



**MAKASLI KALDIRICININ ÖNTASARIMI
İÇİN BİR YAZILIM VE ARAYÜZ
GELİŞTİRİLMESİ**

SEZGİN ESER



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MAKASLI KALDIRICININ ÖNTASARIMI İÇİN BİR YAZILIM VE
ARAYÜZ GELİŞTİRİLMESİ**

Sezgin ESER

Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2016

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Sezgin ESER tarafından hazırlanan “Makaslı Kaldırıcının Öntasarımı İçin Bir Yazılım ve Arayüz Geliştirilmesi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

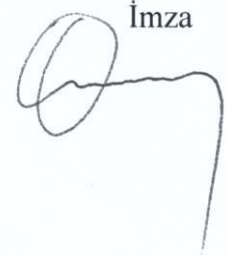
Başkan : Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN
U.Ü. Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Üye : Prof. Dr. Osman KOPMAZ
U.Ü. Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Üye : Yrd. Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ
BTÜ Doğa Bilimleri, Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylıyorum



Prof. Dr. Ali Osman DEMİR
Enstitü Müdürü

03.02./2016 (Tarih)

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

02 / 02 / 2016

Sezgin ESER

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

MAKASLI KALDIRICININ ÖNTASARIMI İÇİN BİR YAZILIM VE ARAYÜZ GELİŞTİRİLMESİ

Sezgin ESER

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

Bu tez çalışmasında makaslı tip bir kaldırma platformunun mekanik analizi incelenmiştir. Platformun kuvvet ve mukavemet analizi için MATLAB yazılımında bir kod ve ara yüz programı hazırlanmıştır. Hazırlanan program, platformun kaldırma yükünü ve yükselme miktarını giriş değeri olarak, hem makas uzuvlarında oluşan bağlantı kuvvetlerini, hem de silindir kuvvetini hesaplamaktadır. Program vasıtası ile ayrıca belirlenen malzeme ve kesit değerleri için mukavemet kontrolü yapılmaktadır.

Hazırlanan program ile hesaplanan değerlerin doğruluğunu kontrol etmek amacı ile ANSYS programında platform modelinin analizi yapılmıştır. Hazırlanan modelin analizi ile MATLAB programının sonuçları karşılaştırıldığında oldukça yakın değerler elde edildiği görülmüştür.

Hazırlanan MATLAB programı, platform için hem sanki statik hem de dinamik analiz gerçekleştirmektedir. Böylece hangi hidrolik silindir hız değerinden itibaren sanki statik çözümün yetersiz kalacağı yorumlanmasına da imkân sağlanmıştır.

Oluşturulan arayüz sayesinde, gerekli makas sayısı, uzuv uzunluklarını ile hidrolik silindir kuvveti ve strok değerleri hesaplanıp sonuçları bu ara yüz üzerinden okunabilmekte; ayrıca aynı arayüz üzerinde mukavemet kontrolü sonuçları da görülebilmektedir. Böylece farklı yükseklik ve taşıma yükü özelliğine sahip platformlar için hızlı bir mekanik analiz gerçekleştirilebilmektedir.

Anahtar kelimeler: makaslı platform, mekanik analiz, ANSYS, MATLAB

2016, ix+69 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

A SOFTWARE AND INTERFACE DEVELOPEMENT
FOR PRELIMINARY DESIGN OF SCISSOR LIFT

Sezgin ESER

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

In this thesis mechanical analysis of a scissor type platform has been investigated. For computing forces on the platform and strength of the scissors arm, a MATLAB program has been designed with an interface. With this program, each forces on scissors arms and force of the hydraulic cylinder have been computed by taking weight of the load and desired maximum length of platform as the input values. Also a strength analysis has been computed by taking the material type and dimensions of the arm as the input values.

For making a verification of the forces computed with program, an ANSYS analysis has been used. When the results compared, it is shown that the forces calculated by the MATLAB program are nearly the same as the analysis result of the ANSYS.

With the MATLAB program both static and dynamic analyses have been made. Thus an interpretation could be made for finding the hydraulic cylinder speed which cause an inaccurate static analysis.

Bye the interface of the MATLAB program, computed values which are the number of arm pair, length of the arms, hydraulic cylinder force and stoke value could be read. On the same interface the results of the strength of the scissors arm could be read. Thus a quick design and analysis could be made for different height and load needs on a platform.

Key words: scissors lift, mechanical analysis, ANSYS, MATLAB

2016, ix+69 pages

TEŐEKKÜR

Bu tez alıŐmasını yÖneterek gerekleŐtirilmesinde bÜyÜk katkı sağlayan ve her tÜrlÜ yardımı ile alıŐmayı destekleyen, ayrıca bilgi ve tecrÜbelerini her zaman paylaŐan tez danıŐmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Sevda Telli etin'e teŐekkür ederim.

Tez alıŐması sÜresince yardımlarını esirgemeyen Sayın Prof. Dr. Osman Kopmaz'a teŐekkür ederim.

Her konuda Öneri ve eleŐtiriyle yardımlarını gördÜĞüm hocalarıma ve arkadaşlarıma teŐekkür ederim.

EĞitim hayatım boyunca her zaman yanımda olan ve bana destek veren aileme teŐekkür ederim.

Sezgin ESER

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
SİMGE VE KISALTMALAR	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1.GİRİŞ	1
2 KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Literatür Taraması	3
2.2 Yükseltilebilir Platformlar	7
3. MATERYAL VE YÖNTEM	11
3.1 Sanki-Statik Analiz.....	11
3.1.1. Denge denklemleri:.....	11
3.2.2. Virtüel işler prensibi (VİP)	22
3.2. Mukavemet Kontrolü	27
3.2.1 Normal ve teğet kuvvetler.....	27
3.2.2 Eğilme ve bası çeki gerilmeleri	29
3.3. Dinamik Analiz	31
3.3.1. Kinematik Analiz.....	32
3.3.2. Hız ifadelerinin bulunması.....	35
3.3.3 İvme ifadelerinin bulunması	38
3.3.4. Uzuva atalet momenti	39
3.3.5. Virtüel güçler prensibi	41
3.4 Oluşturulan MATLAB Programı	42
3.5. ANSYS Katı Model Analizi.....	46
4 BULGULAR	51
4.1 Sanki Statik Durum ve Virtüel İşler Karşılaştırması.....	51
4.2. MATLAB Programı ile ANSYS Modeli Karşılaştırması	54
4.3. Virtüel Güçler ile ANSYS karşılaştırması	55
4.4. MATLAB Programı ile Referans Çalışma(RÇ) Karşılaştırması.....	56
4.5. Sanki Statik Durum Analizi ve Dinamik Analiz Karşılaştırması.....	58
5. SONUÇ ve DEĞERLENDİRME	63
KAYNAKLAR	64
EKLER.....	65
EK 1: Üç Makaslı Durum İçin Katsayılar Matrisi.....	65

EK 2: Dört Makaslı Durum İçin Katsayılar Matrisi.....	66
EK 3: Beş Makas Tek Hidrolik Silindir İçin Katsayılar Matrisi.....	67
EK 4: Beş Makas Çift Hidrolik Silindir İçin Katsayılar Matrisi.....	68
ÖZGEÇMİŞ	69



SİMGE VE KISALTMALAR

Simgeler	Açıklama
A	Uzuv kesit alanı (m ²)
a	Çizgisel ivme (m/s ²)
F_H	Hidrolik silindir kuvveti (N)
F_{ij}	i uzvundan j uzvuna gelen kuvvet (N)
F_W	Uzuv ağırlığı (kg)
G	Platform yükü (N)
I	Atalet momenti (kgm ²)
L	Uzuv uzunluğu (m)
M	Moment (Nm)
m	Kütle (kg)
n	Makas sayısı
V_{G_i}	i uzvunun ağırlık merkezinin hızı (m/s)
V_i	i noktasındaki çizgisel hız (m/s)
X	Platform uzunluğu (m)
x_p	Üst platformda yük kuvveti ile mafsal arasındaki mesafe (m)
Y	Platformun istenen maksimum yüksekliği (m)
y	Tarafsız eksenden uzaklık (m)
α	Açısal ivme (m/s ²)
β	Hidrolik silindirin yatayla yaptığı açı (Derece)
θ	Uzvuun yatayla yaptığı açı (Derece)
ρ	Özkütle (kg/m ³)
ω	Açısal hız (rad/s)

Kısaltmalar	Açıklama
SCD	Serbest Cisim Diyagramı
SSD	Sanki Statik Durum
VİP	Virtüel İşler Prensibi
VGP	Virtüel Güçler Prensibi
KCD	Katı Cisim Dinamiği

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Beş makastan oluşan bir makaslı platform	7
Şekil 2.2. Eklemlili(sağda) ve teleskobik(solda) platform	8
Şekil 2.3. Çift direkli (solda) ve tek direkli (sağda) platform	8
Şekil 2.4. Hareket kabiliyetlerine göre platformlar	8
Şekil 2.5. Palfinger firmasının ürettiği köprü inceleme platformu	9
Şekil 3.1. Üç makaslı platform için uzuv numaralandırması	12
Şekil 3.2. İki numaralı uzuv için SCD	13
Şekil 3.3. Üç numaralı uzuv için SCD	13
Şekil 3.4. Dört numaralı uzuv için SCD	14
Şekil 3.5. Beş numaralı uzuv için SCD	15
Şekil 3.6. Altı numaralı uzuv için SCD	15
Şekil 3.7. Yedi numaralı uzuv için SCD	16
Şekil 3.8. Üst platformda x_p mesafeleri	17
Şekil 3.9. Üst platform için SCD	17
Şekil 3.10. Üç makaslı platformda θ ve β açıları	18
Şekil 3.11. FH kuvvetinin moment oluşturan bileşeninin gösterimi	19
Şekil 3.12. Beş makaslı durum için ikinci tasarım	21
Şekil 3.13. Üç makaslı platforma etkiyen dış kuvvetler	23
Şekil 3.14. c ve q noktaları için konum vektörleri	23
Şekil 3.15. f noktası için konum vektörü	24
Şekil 3.16. p noktası için konum vektörü	25
Şekil 3.17. l ve r noktaları için konum vektörleri	25
Şekil 3.18. p mafsal noktasından etkiyen F_H kuvveti	26
Şekil 3.19. Üç numaralı uzuv üzerindeki kuvvetlerin normal ve teğet bileşenleri	28
Şekil 3.20. İki numaralı uzuv üzerindeki kuvvetlerin normal ve teğet bileşenleri	28
Şekil 3.21. İki numaralı uzuv üzerindeki hızlar	36
Şekil 3.22. Beş numaralı uzuv üzerinde hızlar	37
Şekil 3.23. Dönme merkezi	39
Şekil 3.24. Program Arayüzü	44
Şekil 3.25. MATLAB Programı Algoritması	45
Şekil 3.26. Üç makaslı platform ANSYS modeli	47
Şekil 3.27. ANSYS döner mafsal tanımlaması	47

Şekil 3.28. ANSYS genel mafsal tanımlaması.....	48
Şekil 3.29. Mafsal için hareket serbestliğinin belirlenmesi	48
Şekil 3.30. ANSYS kayar mafsal tanımlaması	49
Şekil 3.31. ANSYS kuvvet ve hız tanımlaması	50
Şekil 4.1. Üç makas için SSD ve virtüel işler karşılaştırması.....	52
Şekil 4.2. Dört makas için SSD ve virtüel işler karşılaştırması	52
Şekil 4.3. Beş makas ilk tasarım için SSD ve virtüel işler karşılaştırması.....	53
Şekil 4.4. Beş makas ikinci tasarım için SSD ve virtüel işler karşılaştırması.....	53
Şekil 4.5. F52 kuvveti için SSD ve ANSYS karşılaştırması.....	54
Şekil 4.6. F74 kuvveti için SSD ve ANSYS karşılaştırması.....	55
Şekil 4.7. Hidrolik silindir kuvveti için SSD ve ANSYS karşılaştırması	55
Şekil 4.8. Hidrolik silindir kuvveti için virtüel güçler ve ANSYS karşılaştırması	56
Şekil 4.9. Farklı hidrolik silindir hızlarının etkisi	58
Şekil 4.10. Hıza bağlı olarak F_h değişimi.....	59
Şekil 4.11. Hız değişiminin etkisi	59
Şekil 4.12. Uzuvların açısız hız ve ivme değişimi	60
Şekil 4.13. Uzuv atalet kuvvetlerinin oluşturduğu güç ifadesinin değişimi	61
Şekil 4.14. Uzuv atalet momentlerinin oluşturduğu güç ifadesinin değişimi	61

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. MATLAB programı içinde sabitlenmiş değerler.....	42
Çizelge 3.2. ST 52-3 çeliğinin mekanik özellikleri.....	43
Çizelge 4.1. RÇ ile MATLAB karşılaştırması.....	57



1.GİRİŞ

Makaslı platformlar bir kişiyi veya bir yükü belirli bir yüksekliğe kaldırmak amacı ile tasarlanmış, üst üste eklenmiş makas formunda uzuvlardan meydana gelen personel veya yük taşıma platformlarıdır.

Platformların mobil veya sabit oluşundan bağımsız olarak uzuv hareketlerinden dolayı oluşacak çalışma uzayı incelendiğinde yalnızca düşey doğrultuda hareket kabiliyetine sahip olan makaslı platformların, dikdörtgenler prizması şeklinde bir çalışma uzayına sahip olduğu görülmektedir. Çalışma uzayının yapısından dolayı makaslı platformlar ile yalnızca düşey doğrultuda yük veya personel taşıma işlemi yapılabilmektedir.

Bir makaslı platformun tasarım ve üretimindeki en önemli girdiler, makaslı platformun uzunluğu, platformun ulaşması istenen yükseklik ve platformun taşınması beklenen yük değeridir. Tasarımdan üretime geçiş sırasında hesaplanması gereken önemli büyüklükler ise; gerekli olacak hidrolik silindir kuvveti ve hidrolik silindir stroğu, kullanılması gereken makas sayısı ile uzuvların maksimum açısız konumlarıdır. Ayrıca seçilen uzuv kesiti uygun mukavemet değerlerine sahip olmalıdır.

Daha önce yapılan çalışmalar incelendiğinde belirli tasarım ölçülerine sahip makaslı platformlar için kuvvet ve mukavemet analizlerinin çeşitli yöntemler ile gerçekleştirildiği görülmektedir. Ancak tasarımın ilk adımları olan, makas sayısı ve uzuv uzunluğunu belirleyen, ardından boyutlandıran bu platform için kuvvet ve mukavemet analizi gerçekleştiren bir program oluşturulmamıştır.

Yapılan bu çalışma ile istenen yük değerini, platform genişliği ve platformun ulaşması istenen yükseklik değerini, bununla beraber üretilmesi düşünülen uzuv kesit ölçülerini giriş değeri olarak girmemizi bekleyen bir MATLAB programı hazırlanmıştır. Program girilen giriş değerleri vasıtasıyla; gerekli uzuv uzunluğunu, platformda olması gereken makas sayısını ve uzuvların maksimum açısız konumlarını, kullanılması gereken hidrolik silindirin kuvvet ve strok değerini, son olarak da girilen uzuv kesit ölçüleri ile üretilecek bu platformun güvenli olup olmayacağını kullanıcıya çıkış değeri olarak vermektedir.

Hazırlanan MATLAB programı, platform için hidrolik silindir kuvvet değerlerini hem sanki statik hem de dinamik analiz ile hesaplamaktadır. Bu iki analizin karşılaştırılması sayesinde; tasarlanacak platform için hangi hız değerinden sonra sanki statik hesabın yetersiz kaldığı görülebilmektedir. Böylece farklı tasarımlar için dinamik hesabı zorunlu kılan hız değerleri yorumlanabilmektedir.



2 KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Literatür Taraması

Makaslı platformlar üzerine yapılan çalışmalar incelendiğinde; tasarımı yapılan platformun tahrik elemanlarının kuvvet değerlerinin matematiksel ifadelerinin çıkarımları, tahrik kuvveti değerlerinin optimizasyonu, tasarımı yapılmış platformların mukavemet kontrollerinin çeşitli analiz programları ile gerçekleştirilmesi konuları üzerinde çalışmaların yoğunlaştığı görülmektedir

Spackman (1994), yaptığı çalışmada enerjinin korunumu ifadesi yardımı ile makas lifti hareket ettirecek eyleyici kuvvetini; lift yüksekliğinin eyleyici boyuna göre türevi cinsinden bir fonksiyonu olarak ifade etmiştir. Ardından da bu türev ifadesini hidrolik silindirin açılma konumundaki değişim cinsinden elde etmiştir. Bu işlem sırasında hidrolik silindirin bir ucunun uzva, diğerinin alt tablaya bağlanması durumunu ve hidrolik silindirin iki ucunun da uzuv üzerinde bağlı olduğu durumu ayrı ayrı incelemiştir. Bulunan bu fonksiyon ve türev ifadeleri ile istenen amaç doğrultusunda gerekli hidrolik silindir kuvvetini ve hidrolik silindirin mafsal bağlantısının konumu da hesaplanabilmektedir.

Liu ve Sun (2009), makalelerinde makas lift tasarımı sırasında sadece statik çözüm yapılmasının yetersiz olduğunu, dinamik çözümün göz ardı edilmesi ile mekanizmanın gerçek çalışma koşulu ve kinetik özelliklerinin yansıtlamadığını vurgulamışlardır. Bu ifadelerinin doğrultusunda makas liftin kinematik ve kinetik simülasyonunu MATLAB-Simulink programı ile gerçekleştirmiştir. Kinematik simülasyon ile uzuvların her konumundaki açı değerlerini, kinetik simülasyon ile de mafsallarda meydana gelen reaksiyon kuvvetlerini elde etmiştir. Ayrıca Pro/E programı aracılığı ile tasarımı optimize ederek mekanizmanın toplam ağırlığını azaltmıştır.

Harris ve ark. (2010), CFOI verilerinin 1992-2003 yılları arasında 306 yükselebilen platform kazası gösterdiğini ve bu kazaların da %78'inin makaslı platformlar ile gerçekleştiğini belirterek, çalışmalarında makaslı platform üzerine monte edilebilecek bir güvenlik halatının karakteristiğini incelemiştir. Makaslı platform üreticileri, güvenlik halatı bağlantı noktası olarak üst platform zeminini gösterip, platform tirabzanlarını önermelerine karşın Harris ve ark. yaptıkları çalışma ile platform

trabzanlarının da deformasyonunun güvenli bölge içerisinde kaldığını ve üreticilerin trabzanları da potansiyel bir güvenli halat bağlama noktası olarak düşünmeleri gerektiği sonucuna varmışlardır.

Hartsell (2010), yaptığı tez çalışmasında makaslı platformların çarpma veya yoldaki çukurlara düşme durumlarındaki dinamik davranışını incelemiştir. Tezinde ISO 16368 standardında platformun devrilme kontrolünün çarpma durumundaki kinetik enerjinin, potansiyel enerjiden fazla olması durumuna göre kontrol edildiğini belirten yazar bu kontrolün yeterli olmadığını, uygulamada platform malzemesinin elastisitesinin de önemli olduğunu vurgulamıştır. Çalışmaları sonucunda esnekliğin artırılması ile stabilitenin azaldığını, sertliğin artırılması ile de stabilitenin iyileştiğini görmüştür. Sertliğin aşırı artırılması durumunda mafsallardaki boşlukların giderilmesinin zorlaşacağını belirttiği çalışmada bunun önüne geçilmesi için düzenli koruyucu bakımın yapılması gerektiğine dikkat çekilmiştir.

Hongyu ve Ziyi (2011), makalelerinde tek silindir kullandıkları bir makas lift tasarımını Pro/E yardımı ile gerçekleştirmiş ve kuvvet analizi yaparak taşınması istenen yük ve hidrolik kuvvet arasındaki eşitliği çıkarmışlardır. Bununla beraber hidrolik silindir hızının 1 m/dk ve 5 m/dk olması durumunda platformun yükselme esnasındaki hız değişimlerini incelemişlerdir.

Bhatt ve Pandya (2012), vidalı mil kullanılarak tasarlanan bir liftin mekanik olarak kontrol edildiğinde genel maliyetin düşeceğini vurgulamış ve bu doğrultuda tasarımlarını gerçekleştirmişlerdir. Ardından ANSYS programı yardımı ile gerilme analizleri yaparak tasarımlarının güvenliğini doğrulamışlardır.

