

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖNEN MAKİNALARDA SIVI HALKALI DENGELEME SİSTEMLERİ:
MODELLEME VE ANALİZ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Sergül ŞANVERDİ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖNEN MAKİNALARDA SIVI HALKALI DENGELEME SİSTEMLERİ:
MODELLEME VE ANALİZ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Sergül ŞANVERDİ
(503091414)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091414 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Sergül ŞANVERDİ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **“DÖNEN MAKİNALARDA SIVI HALKALI Dengeleme Sistemleri: Modelleme ve Analiz”** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Temel BELEK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Rüstem ASLAN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **4 Mayıs 2012**
Savunma Tarihi : **5 Haziran 2012**

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten, değerli hocam Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK'e verdiği tavsiyeler, yaptığı olumlu eleştiriler, çalışmamıza yön veren düşünceleri ve sabrı için teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam boyunca her ihtiyaç duyduğum anda yardımlarını esirgemeyen dostum Araş. Gör. Cihat Bora YİĞİT'e teşekkür ederim.

Hayatım boyunca her daim yanımda olan, her adımında maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen sevgili AİLEME, günlere gelmemde emeği olan tüm HOCALARIMA ve her zor anımda yanımda olan DOSTLARIMA teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Mayıs 2012

Sergül ŞANVERDİ
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÖZET.....	xiii
SUMMARY	xv
1. GİRİŞ	1
1.1 Giriş	1
1.2 Problem	3
1.3 Literatür Araştırması	4
1.3.1 Çevrimdışı dengeleme çalışmaları	5
1.3.2 Çevrimiçi dengeleme çalışmaları	6
1.3.2.1 Pasif dengeleme halkalarının kullanım alanları	11
1.3.2.2 Sistemin eksiklikleri	11
1.4 Çalışmanın Amacı ve Kapsam	15
2. ROTORLARDA DENGELEME: TEORİ.....	17
2.1 Dönel Sistemlerde Dengesizlik	17
2.2 Dönel Sistemlerin Titreşim Denklemleri	18
2.2.1 Tek serbestlik dereceli sistemin titreşim denklemleri.....	18
2.2.2 İki serbestlik dereceli sistemin titreşim denklemleri.....	22
2.3 Dengeleme Yöntemleri.....	26
2.3.1 Çevrimdışı dengeleme yöntemleri	26
2.3.1.1 Rijit rotorlar.....	26
2.3.1.2 Elastik rotorlar.....	28
2.3.2 Çevrimiçi dengeleme yöntemleri	30
2.3.2.1 Aktif dengeleme	30
2.3.2.2 Pasif dengeleme	33
3. SIVI HALKALI DENGELEME SİSTEMLERİ VE MODELLEME	41
3.1 Sıvı Halkalı Dengeleme Sistemleri	41
3.1.1 Çalışma prensibi.....	41
3.1.2 Dengeleme yükü hesabı	44
3.1.3 Sisteme etkiyen faktörler	48
3.2 Pasif Dengeleme Halkalarının Matlab Ortamında Modelinin Oluşturulması..	50
3.2.1 Tek katmanlı pasif dengeleme halka modeli.....	52
3.2.2 N Katmanlı pasif dengeleme halka modeli	58
4. ANALİZLER VE OPTİMİZASYON.....	61
4.1 Pasif Dengeleme Halkası Tasarımında Etkin Parametrelerin Üzerinde İnceleneceği Sistemin Tanıtılması	61
4.2 Tek Katmanlı Dengeleme Sistemi Analizler ve Sonuçlar.....	61
4.2.1 Verilen eksantrisite değeri için sıvının konumlanması	61
4.2.2 Verilen dengesiz kütle durumunda sıvının konumlanması	68

4.2.3 Dengeleme halkası kesitinin etkisi.....	69
4.2.4 Doluluk oranının dengelemeye etkisi.....	70
4.2.5 Sıvı kütlesinin dengelemeye etkisi.....	71
4.3 N Katmanlı Dengeleme Sistemi Analizler ve Sonuçlar	73
4.3.1 Örnek analizler	73
4.3.2 Optimum doluluk oranının belirlenmesi (sabit e durumunda).....	75
4.3.3 Katman sayısının etkisi (sabit e durumunda)	77
4.3.4 Eksantrisitenin İterasyonla Hesaplanması.....	79
4.3.5 Katman sayısının verime etkisi	81
4.3.6 Sıvı kütlesi ve katman sayısının verime etkisi	84
5. GENEL DEĞERLENDİRME VE GELECEK ÇALIŞMALAR İÇİN	
ÖNERİLER.....	87
5.1 Genel Değerlendirme.....	87
5.2 Gelecek Çalışmalar için Öneriler	88
KAYNAKLAR.....	91
ÖZGEÇMİŞ.....	95

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Bilinen e değeri için q değerine göre analiz - sistem girdileri.....	61
Çizelge 4.2 : Çamaşır makinasına ait ilgili değerler.....	68
Çizelge 4.3 : Dengeleme halkası kesitinin etkisi – sistem girdileri.....	69
Çizelge 4.4 : Doluluk oranı etkisi hesaplarında kullanılan sistem parametreleri	70
Çizelge 4.5 : Sıvı kütlesinin dengelemeye etkisi - sistem girdileri.....	71
Çizelge 4.6 : e 'nin belirtildiği ve sabit varsayıldığı durumda sistem parametreleri..	73
Çizelge 4.7 : Farklı e ve q 'ların belirtildiği durumda sistem parametreleri.....	74
Çizelge 4.8 : Analizlerde kullanılan sistem parametreleri.....	75
Çizelge 4.9 : Analizlerde kullanılan sistem parametreleri.....	77
Çizelge 4.10 : Analizlerde kullanılan sistem parametreleri.....	79
Çizelge 4.11 : Katman sayısının verime etkisinin hesaplanması için kullanılan çok katmanlı sistem parametreleri	81
Çizelge 4.12 : Sıvı kütlesi ve katman sayısının verime etkisinin hesaplanması için kullanılan çok katmanlı sistem parametreleri	84

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : US6418758 Numaralı Sanyo Electric patenti	12
Şekil 1.2 : US2008034917 Numaralı Dyson Tech. patenti	13
Şekil 1.3 : US6327732 Numaralı Maytag patenti.....	13
Şekil 1.4 : US5813253 Numaralı Electrolux patenti.	14
Şekil 1.5 : EP0607678 Numaralı Whirlpool patenti.....	15
Şekil 2.1 : Dengesiz dönen makina modeli	18
Şekil 2.2 : Dengesiz rotorun frekansa bağlı cevabı.	21
Şekil 2.3 : Whirl hareketi yapan iki serbestlik dereceli sistem.....	22
Şekil 2.4 : Yatay, dikey yay ve sönüm parametrelerinin aynı olması durumu.....	25
Şekil 2.5 : Yatay, dikey yay ve sönüm parametrelerinin farklı olması durumu.	25
Şekil 2.6 : Rotor dengeleme yöntemleri	26
Şekil 2.7 : Statik dengesizlik	27
Şekil 2.8 : Dinamik dengesizlik.....	28
Şekil 2.9 : Rotor dengeleme yöntemleri	31
Şekil 2.10 : Sisteme etki eden kuvvetler.....	34
Şekil 2.11 : Dengeleyici akışkanın kütle merkezi: (a) $e < \bar{e}$, (b) $e > \bar{e}$, (c) $e = \bar{e}$	35
Şekil 2.12 : Dengeleyiciye ait akışkanın eksantrisiteye bağlı kütle merkezi.....	39
Şekil 3.1 : Boyutsuz hıza karşılık eksantrisite	43
Şekil 3.2 : Boyutsuz hıza karşılık eksantrisite ve dengesiz yük arasında oluşan faz açısı	43
Şekil 3.3 : Hidrolik dengeleyiciye ait merkezkaç kuvveti.....	45
Şekil 3.4 : $e < \bar{e}$ durumunda dengeleyiciye ait akışkanın kütle merkezi	46
Şekil 3.5 : $e > \bar{e}$ durumunda dengeleyiciye ait akışkanın kütle merkezi	47
Şekil 3.6 : $e \leq \bar{e}$ durumunda dengeleyiciye ait akışkanın kütle merkezi.....	47
Şekil 3.7 : MATLAB m-dosyası etkileşimi.....	50
Şekil 3.8 : Tek katmanlı modelde bahsi geçen terimler.....	52
Şekil 3.9 : R_s sıvı iç yüzey yarıçapı.....	53
Şekil 3.10 : R_o dengeleyiciye ait dış yarıçap	54
Şekil 3.11 : R_i dengeleyiciye ait iç yarıçap.....	54
Şekil 3.12 : R_s , R_o ve R_i çizim adımları.	55
Şekil 3.13 : Tek katmanlı modele ait akış şeması.....	56
Şekil 3.14 : N katmanlı modelde bahsi geçen terimler.....	58
Şekil 3.15 : N katmanlı modele ait akış şeması.	59
Şekil 4.1 : Farklı q değerleri için sıvının halka içinde konumlanması	62
Şekil 4.2 : Farklı doluluk oranları için alan hatasının iterasyona göre değişimi	64
Şekil 4.3 : $q=0.25$ için farklı e değerleri durumunda sıvının konumlanması.....	65
Şekil 4.4 : $q=0.5$ için farklı e değerleri durumunda sıvının konumlanması.....	65
Şekil 4.5 : $q=0.75$ için farklı e değerleri durumunda sıvının konumlanması.....	66

Şekil 4.6 : $q=0.25$ için sistem çıktılarının eksantrisiteye göre değişimi.....	67
Şekil 4.7 : $q=0.50$ için sistem çıktılarının eksantrisiteye göre değişimi.....	67
Şekil 4.8 : $q=0.75$ için sistem çıktılarının eksantrisiteye göre değişimi.....	67
Şekil 4.9 : Çamaşır makinesi için eksantrisite ve eşdeğer dengesizliğin iterasyon adımına göre değişimi	69
Şekil 4.10 : Çamaşır makinesi için sıvı konumu.	69
Şekil 4.11 : Sabit kesit alanında verimin yüksekliğe göre değişimi.	70
Şekil 4.12 : Verimin doluluk oranına göre değişimi.....	71
Şekil 4.13 : Verimin sıvı kütlesine göre değişimi.....	72
Şekil 4.14 : Verimin sabit sıvı kütlesi durumunda ro değerine göre değişimi	72
Şekil 4.15 : Farklı e değerleri için sıvının katmanlarda konumlanması.	74
Şekil 4.16 : Farklı e ve q durumunda sıvının katmanlarda konumlanması.....	75
Şekil 4.17 : Farklı q durumunda sıvının katmanlarda konumlanması	76
Şekil 4.18 : Eşdeğer dengeleme kütlesinin doluluk oranına göre değişimi	77
Şekil 4.19 : Sabit sıvı kütlesi ama farklı katman sayısı olması durumunda sıvının katmanlar içinde konumlanması.....	78
Şekil 4.20 : Sabit sıvı kütlesi durumunda toplam eşdeğer dengeleme kütlesinin katman sayısına göre değişimi.	79
Şekil 4.21 : e ve eşdeğer dengeleme kütlesinin iterasyon adımına göre değişimi.....	80
Şekil 4.22 : Sıvının katmanlar içinde konumlanması	81
Şekil 4.23 : Tipik bir eksantrisite ve eşdeğer dengesiz kütlenin iterasyon adımına göre değişimi ($N= 5$ katman için)	82
Şekil 4.24 : Farklı katman durumları için sıvının konumlanması.....	83
Şekil 4.25 : Sabit toplam kütle ve q için verimin katman sayısına göre değişimi.	83
Şekil 4.26 : Farklı katman sayısı ve farklı yoğunluk analizleri için örnek sonuç (katman sayısı=5)..	85
Şekil 4.27 : Farklı katman sayıları için verimin sıvı kütlesine göre değişimi..	86

MAKİNALARDA SIVI HALKALI Dengeleme Sistemleri: Modelleme ve Analiz

ÖZET

Dönel hareket yapan sistemler, dengesiz yük olması durumunda dönmenin etkisi altında merkezkaç kuvvetine maruz kalırlar. Dengesizlik hali merkezkaç kuvvetlerinin etkisi ile çoğu zaman istenmeyen titreşimlere neden olur. Bu titreşimler ve merkezkaç kuvveti, gürültü ve enerji kaybı olarak kendini gösterirken, dönen sistemlerin yataklarının aşınmasına neden olmakta, sistemin çalışma ömrünü ve performansını azaltmaktadır. Tüm bunları kontrol etmek, düşük enerji tüketimi sağlayıp ürün kalitesini arttırmak ve dengesizliğin kabul edilebilir sınırları aşmamasını sağlamak için titreşim seviyelerinin kontrol altında tutulması için şarttır.

Titreşimleri oluşturan en önemli parametrelerden biri olan dönel sistemlerdeki dengesizlik etkisi, turbo makinalarda, çamaşır makinalarında, makina tezgâhlarında ve elektrik motorlarında büyük önem taşır.

Bu tez çalışmasında, makinalarda dengesizlik problemi ele alınmış, genel olarak dengeleme yöntemleri hakkında bilgi toplanmış ve tez konusu olan sıvı halkalı sistemlerle pasif dengeleme hakkında kapsamlı bir literatür araştırması yapılmış, sıvı dengeleme halkaları ile dengeleme yapan sistemlerin çalışma prensibi incelenmiştir. Ardından, klasik dengeleme yöntemleri ve sıvı halkalı sistemlerle pasif dengeleme konularında teorik bilgiler derlenmiş ve sunulmuştur. Söz konusu sıvı halkalı sistemlerin bir modelinin ortaya konması, analiz yönteminin geliştirilmesi ve sistemin optimize edilebilmesi için gerekli araçların geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Sıvılı dengeleme sistemleri, dönel bir sistemin üzerine yerleştirilen, ona bağlı olarak hareket eden, içi belli bir hacimsel oranda sıvı ile doldurulmuş olan halkanın içerisindeki sıvının, merkezkaç kuvveti etkisiyle dengesizliğin aksi yönünde konumlanması prensibi ile çalışan sistemlerdir. Halka içerisinde yer alan sıvı, sistemin dönme merkezini referans alarak konumlanır ve dengesizliğin karşı tarafında konumlanan sıvının meydana getirdiği merkezkaç kuvveti, dengesizliğin sebep olduğu merkezkaç kuvvetinin bir kısmını kompanse eder.

Sıvı halkalı sistemlerle pasif dengeleme, genellikle ilgilenilen frekans aralığında rijid olarak davranan, ancak izolasyon veya askı sistemleri nedeni ile makinanın çalışma hızının sistemin ilk doğal frekansının üzerinde olduğu durumlarda etkin olmaktadır. Bir başka deyişle, dengesizlikten kaynaklanan kuvvet ile deplasman cinsinden oluşan titreşimler arasında 180°'lik bir faz farkı olduğu durumlarda sıvı halkalı dengeleme sistemleri kullanılabilir. Belirtilen bu kısıta bağlı kalınmak üzere bu tez kapsamında sıvı dengeleme halkalarının tek ve çok katmanlı modelleri MATLAB ortamında oluşturulmuş ve bu modeller doğrultusunda bir analiz yöntemi geliştirilmiştir. Bu modellerde kullanılan temel yaklaşım, verilen bir dengesizlik ortamında halka veya halkalar içerisinde bulunan sıvının halka veya halkalar içinde nasıl konumlanacağını ve sıvının ters yönde yaratacağı dengeleme kuvvetlerinin belirlenmesidir. Bu prensibe dayanarak sistemin dengeleme kapasitesini belirlemek

mümkündür ve verilen bir dengesizlik durumu için sistemi optimize edecek araçlar bu tez kapsamında geliştirilmiştir. Dengeleme halkası tasarımında etkin olan parametreler ortaya konmuş, oluşturulan modeller kullanılarak sayısal simülasyonlar gerçekleştirilmiş, yapılan analizler ve optimizasyonlar çerçevesinde sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Sıvı halkalı dengeleme sistemi dengesizliği azaltmak için kullanılabilir ve bu sistemin görevini yapabilmesi için makinada net olarak bir miktar dengesizlik veya eksantrisite olması şarttır. Verilen bir titreşim seviyesi (eksantrisite) durumunda sıvının halka veya halkalar içindeki konumu iteratif bir yöntemle belirlenmiştir. Ancak, gerçek uygulamalarda titreşim seviyesi değil, sistemdeki olası dengesizlik miktarı bilinmekte ve pasif dengeleme sisteminin de bu koşulda analiz edilmesi gerekmektedir. Bu durum, analizler sırasında iterasyon döngüsü içinde başka bir iterasyon döngüsünü gerektirmektedir. Geliştirilen analiz yöntemi bu koşulda da sıvının konumunu ve pasif dengeleme sonucu titreşim seviyesinin ne kadar azaltılabileceğini belirleyebilmektedir.

LIQUID RING BALANCING SYSTEMS IN ROTATING MACHINERY: MODELLING AND ANALYSIS

SUMMARY

Rotating systems are exposed to centrifugal forces in the presence of an unbalance mass. This unbalanced state of machines often results in undesirable due to unbalanced centrifugal forces. Vibrations and unbalanced centrifugal forces usually lead to noise and energy loss, also causing bearings to wear down, and reducing the operating life and performance of the system. In order to ensure low energy consumption and high product quality, it is necessary to control the vibration levels and this in turn requires keeping the level of unbalance within an acceptable range.

Unbalance in rotating systems, which appears to be the root cause of vibration, is of vital importance in turbomachinery, washing machines, machining tools, and electric motors.

This thesis addresses the problem of vibration in rotating machinery and the use of liquid ring balancing systems to reduce vibrations by passive means, aiming to provide a model for liquid ring balancing systems, and to develop analysis methods in addition to tools for optimization of the liquid ring system.

General information has been gathered on balancing methods and an extensive literature survey has been conducted on passive balancing with emphasis on the use of liquid ring systems, which is the subject of this thesis. These are followed by theoretical information about conventional balancing methods and passive balancing systems using liquid rings.

The operation of the liquid ring balancing systems is based on the fact that liquid in a partially-filled tube mounted on a rotating system, is self-aligned in a direction opposite to the unbalance under the effect of centrifugal forces. As such, the system behaves like a counter mass and in order for the system to function properly, it is required that the ratio of the volume of the liquid to that of the tube must be smaller than one. Furthermore, the liquid ring balancing systems are effective at frequencies higher than the natural frequency of the system. The liquid inside the balancing tube is positioned relative to the centre of rotation of the system. Thus, the centrifugal force caused by the liquid positioned on the opposite side of the unbalance compensates some of the centrifugal force caused by the unbalance itself. Otherwise, it would be impossible for the inner surface of the liquid to be vertically aligned and for the liquid to self-position itself.

As its name implies, a liquid ring balancing system has a hollow ring partially filled with fluid which can be fresh water, salty water, oil, glycerine and liquid mercury etc. Although, liquid mercury may appear to be the best candidate due to its high density, liquid mercury is known to be extremely hazardous and should not be used if there is a risk of leakage. Another candidate, oil, is not preferred either in some applications as it may cause contamination. Salty water is usually the preferred option because of the relatively higher density. The liquid ring balancing system acts as a counter mass, positions the centre of mass of the liquid to the opposite side of

the unbalance, thus reducing the net unbalance in the rotating system. The amount and distribution of the liquid is determined by rotating speed and the internal structure of the balancer.

Passive balancing using liquid ring systems are efficient when the rotational speed of the machine is greater than the first natural frequency of the system. In other words, liquid ring balancers can be used in cases where there is a phase difference of 180° between the forces caused by the unbalance and vibrations expressed in terms of displacement. Adhering to this constraint a model has been created for liquid ring balancers and an analysis method has been developed in accordance with this model. The basic approach adopted in this model is to determine the orientation of the liquid within the layer(s) and the balancing forces created by the liquid on the opposite side of the unbalance. It is then possible to estimate the balancing capacity of the system based on this principle and tools that will make it possible to optimize the system for a specific unbalance condition have been developed within the context of this thesis.

The orientation(s) of the liquid within the layer(s) for a given vibration level (eccentricity) is/are determined using an iterative approach. However, in practice, it is the amount of unbalance in the system that is known, and not the vibration level, hence the passive balancing system should be analysed accordingly. This requires that another iteration to be used within the main iteration loop. The analysis method developed in this thesis is capable of estimating the orientation of the liquid and the amount of possible reduction in vibration levels when a passive balancing system is used. This allows estimating the balancing capacity of a given liquid balancing system. The tools developed in this thesis can also be used to optimize the balancing system for a specific unbalance condition.

A computer code is developed in MATLAB to analyse the performance of single-layer and multi-layer liquid/hydraulic balancers. The method and the tools developed in this thesis are then used to investigate the performance of a liquid balancing system installed on a sample machine, i.e. a washing machine. The effects of various parameters on the balancing capability of the liquid ring balancing systems are investigated. From optimisation point of view, the parameters considered in this investigation are the number of layers, the volumetric ratio, density of the liquid, geometric properties of the ring section and the mass of the liquid inside the balancer. The results obtained from the analyses presented in this thesis suggest that (i) the volumetric ratio of a balancing ring is one of the most important parameter in passive balancing. Neither a very low nor a very high value of volumetric ratio can yield efficient balancing. Volumetric ratio being about 50% appears to be optimum (ii) A liquid ring balancer with a single layer cannot yield high balancing efficiency, (iii) Multi-layered balancing rings provide better balancing capacity when the same amount of balancing liquid is used, (iv) Using more number of layers in liquid balancing increases the balancing efficiency, (v) Using more liquid mass can yield better balancing, but doing so brings its own disadvantages.

Results also confirm that it is not possible to remove unbalance completely by using liquid balancing rings. In other words, for the liquid balancing system to function, it is necessary that there must be some unbalance or eccentricity in the machine. This means that the unbalance can be reduced, but it cannot be eliminated by using liquid balancing rings.

It should also be stated here that the analysis method developed within the scope of this thesis can be used for preliminary design of single-layer or multi-layer passive balancing rings for rotating mechanical systems.

Although the liquid ring balancing systems are very effective in reducing the centrifugal force of the unbalance mass in steady state, it may increase the unbalance in transient state. Provisions such as orifices and obstructions can be made inside the tube for preventing unfavourable motions that may be caused by the liquid ring balancing systems.

There are balancing systems comprising liquid balancing rings and spherical balls inside the liquid. It is recommended that the method developed within this thesis can be extended for such systems. Similarly, as a future work, a model can be developed for a system which consists of liquid balancing ring and a rotating mass inside the balancing liquid.

In this thesis, it is assumed that during the steady state operation of a machine, the rotational speed of the system is high enough so that the acceleration experienced by the liquid is large compared to the gravitational acceleration. As a result, gravitation acceleration is ignored in the analyses here. However, it recommended that gravitational acceleration should be included in the analyses if the rotational speed is low or if the transient behaviour of the balancer is of interest during run-up.

Finally, as another future work, it is recommended that to test a test rig should be developed for experimental investigation of liquid balancers as well as for validation of theoretical/numerical predictions.

1. GİRİŞ

1.1 Giriş

Günümüzde, sanayide kullanılan makinaların büyük çoğunluğu dönme hareketi ile çalışmaktadır. Yüksek hızlı rotor sistemleri olmadan üretim masraflarını büyük ölçüde azaltan yeni nesil teknolojilerin geliştirilmesi ve kullanılması mümkün olmazdı. Ancak, makinalardaki fonksiyonları büyük önem arz eden rotorlar zararlı titreşimlerin önemli bir kaynağı olabilmektedir. Titreşimlerin azaltılması her zaman karşı karşıya kalınan bir problemdir. Makinalarda çalışan parçalarda aşınma, çatlak oluşması ve benzeri nedenler titreşime neden olurlar. Bunlara sebep olan en önemli faktör ise makinaya etki eden iç ve dış kuvvetler olup makina tasarımında, bu kuvvetlerin mümkün olduğu kadar küçük olması istenir. Düzgün bir şekilde üretilmiş bir makina bile çalışma esnasında belli seviyede titreşim oluşturur. Dolayısıyla, titreşim problemi her daim vardır ve pratikte önlenemeyen bir durumdur.

Dönen makinalarda oluşan arızalar ve titreşim ilişkisi, tıpkı insan vücudunda herhangi bir yer rahatsızlandığı zaman bir ağrının oluşması gibi; makinada da bir arıza oluştuğunda titreşim seviyesinde bir artış olmaktadır. Bu derece öneme sahip olan makinaların, görevini aksatmadan yapabilmesi için başlangıç aşamasında oluşacak arızaların belirlenmesi ve bakımı yapılarak giderilmesi gerekmektedir. Dönen makinalarda oluşan arızaların sebep olduğu titreşimler iyi anlaşılırsa; arızaları belirlemek de o derece kolaylaşır. Mühim olan, titreşim seviyesinin kabul edilebilir bir seviyede kalacak şekilde kontrol altında tutulmasıdır.

Dönen makinalarda birçok arıza meydana gelmesine rağmen sık karşılaşılan en önemli arızalar dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik ve rulman arızalarıdır. Bu arızaların neden olduğu titreşimlerin etkisi dönen elemanlar vasıtası ile yataklara aktarılır. Yataklardan titreşim ölçülmesi ile makinanın içyapısında meydana gelen değişimler belirlenebilmektedir. Bir algılayıcı yardımıyla ölçülen titreşim değerleri zaman ve frekans ortamına ayrıştırılır, böylece makinanın zaman ve frekans ortamındaki davranışı belirlenir. Farklı arızaların oluşturduğu titreşimlerin

frekansları da farklı olduğu için titreşim değerlerinin analizi ile makinada oluşan bir arıza belirlenebilir. Arızanın şiddeti, elde edilen titreşim değerlerinin ISO 2372 vb. standartlarda belirtilen veya imalatçı firmanın önerdiği değerlerle karşılaştırılması sonucu elde edilir. Arızanın şiddetinin saptanması sonucu, arıza ile ilgili bir bakım takvimi de oluşturulabilir [1].

Dengesizlik, dönen cisimlerde yüksek devir hızları ile atalet kuvvetlerinin oluşmasına neden olup gürültüye sebebiyet veren, makinaların performansı ve ömrünü olumsuz etkileyen en önemli faktörlerden biridir. Tüm bunları kontrol etmek, düşük enerji tüketimini sağlayıp ürün kalitesini arttırmak ve dengesizliğin kabul edilebilir sınırları aşmamasını sağlamak, titreşim seviyelerinin kontrol altında tutulması için şarttır. Dengesizliğe sebep olan atalet kuvvetlerinin sebep olduğu titreşimin oluşmaması için bu kuvvetlerin kaldırılması ya da etkisinin en aza indirilmesi gerekmektedir. Buna atalet kuvvetlerinin kaldırılması veya kütle dengelemesi denmektedir [2, 3].

Titreşim ve enerji kaybı olarak kendini gösteren dengesiz yük, tasarım, montaj ve imalat hatası gibi sebeplerden dolayı ortaya çıkarken; malzemenin homojen olmayışı ve aşınma sebebiyle olarak da meydana gelir. Hatta dengelenmiş bir makina parçası, belirli bir süre sonra kullanıma bağlı aşınarak veya sistemde meydana gelebilecek bazı değişimlerden dolayı tekrar dengesiz hale gelebilir. Bu aşamada, kütle dengelenmesiyle, makinaların hareketli kısımlarında oluşan atalet kuvvetlerinin bileşkesinin ve bu kuvvetlerin yarattığı momentlerinin bileşkesinin sıfır olması istenir [2-5].

Otomatik dengelemeye dair modern teori ve uygulamaların incelenmesi sonucunda pasif dengelemenin sarkaçlı, halkalı, bilyalı ve sıvılı araçlarla kullanıldığı ve bu araçların duyarlı elemanları rotoru dengeleyecek kadar kuvvet meydana getirdiğinden, direkt kontrolörler oldukları ve rotorun enerjisinin bu kontrolörlerin duyarlı elemanına aktarıldığı şeklinde sonuçlara varılmıştır.

Literatürde otomatik dengeleme araçlarındaki sıvının davranışı teorik olarak çok kapsamlı bir şekilde ele alınmamıştır. Yer çekiminin rotor ve sıvılı otomatik dengeleyiciden oluşan sisteme etkisi genellikle dikkate alınmamış ve sonuç olarak dikey rotorların dengelenmesindeki verimliliği değerlendirmek mümkün olmamıştır.

Otomatik dengelemeye dair mevcut teoriler otomatik dengeleme araçlarının çalışmasını yalnızca rotorun ilk doğal frekansının üstü dönüş hızları için tarif etmektedir, ancak bazı çalışmalar otomatik dengeleme araçlarının titreşimi sadece rotorun doğal frekansının üstü frekanslarda değil, rezonans öncesi ve rezonans frekanslarında da azaltabileceğini göstermiştir.

Otomatik dengeleyicilerin kullanımına ilişkin tecrübeler, mevcut otomatik dengeleme teorilerinin çalışma esnasındaki prosesleri, özellikle sıvılar söz konusu olduğunda, yetersiz bir doğrulukla açıklamakta olduğunu ve dolayısıyla bu teorilerin geliştirilmesi gerektiğini göstermektedir. Ayrıca, sıvılı otomatik dengeleme araçlarının çalışmasını açıklayacak ve sıvının hidrolik özelliklerini dikkate alacak bir matematiksel modele de ihtiyaç duyulmaktadır. Böyle bir model sıvıların niçin rotor dönüşünün rezonans üstü frekansları ile rezonans öncesi ve rezonans frekanslarında dengesizliğin aksi yönünde hareket ettiğini açıklamaya yardımcı olabilir.

Dönel sistemlerin dinamiği alanındaki problemler arasında kısmen sıvı ile dolu, içi boş rotor şeklindeki otomatik dengeleme araçlarının geliştirilmesi konusu son zamanlarda dikkat çekmektedir.

Otomatik dengeleme araçlarındaki sıvının davranışını açıklamak üzere matematiksel bir model geliştirilirken sıvının şu özelliklerinden faydalanılmaktadır: sıvı hacmi, üzerine küçük bir yük etkidiğinde dahi şekil değiştirebilir; viskozite kuvvetleri yalnızca sıvıdaki kaymanın önemli olduğu yüksek hızlı hareketlerde dikkate alınır. Bu kuvvetler rejim halinde sıvı dengesine ilişkin problemlerin çözümünde ihmal edilir [6].

1.2 Problem

Dengesizlik, dönen bir rotoru bulunan makinada, rotorun dönme ekseninin kütle merkezi ile çakışmaması sonucu ortaya çıkarak yüksek devirde atalet kuvvetlerinin oluşmasına neden olan, gürültüye sebebiyet veren, makinaların performansını ve ömrünü olumsuz etkileyen titreşim ve enerji kaybı olarak tanımlanabilir. Dengesizlik, titreşimlere sebebiyet verirken, bu titreşim yataklarda meydana gelecek ekstra kuvvetlere yol açtığından bu sistemlerin dengelenmesi gerekir. Tüm bunları kontrol etmek, düşük enerji tüketimini sağlayıp ürün kalitesini arttırmak ve dengesizliğin kabul edilebilir sınırları aşmamasını sağlamak, titreşim seviyelerinin

kontrol altında tutulması için şarttır. Dengesizliğe sebep olan atalet kuvvetlerinin sebep olduğu titreşimlerin oluşmaması için bu kuvvetlerin ortadan kaldırılması ya da etkisinin en aza indirilmesi gerekmektedir. Buna dengesiz atalet kuvvetlerinin giderilmesi veya kütle dengelemesi denmektedir [2, 3]. Dengesizliğin yok edilmesinin dönel hareket yapan sistemler için önemli bir problem olduğu göz önüne alınarak sistem üzerindeki dengesizlikleri yok edebilecek sistemlerin geliştirilmesi büyük önem taşımaktadır. Bu aşamada, dengesizliğin bir süre sonra tekrarına karşılık sürekli dışarıdan müdahale gerektirmeyen, periyodik dengeleme sistemlerinin aksine sistemin kendi kendini iyileştirmesi prensibine dayanan pasif dengeleme sistemleri uygulanabilir. Bu tür sistemler, dinamik olarak dengesizliği sürekli değişen bir sisteme uygulanabilecek dengelemenin kendiliğinden (otomatik olarak) gerçekleştiği, sıvı, bilya/top, sarkaç gibi elemanların kullanıldığı, temel olarak kendi kendini hizalama (yüksek hızlarda dengeleme kütlelerinin dengesizliğin aksi yönde hizalanması) prensibine dayanan, dışarıdan hiçbir eyleyicinin dâhil edilmediği bir dengeleme türüdür. Sıvı ile dengeleme sisteminin en zayıf yönü ise kritik dönme hızlarının altında çalışma kabiliyetini yitirmesidir. Hidrolik dengeleyici içerisindeki sıvı, belli bir dönme hızına kadar yer çekiminin etkisiyle dönme hareketini gerçekleştiremez, bu sırada dengeleyici içerisindeki sıvı dönme eksenine dik hareketlerde bulunur. Bu durum dengeleme sisteminin düşük hızlarda dengesiz yük oluşturmaya yol açmaktadır. Hidrolik dengeleyicinin sebep olduğu bu sakıncalı duruma engel olabilmek, azaltmak için halkanın kanallarının içerisine engelleyici ve orifisler kullanılabilir ya da kullanılan motorun direkt olarak yüksek devirlere çıkarılması ile bu etki azaltılabilir.

Sonuç olarak, sıvılı dengeleme sistemleri yıllardır bilinmesine rağmen, tasarımına çok hâkim olunmamakla birlikte optimizasyonu zor olan sistemlerdir. Bu tür sistemlerin tasarımı çok iyi bilinmediği gibi model ve analiz yöntemlerinin geliştirilmesi gerekmektedir.

1.3 Literatür Araştırması

Dengeleme yöntemleri genel olarak çevrimiçi ve çevrim dışı dengeleme yöntemleri olarak ikiye ayrılır. Çevrimiçi dengeleme yöntemleri, makina çalışırken otomatik olarak dengeleme yapılmasını sağlayan yöntemleri kapsamaktadır. Çevrimdışı dengeleme yöntemleri ise geri kalan diğer yöntemleri içeren; makinanın durulup

ardından trial ölçümlerin yapıldığı, dengesizliğin belirlenip bu dengesizliği giderici önlemlerin alındığı ve bunun ardından makinanın tekrar çalıştırılması süreçlerini kapsayan yöntemlerdir.

1.3.1 Çevrimdışı dengeleme çalışmaları

Rijit rotor dengeleme yöntemi, endüstriyel uygulamalarda çok yaygındır. Bu yöntemde rotor, çalışması esnasında elastik deformasyona uğramayan rijit bir mil (ve gerekirse mil üzerinde bir veya daha çok sayıda rijit disk) olarak modellenir. Teorik olarak rijit bir rotordaki herhangi bir dengesizlik dağılımı iki farklı düzlemde dengelenebilir [4]. Rijit rotora yönelik yöntemlerin implementasyonu kolay olsa da bunlar yalnızca rijit rotor kabulünün geçerli olduğu düşük hızlı rotora uygulanabilirler.

Esnek rotorların dengelenmesine yönelik metotlar ise rijit rotor varsayımının geçerli olmadığı; rotor hızının en düşük rotor kritik hızına yakın veya üzerinde olduğu, rotorun elastik titreşimlerinin de önem kazandığı durumlar için geliştirilmiştir. Elastik rotorların dengelenmesi için modal dengeleme ve tesir katsayısı yöntemleri geliştirilmiştir.

Modal dengeleme yöntemlerinin en belirleyici özelliği rotor tepkisinin modal tabiatını kullanıyor olmalarıdır. Bu yöntemde her bir mod daha önce dengelenmiş daha düşük modları etkilemeyecek şekilde özel olarak seçilmiş bir dizi kütle ile dengelenir. İki önemli kabul söz konusudur: (i) dönel sistemin sönümlemesi ihmal edilebilecek kadar küçüktür ve (ii) mod şekilleri düzlemsel ve ortogonaldır. Grobel, modal dengelemeye benzer nitelikteki ilk dengeleme yöntemini önermiştir [7]. Bu yöntem Bishop, Gladwell ve Parkinson tarafından hem teorik hem de pratik açıdan geliştirilmiştir [7-9]. Saito ve Azuma ile Meacham ve diğ. gibi çok sayıda araştırmacının modal dengeleme yöntemi üzerine çalışmaları rezonans modu yeterince ayırık olmadığına dönel sistemin nasıl dengeleneceği, artık bombeye sahip dönel sistemlerin dengelenmesi, yüksek modlara ait artık titreşimlerin giderilmesi ve yer çekimine bağlı sarkma gibi çok sayıda problemin çözülmesine yardımcı olmuştur [10, 11]. Bu yöntemin detaylı bir incelemesi Darlow tarafından da yapılmıştır [5].

Modal dengelemenin pek çok uygulamasında düzeltme kütlelerinin seçilmesi için analitik yöntemler kullanılmaktadır. Bu nedenle, dönel sistemin yüksek doğrulukta

dinamik bir modeline ihtiyaç duyulur. Genellikle modal dengeleme yöntemini otomatik dengeleme algoritmalarına genişletmek zordur.

