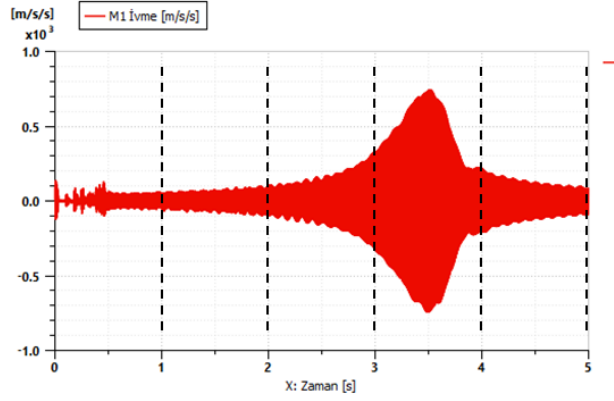
Bütün fiziksel sistemler doğal frekanslarında kararsız çalışmaktadır. M1 kütesinde oluşan titreşimin sebeplerini daha iyi anlamak için sistemin doğal frekansları, mod şekilleri ve bu frekanslardaki sönmö oranları incelenmiştir.

Sistemin Doğal Frekansları ve Sönmöleri

Bu çalışmada sistemin rezonans davranışını yorumlamak için öncelikli olarak doğrusallaştırma yapılarak doğal frekans değerleri ve sönmö oranları incelenmiştir. Doğal frekansların zamanla değişip değişmediğini kontrol etmek için Şekil 8. de görüldüğü gibi farklı zaman verileri üzerinden doğrusallaştırma yapılmıştır. Sistemin doğal frekansları ve sönmö oranları Tablo 3. de görüldüğü gibi benzer değerler vermiştir.

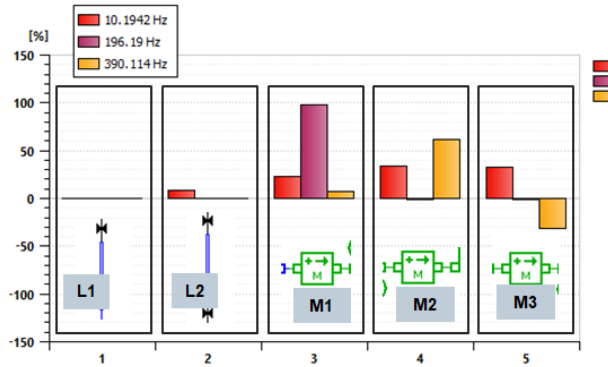
Tablo 3. Sistemin hesaplanan doğal frekansları (mod) ve sönmö değerleri

Zaman	Öz değer 1		Öz değer 1		Öz değer 1	
	Mod [Hz]	Sönmö	Mod [Hz]	Sönmö	Mod [Hz]	Sönmö
1	14,37	0,0245	256,89	0,0088	390,13	-0,037
2	12,26	0,04	215,71	0,0067	390,12	-0,033
3	11,28	0,099	202,75	0,0078	390,11	0,000013
4	10,19	0,044	196,19	0,0062	390,11	0,000013
5	9,59	0,079	192,47	0,0071	390,11	0,000013



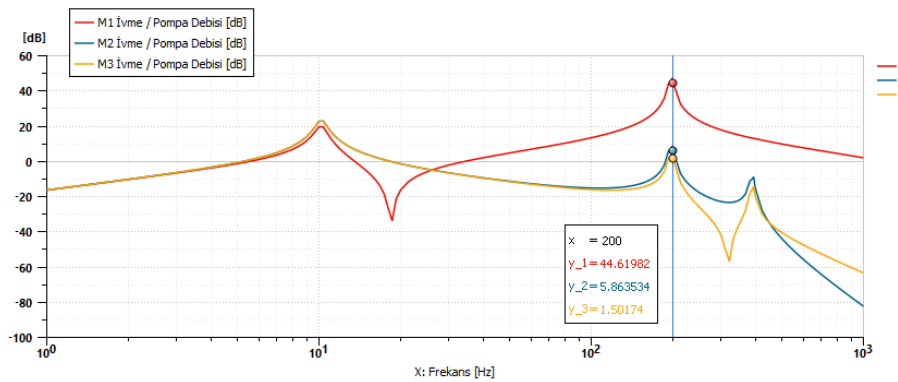
Şekil 8. Doğrusallaştırma zamanları

Hesaplanan doğal frekanslarda sistemdeki mekanik kütlelerin (M1, M2, M3) ve hidrolik ataletlerin (L1, L2) mod şekilleri incelenmiştir.



Şekil 9. Doğal frekanslarında sistemin mod şekilleri

10 Hz' de M1, M2 ve M3 kütlelerinin aynı fazda hidrolik silindir üzerinde salındığı Şekil 9. da görülmektedir. L2 hattındaki akışkan ise 40 derece faz ile boru içerisinde salınmaktadır. Sadece M1 kütlesi 200 Hz civarında hidrolik silindir üzerinde salınmaktadır. 390 Hz' de ise M1 ve M2 kütlesi aynı fazla ve M3 kütlesi ise zıt fazda salınmaktadır. Sistemin mod şekillerini de incelediğimizde M1 kütlelerinin 200 Hz civarında yüksek salınım yaptığı görünüyor. Ayrıca pompanın 200 Hz' de önemli bir tahrik yaptığı da Şekil 7. de gösterilmişti. Pompa ve kütlelerin arasındaki dinamik ilişkiyi daha iyi anlamak için M1, M2 ve M3 kütlelerine ait ivmelerin pompa debisine oranı ile frekans cevap fonksiyonları hesaplanmıştır.