Rashid ve ark. (2012), araştırmalarında uçaklar için yer destek ekipmanı üreten AEREX firmasının ürettiği makaslı liftin ANSI MH29.1 “Endüstriyel Makaslı Liftlerin Güvenlik Gereksinimleri” standardına uygunluğunu incelemişlerdir. Bunun için Solidworks ile katı modeli hazırlanan makas liftin uzuvları Abaqus programına transfer edilmiştir. Sehimi sonlu elemanlar yöntemi ile incelenirken uygun ağ yapısını yakalamak için birkaç deneme yapılmıştır. Analiz sonucunda sehimin standartlarda izin verilen aralıkta olduğuna ulaşılmıştır. Bununla birlikte bazı üreticilerin standartta bulunan maksimum

sehim değerini çok yüksek bulduğu ve çalışma sırasında kazalardan kaçınmak için diğer güvenlik önlemlerinin de alınmasının gerektiği vurgusu yapılmıştır.

Dong ve ark. (2012), yaptıkları çalışma ile makaslı platformların dinamik dengesini incelemişlerdir. Makaslı platformlar ile yapılan kazalar içinde önemli bir bölümü platformun devrilmesinin oluşturduğunu belirterek platform için kaldırım kenarına çarpma ve yoldaki çukura düşme deneyleri yapılmıştır. ADAMS programı yardımı ile de deney simülasyonu yapılmıştır. alışmalarının sonucunda platformun elastik yapısının artışı ile yuvarlanma potansiyelinin de arttığı sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca platformun yuvarlanma eşiğinin, zeminin eğimi ile platformun devrilme hızının bir fonksiyonu olduğunu belirtmişlerdir. Bunun yanında platform üzerindeki mafsalları zamanla aşınarak zayıf ve gevşek bir yapıya dönüştüğünü, böyle durumlarda sorun giderilmeden platformun kullanılmaması gerektiğini de vurgulamışlardır.

Yi ve ark. (2012), yaptıkları çalışmada ağır yüke maruz kalan, tek makastan ve tahrik elemanı olarak dört silindirden oluşan bir makaslı platformu incelemişlerdir. Hidrolik silindirlerin simetrik konumlandırıldığı kabul ile istenen yükün taşınması için gerekli hidrolik kuvveti Virtüel Güçler Prensipli yardımı ile hesaplayan eşitliği elde etmişlerdir. Ayrıca makasın orta noktasından uzanan ve platformun iki ucundaki makasları birbirine bağlayan şaft üzerindeki kuvvetleri incelemişlerdir. Yaptıkları bu inceleme sonunda dört hidrolik silindirin şaft üzerine simetrik mafsallanması sonucunda, şaft üzerinde kesme kuvvetinin oluşmadığı ve bu sebeple platformun daha iyi bir servis ömrüne sahip olacağı sonucuna varmışlardır.

Aksungur ve Güler (2013), yayınladıkları makalede belirli boyutta olan bir makaslı platformun analizini yapmışlardır. Solidworks ile katı modeli oluşturulan makaslı platformunun ANSYS programında çoklu cisim dinamiği analizi ile tüm konumlarda profillerin ve hidrolik silindirin kuvvetleri elde edilmiş, Elde edilen bu kuvvetler ile sanki-statik durum denklemleri yazılarak Excel'de hesaplanan kuvvetler karşılaştırılmış ve sonuçların birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Ardından Statik Yapısal Analiz ile bazı profillerin gerilme, deformasyon ve güvenlik faktörü değerleri elde edilmiş, sonuç olarak incelenen platformun, iş platformları için Türkiye standardı olan TSE EN 280'e uygun olduğu ortaya çıkarılmıştır. Ayrıca bazı parametreler değiştirildiğinde, değerlerin nasıl değiştiği de bu çalışma kapsamında gözlemlenmiştir.

Islam ve ark. (2014), çalışmalarında DC motor ile çalışan bir makaslı lifti bond grafiği metodu ile incelemişlerdir. Hazırlanan model ile mekanizmanın bütün kinematik değerlerini (yer değişim, hız, ivme vb.) sistemin tahrik elemanı olan motorun tork değerine bağlı olarak elde etmişlerdir. Dinamik sistemlerin çözümünde kullanılan geleneksel yöntemin çoğundan farklı olarak bond grafiği metodu ile çözümde PID kontrolün kullanılabilirdiği vurgulanmıştır.

Abhinay ve Rao (2014), üretimde makaslı platformların kullanımı ile üretim süresinin düşürülebildiğini belirterek, çalışmalarında bu ihtiyacı karşılamaya yönelik uygun bir tasarıma sahip makaslı platformun modellemesini ve malzeme seçimini gerçekleştirmişlerdir. Tasarladıkları model üzerindeki kuvvetlere bağlı gerilme ve gerilmelere bağlı şekil değişim dağılımlarını elde etmişlerdir. Sonuç olarak, belirli parametreler altında güvenli tasarıma sahip bir makaslı platform tasarımı gerçekleştirmişlerdir.

Nadeem ve Rajest (2015), yaptıkları çalışmada 1 ton kapasiteli ve 1500mm çalışma yüksekliğine sahip bir platform tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Tasarımı yapılan düşük ağırlıklı ve manuel kullanımlı makas liftin özellikle yer problemi olan alanlarda önemli bir yere sahip olduğunu vurgulamışlardır. Gerçekleştirdikleri tasarım için ihtiyaç durulan hidrolik kuvveti Spackman'ın (1994) makalesinde elde ettiği denklemler yardımı ile hesaplamışlardır. Solidworks programında da simülasyon yaparak hidrolik kuvveti elde etmişlerdir. Elde edilen bu iki hidrolik kuvveti karşılaştırdıklarında matematiksel hesaplamalarının %1,1 bağıl hata içerdiğine ulaşmışlardır. Minas NFX programı ile lineer yapısal analiz yaparak yapının güvenli olduğunu ve güvenlik faktörünün 2 olduğunu elde etmişlerdir.

Yapılan çalışmalar değerlendirildiğinde, çalışmalarda yoğunluklu olarak var olan bir platformun statik ve dinamik davranışlarının incelendiği gözlemlenmiştir. Ancak taşınması istenen yük, platform genişliği ve çalışması istenen makaslı platform yüksekliği doğrultusunda gerekli makas sayısını belirleyen, yine gerekli olacak hidrolik silindir kuvvetini ve makas uzvu ölçülerini veren bir program üzerinde çalışma yapılmadığı görülmüştür. Bu tez kapsamında bu eksikliğin giderilmesi amacı ile istenen değerler doğrultusunda platform boyutları ve hidrolik kuvvet değerini hesaplayan bir MATLAB programı oluşturulmuştur. Hazırlanan arayüz sayesinde gerekli makas sayısı,

hidrolik silindir kuvveti, hidrolik silindir stroğu ve uzuvların mukavemet kontrollerine göre güvenli olup olmadığı kullanıcıya sonuç olarak sunulmaktadır.

2.2 Yükseltilebilir Platformlar

Yükseltilebilen iş platformları; bir yükün kaldırılması, yüksek bir yere ulaştırılması, personelin yüksek yerlerde çalışabilmesi gibi amaçlar doğrultusunda kullanılmaktadır (Güler ve ark. 2013).

Yükseltilebilen iş platformları, insan veya yükü yüksek bir alana kaldırma temel görevini farklı mekanizma tasarımları ile gerçekleştirmektedir. Bu geniş tasarım yapılarına göre genel bir gruplandırma yapmak mümkündür.

Mekanizma tasarımlarına göre platformları; makaslı platformlar, bomlu platformlar ve direkli platformlar olmak üzere; üç ana grupta toplamak mümkündür. Şekil 2.1 Şekil 2.2 ve Şekil 2.3’de bu ana gruba ait örneklerler görülmektedir. Yükselmeli platformlar da eklemli, teleskobik ve eklemli teleskobik olmak üzere üç farklı yapıda olabilmektedir.



Şekil 2.1. Beş makastan oluşan bir makaslı platform

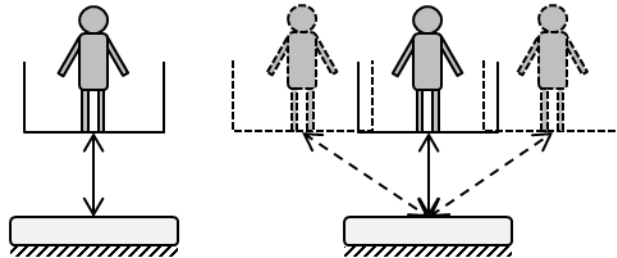


Şekil 2.2. Eklemlili(sağda) ve teleskobik(solda) platform



Şekil 2.3. Çift direkli (solda) ve tek direkli (sağda) platform

Mekanizma tasarımı dışında yükselebilen platformları, hareket kabiliyetlerine göre de gruplara ayrılabilir. Bu durumda ise; Şekil 2.4 ile gösterildiği gibi sadece düşey hareket edebilen ile yatay ve düşey hareket edebilen olmak üzere iki grup elde edilmektedir (Hernandez 2012).

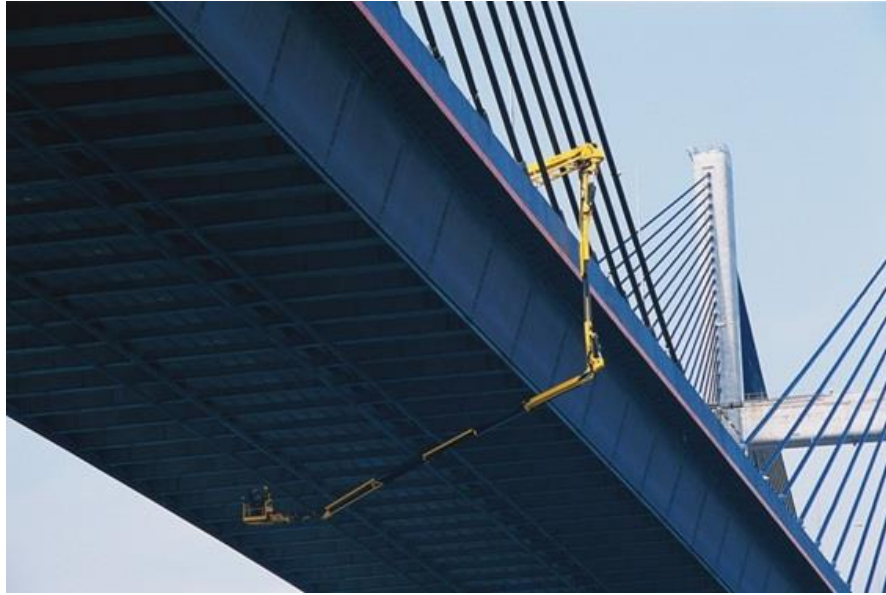


Şekil 2.4: Hareket kabiliyetlerine göre platformlar

Yükseltilebilen platformlar ihtiyaca göre kendinden hareketli veya hareketsiz yapıda üretilebilmektedir. Kendinden hareketli platformlar dışarıdan destek ihtiyacı duymadan hareket edebilirken, hareketsiz platformlar dışarıdan yardımla istenilen yere taşınabilmektedir. Ayrıca kendinden hareketli platformlar; yükselme ve alçalma sırasında ilerleme hareketi yapabilen veya ilerleme hareketi yapamayıp sabit durması gereken yapıda olabilmektedir.

Platformların hareket etmesi için gerekli olan güç seçimi ise platformun çalışma koşullarına bağlı olarak belirlenmektedir. Platformların iki çalışma koşulu; kapalı alan ve açık alan olarak ifade edilebilmektedir. Kapalı alanda çalışması gereken platformlar için egzoz gazı yaymayan tasarımlar seçilmektedir. Elektrikli, bataryalı ve bazen dışarıdan gaz veya dizel ile destekli, içeriden ise elektrik veya bataryaya sahip hibrit tasarımlar kullanılabilir. Açık alanda kullanılacak platformlar için ise güç kaynağı olarak herhangi bir kısıt bulunmamaktadır (Hernandez 2012).

Kullanım yeri ve amacına göre mekanizma türü, hareket kabiliyeti ve güç kaynağı seçilerek farklı platform türleri elde edilebilmektedir. Örnek olarak Palfinger firması çekici üzerine monte edilmiş, köprülerin altlarına erişebilen ve bakım, onarım ve inceleme işlemlerinin yapılmasını sağlayan bir platform üretimi gerçekleştirmektedir (Şekil 2.5) (Hernandez 2012).



Şekil 2.5. Palfinger firmasının ürettiği köprü inceleme platformu

Yüksek bir alanda çalışmak için veya bir yükü kaldırmak için sıklıkla kullanılan platform türlerinden biri, makaslı platformlardır. Bu tür platformlar üst üste eklenmiş makas yapılarından meydana gelmektedir ve yalnızca düşeyde hareket edebilmektedirler.

Makaslı platformlar, ağır yüklerin düşük yüksekliklere kaldırıldığı tek makaslı türde olabileceği gibi, personel taşıyan veya daha hafif yükleri taşıyan ve daha yüksek mesafelere ulaşabilen birkaç makas yapısından oluşan türde de olabilmektedir.

Ağır yükleri taşıyan tek makaslı platformlarda tahrik elemanı olarak kullanılan hidrolik silindirin bir ucu zemine mafsallı şekilde tasarlanmaktadır. İki ve daha fazla makasa sahip platformlar daha hafif yüklerin veya personelin taşınmasında kullanılmaktadır. Bu tür platformlarda ise hidrolik silindir uzuvlar arasında konumlandırılmaktadır.

Yükseltilebilen platformlarda ve bu tez kapsamında incelenecek olan makaslı platformların tasarımlarındaki temel parametre; platformun çalışma uzayı ve platformun taşıyabileceği yük değeridir. Makaslı platformların yalnızca düşey hareket edebildiği göz önüne alındığında bu tür platformlar için platformun çalışma uzayı yerine çalışma yüksekliği tanımlaması kullanılabilir.

Makaslı platform özelinde değerlendirilecek olursa bir platformun üretimi; platformun çalışma yüksekliği ve platformun taşıyabileceği yük miktarı temel girdileri çevresinde şekillenmektedir. Tasarım için gerekli olan hidrolik silindir kuvveti ve kritik konumda uzuv kesitlerinin mukavemeti platformun üretiminde incelenen temel konuları oluşturmaktadır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

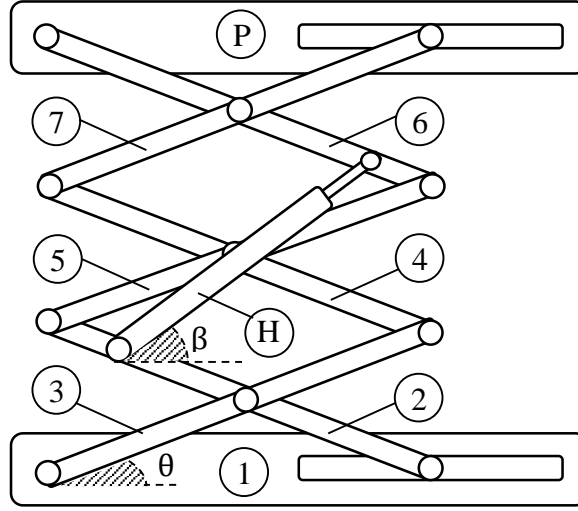
Bu çalışmada makaslı tip kaldırma platformlarının mekanik analizi incelenmiş olup sistemin kuvvet ve mukavemet analizi için MATLAB yazılımında bir kod ve arayüz programı hazırlanmıştır. Hazırlanan program, platformun kaldırma yükü ve yükselme miktarını giriş değerleri olarak; hem makas uzuvlarında oluşan bağlantı kuvvetlerini ve hidrolik silindir kuvvetini hesaplamakta hem de bu kuvvetler için sistemin belirlenen malzeme ve kesit değerlerine göre mukavemet kontrolünü yapmaktadır. Programda bu hesaplamalar sistemin sanki-statik ve dinamik davranışları için ayrı ayrı ele alınmıştır. Bu bölümde hazırlanan programın alt yapısını oluşturan ifadelerin eldesine dair bilgiler sırasıyla sanki-statik durum ve dinamik durum için verilmiştir. Statik analizde sistemde kullanılan hidrolik silindir kuvveti öncelikle denge denklemleri kullanılarak hesaplanmış daha sonra Virtüel İşler Prensibi (VİP) ile de bulunan bu değer doğrulanmıştır. Dinamik analizde ise silindir kuvvetinin hesabı için Virtüel Güçler Prensibi (VGP) uygulanmıştır. Analitik olarak elde edilen denklemlerin MATLAB yazılımında çözülmesiyle bulunan sonuçlar gerek literatürde mevcut benzer çalışmalarla gerekse mühendislikte yapısal analiz çalışmalarında sıklıkla kullanılan ANSYS yazılımında oluşturulan modelden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış, sonuçların birbiriyle oldukça uyumlu olduğu görülmüştür.

3.1 Sanki-Statik Analiz

Makaslı platformun silindir kuvvetinin ve mafsal kuvvetlerinin hesaplanması için sanki-statik durum incelemesi yapılmıştır. Bunun için denge denklemleri VİP metotları uygulanmıştır.

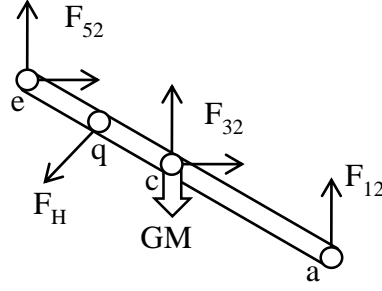
3.1.1. Denge denklemleri:

Bu incelemede statik denge denklemleri kullanılarak her bir uzuv için etki eden toplam bileşke kuvvet ve uzuv ağırlık merkezlerine göre alınan bileşke momentlerin sifıra eşit olmasını gerektiren eşitlikler yazılmıştır. Moment eşitliği yazılırken ağırlık merkezleri seçildiğinden moment denkleminde uzuv ağırlıkları yer almamıştır. Her uzuv için yazılan bu eşitlikler bütün sistem için birlikte değerlendirildiğinde bir lineer denklem takımı oluşturmaktadır. Denklem takımı uzuvların yatayla yapacağı her bir açısız konum için çözülerek mafsal kuvvetleri elde edilmiştir.



Şekil 3.1. Üç makaslı platform için uzuv numaralandırması

Bu çalışmada yapılan analizler ve hazırlanan çözüm algoritmalarında platformun makas sayısı her ne kadar değişken olarak seçilebilir olsa da örnek hesaplamalar için üç makaslı bir platform ele alınmış ve bunun üzerinde ilgili denklemlerin çıkartılması izah edilmiştir. Şekil 3.1’de hesaplamalarda kullanılan üç makaslı platformun uzuv numaraları ve açıları gösterilmiştir. Burada, θ açısı uzuvların herhangi bir anda yatayla yaptığı açığı, β açısı da hidrolik silindirin yatayla yaptığı açığı ifade etmektedir. Üç makaslı platformda sanki-statik hesap yapılabilmesi için öncelikle referans uzvu hariç tüm uzuvların (2-7) serbest cisim diyagramları çizilerek kuvvet eşitlikleri ve moment eşitlikleri yazılmıştır. Denklemler yazılırken F_{ij} ve F_{ji} kuvvetlerinin aynı şiddette ve zıt yönde oldukları göz önünde alınarak F_{ji} kuvvetleri yerine $-F_{ij}$ kuvvetleri alınmıştır. Hidrolik silindirin mafsal konumları uzuv uzunluğu L ile orantılı olarak verilmiş ve hesaplamalarda $0,125L$ olarak seçilmiştir. Şekil 3.2’de 2 nolu uzuv için serbest cisim diyagramı gösterilmiştir. Burada, a mafsalındaki F_{12} mafsal kuvveti yalnızca düşey doğrultuda etki eden bir kuvvet olarak alınmıştır. Bunun sebebi, a mafsalının kayar mafsal özelliği nedeniyle yatay doğrultuda serbest hareket edebilmesi ve yatay ekseninde kuvvet oluşmamasıdır. Dolayısı ile F_{12} kuvvetini yalnızca düşey doğrultuda tanımlamak yeterli olmaktadır.