Modal dengeleme yönteminin aksine tesir katsayısı yöntemi deneysel bir yöntemdir. İlk olarak Goodman tarafından önerilmiş, Lund ve Tonneson tarafından geliştirilmiş ve Tessarzik ve diğ. tarafından doğrulanmıştır [12-14].

Bu yöntemin bir dezavantajı çok sayıda ölçüm amaçlı çalıştırmaya ihtiyaç duyulması ve çalışma hızının değişmesi durumunda tüm deneylerin en baştan tekrar yapılmasının gerekmesidir. Bunun nedeni tesir katsayılarının dönüş hızının fonksiyonu olmasıdır. Aktif bir otomatik dengeleyicinin kullanılması durumunda bu dezavantajlar ortadan kalkacaktır.

Birleşik dengeleme yöntemi modal ve tesir katsayısı yöntemlerini bir araya getirerek daha az sayıda deneme çalıştırması ile daha iyi sonuçlar elde etmeyi amaçlamaktadır. Bu yöntemin teorik temeli, pratik uygulamaları ve deneysel doğrulamaları Darlow tarafından detaylı olarak ele alınmıştır [15].

1.3.2 Çevrimiçi dengeleme çalışmaları

Aktif kütle dağıtımli dengeleyicilerle ilgili ilk çalışma Van De Vegte tarafından yapılmıştır [16]. Kütle dağıtımli dengeleyicinin çalışma prensibi düzeltme kütlelerinin dönen sisteme sabitlenmiş birbirine dik iki eksen üzerindeki hareketine dayanmaktadır. Kütleler iki küçük servomotor tarafından sürülmektedir. Servomotorlara güç kayar bilezikler vasıtasıyla sağlanmaktadır. Dolayısıyla, dengeleme işlemi rotorun çalışması esnasında gerçekleştirilebilir. Aktif dengeleme sisteminin tek girdisi destek yataklarındaki dengesizlik kaynaklı titreşimin ölçülen değeridir. Van De Vegte, dönüş hızının kritik hızdan uzak olması durumunda sistemin dengesizliğinin (kütle dağıtımli dengeleyicinin sebep olduğu dengesizlik değil) titreşim ölçümünden ve önceden belirlenen tesir katsayısından hesaplanabileceğini göstermiştir. Ancak, eğer dönüş hızı kritik hıza yakınsa ölçümdeki hatalar ve tesir katsayısı tahmini dengeleyici düzeltmesinde ciddi hatalara yol açabilir. Bu durumda modal bir dengeleme yöntemine ihtiyaç duyulur. Van De Vegte'nin devam niteliğindeki çalışmasında operatör kontrollü iki dengeleme başlığı düzeltme kütlelerinin iki düzlemde hareketini sağlamaktaydı [17, 18]. Özel bir motor kontrolü bulunmadığından kütle ayarlamalarını iki düzlemde aynı anda koordine etmek mümkün değildi. Ayarlama her seferinde tek bir düzlemde, yani sırayla

yapılmak durumundaydı. Söz konusu çalışmada üç farklı kontrol yaklaşımı kullanılmıştır: (i) dengesizlikleri sırayla minimize etmek, (ii) yatak titreşim genliklerinin karelerinin toplamını sırayla minimize etmek ve (iii) yatak titreşim genliklerinin toplamını sırayla minimize etmek. Van De Vegte tarafından önerilen düzeltme kütlelerini sıralı bir şekilde hareket ettirme yöntemi bazı araştırmacılar tarafından eleştirilmiştir [18]. Bishop tüm önemli titreşimlere kritik hızların neden oluyor olması ve bu kritik hızların birbirinden yeterince ayrık olması durumunda sadece bir dengeleme düzlemi kullanılarak da iyi bir dengelemenin sağlanabileceğine dikkat çekmiştir [19]. Bishop'un çalışmasına göre, Van De Vegte tarafından önerilen prosedür gereğinden fazla karmaşıktır. Gosiewski, elastik rotorların otomatik olarak dengelenmesine dair bir çalışma yayınlamıştır. Bu çalışmada kontrol düzeninde kontrolör olarak dijital bir bilgisayar kullanılmıştır [20, 21]. Gosiewski'nin yöntemi tesir katsayısı yönteminin Van De Vegte ve Lake tarafından ortaya atılan kütle dağıtım eyleyicisini kullanan bir uzantısıdır. Bu yöntemde farklı dönüş hızı aralıkları için tesir katsayılarının önceden bilindiği ve bilgisayarın hafızasına gömülü olduğu kabul edilmektedir. Düzeltme kütlelerinin konum ve büyüklüğü titreşim ölçümüne ve önceden belirlenmiş tesir katsayısına göre hesaplanır. Kütle dağıtımli dengeleyici rotorun dönüşü esnasında ayarlanabildiğinden Gosiewski'nin yöntemi sistem dengesizliğinin zamana göre değişiyor olduğu durumlarda da kullanılabilir. Gosiewski ayrıca kütleleri hareket ettirmenin tesir katsayısı matrisinin rotor durdurulmadan belirlenmesini mümkün kıldığına dikkat çekmiş, ancak bunun nasıl yapılacağını ve kontrol yaklaşımını nasıl etkileyeceğini net bir biçimde açıklamamıştır.

Tesir katsayısı yönteminin çevrimiçi hesap ve aktif kontrole başarılı bir uzantısı Dyer ve Ni tarafından gerçekleştirilmiştir [22]. Çalışmalarında tesir katsayısının çevrimiçi hesabını ve elastik rotor dengeleme yöntemini bir araya getiren adaptif bir kontrol düzeni aktif bir kütle dağıtım eyleyicisi kullanılarak başarıyla uygulanmıştır.

Dyer ve diğ. tarafından kullanılan kontrol algoritması çevrimdışı tesir katsayısı yönteminin bir uzantısıdır [23]. Algoritmanın girdisi titreşim ölçümüdür. Dengeleyicinin sebep olduğu dengesizliğin bilindiği kabul edilmektedir. İdeal durumda, hesaplanan tesir katsayıları kusursuz ve titreşim ölçümü doğru ise bu kontrol kuralında tek bir harekete ihtiyaç duyulmaktadır. Ancak uygulamada

dengelesizlik kaynaklı titreşimi minimize etmek için çok sayıda kontrol iterasyonuna gereksinim duyulur.

Hız değişimi sırasında aktif dengeleme, dönüş hızının sabit olduğu uygulamalara kıyasla çok daha fazla teknik zorluk ortaya koymaktadır. Sabit dönüş hızının söz konusu olduğu durumlarda yalnızca tek bir tahrik frekansındaki (dönme hızı) cevap önemlidir. Dolayısıyla, basit bir rotor modeli (örneğin, tesir katsayısı modeli) bir aktif dengeleme algoritması geliştirmek için kullanılabilir. Ancak, ivmelenme durumunda rotorun tüm dinamikleri tahrik edilmektedir. Bu nedenle daha kapsamlı bir rotor modeline ihtiyaç duyulur ve daha karmaşık bir aktif kontrol yaklaşımı geliştirilmelidir.

Zhou, Shi ve Shin hızın değişim gösterdiği durumlar için çok sayıda aktif dengeleme yöntemi geliştirmişlerdir [24-27]. Shin'in çalışması pozitif reel kavramına dayanmaktadır [28]. Sensör ve eyleyici rotorun üzerinde aynı konumda yer aldığında rotor sistemi pozitif reeldir. Bu pozitif reellik özelliğine dayanılarak doğrudan bir adaptif kontrol sistemi geliştirmek mümkündür. Elde edilen aktif dengeleme kuralı son derece basittir. Shin, bu sabit tesir katsayısının kararlılığını ve seçimi için izlenmesi gereken adımları ele almıştır. Zhou ve Shi tekrarlanan en küçük kareler yöntemini hız değişiminin gerçekleştiği süreçte dönel sistemin bilinmeyen dinamiklerini ve dengesizliğini hesaplamak üzere uyarlamışlardır [24]. Hesaplama, dönel sistemin hareket denklemlerine ve zaman alanındaki titreşim sinyaline dayanmaktadır. Sistemin dengesizliği hesaplandıktan sonra eyleyicinin kütle dağılımı sistem dengesizliğini giderecek şekilde ayarlanmıştır. Eğer sistemin dinamik parametreleri biliniyor ise zamana göre değişen gözlemci tekniği sistemin dengesizliğini elde etmek için kullanılabilir [27]. Bu tekniği uygulamak için rijit bir rotor modeli kullanılmıştır. Önce durum-uzay formunda değişken hızlı bir geçici rejim rijit rotor modeli geliştirilmiş ve dengesizlik kuvvet ve momentlerini kapsayacak şekilde artırılmıştır. Sonrasında genişletilmiş sistem için kanonik dönüşüm kullanılarak zamana göre değişen bir gözlemci tasarlanabilir. Genişletilmiş sistemin durumları olan dengesizlik kuvvet ve momentlerinin elde edilmesinden sonra dengesizlik doğrudan hesaplanabilir. Bu yaklaşım yöntemi aktif titreşim kontrolünde veya rijit rotorlar için aktif dengeleme sistemlerinde kullanılabilir. Zhou ve Shi rijit bir rotor için ivmelenme sırasında dengesizlik kaynaklı titreşimleri gidermek amacıyla bir tek düzlemde aktif dengeleme yaklaşımı sunmuşlardır [26].

Bir rijit rotor sisteminin titreşiminde iki titreşim modu mevcuttur. Genellikle dengeleyicinin farklı titreşim modlarını ortadan kaldırabilmesi için gerekli optimal konumlar birbirinden farklıdır. Bu iki modu dengelemek için dengeleyiciyi birinci moddan ikinci moda geçirecek bir anahtarlama fonksiyonuna ihtiyaç vardır. Zhou ve Shi'nin çalışmasında ivmelenme sırasında dengesizlik kaynaklı oluşan titreşimi minimize etmek amacıyla optimal bir tek düzlemde aktif dengeleme problemi formüle edilmiştir [29].

Otomatik dengeleme, rotoru dengelemek amacıyla milin etrafındaki eş merkezli dairesel bir yörüngede serbestçe hareket eden kütlelerin yarattığı merkezkaç kuvvetlerinin kullanıldığı genel bir dengeleme yöntemidir [30, 31].

Dönen makinaların otomatik dengelemesini sağlama girişimleri sonucunda üç tip mekanik kütle sönmeme sistemi geliştirilmiştir. Bu dengeleme mekanizmaları halka, bilya/top ve sarkaç kullanarak sistemde var olan dengesizliği kompanse eder. Sarkaçlı sistemler, toplu ve halkalı sistemler arasında bir geçiş niteliğindedir. Sarkaçlı sistemlerde, katı halkalara göre sistem içindeki sürtünmenin kontrolü daha kolaydır. Sarkaçlı dengeleyicinin temel tasarım özelliği sarkaç pivotlarının karşılanabilecek eksantrisiteyi sınırlamasıdır. Dolayısıyla eksantrisite pivot yarıçaplarından daha küçük olmalıdır [32].

Thearle'nin kullandığı tek top dengeleyiciye karşılık, Kravchenko sıralı birçok top kullanarak, çok düzlemde dengeleme yapmıştır. İki düzlemde dengeleme yıllar boyunca rotorları sabit kütleler kullanarak statik ve dinamik olarak dengelemek için kullanıldığından bu tip dengelemenin kabul edilebilirliği aşikârdır. Birden fazla dengeleyicinin kullanımı her bir dengeleyicinin kapasitesinin daha küçük olmasına olanak tanır. Dolayısıyla geometrik boyutlara ilişkin gereksinimler daha kolay bir şekilde sağlanabilir [33].

Taşıma uygulamalarında dengesizlik kaynaklı titreşimleri azaltmak için çok sayıda topun kısmen yağ ile doldurulmuş silindirik bir yuvada hareket ettiği bir dengeleme aracı geliştirilmiştir. Lindell'in deneyinde kullanılan dengeleme aracı, düzgün olarak merkezlenmiş bir dengeleyici rotor mili ile birlikte döndüğünde merkezkaç kuvveti topların yuva içerisinde belli bir konuma doğru hareket etmelerine sebep olur ve böylece rotordaki efektif dengesizliği değiştirir. Böyle bir otomatik dengeleyicinin

rotor titreşimlerini azaltmada etkili olmadığı birtakım farklı çalışma koşulları ve uygulamalar mevcuttur [30].

Deneyisel çalışma dengeleyicinin elde taşıma uygulamalarında etkililiğini göstermiş olsa da dengeleyicinin etkililiği için gerekli uygulamaların ve çalışma koşullarının tanımlanması için herhangi bir girişimde bulunulmamıştır.

Düşey elastik bir rotorun dairesel bir yiv içerisinde serbestçe hareket eden toplar kullanılarak otomatik dengelenmesi, dengeleme topları ve rotor arasındaki dinamik etkileşim dönen eksen takımında sönümsüz üç serbestlik dereceli sistem modeli kullanılarak çalışılmıştır. Toplar, üzerinde etkin olan merkezkaç kuvveti sayesinde yiv içerisinde konumlanırken, rotorda etkin olan dengesizliği değiştirirler. Dönme hareketi süresince dengeleme toplarının kararlılığı analiz edilmiş ve otomatik dengeleyici tarafından dengesiz rotor titreşimini etkisiz hale getiren konumlar tarif edilmiştir [34].

Otomatik dengeleyicilerin temel çalışma prensibi düzlemsel bir rotorda yüksek dönme hızlarında meydana gelen kendi kendini hizalama prensibine dayanmaktadır [35]. Bugüne kadar toplu ve hidrolik dengeleyici olmak üzere iki tip dengeleyici yaygın olarak kullanılmıştır. İlk hidrolik dengeleyici fikri 1916 yılında Leblanc tarafından ortaya atılmıştır [36]. O zamandan beri bu tip dengeleyici otomatik çamaşır makinalarında yaygın olarak kullanılmıştır. Bae ve diğ. , ve Wang sıvı etkisini üç topla simule ederken; sürekli rejim halinde dengeleyici içerisindeki sıvının dağılımını matematiksel bir modelle göstermişlerdir [37, 38].

Hidrolik dengeleyici kararlı rejim halinde titreşimin sönümlenmesinde daha etkin olduğu halde geçici halde nonlineerlikten kaynaklı dengesizliği artırabilir. Düşey çamaşır makinasının düzlemsel modeli ve iki toplu hidrolik dengeleyici tanımı temel olarak Chen düşük rotor hızlarında hidrolik dengeleyici içerisindeki çatallanma karakteristiği ve kararsızlıkları analiz etmiştir [39].

Hidrolik dengeleyiciye ilişkin bir başka çalışmada, sürekli rejim halinde dengeleyici içindeki sıvının dağılımını matematiksel olarak modelleyen çalışmaya ek olarak sürekli halde dinamik dengeleyicinin dinamik analizleri ve katmanlı hidrolik dengeleyici hakkında bilgiler verilmiştir [40].

Bugüne kadar dengeleyici karakteristiklerini nitel olarak ele alan az sayıda makale yayınlanmıştır ve bilgisayar hesaplamalarına dayanan kapsamlı ve nicel bir çalışmaya ihtiyaç duyulmaktadır.

1.3.2.1 Pasif dengeleme halkalarının kullanım alanları

Dönen makinalarda rotor dengesizliği titreşimlere ve istenmeyen kuvvetlerin meydana gelmesine neden olur. Bu kuvvetler, makina elemanlarına iletilir ve tüm sisteme zarar verebilir. Oluşan titreşim ve merkezkaç kuvveti yataklamaların aşınmasına neden olup, sistemin çalışma ömrünü ve performansını azaltmaktadır. Dengesizlik genellikle rotor üretiminde ve montajında kaçınılmaz olan kusurların ve/veya çalışma koşullarında oluşan aşınma ve yıpranma sonucu olarak meydana gelir. Bu sebeple, rotor dengelemesi son derece önemlidir ve her türlü düşük ve yüksek hızlı rotorlarda temel ihtiyaç olarak kabul edilmektedir. Dönel sistemlerde dengesizlik etkisi, titreşimi oluşturan en önemli parametre olup sistemin kendi kendini hizalama prensibine dayalı olarak çalışan pasif dengeleme halkaları turbo makinalarda (kompresörler, türbinler, pompalar, fanlar ve pervaneler) çamaşır makinalarında, makina tezgâhlarında, elektrik motorlarında ve disk sürücülerinde büyük önem taşır.

1.3.2.2 Sistemin eksiklikleri

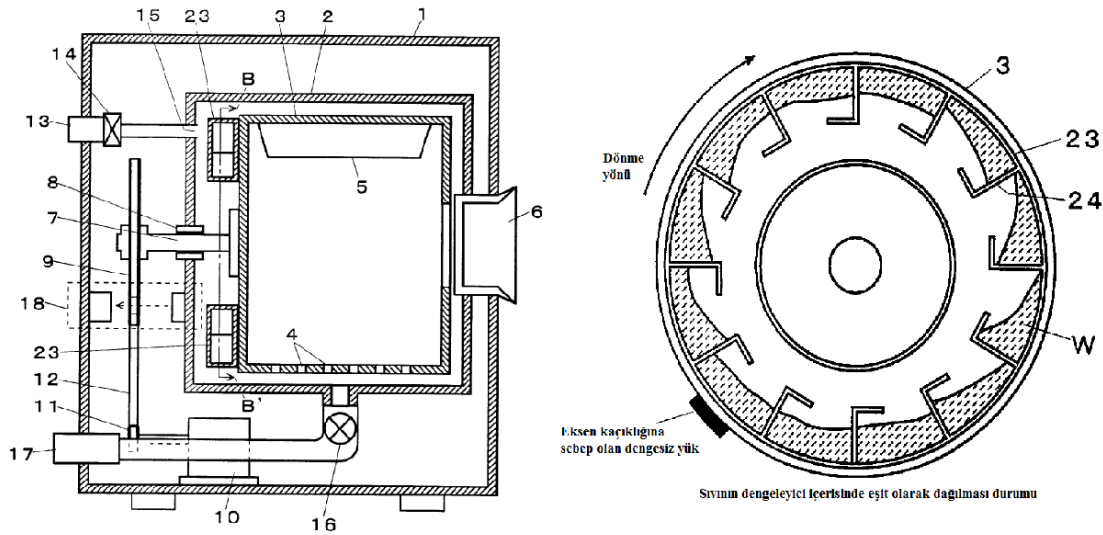
Sıvı ile dengeleme sisteminin en zayıf yönü kritik dönme hızlarının altında çalışma kabiliyetini yitirmesidir. Sıvılı dengeleme sistemi içerisindeki sıvı, düşük hızlarda yer çekiminin etkisiyle dönme hareketini gerçekleştiremez, bu sırada dengeleyici içerisindeki sıvı dönme eksenine dik hareketlerde bulunur. Bu durum dengeleme sisteminin düşük hızlarda dengesiz yük oluşturmaya yol açmaktadır. Sıvılı dengeleme sistemi, kararlı rejim halinde dengesiz yükün sebep olduğu merkezkaç kuvvetinin efektif olarak azaltmasına rağmen geçici rejimde arttırabilir. Sistemin bu kararsız yapısını matematiksel olarak ortaya koymak oldukça zordur. Sıvılı dengeleme sisteminin sebep olduğu bu sakıncalı duruma engel olabilmek, azaltmak için halkanın kanallarının içerisine engelleyici ve orifisler kullanılabilir ya da kullanılan motorun hızlı bir şekilde yüksek devirlere çıkarılması ile bu etki azaltılabilir.

Sistemde, sıvılı dengeleme sisteminin bulunmadığı ve bulunduğu durumlardaki eksantrisite değeri oranlanarak bir iyileştirme oranı düşünüldüğünde, efektif bir

dengeleme iyileştirme oranının sonsuz olması ile mümkündür ki; bu eksantrisite değerinin sıfır olması demektir, bunu da pratikte elde etmek çok güçtür. Ayrıca bu hidrolik dengeleyicinin bir kısıtıdır; çünkü hidrolik dengeleyici eksen kaçıklığının olması durumunda dengeleme yapabilmektedir.

Sıvılı dengeleme sistemlerinin, doğal frekansın altındaki değerlerde çalışmaması ve sisteme ekstra dengesizlikler yaratması sebebiyle, düşük devirlerdeki kararsızlıklarını gidermek amacıyla geliştirilen sistemler için patentler alınmıştır.

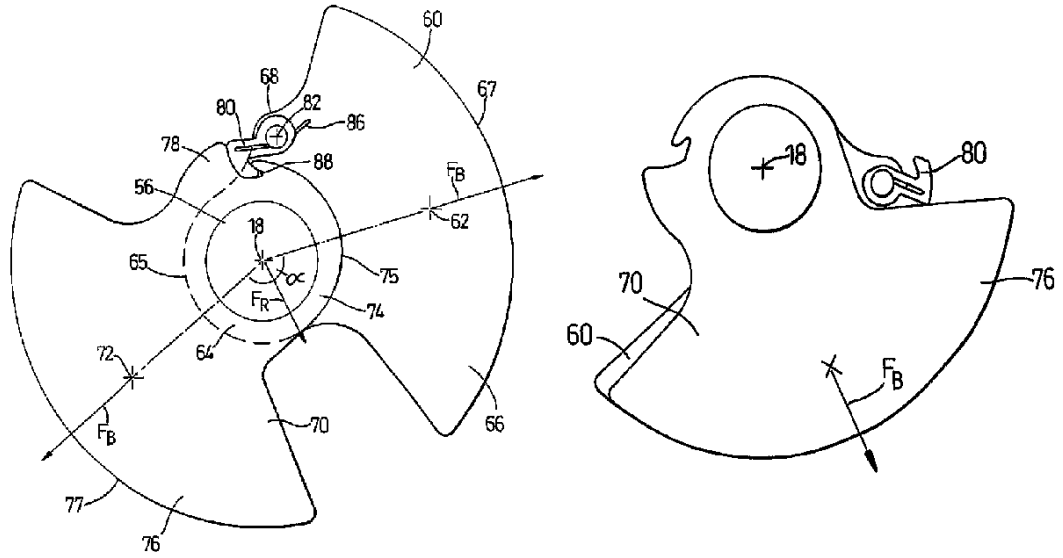
Şekil 1.1’de görülmekte olan patent, düşük devirlerde sıvının olabildiğince sistem içerisinde eşit odacıklara yerleşmesi üzerinedir. Halka içerisinde bulunan kanatlar yardımıyla tutunma devirlerinin altında dahi sıvı eşit dağılarak sistemin getirdiği ek dengesizlik ortadan kaldırılmaktadır.



Şekil 1.1 : US6418758 Numaralı Sanyo Electric patenti [41].

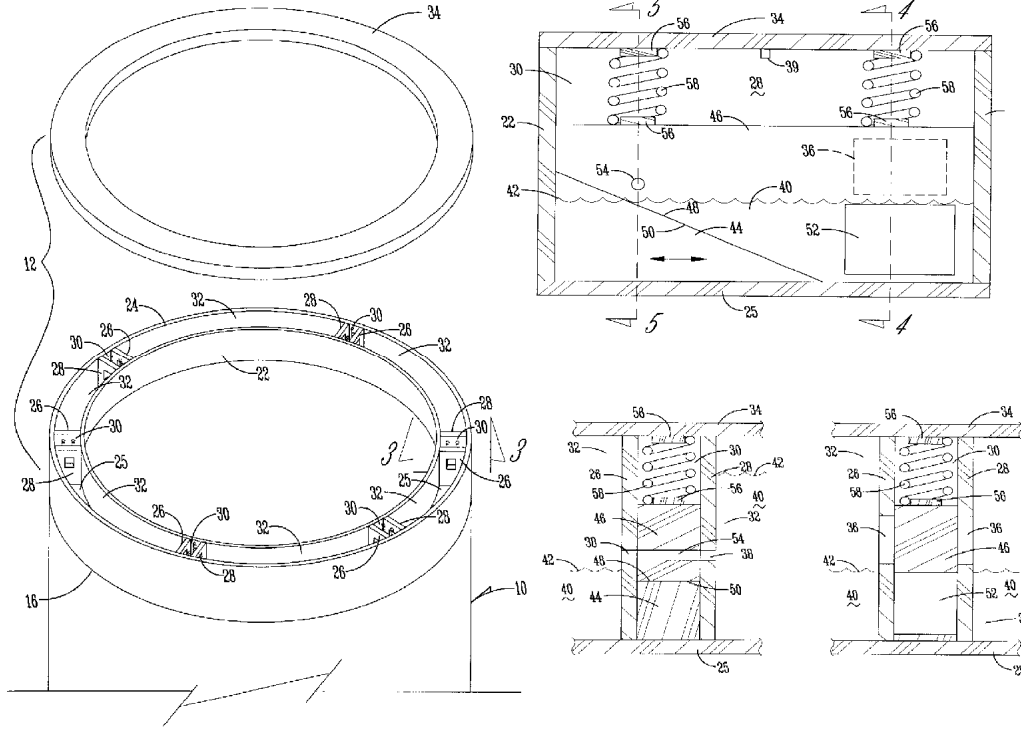
Şekil 1.2’de görülmekte US2008034917 numaralı Dyson Tech. patentinde, dengeleme işlemi halkanın içindeki yağ ile birlikte hareket eden parçalar sayesinde sağlanmaktadır. Sistemde kullanılan dengeleme ağırlıkları halkanın içine yerleştirilmiştir. Halka da diğer sistemlerden farklı olarak tamburun arka duvarına monte edilir. Şekilde numaraları 60 ve 70 ile gösterilen kütleler, 80 ile gösterilen mandal ile birbirine bağlı olup aynı eksende dönen birbirinden ayrı iki parçadır. Mandal da 60 numaralı parçaya bağlı olup üstündeki eğilme yayı sayesinde düşük hızlarda açılarak 70 numaralı parçaya kitlenir. Böylece, devir arttığında merkezkaç kuvveti sayesinde eğilme yayı açılır ve iki parça birbirinden bağımsız olarak dönerek dengesiz yükün karşısına geçerler. Düşük hızlarda birbirine kitli olarak dönen

ağırlıkların arasında yaklaşık 165°'lik bir açı bulunmaktadır. Bu açı eğilme yayının tasarımı değiştirilerek ayarlanabilmektedir. Böylece, ağırlıklar düşük hızlarda da dengeleme sağlayabilmektedir. Ayrıca, sistemin sıkma devirlerinde, temel prensip aynı olarak farklı ikinci bir yöntemde dengeleme ağırlıklarının düşük hızlarda aralarındaki açı 180° olmakta ve bu sırada dengeleme serbest olarak dönebilen üçüncü ve daha hafif bir ağırlıkla yapılmaktadır. Aynı sistemde farklı bir başka çözüm de kütlelerden birinin içi bir miktar boşaltılarak düşük hızlarda aralarındaki ağırlık farkından yararlanılarak da dengeleme yapılabilir.



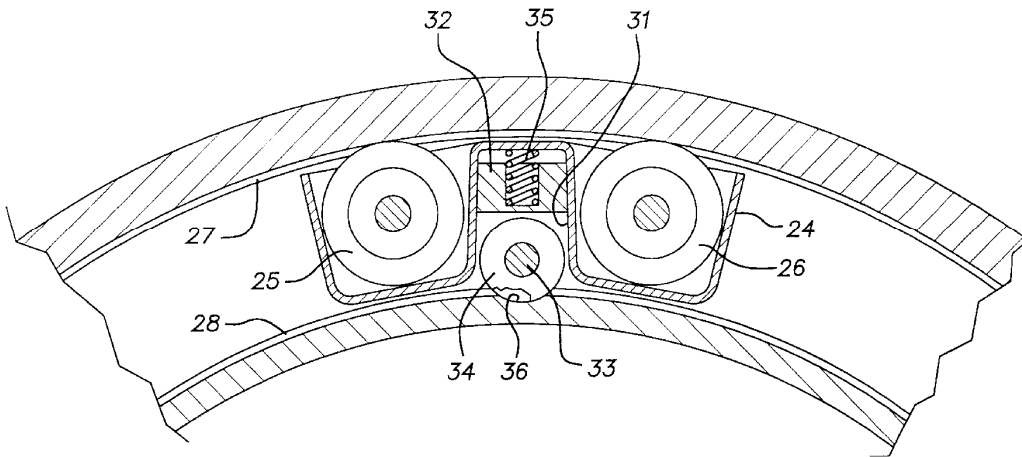
Şekil 1.2 : US2008034917 Numaralı Dyson Tech. patenti [42].

Şekil 1.3'te görülmekte olan patentte, dengeleme halkası kanalların yanı sıra eksenine paralel olarak içerisinde belli miktarda dengeleme sıvısı bulunan bölmelere de ayrılmıştır. Bu bölmeler arası sıvı geçişi bir yay ve bilyadan oluşan basınç valfi kullanılarak sağlanmaktadır. Sistemin düşük hızlardaki dengesiz yükü her bölmede ayrı ayrı bulunan sıvı sayesinde oldukça düşmektedir.



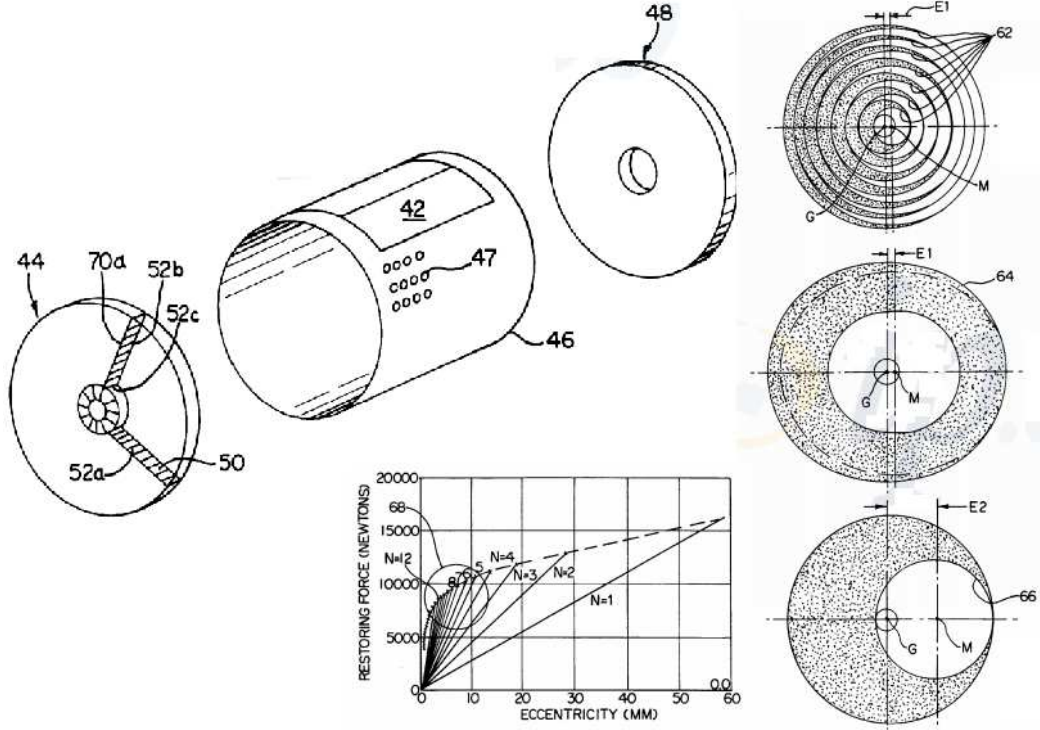
Şekil 1.3 : US6327732 Numaralı Maytag patenti [43].

Şekil 1.4'te görülmekte olan patentte, içi yağ ile dolu olan halka içine bilyalar konulmuştur. Dengeleme halkası iki kısımdan oluşmaktadır. Halkanın dış kısmında sıkma devirlerinde dengelemeyi sağlayacak olan bilyalar ve iç kısmında ise tek ve diğerlerine göre daha büyük bir bilya bulunmaktadır. Sistemin sahip olduğu mekanizma sayesinde dıştaki bilyalar düşük hızlarda hareket etmemekte ve birbirlerinden eşit mesafede sabitlenmektedir. Dengelemeyi ise iç tarafta bulunan büyük ve tek başına serbestçe dönen bilya sağlar. Devir arttığı zaman mekanizma açılır ve dıştaki bilyalar serbestçe dönüp dengelemeyi sağlar. Her bölmede ayrı ayrı bulunan sıvı sayesinde düşük hızlarda sistemin dengesiz yükü oldukça düşmektedir.



Şekil 1.4 : US5813253 Numaralı Electrolux patenti [44].

Şekil 1.5'te görülmekte olan patentte, hidrolik dengeleyici kanallara bölünmüş ve kanal sayısı artırıldıkça, dengeleme kapasitesinin belli bir katman sayısına göre etkin bir şekilde arttırıldığı gösterilmektedir.



Şekil 1.5 : EP0607678 Numaralı Whirlpool patenti [45].

1.4 Çalışmanın Amacı ve Kapsam

Günümüzde, sanayide kullanılan makinaların büyük çoğunluğu dönme hareketi ile çalışmaktadır. Makinalardaki fonksiyonları büyük önem arz eden rotorların önemli bir titreşim kaynağı da dengesizliktir. Dönen makinalarda dengesizlik, yüksek devirde atalet kuvvetlerinin oluşmasına, gürültüye, makine performansında ve ömründe azalmaya, enerji kaybına sebebiyet verir.

Bu tez çalışmasının temel amacı, dönen makinalarda titreşime ve fazladan merkezkaç kuvvetine sebep olan, yataklarda aşınma yaratan eksantrisiteye bağlı dengesizliğin sistem üzerinde ekstra bir merkezkaç kuvveti yaratılarak etkisinin azaltılmasına yönelik olarak model ve analiz kabiliyeti geliştirmektir. Bunu yapabilmek için dışarıdan hiçbir müdahale gerektirmeyecek şekilde kendi kendine hizalama prensibiyle çalışan pasif dengeleme halkası sistemlerinin araştırılması hedeflenmiş, literatürdeki mevcut çalışmalar da dikkate alınarak içerisinde sıvı bulunan hidrolik

dengeleyici ile pasif dengeleme sistemlerinin modellenmesi ve bu sistemlerin ön tasarımı için kullanılabilecek araçların geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Halka tasarımı ile ilgili optimizasyon çalışmalarına başlamadan önce bu amaca ulaşmak için MATLAB ortamında bir program yazılmıştır. İlgili program yardımıyla ilk aşamada dengeleme halka modelleri oluşturulmuştur. İkinci aşamada ise edilen eksantrisite, dengesiz yük ve verim oranlarına göre ideal dengeleyici tasarımları sistem üzerinde etkin olan parametreler dikkate alınarak yapılmıştır.

Tezin ilk bölümünde dönen makinalar, dengesizlik, dengesizliğin önemi, periyodik dengeleme sistemleri, problem, literatür araştırması, seçilen yöntem ve dezavantajları hakkında bilgi verilerek amaç ortaya konmuştur.

İkinci bölümde rotorlarda dengeleme teorik olarak ele alınmış olup dönel sistemlerdeki dengesizlikten, titreşim denklemlerinden ve dengeleme yöntemlerinden bahsedilmiştir. Burada modelini oluşturacağımız sistemin detaylı olarak teorik bilgisi de ayrıntılı olarak verilmiştir.

Üçüncü bölümde sıvı halkalı dengeleme sistemlerinin çalışma prensibi, dengeleme yükü hesabı ve sisteme etkiyen faktörlerden bahsedilmiştir. İkinci aşamada ise pasif dengeleme halkalarının tek ve çok katmanlı modellerinin MATLAB ortamında oluşturulması ile ilgili bilgi verilerek halka tasarımında etkin olan parametreler ortaya konmuştur.

Dördüncü bölümde, üçüncü bölümde oluşturulmuş modeller üzerinden sayısal simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler ve optimizasyonlar çerçevesinde sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Beşinci bölümde ise genel değerlendirilmelerin yapılması ve gelecek çalışmalar için öneriler belirtilmiştir.

2. ROTORLARDA DENGELEME: TEORİ

2.1 Dönel Sistemlerde Dengesizlik

Dengesizlik, rotoru bulunan herhangi bir makinada, rotorun asal atalet ekseninin dönme eksenini ile çakışmaması durumunda ortaya çıkar. Dönel hareket yapan sistemler; dengesiz yük olması durumunda, dönmenin etkisi altında merkezkaç kuvvetine maruz kalırlar. Yüksek hızlardaki bu dengesizlik hali, büyük ve dönen merkezkaç kuvvetlerinin etkisi ile titreşime neden olur. Bu titreşim ve merkezkaç kuvveti, gürültü ve enerji kaybı olarak kendini gösterirken; yatakların aşınmasına neden olmakta ve sistemin çalışma ömrünü, performansını azaltmaktadır.

Titreşimi oluşturan en önemli parametre olan dönel sistemlerde dengesizlik etkisi, turbo makinalar ve çamaşır makinalarında, makina tezgâhlarında, elektrik motorlarında büyük önem taşır.