Şekil 10. M1, M2 ve M3 kütlelerinin ivme frekans cevap fonksiyonu $[m/s^2]/[L/dk]$

Frekans cevap eğrilerinden, M1 ile M2 ve M3 kütlelerinin pompa tahriği altında verdiği ivme cevapları ve farkları Şekil 10. da açık bir şekilde görülmektedir. 40 dB olan seviye farkı ivmeler arasında yaklaşık 100 kata denk gelmektedir.

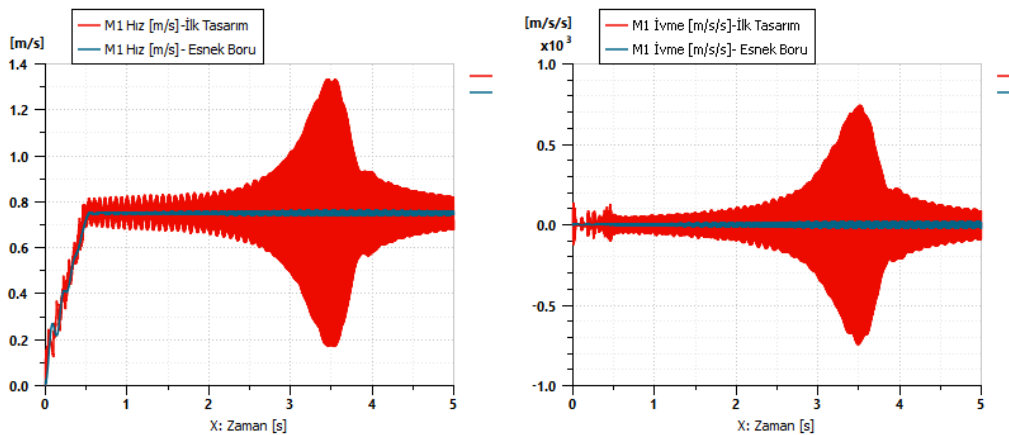
Buraya kadar mevcut bir titreşim probleminin kaynağını tespit etmek için bir çalışma yapıldı. Bundan sonra titreşim genliklerini azaltmak ve sistemin performansını arttırmak için tasarım değişiklikleri yapılmıştır. Oluşan titreşim problemlerini gidermek için yapılabilecek bir ön değerlendirmedeki bazı tasarım değişiklikleri aşağıdaki gibi olabilir:

- Pompanın tahriğini azaltmak
- Pompadaki akış dalgalanmasının frekansı ile çakışmaması için M1 kütlelerinin 200 Hz 'teki doğal frekansını ötelemek
 - o M1 kütlelerinin bağlantı katılığını arttırmak
 - o M1 kütlelerini değiştirmek
- M1 kütlelerinin 200 Hz' deki doğal frekansını daha fazla sönmölemek

Pompanın tahriğini azaltmak için rijit borular yerine daha esnek borular kullanılabilir. M1 kütlelerinin doğal frekansını ötelemek için M1 kütlelerinin bağlantı sertlikleri artırılabilir. M1 kütlesi artırılarak doğal frekansı azaltılabilir. Sönümü arttırmak için ise mümkünse mekanik sönmöleyiciler ile ya da hidrolik kaçaklar ile sönmöleme sağlanabilir. Bu değişkenlerin sonuca olan etkilerini daha iyi gözlemleyebilmek için frekans cevap fonksiyonları ve kök yer eğrileri üzerinden değerlendirmeler yapılmıştır.