Şekil 3.2. İki numaralı uzuv için SCD

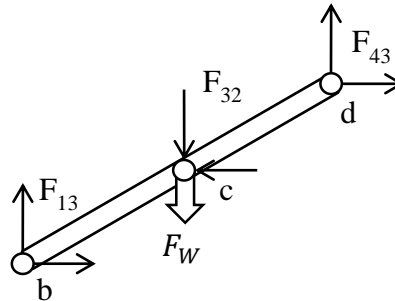
Bu durumda 2 nolu uzuv için statik denge denklemleri yazılırsa,

$$\sum F_X = F_{32}^X + F_{52}^X - F_H^X = 0 \quad (3.1)$$

$$\sum F_y = F_{12}^Y + F_{32}^Y + F_{52}^Y - F_H^Y = F_W \quad (3.2)$$

$$\sum M_c = 0,5 \cdot L \cdot \cos(\theta) \cdot F_{12}^Y - 0,5 \cdot L \cdot \sin(\theta) \cdot F_{52}^X - 0,5 \cdot L \cdot \cos(\theta) \cdot F_{52}^Y + 0,375 \cdot L \cdot \cos(\alpha) \cdot F_H = 0 \quad (3.3)$$

elde edilir. Denklem (3.1) ve (3.2) ile verilen eşitliklerinde hidrolik silindir kuvvetinden gelen ifadeleri β açısına bağlıdır. Tüm uzuvların durum denklemleri çıkartılıp çözüme geçildiğinde değişken sayısını azaltmak amacı ile β açısının θ açısı türünden ifadesi kullanılmıştır. Denklem (3.3) ile verilen moment eşitliğinde bulunan α açısı θ ve β açılarının değerine göre belirlenen bir değerdir. Hidrolik kuvvetin uzva dik bileşenin açısı olan bu ifadenin de bir eşitlik olarak tanımlanması tüm uzuvlar için eşitliklerin yazılmasının ardından gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.3. Üç numaralı uzuv için SCD

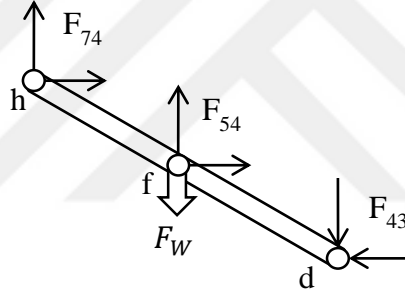
İki ve üç numaralı uzuvların mafsallı bağlantı noktasında oluşacak mafsallı kuvvetleri şiddet olarak eşit, yön olarak ise ters olacaklardır. Şekil 3.3’de verilen 3 nolu uzva ait serbest cisim diyagramında c mafsallı noktasında F_{23} kuvveti yerine F_{32} kuvveti yönü ile birlikte alınmıştır. 3 nolu uzuv için statik denge denklemleri,

$$\sum F_x = F_{13}^x - F_{32}^x + F_{43}^x = 0 \quad (3.4)$$

$$\sum F_y = F_{13}^y - F_{32}^y + F_{43}^y = F_W \quad (3.5)$$

$$\sum M_c = 0,5 \cdot L \cdot \sin(\theta) \cdot F_{13}^x - 0,5 \cdot L \cdot \cos(\theta) \cdot F_{13}^y - 0,5 \cdot L \cdot \sin(\theta) \cdot F_{43}^x + 0,5 \cdot L \cdot \cos(\theta) \cdot F_{43}^y = 0 \quad (3.6)$$

olarak yazılabilir.



Şekil 3.4. Dört numaralı uzuv için SCD

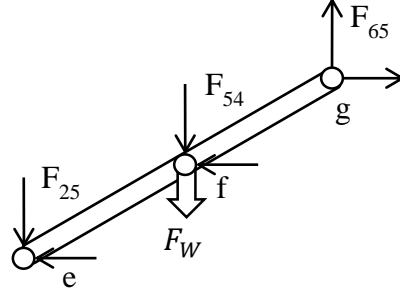
Dört numaralı uzvun serbest cisim diyagramı ise Şekil 3.4 ile gösterildiği gibi olmaktadır. Burada d mafsallı noktasında F_{34} kuvveti yerine şiddet olarak eşit değerde olan zıt yönlü F_{43} kuvveti kullanılmıştır. Bu uzuv için yazılan kuvvet eşitlikleri ve f mafsallı noktasına göre alınan moment eşitliği sonucunda aşağıda verilen Denklem (3.7), (3.8) ve (3.9) elde edilmiştir.

$$\sum F_x = -F_{43}^x + F_{54}^x + F_{74}^x = 0 \quad (3.7)$$

$$\sum F_y = -F_{43}^y + F_{54}^y + F_{74}^y = F_W \quad (3.8)$$

$$\sum M_f = -0,5 \cdot L \cdot \sin(\theta) \cdot F_{43}^x - 0,5 \cdot L \cdot \cos(\theta) \cdot F_{43}^y - 0,5 \cdot L \cdot \sin(\theta) \cdot F_{74}^x - 0,5 \cdot L \cdot \cos(\theta) \cdot F_{74}^y = 0 \quad (3.9)$$

Diğer uzuvlar için yazılan eşitlikler Şekil 3.5’de serbest cisim diyagramını gösterilen beş numaralı uzuv için de yazılmış ve Denklem (3.10), (3.11) ve (3.12) elde edilmiştir



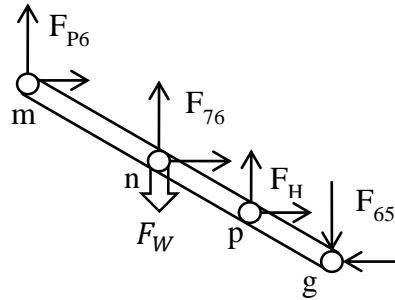
Şekil 3.5: Beş numaralı uzuv için SCD

$$\sum F_x = -F_{52}^x - F_{54}^x + F_{65}^x = 0 \quad (3.10)$$

$$\sum F_y = -F_{52}^y - F_{54}^y + F_{65}^y = F_w \quad (3.11)$$

$$\sum M_f = -0,5.L.\sin(\theta).F_{52}^x + 0,5.L.\cos(\theta).F_{52}^y - 0,5.L.\sin(\theta).F_{65}^x + 0,5.L.\cos(\theta).F_{65}^y = 0 \quad (3.12)$$

Ele alınan platformda hidrolik silindir altı numaralı uzva bağlı olduğundan bu uzuv için yazılan denklemlerde hidrolik silindir kuvveti de yer almaktadır. Ayrıca altı numaralı uzuv üç makaslı platform için üst platform ile bağlantılı uzuvdur. Altı numaralı uzuv için serbest cisim diyagramını Şekil 3.6’da gösterilmiştir.



Şekil 3.6: Altı numaralı uzuv için SCD

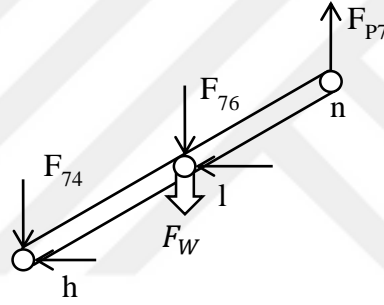
Altı numaralı uzuv için kuvvet eşitlikleri ve n mafsal noktasına göre moment eşitliği yazıldığında Denklem (3.13), (3.14) ve (3.15) elde edilmiştir.

$$\sum F_x = -F_{65}^x + F_{76}^x + F_H^x + F_{P6}^x = 0 \quad (3.13)$$

$$\sum F_y = -F_{65}^y + F_{76}^y + F_H^y + F_{P6}^y = F_W \quad (3.14)$$

$$\sum M_l = -0,5.L.\sin(\theta).F_{65}^x - 0,5.L.\cos(\theta).F_{65}^y - 0,5.L.\sin(\theta).F_{P6}^x - 0,5.L.\cos(\theta).F_{P6}^y + 0,125.L.\cos(\alpha).F_H = 0 \quad (3.15)$$

Üç makaslı platform için son uzuv olan yedi numaralı uzvun serbest cisim diyagramı Şekil 3.7’de gösterilmiştir. n mafsalı, Şekil 3.2 ile serbest cisim diyagramı gösterilen iki numaralı uzuv üzerindeki a mafsalına benzer yapıdadır ve kayar mafsal özelliği göstermektedir. Bu nedenle üst platformdan yedi numaralı uzva gelen kuvveti yalnızca düşey doğrultuda tanımlamak yeterli olmaktadır.



Şekil 3.7. Yedi numaralı uzuv için SCD

Yedi numaralı uzuv için statik denge denklemlerinden kuvvet eşitlikleri ve l mafsal noktasına göre moment eşitliği yazıldığında

$$\sum F_x = -F_{74}^x - F_{76}^x = 0 \quad (3.16)$$

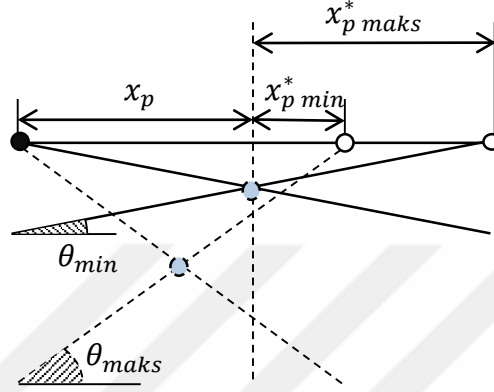
$$\sum F_y = -F_{74}^y - F_{76}^y + F_{P7}^y = F_W \quad (3.17)$$

$$\sum M_l = -0,5.L.\sin(\theta).F_{74}^x + 0,5.L.\cos(\theta).F_{74}^y + 0,5.L.\cos(\theta).F_{P7}^y = 0 \quad (3.18)$$

denklemleri elde edilmiştir.

Üst platform üzerinde bulunan mafsalardan biri kayar mafsalıdır. Kayar mafsalın platform üzerindeki konumu ise θ açısına bağlı olarak değişmektedir. Bu değişimin sonucu olarak, üst platform için yazılacak olan moment eşitliğinde kuvvetlerin moment kolları da zamana bağlı olarak değişecektir. Bu sebeple üst platform üzerindeki

uzunlukların θ açısının bir fonksiyonu olarak ifade edilmesi gerekmiştir. Üst platforma etkileyen yükün platformun orta noktasından etki ettiği kabul edilirse, bu yük ile sabit mafsallardaki mesafe olan x_p mesafesi değişmezken, yük ile kayar mafsallardaki mesafe olan x_p^* mesafesi θ açısının bir fonksiyonu olacaktır. Şekil 3.8 ile bu x_p ve x_p^* mesafeleri gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Üst platformda x_p mesafeleri

Şekil 3.8 yardımı ile x_p mesafesi ve platform üzerindeki mafsallar arasındaki mesafe olan L_p Denklem (3.19) ve (3.20) ile ifade edilmiştir.

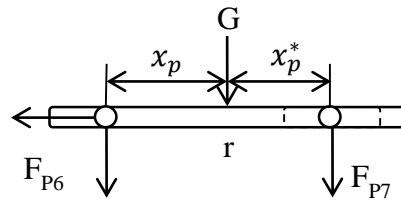
$$L_p = x_p + x_p^* = L \cdot \cos(\theta) \quad (3.19)$$

$$x_p = 0,5 \cdot L \cdot \cos(\theta_{min}) \quad (3.20)$$

Denklem (3.20) ifadesi Denklem (3.19)'da yerleştirilirse x_p^* için θ açısının bir fonksiyonu olarak

$$x_p^* = L \cdot \cos(\theta) - 0,5 \cdot L \cdot \cos(\theta_{min}) \quad (3.21)$$

eşitliği elde edilmiştir.



Şekil 3.9. Üst platform için SCD

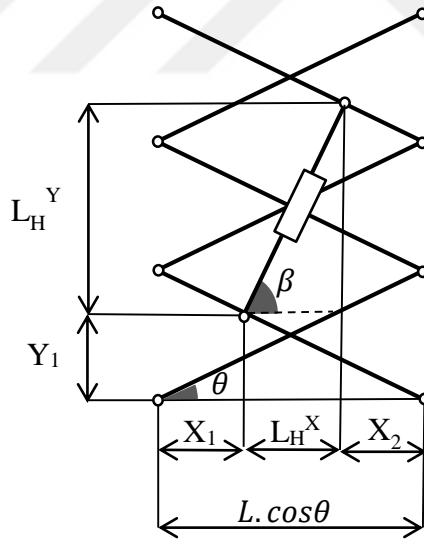
Şekil 3.9’da gösterilen üst platform için eşitlikler Denklem (3.20) ve (3.21) dikkate alınarak yazıldığında

$$\sum F_x = -F_{6P}^X = 0 \quad (3.22)$$

$$\sum F_y = -F_{6P}^Y - F_{P7}^Y = G \quad (3.23)$$

$$\sum M_r = [0,5. L. \cos(\theta_{min})]F_{P6}^y - [L. \cos(\theta) - 0,5. L. \cos(\theta_{min})]. F_{P7}^y = 0 \quad (3.24)$$

denklemleri elde edilmiştir. Böylece, üç makaslı platform için referans uzvu hariç tüm uzuvların kuvvet ve moment eşitlikleri yazılarak sistem için statik denge denklemlerinin çıkartılması tamamlanmıştır. İki ve altı numaralı uzuvlar üzerinde etkili olan hidrolik silindir kuvvetinin oluşturacağı moment denkleminin yazımında hidrolik silindirin yatayla yaptığı β açısının, makas kollarının yatayla yaptığı θ açısı türünden ifade edilmesi gerekmektedir. Bu bağıntı Şekil 3.10’da gösterilen mesafelere ait geometrik bağıntılar yardımı ile elde edilmiştir.



Şekil 3.10. Üç makaslı platformda θ ve β açıları

X ekseninde X_1 ve X_2 uzunluklarının

$$X_1 = X_2 = 0,125. L. \cos \theta$$

olduğu dikkate alınırsa hidrolik silindirin uzunluğu L_H 'ın X eksenindeki izdüşümü için

$$L_H \cdot \cos(\beta) = L \cdot \cos(\theta) - 0,125 \cdot L \cdot \cos(\theta) - 0,125 \cdot L \cdot \cos(\theta) = 0,75 \cdot L \cdot \cos(\theta) \quad (3.25)$$

yazılabilir. Benzer şekilde Y ekseninde Y_1 uzunluğu

$$Y_1 = 0,875 \cdot L$$

olduğundan L_H 'ın Y eksenine üzerindeki izdüşümü için de,

$$L_H \cdot \sin(\beta) = 2 \cdot L \cdot \sin(\theta) + 0,125 \cdot \sin(\theta) - 0,875 \cdot \sin(\theta) \quad (3.26)$$

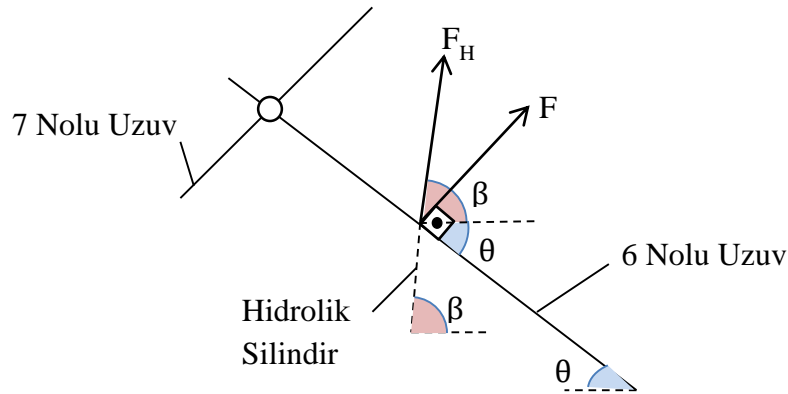
yazmak mümkündür. Denklem (3.25) ve (3.26) kullanılarak β açısının θ açısına göre değişimini veren ifade için,

$$\beta = \arctan(5/3 \cdot \tan(\theta)) \quad (3.27)$$

elde edilmiştir. Denklem (3.27)'deki β ifadesi yardımı ile Denklem (3.1), (3.2), (3.13) ve (3.14) ile bulunan F_H^X ve F_H^Y kuvvet eşitlikleri θ açısına bağlı olarak aşağıdaki şekilde yeniden yazılmıştır.

$$F_H^X = \cos(\arctan(5/3 \tan \theta)) F_H \quad (3.28)$$

$$F_H^Y = \sin(\arctan(5/3 \tan \theta)) F_H \quad (3.29)$$



Şekil 3.11. FH kuvvetinin moment oluşturan bileşeninin gösterimi

Denklem (3.3) ve (3.15)'de hidrolik silindirden gelen moment bileşeni hesaplanırken kullanılan α açısı, hidrolik silindir kuvvetinin uzvun her açısal değeri için uzva dik bileşeni belirlemekte kullanılmıştır. Bunun için Şekil 3.11'den faydalanılmıştır. α 'nın açısal değeri θ ve β açıları toplamının 90° 'den küçük olması durumunda

$$\alpha = \theta + \beta - 90 \quad (3.30)$$

şeklinde iken, θ ve β açıları toplamı 90° 'den büyük olduğunda

$$\alpha = 90 - (\theta + \beta) \quad (3.31)$$

olmaktadır. θ ve β açıları toplamı 90° olduğunda ise

$$\alpha = (\theta + \beta) \quad (3.32)$$

olmaktadır.

α açısı ifadelerinin de belirlenmesi ile uzuvlar için yazılan kuvvet ve moment denklemlerinin θ ve β açılarına bağlı olarak eldeleri tamamlanmıştır. Böylece belirli sayıda bilinmeyen ve belirli sayıda denklemden oluşan denklem sistemi elde edilmiştir. Bu tür sistemler lineer denklem sistemi olarak adlandırılmaktadır (Karagöz 2011).

Denge denklemleri ile elde edilen lineer denklem sistemi matris formunda aşağıda gösterildiği gibi yazılabilir:

$$[A] [x] = [b] \quad (3.33)$$

Burada A katsayılar matrisi, x bilinmeyen vektörü ve b sağ taraf vektörü olarak adlandırılmaktadır (Karagöz 2011). Denklem (3.33)'ün daha açık ifadesi olan Denklem (3.34) ile katsayılar matrisinin ve vektörlerin elemanları daha açık bir şekilde görülmektedir.

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & a_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \dots \\ b_n \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

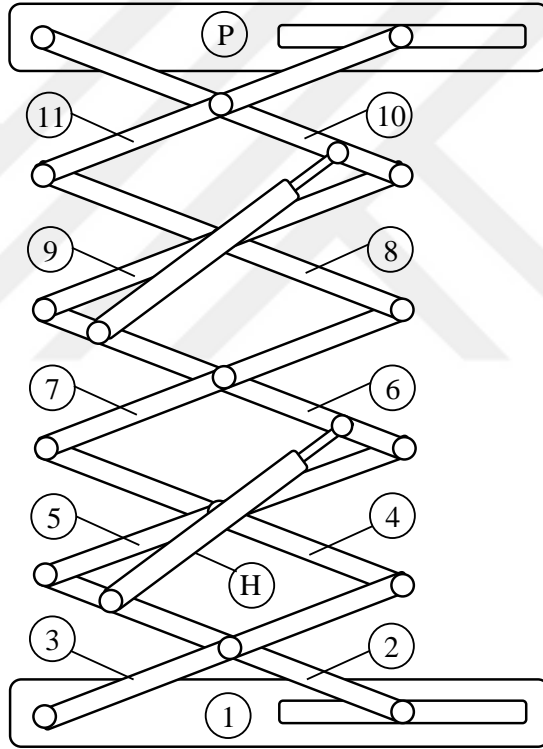
Denklem (3.34) üç makasa sahip makaslı platformun her uzvu için yazılan $\sum Fx_i = 0$, $\sum Fy_i = 0$ ve $\sum M_i = 0$ eşitlikleri ile yazıldığında aşağıdaki ifade elde edilmiştir.

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{121} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{221} \\ a_{31} & a_{32} & \dots & a_{221} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{201} & a_{202} & \dots & a_{2021} \\ a_{211} & a_{212} & \dots & a_{2121} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{12j} \\ F_{13i} \\ F_{13j} \\ \dots \\ F_{P7j} \\ F_H \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_W \\ 0 \\ \dots \\ G \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

Denklem (3.35)'deki katsayılar matrisinin elemanları EK 1'de gösterilmiştir.

Makaslı platformda makas sayısı artırıldığında sisteme ait statik denge denklemleri bazı basit ilavelerle, üç makaslı platform için yazılan denklemlere benzer şekilde elde edilebilir. Örneğin dört makaslı platform için yukarıdaki denklem sistemine ek olarak iki yeni uzuvdan gelen eşitliklerin dâhil edilmesi yeterli olacaktır. Bu durumda oluşan yeni katsayılar matrisinin farklı elemanlarını içeren bir bölümü EK 2 'de gösterilmiştir.