Rotorlarda titreşimler, eksenel, radyal ve burulma titreşimleri olmak üzere 3 sınıfa ayrılabilir. Eksenel titreşimler, parça eksenine paralel yönde olan yer değiştirmeler sonucu meydana gelir. Radyal yönde titreşimde, titreşim sonucu oluşan yer değiştirme radyal doğrultuda oluşur. Radyal titreşimde bükülme de söz konusu olabilir. Burulma titreşimleri ise teğetsel yöndeki yer değiştirmeler sonucu oluşur.

Rotorların dönme frekansından dolayı meydana gelen titreşimlere eş zamanlı veya senkronize titreşimler denir. Eş zamanlı radyal titreşim, dengesiz yüklerin varlığında ortaya çıkar ve gürültülü çalışmaya neden olur.

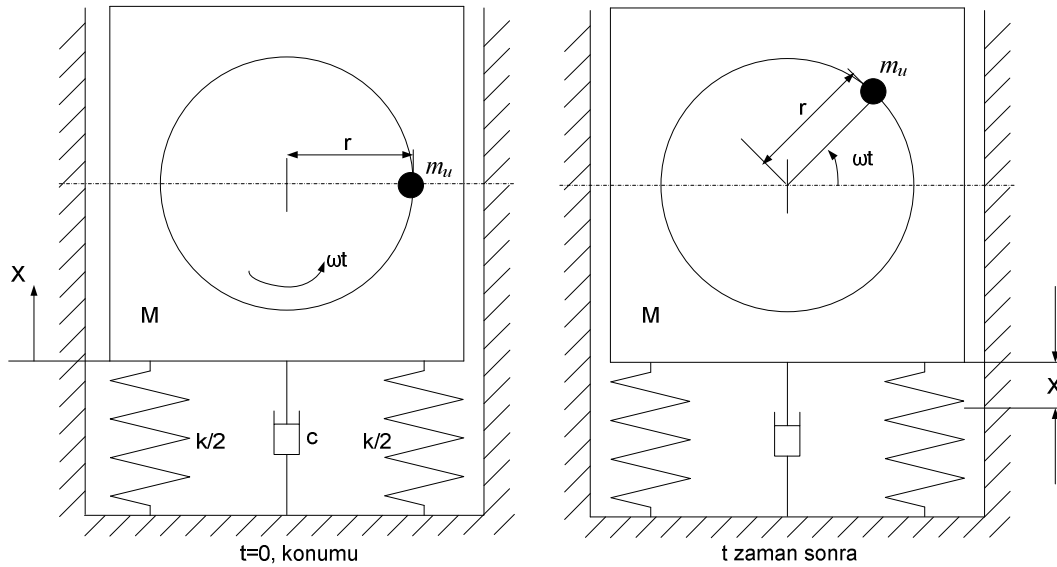
Rotorlar, rijit ve esnek olmak üzere iki gruba da ayrılır. Rotorun dönme hızlarının düşük (rotorun kritik hızlarının yeterince altında), olduğu durumlar rijit rotorlar için geçerlidir ve uygulamalarda da yaygın olarak kullanılır. Rotorun rijit olması durumunda, rotorun merkezinden geçen eksenin, dönme hareketi sırasında da sabit kaldığı kabul edilir, dengeleme işlemleri de buna göre yapılır. Rotorun dönme hızlarının yüksek, rotor hızının en düşük rotor kritik hızına yakın veya üzerinde olduğu durumlar esnek rotorlar için geçerlidir. Rijit rotor kabulünde rotor eksenini düz çizgi şeklinde olduğundan, ekseninde herhangi bir eğilme olmadığı düşünülür.

Rotorun esnek olması durumunda ise, rotor eksenini sabit/düz olmayıp, bu eksenin dengesiz yük miktarına ve rotorun dönme hızına bağlı olan bir fonksiyon olduğu kabul edilir ve dengeleme işlemleri bu bilgi ışığında gerçekleştirilir. Esnek rotorların dengelenmesi için modal dengeleme ve etki katsayılarıyla dengeleme olmak üzere iki temel yaklaşım vardır. Modal dengeleme, her bir titreşim modundaki dengesizliğin giderilmesi prensibine dayanmaktadır. Etki katsayılarıyla dengeleme ise, dengesiz yükün mil eksenini üzerindeki birçok yerde etkileri saptanarak, seçilen küçük dengeleme kütlelerinin mil eksenini boyunca birçok bölgeye yerleştirilmesi ile titreşim genliklerinin azaltılmaya çalışıldığı bir metottur [46].

2.2 Dönel Sistemlerin Titreşim Denklemleri

2.2.1 Tek serbestlik dereceli sistemin titreşim denklemleri

Şekil 2.1’de düşey doğrultuda hareket serbestliğine sahip bir sistem görülmektedir:



Şekil 2.1 : Dengesiz dönen makina modeli.

Sistemin toplam kütlesi M olup dikey doğrultuda yaptığı hareket ise x kadardır. M kütlesine sahip sistemi, yay sabiti $k/2$ olan yaylar ve sönüm katsayısı c olan bir amortisör ile yere sabitlenmiştir. M kütlesine sahip sistemin içinde r yarıçapına sahip dairesel bir yörünge üzerinde ω açısal hızı ile dönme hareketi yapan bir dengesiz kütle, m_u bulunmaktadır. Herhangi bir t anında m_u kütlelerinin dikey doğrultuda yaptığı hareket dikkate alınarak sisteme ait titreşim denklemi aşağıdaki gibi elde edilir:

$$-kx - c\dot{x} = (M - m_u) \frac{d^2x}{dt^2} + m_u \frac{d^2x}{dt^2} (x + r \sin \omega t) \quad (2.1)$$

Denklem (2.1)'de yer alan ifadeler açıkça gösterilecek olursa, Denklem (2.1) aşağıdaki hali alır:

$$-kx - c\dot{x} = M\ddot{x} - m_u\ddot{x} + m_u\ddot{x} + m_u(-\omega^2 r \sin \omega t) \quad (2.2)$$

Denlem (2.2) düzenlenerek, aşağıda gösterilen (2.3) ifadesi elde edilir:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m_u r \omega^2 \sin \omega t \quad (2.3)$$

İlgili diferansiyel denklemin genel çözümü şu şekildedir:

$$x = X_0 \sin(\omega t - \phi) \quad (2.4)$$

Yukarıdaki denklemde X_0 genlik değerini, ω dönme frekansını, ϕ faz açısı değerini göstermektedir. Genlik ve faz, aşağıdaki eşitlikler kullanılarak elde edilir:

$$\left. \begin{aligned} X_0 &= \sqrt{A^2 + B^2} \\ \tan \phi &= -\frac{B}{A} \end{aligned} \right\} x = A \sin(\omega t) + B \cos(\omega t) \quad (2.5)$$

Faz ve genlik değerlerini hesaplayabilmek için denklem (2.5) referans alınarak Denklem (2.3) tekrar düzenlenecek olursa; aşağıdaki hale gelir:

$$\begin{aligned} &M[-A\omega^2 \sin(\omega t) - B\omega^2 \cos(\omega t)] \\ &+ c[A\omega \cos(\omega t) - B\omega \sin(\omega t)] \\ &+ k[A \sin(\omega t) + B \cos(\omega t)] = m_u r \omega^2 \sin \omega t \end{aligned} \quad (2.6)$$

Denklem (2.6)'nın her iki tarafı dikkate alınarak, $\cos \omega t$ ve $\sin \omega t$ içeren terim katsayıları eşitlendiğinde A ve B katsayıları için aşağıdaki denklemler elde edilir:

$$(k - M\omega^2)A - c\omega B = m_u r \omega^2 \quad (2.7)$$

$$c\omega A + (k - M\omega^2)B = 0 \quad (2.8)$$

Yukarıda verilen bu iki denklemin çözümü ile A ve B katsayıları aşağıdaki gibi elde edilir:

$$A = \frac{(k - M\omega^2)m_u r \omega^2}{(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \quad (2.9)$$

$$B = \frac{-cm_u r \omega^3}{(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \quad (2.10)$$

Hesaplanan A ve B katsayıları yardımıyla, (2.5) ifadesi ile verilen genlik ve faz değerleri aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$X_o = \sqrt{A^2 + B^2} \Rightarrow X_o = \frac{m_u r \omega^2}{\sqrt{(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (2.11)$$

$$\tan \phi = -\frac{B}{A} \Rightarrow \tan \phi = \frac{c\omega}{k - M\omega^2} \quad (2.12)$$

Sistemin doğal frekans ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (2.13)$$

Bu ifadeye bağlı olarak sırasıyla tahrik frekansının doğal frekansa oranı olan β ve viskoz sönüm oranı ζ ifadeleri aşağıda verilmiştir:

$$\beta = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2.14)$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \Rightarrow \zeta = \frac{c}{2\sqrt{kM}} \Rightarrow \zeta = \frac{c}{2M\omega_n} \quad (2.15)$$

Genel titreşim denkleminin çözümü bu ifadeler yardımıyla aşağıdaki şekilde ifade edilir:

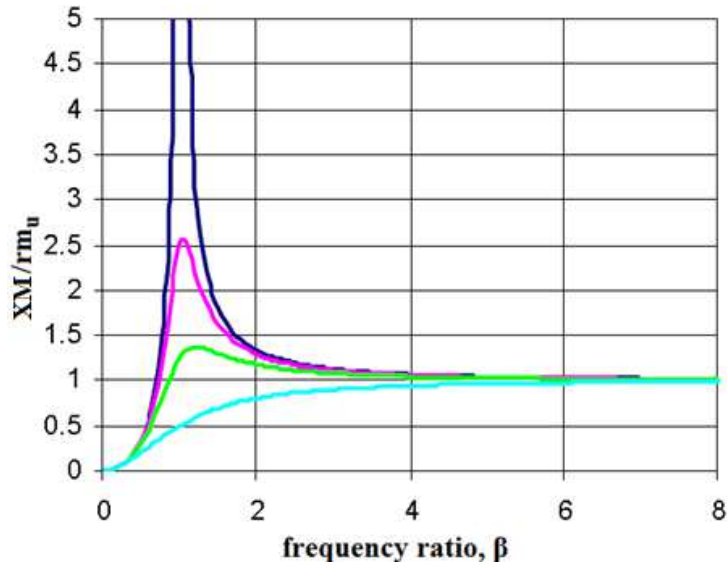
$$x(t) = \frac{m_u r}{M} \frac{\beta^2}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} \sin(\omega t - \phi) \quad (2.16)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta\beta}{1-\beta^2} \right) \quad (2.17)$$

Buradan görülmektedir ki; $F=m_u r \omega^2$ büyüklüğünde bir harmonik kuvvet ile tahrik edilen sistem, bu kuvvetin etkidiği konumun, ϕ faz açısı kadar gerisinde x genliğinde yer değiştirme gösterecektir. Denklem (2.16) aşağıdaki gibi düzenlenirse (2.18)'de verilen ifade elde edilir:

$$\frac{Mx}{m_u r} = \frac{\beta^2}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} \quad (2.18)$$

Denklem (2.18)'e bağlı olarak, dengesiz rotorun frekansa bağlı cevabı Şekil 2.2'de görüldüğü gibidir:



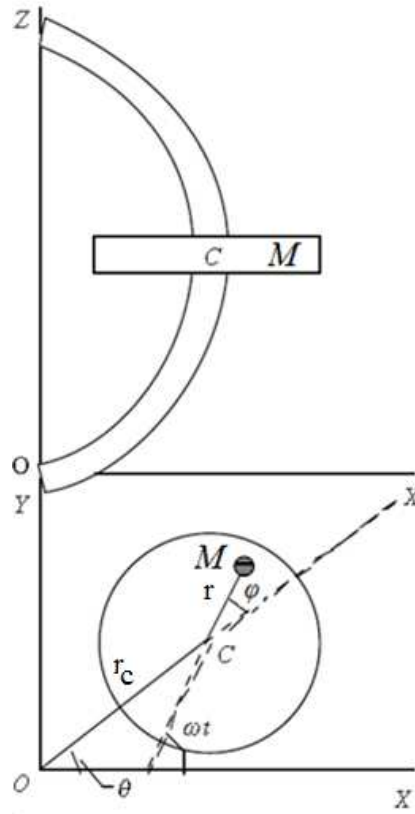
Şekil 2.2 : Dengesiz rotorun frekansa bağlı cevabı [47].

Yukarıdaki şekilden görülmektedir ki; β 'nın küçük olduğu düşük hızlarda $M - m_u$ kütlelerinin hareket genliği neredeyse sıfırken, β 'nın çok büyük değerlerinde genlik rm_u / M değerinde sabitlenir, sistemdeki sönüm ve gerçek hız önemini yitirir. Bu durumda kütle merkezi yer değiştirmiş demektir ve artık rotorun dönme merkezinde olmayacaktır. Rotora eklenen m_u kütlesi sonucunda kütle merkezinin yer

değiştirmesine statik dengesizlik denir. Bu tek düzlemde oluşan bir dengesizliktir. Maksimum genlik $\beta=(1-2\zeta^2)^{1/2}$ iken görülmektedir. Rezonans durumunda, $\beta=1$ iken $M-m_u$ kütesine ait genlik değeri $X_o = m_u r / 2\zeta M$ 'dir. Dolayısıyla, sistemde sönüm var ise büyüklüğü azalır. Rezonans durumunda faz açısı $\phi=90^\circ$ dir ve cevap tahriğe göre 90° gecikmelidir. Bu, $M-m_u$ kütlesi denge konumundan yukarıya doğru hareket ederken, dengesizlik kütlesi m_u 'nun dönme merkezinin doğrudan üzerinde yer aldığı anlamına gelmektedir. Bir rotor m_u kütesinin çap doğrultusunda ters istikametinde $m_b h = m_u r$ koşulunu sağlayacak bir m_b dengeleme kütlesi h uzaklığına yerleştirilerek dengelenebilir. Bu m_b dengeleme kütlesi, m_u dengesizlik kütlesi tarafından oluşturulan kuvvete tamamen eşit ve ters yönde bir tahrik kuvveti meydana getirir.

2.2.2 İki serbestlik dereceli sistemin titreşim denklemleri

Tek veya çift tarafından yataklanmış ve dengesiz yük içeren bir disk ile birlikte dönen bir milin eksenini etrafında yaptığı titreşim hareketine salınım (whirl) adı verilir. Şekil 2.3'te, bir dengesiz kütle ile birlikte dönen disk içeren, bu nedenle diskin ağırlık merkezi G , geometrik merkezden r uzaklığı kadar kaymış bir Jeffcott rotor görülmektedir:



Şekil 2.3 : Whirl hareketi yapan iki serbestlik dereceli sistem [48].

Mil eksenini etrafında ω açısal hızı ile dönen kütle merkezi, mili dönme ekseninden çekmeye çalışacak ve milin salınım hareketi yapmasına neden olacaktır.

M diskin kütleini, c ve k mil-yatak sisteminin sahip olduğu sönüm ve yay katsayıları olmak üzere, Jeffcott rotora ait hareket denklemi ise şu şekildedir:

$$M\ddot{r}_c = -c\dot{x}i - c\dot{y}j - kxi - kyj \quad (2.19)$$

Yukarıdaki rotora ait r_c konum vektörü ise aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir:

$$r_c = (x + r_c \cos \omega t)i + (y + r_c \sin \omega t)j \quad (2.20)$$

Kütle merkezine etki eden hız ve ivme vektörü sırasıyla aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\dot{r}_c = (\dot{x} - r_c \omega \sin \omega t)i + (\dot{y} + r_c \omega \cos \omega t)j \quad (2.21)$$

$$\ddot{r}_c = (\ddot{x} - r_c \omega^2 \cos \omega t)i + (\ddot{y} - r_c \omega^2 \sin \omega t)j \quad (2.22)$$

(2.21) ve (2.22)'de bulunan konum ve ivme ifadeleri sistemin hareket denkleminde yerine yerleştirildiğinde Denklem (2.19) aşağıda gösterilen hali alır:

$$M[(\ddot{x} - r_c \omega^2 \cos \omega t)i + (\ddot{y} - r_c \omega^2 \sin \omega t)j] + c\dot{x}i + c\dot{y}j + kxi + kyj = 0 \quad (2.23)$$

Denklem (2.23)'te i ve j birim vektörleri dikkate alınarak aşağıdaki denklemler elde edilir:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = Mr_c \omega^2 \cos \omega t \quad (2.24)$$

$$M\ddot{y} + c\dot{y} + ky = Mr_c \omega^2 \sin \omega t \quad (2.25)$$

Görülmektedir ki; bu denklemler tek serbestlik dereceli sistemler için çıkarılan denklemlerde aynı yapıdadır. İki serbestlik dereceli sistemde bulunan x ve y deplasmanları, tek serbestlik dereceli sistemin sadece dikey yöndeki hareketi yerine milin eğilme titreşiminin komponentleri olmaktadır. Tek serbestlik dereceli denklemlere göre m_u kütlesi yerine M (2.24) ve (2.25)'de verilen denklemlerin çözümü aşağıda verilmiştir:

$$x(t) = \frac{r_c \beta^2}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} \cos \left[\omega t - \tan^{-1} \left(\frac{(2\zeta\beta)}{1-\beta^2} \right) \right] \quad (2.26)$$

$$y(t) = \frac{r_c \beta^2}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} \sin \left[\omega t - \tan^{-1} \left(\frac{(2\zeta\beta)}{1-\beta^2} \right) \right] \quad (2.27)$$

(2.17) eşitliği kullanılarak daha önceden belirlenmiş faz açısı φ , OC ve CG doğruları arasındaki açığa karşılık gelmektedir. Yine şekilden de görülebileceği gibi CG doğrusunun yatay x eksenine ile yaptığı açı aşağıdaki hali alır:

$$\tan \varphi = \frac{y}{x} = \frac{\sin(\omega t - \theta)}{\cos(\omega t - \theta)} = \tan(\omega t - \theta) \quad (2.28)$$

$$\varphi = \omega t - \theta \quad (2.29)$$

Bu açının zamana göre türevi, G kütle merkezinin, milin orijinal merkezi olan O etrafındaki açısal dönme hızını verecektir.

$$\dot{\varphi} = \omega \quad (2.30)$$

Buradan görülmektedir ki; G kütle merkezinin milin orijinal merkezi olan O noktası etrafındaki açısal salınım hızı $\dot{\varphi}$, disk milinin salınım yaptığı noktadaki dönme merkezi C noktası etrafındaki dönme hızı ω 'ye eşittir.

Şekil 2.3'ten görüldüğü üzere, mil merkezinin orijinal merkez etrafındaki salınım hareketinin genliği $r_c = OC$ 'dir. Bu vektör aşağıdaki gösterildiği gibidir:

$$OC = r_c \Rightarrow r_c = xi + yj \quad (2.31)$$

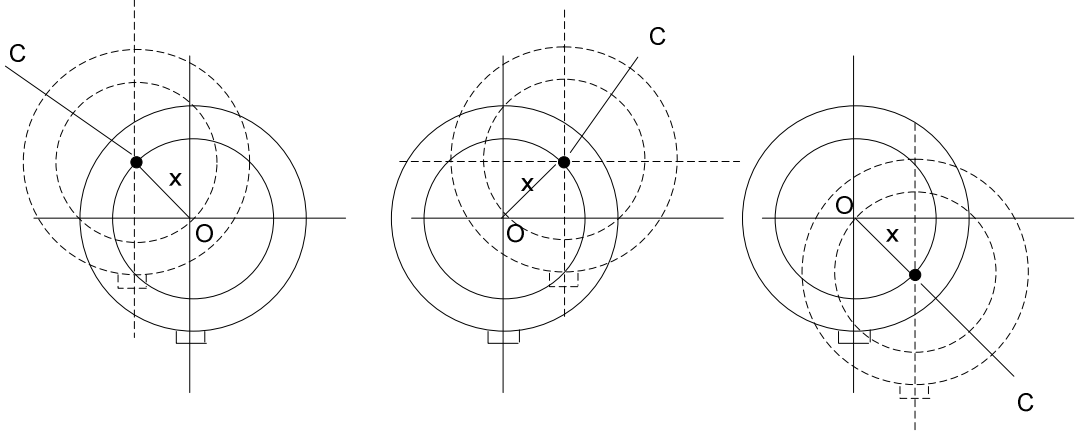
Bu vektörün genliği $x(t)$ ifadesindeki sabit çarpan X olarak tanımlanarak aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$|r_c(t)| = \sqrt{x^2 + y^2} = X \sqrt{\sin^2(\omega t - \theta) + \cos^2(\omega t - \theta)} = X \quad (2.32)$$

Görülmektedir ki; $x(t)$ ve $y(t)$ ifadelerindeki sabit çarpanlar birbirine eşittir ($X=Y$).

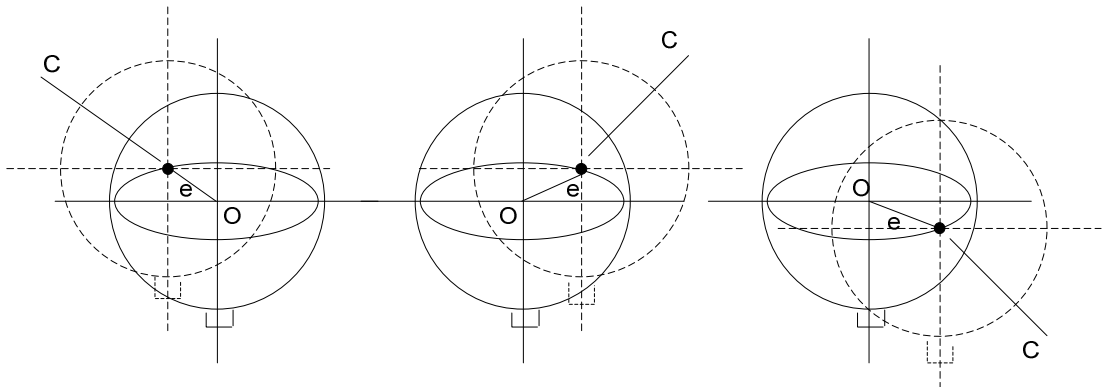
$$X = \frac{r\beta^2}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}} \quad (2.33)$$

Sonuç olarak, mil ve milin orijinal eksenindeki arasındaki mesafenin sabit olduğunu yani Şekil 2.4'te gösterildiği gibi milin, orijinal eksen etrafında gösterilen X yarıçaplı bir dairesel yörünge takip ettiği görülür [49].



Şekil 2.4 : Yatay, dikey yay ve sönüm parametrelerinin aynı olması durumu.

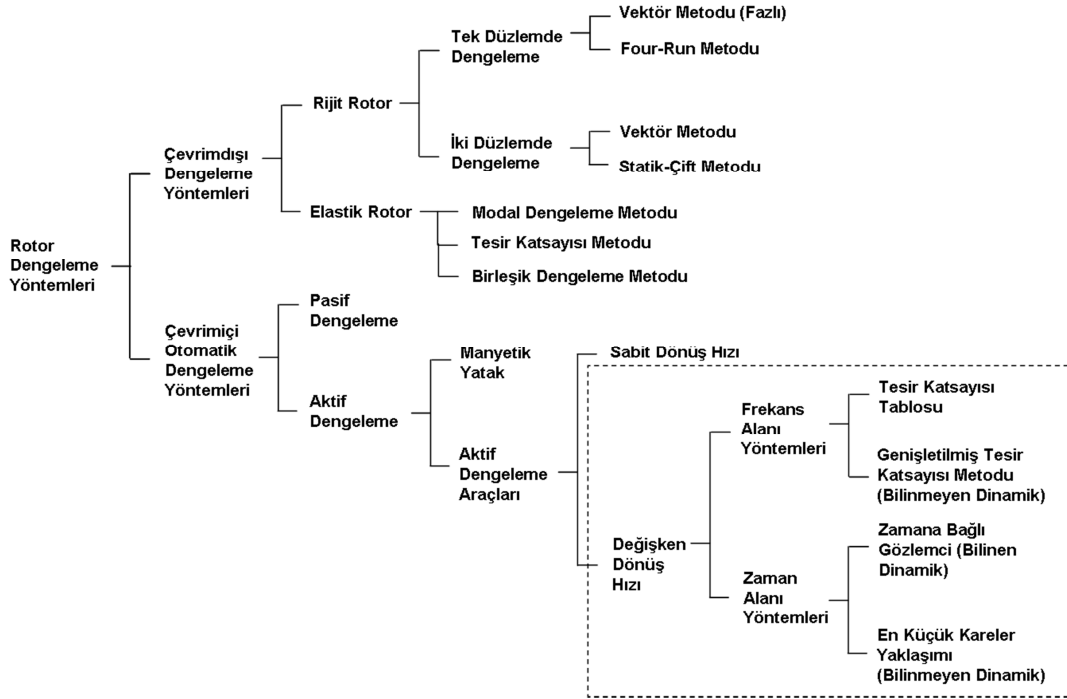
Yatay ve dikey yay ve sönüm parametrelerinin farklı olması durumunda ise C noktasının O noktası etrafında izlediği yörünge Şekil 2.5'te gösterildiği üzere elips şekline alır, hatta iyice basıklaşarak doğru haline bile gelebilir. Bu durumlarda yatay ve dikey deplasmanlar farklı dönme hızlarında maksimum değerlerine erişecek yani, iki farklı kritik hız durumu gözlenecektir [49].



Şekil 2.5 : Yatay, dikey yay ve sönüm parametrelerinin farklı olması durumu.

2.3 Dengeleme Yöntemleri

Rotor dengeleme yöntemlerine dair kapsamlı bir literatür mevcuttur. Şekil 2.6'da çeşitli dengeleme yöntemlerinin kaba bir sınıflandırılmasına yer verilmiştir.



Şekil 2.6 : Rotor dengeleme yöntemleri [29].

2.3.1 Çevrimdışı dengeleme yöntemleri

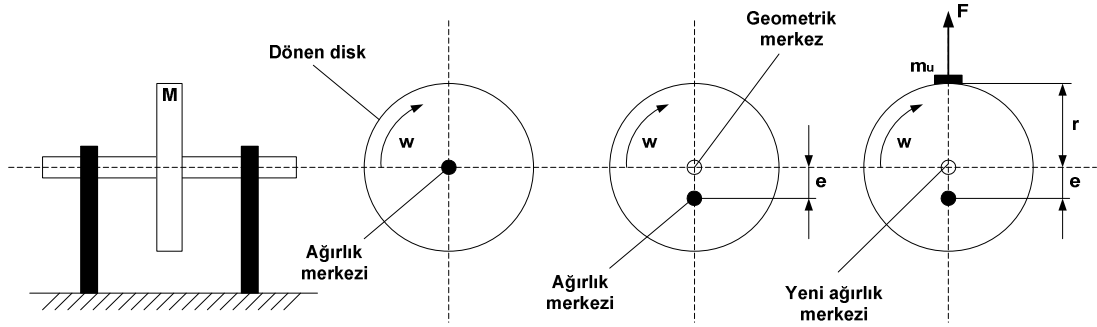
Çevrimdışı dengeleme yöntemler, makinanın durulup ardından trial ölçümlerin yapıldığı, dengesizliğin belirlenip bu dengesizliği giderici önlemlerin alındığı ve bunun ardından makinanın tekrar çalıştırılması süreçlerini kapsayan yöntemlerdir.

2.3.1.1 Rijit rotorlar

Rotorun dönme hızlarının düşük, rotorun kritik hızlarının yeterince altında olduğu durumlarda rijit rotor varsayımı yapılabilir, temel olarak 5000 devir/dakika'nın altında çalışan rotorların rijit olduğu kabul edilebilir ve uygulamalarda da yaygın olarak kullanılır. Rijit rotor, çalışması sırasında elastik deformasyona uğramayan rijit bir mil olarak modellenir. Teorik olarak rijit bir rotordaki herhangi bir dengesizlik dağılımı iki farklı düzlemde dengelenebilir.

Rijit rotorlarda dengesizlik, statik ve dinamik dengesizlik olmak üzere 2 ana başlıkta toplanabilir. Statik dengesizlikte, dengede bulunan ve kütlesi M olan bir disk,

denge hâle getirebilmek için bir m kütlesi, rotor ekseninden r mesafe uzaklıkta bir yere Şekil 2.7’deki gibi yerleştirilmiştir:



Şekil 2.7 : Statik dengesizlik.

Bu durumda kütle merkezi yer değiştirecek olup artık rotorun dönme merkezinde olmayacaktır. Rotora eklenen m_u kütlesi sonucunda kütle merkezinin yer değiştirmesine statik dengesizlik denir. Bu tek düzlemde oluşan bir dengesizliktir. ω açısal hızı ile dönen diskin oluşturduğu merkezkaç kuvveti aşağıdaki gibidir:

$$\vec{F}_{m_u} = m_u \vec{r} \omega^2 \quad (2.34)$$

Oluşan bu merkezkaç kuvveti ile e mesafe kadar uzakta oluşan yeni kütle merkezine bağlı merkezkaç kuvveti birbirine eşdeğerdir. Bu kuvvet şu şekilde ifade edilir:

$$\vec{F} = M \vec{e} \omega^2 \quad (2.35)$$

Sistemi denge konumuna getirebilmek için sistem üzerine etkiyen kuvvetler aşağıdaki denklemde verildiği gibi sıfırlanır:

$$M \vec{e} \omega^2 - m_u \vec{r} \omega^2 = 0 \quad (2.36)$$

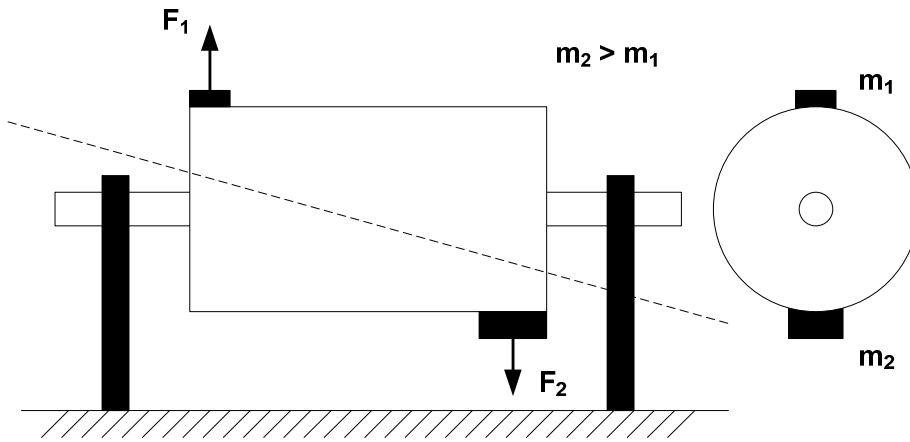
Buradan, kütle merkezinin yeni pozisyonundan dolayı oluşan kuvvet ile merkezkaç kuvvetinin eşitlenmesi sonucu eksantrisite şu şekilde ifade edilir:

$$\vec{e} = \frac{m_u \vec{r}}{M} \quad (2.37)$$

(2.37) ile (2.16)’da elde edilen genlik denklemlerinde elde edilen genlik değerlerinin birbirinin aynısı olduğu görülmektedir. Özetle, rotoru tek düzlemde dengeleme,

dengelessiz yükün tam karşıısına aynı mesafede dengelessiz yk kadar kütle ilave edildiğinde, oluşturdukları merkezkaç kuvvetlerinin birbirini dengelemesi sonucu, sistemin kütle merkezinin dönme eksenine oturtulmasıdır [50, 51]. Dengeleme kütlesi farklı mesafeye konacak ise kütle miktarı aynı merkezkaç kuvvetini oluşturacak şekilde ayarlanabilir. Ayrıca, farklı konumlara birden fazla dengeleme kütlesi yerleştirilecekse, oluşacak dengeleme kuvveti vektörel büyüklük olarak ele alınmalı ve mevcut dengelessiz yükü yok edecek şekilde bu vektörün yönü ve büyüklüğü ayarlanmalıdır.

Dinamik dengelessizlikte ise aynı düzlem içerisinde oluşan dengelessizlik ve dengelessizliğın giderilmesinden farklı olarak  boyut göz önüne alınır. Burada dönme sırasında oluşacak atalet kuvvetleri mil üzerinde bir moment oluşturacak ve dönme ekseninin değışmesine sebep olacaktır. şekil 2.8’de dinamik dengelessizlik görülmektedir:



şekil 2.8 : Dinamik dengelessizlik.

İki düzlemde farklı büyüklüklerde dengelessiz yükler sabitlenmiştir. Dinamik dengelessizliğın giderilmesi bu dengeleme kütlelerinin her iki düzlemde de doğru pozisyonlarda ve miktarlarda yerleştirilmesi ile mümkündür [52].

2.3.1.2 Elastik rotorlar

Elastik rotor dengelenmesi, rijit rotor varsayımının geçerli olmadığı; rotor hızının en düşük rotor kritik hızına yakın veya üzerinde olduğu, rotorun elastik titreşimlerinin de önem kazandığı durumlar için geliştirilmiştir. Rijit rotor dengeleme yöntemlerinin elastik rotorların dengelenmesinde kullanılması mümkün değildir. Bu nedenle elastik rotorların çevrimdışı dengelenmesi için modal dengeleme ve tesir katsayısı yöntemleri geliştirilmiştir

Modal dengeleme yöntemlerinin en belirleyici özelliği rotor tepkisinin modal tabiatını kullanıyor olmalarıdır. Bu yöntemde her bir mod daha önce dengelenmiş daha düşük modları etkilemeyecek şekilde özel olarak seçilmiş bir dizi kütle ile dengelenir. İki önemli kabul söz konusudur: (i) dönel sistemin sönümlemesi ihmal edilebilecek kadar küçüktür ve (ii) mod şekilleri düzlemsel ve ortogonaldır. Modal dengelemenin pek çok uygulamasında düzeltme kütlelerinin seçilmesi için analitik yöntemler kullanılmaktadır. Bu nedenle, dönel sistemin yüksek doğrulukta dinamik bir modeline ihtiyaç duyulur. Genellikle modal dengeleme yöntemini otomatik dengeleme algoritmalarına genişletmek zordur.

Modal dengeleme yönteminin aksine tesir katsayısı yöntemi deneysel bir yöntemdir. Tesir katsayısı yönteminde kullanılan temel prensip aşağıdaki gibidir [29]:

$$v_w = Cw \quad (2.38)$$

Burada, v_w rotorun dengesizlik cevabının genliğini ve fazını ifade eden karmaşık bir sayı, w düzlemlerdeki dengesizlikleri gösteren bir sütun vektör, C ise elemanları dengesizlik ve rotor cevabına ilişkin tesir katsayılarını veren bir matristir. Tesir katsayısı sensör/eyleyici konumunun ve dönüş hızının bir fonksiyonudur. (2.38) numaralı eşitliğe ilişkin kabuller, (i) rotor cevabının dengesizlikle orantılı olduğu ve (ii) bir dizi dengesizliğin etkisinin her bir dengesizliğin ayrı ayrı etkileri birbirine eklenerek elde edilebileceğidir. Bu iki kabul genellikle dengesizlikler ve dolayısıyla dengesizlik kaynaklı titreşimler, çok büyük olmadığında, sistemin lineer davrandığı durumlar için yapılır. Hem sistemin dengesizliği, hem de kontrol edilen dengesizlik göz önünde bulundurulduğunda toplam titreşim aşağıdaki şekilde ifade edilebilir [29]:

$$v = v_0 + Cw \quad (2.39)$$

Burada, v_0 sensör konumundaki bilinmeyen dengesizlik nedeniyle oluşan titreşim, C tesir katsayısı matrisi ve w düzeltme kütle vektörüdür. Eğer C bir kare matris ise bu düzeltme kütle düzlemlerinin sensör düzlemlerine eşit olduğu anlamına gelir. Bu durumda $w = -C^{-1}v_0$ ifadesi geçerlidir. Eğer C kare matris değilse en küçük kareler yöntemiyle elde edilen çözüm w' 'yi bulmak için kullanılabilir [29]:

$$w = -(C^T C)^{-1} C^T v_0 \quad (2.40)$$

Denklem (2.40)'da T üst indisi eşlenik transpoz operatörüdür. Bu durumda ağırlıklı en küçük kareler yöntemi gibi çok çeşitli en küçük kareler tahmin yöntemleri kullanılabilir.

Pilkey ve Bailey gibi bazı araştırmacılar en küçük kareler tahmin yöntemini düzeltme kütlelerinin muhtemel aralığını kontrol etmek amacıyla kısıt optimizasyonu yöntemine genişletmişlerdir. Bu yöntemin detaylı bir incelemesi Darlow tarafından yapılmıştır [5]. Tesir katsayısı yöntemi tamamıyla deneysel bir prosedür olup kolaylıkla otomatik hale getirilebilir. Bu nedenle bu yöntem otomatik dengeleme uygulamalarında kullanılacak şekilde genişletilmiştir. Bu yöntemin bir dezavantajı ise çok sayıda deneme amaçlı çalıştırmaya ihtiyaç duyulması ve çalışma hızının değişmesi durumunda tüm deneylerin en baştan tekrar yapılmasının gerekmesidir.. Aktif bir otomatik dengeleyicinin kullanılması durumunda bu dezavantajlar ortadan kalkacaktır.