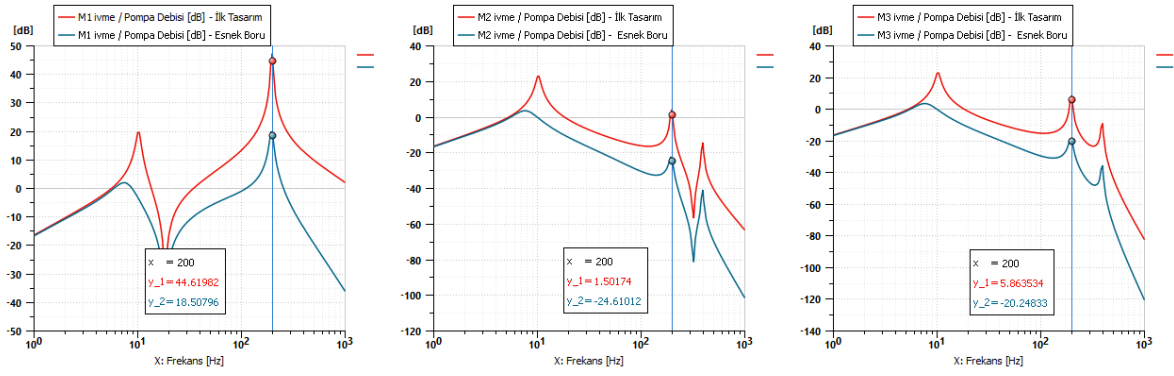
4.1. Esnek Boru Çözümü

İlk olarak cidar malzemesi çelik olarak tanımlanmış L1 borusu, pompa tahriğinin etkisini azaltmak için esnek olarak modellenmiştir. 210 GPa olan çeliğin esneklik modülü yerine esneklik modülü 50 MPa olan daha esnek bir boru yapısı tanımlanmıştır. Yapılan değişikliğin zaman alanında M1 kütlelerinin hız ve ivmesine etkisi Şekil 11. de gösterildiği gibidir. İlk tasarımın davranışı ile grafik üzerinde karşılaştırıldığında salınımların azaldığı görülmektedir. M1 kütlelerinin hız salınımı ilk tasarımda 0,6 m/s iken esnek boru çözümü ile 0,02 m/s değerine düşmüştür. İvme salınımı ise ilk tasarımda 745 m/s² iken 20 m/s² değerine düşmüştür.



Şekil 11. M1 kütlelerinin ilk tasarım ve esnek boru çözümünün zamana bağlı hız ve ivme sonuçları

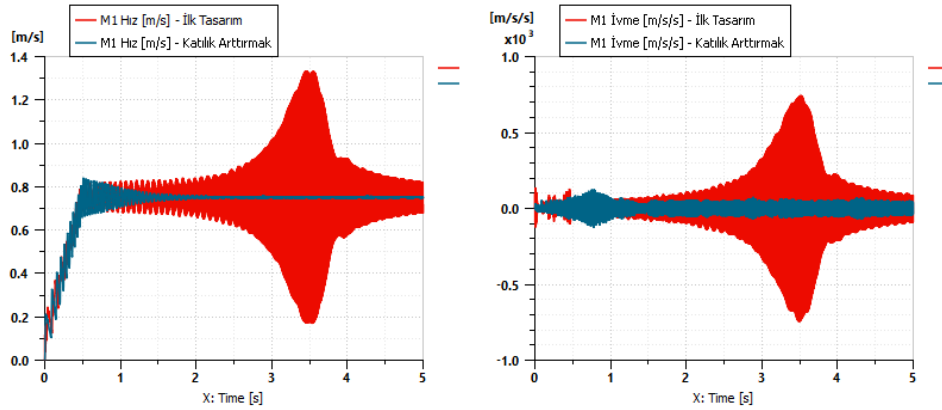
Frekans alanında inceleme yapabilmek için M1,M2 ve M3 kütlelerinin pompa debisine oranını veren frekans cevap eğrileri hesaplanmıştır. Yapılan değişiklik ilk tasarım ile karşılaştırıldığında Şekil 12' de görüldüğü gibi M1 kütlelerinin frekans cevap eğrisinde 200 Hz' deki titreşim seviyesi yaklaşık 26 dB düşmüştür. $20 \log(K) = -26 \text{ dB}$ olduğundan titreşime sebep olan ivmenin genliği ilk tasarıma göre $K=0,05$ oranında azalmıştır.



Şekil 12. Esnek boru çözümünün frekans alanındaki sonucu

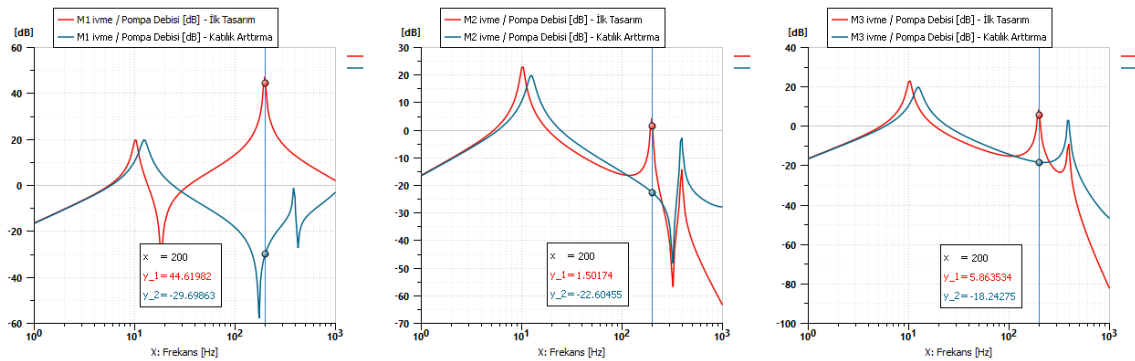
4.2. Katılığı Arttırmak

M1 kütesinin 200 Hz' deki doğal frekansı, pompadaki akış dalgalanmasının frekansı ile çakışmaması için M1 bağlantısındaki katılık arttırılmıştır. M1 ve M2 kütesinin arasındaki bağlantının katılığı 10^6 N/m' den 10^8 N/m değerine çıkartılarak kütleler birlikte hareket etmeye zorlanmıştır. Bu durumda Şekil 13. te görüldüğü gibi M1 kütesinin titreşimi ilk tasarıma göre azalmıştır. M1 kütesinin hız salınımları ilk tasarımda 0,6 m/s iken esnek boru çözümü ile 0,00066 m/s değerine düşmüştür. İvme salınımları ise ilk tasarımda 745 m/s^2 iken 50 m/s^2 değerine düşmüştür.