Beş makaslı durumda da dört makaslı duruma göre bir yeni makas sisteme dâhil olacaktır. Ancak burada makas sayısının artışına bağlı olarak hidrolik silindir sayısının da artırılma gerekliliği göz önünde bulundurularak iki farklı tasarıma göre denklemler oluşturulmuştur.



Şekil 3.12. Beş makaslı durum için ikinci tasarım

İlk tasarım olarak tek silindir kullanılmaya devam edilmiş; ikinci tasarımda ise iki hidrolik silindir kullanılmıştır. İki hidrolik silindirin kullanıldığı bu tasarım Şekil 3.12'de gösterilmektedir. İki hidrolik silindirli durumda silindir kuvvetleri arasındaki oran için,

$$F_{H1} = n_h \cdot F_{H2} \quad (3.36)$$

ifadesi sisteme dâhil edilmiştir. Böylece denklem takımı çözülürken F_{H1} kuvveti hesaplanmış, ardından harici olarak Denklem (3.36) ile F_{H2} kuvveti hesaplanmıştır. Hidrolik kuvvetler arasındaki oranı veren ifadede n_h katsayısı, denklemler çözülmeden önce isteğe göre belirlenebilecek bir değişkeni temsil etmektedir.

İlk olarak tek hidrolik silindir kullanımına devam edilen durum için sanki statik analiz yapılırsa, denklem takımının katsayılar matrisi EK 3’de gösterilen yapıda olacaktır. Katsayılar matrisi incelendiğinde; üç makastan dört ve beş makasa geçişte katsayılar matrisinin belirli bir düzenle değiştiği görülmüştür.

Beş makaslı durum için incelenen ikinci tasarımda kullanılan ikinci silindir Şekil 3.12’de görüldüğü gibi altı ve on numaralı uzuvlar arasına konumlandırılmıştır. Bu iki hidrolik silindirli durum için tasarımın katsayılar matrisi EK 4’de verilmiştir.

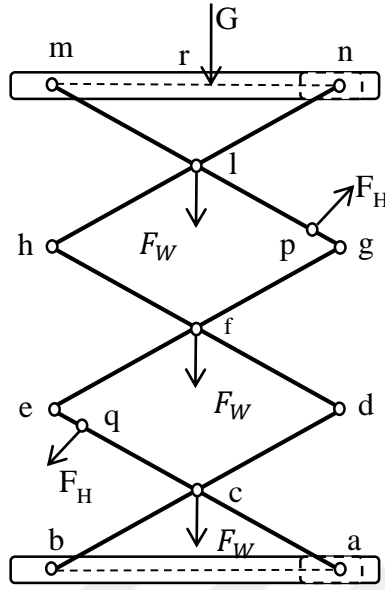
Burada, ikinci silindirin uzuvlar arasındaki bağlantı konumları ilk silindir ile aynı seçilmiştir. Bu durumda ikinci hidrolik silindirin yatayla yaptığı açı β değeri de ilk silindir ile aynı olmaktadır.

3.2.2. Virtüel işler prensibi (VİP)

Virtüel işler prensibi (VİP) ilk defa İsviçreli matematikçi J.Bernouilli tarafından formüle edilmiştir. Bu metot, çeşitli kuvvetlerin etkisi altında bulunan bir mekanizmaya denge konumundan itibaren keyfi bir diferansiyel yer değiştirme verildiğinde, bu dış kuvvetlerin yapacağı işlerin toplamının sıfır olması zorunluluğuna dayanır (Beer ve ark. 2008).

$$\delta U = 0 \quad (3.37)$$

Bu tez çalışmasında ele alınan makaslı platformun sanki statik önceki bölümde izah edilen statik denge denklemleriyle bulunan hidrolik kuvvetlerin doğruluğunu kontrol etmek amacıyla VİP metodu kullanılmıştır. Makas kolun her açı değerinde platform statik bir yapıymış gibi düşünülerek üç makaslı durum için denklemler elde edilmiştir. Dört ve beş makaslı durumlara ait denklemlere ise üç makas için yapılan hesaplara benzer şekilde ulaşılmıştır.



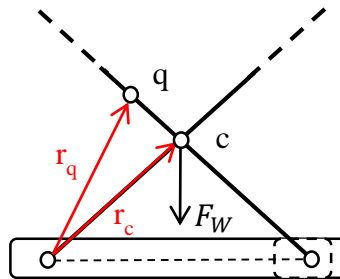
Şekil 3.13. Üç makaslı platforma etkiyen dış kuvvetler

Şekil 3.13’de 3 makaslı platformda uzuvlara etki eden dış kuvvetler gösterilmiştir. VİP metodunda dış kuvvetlerin yaptığı virtüel işlerin hesabı için öncelikle kuvvetlerin etkime noktalarına ait virtüel deplasman vektörlerinin oluşturulması gerekmektedir. Bu maksatla; Şekil 3.14’de belirtildiği gibi ilk makası oluşturan iki ve üç numaralı uzuvların ağırlık kuvvetlerinin etkidiği c mafsal noktası ve hidrolik silindir kuvvetinin etkidiği q mafsal noktası için konum vektörleri yazılacak olursa,

$$\mathbf{r}_c = 0,5. L. \cos(\theta) \mathbf{i} + 0,5. L. \sin(\theta) \mathbf{j} \quad (3.38)$$

$$\mathbf{r}_q = 0,125. L. \cos(\theta) \mathbf{i} + 0,875. L. \sin(\theta) \mathbf{j} \quad (3.39)$$

ifadeleri elde edilir. Burada vektörel büyüklükler kalın harflerle gösterilmiş olup bu gösterim sonraki bölümlerde de kullanılacaktır.



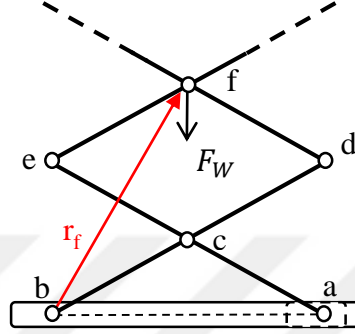
Şekil 3.14. c ve q noktaları için konum vektörleri

c ve q noktalarının virtüel yer değişimleri için Denklem (3.38) ve (3.39)'daki ifadelerin θ değişkenine göre diferansiyelleri alınır,

$$\partial \mathbf{r}_c = -0,5.L.\sin(\theta)(\partial\theta)\mathbf{i} + 0,5.L.\cos(\theta)(\partial\theta)\mathbf{j} \quad (3.40)$$

$$\partial \mathbf{r}_q = -0,125.L.\sin(\theta)(\partial\theta)\mathbf{i} + 0,875.L.\cos(\theta)(\partial\theta)\mathbf{j} \quad (3.41)$$

olur.



Şekil 3. 15. f noktası için konum vektörü

İkinci makası oluşturan dört ve beş numaralı uzuvların ağırlık kuvvetlerinin etkideği f mafsal noktasının konum vektörü Şekil 3.15'de \mathbf{r}_f ile gösterilmiş ve aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$\mathbf{r}_f = 0,5.L.\cos(\theta)\mathbf{i} + 1,5.L.\sin(\theta)\mathbf{j} \quad (3.42)$$

F noktasının virtüel deplasmanı için de yine diferansiyel kavramı yardımıyla,

$$\partial \mathbf{r}_f = -0,5.L.\sin(\theta)(\partial\theta)\mathbf{i} + 1,5.L.\cos(\theta)(\partial\theta)\mathbf{j} \quad (3.43)$$

ifadesi elde edilmiştir.

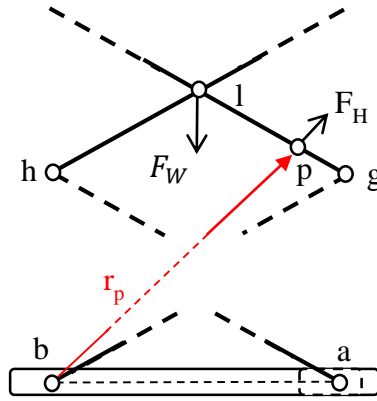
Hidrolik silindir kuvvetinin altı numaralı uzuv üzerindeki uygulama noktası p için tanımlanmış olan konum vektörü de Şekil 3.16 üzerinde gösterilmiş olup. p noktası için yazılan konum vektörü ifadesi Denklem (3.44) ile verilmiştir.

$$\mathbf{r}_p = 0,875.L.\cos(\theta)\mathbf{i} + 2,125.L.\sin(\theta)\mathbf{j} \quad (3.44)$$

Bu nokta için virtüel yer değiştirme vektörü ise,

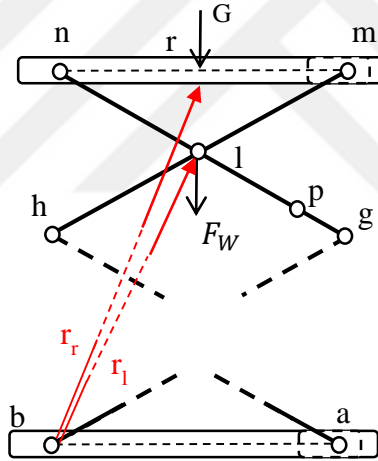
$$\partial \mathbf{r}_p = -0,875.L.\sin(\theta)(\partial\theta)\mathbf{i} + 2,125.L.\cos(\theta)(\partial\theta)\mathbf{j} \quad (3.45)$$

şeklindedir.



Şekil 3.16. p noktası için konum vektörü

Altı ve yedi numaralı uzuvların ağırlık kuvvetlerinin etkideği mafsal noktası l 'nin konum vektörü ile platforma yüklenen ağırlığın konum vektörleri Şekil 3.17'de gösterilmiştir.



Şekil 3.17. l ve r noktaları için konum vektörleri

l mafsal noktası için konum vektör ifadesi yazıldığında Denklem (3.46) ile verilen ifade elde edilmiştir.

$$\mathbf{r}_l = 0,5. L. \cos(\theta) \mathbf{i} + 2,5. L. \sin(\theta) \mathbf{j} \quad (3.46)$$

Benzer şekilde G yükünün etkideği r noktası için de konum vektörü ifadesi yazıldığında Denklem (3.47) elde edilmiştir.

$$\mathbf{r}_r = 0,5. L. \cos(\theta) \mathbf{i} + 3. L. \sin(\theta) \mathbf{j} \quad (3.47)$$

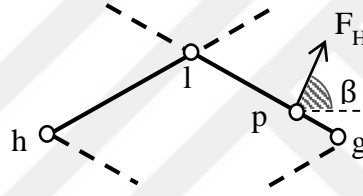
Bu ifadelerin θ değişkenine göre diferansiyelleri alındığında ilgili noktalara ait virtüel yer değiştirme vektörleri,

$$\partial \mathbf{r}_l = -0,5.L.\sin(\theta)(\partial\theta)\mathbf{i} + 2,5.L.\cos(\theta)(\partial\theta)\mathbf{j} \quad (3.48)$$

$$\partial \mathbf{r}_r = -0,5.L.\sin(\theta)(\partial\theta)\mathbf{i} + 3.L.\cos(\theta)(\partial\theta)\mathbf{j} \quad (3.49)$$

olarak bulunmuştur.

Denklem (3.38)'den Denklem (3.49)'a kadar hesaplanan konum vektörleri ve bunlara ait türev ifadeleri kartezyen koordinat sistemindeki bileşenlerine ayrılmıştır. F_W uzuv ağırlık kuvveti yalnızca düşey bileşenden meydana gelirken, F_H kuvveti yatay ve düşen bileşenlerden meydana gelmektedir. F_H kuvvet bileşenleri yazılırken, Şekil 3.18 ile gösterilen β açısından faydalanılmıştır.



Şekil 3.18. p mafsalsal noktasından etkiyen F_H kuvveti

F_H kuvveti koordinat takımı üzerindeki bileşenlerine ayrıldığında Denklem (3.50) elde edilmiştir.

$$\mathbf{F}_H = F_H.\cos(\beta)\mathbf{i} + F_H.\sin(\beta)\mathbf{j} \quad (3.50)$$

Elde edilen konum vektörleri türevleri ve bu konumlardaki kuvvetler yardımı ile virtüel işler eşitliği yazıldığında aşağıdaki eşitlik elde edilmiştir.

$$2F_W\mathbf{j}.\left(\partial\mathbf{r}_c + \partial\mathbf{r}_f + \partial\mathbf{r}_l\right) + G\mathbf{j}.\left(\partial\mathbf{r}_r\right) + \mathbf{F}_H.\left(\partial\mathbf{r}_p - \partial\mathbf{r}_q\right) = 0 \quad (3.51)$$

Bulunan bu eşitlikten F_H çekilerek hidrolik kuvvetin virtüel işler prensibine göre ifadesi Denklem (3.52) 'de elde edilmiştir.

$$\mathbf{F}_H.\left(\partial\mathbf{r}_p - \partial\mathbf{r}_q\right) = 2F_W\mathbf{j}.\left(\partial\mathbf{r}_c + \partial\mathbf{r}_f + \partial\mathbf{r}_l\right) + G\mathbf{j}.\left(\partial\mathbf{r}_r\right) \quad (3.52)$$

Burada çarpım işlemleri bir kuvvetin yaptığı işten gelmektedir ve bu nedenle skaler çarpım ifadeleridir. Skaler çarpım ifadelerinde aynı eksen üzerindeki vektörlerin

çarpımları sonuç verirken farklı yönlerin çarpımlarının 0 sonucu verdiği göz önüne alınarak işleme devam edilmiştir (Kopmaz ve Telli Çetin 2014). Böylece F_H kuvvetinin açık hali Denklem (3.53)'deki gibi olmaktadır.

$$F_H = [9 \cdot \cos(\theta) \cdot F_W + 3 \cdot \cos(\theta) \cdot G] / [1,5 \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\beta) - 0,5 \cdot \sin(\theta) \cdot \cos(\beta)] \quad (3.53)$$

3.2. Mukavemet Kontrolü

Sanki statik analiz yardımı ile makas kollara gelen x ve y eksenlerindeki kuvvetler bulunduktan sonra, uzuvların bu kuvvetler etkisi altındaki mukavemet kontrolü yapılmıştır. Bunu için öncelikle uzuvlara etki eden kuvvetlerin uzuv doğrultusuna dik ve uzuv doğrultusu boyunca etki eden bileşenlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Mukavemet hesaplarından bilindiği üzere, uzuv doğrultusundaki kuvvetler (normal kuvvetler) çeki-bası gerilmelerini, uzuv doğrultusuna dik etki eden kuvvetler (teğet kuvvetler) ise kesme ve eğilme gerilmelerine sebep olmaktadır.

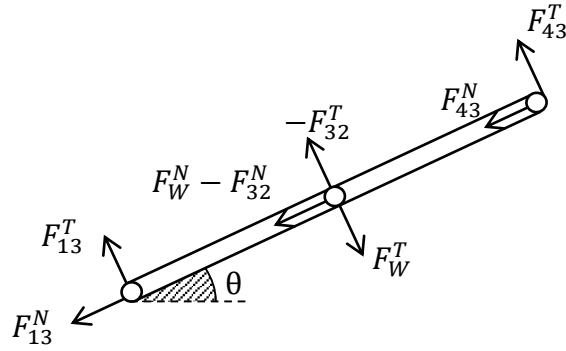
Bu kuvvetler hesaplandıktan sonra oluşan maksimum normal kuvvetler belirlenerek maksimum çeki-bası gerilme değeri bulunmuştur. Teğet kuvvetler ile uzuvlar üzerindeki eğilme moment değerleri hesaplanmış ve maksimum eğilme momentinin olduğu uzuv ve uzuv kesiti konumunda maksimum eğilme gerilmesi değeri bulunmuştur.

Bulunan bu değerler önceden belirlenecek bir güvenlik katsayısı da dikkate alınarak uzuv malzemesinin sınır değerleri ile karşılaştırılarak kesit güvenliği kontrol edilmiştir.

3.2.1 Normal ve teğet kuvvetler

Normal ve teğet kuvvetlerin belirlenmesi için Şekil 3.1 ile verilen uzuv numaralandırması dikkate alınmıştır. Hesaplamalara alt platformla bağlantılı olan üç ve iki numaralı uzuvlar ile başlanmıştır.

Üç ve iki numaralı uzuv için normal ve teğet kuvvetlerin hesaplanması bu bölümde açık şekilde gösterilmiştir. Diğer tek numaralı uzuvlar için normal ve teğet kuvvet ifadeleri üç numaralı uzuv için yazılan denkleme benzer şekilde yazılabilmektedir. Aynı şekilde çift numaralı uzuvlar için de normal ve teğet kuvvet ifadeleri iki numaralı uzuv için yazılan denklemlere benzer şekilde yazılabilmektedir.



Şekil 3.19. Üç numaralı uzuv üzerindeki kuvvetlerin normal ve teğet bileşenleri

Üç numaralı uzva etkiyen kuvvetlerin normal ve teğet bileşenleri Şekil 3.19 ile gösterilmiştir. Şekil 3.19'a göre kuvvetlerin teğet bileşenleri Denklem (3.54), (3.55) ve (3.56) ile gösterilmiştir.

$$F_{13}^T = -F_{13}^X \cdot \sin(\theta) + F_{13}^Y \cdot \cos(\theta) \quad (3.54)$$

$$F_{32}^T = -[-F_{32}^X \cdot \sin(\theta)] + [-F_{32}^Y \cdot \cos(\theta)] \quad (3.55)$$

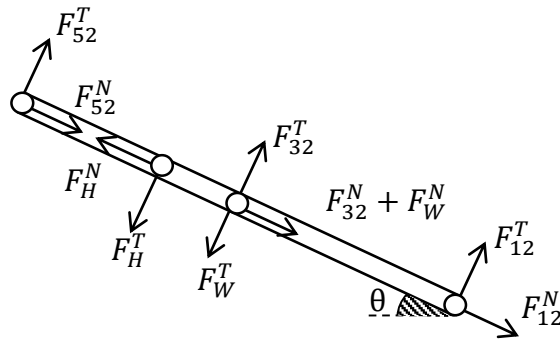
$$F_{43}^T = -F_{43}^X \cdot \sin(\theta) + F_{43}^Y \cdot \cos(\theta) \quad (3.56)$$

Benzer şekilde kuvvetlerin normal bileşenleri de yazıldığında Denklem (3.57), (3.58) ve (3.59) ile gösterilen ifadeler elde edilmiştir.

$$F_{13}^N = -F_{13}^X \cdot \cos(\theta) - F_{13}^Y \cdot \sin(\theta) \quad (3.57)$$

$$F_{23}^N = -[-F_{23}^X \cdot \cos(\theta)] - [-F_{23}^Y \cdot \sin(\theta)] \quad (3.58)$$

$$F_{43}^N = -F_{43}^X \cdot \cos(\theta) - F_{43}^Y \cdot \sin(\theta) \quad (3.59)$$



Şekil 3.20. İki numaralı uzuv üzerindeki kuvvetlerin normal ve teğet bileşenleri

İki numaralı uzuv için kuvvetlerin normal ve teğet bileşenlerinin gösterildiği serbest cisim diyagramı Şekil 3.20 ile gösterilmiştir. Uzuv üzerindeki kuvvetlerin teğet bileşenleri Denklem (3.60), (3.61) ve (3.62) ile gösterilmiştir.

$$F_{12}^T = F_{12}^Y \cdot \cos(\theta) \quad (3.60)$$

$$F_{32}^T = F_{32}^X \cdot \sin(\theta) + F_{32}^Y \cdot \cos(\theta) \quad (3.61)$$

$$F_{52}^T = F_{52}^X \cdot \sin(\theta) + F_{52}^Y \cdot \cos(\theta) \quad (3.62)$$

İki numaralı uzuv üzerindeki normal kuvvetler de Şekil 3.20 yardımı ile hesaplandığında Denklem (3.63), (3.64) ve (3.65) ile gösterilen eşitlikler elde edilmektedir.

$$F_{12}^N = -F_{12}^Y \cdot \sin(\theta) \quad (3.63)$$

$$F_{32}^N = F_{23}^X \cdot \cos(\theta) - F_{23}^Y \cdot \sin(\theta) \quad (3.64)$$

$$F_{52}^N = F_{43}^X \cdot \cos(\theta) - F_{43}^Y \cdot \sin(\theta) \quad (3.65)$$

Hidrolik silindirden gelen kuvvetin normal ve teğet bileşenlerinin $\theta + \beta$ toplamının 90° den büyük, küçük veya 90° ye eşit olduğunda farklı değerler aldığı göz önüne alınarak F_H^T ifadesi Denklem (3.66)'de verilen şekillerde yazılmıştır.

$$F_H^T = \begin{cases} F_H \cdot \sin(\theta + \beta), & \theta + \beta < 90 \\ F_H, & \theta + \beta = 90 \\ F_H \cdot \sin(\theta + \beta - 90), & \theta + \beta > 90 \end{cases} \quad (3.66)$$

F_H^N kuvvetinin alacağı değerler de Denklem (3.67) ile gösterilmiştir.

$$F_H^N = \begin{cases} F_H \cdot \cos(\theta + \beta), & \theta + \beta < 90 \\ 0, & \theta + \beta = 90 \\ F_H \cdot \cos(\theta + \beta - 90), & \theta + \beta > 90 \end{cases} \quad (3.67)$$

3.2.2 Eğilme ve bası çeki gerilmeleri

Makaslı platformun her bir uzvu bası çeki gerilmeleri ve eğilme gerilmeleri altındadır. Her bir uzvun mafsal noktalarına gelen kuvvetlerin uzuv üzerindeki normal ve teğet bileşenlerinin bulunmasını ardından, bu uzuvların mukavemet kontrolleri yapılmıştır.