Birleşik dengeleme yöntemi ise modal ve tesir katsayısı yöntemlerini bir araya getirerek daha az sayıda deneme çalıştırması ile daha iyi sonuçlar elde etmeyi amaçlamaktadır.

2.3.2 Çevrimiçi dengeleme yöntemleri

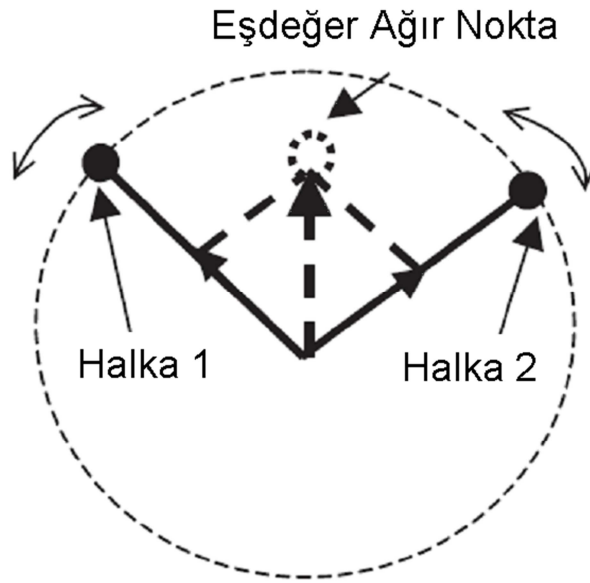
Çevrimiçi dengeleme yöntemleri, makina çalışırken otomatik olarak dengeleme yapılmasını sağlayan yöntemleri kapsamaktadır. Çevrimiçi dengeleme yöntemleri, kullanılan dengeleme araçlarının tipine göre aktif dengeleme yöntemleri ve pasif dengeleme yöntemleri şeklinde sınıflandırılabilir.

2.3.2.1 Aktif dengeleme

Aktif dengeleme, rotora yanal kontrol kuvvetler uygulayan ve kütle dağılımını yeniden ayarlayan eyleyicilerin kullanıldığı bir dengeleme türüdür. Rotora yanal kontrol kuvvetler uygulanması yöntemi, tüm titreşim tipleri için uygundur; ancak sisteme etki eden merkezkaç kuvvetinin yüksek hızlarda artmasına karşın, eyleyicinin dengelemek üzere sağladığı kuvvet sınırlıdır.

Aktif kütle dağıtımlı dengeleyicilerin çalışma prensibi düzeltme kütlelerinin dönen sisteme sabitlenmiş birbirine dik iki eksen üzerindeki hareketine dayanmaktadır.

Kütleler iki küçük servomotor tarafından sürülmektedir. Servomotorlara güç kayar bilezikler vasıtasıyla sağlanmaktadır. Dolayısıyla, dengeleme işlemi rotorun çalışması esnasında gerçekleştirilebilir. Aktif dengeleme sisteminin tek girdisi destek yataklarındaki dengesizlik kaynaklı titreşimin ölçülen değeridir. Tesir katsayısının çevrimiçi hesabını ve elastik rotor dengeleme yöntemini bir araya getiren adaptif bir kontrol düzeni aktif bir kütle dağıtım eyleyicisi kullanılarak başarıyla uygulanmıştır. Bahsi geçen dengeleyici Şekil 2.9'da görülmektedir.



Şekil 2.9 : Rotor dengeleme yöntemleri [29].

İki halkadan oluşan dengeleyici şaftın üzerine monte edilmiştir. Dengelenmemiş olan bu halkalar iki ağır nokta olarak düşünülebilir. Dengeleyici aktif değilken iki halka kalıcı bir manyetik kuvvetle yerlerinde tutulmaktadır. İki ağır nokta şaft ile birlikte dönebildiği gibi şafta göre dönecek şekilde kontrol de edilebilir. Bu iki ağır noktanın birleşimi, büyüklüğü ve konumu değişebilen tek bir ağır noktaya eşdeğerdir. Dyer ve diğ. tarafından kullanılan kontrol algoritması çevrimdışı tesir katsayısı yönteminin bir uzantısıdır [23]. Algoritmanın girdisi titreşim ölçümüdür. Dengeleyicinin sebep olduğu dengesizliğin bilindiği kabul edilmektedir. Eşitlik (2.40)'ta, tesir katsayısı matrisi deneysel çalışmalar sonucunda elde edilmektedir. İdeal durumda, hesaplanan tesir katsayıları kusursuz ve titreşim ölçümü doğru ise bu kontrol kuralında tek bir harekete ihtiyaç duyulmaktadır. Ancak uygulamada dengesizlik kaynaklı titreşimi minimize etmek için çok sayıda kontrol iterasyonuna gereksinim duyulur. k . iterasyon için toplam titreşim aşağıdaki gibi ifade edilebilir [29]:

$$v_k = v_0 + Cw_k \quad (2.41)$$

Amaç toplam titreşim, v_k 'yı azaltmaktır. Bu nedenle $(k+1)$. iterasyon için kontrol eylemi aşağıdaki gibidir:

$$w_{k+1} = -(C^T C)^{-1} C^T v_0 \quad (2.42)$$

Ancak, sistemin dengesizliğinin neden olduğu titreşim bilinmemektedir. v_0 sensör konumundaki bilinmeyen dengesizlik nedeniyle oluşan titreşim olmak üzere v_0 'ı $v_0 = v_k - Cw_k$ şeklinde hesaplamak için eşitlik (2.41) kullanılmalıdır. Bu tahmin eşitlik (2.42)'de yerine koyulursa aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$w_{k+1} = w_k - (C^T C)^{-1} C^T v_k \quad (2.43)$$

Tesir katsayısı matrisi C her kontrol iterasyonunda eşitlik (2.44) ile çevrimiçi olarak hesaplanır:

$$c_{ij,k+1} = \frac{v_{i,k+1} - v_{i,k}}{w_{j,k+1} - w_{j,k}} \quad (2.44)$$

Burada $v_{i,k}$ k. iterasyonun i. düzlemindeki titreşim ölçümü, $w_{j,k}$ k. iterasyonun j. düzlemindeki dengeleyici konumu ve $c_{ij,k+1}$ j. düzlemde i. düzleme olan tesir katsayısının $(k+1)$. iterasyonda hesaplanan değeridir. Bu kontrol kuralı yalnızca sabit dönüş hızı için geçerlidir, çünkü tesir katsayıları dönüş hızına bağlı olarak değişmektedir.

Tek bir çalışma hızında dengeleme uygulamada yaygın olsa da hızın değişim gösterdiği durumlarda dengeleme de sıkça gerekli olmaktadır. Örneğin, yüksek hızlı talaşlı imalatı takım, şaft hızı kararlı rejime ulaştığında kesmeye başlar. Eğer böyle bir makinede aktif dengeleme kullanılırsa kesme çevrim süresinin artmasını önlemek adına dengelemenin ivmelenme süreci dâhilinde tamamlanması gerekir. Ayrıca, bir rotorun maksimum titreşimleri genellikle rotor kritik hızlarından geçerken meydana gelir. Bu zararlı titreşimlerin önüne geçmek için ivmelenme sırasında dengeleme gereklidir.

Sisteme etki eden merkezkaç kuvvetinin yüksek hızlarda artmasına karşın, eyleyicinin dengelemek üzere sağladığı kuvvet sınırlıdır. Kütle dağılımını yeniden ayarlayan eyleyiciler, büyük karşı kuvvetler yaratabilir; ancak, eyleyici hızları

düşüktür ve tüm titreşim tipleri için uygun değildir. Bu nedenle daha kapsamlı bir rotor modeline ve daha karmaşık bir aktif kontrol yaklaşımına ihtiyaç duyulur. Buradan bir adaptif kontrol sistemi geliştirmek mümkündür. Elde edilen aktif dengeleme kuralı son derece basittir: eşitlik (2.44)'deki gibi hesaplanmış tesir katsayısını kullanmak yerine eşitlik (2.43)'te sabit bir tesir katsayısı kullanılabilir. Bir rijit rotor sisteminin titreşiminde iki titreşim modu mevcuttur. Genellikle dengeleyicinin farklı titreşim modlarını ortadan kaldırabilmesi için gerekli optimal konumlar birbirinden farklıdır. Bu iki modu dengelemek için dengeleyiciyi birinci moddan ikinci moda geçirecek bir anahtarlama fonksiyonuna ihtiyaç vardır. Optimal anahtarlama süresi ve anahtarlama fonksiyonu, optimizasyon problemi ivmelenme sırasında dengesizlik kaynaklı rotor titreşiminin analitik çözümüne göre çözülerek elde edilebilir. Anahtarlama fonksiyonunun basit bir basamak fonksiyonu olduğu belirlenmiştir.

Aktif dengeleme yöntemleri dengesizlik kaynaklı titreşimleri, titreşimin temel nedeni olan sistem dengesizliğini ortadan kaldırmak suretiyle yok etmektedir.

2.3.2.2 Pasif dengeleme

Hidrolik dengeleyiciye ait temel karakteristikleri incelemek amacıyla, literatürdeki çalışmalara benzer olarak, Şekil 2.10'da verilen basit bir model ele alınacaktır [40]. Burada U , m_u dengesiz kütle sine ait uzaklığı, S geometrik merkezi göstermektedir. Sistemin dönme hızı doğal frekansın üstünde ise kararlı rejim halinde kendi kendine hizalama prensibi gereğince, tüm sistem O etrafında hareket eder ve dengeleyici içerisindeki sıvı karşı yük olarak C kütle merkezine otomatik olarak pozisyonlanır. Kararlı rejim halinde sistem üzerinde bulunan tüm kuvvetler aşağıda verilen denge durumunu sağlamalıdır [40]:

$$F_u + F_s = F_t + F_h \quad (2.45)$$

F_u , F_t ve F_h sırasıyla dengesizlik, destekleyiciye ve sıvıya etkiyen merkezkaç kuvvetleri olmak üzere, F_s destekleyici milin geri getirme kuvvetidir. Yukarıda verilen kuvvetler daha detaylı olarak aşağıda verildiği gibidir:

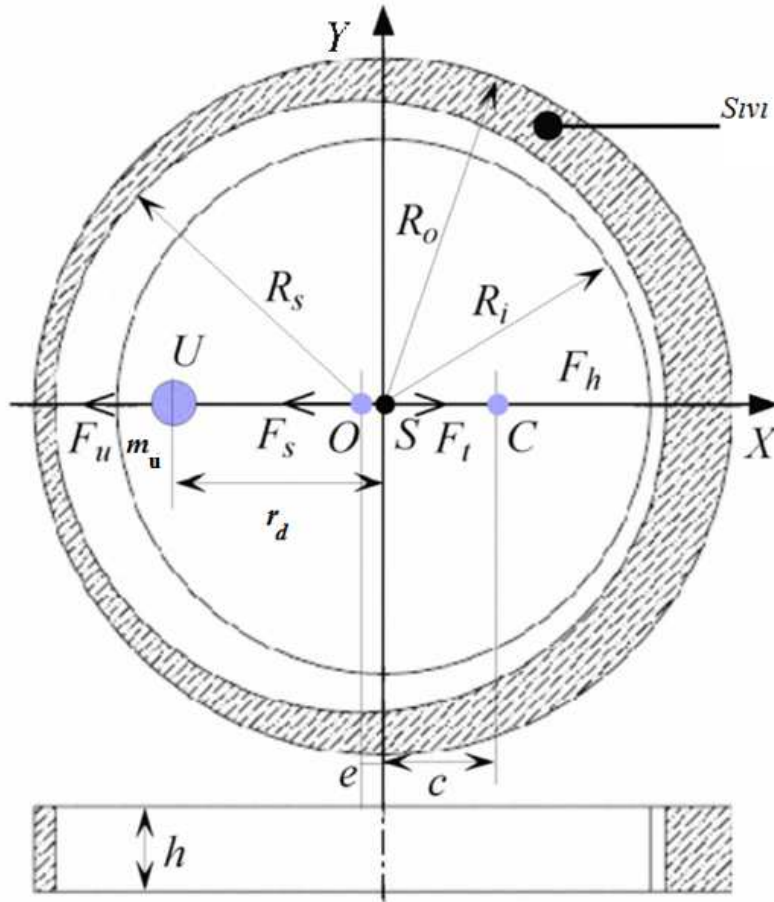
$$F_u = m_u (r_d - e) \omega^2 \quad (2.46)$$

$$F_t = Me\omega^2 \quad (2.47)$$

$$F_h = m_h (e + c) \omega^2 \quad (2.48)$$

$$F_s = ke \quad (2.49)$$

Burada r_d ve m_d , sırasıyla atalet yarıçapı ve dengesiz kütle; e tüm sisteme ait eksen kaçıklığı, ω kararlı rejimdeki dönüş hızı; M destekleyici yapının kütlesi, k destekleyici mile ait katılık, c ise sıvının kütle merkezi C ile geometrik merkez S arasındaki mesafedir.

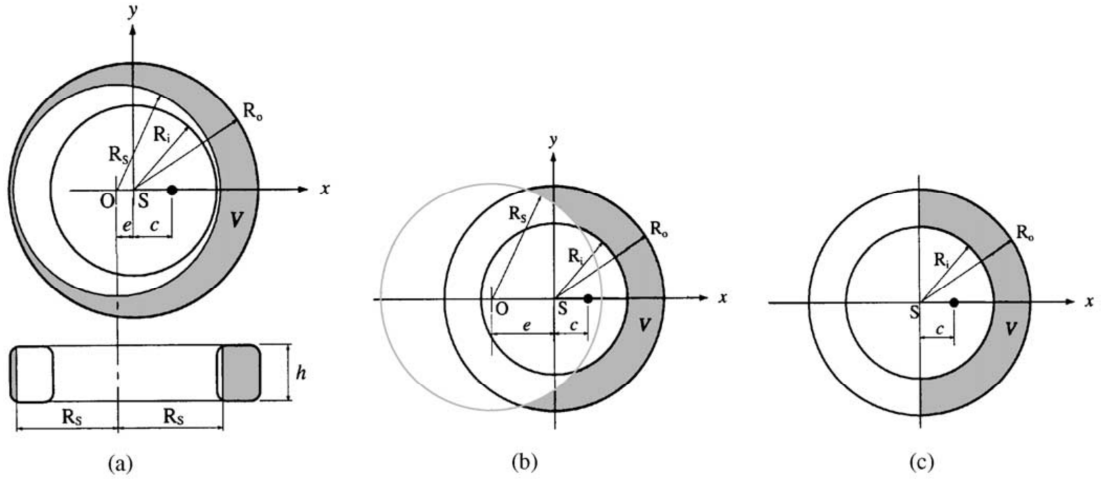


Şekil 2.10 : Sisteme etki eden kuvvetler [40].

Sıvının kütle merkezinin dönen sistemin geometrik merkezine olan uzaklığı c şu şekilde ifade edilebilir:

$$c = \frac{\int x dV}{\int dV} \quad (2.50)$$

Eksantrisitenin küçük olduğu durumda, Şekil 2.11a'da dengeleyici içerisindeki akışkanın kararlı rejimdeki durumu gösterilmektedir. Akışkana etkiyen merkezkaç kuvveti öyle büyüktür ki; akışkanın iç yüzeyinin dikey olarak neredeyse düz olduğu kabul edilebilir. Ayrıca hidrolik dengeleyicinin kesitinin dikdörtgen biçiminde olduğu ve halkanın orifis etkisinin kararlı rejimde ihmal edilebileceği kabul edilmektedir.



Şekil 2.11 : Dengeleyici akışkanın kütle merkezi: (a) $e < \bar{e}$, (b) $e > \bar{e}$, (c) $e \geq \bar{e}$ [37].

Halka içerisinde bulunan akışkanın hacmi, halkanın hacmine belli bir hacimsel oran q ile bağlıdır. Bu durumda akışkana ait toplam hacim şu şekilde hesaplanabilir:

$$V = q\pi(R_o^2 - R_i^2)h = \pi(R_o^2 - R_s^2)h \quad (2.51)$$

Yukarıdaki eşitlikte R_i ve R_o , sırasıyla dengeleyiciye ait iç ve dış yarıçaplardır. R_s ise dönme merkezi üzerinde oluşan, dengeleyici içerisinde yer alan akışkana ait iç yüzey yarıçap değeridir. (2.51) denklemi kullanılarak aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$R_s = \sqrt{(1-q)R_o^2 + qR_i^2} \quad (2.52)$$

Şekil 2.11a'ya ait durum için, (2.49) denkleminde (2.51) ve (2.52) denklemleri yerine konularak aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\int x dV = 2h \left(\int_{-R_o}^{R_o} x \sqrt{R_o^2 - x^2} dx - \int_{-R_s-e}^{R_s-e} x \sqrt{R_s^2 - (x+e)^2} dx \right) = \pi R_s^2 e h \quad (2.53)$$

Buradan, sıvının kütle merkezine ait c mesafesi aşağıdaki hali alır:

$$c = \frac{R_s^2 e}{R_o^2 - R_s^2} \equiv s e \quad (2.54)$$

(2.54) eşitliği $e \leq \bar{e} = R_s - R_i$ ve $R_o - R_s$ hali için geçerli olan durumdur. Dolayısıyla, eksantrisitenin küçük olduğu durumlarda akışkanın kütle merkezinin, eksen kaçıklığı ile doğru orantılı olduğu ve s katsayısının dengeleyicinin iç ve dış yarıçapları ile akışkanın hacimsel oranına bağlı olduğu eşitlik (2.54)'ten anlaşılabilmektedir. (2.52) eşitliği (2.54)'te yerine koyulacak olursa c mesafesi için elde edilecek eşitlik aşağıdaki gibidir:

$$c = \frac{R_o^2 e}{q(R_o^2 - R_i^2)} - e, \quad e \leq \bar{e} \quad (2.55)$$

Denklem (2.48)'te, (2.55)'te elde edilen eşitlik yerine konulursa; hidrolik dengeleyiciden kaynaklanan merkezkaç kuvveti aşağıdaki gibi elde edilir:

$$F_h = m_h \frac{R_o^2 e}{q(R_o^2 - R_i^2)} \omega^2 \quad (2.56)$$

Hidrolik dengeleyiciye ait kütle, m_h şu şekilde hesaplanabilir:

$$m_h = q \rho h \pi (R_o^2 - R_i^2) \quad (2.57)$$

Yukarıdaki eşitlikte yer alan ρ sıvıya ait yoğunluk, h ise hidrolik dengeleyicinin derinliğidir. Elde edilen bu eşitlik de dikkate alınarak Denklem (2.56) şu şekilde ifade edilir:

$$F_h = \rho h \pi R_o^2 e \omega^2, \quad (e \leq \bar{e}) \quad (2.58)$$

Görüldüğü üzere, eksantrisite $e \leq \bar{e}$ için, hidrolik dengeleyicinin yarattığı merkezkaç kuvveti F_h , dengeleyicinin iç yarıçapı R_i 'ye bağlı olmaksızın sadece dengeleyici yarıçapı R_o ile hesaplanır.

Buradan eksantrisite için Denklem (2.43), (2.44), (2.46) ve (2.55) tüm kuvvetler dikkate alınarak elde edilen denge durumuna ait (2.42) denkleminde, $r = r_d - e$ bağıntısı da kullanılarak yerine konulursa aşağıdaki gösterilen hali alır:

$$m_u r \omega^2 + ke = Me \omega^2 + \rho h \pi R_o^2 e \omega^2 \quad (2.59)$$

Denklem (2.59) kullanılarak içerisinde hidrolik dengeleyici olan bir sisteme ait eksantrisite değeri aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$e = \frac{m_u r \omega^2}{(M + \rho h \pi R_o^2) \omega^2 - k} \quad (2.60)$$

Aynı şekilde, içerisinde hidrolik dengeleyici olmayan orijinal sisteme ait eksantrisite değeri, Denklem (2.59)'da verilen hidrolik dengeleyicinin yarattığı merkezkaç kuvvetine ait ifade denklemin sağ tarafından çıkartıldığı takdirde aşağıdaki gibi elde edilir:

$$e_o = \frac{m_u r \omega^2}{M \omega^2 - k} \quad (2.61)$$

Sistemde, hidrolik dengeleyicinin bulunmadığı ve bulunduğu durumlardaki eksantrisite değeri oranlanarak aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\delta = \frac{e_o}{e} = \frac{(M + \rho h \pi R_o^2) \omega^2 - k}{M \omega^2 - k} \quad (2.62)$$

Yukarıdaki ifade ile elde edilen δ , hidrolik dengeleyiciye ait bir iyileştirme oranıdır. İyileştirme oranı δ 'nın artması, daha iyi bir titreşim sönümünün gerçekleştiğini gösterir. Denklem (2.62)'de $\omega_n = \sqrt{k / M}$ ifadesi yerine konularak aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\delta = \frac{\left(1 + \frac{\rho h \pi R_o^2}{M}\right) \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 - 1}{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 - 1} \quad (2.63)$$

Kararlı rejim halinde, yukarıdaki denklem $\omega \gg \omega_n$ olduğu düşünülerek, denklem aşağıdaki gibi basitleştirilebilir:

$$\delta = 1 + \frac{\rho h \pi R_o^2}{M} \quad (2.64)$$

Görülmektedir ki; iyileştirme oranı dengeleme halkası içerisinde yer alan sıvının yoğunluk ρ , derinlik h ve dış çap R_o değerlerinin artırılması ile iyileştirilebilir. Denklem (2.62) düşünüldüğünde, sistemin tam dengesi iyileştirme oranının sonsuz olması durumunda olması ile mümkündür ki; bu eksantrisite değerinin sıfır olması ile mümkündür, bunu da pratikte elde etmek mümkün değildir. Ayrıca, bu durum hidrolik dengeleyicinin bir kısıtıdır; çünkü hidrolik dengeleyici eksen kaçıklığının mevcut olması halinde çalışmaktadır. İşte bu aşamada, katmanlı hidrolik dengeleyici düşüncesine varılır. Öncelikle sistem üzerinde hidrolik dengeleyici içerisindeki sıvının sebep olduğu merkezkaç kuvveti, denklem (2.55) dikkate alınarak aşağıdaki gibi elde edilir:

$$F_h = \rho h \pi (R_o^2 + R_1^2 + R_2^2 + \dots + R_N^2) e \omega^2 \quad (2.65)$$

Aynı şekilde hidrolik dengeleyiciye ait iyileştirme oranı, Denklem (2.64) dikkate alınarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\delta = 1 + \frac{\rho h \pi (R_o^2 + R_1^2 + R_2^2 + \dots + R_N^2)}{M} \quad (2.66)$$

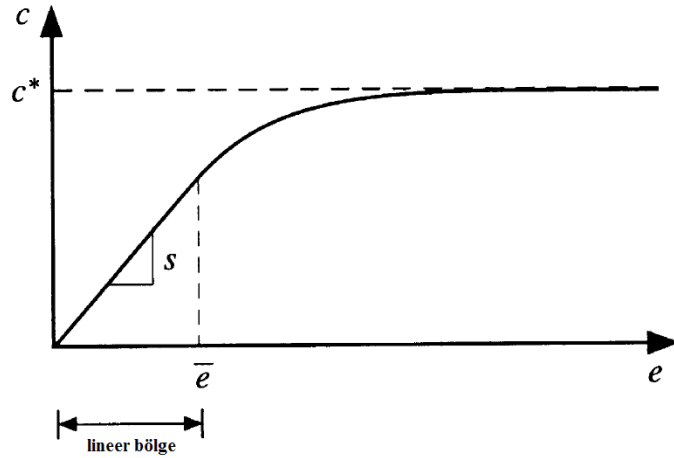
Eksantrisitenin büyük olduğu durum $e > \bar{e}$, Şekil 2.11b’de gösterilmektedir. Çamaşır makinaları genellikle $e \leq \bar{e}$ bölgesinde çalıştığından, hesaplamalarda kullanılacak limit durum Şekil 2.11c’de gösterildiği gibidir. Bu durumda dengeleyicideki akışkan bir tarafa toplanmakta ve rijit bir karşı kütle gibi davranmaktadır. Kütle merkezinin limit değeri c^* , basit bir integrasyon ile aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$c^* = \frac{2h \int_0^{q\pi} \int_{R_i}^{R_o} r^2 \cos \theta dr d\theta}{2h \int_0^{q\pi} \int_{R_i}^{R_o} r dr d\theta} = \frac{2}{3} \frac{R_o^2 + R_o R_i + R_i^2}{R_o + R_i} \frac{\sin(q\pi)}{q\pi} \quad (2.67)$$

Eksen kaçıklığı çok büyük olduğunda sıvıya ait kütle merkezi bir sabit haline dönüşür:

$$c = \begin{cases} se, e < \bar{e}, \\ c^*, e \rightarrow \infty \end{cases} \quad (2.68)$$

Eşitlik (2.68), kütle merkezi ile eksantrisite arasındaki ilişkiyi iki farklı durum için ifade etmektedir: küçük ve çok büyük eksen kaçıklıkları. Bu ikisinin arasında kalan durumlar için kütle merkezi ile eksantrisite arasında kesin bir ilişki elde etmek zordur. Dolayısıyla sayısal simülasyonlarda kullanılmak üzere eşitlik (2.68)'deki iki ifade iki koşul ile birleştirilmelidir: $e=\bar{e}$ 'de süreklilik, ve c 'nin $e \rightarrow \infty$ 'a giderkenki limit değeri c^* (Şekil 2.12).



Şekil 2.12 : Dengeleyiciye ait akışkanın eksantrisiteye bağlı kütle merkezi [37].

arctan fonksiyonu kullanılarak eşitlik (2.68) aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$c = \begin{cases} se, e < \bar{e}, \\ a_1 + a_2 \arctan \{a_3(e - \bar{e})\} \end{cases} \quad (2.69)$$

(2.69) eşitliğinin ikinci kısmındaki katsayılar, yukarıda bahsi geçen koşullar uygulanarak $a_1 = s\bar{e}$, $a_2 = 2/\pi(c^* - a_1)$ ve $a_3 = s/a_2$ şeklinde hesaplanabilir:

$$c = \begin{cases} se, e < \bar{e}, \\ s\bar{e} + \frac{2}{\pi}(c^* - s\bar{e}) \arctan\left(\frac{\pi(e - \bar{e})}{2(c^* - s\bar{e})}\right), e \geq \bar{e} \end{cases} \quad (2.70)$$

Yukarıda verilen eşitlik temel alınarak çok katmanlı hidrolik dengeleyici için bir matematik model türetilir. Kesin bir eksantrisite e değeri için sıvının kütle merkezinin geometrik merkeze uzaklığı olan c mesafesi hesaplanabilir ve tüm katmanlardan kaynaklanan merkezkaç kuvveti şu şekilde tanımlanabilir:

$$F_h = m_o(e + c_o)\omega^2 + \sum_{i=1}^N m_i(e + c_i)\omega^2 \quad (2.71)$$

Burada m_o en dışta yer alan katmana ait sıvının kütlesi ve c_o da bu katmana ait c mesafesidir. m_i ise iç tarafta yer alan i . katmana denk gelen sıvı kütlesi olup c_i de i . katmana ait c mesafesidir. Denklem (2.71) şu şekilde de ifade edilebilir:

$$F_h = \left(m_o + \sum_{i=1}^N m_i\right)e\omega^2 + \left(m_o c_o + \sum_{i=1}^N m_i c_i\right)\omega^2 \quad (2.72)$$

$m_h = \left(m_o + \sum_{i=1}^N m_i\right)$ ifadesi yerine konulduğunda Denklem (2.72) aşağıdaki hali alır:

$$F_h = m_h e\omega^2 + m_h \left(\frac{m_o}{m_h} c_o + \sum_{i=1}^N \frac{m_i}{m_h} c_i\right)\omega^2 \quad (2.73)$$

Aşağıda yer alan (2.74) ifadesi yardımıyla Denklem (2.73)'ün, m_h hidrolik dengeleyici içerisinde yer alan tüm sıvılara ait toplam kütle olmak üzere, (2.75)'te verilen nihai hali elde edilebilir:

$$\bar{c} = \frac{m_o}{m_h} c_o + \sum_{i=1}^N \frac{m_i}{m_h} c_i \quad (2.74)$$

$$F_h = m_h (e + \bar{c})\omega^2 \quad (2.75)$$

3. SIVI HALKALI Dengeleme Sistemleri ve Modelleme

3.1 Sıvı Halkalı Dengeleme Sistemleri

Dönel bir sistemin şaftına bağlı olarak hareket eden, içi belli bir hacimsel oranda sıvı ile doldurulmuş olan halkanın içerisindeki sıvının, merkezkaç kuvveti etkisiyle dengesizliğin aksi yönünde konumlanması prensibi ile çalışan sistemlerdir. Belli bir hacimsel orana sahip olan halka içerisindeki sıvı, genellikle hilal şeklini alır. Sistemin doğru çalışabilmesi için gerekli olan koşul; halkanın sahip olduğu hacim ile sıvının sahip olduğu hacim oranının, halkanın içerisinde yer alan sıvının konumlanabilmesi için birden küçük olması gerektiğidir. Sıvı ile dengeleme sistemleri, sistemin sahip olduğu doğal frekansın üzerindeki bir frekans değerinde etkindir. Bu durumda, sistemin sahip olduğu eksantrisiteye bağlı olarak doğal frekansın üzerindeki frekanslarda titreşim meydana gelir. Halka içerisinde yer alan sıvı, sistemin dönme merkezini referans alarak konumlanır. Bu durumda, dengesizliğin karşı tarafında konumlanan sıvının meydana getirdiği merkezkaç kuvveti, dengesizliğin sebep olduğu merkezkaç kuvvetini kompanse eder. Aksi halde, sıvı yüzeyinin dikey konumlanması ve hareketlenmesi söz konusu değildir. Bu sebeple, motor torkunun ayarlanması ve sönümleyicinin sönüm oranı bu olayı aşmak üzere kontrol edilir.

3.1.1 Çalışma prensibi

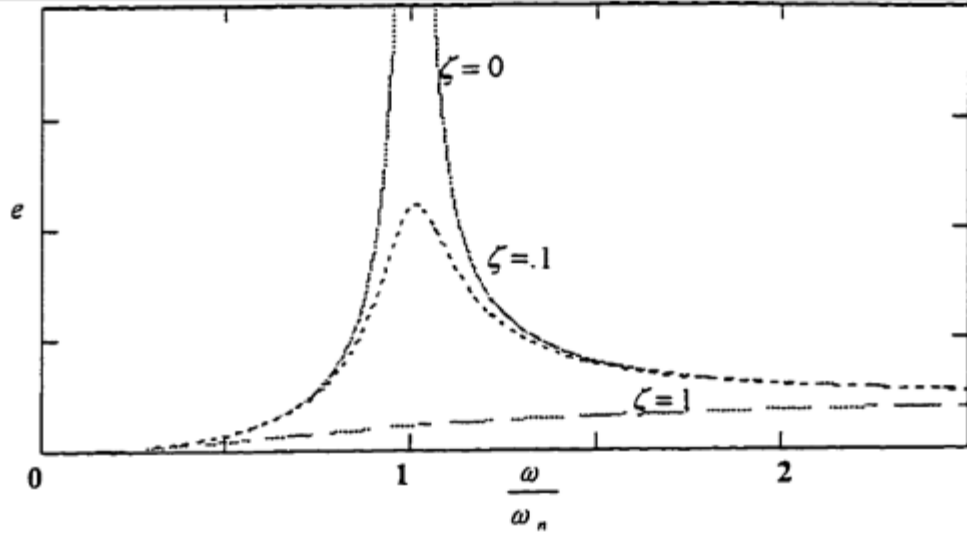
Hidrolik dengeleyiciler, içerisinde tuzlu su, yağ, civa veya su gibi çeşitli akışkanları içeren dinamik dengeleyicilerden biridir. Civa, sızıntı durumunda insan sağlığına zarar vermesine rağmen en etkin çalışan akışkandır. Bunun dışında yağ, içerisinde kullanılacağı sistemi kirlettiğinden ötürü tercih edilmediğinden, yoğunluğunun yüksek olması sebebiyle saf suya nazaran tuzlu su tercih edilmektedir. Hidrolik dengeleyici, dengesizlik durumunun olduğu makina elemanı ile beraber dönecek şekilde hareket eder ve hidrolik dengeleyicinin içerisindeki akışkan doğası gereği dengesizliğin karşı tarafına pozisyonlanıp tıpkı bir karşı yük gibi davranır. Akışkanın sahip olduğu bu özellik sebebiyle katı dengeleyicilere göre hidrolik dengeleyiciler

daha etkindir. Karşı yük olarak davranan akışkanın dağılımı ve miktarı dengeleyicinin yapısı ve dönme hızına göre hesaplanır.

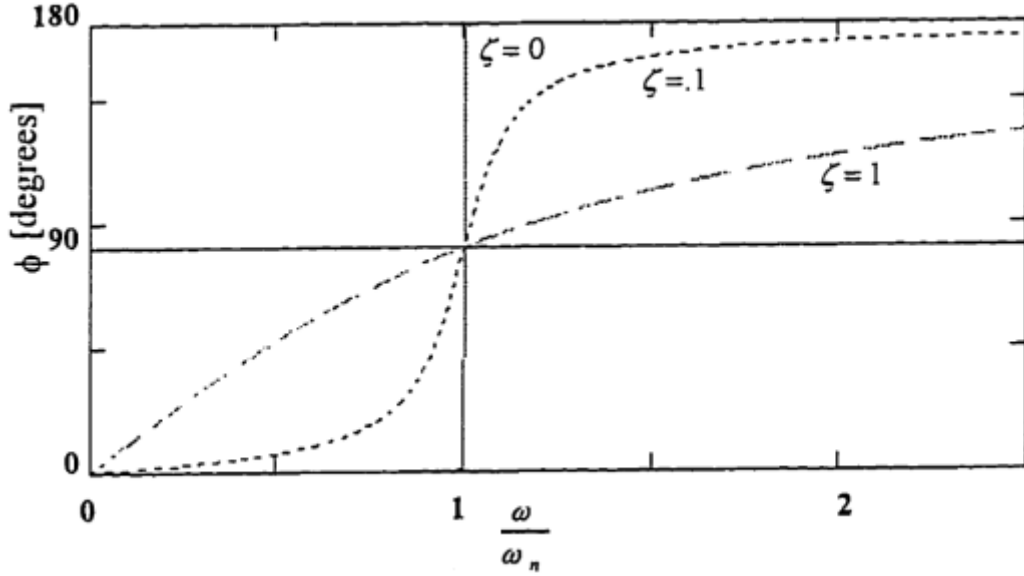
Dönme hareketi sırasında hidrolik dengeleyici dengesiz yük tarafından yaratılan merkezkaç kuvvetin azaltılmasında önemli rol oynar. Böylesi bir azalma, hidrolik dengeleyici içerisindeki sıvının, dengesiz yükün tam karşısına konumlanması ile mümkün olur [52].

Dönen bir sistemde, sistemin dönme merkezi ile kütle merkezinin uyuşmaması sonucu eksen kaçıklığı meydana gelir ve bu durum dengesizliğe sebep olur. Dengesizliğin var olduğu bir makinada dönme eylemi devam ettirildikçe titreşime sebep olan merkezkaç kuvveti üretilir. Steady-State durumda, sistemin sahip olduğu frekans, doğal frekanstan yüksekse, kütle merkezi dönme merkezi ile çakışma eğilimi gösterecektir. Bu esnada, merkezkaç kuvvetinin bir sonucu olarak, halka içerisinde yer alan akışkanın, dönme merkezinin dışına doğru hareket edip dengesiz kütlelerin karşı konumuna geçmesi ile eksantrisite düşürülmüş olacaktır [38].

Dönme frekansı doğal frekanstan düşük olduğu zaman dengesizlik kuvveti ile deplasman aynı fazda, dönme frekansı doğal frekanstan büyük olduğu zaman ise kuvvet ile deplasman ters fazdadır. Harmonik titreşimde deplasman ile ivme de ters fazda olduğu için dönme frekansı doğal frekansın üzerinde iken kuvvet ile ivme aynı fazda olacaktır. Sıvı halkaları ile dengeleme bu prensibe dayanır: sıvı ivmenin tersi yönüne hareket eder. Dolayısıyla, çalışma aralığımız doğal frekansın üstü durumlar için geçerlidir. Örneğin, hareket halindeki bir kamyonunda bulunan bir konteyner içindeki sıvı düşünüldüğünde, araç ileriye ivmelendiği zaman sıvı geriye doğru hareket eder. Bu durum, Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de gösterilmektedir.



Şekil 3.1 : Boyutsuz hıza karşılık eksantrisite [35].



Şekil 3.2 : Boyutsuz hıza karşılık eksantrisite ve dengesiz yük arasında oluşan faz açısı [35].