Şekil 13. M1 kütesinin ilk tasarım ve katılık arttırma çözümünün zamana bağlı hız ve ivme sonuçları

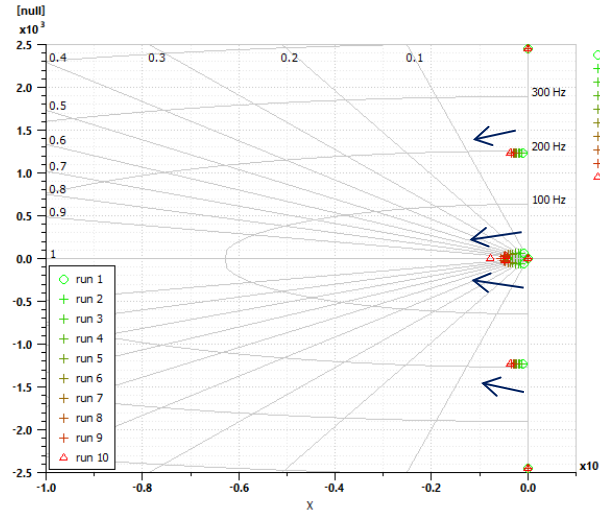
M1 bağlantısının katılığı arttırılıp frekans alanında analiz tekrarlandığında Şekil 14'de görüldüğü gibi frekans cevap eğrisinde 200 Hz' deki titreşim seviyesi yaklaşık 73 dB düşmüştür. $20 \log(K) = -73 \text{ dB}$ olduğundan titreşime sebep olan ivmenin genliği ilk tasarıma göre $K = 2,24 \times 10^{-4}$ oranında azalmıştır.



Şekil 14. Katılık arttırma çözümünün frekans alanındaki sonucu

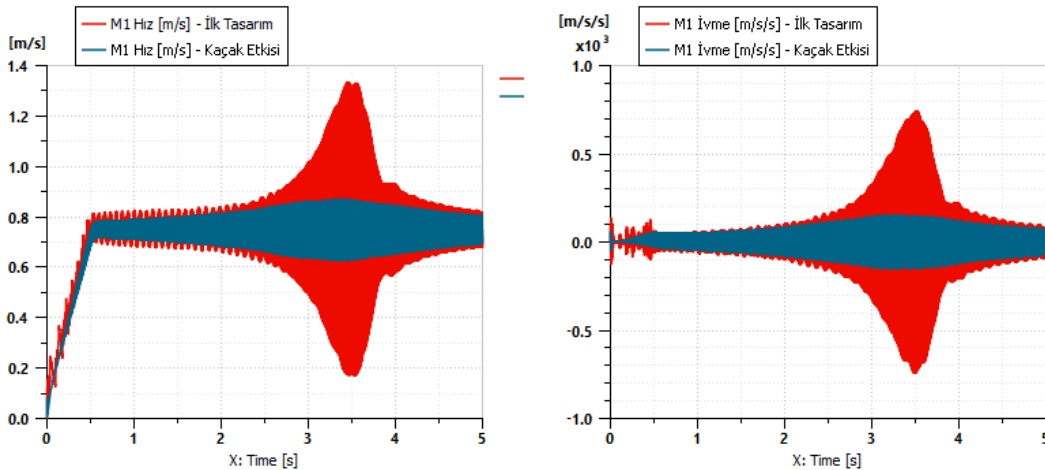
4.3. Hidrolik Kaçak Etkisi

Mekanik sönüm eklemenin mümkün olmadığı durumlarda hidrolik silindirdeki belirli bir oranda kaçak ile sönüm sağlanabilir. M1 kütlesinin 200 Hz' deki doğal frekansını sönümlemek için gerekli olan en uygun kaçak katsayısı kök yer eğrisi üzerinden araştırılmıştır. Kök yer eğrileri genelde kontrol sistemlerinde kazanç değerlerinin sistem dengesine etkisini gözlemlemek için kullanılır.