Bütün uzuvların aynı geometrik ölçülere sahip olmasından dolayı; eğilme gerilmesi kontrol edilirken, tüm uzuvlar üzerinde her açısız konumda eğilme momentleri hesaplanmış ve bu değerlerin en büyüğüne göre mukavemet kontrolü yapılmıştır.

MATLAB programı bulunan tüm moment değerleri arasında mukavemet kontrolü için ihtiyaç duyulan en büyük değere sahip olanı vermektedir. Ardından Denklem (3.68) ile verilen eğilme gerilmesi ifadesi ile maksimum eğilme gerilmesi elde edilmektedir. Burada y_{maks} , maksimum gerilmenin oluştuğu nokta ile tarafsız eksen arasındaki mesafedir.

$$\sigma_{maks} = \frac{M_{maks} \cdot y_{maks}}{I_z} \quad (3.68)$$

Bulunan maksimum eğilme gerilmesi değeri, önceden belirlenen güvenlik katsayısı ile çarpılarak malzeme için tanımlanan eğilme emniyet gerilmesi değeri ile karşılaştırılmaktadır. Maksimum eğilme gerilmesi ile güvenlik katsayısı ifadesini çarpımından elde edilen değer emniyet gerilmesi değerinden küçük çıkarsa, seçilen malzeme kesitinin eğilme gerilmesi açısından güvenli olduğu; aksi durumda ise tasarımın güvensiz olup, kesit tasarımının değiştirilmesi gerektiği sonuçlarına ulaşılmaktadır.

Platform uzuvlarına gelen normal kuvvetlerden dolayı oluşacak bası çeki gerilmeleri için de kontrol işlemi gerçekleştirilmiştir. Bunun için eğilme moment değerinin maksimum olduğu noktanın bulunmasına benzer bir işlem adımı takip edilerek uzuvlar arasında maksimum bası çeki gerilmesinin oluştuğu nokta bulunmuştur. Ardından Denklem (3.69) ifadesi yardımı ile oluşacak maksimum bası çeki gerilmesi değeri hesaplanmıştır.

$$\sigma_{maks} = \frac{F_{maks}}{A} \quad (3.69)$$

Bu değer önceden belirlenen güvenlik katsayısı ile çarpılarak malzemenin çekme mukavemeti ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda çekme mukavemetinden küçük sonuç elde edilmesi ile malzeme kesitinin bası çeki gerilmesi açısından güvenli olduğu, aksi durumda ise kesitin değiştirilmesi gerektiği sonucu elde edilmiştir.

3.3. Dinamik Analiz

Makaslı platformun istenen yükü kaldırması için gerekli hidrolik kuvvetin hesabında Sanki Statik Durum analizi ve Virtüel İşler Prensibinden farklı olarak Virtüel Güçler Prensibi ile dinamik hesap yapılmıştır.

Virtüel Güçler Prensibi virtüel konum değişimi ile virtüel hız arasındaki ilişkiden faydalanılarak Virtüel İşler Prensibinden türetilmektedir. Dinamik dengede olan bir sistemde Virtüel Güçler Prensibi uygulanabilmektedir. Ancak burada atalet kuvvetleri ve momentlerinin de dikkate alınması gerekmektedir (Kopmaz ve Telli Çetin, 2014) Virtüel güçler eşitliği dinamik dengedeki bir mekanizma için

$$\sum_i^n \mathbf{F}_i \cdot \mathbf{V}_i + \sum_i^n \mathbf{M}_i \cdot \boldsymbol{\omega}_i + \sum_i^n \mathbf{T}_i \cdot \mathbf{V}_{G_i} + \sum_i^n \mathbf{M}_{G_i} \cdot \boldsymbol{\omega}_i + \sum_i^n \mathbf{W}_i \cdot \mathbf{V}_{G_i} = 0 \quad (3.70)$$

ifadesi ile gösterilmiştir.

Burada i uzvuna etki eden atalet kuvveti \mathbf{T}_i ve atalet momentleri ifadesi \mathbf{M}_{G_i} aşağıda gösterilen şekilde ifade edilmektedir.

$$\mathbf{T}_i = -m_i \cdot \mathbf{a}_{G_i} \quad (3.71)$$

$$\mathbf{M}_{G_i} = -I_{G_i} \cdot \boldsymbol{\alpha}_i \quad (3.72)$$

Denklem (3.70)'deki \mathbf{F}_i 'ler dış kuvvetleri, \mathbf{M}_i 'ler dış momentleri ve \mathbf{W}_i 'ler de ağırlık kuvvetlerini temsil etmektedir.

Yukarıdaki Denklem (3.70), (3.71) ve (3.72) ifadelerinden görüleceği gibi makaslı platform için Virtüel Güçler Prensibi uygulanırken, uzuvların hız ve ivmelerine, ayrıca uzuv ağırlık merkezi etrafındaki kütle atalet momentine ihtiyaç duyulmaktadır.

Platform için kinematik analiz gerçekleştirilerek uzuvların hız ve ivme değerleri hesaplanmış, ardından uzuvların kütle atalet moment ifadeleri elde edilmiştir. Bulunan bu ifadeler ve makaslı platform üzerindeki kuvvetler ile platform için Virtüel Güçler Prensibi uygulanmış ve hidrolik silindir kuvvet değerleri elde edilmiştir.

3.3.1. Kinematik Analiz

Kinematik analizin gerçekleştirilmesi için hız ve ivme değerlerini bulmak istediğimiz uzuvlar üzerinde tanımlı vektör eşitlikleri yazarak, yeterli sayıda çevrim denklemleri oluşturulmuştur. Ardından karmaşık sayılar metodu kullanılarak çevrim denklemleri tekrar ifade edilmiştir. Son olarak elde edilen bu ifadelerin türevlerinden uzuvların hız ve ivme değerleri belirlenmiştir.

Bu bölümde hesaplamalar üç makaslı platform için gösterilmiş olup diğer makas sayıları için hesaplamalar üç makas için yapılan hesaplamalara benzer şekilde gerçekleştirilmiştir.

Üç makaslı platform için Şekil 3.13’de verilen mafsallı adlandırmalarına göre ilk makas üzerinde yazılan çevrim denklemi Denklem (3.73) ile verilmiştir. Denklem (3.74) ile de çevrim denkleminin daha açık formu verilmiştir.

$$bc + ca = ba \quad (3.73)$$

$$0,5 \cdot L \cdot e^{i\theta_3} + 0,5 \cdot L \cdot e^{i(360-\theta_3)} = L_1(\theta) \quad (3.74)$$

Denklem (3.74)’ün gerçek ve sanal bileşenlerine ayrılmış ifadesi Denklem (3.75) ve (3.76) ile verilen şekilde olmaktadır.

$$0,5 \cdot L \cdot \cos(\theta_3) + 0,5 \cdot L \cdot \cos(\theta_2) = L_1(\theta) \quad (3.75)$$

$$0,5 \cdot L \cdot \sin(\theta_3) - 0,5 \cdot L \cdot \sin(\theta_2) = 0 \quad (3.76)$$

Denklem (3.74) bir kez türetilerek Denklem (3.77) elde edilmektedir. Bu eşitlik iki ve üç numaralı uzuvların açısal hız değerlerini barındırmaktadır.

$$0,5 \cdot L \cdot \omega_3 \cdot i \cdot e^{i\theta_3} + 0,5 \cdot L \cdot \omega_2 \cdot e^{i(360-\theta_3)} = V_1(\theta) \quad (3.77)$$

Denklem (3.77) gerçek ve sanal bileşenlerine ayrıldığında elde edilen iki eşitlik Denklem (3.78) ve (3.79) ile verilmiştir.

$$0,5 \cdot L \cdot \omega_3 \cdot \cos(\theta_3) - 0,5 \cdot L \cdot \omega_2 \cdot \cos(\theta_2) = 0 \quad (3.78)$$

$$-0,5 \cdot L \cdot \omega_3 \cdot \sin(\theta_3) - 0,5 \cdot L \cdot \omega_2 \cdot \sin(\theta_2) = V_1(\theta) \quad (3.79)$$

Denklem (3.76) ve Denklem (3.79)'a dikkat edildiğinde θ_3 ve θ_2 açıları ile ω_3 ve ω_2 açısal hızlarının eşit oldukları görülmektedir.

Denklem (3.77) de türetilerek iki ve üç numaralı uzuvların açısal ivmelerini içeren Denklem (3.80) elde edilmiştir.

$$0,5.L.\alpha_3.i.e^{i\theta_3} - 0,5.L.\omega_3^2.e^{i\theta_3} - 0,5.L.\alpha_2.i.e^{i(360-\theta_2)} - 0,5.L.\omega_2^2.e^{i(360-\theta_2)} = a_1(\theta) \quad (3.80)$$

Denklem (3.80) gerçekte ve sanal bileşenlerine ayrıldığında ise Denklem (3.81) ve (3.82) ile verilen ifadeler ulaşmıştır.

$$0,5.L.\alpha_3.\cos(\theta_3) - 0,5.L.\omega_3^2.\sin(\theta_3) - 0,5.L.\alpha_2.\cos(\theta_2) + 0,5.L.\omega_2^2.\sin(\theta_2) = 0 \quad (3.81)$$

$$-0,5.L.\alpha_3.\sin(\theta_3) - 0,5.L.\omega_3^2.\cos(\theta_3) - 0,5.L.\alpha_2.\sin(\theta_2) - 0,5.L.\omega_2^2.\cos(\theta_2) = a_1(\theta) \quad (3.82)$$

θ_3 ve θ_2 açıları ile ω_3 ve ω_2 açısal hızlarının eşitliği göz önüne alınarak Denklem (3.81) ile verilen eşitlik tekrar yazıldığında α_3 ve α_2 açısal ivmelerinin de eşit olduğu görülmektedir.

Bu aşamadan sonra yazılan denklemlerde açı, açısal hız ve açısal ivme değerlerinin eşit olduğu göz önüne alınarak düzenlenmiştir.

Hidrolik silindirin hız ve ivme değerlerinin bulunması için hidrolik silindir üzerinde vektör tanımını da içeren çevrim denklemi Denklem (3.83) ile verilmiştir.

$$qc + cd + df + fg + gp = qp \quad (3.83)$$

Denklem (3.83) ile verilen çevrim denklemi açık şekilde ifade edildiğinde Denklem (3.84) elde edilmektedir.

$$0,375.L.e^{i(360-\theta)} + 0,5.L.e^{i\theta} + 0,5.L.e^{i(180-\theta)} + 0,5.L.e^{i\theta} + 0,125.L.e^{i(180-\theta)} = L_H.e^{i\beta} \quad (3.84)$$

Denklem (3.83)'in birinci türevi alındıktan sonra gerçekte ve sanal kısımlara ayrıldığında aşağıdaki denklemler elde edilmektedir.

$$1,25.L.\omega.\cos(\theta) = V_H.\sin(\beta) + L_H.\omega_\beta.\cos(\beta) \quad (3.85)$$

$$-0,75. L. \omega. \sin(\theta) = V_H. \cos(\beta) - L_H. \omega_\beta. \sin(\beta) \quad (3.86)$$

Denklem (3.84)'in ikinci türevi de alınarak gerçek ve sanal kısımlara ayrıldığında aşağıdaki denklemler elde edilmektedir.

$$\begin{aligned} 1,25. \alpha. \cos(\theta) - 1,25. L. \omega^2. \sin(\theta) \\ = a_H. \sin(\beta) + 2. V_H. \omega_\beta. \cos(\beta) + L_H. \alpha_\beta. \sin(\beta) \\ - L_H. \omega_\beta^2. \cos(\beta) \end{aligned} \quad (3.87)$$

$$\begin{aligned} -0,75. \alpha. \sin(\theta) - 0,75. L. \omega^2. \cos(\theta) \\ = a_H. \cos(\beta) - 2. V_H. \omega_\beta. \sin(\beta) - L_H. \alpha_\beta. \sin(\beta) \\ - L_H. \omega_\beta^2. \cos(\beta) \end{aligned} \quad (3.88)$$

Denklem (3.73)'in dışında ilk makas üzerinde tanımlanan diğer bir çevrim denklemi de Denklem (3.89) ile verilmiştir.

$$bc + ce = be \quad (3.89)$$

Denklem (3.89)'un açık ifadesi Denklem (3.90) ile verilen eşitlikteki gibi olmaktadır.

$$0,5. Le^{i(\theta)} + 0,5. Le^{i(180-\theta)} = L_M. e^{i\pi/2} \quad (3.90)$$

Denklem (3.90) da diğer denklemler gibi birinci türevi alınıp gerçek ve sanal kısımlarına ayrılmıştır. Denklem (3.91) ile verilen ifade elde edilirken sanal kısımdan kullanılabilir eşitlik gelmemektedir.

$$L. \omega. \cos(\theta) = V_M \quad (3.91)$$

Denklem (3.90)'in ikinci türevinin sanal kısmından da Denklem (3.92) ile verilen denklem elde edilmektedir.

$$L. \alpha. \cos(\theta) - L. \omega^2. \sin(\theta) = a_M \quad (3.92)$$

Denklem (3.91) ile verilen V_M hızı, platform üzerindeki bir makasın yükselme hızıdır. Platformun yükselme hızı; V_P hızının makas sayısı (n) ile çarpımı ile hesaplanmaktadır. Benzer şekilde platformun a_P ivmesi de tek bir makasın ivmesi olan a_M ifadesinin makas sayısı (n) ile çarpımından hesaplanmaktadır.

$$V_P = n. V_M \quad (3.93)$$

$$a_P = n. a_M \quad (3.94)$$

Denklem (3.77), (3.85), (3.86) ve (3.91) ile lineer denklem takımı oluşturulmuştur. Bu denklemler oluşturulurken denklem takımındaki bilinmeyenler; ω , $V_1(\theta)$, V_H , $L_H\omega_\beta$ ve V_p ifadeleridir. Makaslı platformda hareketin hidrolik silindirden verildiği göz önüne alınarak, giriş değeri olarak hidrolik silindirin hızı (V_H) alınmıştır. Bu durumda oluşan lineer denklem takımı Denklem (3.95) ile gösterilmiştir.

$$\begin{bmatrix} -L\sin\theta & -1 & 0 & 0 \\ L\cos\theta & 0 & -1 & 0 \\ 1.25L\cos\theta & 0 & 0 & -L_H\cos\beta \\ -0.75L\cos\theta & 0 & 0 & -L_H\sin\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega \\ V_1(\theta) \\ V_M \\ \omega_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \sin\beta \cdot V_H \\ \cos\beta \cdot V_H \end{bmatrix} \quad (3.95)$$

Ardından Denklem (3.93) ve (3.94) eşitlikleri ile makas hız ve ivme ifadelerinden platformun hız ve ivme ifadelerine ulaşılmıştır.

Benzer şekilde Denklem (3.82), (3.87), (3.88) ve (3.92) denklemleri ile denklem takımı oluşturulmuştur. Denklem takımının oluşturulması sırasında hidrolik silindir ivmesinin sıfır olduğu, yani sabit hareket ettiği kabul edilmiştir. Böylece

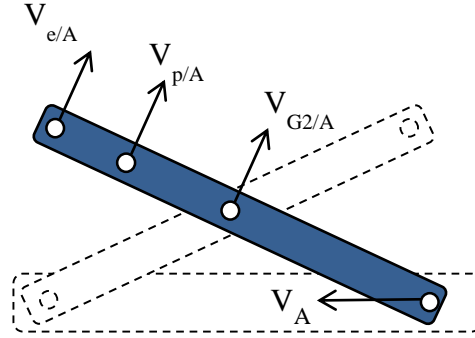
$$a_H = 0$$

ifadesi elde edilmiştir. Elde edilen denklem takımı Denklem (3.96) ile gösterilmiştir.

$$\begin{bmatrix} -L\sin\theta & -1 & 0 & 0 \\ L\cos\theta & 0 & -1 & 0 \\ 1.25L\cos\theta & 0 & 0 & -L_H\cos\beta \\ -0.75L\cos\theta & 0 & 0 & -L_H\sin\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha \\ a_1 \\ a_M \\ \alpha_M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L\cos\theta \cdot \omega^2 \\ L\sin\theta \cdot \omega^2 \\ 1.25L\sin\theta\omega^2 + 2V_H\omega_\beta\cos\beta - L_H\omega_\beta^2\sin\beta \\ 0.75L\cos\theta\omega^2 + 2V_H\omega_\beta\sin\beta - L_H\omega_\beta^2\cos\beta \end{bmatrix} \quad (3.96)$$

3.3.2. Hız ifadelerinin bulunması

Uzuvların hız eşitlikleri en alt uzuvdan başlayarak ifade edilmiştir. Bu ifadenin sonucu olarak mafsal bağlantılı iki uzuvdan üstte olanının hız ifadesi yazılırken, altta bulunan uzva göre bağıl hızının da ifadesi bulunmaktadır.



Şekil 3.21. İki numaralı uzuv üzerindeki hızlar

Hız eşitliklerinin yazımına Şekil 3.21 ile gösterilen iki numaralı uzuv ile başlanmıştır. İfade yazılırken, uzvun sabit konumlu alt platforma göre mafsalsal noktada öteleme hareketi de yaptığı göz önünde bulundurulması gerekmektedir. İki numaralı uzvun ağırlık merkezinin hızı bu bilgiler sonucunda Denklem (3.97) ile verilmiştir.

$$\mathbf{V}_{G2} = \mathbf{V}_A + \mathbf{V}_{G2/A} \quad (3.97)$$

Denklem (3.97), (3.97) bileşenlerine de ayrılarak açık şekilde ifade edildiğinde aşağıdaki form elde edilmektedir.

$$\mathbf{V}_{G2} = V_A \cdot \mathbf{i} + \omega \cdot 0,5 \cdot L \cdot (\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.98)$$

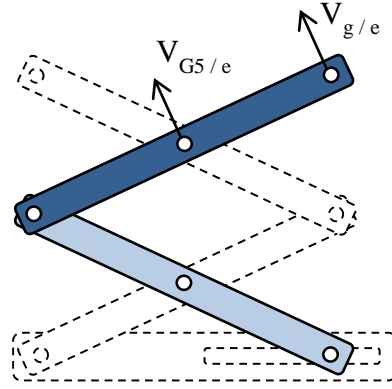
Beş numaralı uzvun hız ifadesinde gerek duyulacağı için iki numaralı uzvun beş numaralı uzuvla mafsalsal bağlantısına sahip olduğu noktadaki hız ifadesi de hesaplanmaktadır. Hız ifadelerinin konumları için Şekil 3.13’de verilen adlandırma kullanılmıştır.

$$\mathbf{V}_e = \mathbf{V}_A + \mathbf{V}_{e/A} \quad (3.99)$$

Denklem (3.99) bileşenlerine ayrılarak açık şekilde ifade edildiğinde aşağıdaki formu almaktadır.

$$\mathbf{V}_e = V_A \cdot \mathbf{i} + \omega \cdot L \cdot (\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.100)$$

Denklem (3.100) yardımı ile \mathbf{V}_e hız vektörünün bulunmasının ardından, beş numaralı uzuv için hız ifadeleri yazılmıştır.