Yukarıdaki şekiller incelendiği zaman, sönüm oranı ζ ne olursa olsun $\omega/\omega_n=0$ için $\phi=0^\circ$, $\omega/\omega_n=1$ için $\phi=90^\circ$ ve $\omega/\omega_n=\infty$ için $\phi=180^\circ$ olduğu görülmektedir. Sönümsüz halde ($\zeta=0$) rezonans altında faz açısı $\phi=0^\circ$ 'dir ve kuvvet ile deplasman aynı doğrultuda olmaktadır. Sönümsüz halde rezonansın üstündeki değerlerde ise $\phi=180^\circ$ 'dir ve kuvvet ile deplasman zıt doğrultuda olmaktadır. Şekil 3.1'de eğrilerinin eğimine bakıldığında, küçük sönüm oranlarında faz açısının kritik hız civarında çok hızlı, diğer bölgelerde ise daha yavaş bir değişim gösterdiği görülmektedir.

Yukarıda anlatılan tüm prensipler, Şekil 2.4'te gösterilen isotropik direngenliğe sahip olan; başka bir deyişle, yatay ve dikey direngenliklerin aynı olduğu sistemler için geçerlidir, bu çalışmada dairesel yörünge dikkate alınmıştır. Faz açısının çeşitli β (ω/ω_n) değerlerinde, çeşitli ζ , sönüm oranlarına göre gösteren yukarıdaki şekillerle ilgili açıklamalarda faz açısının sadece kritik hız civarında ($\beta=1$) çok hızlı değiştiği belirtilmiştir. Eğer sistemde yatay ve dikey direngenlik parametreleri farklı ise faz açısında hızlı değişimler gözlenen kritik hız sayısı en az iki olacaktır. Bu durum, halka içerisinde dengeleme kütleleri kullanılması halinde, dengeleme kütlelerinin yerleşiminin kritik hızlar arasında hızla değişimi sebebiyle kararsızlık problemleri ortaya çıkarabilir ve dengeleme kütleleri halka içerisinde sürekli dönerek sisteme ilave bir titreşim kaynağı olabilir. Bu tip kararsızlık problemlerinin aşılması amacıyla, halka içerisinde yer alan sıvının viskozite değerleri değiştirilerek tasarıma dâhil edilmektedir.

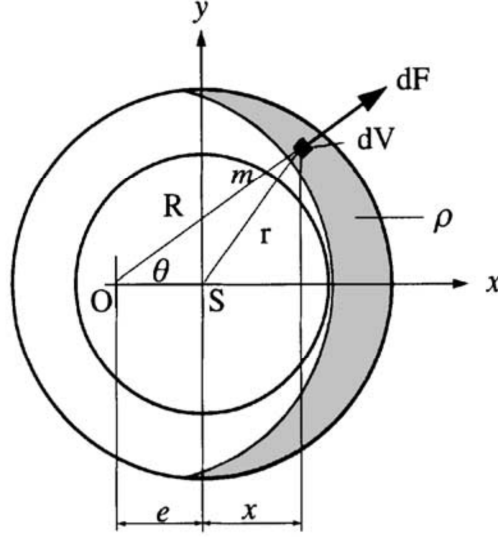
Kararlı rejim(steady-state) durumda, hidrolik dengeleyici dengesiz yükten kaynaklanan merkezkaç kuvvetini azaltmada oldukça etkin olsa da; geçici rejim(transient) halinde arttırabilir. Hidrolik dengeleyiciden kaynaklı sakıncalı durumlara önlem olarak, halka içerisine orifisler eklenebilir, engeller konabilir. Bu çalışmadaki analizler, hidrolik dengeleyicinin geçici rejimdeki karmaşıklıklardan ötürü kararlı rejim için sınırlandırılmıştır.

3.1.2 Dengeleme yükü hesabı

Hidrolik dengeleyiciye ait kesit resmi Şekil 3.3'te gösterilmektedir. Hidrolik dengeleyici içerisinde yer alan sıvının sonsuz küçük hacmi üzerine etkiyen merkezkaç kuvveti aşağıdaki gibi yazılır:

$$dF = \rho R \omega^2 dV \quad (3.1)$$

Burada ρ akışkanın yoğunluğunu, R dönme ekseninden olan uzaklığı ve ω dönüş hızını göstermektedir.



Şekil 3.3 : Hidrolik dengeleyiciye ait merkezkaç kuvveti [37].

Akışkanın yoğunluğunun homojen dağılımlı olduğunu ve dönüş hızının sabit tutulduğunu kabul ederek sıvının kütle merkezi üzerine etkiyen toplam merkezkaç kuvveti F aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$F = \int dF \cos \theta = \rho \omega^2 e \int dV + \rho \omega^2 \int x dV \quad (3.2)$$

Dönen sistemin geometrik merkezine, sıvının kütle merkezinin uzaklığı x yönünde c şeklinde ifade edilirse, c aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$c = \frac{\int x dV}{\int dV} \quad (3.3)$$

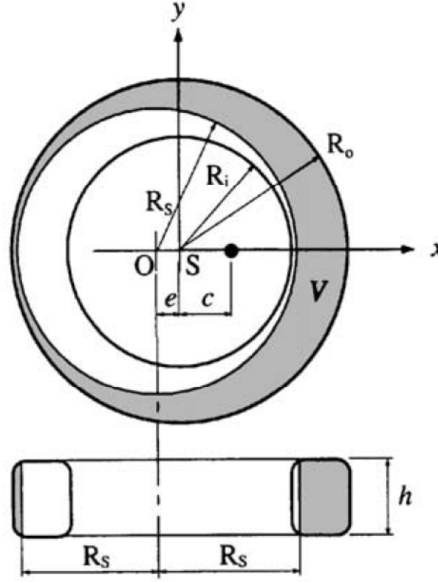
Bu durumda (3.2) denklemi aşağıdaki hali alır:

$$F = m \omega^2 (e + c) \quad (3.4)$$

Yukarıda yer alan m , akışkana ait toplam kütledir. (3.4) denklemi, merkezkaç kuvvetinin sadece dengesiz yükün e , eksantrisite değerine bağlı olmadığını; ayrıca sıvının kütle merkezine de bağlı olduğunu göstermektedir. Buradan anlaşılmaktadır ki; hidrolik dengeleyici içerisindeki akışkana ait kütle merkezinin de hesaplanması gerekmektedir.

Eksantrisitenin küçük olduğu durumda, Şekil 3.4'te dengeleyici içerisindeki akışkanın kararlı rejimdeki durumu gösterilmektedir. Akışkana etkiyen merkezkaç

kuvveti öyle büyüktür ki; akışkanın iç yüzeyinin dikey olarak neredeyse düz olduğu kabul edilebilir. Ayrıca hidrolik dengeleyicinin kesitinin dikdörtgen biçiminde olduğu ve halkanın orifis etkisinin kararlı rejimde ihmal edilebileceği kabul edilmektedir.



Şekil 3.4 : $e < \bar{e}$ durumunda dengeleyiciye ait akışkanın kütle merkezi [37].

Halka içerisinde bulunan akışkan, halkanın hacmine, belli bir hacimsel oran q ile bağlıdır. Bu durumda akışkana ait toplam hacim şu şekilde hesaplanabilir:

$$V = q\pi(R_o^2 - R_i^2)h = \pi(R_o^2 - R_s^2)h \quad (3.5)$$

Yukarıdaki eşitlikte R_i ve R_o , sırasıyla dengeleyiciye ait iç ve dış yarıçaplardır. R_s ise dönme merkezi üzerinde oluşan, dengeleyici içerisinde yer alan akışkana ait iç yüzey yarıçap değeridir. (3.5) denklemi kullanılarak aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$R_s = \sqrt{(1-q)R_o^2 + qR_i^2} \quad (3.6)$$

Şekil 3.4'e ait durum için, (3.3) denkleminde (3.5) ve (3.6) denklemleri yerine konularak aşağıdaki ifade elde edilir:

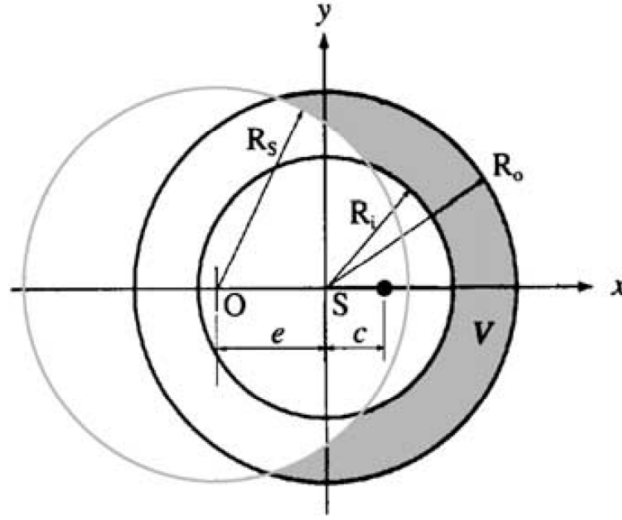
$$\int x dV = 2h \left(\int_{-R_o}^{R_o} x \sqrt{R_o^2 - x^2} dx - \int_{-R_s-e}^{R_s-e} x \sqrt{R_s^2 - (x+e)^2} dx \right) = \pi R_s^2 e h \quad (3.7)$$

Denklem (3.7) yardımıyla, sıvının kütle merkezine ait c mesafesi aşağıdaki hali alır:

$$c = \frac{R_s^2 e}{R_o^2 - R_s^2} \equiv se \quad (3.8)$$

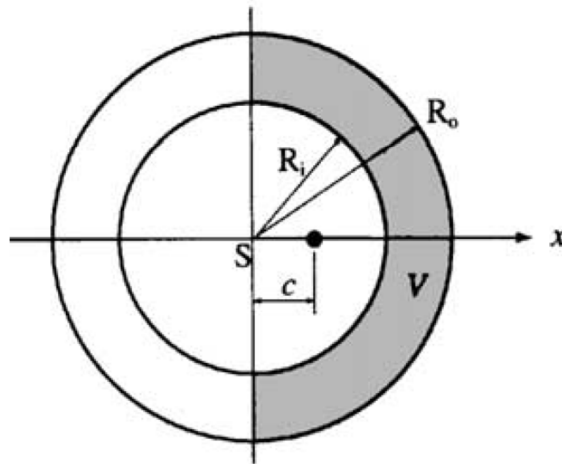
(3.8) eşitliği, $e \leq \bar{e} = R_s - R_i$ hali için geçerli olan bir durumdur. Dolayısıyla, eksantrisitenin küçük olduğu durumlarda akışkanın kütle merkezinin, eksen kaçıklığı ile doğru orantılı olduğu ve s katsayısının dengeleyicinin iç ve dış yarıçapları ile akışkanın hacimsel oranına bağlı olduğu sonucuna varılabilmektedir.

Eksantrisitenin büyük olduğu durum $e > \bar{e}$ ise Şekil 3.5'te gösterilmektedir.



Şekil 3.5 : $e > \bar{e}$ durumunda dengeleyiciye ait akışkanın kütle merkezi [37].

Çamaşır makinaları genellikle $e \leq \bar{e}$ bölgesinde çalıştığından, hesaplamalarda kullanılacak limit durum Şekil 3.6'da gösterildiği gibidir:



Şekil 3.6 : $e \leq \bar{e}$ durumunda dengeleyiciye ait akışkanın kütle merkezi [37].

Bu durumda, dengeleyici içerisindeki akışkan bir tarafa toplanmakta ve rijit bir karşı kütle gibi davranmaktadır. Kütle merkezinin limit değeri c^* , basit bir integrasyon ile aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$c^* = \frac{2h \int_0^{q\pi} \int_{R_i}^{R_o} r^2 \cos \theta dr d\theta}{2h \int_0^{q\pi} \int_{R_i}^{R_o} r dr d\theta} = \frac{2}{3} \frac{R_o^2 + R_o R_i + R_i^2}{R_o + R_i} \frac{\sin(q\pi)}{q\pi} \quad (3.9)$$

Eksen kaçıklığının çok büyük olduğu durumlarda, sıvıya ait kütle merkezi bir sabit haline dönüşür:

$$c = \begin{cases} se, e < \bar{e}, \\ c^*, e \rightarrow \infty \end{cases} \quad (3.10)$$

Eşitlik (3.10), arctan fonksiyonu kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$c = \begin{cases} se, e < \bar{e}, \\ a_1 + a_2 \arctan \{a_3(e - \bar{e})\} \end{cases} \quad (3.11)$$

(3.11) eşitliğinin ikinci kısmındaki katsayılar, yukarıda bahsi geçen koşullar uygulanarak $a_1 = s\bar{e}$, $a_2 = 2/\pi(c^* - a_1)$ ve $a_3 = s/a_2$ şeklinde hesaplanabilir:

$$c = \begin{cases} se, e < \bar{e}, \\ s\bar{e} + \frac{2}{\pi}(c^* - s\bar{e}) \arctan \left(\frac{\pi(e - \bar{e})}{2(c^* - s\bar{e})} \right), e \geq \bar{e} \end{cases} \quad (3.12)$$

3.1.3 Sisteme etkiyen faktörler

Sıvılı dengeleme sistemi için uygun tasarımı sunacak olan programa geçmeden önce yapılan literatür araştırmasında, sistem üzerinde etkin parametreler önceden tayin edilmiş ve modelleme bu doğrultuda yapılmıştır.

Sıvılı dengeleme sistemlerinde sıvının ağırlığının artması, sabit doluluk oranı olması halinde sistemde mevcut olan titreşimlere olumlu yönde etki eder. Ancak, bu durum sürekli değildir; belli bir noktadan sonra ağırlık artışının etkilerine bakıldığında, durduğu görülmektedir. Bu demektir ki; çok yüksek ağırlık artışları dengeleme yükünün artışı açısından çok etkili olmamaktadır.

Sıvılı dengeleme sistemlerinde sabit kütledeki sıvının doluluk oranının azalması dengeleme için olumlu etki yapmaktadır. Parçanın dış yarıçapı sabit tutulup iç yarıçapı arttırıldığında titreşimler azalmaktadır. Halkanın hem iç çapını arttırıp hem de sıvının kütlesini arttırmak gerekmektedir. Yapılan çalışmalarda önemli faktörlerden biri olan doluluk oranının $q=0.5$ olması halinde en iyi koşulları sağladığı gözlenmiştir.

Konu ile ilgili patentlere ve çalışmalara bakıldığında, iç yarıçapı arttırarak kütleyi düşürmek için tek katmanlı yapıdan çıkılmış çok katmanlı bir yapıya gidilmiştir. Katman yapısının sıvılı dengeleme sistemine önemli etkileri bulunmaktadır; kanal sayısı oluşan dengeleme kuvvetine doğrudan etki etmektedir. Katmanlı yapısı ile ilgili çalışmalar incelendiğinde, iç yarıçapın arttırılması halinde doluluk oranının düşük tutulabilmesi için kanal profilinin ince ve uzun bir yapıya sahip olması gerektiği görülmektedir. Katman sayısının arttırılması da belli bir noktadan sonra sisteme etki etmemektedir [45].

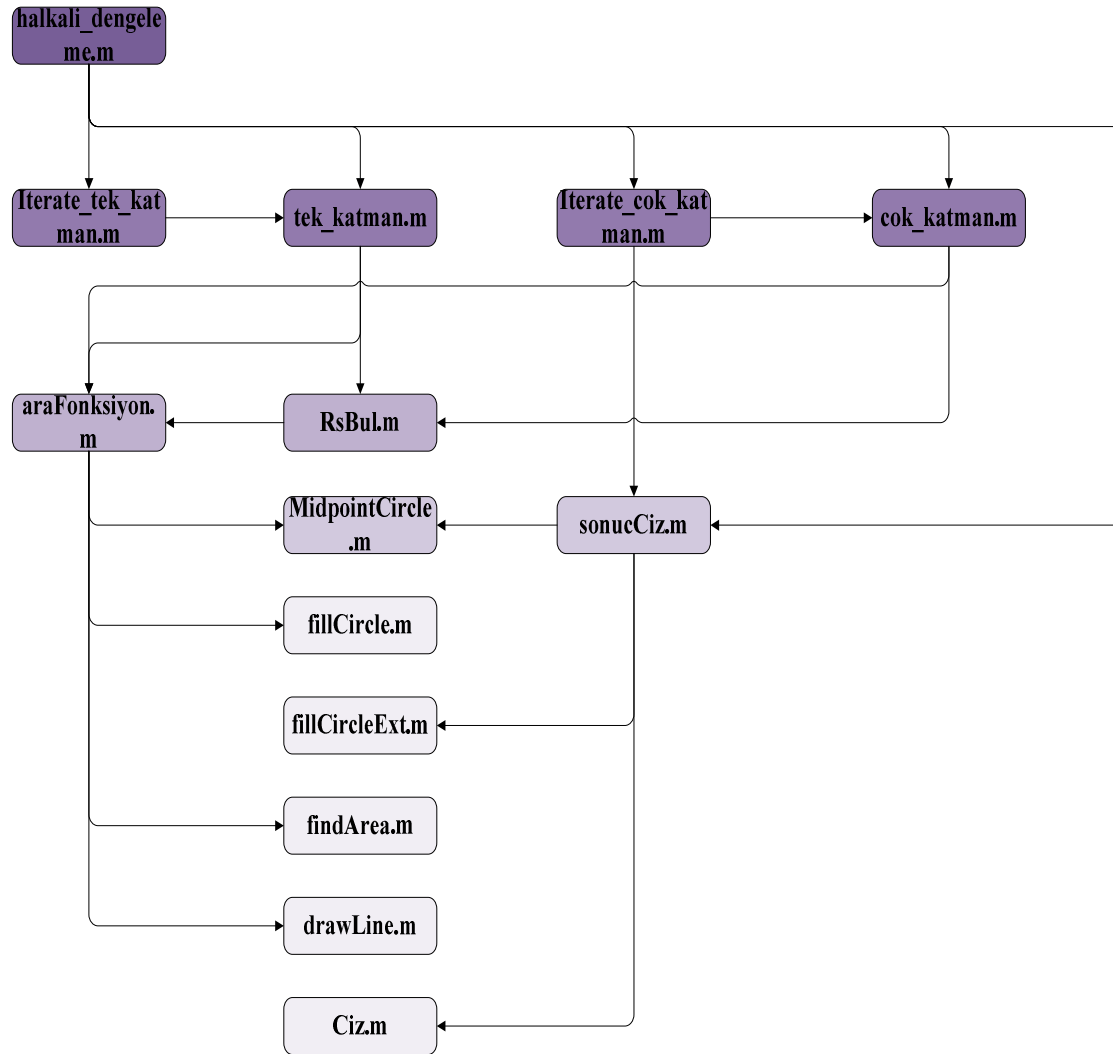
Sıvılı dengeleme sisteminde halka içinde bulunan sıvının yoğunluğu ve viskozitesi denge kuvvetine doğrudan etki etmektedir. Halkanın içindeki sıvının yoğunluğunun yüksek olması gerekmektedir. Yoğunluk kütleyi doğrudan etkilediğinden önemli bir faktördür. Sıvılı dengeleme sisteminde halka içerisindeki sıvının viskozitesinin düşük olması ise akışta kolaylığa sebebiyet verecek ve bu durum ses seviyesini arttıracaktır. Yapılan sıvı ile dengeleme sistemlerinde, halkanın içerisinde kullanılan sıvıların tuzlu su ve gliserinli su olduğu anlaşılmıştır. Makinanın çalışacağı sıcaklık göz önüne alınarak sıvının kaynama sıcaklığı da önem kazanmaktadır; çünkü çalışma ortamında bazı hallerde buharlaşma yaşanabilir. Bu halkanın verimli çalışmasını engelleyen bir durum yaratmaktadır.

Özetle, kütle artışları ivmeleri azaltmaktadır. Hidrolik dengeleyicinin kütlesi ve iç yarıçapı arttıkça, doluluk oranı ise azaldıkça ivmelerde ciddi bir azalma görülmektedir. Hidrolik dengeleyicinin kesiti dar, yüksekliği fazla olmalıdır. Hacimsel oranı arttırmadan kütleyi arttırabilmek için yüksek yoğunluklu sıvılar tercih edilmelidir. Tek katmanlı bir hidrolik dengeleyici ile tam bir dengeleme yapmak zordur, çok katmanlı hidrolik dengeleyiciler kullanılarak bu zorluk aşılabılır. Separatör kalınlıklarının dengeleyici üzerinde büyük etkisi vardır; ancak separatör

sayısı artırılarak dengeleme kabiliyeti lineer bölgede iyileştirilebilse de separatör kalınlıkları nedeniyle büyük eksen kaçıklıklarında dengeleme kabiliyeti azalabilir [37, 40].

3.2 Pasif Dengeleme Halkalarının Matlab Ortamında Modelinin Oluşturulması

Şekil 3.7’de dengeleyicinin çalışma disiplini, m-dosyaları arasında anlatan bir diyagram bulunmaktadır:



Şekil 3.7 : MATLAB m-dosyası etkileşimi.

MATLAB’da oluşturulan halkalı dengeleme analiz programı, hem tek hem de çok katmanlı dengeleme sistemleri için iki tip analiz gerçekleştirme kabiliyetine sahiptir.

İlk analiz tipinde, verilen bir e , eksantrisite değeri için sıvı iç yüzey yarıçapı, R_s , sıvı iç yüzey çemberinin merkezi ve sıvının eşdeğer dengeleme kütlesi hesaplanmaktadır.

İkinci analiz tipinde ise dengesiz kütle, m_d , ile bu kütlenin sistemin geometrik merkezine olan uzaklığı, r_d , dolayısıyla sıvı halkasının kullanılmadığı durumdaki eksantrisite değeri, e , bilinmekte ve sistemin dengede olacağı eksantrisite değeri ile eşdeğer dengesizlik ve buna karşılık gelen verim iterasyonla hesaplanmaktadır.

Halkalı dengeleme analizinin temel girdileri katman sayısı, sistemin kütlesi, M , dengeleyicinin dış ve iç yarıçapları, R_o ve R_i , dengeleyicinin derinliği, h , dengeleme sıvısının yoğunluğu, ρ , ve hacimsel oran (doluluk oranı), q , olup bunlara yukarıda izah edilen birinci tip analiz için eksantrisite, e , ikinci tip analiz içinse dengesiz kütle, m_d , ve dengesiz kütlenin sistemin geometrik merkezine olan uzaklığı, r_d , eklenmektedir.

Verilen bir eksantrisite değeri için hesaplama yapılan birinci tip analizde, sıvının iç yüzey yarıçapı, R_s , ile sıvının r_d yarıçapına karşılık gelen eşdeğer dengeleme kütlesinin hesaplanması hedeflenmektedir. Bu amaçla bir R_s tahmini ile sekant yönteminin kullanıldığı bir iterasyon başlatılır.

Sekant yönteminde, büyük ve küçük R_s değeri tanımlanarak sonuç sınırlandırılır. Daha sonra bu değerlerin ortalaması alınıp sıfır noktasının bulunması istenen fonksiyona, bu R_s değeri verilerek sonucuna bakılır. Bu fonksiyon, R_s 'e yeni değeri verecek fonksiyondan eski R_s değerinin farkı kadardır. Sonucun sıfırdan büyük olması durumunda büyük değer unutulur ve yerine önceki adımda elde edilen ortalama değer yazılır. Sonucun sıfırdan küçük olması durumunda ise tersi yapılmaktadır. Bu sayede sıfır noktasını arandığı aralık gitgide küçülür ve R_s değeri sonuca yaklaşır.

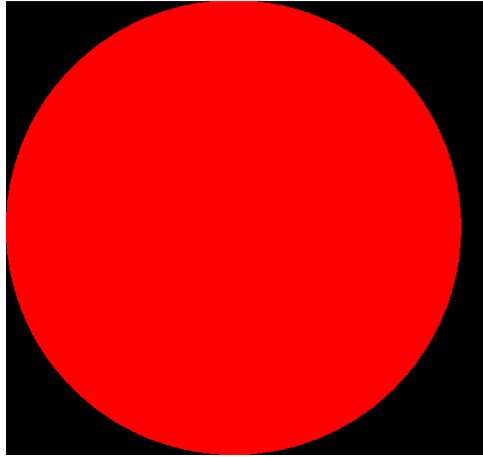
Sekant yöntemi yerine alternatif olarak kullanılabilecek bir diğer sayısal yöntem Newton-Raphson metodudur. Bu yöntemde sıfır noktası aranan fonksiyonun, ilgili değerde fonksiyon ve türev değerine bakılır. Yöntem, türev ifadesini kullandığı için sonuca daha hızlı gider; ancak bu yöntemin kullanımında fonksiyonun analitik olarak ifadesi bilinmelidir. Analitik ifadeyi elde edebilmek için eğri uydurma yöntemleri kullanılmıştır; fakat uydurulan eğri Newton-Raphson metodu için başarılı sonuçlar vermemiştir. Ayrıca, fonksiyonun belli bir noktadan öncesi ve sonrası, hep sıfır veya tamamen dolu olduğundan eğri bu noktalarda oturur, bu sebeple bu bölgelerin de kırılması gerekir. Oturan noktaların elenmiş haline, 2. dereceden bir eğri uydurularak çizdirilmiştir; ancak orijinal noktalar ve uydurulan eğriye bakıldığında,

3.2.1 Tek katmanlı pasif dengeleme halka modeli

52

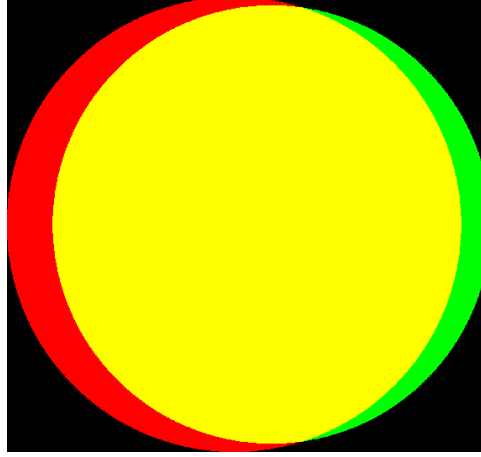
Yukarıdaki şekilde R_o dengeleme halkasına ait dış yarıçap, R_i iç yarıçap olmak üzere R_s ise dengeleme halkası içerisinde konumlanacak olan sıvının yarıçapını göstermektedir. Dairelerin çizimi *araFonksiyon* isimli MATLAB fonksiyonu tarafından gerçekleştirilmektedir. Bu fonksiyonun girdileri hidrolik dengeleyicinin dış ve iç yarıçapı, R_o ve R_i , sıvının iç yüzeyinin dönme merkezine göre iç yarıçapı, R_s , ve e eksen kaçıklığıdır. İlk olarak, tüm yarıçap değerlerine göre çizim alanı belirlenir. Daha sonra hazır olarak temin edilmiş olan *MidpointCircle* fonksiyonu ile yarıçaplara karşılık gelen çemberler matris formunda oluşturulur ve bu çemberlerin içi *fillCircle* fonksiyonu ile yine matris formunda doldurulur [53]. Oluşan her bir daire ayrı bir matriste tutulur ve en sonunda bu matrisler RGB bileşenlerini içeren üç boyutlu bir matriste birleştirilir. Bu üç boyutlu matrisin çizdirilmesi ile bahsi geçen üç daire, RGB bileşenlerine göre farklı renklere sahip alanlar meydana getirerek görüntülenmiş olur. *araFonksiyon* isimli fonksiyonun çalıştırılması durumunda yalnızca üç dairenin de yer aldığı son durum görüntülenecektir. Ancak, dairelerin çiziminin ve oluşan alanların daha iyi anlaşılabilmesi için aşağıda çizim işlemi adım adım anlatılmıştır:

İlk olarak Şekil 3.9’da görüldüğü üzere R_s yarıçaplı kırmızı renkli bir daire çizilir. Bu daire, hidrolik dengeleyici içerisindeki sıvının iç çeperini belirleyecektir.



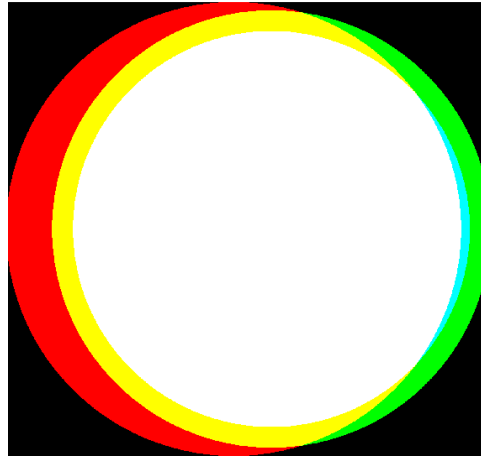
Şekil 3.9 : R_s sıvı iç yüzey yarıçapı.

Daha sonra, R_o yarıçaplı yeşil bir daire çizilir. R_o , dengeleyicinin dış yarıçapıdır. Bu iki dairenin kesişimi sarı renkli bir alan meydana getirecektir (Şekil 3.10).



Şekil 3.10 : R_o dengeleyiciye ait dış yarıçap.

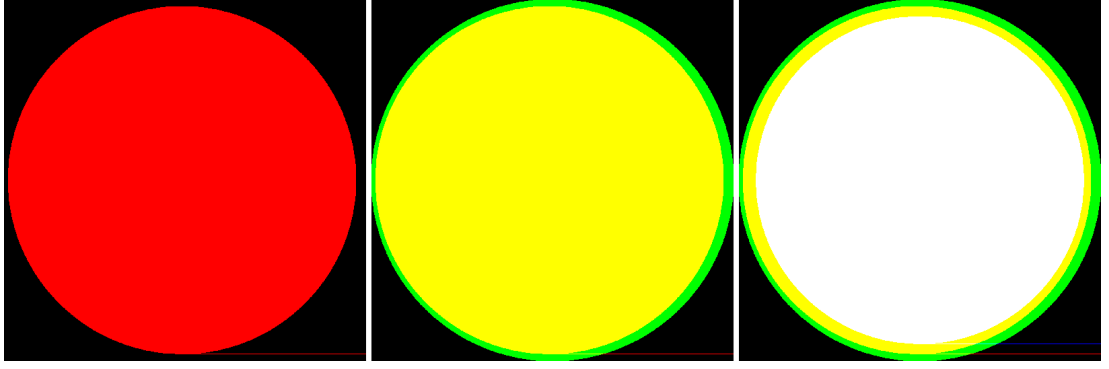
Son olarak, R_i yarıçaplı mavi bir daire çizilir. R_i dengeleyicinin iç yarıçapıdır. Üç dairenin kesişimi beyaz bir alan oluştururken, mavi ve yeşil dairelerin kesişim alanı açık mavi renkte görüntülenecektir (Şekil 3.11).



Şekil 3.11 : R_i dengeleyiciye ait iç yarıçap.

Oluşan görüntüde yeşil alan dengeleyici içerisindeki sıvıya, sarı alan ise dengeleyicinin boş kısmına karşılık gelmektedir. Dolayısıyla, yeşil ve sarı alanların birleşimi dengeleyicinin tamamını ifade eder. Kırmızı ve açık mavi alanların fiziksel bir anlamı yoktur.

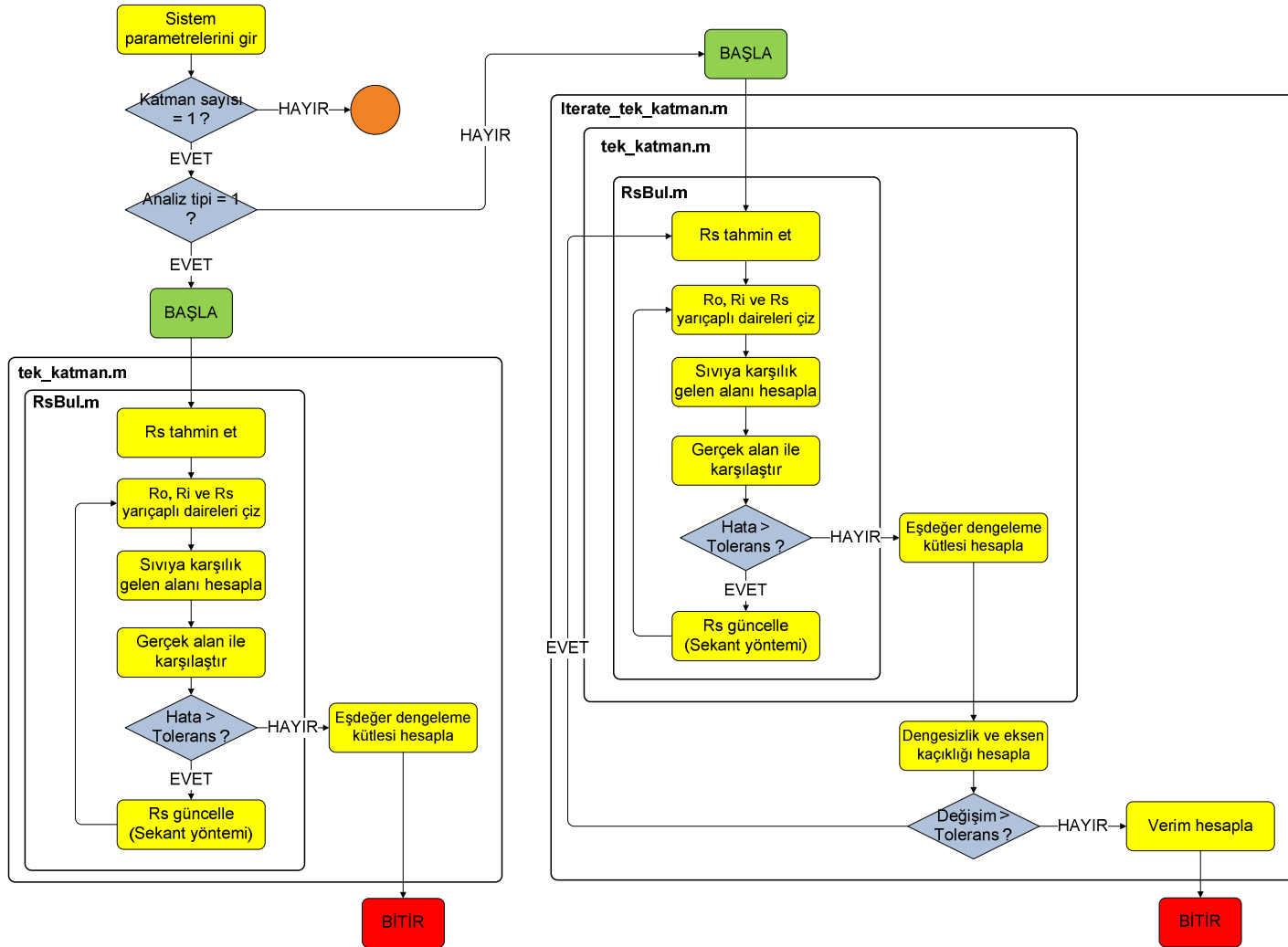
Eksen kaçıklığının küçük olduğu durumlarda sıvının iç çeperine karşılık gelen R_s yarıçaplı çember tamamen dengeleyici içerisinde kalır. Bu durumda, nihai görüntüde kırmızı ve açık mavi renkli alanlar oluşmayacak ve çizim adımları Şekil 3.12'deki gibi olacaktır.



Şekil 3.12 : R_s , R_o ve R_i çizim adımları.

Hidrolik dengeleyici içindeki sıvının alanı ve kütle merkezi *araFonksiyon* tarafından çağrılan *findArea* fonksiyonu ile hesaplanır. *findArea* fonksiyonu sıvının alanını yeşil renkli pikselleri sayarak, kütle merkezini ise yeşil renkli piksellerin yataydaki konumlarının toplamını hesaplanan alana bölmek suretiyle hesaplar.

Şekil 3.13'te tek katmanlı dengeleyicinin çalışma disiplinini anlatan bir akış diyagramı bulunmaktadır.



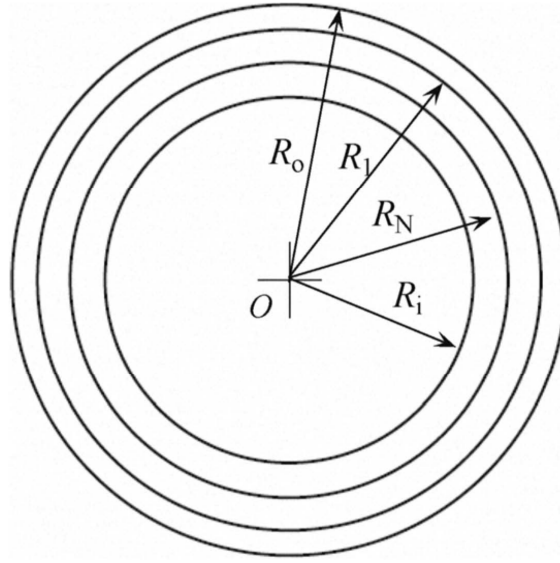
Şekil 3.13 : Tek katmanlı modele ait akış şeması.

Neticede, iterasyonun her adımında R_o , R_i ve mevcut R_s değerine karşılık gelen daireler arka planda matris formunda çizdirilir. Bu dairelerin kesişim alanlarının farklı renklerde olması sağlanarak sıvıya karşılık gelen (yeşil renkli) alan pikseller sayılmak suretiyle hesaplanır ve bulunan değer gerçek sıvı alanı değeriyle karşılaştırılır. Alan hatası belirlenen tolerans değerinin altında ise R_s 'in mevcut değeri doğru kabul edilir. Eğer hata toleranstan büyükse sekant yöntemi gereği hatanın işaretine göre üst ya da alt sınır mevcut R_s değerine eşitlenir ve yeni R_s değeri üst ve alt sınırın ortalaması şeklinde hesaplanarak iterasyona devam edilir. Nihayetinde, sıvının r_d uzaklığındaki eşdeğer dengeleme kütlesi hesaplanarak analiz tamamlanır.