Şekil 15. Hidrolik kaçak etkisinin kök yer eğrisi

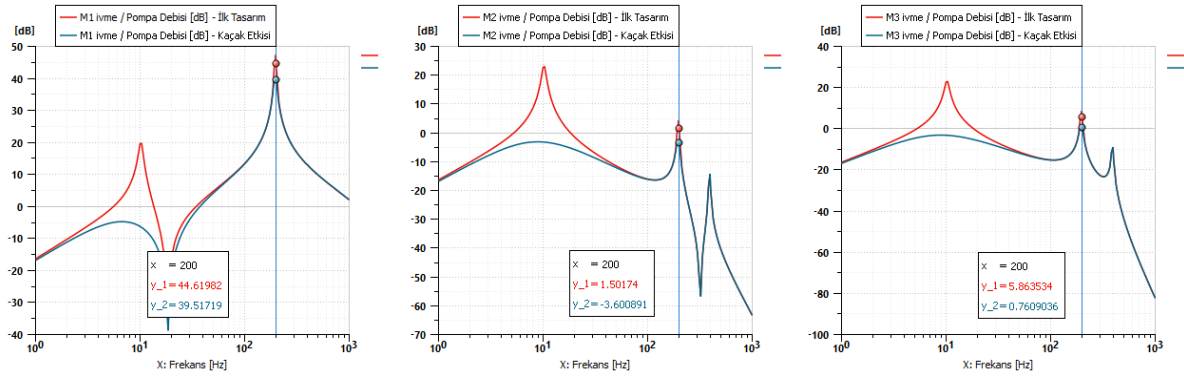
Şekil 15. de oluşturulan kök yer eğrisi ile hidrolik silindirdeki kaçak katsayısının sistemin doğal frekansları üzerindeki sönümün etkisi gözlenmiştir. Kaçağın artması 200 Hz' de az sönüm oluştururken ilk mod olan 10 Hz' de daha fazla sönüm meydana getirmiştir. 200 Hz' deki sönümü arttırmak için ise kaçak maksimum olan 1L/dk/bar değerine getirilmiştir. Hidrolik kaçak ile en fazla elde edilebilecek sönümün, yapının titreşimine zaman alanında etkisi Şekil 16. da gösterilmiştir. M1 kütlesinin hız salınımı ilk tasarımda 0,6 m/s iken esnek boru çözümü ile 0,122 m/s değerine düşmüştür. İvme salınımı ise ilk tasarımda 745 m/s² iken 152 m/s² değerine düşmüştür. Genliklerde iyileşme meydana gelmiştir ancak tam bir sönümlenme olmamıştır.



Şekil 16. M1 kütlesinin ilk tasarım ve hidrolik kaçak etkisinin zamana bağlı hız ve ivme sonuçları

İlk tasarım ile yapılan iyileştirmenin frekans alanında karşılaştırmasını yaptığımızda Şekil 17. de görüldüğü gibi frekans cevap eğrisinde 200 Hz' deki titreşim seviyesi yaklaşık 5,1dB düşmüştür.

$20 \log(K) = -5,1 \text{ dB}$ olduğundan titreşime sebep olan ivmenin genliği ilk tasarıma göre $K = 0,55$ oranında azalmıştır.

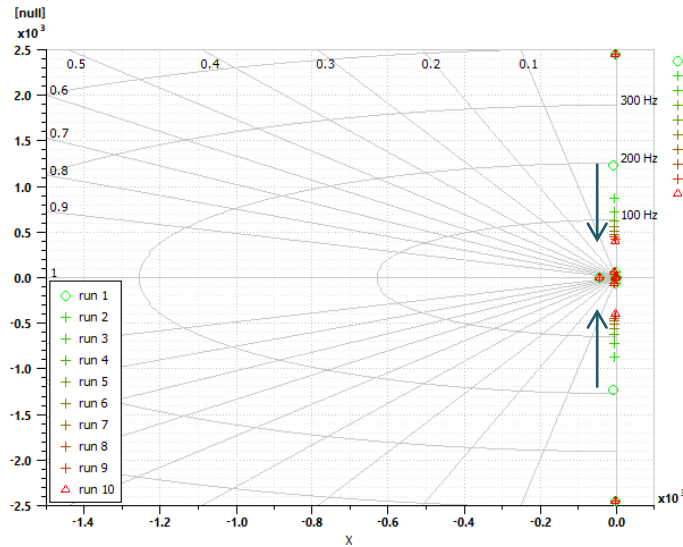


Şekil 17. Hidrolik kaçak arttırma çözümünün frekans alanındaki sonucu

Şekil 17. de görüldüğü gibi hidrolik kaçağı arttırmak, frekansı ötelemek için değil titreşimin genliğini azaltmak için uygulanabilir. Ancak bu uygulamada M1 kütesinin 200 Hz' deki davranışı üzerinde düşük bir hassasiyeti vardır.