Şekil 3.22. Beş numaralı uzuv üzerinde hızlar

Şekil 3.22 ile gösterilen beş numaralı uzuv için ağırlık merkezinin ve altı numaralı uzuv ile mafsallı bağlantısına sahip olduğu üst mafsallı noktasının hız ifadeleri Denklem (3.101) ve (3.102) ile gösterilmiştir.

$$\mathbf{V}_{G5} = \mathbf{V}_e + \omega \cdot 0,5 \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.101)$$

$$\mathbf{V}_g = \mathbf{V}_e + \omega \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.102)$$

Altı numaralı uzva ait hız ifadeleri de iki ve beş numaralı uzuvlar için yazılan denklemlere benzer şekilde yazılarak bileşenlerine ayrıldığında Denklem (3.103) ve (3.104) ile verilen denklemlere ulaşılmıştır.

$$\mathbf{V}_{G6} = \mathbf{V}_g + \omega \cdot 0,5 \cdot L \cdot (\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.103)$$

$$\mathbf{V}_n = \mathbf{V}_g + \omega \cdot L \cdot (\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.104)$$

Üç numaralı uzuv için de hız ifadesi iki numaralı uzuv için yazılan ifadeye benzer şekilde yazılmıştır. Üç numaralı uzvun alt platform ile bağlantı noktasında bir öteleme hareketi gerçekleşmediği için, uzuv hız ifadeleri doğrudan alt platforma göre bağıl hız ifadelerine eşit olmaktadır. Sonuç olarak ağırlık merkezi ve üst mafsallı noktası için hız ifadeleri Denklem (3.105) ve (3.106)'da gösterildiği gibi elde edilmiştir.

$$\mathbf{V}_{G3} = \omega \cdot 0,5 \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.105)$$

$$\mathbf{V}_d = \omega \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.106)$$

Dört numaralı uzuv için hız ifadeleri yazılırken üç numaralı uzva göre bağıl hareket yaptığı dikkate alınmıştır. Son olarak yedi numaralı uzvun da dört numaralı uzva göre

bağlı hareket yaptığı göz önüne alınmıştır. Bu uzuvlar için de hız ifadeleri Denklem (3.107), (3.108), (3.109) ve (3.110) ile gösterilen şekilde elde edilmiştir.

$$\mathbf{V}_{G4} = \mathbf{V}_d + \omega \cdot 0,5 \cdot L \cdot (\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.107)$$

$$\mathbf{V}_h = \mathbf{V}_d + \omega \cdot L \cdot (\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.108)$$

$$\mathbf{V}_{G7} = \mathbf{V}_h + \omega \cdot 0,5 \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.109)$$

$$\mathbf{V}_m = \mathbf{V}_h + \omega \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.110)$$

Hız değerlerinin hesaplanması gereken iki mafsal noktası da hidrolik silindirin etkideği noktalardır. İki ve altı numaralı uzuvlar üzerinde hidrolik silindirin konumlarının hız ifadeleri Denklem (3.111) ve (3.112) ile gösterilmiştir.

$$\mathbf{V}_q = \mathbf{V}_A + \omega \cdot 0,875 \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} - \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.111)$$

$$\mathbf{V}_p = \mathbf{V}_g + \omega \cdot 0,125 \cdot L \cdot (\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.112)$$

3.3.3 İvme ifadelerinin bulunması

Uzuvlara ait ivme ifadelerinin hesaplanmasında hız hesabındaki sıra izlenerek en alt uzuvdan üst uzva doğru sıra ile denklemler çıkarılmıştır.

İki numaralı uzvun ağırlık merkezi için ivme ifadesi aşağıdaki şekilde yazılıp bileşenlerine ayrılarak açık ifadesine ulaşılmıştır.

$$\mathbf{a}_{G2} = \mathbf{a}_A + \mathbf{a}_{G2/A}^n + \mathbf{a}_{G2/A}^t \quad (3.113)$$

$$\mathbf{a}_{G2} = a_A \cdot \mathbf{i} + \omega^2 \cdot 0,5 \cdot L \cdot (\cos\theta \mathbf{i} - \sin\theta \mathbf{j}) + \alpha \cdot 0,5 \cdot L \cdot (\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.114)$$

Beş numaralı uzvun ivme ifadesi yazılırken gerekli olacağı için iki numaralı uzvun beş numaralı uzuv ile mafsal noktasındaki hız ifadesi de aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$\mathbf{a}_e = \mathbf{a}_A + \mathbf{a}_{e/A}^n + \mathbf{a}_{e/A}^t \quad (3.115)$$

$$\mathbf{a}_e = a_A \cdot \mathbf{i} + \omega^2 \cdot L \cdot (\cos\theta \mathbf{i} - \sin\theta \mathbf{j}) + \alpha \cdot L \cdot (\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.116)$$

Diğer uzuvlara ait ivme ifadeleri iki numaralı uzuv için yazılan ifadeye benzer olarak yazıldıktan sonra bileşenlerine ayrıldığında aşağıda verilen denklemler elde edilmektedir.

$$\mathbf{a}_{G5} = a_e \cdot \mathbf{i} + \omega^2 \cdot 0,5 \cdot L \cdot (-\cos\theta \mathbf{i} - \sin\theta \mathbf{j}) + \alpha \cdot 0,5 \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.117)$$

$$\mathbf{a}_g = a_e \cdot \mathbf{i} + \omega^2 \cdot L \cdot (-\cos\theta \mathbf{i} - \sin\theta \mathbf{j}) + \alpha \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.118)$$

$$\mathbf{a}_{G6} = a_5 \cdot \mathbf{i} + \omega^2 \cdot 0,5 \cdot L \cdot (\cos\theta \mathbf{i} - \sin\theta \mathbf{j}) + \alpha \cdot 0,5 \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.119)$$

$$\mathbf{a}_n = a_g \cdot \mathbf{i} + \omega^2 \cdot L \cdot (\cos\theta \mathbf{i} - \sin\theta \mathbf{j}) + \alpha \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.120)$$

$$\mathbf{a}_{G3} = \omega^2 \cdot 0,5 \cdot L \cdot (-\cos\theta \mathbf{i} - \sin\theta \mathbf{j}) + \alpha \cdot 0,5 \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.121)$$

$$\mathbf{a}_d = \omega^2 \cdot L \cdot (-\cos\theta \mathbf{i} - \sin\theta \mathbf{j}) + \alpha \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.122)$$

$$\mathbf{a}_{G4} = a_d \cdot \mathbf{i} + \omega^2 \cdot 0,5 \cdot L \cdot (\cos\theta \mathbf{i} - \sin\theta \mathbf{j}) + \alpha \cdot 0,5 \cdot L \cdot (\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.123)$$

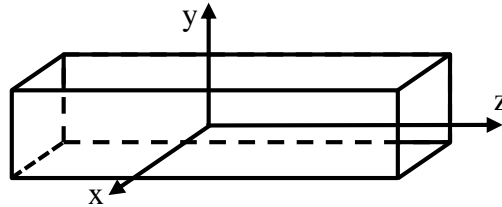
$$\mathbf{a}_h = a_d \cdot \mathbf{i} + \omega^2 \cdot L \cdot (\cos\theta \mathbf{i} - \sin\theta \mathbf{j}) + \alpha \cdot L \cdot (\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.124)$$

$$\mathbf{a}_{G7} = a_h \cdot \mathbf{i} + \omega^2 \cdot 0,5 \cdot L \cdot (-\cos\theta \mathbf{i} - \sin\theta \mathbf{i}) + \alpha \cdot 0,5 \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.125)$$

$$\mathbf{a}_m = a_h \cdot \mathbf{i} + \omega^2 \cdot L \cdot (-\cos\theta \mathbf{i} - \sin\theta \mathbf{j}) + \alpha \cdot L \cdot (-\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}) \quad (3.126)$$

3.3.4. Uzun atalet momenti

Virtüel Güçler Prensibi ile hidrolik silindir hesabı sırasında bilinmesi gereken bir diğer büyüklük de uzuvların harekete karşı dirençlerinin ifadesi olan atalet momentleridir.



Şekil 3.23. Dönme merkezi

Şekil 3.23'de makaslı platformda kullanılan bir uzvun eksenleri görülmektedir. Belirlenen bu eksen takımına göre uzuv x ekseninde dönme hareketi yapmaktadır. Bu nedenle atalet momenti de bu eksene göre hesaplanmıştır. Ayrıca uzuv profili olarak kapalı kutu profil kullanılmıştır. Hesaplama sırasında profil kalınlığı olarak t indisi kullanılmıştır.

Bir eksene göre atalet momenti ifadesi üç boyutlu cisim için Denklem (3.127)'deki gibi olmaktadır (Gere ve ark. 2014).

$$I_x = \int r^2 . dm \quad (3.127)$$

Makaslı platformda kullanılan uzuv için bu ifade kullanıldığında diferansiyel boyuttaki dm kütlelerinin eksenden uzaklığının karesi olan r^2 mesafesi

$$r^2 = y^2 + z^2$$

olacaktır.

Malzeme yoğunluğunun ρ indisi ile gösterildiğinde dm diferansiyel kütlesi

$$dm = \rho . dz . dy . dx$$

şeklinde ifade edilmiştir.

Makaslı platform uzvunun ilk başta kesitinin dolu yapıda olduğu kabul edilerek ve uzvun kütlelerinin

$$m = \rho . b . h . L$$

olduğu göz önünde bulundurularak atalet momenti aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$I_{x1} = \iiint (y^2 + z^2) . \rho . dy . yz . dx \quad (3.128)$$

$$I_{x1} = \frac{m}{3} . \left[\left(\frac{h}{2} \right)^2 + \left(\frac{L^2}{3} \right) \right] \quad (3.129)$$

Uzvu boş olan kısmı doluymuş gibi düşünülerek atalet momenti ayrıca hesaplanmış, bulunan bu değer uzvu dolu olduğu kabulü ile elde edilen atalet momenti değerinden çıkartılarak uzvu kapalı kutu kesit yapısındaki atalet momenti elde edilmiştir.

Uzvu boş kısmının atalet moment ifadesi, kütleyle sahip olsaydı kütle ifadesi

$$m_b = \rho . (b - 2t) . (h - 2t) . L$$

şeklinde olacaktır. Bu eşitlik göz önüne alınarak atalet moment ifadesi yazıldığında Denklem (3.130) elde edilmiştir.

$$I_{x2} = \frac{m_b}{3} . \left[\left(\frac{h - 2t}{2} \right)^2 + \left(\frac{(L - 2t)^2}{3} \right) \right] \quad (3.130)$$

Denklem (3.130) ile verilen atalet momenti ifadesi Denklem (3.129) ile verilen atalet momenti ifadesinden çıkarıldığında, hesaplanmak istenen kutu profil kesitine sahip uzvun x ekseninde dönme hareketi yapması durumundaki atalet momenti ifadesi elde edilmiştir.

$$I_x = I_{x1} - I_{x2} \quad (3.131)$$

3.3.5. Virtüel güçler prensibi

Virtüel güçler yardımı ile platformun atalet kuvvetlerinin ve momentlerinin de dâhil edildiği dinamik hesap gerçekleştirilerek istenen yükün kaldırılması için gerekli olacak hidrolik silindir kuvveti hesaplanabilmektedir.

Üç makaslı platform için virtüel güçler eşitliği yazıldığında her bir uzuvdan gelecek bileşenler aşağıdaki ifadeler ile ayrı ayrı verilmiştir.

$$F_H \cdot V_q + T_2 \cdot V_{G2} + M_{G2} \cdot \omega_2 + W_2 \cdot V_{G2} \quad (3.132)$$

$$T_3 \cdot V_{G3} + M_{G3} \cdot \omega_3 + W_3 \cdot V_{G3} \quad (3.133)$$

$$T_4 \cdot V_{G4} + M_{G4} \cdot \omega_4 + W_4 \cdot V_{G4} \quad (3.134)$$

$$T_5 \cdot V_{G5} + M_{G5} \cdot \omega_5 + W_5 \cdot V_{G5} \quad (3.135)$$

$$F_H \cdot V_p + T_6 \cdot V_{G6} + M_{G6} \cdot \omega_6 + W_6 \cdot V_{G6} + F_{P6} \cdot V_{G6} \quad (3.136)$$

$$T_7 \cdot V_{G7} + M_{G7} \cdot \omega_7 + W_7 \cdot V_{G7} + F_{P7} \cdot V_{G7} \quad (3.137)$$

Denklemler bir araya getirildiğinde virtüel güçler eşitliği aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$\left(\sum_{i=2}^{i=7} T_i \cdot V_{G i} + M_{G i} \cdot \omega_i + W_i \cdot V_{G i} \right) + F_{Hq} \cdot V_q + F_{Hp} \cdot V_p + F_{P6} \cdot V_{G6} + F_{P7} \cdot V_{G7} = 0 \quad (3.138)$$

Denklemden T indisi atalet kuvvetini, M indisi atalet momentini ve W indisi uzuv ağırlığını temsil etmektedir. Atalet kuvveti açık şekilde yazıldığında

$$T_i = -m \cdot a_{G i}$$

şeklinde ifade edilmektedir. Benzer şekilde atalet momenti ifadesi de

$$M_i = -I_{G i} \cdot \alpha$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Virtüel güç eşitliğinde vektör ifadeleri skaler çarpım işlemi yapılmaktadır. F_H kuvvetinin hesaplanması için de, hidrolik silindir kuvvet ifadesinin bileşenlerine ayrılması gerekmektedir. Denklem (3.139) ile iki nolu uzuv üzerindeki hidrolik silindirin oluşturduğu kuvvet ifadesi, Denklem (3.140) ile de altı nolu uzuv üzerindeki hidrolik silindir ifadesi verilmiştir.

$$F_{Hq} = F_H \cdot (-\sin\beta i - \cos\beta j) \quad (3.139)$$

$$F_{Hp} = F_H \cdot (\sin\beta i + \cos\beta j) \quad (3.140)$$

Denklemler ile verilen ifadelerde kuvvet vektörlerinin şiddetleri; aynı hidrolik silindir elemanının etki kuvveti olması nedeni ile birbirine eşittir. Ancak iki farklı yönde etkimektedirler.

Virtüel güçler prensibi yardımıyla hidrolik silindir kuvvetinin bulunması için eşitlik içinde yer alan hız, ivme ifadeleri ile uzuvların dönme eksenine göre eylemsizlik moment ifadelerinin bulunmalarına ihtiyaç duyulmaktadır.

3.4 Oluşturulan MATLAB Programı

Önceki bölümlerde makaslı lift platformunun sanki statik durum denklemleri ve virtüel işler metodu ile hidrolik kuvvet ifadesi elde edilmiştir. Yazılan MATLAB programı giriş bilgisi olarak makas platformunun çalışma yüksekliğine, platformun genişliğine, platformun taşınması istenen yüke, uzuv kesit ölçülerine ve mukavemet kontrolü için güvenlik katsayısına ihtiyaç duymaktadır. Bu veriler kullanıcı tarafından girilmelidir. Bunun yanında makas kollarının yatay ile yaptığı minimum açı değerleri program içinde tanımlanmıştır. Ölçüsü girilmesi beklenen uzuv kesit geometrisi de kutu profildir. Bu tanımlamalar Çizelge 3.1 ile verilmiştir.

Çizelge 3.1. MATLAB programı içinde sabitlenmiş değerler

θ_{min} :	8^0
Makas Kol Kesiti :	Kutu Profil

Profil malzemesi olarak St 52-3 çeliği önceki çalışmalar göz önüne alınarak seçilmiştir (Aksungur 2013). St 52-3 çeliğinin mekanik özellikleri Çizelge 3.2 ile verilmiştir.

Çizelge 3.2. ST 52-3 çeliğinin mekanik özellikleri

Akma Mukavemeti (Mpa) :	355
Çekme Mukavemeti (Mpa) :	490-630
Gerinim (%) :	20
Young Modülü (Gpa) :	210
Poisson Oranı :	0,3
Yoğunluk (kg/m ³) :	7800

MATLAB programını uygun makas sayısını seçerken hidrolik silindir stroğundan faydalanmaktadır. Platformun kapalı olduğu konumda hidrolik silindir boyu Denklem (3.141) ile hesaplanmaktadır.

$$LH_{min} = 0,75 \cdot L \cdot \cos(\theta_{min}) / \cos(\beta_{min}) \quad (3.141)$$

Hidrolik silindirinin boyunun olabileceği alabileceği en büyük değer olarak kapalı konumdaki boyunun 1,8 katı alınmış ve bu ifade Denklem (3.142) ile verilmiştir.

$$LH_{maks} = 1,8 \cdot LH_{min} \quad (3.142)$$

Tasarlanan makaslı platformda, platform en açık konuma geldiğinde elde edilecek maksimum hidrolik silindir boyunun Denklem (3.142) ile hesaplanan değeri geçmemesi gerekmektedir.

İstenen uzunluk ve yükseklik değerlerine göre uzuvların ulaşacağı maksimum açıl değerler Denklem (3.143)'de verilen eşitlik ile üç, dört ve beş makaslı durum için ayrı ayrı hesaplanmaktadır.

$$\theta_{maks} = \sin^{-1}\left(\frac{Y}{n \cdot L}\right) \quad (3.143)$$

Benzer şekilde hidrolik silindirinin alabileceği maksimum açıl değer de bulunan θ_{maks} açıl değeri kullanılarak Denklem (3.144) ile hesaplanmaktadır.

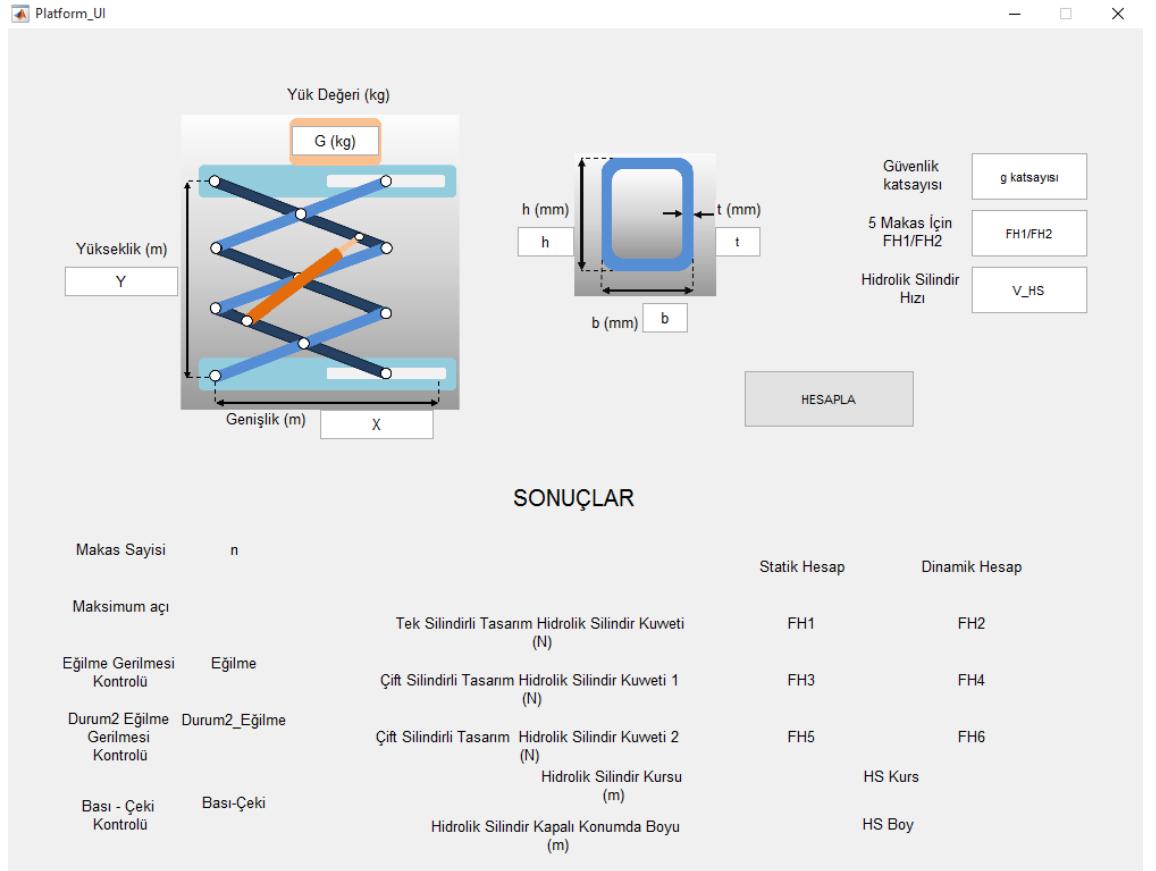
$$\beta_{maks} = \tan^{-1}\left(\frac{5}{3} \cdot \tan \theta_{maks}\right) \quad (3.144)$$