Birinci tip analizde, çok katmanlı durum ile tek katmanlı durum arasındaki tek fark, çok katmanlı durumda tek katman için yapılan hesapların bir döngü içerisinde her bir katman için ayrı ayrı yapılmasından ibarettir.

İkinci tip analizde, R_s 'in hesaplandığı iterasyona ek olarak e eksantrisitesi de iterasyonla hesaplanmaktadır. İterasyonun her adımında birinci tip analizde yapılan hesap ile sıvının eşdeğer dengeleme kütlesi hesaplanır. Buna göre, yeni dengesizlik ile yeni dengesizliğin yarattığı yeni eksantrisite değeri belirlenir. Bu değerler, iterasyon adımına göre değişimleri çizdirilmek üzere her adımda vektörlere kaydedilir. Eksantrisitenin bir önceki adıma göre değişimine göre iterasyona devam edilip edilmeyeceğine karar verilir. Eğer değişim, tolerans değerinden küçükse iterasyon durdurularak dengeleme verimi hesaplanır. Değişimin tolerans değerinden büyük olması durumunda ise eksantrisite değeri bir sonraki iterasyon adımındaki değişim hesabında kullanılmak üzere kaydedilir ve iterasyon sürdürülür.

3.2.2 N Katmanlı pasif dengeleme halka modeli

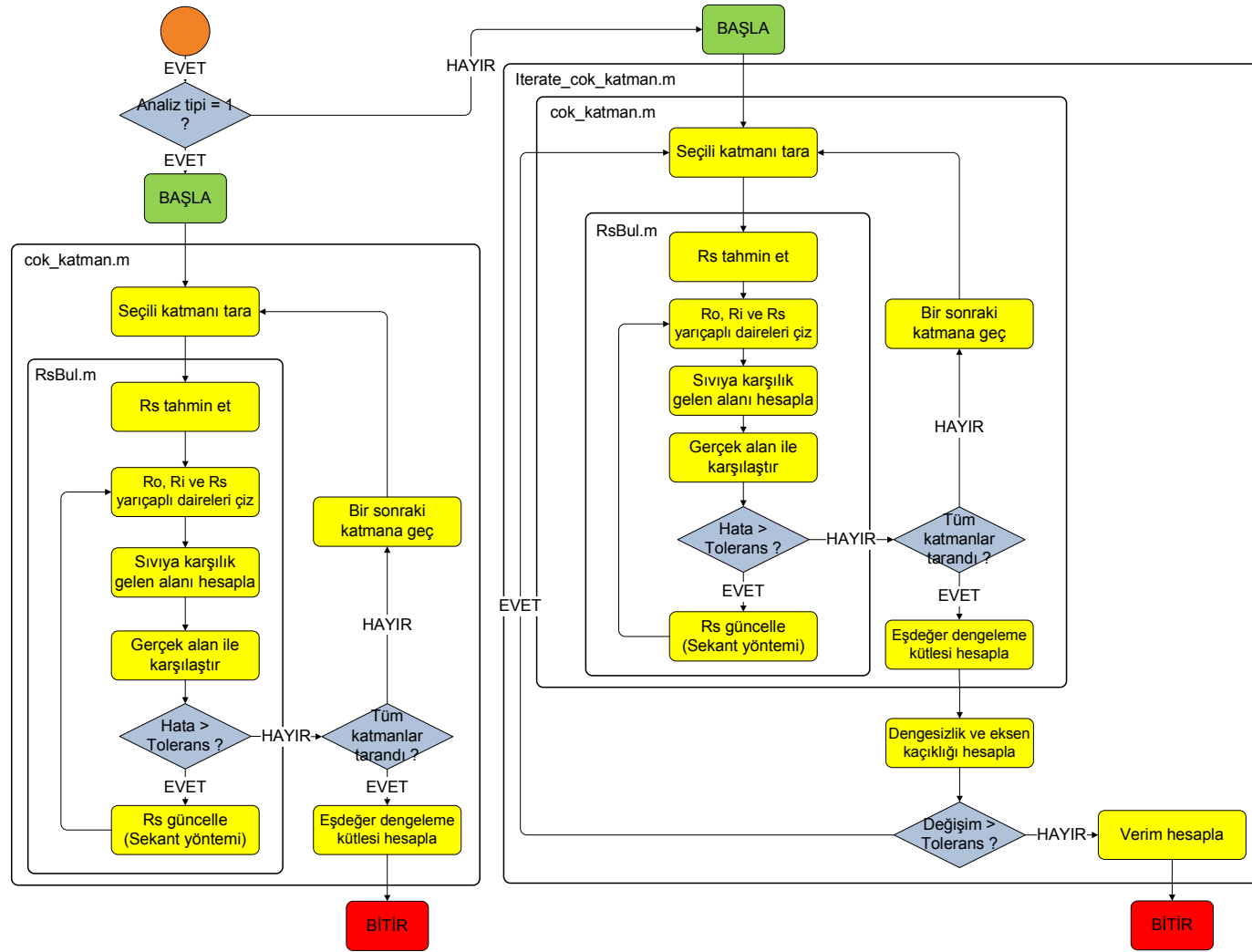


Şekil 3.14 : N katmanlı modelde bahsi geçen terimler [40].

Birinci tip analizde, çok katmanlı durum ile tek katmanlı durum arasındaki tek fark, çok katmanlı durumda tek katman için yapılan hesapların bir döngü içerisinde her bir katman için ayrı ayrı yapılmasından ibarettir.

Çok katmanlı durumda eksantrisitenin hesaplandığı iterasyonda sekant kuralı uygulanmaktadır. İterasyonun her adımında analiz tipi bir için yapılan hesap tekrarlanarak her bir katman için iç yüzey yarıçapı, R_s , ve iç yüzey çemberinin merkezinin konumu hesaplanır. Sekant kuralı uygulanarak belirlenen yeni eksantrisite değeri ile hesaplanan eksantrisite arasındaki farka göre sekant kuralında kullanılacak olan üst ve alt sınırın ne şekilde güncelleneceğine karar verilir. Burada da tek katmanlı duruma benzer şekilde her adımda yeni dengesiz kütle ve eksantrisite değerleri daha sonra çizdirilmek üzere vektörlere kaydedilir. Eksantrisite değerinin bir önceki iterasyon adımına göre değişimi belirli bir toleransın üzerindeyse iterasyon sürdürülür, aksi takdirde sonlandırılır ve dengelemenin verimi hesaplanır.

Şekil 3.14'te N katmanlı dengeleyicinin çalışma disiplini anlatan bir akış diyagramı bulunmaktadır.



Şekil 3.15 : N katmanlı modele ait akış şeması.

4. ANALİZLER VE OPTİMİZASYON

4.1 Pasif Dengeleme Halkası Tasarımında Etkin Parametrelerin Üzerinde İnceleneceği Sistemin Tanıtılması

Sıvı halkalı dengeleme sistemleri, optimizasyonu zor olan dinamik olarak dengesizliği sürekli değişen bir sisteme uygulanabilecek, dengelemenin kendiliğinden gerçekleştiği, dengesizliğin aksi yönde hizalanma prensibine dayanan, dışarıdan hiçbir eyleyicinin dâhil edilmediği bir dengeleme türüdür. Dinamik olarak dengesizliği son derece değişken, titreşim seviyesi oldukça yüksek makinalardan biri olan çamaşır makinası, sıvı halkalı dengeleme sistemleri üzerinde etkin parametrelerin incelenebilmesi amacıyla simule edilecektir. Makina içerisindeki çamaşırın ıslanmasıyla beraber artan ağırlığı, dönmenin etkisiyle özellikle sıkma esnasında, çepere yapışarak dengesiz yük meydana getirir. Analizlerde, sistem girdisi olarak verilen parametreler tipik bir çamaşır makinasına ait kütle değeri, $M= 50000$ g, tambur çapı= 40 cm'dir ki; bu hidrolik dengeleyicinin dış yarıçapını belirleyen bir özelliktir. Maximum eksen kaçıklığı, $e=2$ cm ve dengesiz kütle, $m_d=1000$ g'dır.

4.2 Tek Katmanlı Dengeleme Sistemi Analizler ve Sonuçlar

4.2.1 Verilen eksantrisite değeri için sıvının konumlanması

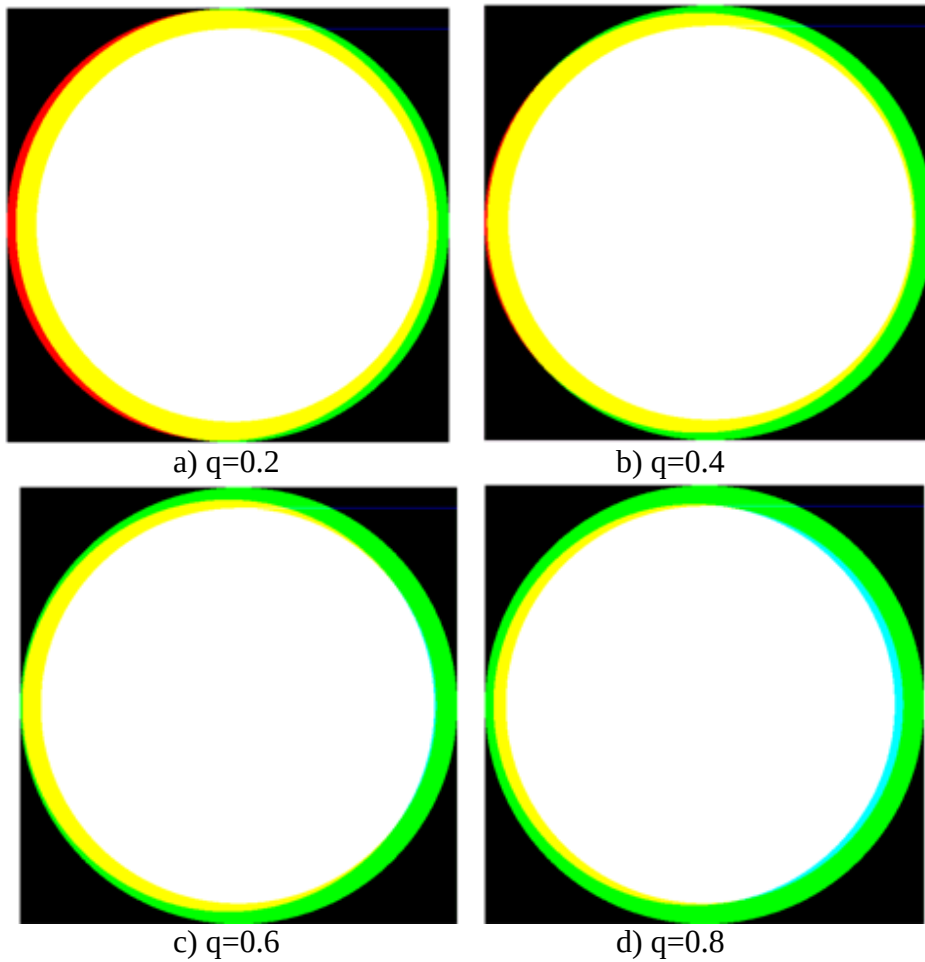
Burada sıvının verilen bir eksantriste, e , değeri için farklı q , doluluk oranlarında kendini konumlandırmasına ilişkin analizler sonucu elde edilen örnek sonuçlar verilmiştir. Bilinen bir e değeri için doluluk oranına göre sıvının konumlanması analizi için gereken sistem girdileri Çizelge 4.1'de verilmektedir.

Çizelge 4.1 : Bilinen e değeri için q değerine göre analiz - sistem girdileri.

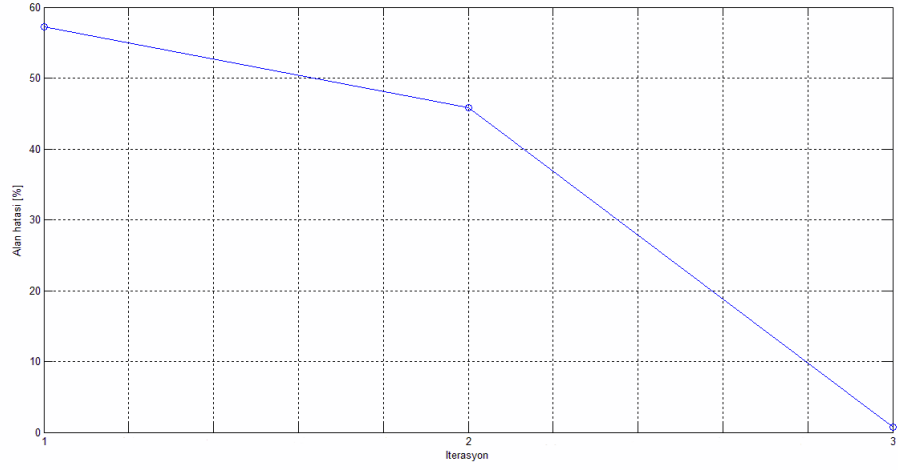
M [g]	50000
e [cm]	1
Ro [cm]	21
Ri [cm]	19
h [cm]	5
ro [g/cm ³]	1.025

Doluluk oranı, q , $[0.2, 0.8]$ aralığında 0.2'lik artımlarla taranmıştır. Her bir q değeri için akışkanın serbest yüzeyinin dönme merkezinden uzaklık, R_s , değeri iterasyonla belirlenmiş, sıvının konumlanması ve R_s yarıçapının hesaplanmasına ilişkin olarak iterasyonun doğru sonuca ulaşması iterasyonun farklı adımlarında elde edilen alan hatası grafikleri ile beraber aşağıda verilmiştir. Daha önceki bölümde de belirtildiği gibi, yeşil alan dengeleyici içerisindeki sıvıyı, sarı alan ise dengeleyicinin boş kısmını temsil etmektedir. Dolayısıyla, yeşil ve sarı alanların birleşimi dengeleyicinin tamamını ifade eder. Kırmızı ve açık mavi alanların fiziksel bir anlamı yoktur.

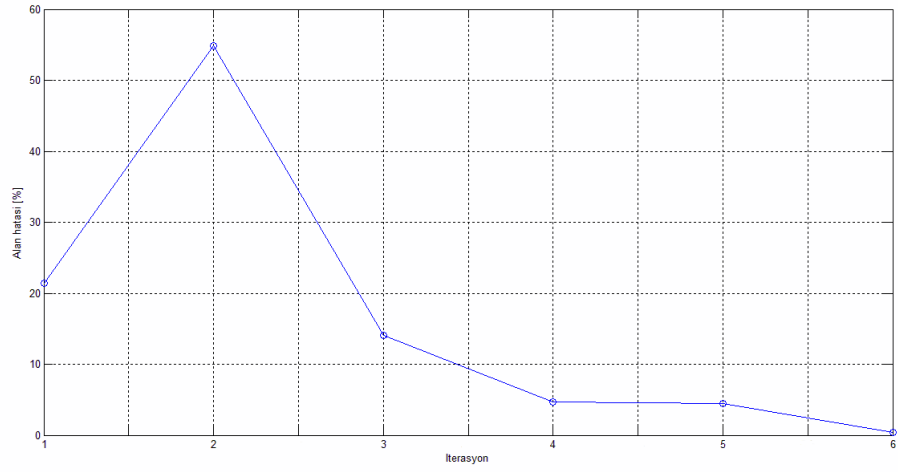
Şekil 4.1'de sunulan sonuçlar, iterasyon yapılarak belirlenmiş olup değişik doluluk oranlarında sıvının halka içinde konumlanmasını göstermektedir. Şekil 4.2'de ise iterasyon sürecinde sıvının kesit alanının, dolayısı ile R_s değerinin, hassas bir şekilde elde edildiğine dair örnekler sunulmuştur. İterasyon sonunda, sıvının kesit alanı %1'den daha iyi bir hassasiyetle belirlenmiştir.



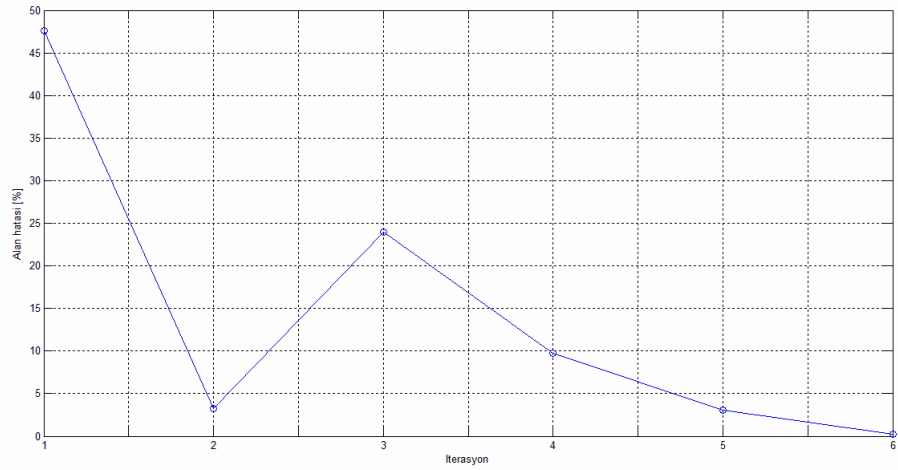
Şekil 4.1 : Farklı q değerleri için sıvının halka içinde konumlanması.



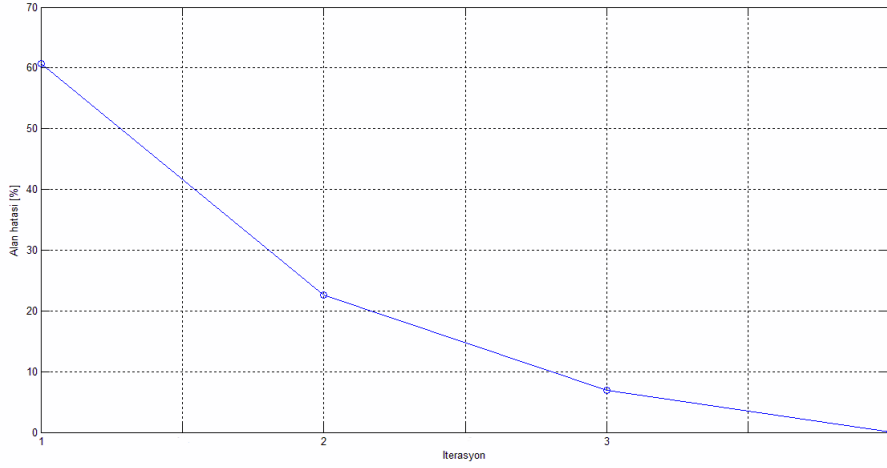
a) $q = 0.2$ için alan hatasının iterasyona göre değişimi



b) $q = 0.4$ için alan hatasının iterasyona göre değişimi



c) $q = 0.6$ için alan hatasının iterasyona göre değişimi

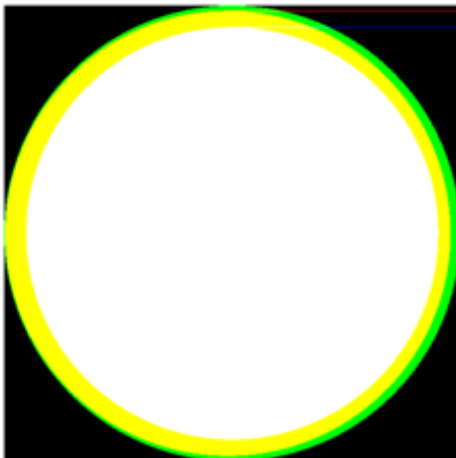


d) $q = 0.8$ için alan hatasının iterasyona göre değişimi

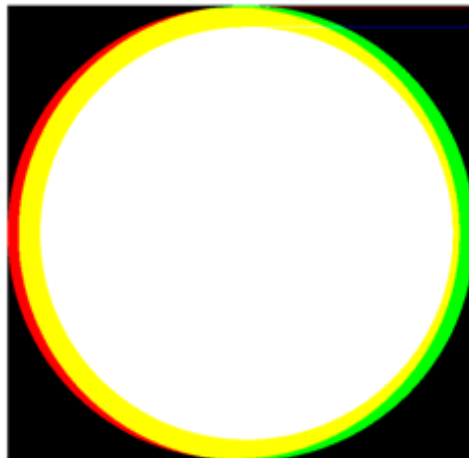
Şekil 4.2 : Farklı doluluk oranları için alan hatasının iterasyona göre değişimi.

Eksantrisite, e , haricinde, yine Çizelge 4.1'deki parametreler kullanılmış, ancak, farklı doluluk oranları için farklı eksantrisite, e , değerlerine karşılık gelen sıvı halka konum sonuçları elde edilmiştir. Doluluk oranı, q , için sırasıyla %25, %50 ve %75 değerleri kullanılmıştır. Ayrıca, her bir doluluk oranı değeri için eksantrisite, e , değeri belli bir aralıkta taranmış, analizlerin her bir durumda doğru sonuçlar ürettiği doğrulanmıştır.

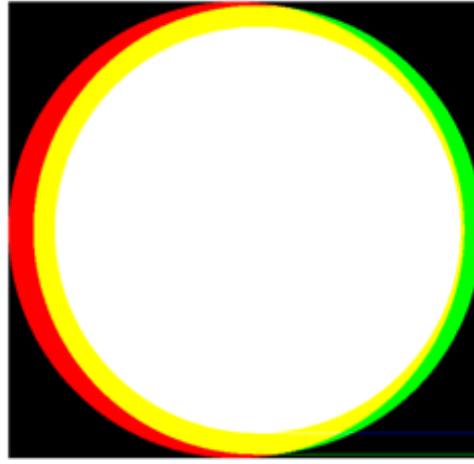
Şekil 4.3, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5, verilen bir doluluk oranı için farklı eksantrisite değerleri durumunda, sıvının nasıl konumlanacağını göstermektedir. İterasyon sonuçları, daha önceden sunulan sonuçlara çok benzer olduğu için buraya dahil edilmesine gerek duyulmamıştır.



a) $e=0.4$

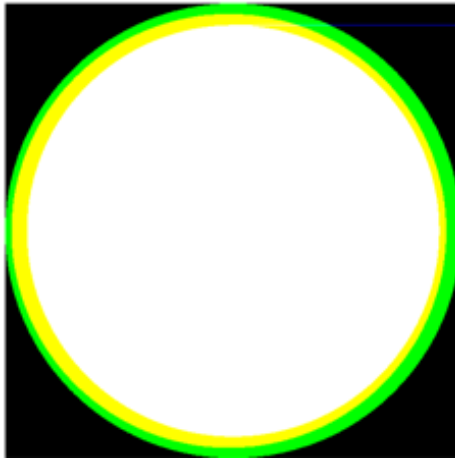


b) $e=1.2$

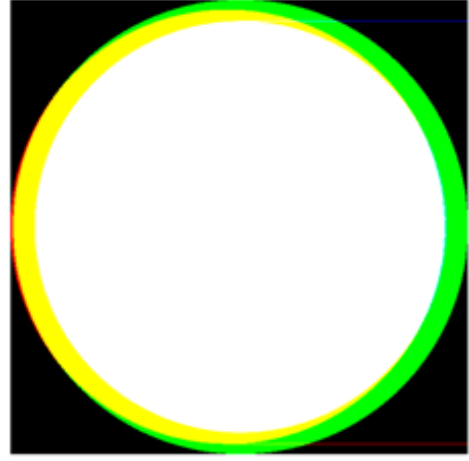


c) $e=2.0$

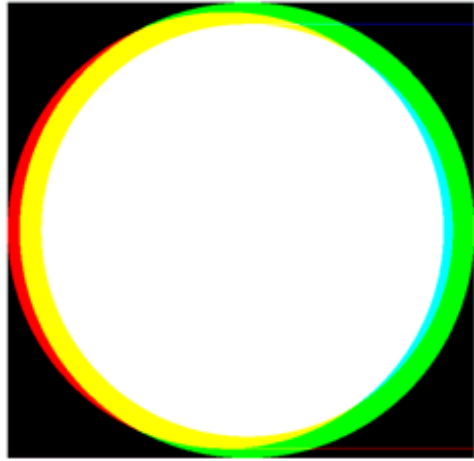
Şekil 4.3 : $q=0.25$ için farklı e değerleri durumunda sının konumlanması.



a) $e=0.4$

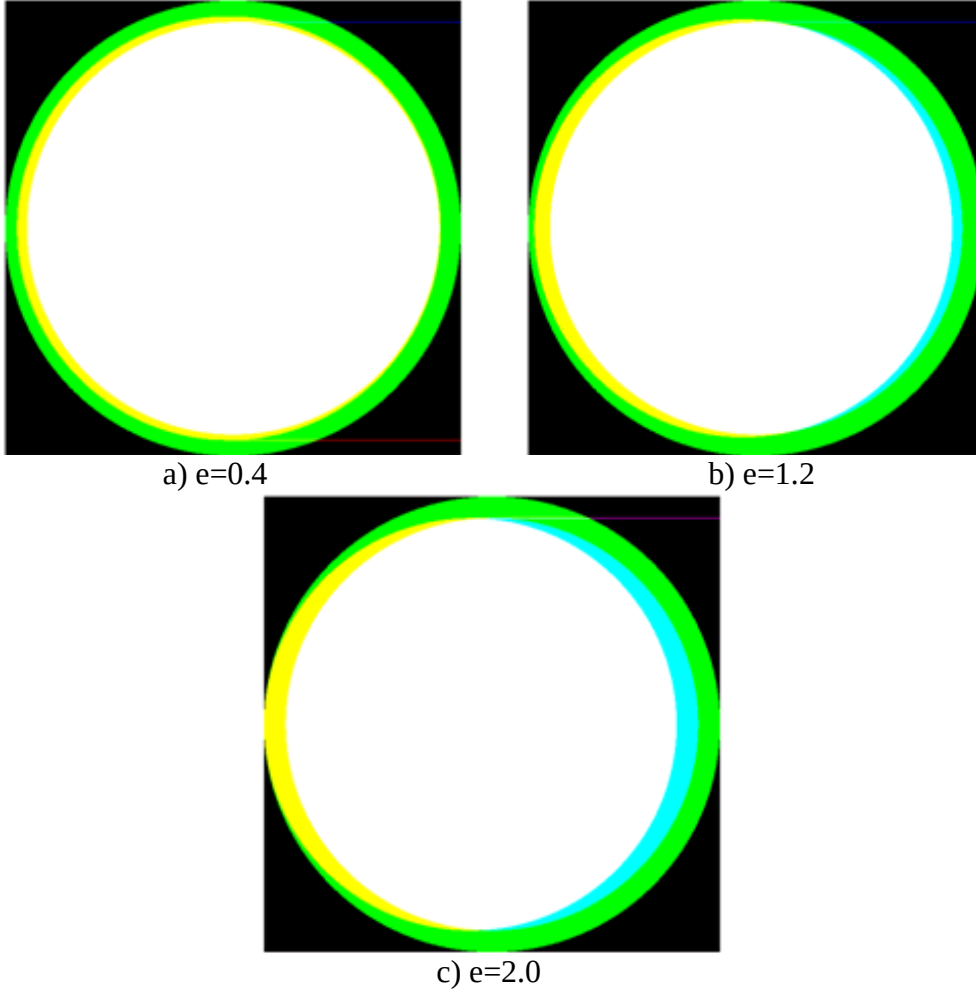


b) $e=1.2$



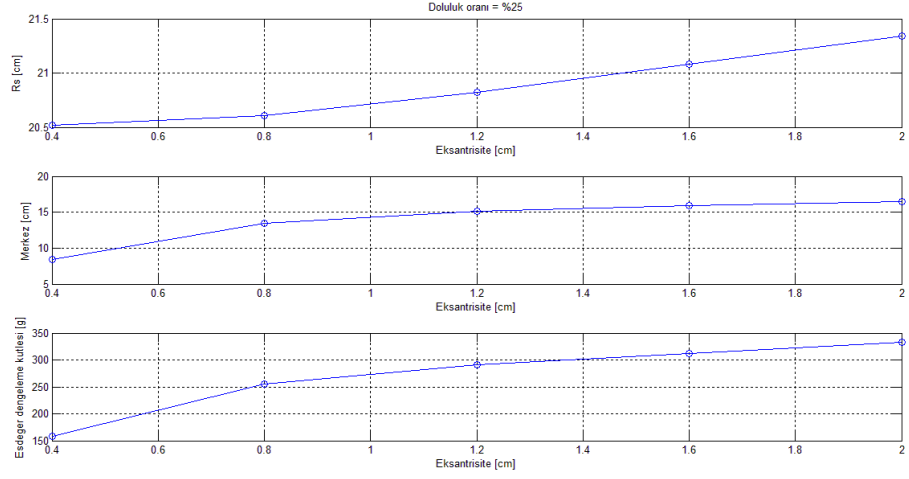
c) $e=2.0$

Şekil 4.4 : $q=0.5$ için farklı e değerleri durumunda sının konumlanması.

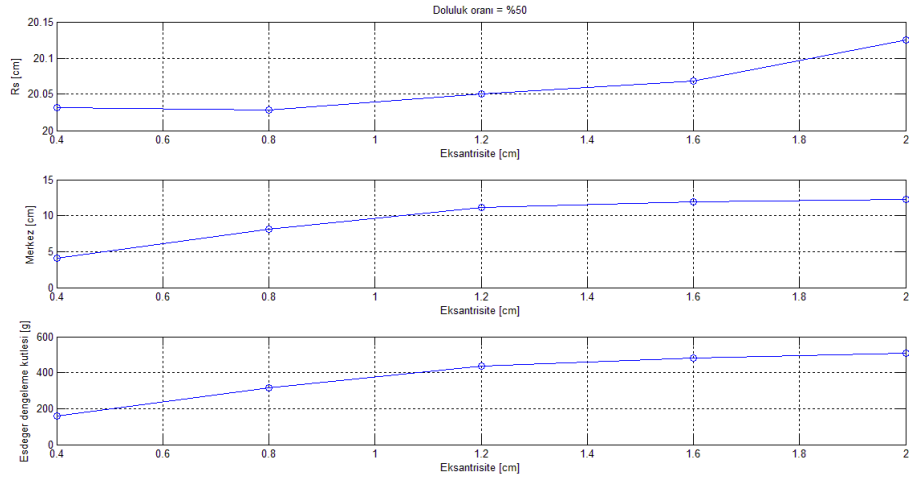


Şekil 4.5 : $q=0.75$ için farklı e değerleri durumunda sıvının konumlanması.

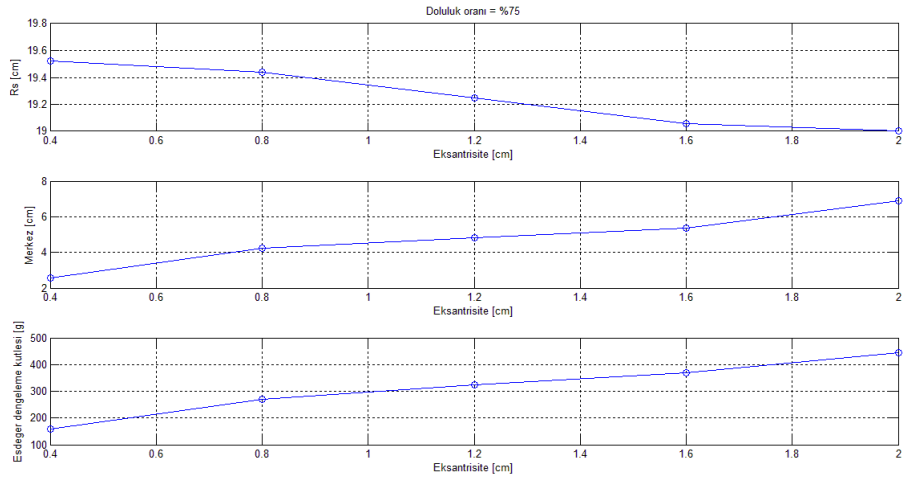
Farklı doluluk oranları durumunda, R_s , sıvı kütle merkezi, c , ve eşdeğer dengeleme kütlesi parametrelerinin eksantrisiteye göre değişimi Şekil 4.6, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de verilmiştir. Görüldüğü gibi eksantrisite arttıkça sıvı kütle merkezi, c , ve eşdeğer dengeleme kütlesi artmaktadır. Ancak, sıvının serbest yüzeyini belirleyen R_s değeri doluluk oranına bağlı olarak farklı eksantrisite değerine göre farklı değişim sergileyebilmektedir.



Şekil 4.6 : $q=0.25$ için sistem çıktılarının eksantrisiteye göre değişimi.



Şekil 4.7 : $q=0.50$ için sistem çıktılarının eksantrisiteye göre değişimi.



Şekil 4.8 : $q=0.75$ için sistem çıktılarının eksantrisiteye göre değişimi.

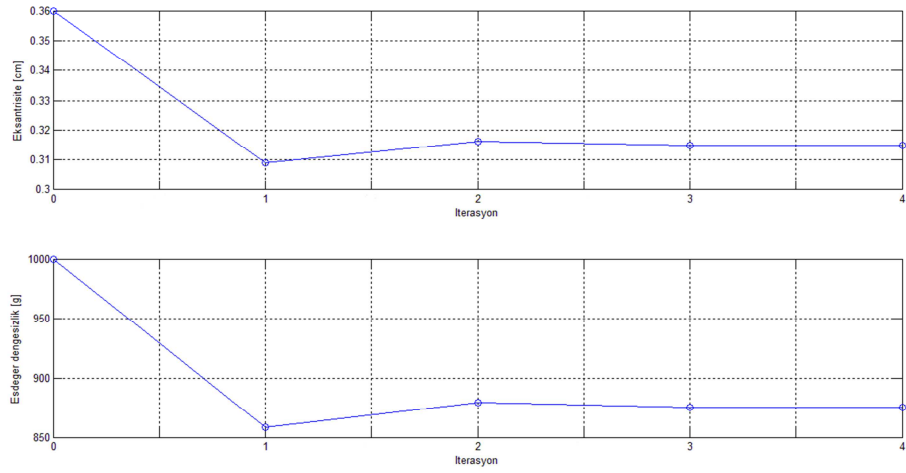
4.2.2 Verilen dengesiz kütle durumunda sıvının konumlanması

Bu ve bundan sonraki bölümlerde, sistemdeki dengesiz kütle miktarı, m_d , ile dengesiz kütlenin sistemin geometrik merkezine uzaklığı, r_d 'nin bilindiği ve eksantrisitesinin iterasyonla belirlenmesi gereken durumlar incelenmiştir.

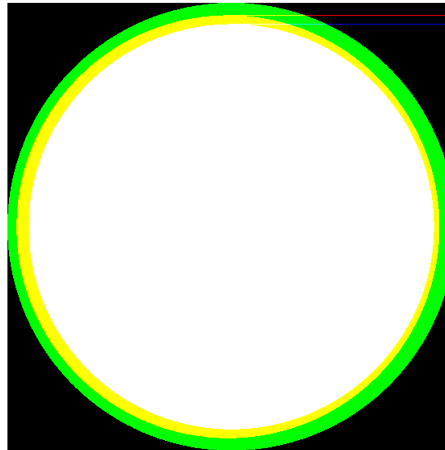
Aşağıdaki tabloda, olası bir çamaşır makinası parametreleri verilmiştir. Çamaşır makinasına tek katmanlı bir sıvı halkası yerleştirilirse; sıvının alacağı konum iterasyon içinde iterasyon yapılarak hesaplanmıştır. İterasyon başlangıcında, sıvının konumu bilinmediği için sistemdeki net eksantrsite de bilinmemektedir. Dolayısıyla, dengeleme halkasının olmadığı durumdaki eksantrsite ile iterasyon başlamakta, her bir eksantrsite durumu için yine iterasyonla sıvının konumu belirlenmekte ve bunun ardından eşdeğer dengesiz kütle belirlenip yeni bir eksantrsite hesaplanmaktadır. Bu iterasyon, doğru eksantrsite değeri belirleninceye kadar devam etmektedir. Çizelge 4.2'deki çamaşır makinası örneğinde, eksantrsite ve eşdeğer dengesiz kütlenin iterasyon adımları Şekil 4.9'da verilmiştir. İterasyon sonucunda belirlenen eksantrsite durumu için ise sıvının alacağı konum Şekil 4.10'da sunulmuştur.

Çizelge 4.2 : Çamaşır makinasına ait ilgili değerler.

M [g]	50000
Ro [cm]	21
Ri [cm]	19
h [cm]	5
ro [g/cm ³]	1.025
q [-]	0.6
md [g]	1000
rd [cm]	18



Şekil 4.9 : Çamaşır makinesi için eksantrisite ve eşdeğer dengesizliğin iterasyon adımına göre değişimi.



Şekil 4.10 : Çamaşır makinası için sıvı konumu.