4.4 M1 Kütesini Arttırmak

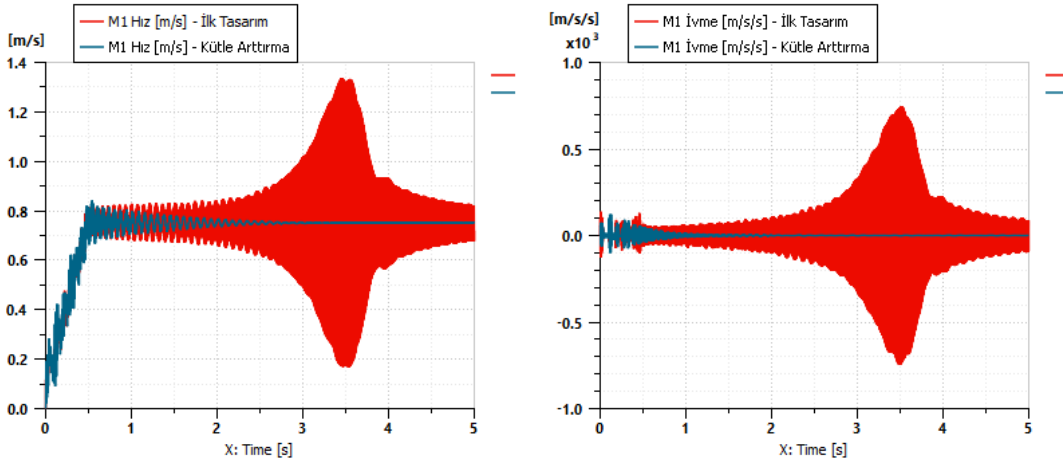
M1 kütesinin 200 Hz' deki doğal frekansı ile pompadaki akış dalgalanmasının frekansının çakışmaması için M1 kütlesi artırılmıştır. Ancak burada sistemin performansını bozmayacak şekilde kütenin artırılması önemlidir. Bu yüzden farklı kütle değerleri için sistemin tepkisi, kök yer eğrisi üzerinden değerlendirilmiştir. Şekil 18. de görüldüğü gibi M1 kütlesi sadece sistemin ikinci doğal frekansını önemli ölçüde etkilerken birinci ve üçüncü doğal frekansları üzerinde önemli bir etkisi olmamıştır.



Şekil 18. M1 kütesini arttırmanın kök yer eğrisi

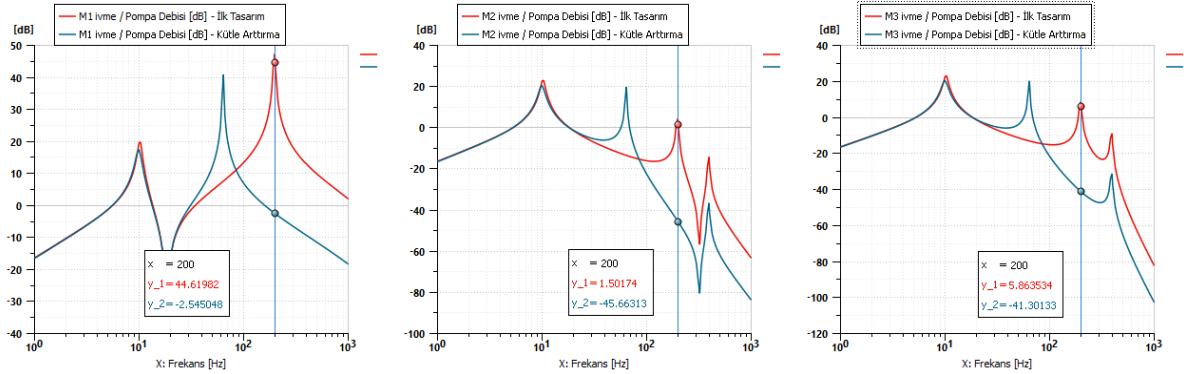
Sistemin ikinci doğal frekansı 200 Hz civarında iken kütleli 1 kg'dan 10 kg' a kadar arttırmanın doğal frekansı 60 Hz' e kadar düşürebildiği Şekil 18. de görülmektedir. Bu şekilde doğal frekans tahrik frekansından uzaklaştırılabilir. 10 kg ile analiz edilmiş M1 kütesinin zaman alanında hız ve ivme değişimleri Şekil 19. da verilmiştir. M1 kütesinin hız salınımı ilk tasarımda 0,6 m/s iken kütle arttırma

sonucunda 0,0026 m/s değerine düşmüştür. İvme salınımları ise ilk tasarımda 745 m/s^2 iken $1,8 \text{ m/s}^2$ değerine düşmüştür. Genliklerde iyileşme meydana gelmiştir.



Şekil 19. M1 kütlesinin ilk tasarım ve kütle arttırma etkisinin zamana bağlı hız ve ivme sonuçları

İlk tasarım ile yapılan iyileştirmenin frekans alanında karşılaştırmasını yaptığımızda Şekil 20. de görüldüğü gibi frekans cevap eğrisinde 200 Hz' deki titreşim seviyesi yaklaşık 47,15 dB düşmüştür. $20 \log(K) = -47,15 \text{ dB}$ olduğundan titreşime sebep olan ivmenin genliği ilk tasarıma göre $K = 0,0044$ oranında azalmıştır.