Üç, dört ve beş makaslı durum için ayrı ayrı hesaplanan θ_{maks} ve β_{maks} ifadeleri kullanılarak, bu üç farklı tasarımda hidrolik silindir boylarının maksimum değerleri de Denklem (3.145) ile hesaplanmıştır.

$$LH_{maks} = 0,75 \cdot L \cdot \cos(\theta_{maks}) / \cos(\beta_{maks}) \quad (3.145)$$

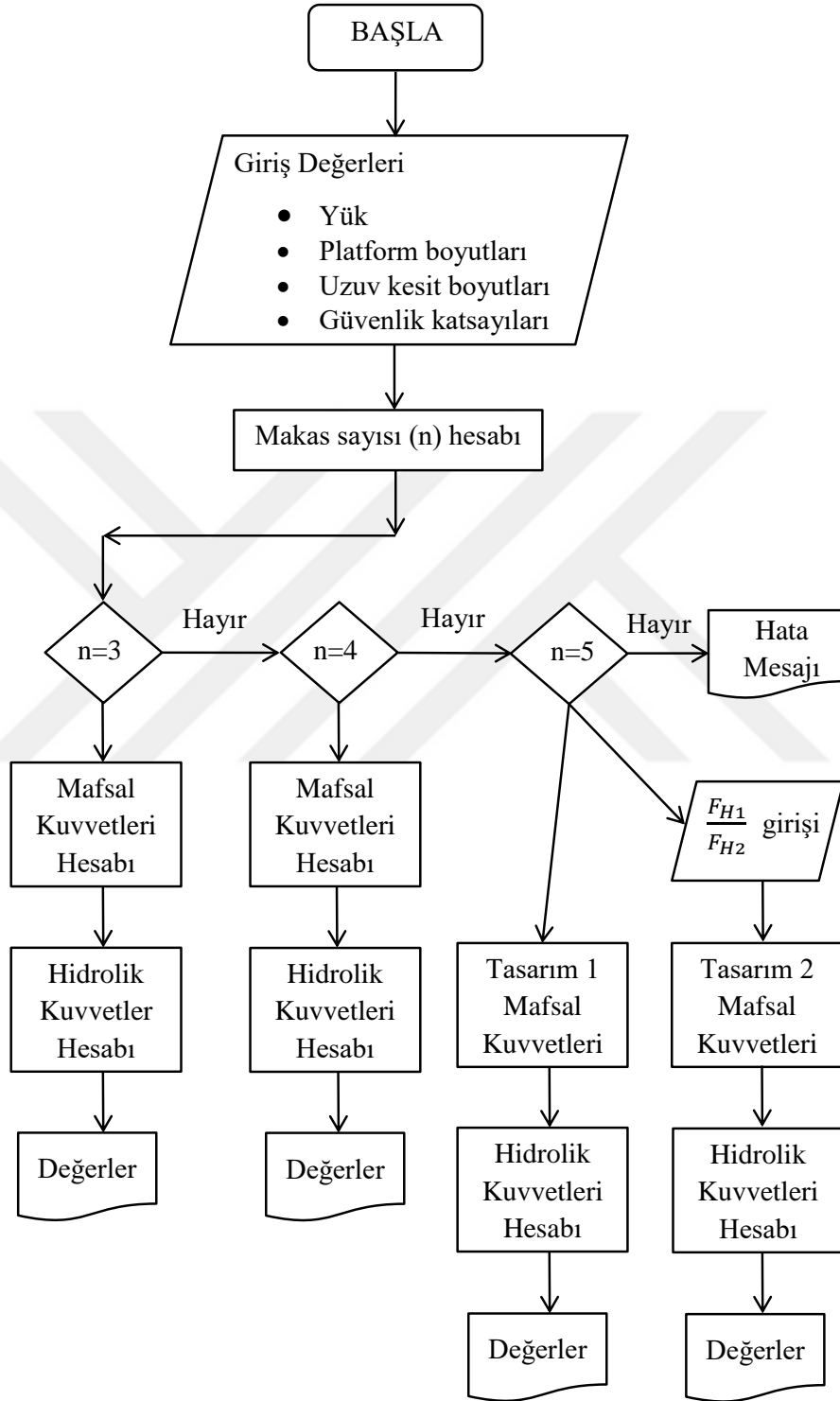
Denklem (3.145) ile her üç durum için elde edilen hidrolik silindir maksimum boyları ile Denklem (3.142) yardımı ile bulunan değer karşılaştırılmıştır. Denklem (3.142) ile hesaplanan değerden küçük hidrolik silindir boyunu veren makas sayısı tasarımda kullanılmak üzere seçilmiştir. Böylece tasarımı yapılan platform maksimum açıklığa ulaştığında Denklem (3.142) ile verilen sınır boy aşılmamış olacaktır.

Program kullanımında kolaylık sağlanması amacı ile MATLAB grafik arayüz oluşturma modülünden faydalanılmıştır. Arayüz sayesinde son kullanıcı giriş değerlerinin görsel ifadelerini de görerek değer girişi yapabilmekte, sonuçları da aynı ekran üzerinden okuyabilmektedir. Hazırlanan arayüz Şekil 3.24 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.24. Program arayüzü

Yapılan tüm hesaplamalar sonucunda oluşturulan MATLAB programının algoritması Şekil 3.25 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.25. MATLAB programı algoritması

3.5. ANSYS Katı Model Analizi

Hazırlanan MATLAB programları ile hesaplanan kuvvet değerlerinin doğrulanması için ANSYS programının Katı Cisim Dinamiği (Rigid Body Dynamic) modülünden faydalanılmıştır.

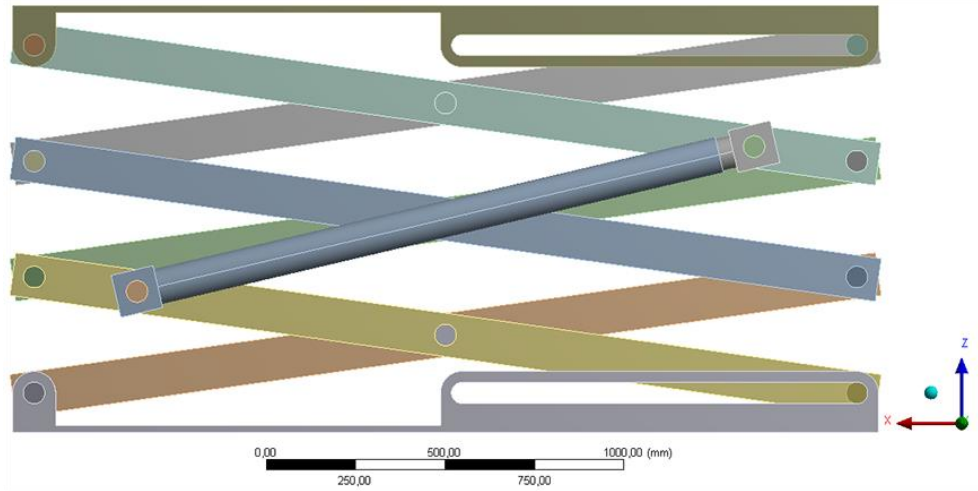
ANSYS Katı Cisim Dinamiği (KCD) modülü; deforme olmayıp üç boyutlu uzayda rijit hareket eden montajlı uzuvların hareketini inceler. Bu modülde uzuv bağlantıları mafsallar ile gerçekleştirilir. Her mafsal ile iki uzuv birbirine bağlanabilmektedir. Bu mafsallar ile uzuvların birbirine göre yapacakları hareketler tanımlanabilmektedir. Örnek olarak döner mafsal tanımlaması durumunda mafsal bağlantısı yapılan iki uzuv birbirine göre bir ekseninde dönme hareketi yapabilmekte diğer serbestlik dereceleri ise kısıtlanmaktadır.

KCD modülünde Newton – Euler hareket denklemleri yardımı ile model üzerinde girdi olarak kuvvetler, momentler, hızlar ve ivmeler verilebilmekte ve çıktı olarak gene bu değerler okunabilmektedir. Model üzerindeki her eleman rijit kabul edildiği ve çözümleme buna göre yapıldığı için, KCD modülü ile şekil değişimleri, deformasyonlar incelenememektedir. Ancak hız, ivme ve kuvvet değerlerinin ölçülmesi istendiği durumlarda bu modülün kullanılması çok daha pratik olmakta ve hızlı bir şekilde analiz yapılmasını ve sonuç alınmasını sağlamaktadır.

Analiz sırasında zaman aralıkları program tarafından otomatik olarak oluşturulmaktadır. Zaman aralıklarına müdahale genellikle olumsuz etkiye sebep olup, çözüm süresinin de uzamasına sebep olabilmektedir.

Analiz işleminin gerçekleştirilmesi için üç makaslı yapıdaki bir platform seçilmiştir. Platformunun, üç boyutlu bir tasarım programı ile tasarlanmasından sonra tasarım ANSYS KCD modülüne aktarılmıştır.

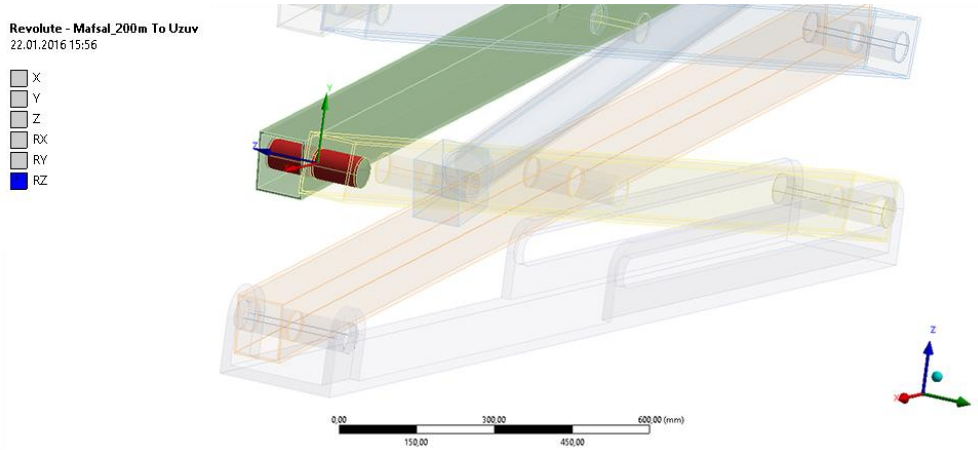
Üç makaslı tasarım Şekil 3.26 ile gösterilmiştir. Bu modelde alt ve üst tabla ile beraber 8 adet uzuv bulunmaktadır. İfadelerin kolaylaştırılması için sabit uzuv olan alt platform 1 numara olarak, makas kollar da 2'den başlayarak 7'ye kadar numaralandırılmıştır.



Şekil 3.26. Üç makaslı platform ANSYS modeli

Model üzerinde mafsalları tanımlanarak, platformun hareket serbestliğinin tanımlanması gerçekleştirilmiştir. Uzunluklar ile mafsallar arasında döner mafsalları (revolute joint) tanımlanmıştır. Şekil 3.27 ile mafsalları ile bir uzunluk arasında tanımlanmış olan döner mafsalları gösterilmektedir. Döner mafsalları ile bir ekseninde dönme hareketi serbest bırakılıp diğer 5 serbestlik derecesi kısıtlanmıştır.

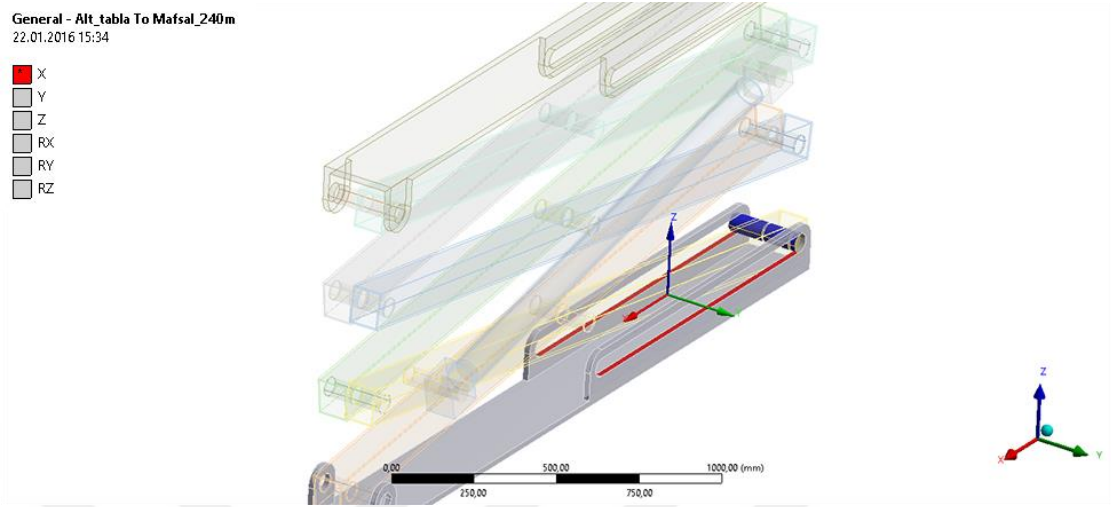
Mafsallar ile uzunluklar arasında ve hidrolik silindireler ile mafsallar arasında olmak üzere toplam 24 adet döner mafsalları tanımlanmıştır.



Şekil 3.27. ANSYS döner mafsalları tanımlanması

Platformda döner mafsallar haricinde alt tabla ile bir mafsalları arasında ve üst tabla ile bir mafsalları arasında olmak üzere toplam iki yalnızca bir ekseninde ötelemeye müsaade eden

mafsal tanımlaması yapılması gerekmektedir. Şekil 3.28’de x ekseninde hareketine izin verilen mafsalları yapıları görülmektedir.



Şekil 3.28. ANSYS genel mafsalları tanımlaması

Genel mafsalları üzerinde x ekseninde hareketi serbest bırakıp diğer eksenleri sınırlandırmak için mafsalları detayları menüsü üzerinde Şekil 3.29’de görüldüğü gibi sadece x ekseninde hareket serbest bırakılıp diğer eksenlerdeki hareketler sınırlandırılmıştır.

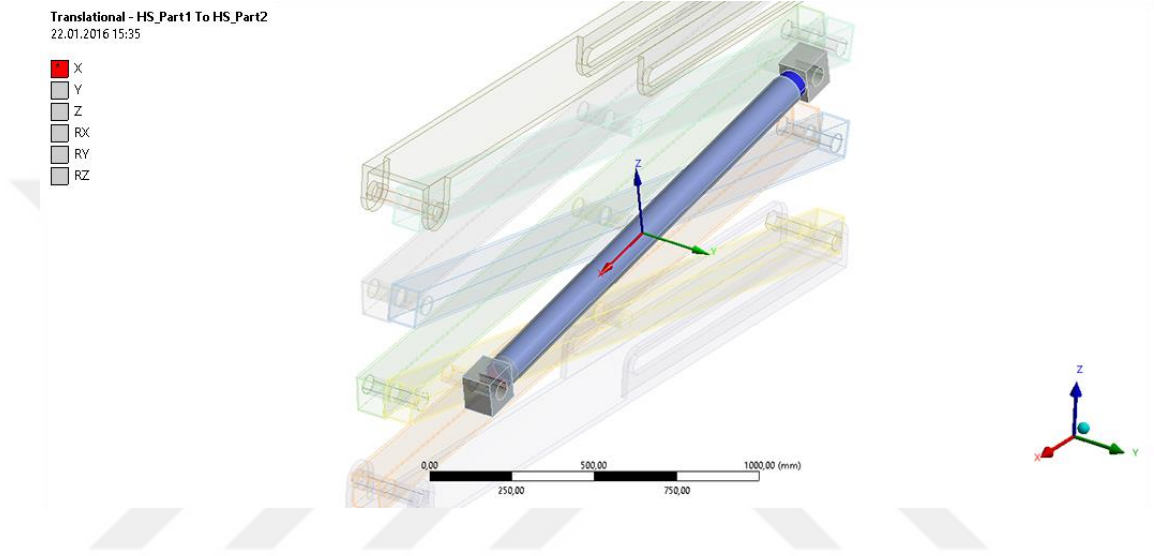
Details of "General - Alt_tabla To Mafsalları_240m"	
Definition	
Connection Type	Body-Body
Type	General
Suppressed	No
Translation X	Free
Translation Y	Fixed
Translation Z	Fixed
Rotations	Fix All
Reference	
Scoping Method	Geometry Selection
Scope	4 Faces
Body	Alt_tabla
Coordinate System	Reference Coordinate System
Mobile	
Scoping Method	Geometry Selection
Scope	2 Faces
Body	Mafsalları_240m
Initial Position	Unchanged
Stops	

Şekil 3.29. Mafsalları için hareket serbestliğinin belirlenmesi

Hidrolik silindir parçalarının diğer uzuvlar ile bağlantısının yapıldığı noktalarda döner mafsallar kullanılmıştır. Hidrolik silindirin iki parçası arasında ise bir eksende öteleme

hareketine izin veren mafsals tanımlanmıştır. Bu tanımlama genel mafsals seçimi ile alt ve üst tabla için yapılan mafsals tanımına benzer şekilde yapılabileceği gibi ötelenen mafsals seçimi ile doğrudan tek yönde harekete izin verilecek şekilde de yapılabilir.

Şekil 3.30 ile gösterildiği gibi hidrolik silindir parçaları arasındaki hareket tanımı için kayar mafsals tanımı yapılmıştır. Böylece birleri üzerinde hareket etmelerine izin verilirken diğer 5 hareket türü kısıtlanmıştır.



Şekil 3.30. ANSYS kayar mafsals tanımlaması

Bütün mafsals tanımlamaları tamamlandıktan sonra platformun taşınması gereken yük değeri üst tabla üzerinde uzaktan kuvvet olarak tanımlanmıştır.

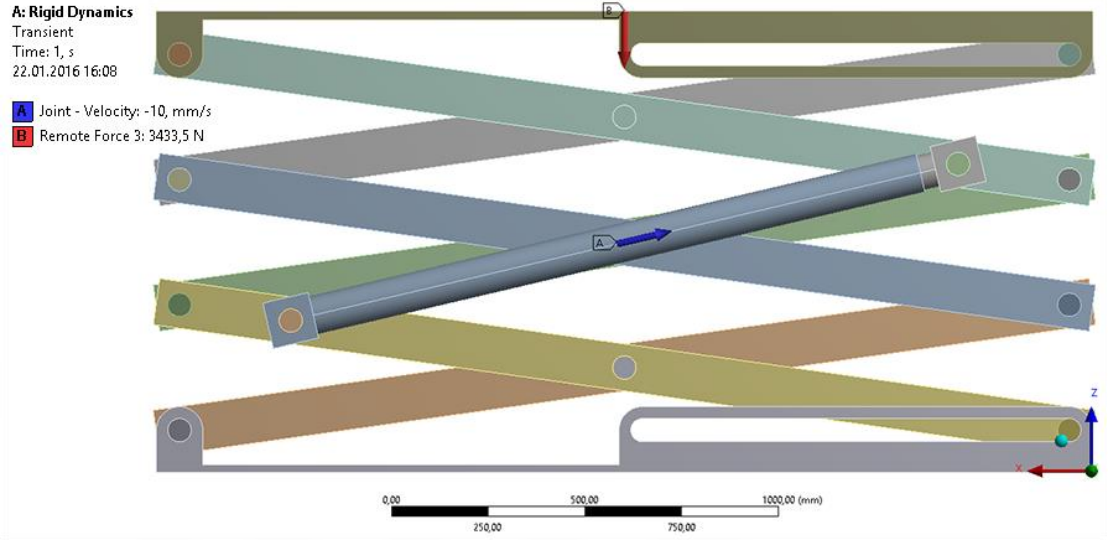
Platformun kuvvet, hız ve ivme değerlerinin analizi için, hidrolik silindir parçaları arasında tanımlanan ötelenen mafsals üzerine bir hız verilmiştir. Böylece sabit hidrolik silindir hızında mafsals noktalarına gelen kuvvetlerin ölçülmesi hedeflenmiştir.