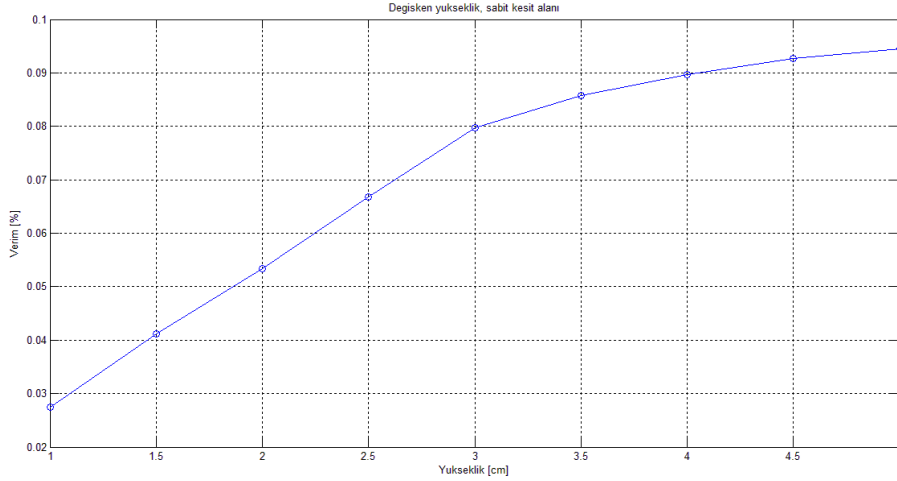
4.2.3 Dengeleme halkası kesitinin etkisi

Burada dengeleme halkasının kesit alanı, $(R_o - R_i) \times h$, sabit kalacak şekilde farklı yükseklik değerleri ile hesaplama yapılmıştır. Sistemin girdileri Çizelge 4.3'te verilmektedir:

Çizelge 4.3 : Dengeleme halkası kesitinin etkisi - sistem girdileri.

M [g]	50000
Ro [cm]	21
ro [g/cm ³]	1.025
q [-]	0.5
md [g]	1000
rd [cm]	18

Sıvı halkasının derinlik değeri, h , [1, 5] aralığında 0.5'lik artımlarla taranmıştır. İç yarıçap, R_i , her farklı yükseklik değeri için kesit alanı, $(R_o - R_i) \times h = 2$ olacak şekilde yeniden hesaplanmıştır. Her bir durumda, dengeleme halkasının dengeleme verimi hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar h 'nin fonksiyonu olarak Şekil 4.11'de verilmiştir. Sonuçlar, dengelenmesi gereken bir maksimum kütle durumunda, halka kesitinin optimize edilmesi gerektiğini göstermektedir.



Şekil 4.11 : Sabit kesit alanında verimin yüksekliğe göre değişimi.

4.2.4 Doluluk oranının dengelemeye etkisi

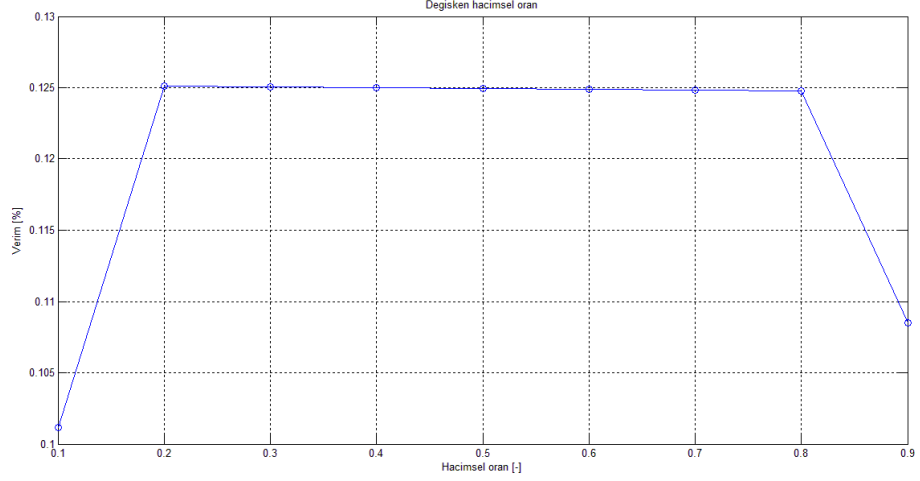
Burada belirtilen bir dengesiz kütle, m_d , değeri için sıvı halkası hacminin sabit olması durumunda, doluluk oranının etkisi incelenmiştir. Sistemin girdileri Çizelge 4.4'te verilmektedir:

Çizelge 4.4 : Doluluk oranı etkisi hesaplarında kullanılan sistem parametreleri.

M [g]	50000
Ro [cm]	21
Ri [cm]	19
h [cm]	5
ro [g/cm ³]	1.025
md [g]	1000
rd [cm]	18

Dengesiz kütlenin her bir değeri için doluluk oranı, q , [0.1, 0.9] aralığında 0.1'lik artımlarla taranmıştır. Elde edilen sonuç, Şekil 4.12'de verilmiştir. Burada, doluluk oranının artması, kullanılan sıvı miktarının artması anlamına gelmektedir. Ancak sonuçlar, tek katmanlı dengeleme halkası kullanılması durumunda verilen bir sıvı halkası hacmi için bir aşamadan sonra doluluk oranının arttırılmasının herhangi bir

foyda sağlamadığı, hatta verimde bir miktar düşüş bile yarattığını göstermektedir. Daha kapsamlı analizler, çok katmanlı sistem analizleri sırasında yapılmış ve sunulmuştur.



Şekil 4.12 : Verimin doluluk oranına göre değişimi.

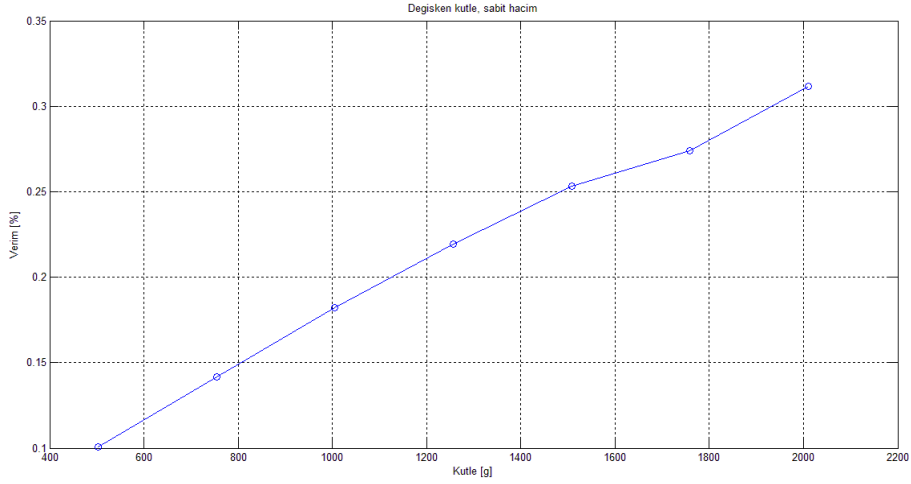
4.2.5 Sıvı kütlesinin dengelemeye etkisi

Burada, belirli bir doluluk oranı için verimin sıvı kütlesine göre değişimi incelenmiştir. Farklı yoğunluk değerleri kullanılarak farklı sıvı kütleleri elde edilmiştir. Sistemin girdileri Çizelge 4.5'te verilmektedir:

Çizelge 4.5 : Sıvı kütlesinin dengelemeye etkisi - sistem girdileri.

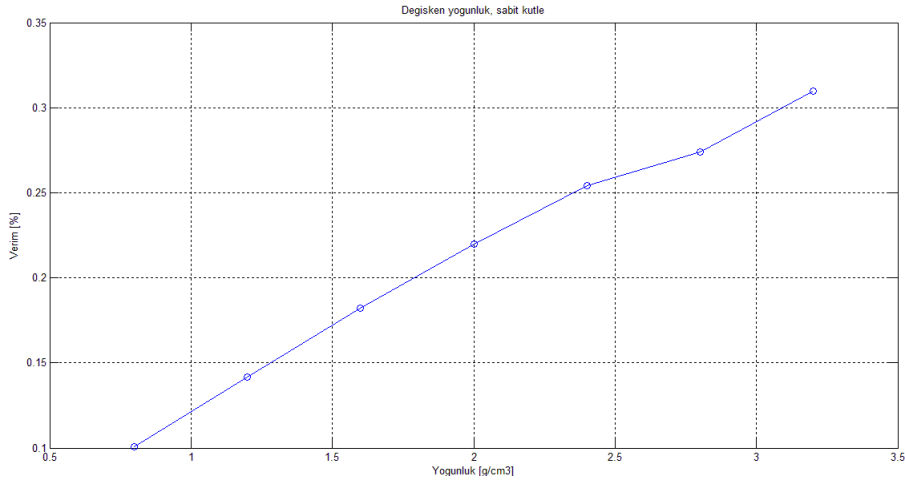
M [g]	50000
Ro [cm]	21
Ri [cm]	19
h [cm]	5
q [-]	0.5
md [g]	1000
rd [cm]	18

Yoğunluk, ρ_o , [0.8, 3.2] aralığında 0.4'lük artımlarla taranmıştır. Eksantrisite ve eşdeğer dengesizliğin yakınsama grafiklerini burada sunmaya gerek duyulmamıştır. Verimin sıvı kütlesine göre değişimi Şekil 4.13'te verilmiştir.



Şekil 4.13 : Verimin sıvı kütlesine göre değişimi.

Benzer bir analiz, belirli bir doluluk oranında ve sıvı kütlesinin sabit olması durumunda yapılmış ve verimin yoğunluğa göre değişimi incelenmiştir. Her yoğunluk değeri için iç yarıçap, R_i , sıvı kütlesi sabit kalacak şekilde yeniden hesaplanmıştır. Yoğunluk, ρ , [0.8, 3.2] aralığında 0.4'lük artımlarla taranmıştır. Her bir yoğunluk değeri için iç yarıçap, R_i , sıvı kütlesinin R_i 'nin 19 olduğu durumdaki kütle değerine eşit olmasını sağlamak amacıyla yeniden hesaplanmıştır. Verimin sabit sıvı kütlesi durumunda sıvı yoğunluğuna göre değişimi Şekil 4.14'te verilmiştir. Sabit sıvı kütlesi durumunda sıvı yoğunluğunun artması halinde, verimin arttığı açıkça gözükmemektedir. Yoğunluk artarken sıvı kütlesinin sabit kalması, katman kalınlığının ($R_o - R_i$) azalmasını gerektirmektedir. Dolayısıyla, bu sonuç katman kalınlığı azaldıkça verimin artacağını göstermektedir. Sıvı halkalı pasif dengeleme uygulamalarında, çok katmanlı sistemlerin kullanılmasının temel nedeninin de bu olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 4.14 : Verimin sabit sıvı kütlesi durumunda ρ_o değerine göre değişimi.

4.3 N Katmanlı Dengeleme Sistemi Analizler ve Sonuçlar

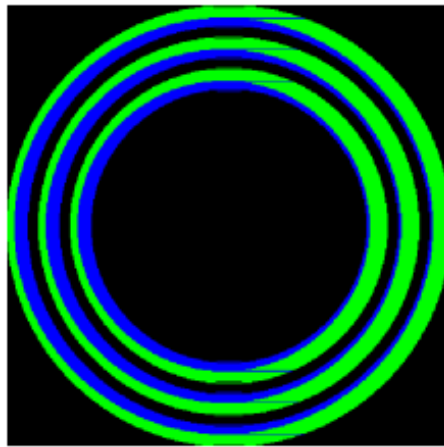
4.3.1 Örnek analizler

Öncelikle, eksantrisitenin belirtildiği ve sabit varsayıldığı durumlar için analizler yapılmış, geliştirilen analiz programının çok katmanlı durumda da sıvının halkalar içindeki konumunu başarılı bir şekilde belirleyebildiği ortaya konmuştur. Bu kapsamda farklı eksantrisite, e , değerleri için akışkanın her bir katmandaki konumlanmasını gösteren örneklere yer verilmiştir. Bu örnekte kullanılan katman sayısı $N=3$ olup, katmanlardaki doluluk oranları, q , eşit olarak ele alınmıştır. Sistemin girdileri Çizelge 4.6’da verilmektedir:

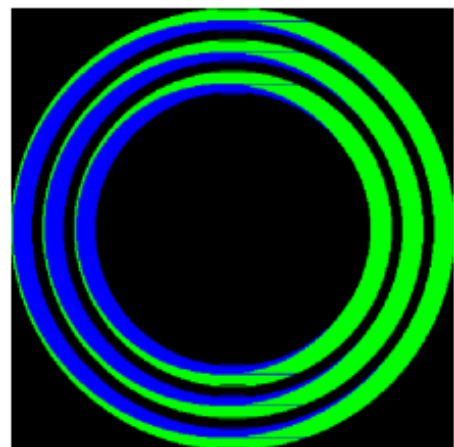
Çizelge 4.6 : e ’nin belirtildiği ve sabit varsayıldığı durumda sistem parametreleri.

Katman sayısı	3
M [g]	50000
R_o [cm]	21, 18, 15
R_i [cm]	19, 16, 13
h [cm]	5, 5, 5
ρ_o [g/cm ³]	1.025, 1.025, 1.025
q [-]	0.6, 0.6, 0.6

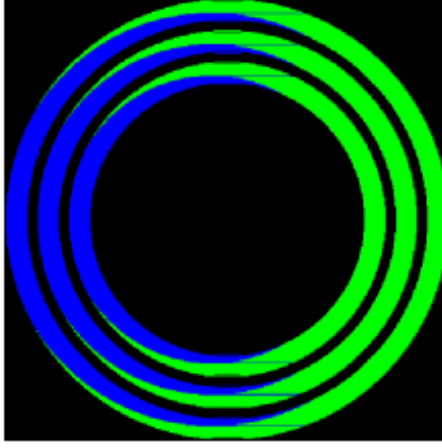
Eksantrisite, e , değerleri [0.5, 2.0] aralığında 0.5 cm’lik artımlarla taranmıştır. Her bir e değeri için sıvının katmanlardaki konumlanması Şekil 4.9’da verilmiştir. Görüldüğü ve beklendiği üzere, e değeri arttıkça; akışkan kendini daha fazla halkanın bir tarafına doğru konumlandırmaktadır. Bu ve bundan sonraki benzer şekillerde, **yeşil renk halka içindeki sıvıyı**, **mavi renk ise halka içindeki boşluğu** temsil etmektedir.



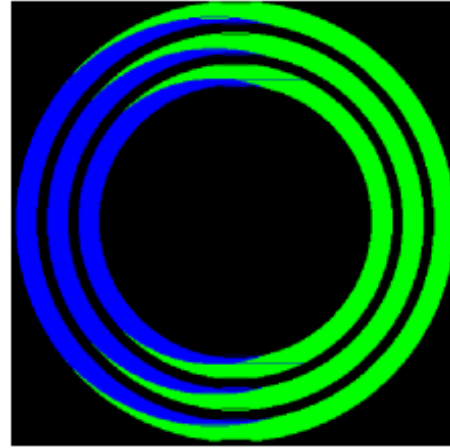
a) $e = 0.5$



b) $e = 1.0$



c) $e = 1.5$



d) $e = 2.0$

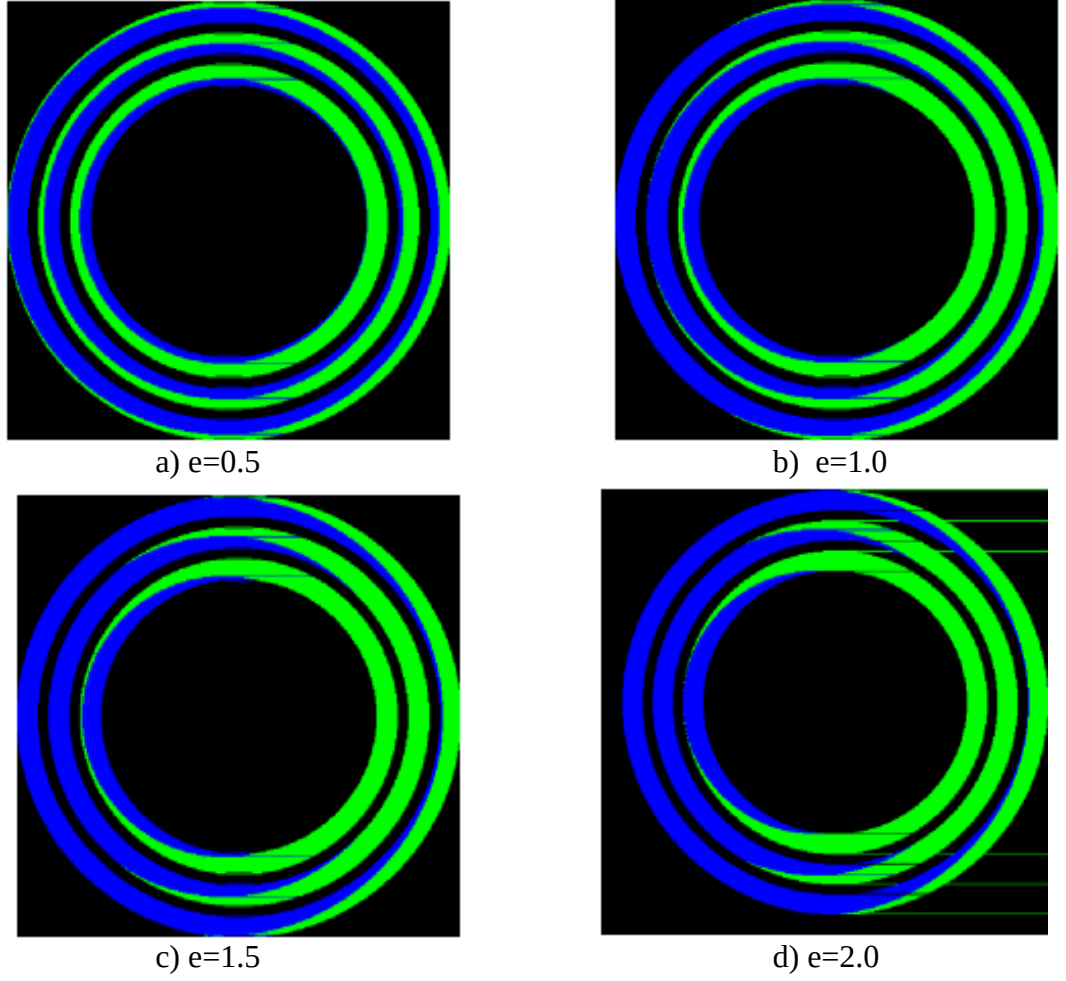
Şekil 4.15 : Farklı e değerleri için sıvının katmanlarda konumlanması.

Bir başka örnek analiz de, farklı eksantrisite, e , değerleri için doluluk oranının, q , katmandan katmana farklılık gösterdiği durum için yapılmış ve akışkanın her bir katmandaki konumlamasını gösteren sonuçlar elde edilmiştir. Sistemde kullanılan katman sayısı yine üçtür ve diğer parametreler aşağıdaki Çizelge 4.7’de verilmiştir.

Çizelge 4.7 : Farklı e ve q ’ların belirtildiği durumda sistem parametreleri.

Katman sayısı	3
M [g]	50000
R_o [cm]	21, 18, 15
R_i [cm]	19, 16, 13
h [cm]	5, 5, 5
ρ_o [g/cm ³]	1.025, 1.025, 1.025
q [-]	0.3, 0.5, 0.7

Eksantrisite, e , değerleri [0.5, 2.0] aralığında 0.5 cm’lik artımlarla taranmıştır. Her bir e değeri için sıvının katmanlardaki konumlanması belirlenmiş ve Şekil 4.16’da verilmiştir.



Şekil 4.16 : Farklı e ve q durumunda sıvının katmanlarda konumlanması.

4.3.2 Optimum doluluk oranının belirlenmesi (sabit e durumunda)

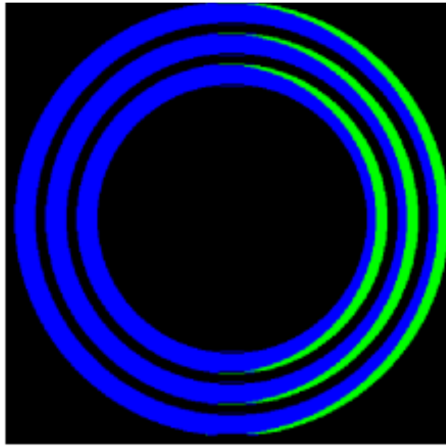
Doluluk oranı sıvı halkalı pasif dengeleme sistemlerinde en ömenli parametrelerden birisidir. Yine 3 katmanlı bir sistem için tüm katmanlardaki doluluk oranı eşit olacak şekilde farklı doluluk oranları için analizler yapılmış ve en iyi doluluk oranının belirlenmesi hedeflenmiştir. Sistemde kullanılan parametreler aşağıdaki Çizelge 4.8’de verilmiştir.

Çizelge 4.8 : Analizlerde kullanılan sistem parametreleri.

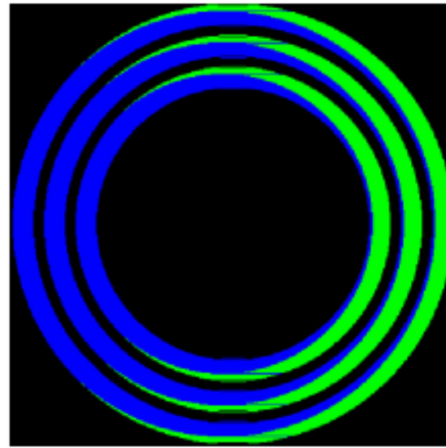
Katman sayısı	3
M [g]	50000
R_o [cm]	21, 18, 15
R_i [cm]	19, 16, 13
h [cm]	5, 5, 5
ρ_o [g/cm ³]	1.025, 1.025, 1.025
e [cm]	1

Doluluk oranı, q , [0.1, 0.9] aralığında 0.1’lik artımlarla taranmıştır. Bazı örnek doluluk oranları için sıvının katmanlardaki konumlanması Şekil 4.17’de verilmiştir.

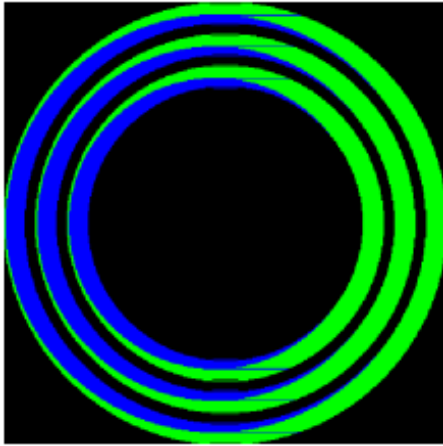
Bu tür pasif dengeleme uygulamalarında en önemli parametrelerden birisi kuşkusuz halkanın doluluk oranıdır. Analiz edilen bütün doluluk oranları için sıvının yaratacağı eşdeğer dengeleme kütlesi belirlenmiş ve toplam eşdeğer dengeleme kütlelerinin doluluk oranına göre değişimi Şekil 4.18’de verilmiştir. Bu sonuçlar, en etkin doluluk oranının 0.5 olduğunu çok net bir şekilde ortaya koymaktadır. Bu sonuç, literatürde de tespit edilen en iyi doluluk oranı ile örtüşmesi açısından büyük önem taşımaktadır [37, 40].



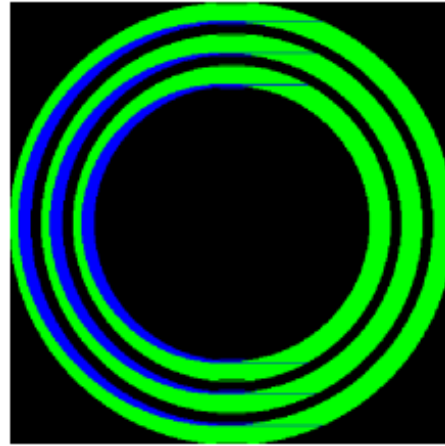
a) $q=0.2$



b) $q=0.4$

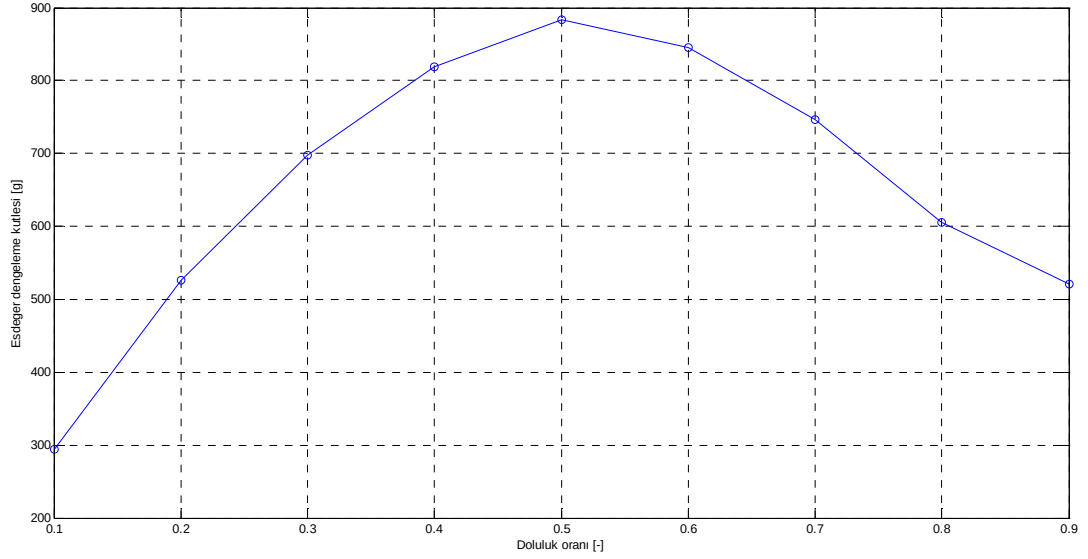


c) $q=0.6$



d) $q=0.8$

Şekil 4.17 : Farklı q durumunda sıvının katmanlarda konumlanması.



Şekil 4.18 : Eşdeğer dengeleme kütlelerinin doluluk oranına göre değişimi.

4.3.3 Katman sayısının etkisi (sabit e durumunda)

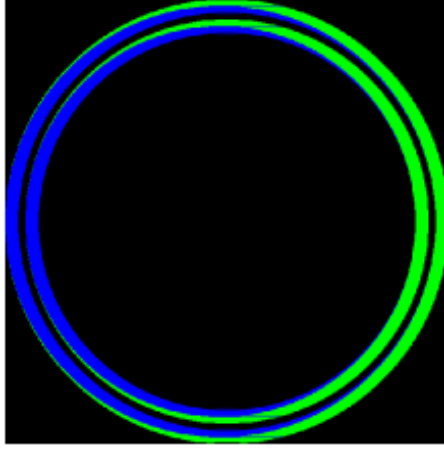
Sıvı halkalı pasif dengeleme sistemlerinin tasarımında önemli parametrelerden bir diğeri de katman sayısının belirlenmesidir. Bu amaca yönelik olarak sıvı kütlesi ve doluluk oranının sabit olduğu durumda, toplam eşdeğer dengeleme kütlelerinin katman sayısına göre değişimi incelenmiştir. Yoğunluk değerleri, her katmanda eşit kütleli sıvı olacak şekilde belirlenmiştir. Sistemin girdileri Çizelge 4.12’de verilmektedir:

Çizelge 4.9 : Analizlerde kullanılan sistem parametreleri.

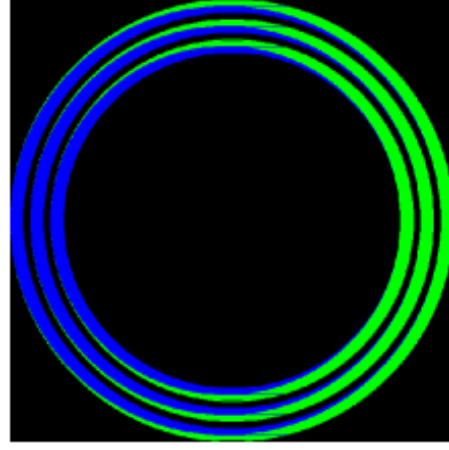
M [g]	50000
R _o [cm]	33, 30, 27, 24, 21, 18
R _i [cm]	31, 28, 25, 22, 19, 16
h [cm]	5, 5, 5, 5, 5, 5
ro [g/cm ³]	1.025, 1.131, 1.2615, 1.4261, 1.64, 1.9294
q [-]	0.5, 0.5, 0.5, 0.5, 0.5, 0.5
e [cm]	1

Katman sayısı, 2’den 6’ya kadar taranmıştır. N adet katman için yukarıda vektör formunda verilen girdilerin ilk N elemanı alınarak hesap yapılmıştır. Bu, sisteme her katman artışında mevcut katmanların içerisinde kalacak şekilde yeni bir katmanın eklendiği anlamına gelmektedir. Katman sayısı, N=2,3,5,6, durumları için sıvının konumlanması Şekil 4.13’te verilmiştir. Her bir durumda elde edilen toplam eşdeğer dengeleme kütlelerinin katman sayısına göre değişimi ise Şekil 4.14’te

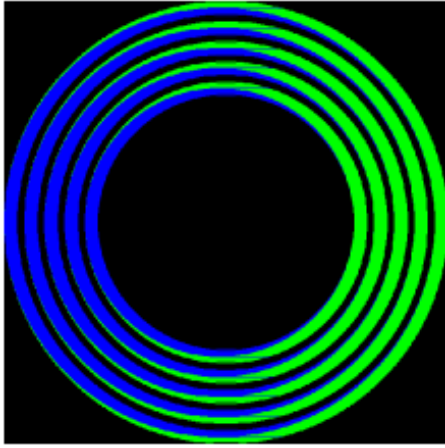
sunulmuştur. Katman sayısının dengelemeye pozitif bir katkı sağladığı net bir şekilde gözükmemektedir. Ayrıca, katman sayısının eşdeğer dengeleme kütlelerine etkisinin de lineer olmadığı açıktır. Burada sunulan analize benzer bir analiz, verilen bir kütle dengesizliği durumunda da yapılmış, ilerleyen bölümde sunulmuştur.



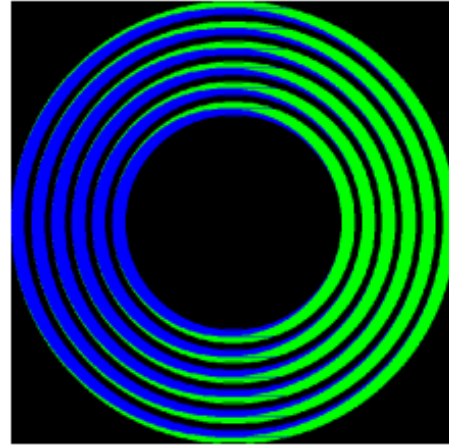
a) $N=2$



b) $N=3$

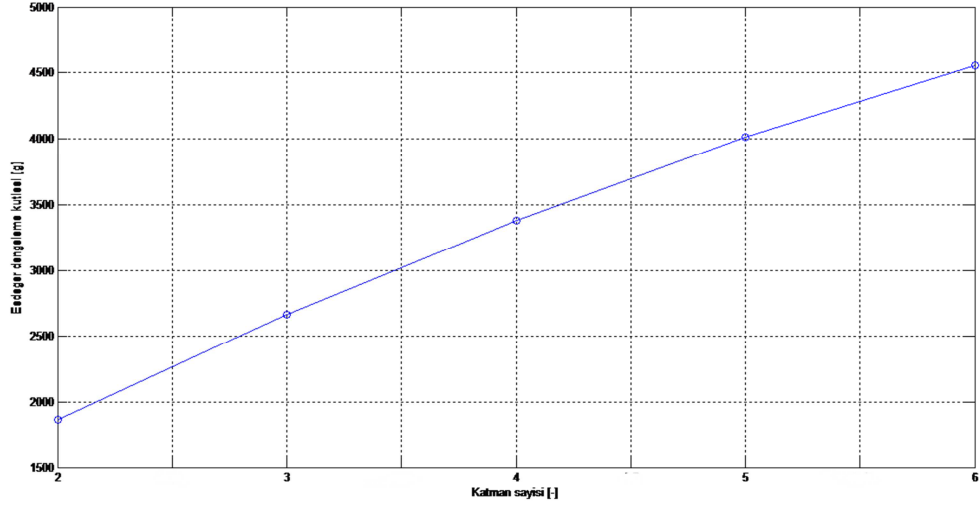


c) $N=5$



d) $N=6$

Şekil 4.19 : Sabit sıvı kütlesi ama farklı katman sayısı olması durumunda sıvının katmanlar içinde konumlanması.



Şekil 4.20 : Sabit sıvı kütlesi durumunda toplam eşdeğer dengeleme kütlelerinin katman sayısına göre değişimi.

4.3.4 Eksantrisitenin iterasyonla hesaplanması

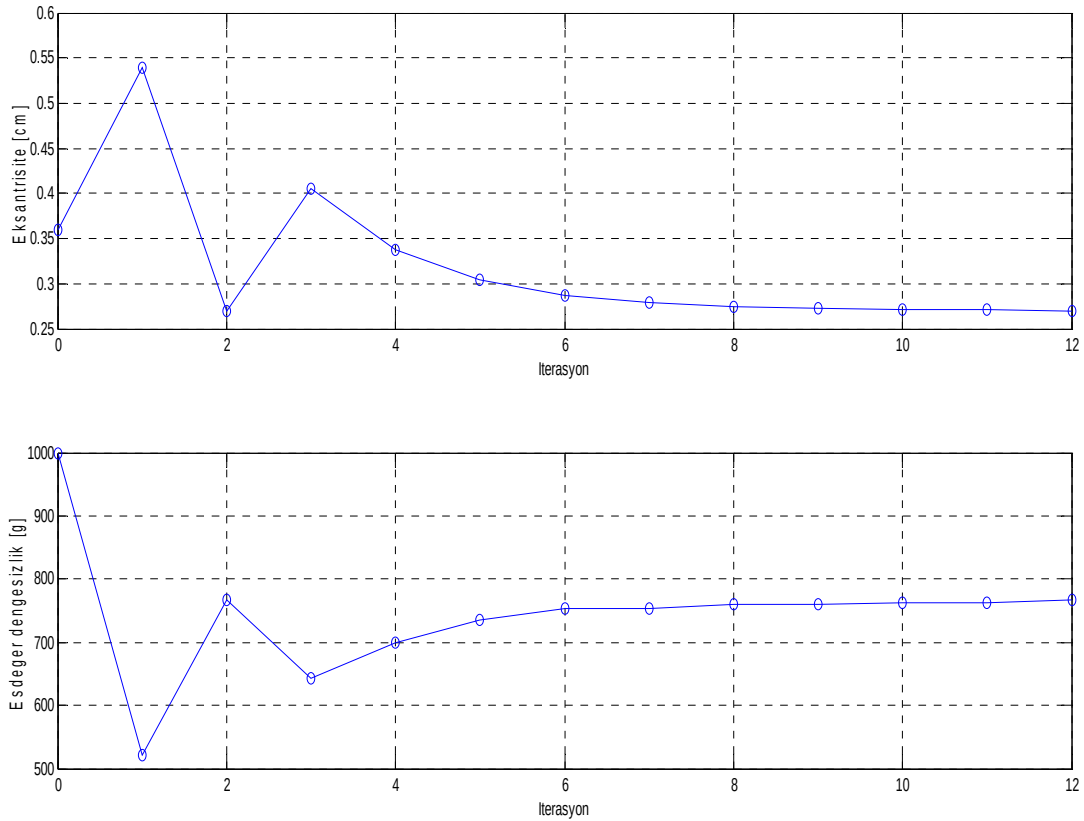
Bu ve bundan sonraki bölümlerde, sistemdeki dengesiz kütle miktarı, m_d , ile dengesiz kütlelerin sistemin geometrik merkezine uzaklığı, r_d 'nin bilindiği ve eksantrisitenin iterasyonla belirlenmesi gereken durumlar incelenmiştir. Bu tür analizlerin sıvı dengeleme halkalarının etkinliğini belirlemek ve tasarımı yapmak için mutlaka yapılması gerekmektedir. Bu tür analizler sonucunda, dengeleme halkası kullanılmadığı ve kullanıldığı durumdaki titreşim seviyelerini (eksantrisiteyi) karşılaştırmak ve dengeleme sisteminin performansını belirlemek mümkündür.

Burada, çok katmanlı bir sistem için eksantrisitenin ve eşdeğer dengesiz kütlelerin iterasyonla hesaplanması örnek analiz olarak verilmiştir. Bu analizde kullanılan sistem girdileri Çizelge 4.10'da sunulmuştur.