Şekil 20. Kütle arttırma çözümünün frekans alanındaki sonucu

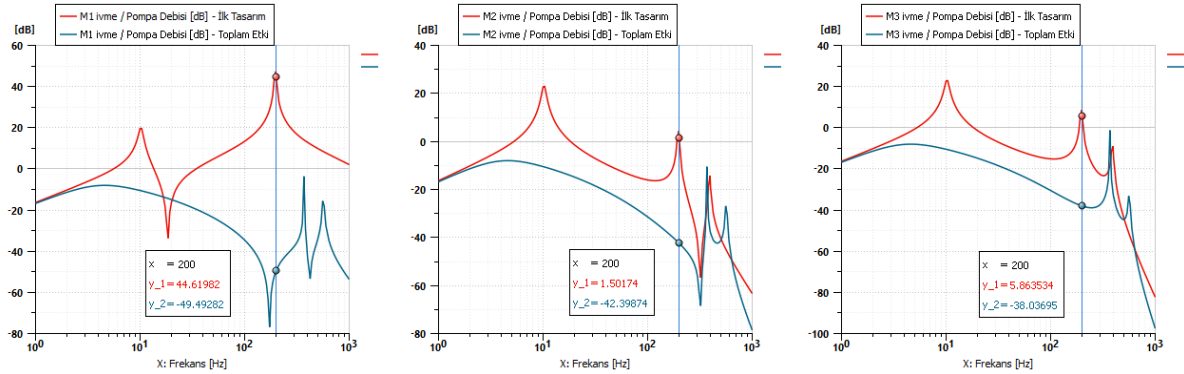
Şekil 20. de görüldüğü gibi kütle arttırmak M1 kütlesinin doğal frekansını düşürmüştür. Pompanın tahrik ettiği frekans değerinden uzaklaştığı için M1 kütlesinden kaynaklı titreşim problemi büyük ölçüde azalmıştır.

Yapılan bu tasarım değişikliklerinin karşılaştırılması Tablo 4. de verilmiştir. Hangi değişikliğin titreşim problemini gidermek için ne kadar katkı sağladığı Tablo 4. deki verilerden kolaylıkla yorumlanabilir.

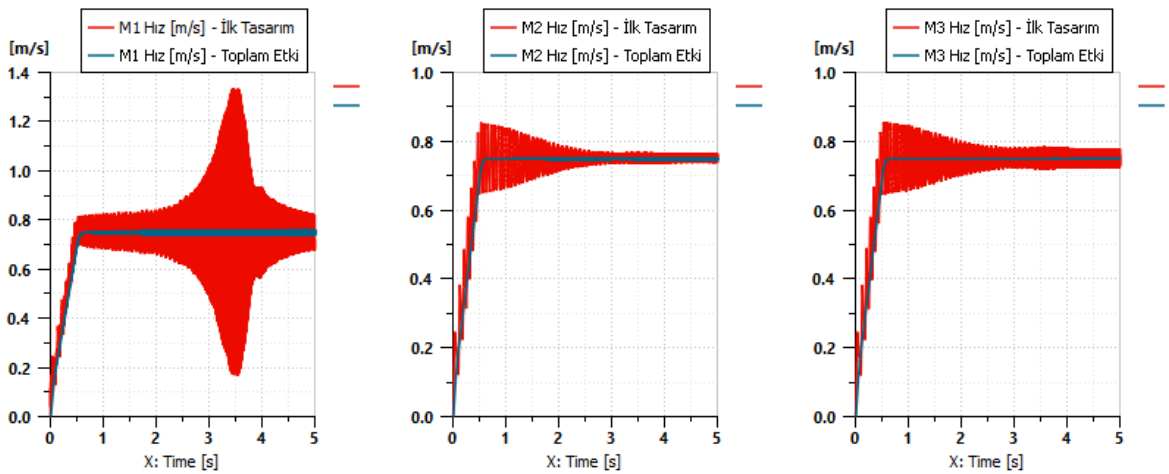
Tablo 4. Tasarım değişiklikleri karşılaştırma tablosu

200 Hz	İlk Tasarım	Esnek Boru	Katılık Arttırma	Hidrolik Kaçak	Kütle Arttırma
Hız Salınımları	+/-0,6	+/-0,02	+/-0,0066	+/-0,122	+/-0,0026
İvme Salınımları	+/-745	+/-20	+/-50	+/-152	+/-1,8
dB Düşüş	0	26	73	5,1	47,15
Oran	1	0,05	0,000224	0,55	0,0044

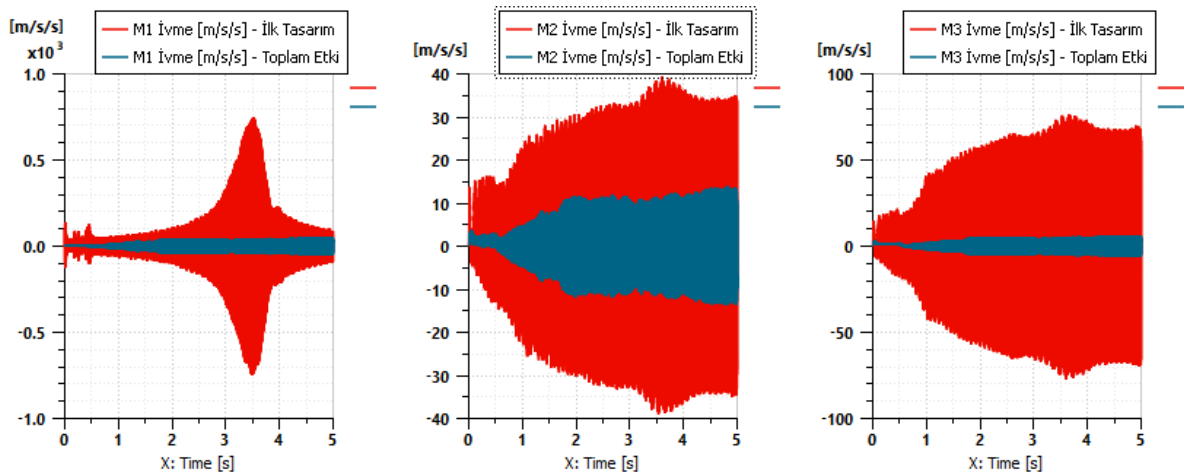
Yapılan bütün tasarım değişiklikleri aynı anda uygulandığında hesaplanan M1, M2 ve M3 kütlelerinin frekans cevap eğrileri Şekil 21. de görüldüğü gibidir. Sorunlu olan 200 Hz' de titreşim genliklerinin $K=0,00002$ oranında düştüğü görülmektedir. Şekil 22. ve Şekil 23. den bu kütlelerin zaman alanındaki hız ve ivmelerini de kontrol ettiğimizde ilk tasarıma göre iyileşme olduğu görülmektedir. Ancak tasarım değişikliğinin kısıtlı olduğu durumlarda Tablo 4. de verilen oranlarda etkin olan iyileştirme işlemi kullanılabilir.



Şekil 21. İyileştirme işlemlerinin toplam etkisinin frekans cevap eğrileri



Şekil 22. İyileştirme işlemlerinin toplam etkisinin zaman alanındaki hız sonucu



Şekil 23. İyileştirme işlemlerinin toplam etkisinin zaman alanındaki ivme sonucu



5. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada bir hidromekanik sistemdeki titreşim problemini anlamak ve çözüm üretmek için izlenen yollar aşağıdaki şekilde özetlenebilir:

- 1) Gözlenen titreşim sorununun frekans içeriğinin incelenmesi
- 2) Kaynakların tahrik frekanslarının belirlenmesi
- 3) Sistemin doğal frekanslarının ve sönüm oranlarının belirlenmesi
- 4) Sistemdeki elemanların mod şekillerinin incelenmesi
- 5) Belirlenen sistem çıktı/girdi frekans cevaplarının incelenmesi
- 6) Kök yer eğrileri ile tasarım parametrelerinin sistemin dengesine etkisinin incelenmesi
- 7) Tasarımdaki düzeltmelerin zaman ve frekans alanındaki etkileri
- 8) İyileştirilmiş tasarımın elde edilmesi

Bu işlem adımları ile problemin kaynağı tespit edilip, çözüm seçenekleri belirlenip değerlendirilmiştir.

6. SONUÇ VE YORUMLAR

Hidromekanik bir sistemde titreşim problemi ile karşılaşıldığında salınımları zaman alanında yorumlamak, yapılabilecek herhangi bir iyileştirme yöntemini tespit etmek zordur. Bu yüzden frekans alanında sistemin davranışı elde edilip yorumlama yapılmıştır. Sonrasında doğrusallaştırma yapılarak sistemin öz değerleri, mod şekilleri elde edilmiş, transfer fonksiyonları ve kök yer eğrileri üzerinden yapılan iyileştirmeler değerlendirilmiştir. Bu sonuçlar ile sistemin dinamik davranışı kolaylıkla yorumlanmış ve probleme sebep olan ana faktörler tespit edilmiştir. Uygulanan iyileştirmelerin etkisi, frekans alanında transfer fonksiyonları üzerinden gözlenmiştir. Bu yöntem, tasarım değişkenlerinin çok az CPU zamanı ile oldukça hızlı bir şekilde değerlendirilebilmesine imkan sağladı.

Sınanan bütün tasarım değişikliklerinin belirli oranlarda sistemin sönümlü çalışmasını ya da tahrik frekansından uzaklaşılmasını sağladığı görüldü. Bu çözümlerin uygulanabilirliği, hidromekanik sistemin kullanıldığı yere bağlı olarak ayrıca değerlendirilebilir. Değerlendirilen çözümlerin bir ya da birkaçı birlikte uygulanabilir.

Sonuç olarak tasarım değişkenlerinin çok sayıda zaman alanındaki simülasyonlar ile davranışını yorumlamak yerine, izlenen bu metotla değişkenlerin 1 iterasyon ile kontrol edilmesi yeterli olmuştur.

7. KAYNAKLAR

- [1] Borutzky W, Bond Graph Methodology, Springer, 2010
- [2] Ibanescu R, Bond Graph in System Modelling, Springer, 2017
- [3] Zhang Q, Carrol E.G, Fluid Power Systems, CRC Press LLC, 2002
- [4] Amesim Help Documentation, Hydraulic Library E-Book
- [5] Richardson Mark H., Is It a Mode Shape, or an Operating Deflection Shape?, Sound and Vibration Magazine, March 1997

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa YOSUN

1987 yılında Bursa'da doğdu. Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü 2011' de onur derecesi ile bitirdi. 2012'de DTA Mühendislik firmasında Proje Mühendisi olarak çalışmaya başladı. Bilgisayar destekli analizler, bir boyutlu sistem simülasyonları, titreşim-gürültü test sistemleri ve nümerik analizleri gibi konular üzerine çalıştı. Bursa Teknik Üniversitesinde Yüksek Lisans eğitimi almaktadır. Hali hazırda DTA Mühendislik firmasında Proje Yöneticisi olarak çalışma hayatını sürdürmektedir. Evli ve iki çocuk babasıdır.