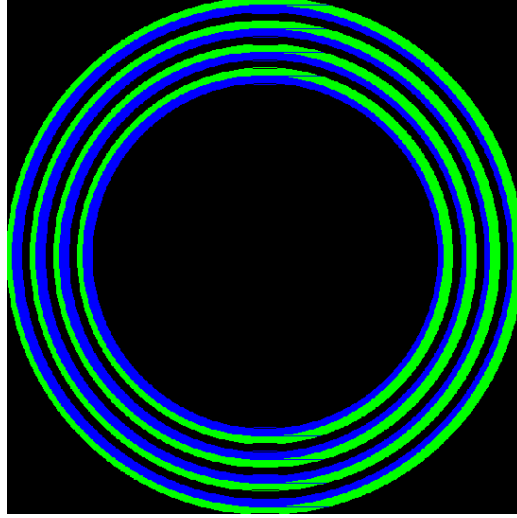
Çizelge 4.10 : Analizlerde kullanılan sistem parametreleri.

Katman sayısı	4
M [g]	50000
R _o [cm]	33, 30, 27, 24
R _i [cm]	31, 28, 25, 22
h [cm]	5, 5, 5, 5
ro [g/cm ³]	0.2982, 0.2982, 0.2982, 0.2982
q [-]	0.5, 0.5, 0.5, 0.5
md [gr]	1000
rd [cm]	18

Şekil 4.21’de görüldüğü gibi ilk iterasyon adımında (adım 0), pasif dengeleme halkaları olmadığı durumdaki eksantrisite değeri analizlerde kullanılmakta, bu durumda sıvının ne kadar dengeleme yapacağı hesaplanıp sıvı halkası ile beraber sistemde ne kadar eşdeğer dengesiz kütle olacağı hesaplanmaktadır. Hesaplanan eşdeğer dengesiz kütle yeni bir eksantrisite değeri belirlemekte ve iterasyon çözüme ulaşıncaya kadar bu döngü devam etmektedir. Daha önce belirtildiği gibi her bir e değeri için sıvının konumu da iterasyonla belirlenmektedir. İterasyonla çözüm sırasında, iterasyon adımına bağlı olarak elde edilen tipik eksantrisite ve eşdeğer dengesiz kütle grafikleri Şekil 4.21’de sunulmuştur. İterasyonla çözüm elde edildiğinde, son iterasyon adımıdaki değerler, Şekil 4.22’de de verildiği gibi, sıvının gerçek konumunu belirlemek için kullanılmaktadır.



Şekil 4.21 : e ve eşdeğer dengeleme kütlelerinin iterasyon adımına göre değişimi.



Şekil 4.22 : Sıvının katmanlar içinde konumlanması.

4.3.5 Katman sayısının verime etkisi

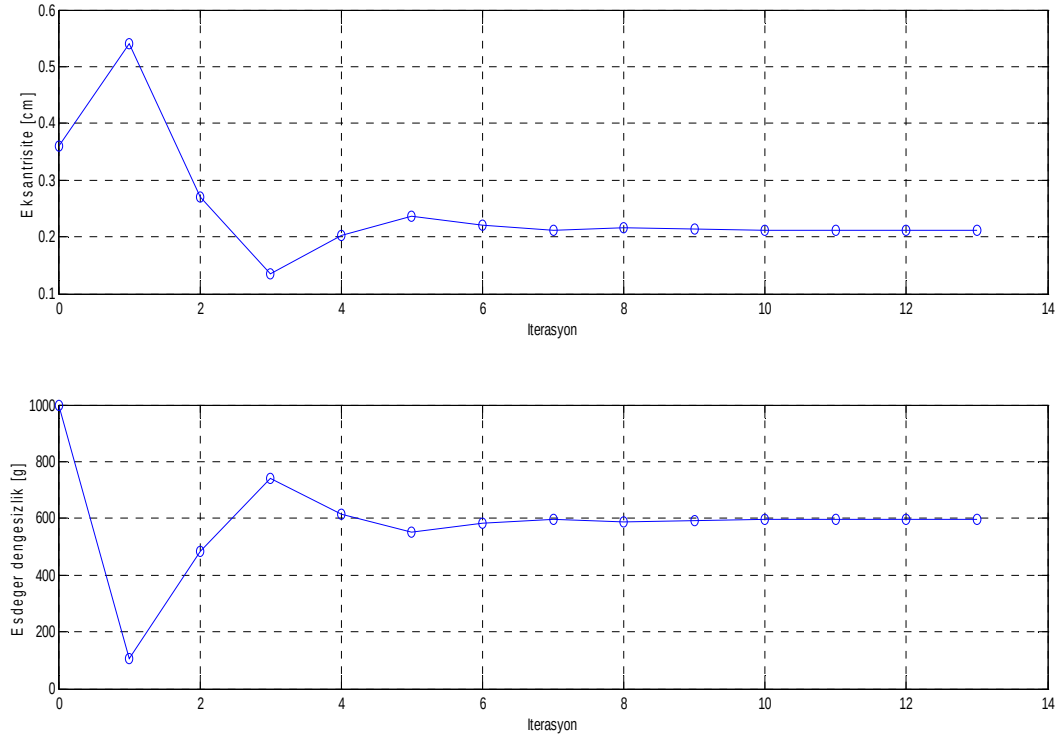
Bu bölümde, doluluk oranı ve toplam sıvı kütlesinin sabit olduğu durumda katman sayısının dengeleme verimine etkisi incelenmiştir. En büyük dış yarıçap ile en küçük iç yarıçap sabit tutularak, bunların arasında kalan alan her adımda farklı sayıda katmana bölünmüştür. Katmanlar arasında hiç boşluk olmadığı kabul edilmiş, dolayısıyla doluluk oranı sabit tutulduğunda, toplam sıvı kütlesi de sabit kalmıştır. Bu analizde kullanılan sistem girdileri Çizelge 4.11’de sunulmuştur.

Çizelge 4.11 : Katman sayısının verime etkisinin hesaplanması için kullanılan çok katmanlı sistem parametreleri.

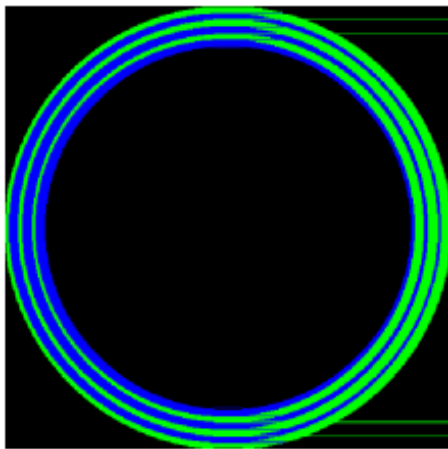
M [g]	50000
R_o [cm]	22
R_i [cm]	18
h [cm]	5
ρ_o [g/cm ³]	1.025
q [-]	0.5
md [gr]	1000
rd [cm]	18

Katman sayısı 1’den 8’e kadar taranmıştır. En büyük dış yarıçap $R_o = 22$ [cm], en küçük iç yarıçap $R_i = 18$ [cm] ve katmanlar aralarında boşluk olmaksızın eşit genişlikte olacak şekilde her bir katmana ait iç ve dış yarıçaplar hesaplanmıştır. Diğer parametrelerin değerleri tüm katmanlar için aynıdır. Farklı katman sayıları için eksantrisite ve eşdeğer dengesizliğin iterasyon adımına göre değişim sonuçlarının, her bir durum için burada verilmesine gerek duyulmamış, örnek bir iterasyon sonucu Şekil 4.23’te katman sayısının 5 olduğu durum için sunulmuştur. Farklı katman

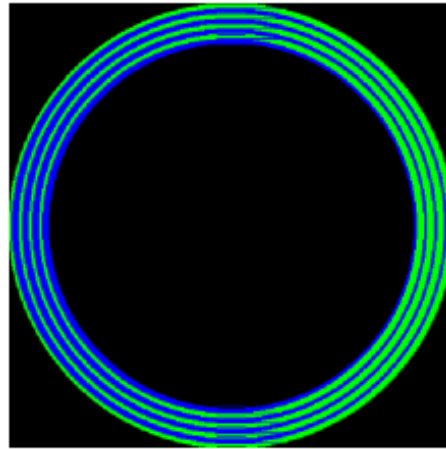
sayısı durumlarında iterasyon sonucunda belirlenen sıvının konumları Şekil 4.24'te verilmiştir. Bu analizlerden elde edilen sonuçlar, sabit toplam kütle ve doluluk oranı için verimin katman sayısına göre değişimi, Şekil 4.25'te verilmiştir. Görüldüğü gibi katman sayısının dengeleme verimine katkısı çok büyüktür. Katman sayısının 8 olması durumunda, dengeleme verimi %50'yi geçmektedir. Ancak, verimin katman sayısı ile artışı lineer olmayıp katman sayısı artıkça verim artış hızı azalmaktadır.



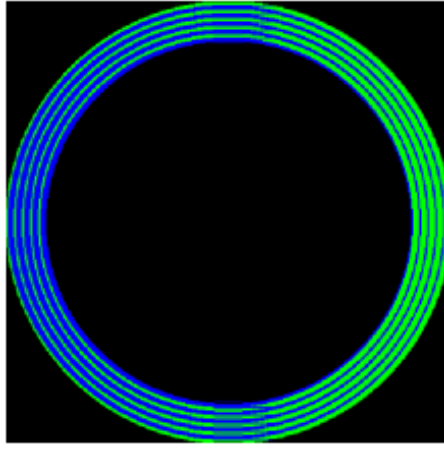
Şekil 4.23 : Tipik bir eksantrisite ve eşdeğer dengesiz kütle için iterasyon adımına göre değişimi (N=5 katman için).



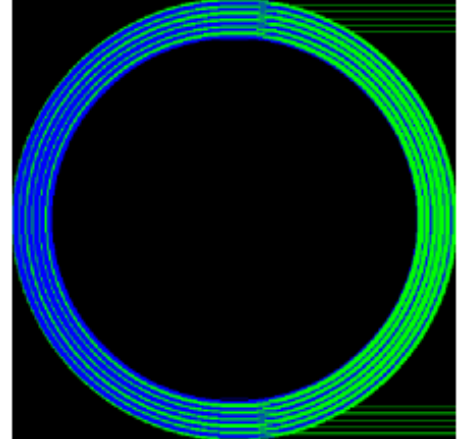
a) N=3



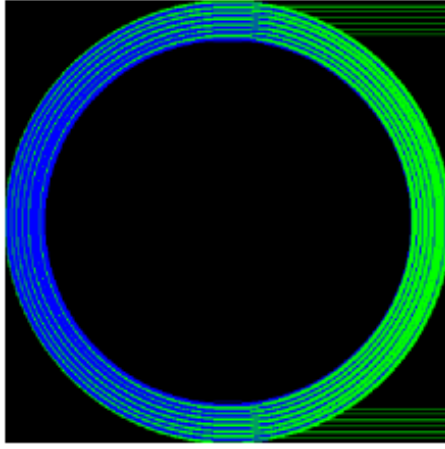
b) N=4



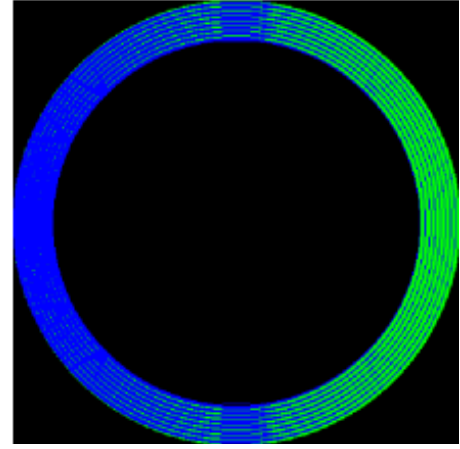
c) N=5



d) N=6

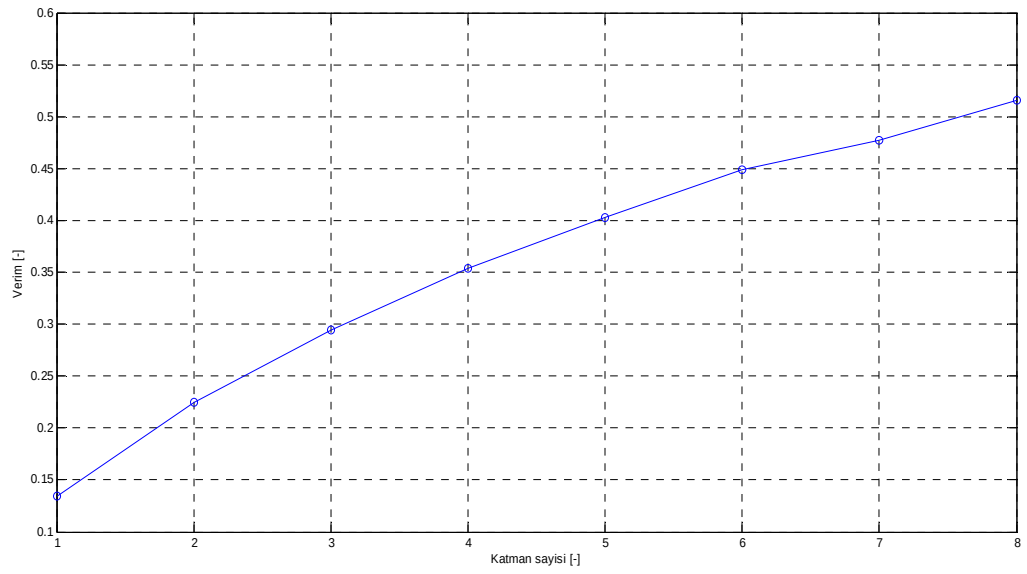


e) N=7



f) N=8

Şekil 4.24 : Farklı katman durumları için sıvının konumlanması.



Şekil 4.25 : Sabit toplam kütle ve q için verimin katman sayısına göre değişimi.

4.3.6 Sıvı kütlesi ve katman sayısının verime etkisi

Bu bölümde, doluluk oranının sabit olduğu durumda, farklı katman sayıları için farklı sıvı kütlelerinin verime etkisi incelenmiştir. En büyük dış yarıçap ile en küçük iç yarıçap sabit tutularak bunların arasında kalan alan her adımda farklı sayıda katmana bölünmüştür. Katmanlar arasında hiç boşluk olmadığı kabul edilmiştir. Farklı sıvı yoğunlukları kullanılarak farklı sıvı kütlesi değerleri elde edilmiştir. Bu analizde kullanılan sistem girdileri Çizelge 4.12’de sunulmuştur.

Çizelge 4.12 : Sıvı kütlesi ve katman sayısının verime etkisinin hesaplanması için kullanılan çok katmanlı sistem parametreleri.

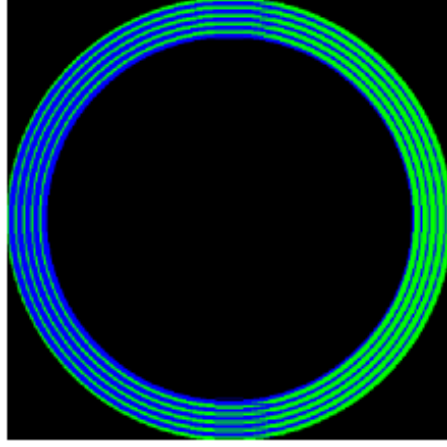
M [g]	50000
R _o [cm]	22
R _i [cm]	18
h [cm]	5
q [-]	0.5
md [gr]	1000
rd [cm]	18

Bu analizler sırasında, katman sayısı için N=1, 3, 5 ve 7 değerleri kullanılmıştır. En büyük dış yarıçap $R_o = 22$ [cm], en küçük iç yarıçap $R_i = 18$ [cm] ve katmanlar aralarında boşluk olmaksızın eşit genişlikte olacak şekilde her bir katmana ait iç ve dış yarıçaplar hesaplanmıştır. Yoğunluk değeri [1.025, 4.100] aralığında 1.025’lik artımlarla taranmıştır. Diğer parametrelerin değerleri, tüm katmanlar için aynıdır.

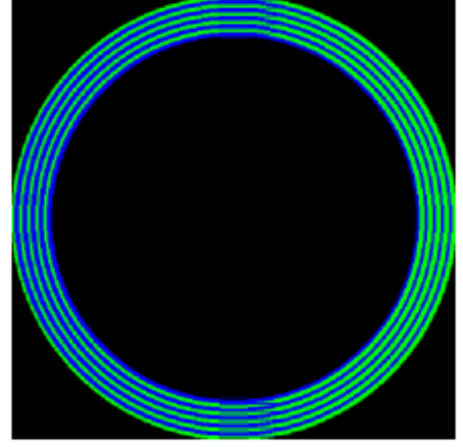
Eksantrisite ve eşdeğer dengesizliğin iterasyon adımına göre değişimi sonuçları sadelik açısından buraya dahil edilmemiştir. Ayrıca, katman sayısı 1, 3, 5 ve 7 değerleri için farklı sıvı yoğunlukları için analizler yapılmış olmasına rağmen, yine sadelik açısından elde edilen ara sonuçların hepsi buraya dahil edilmemiştir. Sadece katman sayısının 5 olduğu durumda, farklı sıvı yoğunluklarında elde edilen sıvı konum grafikleri, örnek olarak Şekil 4.26’da da verilmiştir.

Bu bölümde yapılan analizlerden elde edilen sonuçların özeti Şekil 4.26’da sunulmuştur. Şekil 4.26, sıvı dengeleme halkasının verimini kullanılan sıvı kütlesi ve katman sayısının fonksiyonu olarak göstermektedir. Görüldüğü gibi, katman sayısı arttıkça verimlilik artmaktadır. Ancak, çok sayıda katman kullanmanın hem ekonomik açıdan hem de pratik yönden dezavantajları olabilir. Şekil 4.26’da görülen bir başka sonuç ise dengeleme veriminin sıvı kütlesi ile arttığı yönündedir. Bu parametrenin seçimi konusunda da dikkatli olunması gerekir. Aşırı sıvı kütle

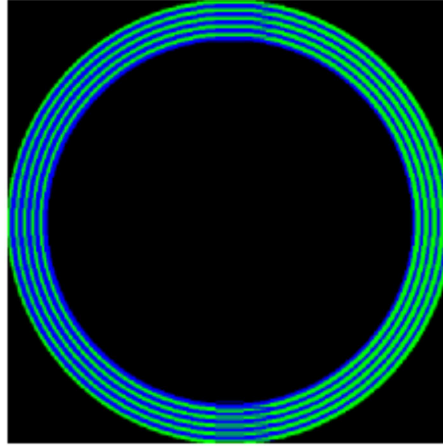
kullanılması, büyük hacimli sıvı halkaları gerektirecektir. Ayrıca, fazla miktarda sıvı kullanılması, makinanın ilk çalışma anında ve rejim haline ulaşmak için devir hızının arttırılması sırasında olumsuz etkiler yaratabilir.



a) $ro = 2.050$

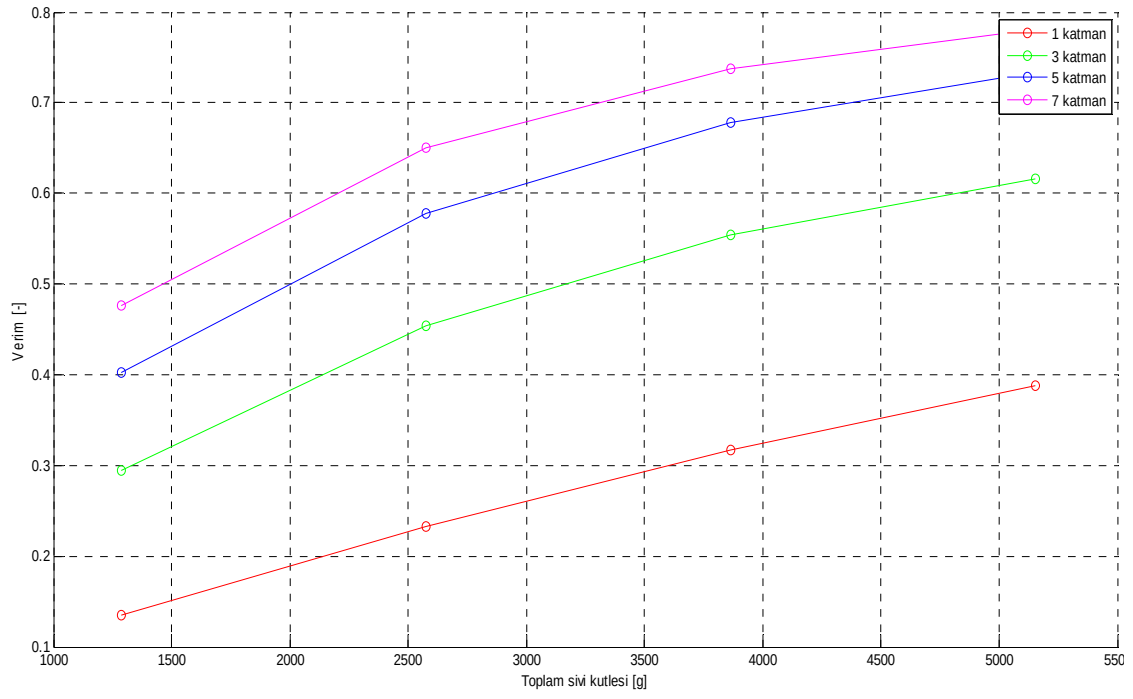


b) $ro = 3.075$



c) $ro = 4.100$

Şekil 4.26 : Farklı katman sayısı ve farklı yoğunluk analizleri için örnek sonuç (katman sayısı=5).



Şekil 4.27 : Farklı katman sayıları için verimin sıvı kütlesine göre değişimi.

5. GENEL DEĞERLENDİRME VE GELECEK ÇALIŞMALAR İÇİN ÖNERİLER

5.1 Genel Değerlendirme

Bu tez çalışmasında makinalarda dengesizlik problemi ele alınmış ve bu dengesizliğin pasif bir yöntemle azaltılması için sıvı halkalı sistemlerin kullanılması incelenmiş, söz konusu sıvı halkalı sistemlerin bir modelinin ortaya konması, analiz yönteminin geliştirilmesi ve sistemin optimize edilebilmesi için gerekli araçların geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Genel olarak, dengeleme yöntemleri hakkında bilgi toplanmış ve tez konusu olan sıvı halkalı sistemlerle pasif dengeleme hakkında kapsamlı bir literatür araştırması yapılmıştır. Bunun ardından, klasik dengeleme yöntemleri ve sıvı halkalı sistemlerle pasif dengeleme konularında teorik bilgiler derlenmiş ve sunulmuştur.

Sıvı halkalı sistemlerle pasif dengeleme, genellikle ilgilenilen frekans aralığında rijid olarak davranan, ancak izolasyon veya askı sistemleri nedeni ile makinanın çalışma hızının sistemin ilk doğal frekansının üzerinde olduğu durumlarda etkin olmaktadır. Bir başka deyişle, dengesizlikten kaynaklanan kuvvet ile deplasman cinsinden oluşan titreşimler arasında 180° 'lik bir faz farkı olduğu durumlarda sıvı halkalı dengeleme sistemleri kullanılabilir. Belirtilen bu kısıta bağlı kalmak üzere, bu tez kapsamında sıvı halkalı sistemlerin bir modeli oluşturulmuş ve bu model doğrultusunda bir analiz yöntemi geliştirilmiştir. Bu modelde kullanılan temel yaklaşım, verilen bir dengesizlik ortamında halka veya halkalar içerisinde bulunan sıvının halka veya halkalar içinde nasıl konumlanacağını ve sıvının ters yönde yaratacağı dengeleme kuvvetlerinin belirlenmesidir. Bu prensibe dayanarak sistemin dengeleme kapasitesini belirlemek mümkündür ve verilen bir dengesizlik durumu için sistemi optimize edecek araçlar, bu tez kapsamında geliştirilmiştir.

Verilen bir titreşim seviyesi (eksantrisite) durumunda sıvının halka veya halkalar içindeki konumu iteratif bir yöntemle belirlenmiştir. Ancak, gerçek uygulamalarda titreşim seviyesi değil, sistemdeki olası dengesizlik miktarı bilinmekte ve pasif

dengeleme sisteminin de bu koşulda analiz edilmesi gerekmektedir. Bu durum, analizler sırasında iterasyon döngüsü içinde başka bir iterasyon döngüsünü gerektirmektedir. Geliştirilen analiz yöntemi bu koşulda da sıvının konumunu ve pasif dengeleme sonucu elde edilebilecek titreşim seviyesini belirleyebilmektedir.

Tez kapsamında geliştirilen yöntem, herhangi bir çamaşır makinasına tek veya çok katmanlı sıvı dengeleme halkaları takıldığındaki durumu analiz etmek için kullanılmıştır. Yapılan örnek analizler sonucunda aşağıda sıralanan temel sonuçlara da ulaşılmıştır.

- Sıvı halkasının doluluk oranının çok düşük veya çok yüksek olması etkin bir dengeleme için uygun değildir.
- Tek katmanlı dengeleme halkası ile yüksek dengeleme verimi elde edilememektedir.
- Aynı sıvı dengeleme hacmi ve sıvı kütlesi kullanılması durumunda çok katmanlı dengeleme halkaları kullanmak daha etkin bir dengeleme sağlamaktadır.
- Sıvı halkalarının %50 dolu olması en iyi dengelemeyi sağlamaktadır.
- Katman sayısının artırılması, dengeleme etkinliğini arttırmaktadır.

Bilindiği gibi, sıvı halkaları ile pasif dengeleme sonucunda dengesizliğin tümünün ortadan kaldırılması mümkün değildir. Sıvı halkalı dengeleme sistemi dengesizliği azaltmak için kullanılabilir ve sistemin görevini yapabilmesi için makinada net olarak bir miktar dengesizlik veya eksentrisite olması şarttır.

Son olarak, bu tez kapsamında geliştirilen analiz yöntemi, verilen bir mekanik sisteme tek veya çok katmanlı pasif dengeleme halkaları tasarlamak için kullanılabilir.

5.2 Gelecek Çalışmalar için Öneriler

Bu tez çalışması kapsamında, sıvı dengeleme halkaları modellenmiş ve analiz yöntemi geliştirilmiştir. Ancak, daha etkin bir dengeleme yapabilmek için sıvı halkalarına ilave olarak, sıvı içerisinde hareket edebilen bilyalı sistemler de mevcuttur. Bu tezde geliştirilen metodun sıvı halkaları içinde hareket edebilen bilyaları da kapsayacak şekilde geliştirilmesi önerilmektedir. Benzer şekilde sıvı

içinde hareket edebilen metal kütleli sistemlerinde modele dâhil edilmesi mümkündür ve ileride yapılacak çalışmalar için önerilmektedir.

Bu çalışma kapsamında, makina rejim halinde çalışırken sıvının halka çeperlerine tutunacağı varsayılmış, yerçekimi etkisi analizlere dâhil edilmemiştir. Düşük devirde çalışan makinalarda yerçekimi etkisini dikkate almak gerekecektir. Ayrıca, makina rejim haline ulaşmadan önce, kalkış anında sıvı hareketinin incelenmesi de gelecek çalışmalar için önerilmektedir.

Son olarak, sıvı halkaları ile dengeleme çalışmalarında kullanılmak üzere bir deney düzeneği geliştirilmesi ve teorik sonuçların deneysel verilerle karşılaştırılıp analizlerin doğrulanması önerilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Orhan, S.** (2003). Döner Makinelerde Oluşan Arızalar ve Titreşim İlişkisi, *TEKNOLOJİ*, Yıl 6, sayı. 3-4, Sf. 41-48.
- [2] **Pasin, F.** (2000). *Makina Dinamiği*, Birsan Yayınevi, İstanbul.
- [3] **Pasin, F.** (2000). *Mekanik Sistemler Dinamiği*, Birsan Yayınevi, İstanbul.
- [4] **Wowk, V.** (1995). *Machinery Vibration: Balancing*, McGraw Hill, USA.
- [5] **Darlow M. S.** (1989). *Balancing of High-Speed Machinery*, Springer-Verlag, New York.
- [6] **Royzman, V. ve Drach, I.** (2005). Improving Theory for Automatic Balancing of Rotating Rotors with Liquid Self Balancers, *Mechanika*, **54**, 38–43.
- [7] **Grobel, L. P.** (1953). Balancing Turbine-Generator Rotors, *General Electric Review*, Cilt 56, sayı. 4, Sf. 22.
- [8] **Bishop, R. E. D.** (1959). The Vibration of Rotating Shafts, *Journal of Mechanical Engineering Science*, Cilt 1, sayı. 1, Sf. 50.
- [9] **Bishop, R. E. D. ve Parkinson, A. G.** (1972). On the Use of Balancing Machines for Flexible Rotors, *Journal of Engineering for Industry*, Cilt 94, Sf. 561-576.
- [10] **Saito, S. ve Azuma, T.** (1983). Balancing of Flexible Rotors by the Complex Modal Method, *ASME Transactions, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Cilt 105, Sf. 94-100.
- [11] **Meacham, W. L., Talbert, P. B., Nelson, H. D., ve Cooperrider, N. K.** (1988). Complex Modal Balancing of Flexible Rotors Including Residual Bow, *Journal of Propulsion*, Cilt 4, Sf. 245-251.
- [12] **Goodman, T. P.** (1964). A Least-Squares Method of Computing Balance Corrections, *ASME Transactions, Journal of Engineering for Industry*, Ağustos, Sf. 273-277.
- [13] **Lund, J. W. ve Tonnerson, J.** (1972). Analysis and Experiments in Multiplane Balancing of Flexible Rotors, *ASME Transactions, Journal of Engineering for Industry*, Cilt 94, Sf. 233.
- [14] **Tessarzik, J. M., Badgley, R. H., ve Anderson, W. J.** (1972). Flexible Rotor Balancing by the Exact Point-Speed Influence Coefficient Method, *ASME Transactions, Journal of Engineering for Industry*, Şubat, Sf. 148-157.
- [15] **Darlow, M. S.** (1987). Balancing of High-Speed Machinery: Theory, Methods and Experimental Result, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Cilt 1, sayı. 1, Sf. 105-134.

- [16] **Van De Vegte, J.** (1964). Continuous Automatic Balancing of Rotating Systems, *Journal of Mechanical Engineering Science*, Cilt **6**, Sf. 264-269.
- [17] **Van De Vegte, J. ve Lake, R. T.** (1978). Balancing of Rotating Systems during Operation, *Journal of Sound and Vibration*, Cilt **57**, Sf. 225-235.
- [18] **Van De Vegte, J.** (1981). Balancing of Rotating Systems during Operation, *Journal of Mechanical Engineering Science*, Cilt **23**, Sf. 257-261.
- [19] **Bishop, R.E.D.** (1982). On the Possibility of Balancing Rotating Flexible Shafts, *Journal of Mechanical Engineering Science*, Cilt **24**, Sf. 215-220.
- [20] **Gosiewski, Z.** (1985). Automatic Balancing of Flexible Rotors, Part 1: Theoretical Background, *Journal of Sound and Vibration*, Cilt **100**, Sf. 551-567.
- [21] **Gosiewski, Z.** (1987). Automatic Balancing of Flexible Rotors, Part 2: Synthesis of System, *Journal of Sound and Vibration*, Cilt **114**, Sf. 103-119.
- [22] **Dyer, S. W. ve Ni, J.** (1999). Adaptive Influence-Coefficient Control of Single Plane Active Balancing Systems. Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Conference and Exposition, Symposium on Sensors and Controls, MED-Vol. 10, Nashville.
- [23] **Dyer, S. W., Hackett, B. K., Kerlin, J.** (1998). Electromagnetically Actuated Rotating Unbalance Compensator, *U.S. Patent*, No: 5757662.
- [24] **Zhou, S., Shi, J.** (2000). Supervisory Adaptive Balancing of Rigid Rotor during Acceleration, *Transactions of NAMRI/SME*, Cilt **27**, Sf. 425-430.
- [25] **Zhou, S. ve Shi, J.** (2001). The Analytical Unbalance Response of Jeffcott Rotor during Acceleration, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Cilt **123**, Sf. 299-302.
- [26] **Zhou, S. ve Shi, J.** (2001). Optimal One-Plane Active Balancing of Rigid Rotor during Acceleration, *Journal of Sound and Vibration*.
- [27] **Zhou, S. ve Shi, J.** (2001). Unbalance Estimation for Speed-Varying Rigid Rotors Using Time-Varying Observer, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*.
- [28] **Zhou, S., Shin, K., Dyer, S., Shi, J., ve Ni, J.** (2001). Active Balancing and Optimal Balancing Plane Selection of Rotors during Acceleration, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*.
- [29] **Zhou, S., and Shi, J.** (2001). Active Balancing and Vibration Control of Rotating Machinery: A Survey, *The Shock and Vibration Digest*, Cilt **33**, sayı. 4, Sf. 361-371.
- [30] **Lindell, H.** (1996). Vibration Reduction on Hand-held Grinders by Automatic Balancing, *Central European Journal of Public Health*, Cilt **4**, Sf. 43.
- [31] **Den Hartog, J.P.** (1956). *Machinery Vibrations: Balancing*, McGraw-Hill, New York.

- [32] **Thearle, E. L.** (1950). Automatic Dynamic Balancer Part 2 – Ring, Pendulum, and all Balancers, *Machine Design*, Sf. 102-106.
- [33] **Kravchenko, V. I.** (1986). Automatic Balancing of Rotor of Multi-Mass System with Row Type Automatic Ball Balancer, *Soviet Machine Science*, sayı. 2, Sf. 9-97.
- [34] **Rajalingham, C., Bhat, R. B., ve Rakheja, S.** (1998). Automatic Balancing of Flexible Vertical Rotors Using a Guided Ball, *Int. J. Mech. Sci.*, Cilt **40**, sayı. 9, Sf. 825-834.
- [35] **Conrad, D.C.** (1994). *The Fundamentals of Automatic Washing Machine Design Based Upon Dynamic Constraints*, (doktora tezi), Purdue University, West Lafayette, IN.
- [36] **Thearle, E. L.** (1950). Automatic Dynamic Balancers Part 1-The Leblanc Balancer, *Machine Design*, Sf. 119-224.
- [37] **Bae, S., Lee J. M., Kang Y. J., Kang J. S., Yun J. R.** (2002). Dynamic Analysis of an Automatic Washing Machine with a Hydraulic Balancer, *Journal of Sound and Vibration*, Cilt **257**, Sf. 3-18.
- [38] **Wang, Z. W. ve Wu H. M.** (2002). Dynamic Analysis and Simulation of a Top Loaded Washing Machine, *China Mechanical Engineering*, Cilt **13**, Sf. 2033-2035.
- [39] **Chen, H. W. ve Zhang, Q. J.** (2010). Stability Analyses of a Vertical Axis Automatic Washing Machine without Balancer, *Journal of Sound and Vibration*, Cilt **329**, Sf. 2177-2192.
- [40] **Chen, H., Zhang, Q., Cao, Y.** (2010). Dynamic Analysis of a Hydraulic Balancer. International Conference on Computer Application and System Modeling, Vol. 1, Sf. 693-697.
- [41] **Ikeda, T., Nakagawa, K., Takenaka, A., ve Tsunomoto, Y.** (2002). Washing Machine, *JP Patent*, No: 6418758 tarih: 16.07.2002.
- [42] **Jones, D. M., Harrison, M. D., ve Wilson, M. C. E.** (2008). Automatic Balancing Device, *US Patent*, No: 2008034917 tarih: 14.02.2008.
- [43] **Braunschweig, J. R., Crawford, J. F., ve Wunderlich, D. F.** (2001). Fluid Balancing Ring and Method for Using Same, *US Patent*, No: 6327732 tarih: 11.12.2001.
- [44] **Uhlen, S. G.** (1998). Arrangement for Balancing of a Body Rotatable about an Axis, *US Patent*, No: 5813253 tarih: 29.09.1998.
- [45] **Farrington, E. K. ve Vukorpa, V. M.** (1993). Balancer for an Automatic Washwer, *EP Patent*, No: 0607678 tarih: 13.12.1993.
- [46] **Çelikel, S.** (2010). *Çamasır Makinalarında Dengesizliğin Algılanması Konum ve Miktarının Belirlenmesi*, (yüksek lisans tezi), İTÜ, İstanbul.
- [47] **Url-1** < <http://www.tech.plym.ac.uk/sme/mech226/rotunb2.pdf>>, alındığı tarih: 03.03.2012.
- [48] **Samarasekera, S.** (2007). *Vibration Damping, Control, and Design*, CRC Press.

- [49] **Vatansever, C.** (2009). *Çamasır Makinelerinde Titreşimi Sönümlemek Amaçlı Kullanılan Pasif Dengeleme Halkalarının Çalışma Prensipleri ve Alternatif Tasarımları*, (yüksek lisans tezi), İTÜ, İstanbul.
- [50] **Belek, H. T.** (2002). Experimental Method, Balancing Experiment Report
- [51] **Ehrich, F.F.** (1992). *Handbook of Rotordynamics*, McGraw-Hill, New York.
- [52] **Meirovitch, L.** (1986) *Elements of Vibration Analysis*, McGraw-Hill, New York.
- [53] **Url-2** < <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/14331-draw-a-circle-in-a-matrix-image/content/MidpointCircle.m>>, alındığı tarih: 24.02.2012.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Sergül ŞANVERDİ

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul, 18-02-1986

E-Posta: sergulsanverdi@gmail.com

Lisans: İTÜ Tekstil Mühendisliği
İTÜ Makine Mühendisliği