MATLAB hesaplamalarından elde edilen hidrolik silindir stroğu ve tanımlanan hız dikkate alındığında platformun son konumuna gelme süresi

$$t = \frac{\text{Strok}}{V_{HS}} \quad (3.146)$$

formülü yardımı ile kolayca hesaplanabilmektedir. MATLAB programı ile uzuv ile yatay eksen arasındaki her bir açı değerine karşı gelen hidrolik silindir boyu bulunduğu da göz önüne alınırsa, gene Denklem (3.146) yardımı ile her açısal değişimin hangi

saniyede meydana geldiği de bilinmektedir. Analiz sonucunda bu zamandaki hız değerleri okunarak MATLAB programından elde edilen değerler ile karşılaştırılmıştır. Şekil 3.31 ile tanımlanan uzaktan kuvvet ve hız gösterilmektedir.



Şekil 3.31. ANSYS kuvvet ve hız tanımlaması

4 BULGULAR

Hazırlanan MATLAB programı; taşınması istenen yük, platform uzunluğu, platform yüksekliği, uzuv kesit boyutları ve kalınlığı, mukavemet kontrolü için emniyet katsayıları değerlerini giriş değeri olarak istemektedir. Bu giriş değerleri işleme alınarak; kullanılması gereken makas sayısı, uzuvların son konumdaki açısız değerleri, hidrolik silindir stroğu, platformun yükü taşınması için gerekli olan hidrolik silindir kuvveti, seçilen kesit ölçülerinin verilen güvenlik katsayısı değerine göre güvenli olup olmadığının hesabı yapılabilmektedir.

Bulunan değerlerin doğruluğunun kontrolü için karşılaştırmalar yapılmıştır. Bunun için ilk olarak iki farklı statik durum çözümü olan SSD incelemesi ve VİP ile elde edilen hidrolik silindir kuvvet değerleri karşılaştırılmıştır.

İkinci karşılaştırma olarak SSD incelemesi ile elde edilen hidrolik silindir kuvveti ve mafsal kuvvetleri ile ANSYS programının KCD Modülü ile yapılan analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

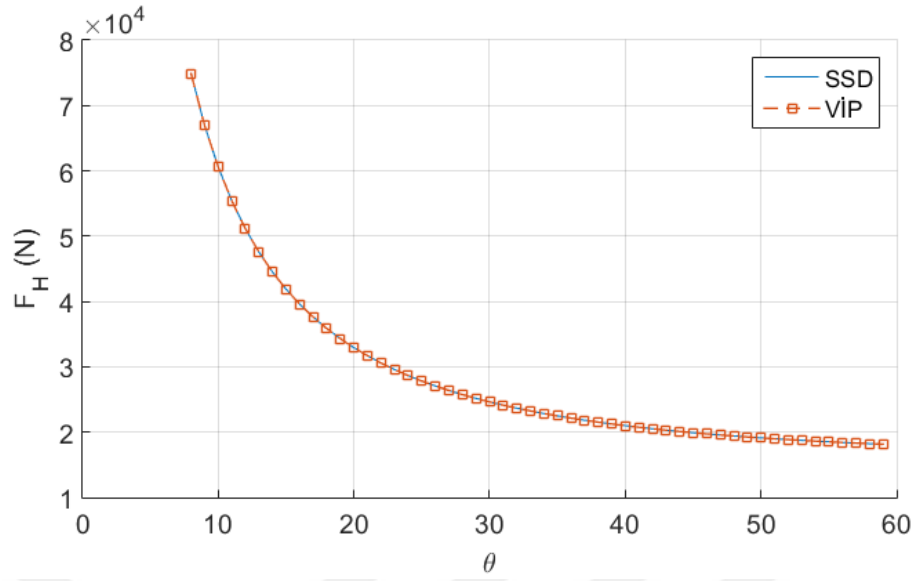
Üçüncü karşılaştırma olarak da uzuvların atalet kuvvetlerinin etkilerinin de dâhil olduğu virtüel güçler prensibi ile ANSYS 'de yapılan analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

Dördüncü karşılaştırmada MATLAB programı literatürde mevcut bir çalışmadaki makaslı platform ölçülerine uyarlanmış ve program ile referans çalışmada elde edilen sonuçların karşılaştırması yapılmıştır.

Beşinci ve son karşılaştırmada farklı hidrolik silindir hızlarının gerekli hidrolik silindir kuvvetine etkisini görmek amacı ile sanki statik durum ile virtüel güçler prensibi sonuçları karşılaştırılmıştır.

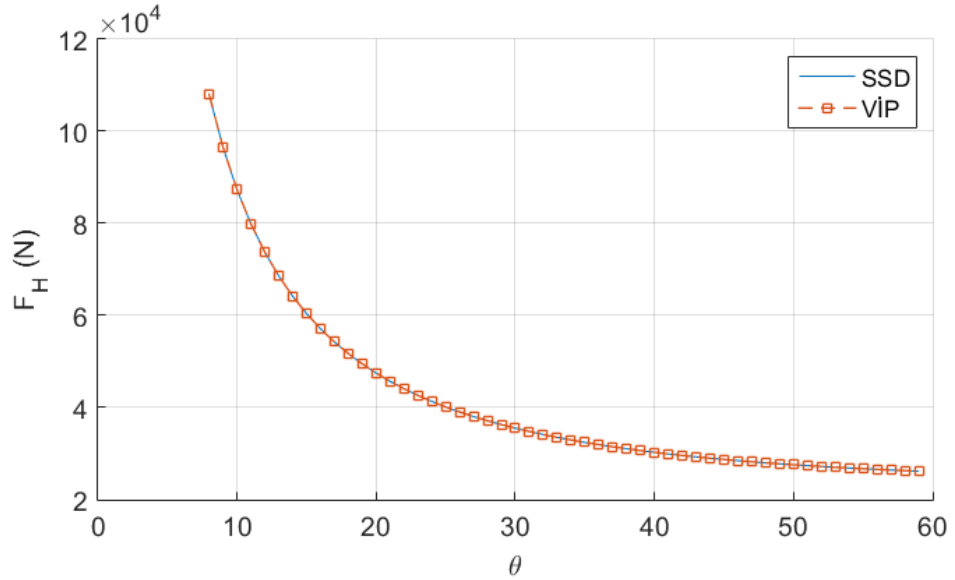
4.1 Sanki Statik Durum ve Virtüel İşler Karşılaştırması

Üç makaslı durum için platform yüksekliği olarak 6 metre, platform genişliği olarak ise 2,3 metre alınmıştır. Taşınması istenen yük değeri olarak da 350kg verildiğinde sanki statik durum ile bulunan ve virtüel işler prensibi ile bulunan hidrolik kuvvet değerleri Şekil 4.1 ile verilmiştir.



Şekil 4.1. Üç makas için SSD ve virtüel işler karşılaştırması

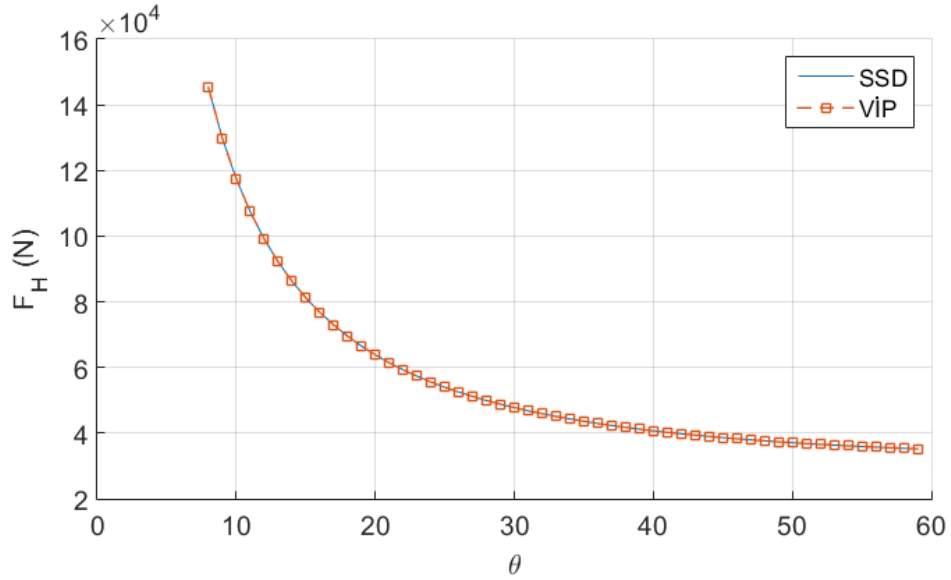
4 makaslı durum için platform yüksekliği 8 metreye çıkartılmış, platform genişliği ve taşınması gereken yük miktarı 3 makas için alınan değerler alınmıştır. Programın koşturulması sonucunda Şekil 4.2 ile verilen grafik elde edilmiştir.



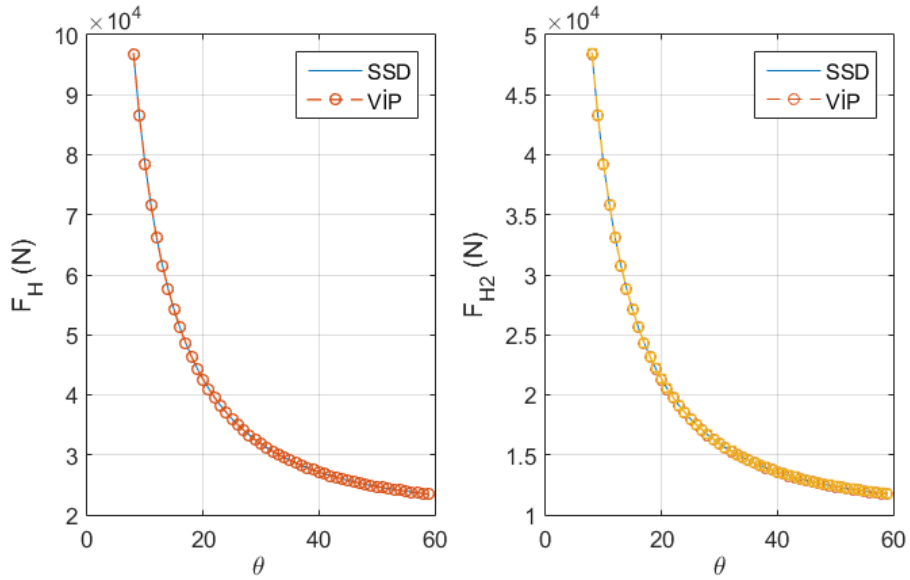
Şekil 4.2. Dört makas için SSD ve virtüel işler karşılaştırması

5 makaslı durum için iki alternatif tasarım bulunmaktadır. 5 makaslı durum için ikinci tasarımda program kullanılan iki hidrolik silindir kuvvetlerinin oranını bir parametre olarak bizden istemektedir. Bu durumda programda istenen yükseklik 10 metre olarak

girilmiş, hidrolik silindir kuvvetleri arasındaki oran 2 olarak belirtilmiş ve diğer değerler değiştirilmeden 3 makaslı durumda verilen değerler alınmıştır. Sonuçta elde edilen hidrolik kuvvet grafikleri Şekil 4.3 ve 4.4 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Beş makas ilk tasarım için SSD ve virtüel işler karşılaştırması



Şekil 4.4. Beş makas ikinci tasarım için SSD ve virtüel işler karşılaştırması

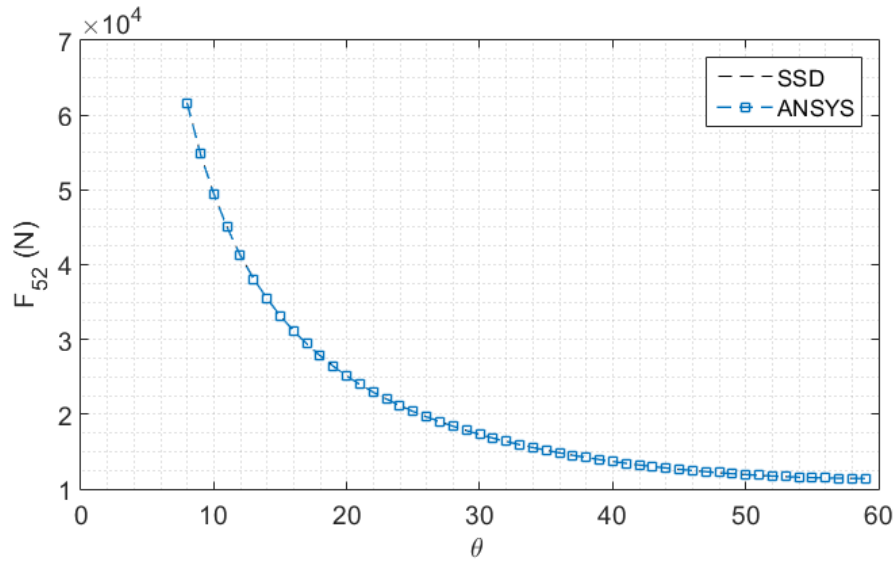
Şekil 4.1, 4.2, 4.3 ve 4.4 incelendiğinde SSD yöntemi ile virtüel işler yöntemi ile hesaplanan hidrolik silindir kuvveti hidrolik silindirin her açısal konumunda aynı değeri

verdiği görülmüştür. Böylece SSD çözümünün doğruluğunun virtüel işler ilkesi ile kontrolü gerçekleştirilmiştir.

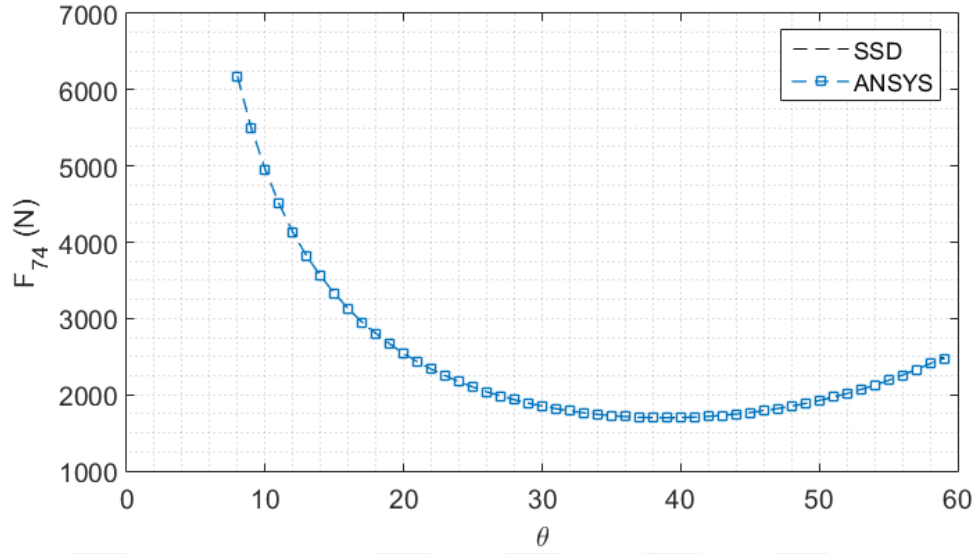
Ayrıca şekillerde verilen kuvvet dağılımlarına bakıldığında hidrolik silindirin en yüksek kuvvet değerinin platformun en kapalı pozisyonunda olduğu görülmüştür.

4.2. MATLAB Programı ile ANSYS Modeli Karşılaştırması

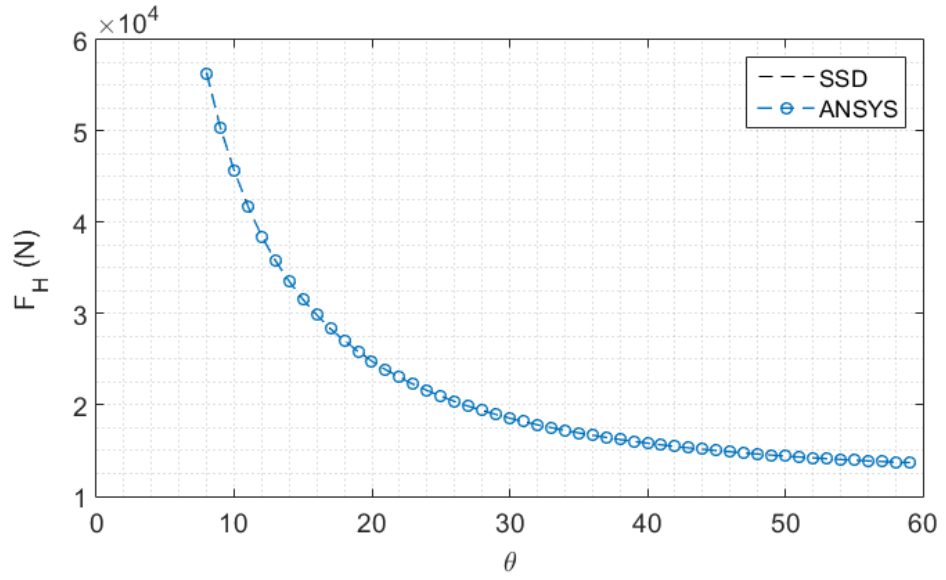
MATLAB verilerine göre oluşturulan ANSYS modeli üzerinden mafsal kuvvetlerinin ve hidrolik silindir kuvvetinin değerleri hesaplanmıştır. 3 makaslı tasarım için taşınması gereken yük 350kg, taşınması gereken yükseklik 6 metre ve platform genişliği olarak da 2,3 metre kullanılmıştır. Hesaplamaların kolaylığı açısından ANSYS programında yerçekimi ivmesi modele dâhil edilmemiştir. Aynı şartların sağlanması amacı ile MATLAB programında malzemenin özkütlesi 0 kg/m^3 alınarak yerçekimi etkisi ortadan kaldırılmıştır. ANSYS programında hareket hidrolik silindire V_H hızı olarak 0.01m/s^2 verilerek tanımlanmıştır. ANSYS hesabı ile MATLAB hesabının karşılaştırması, iki mafsal bağlantısında ve hidrolik silindirin uzuz ile mafsal bağlantısının yapıldığı noktadan gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.5. F52 kuvveti için SSD ve ANSYS karşılaştırması



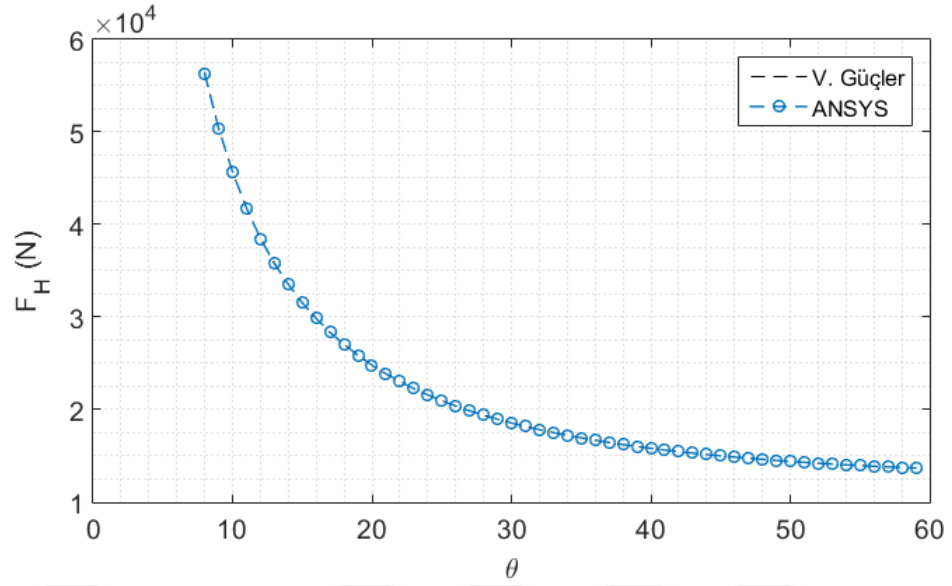
Şekil 4.6. F74 kuvveti için SSD ve ANSYS karşılaştırması



Şekil 4.7. Hidrolik silindir kuvveti için SSD ve ANSYS karşılaştırması

4.3. Virtüel Güçler ile ANSYS karşılaştırması

SSD incelemesi ile ANSYS programı karşılaştırılmasında kullanılan giriş değerleri tekrar kullanılarak virtüel güçler ile ANSYS sonuçları karşılaştırıldığında üç makaslı durum için Şekil 4.8 ile verilen grafikler elde edilmiştir.



Şekil 4.8. Hidrolik silindir kuvveti için virtüel güçler ve ANSYS karşılaştırması

4.4. MATLAB Programı ile Referans Çalışma(RÇ) Karşılaştırması

Aksungur ve Güler (2013), yayınladıkları makale ile 5 makastan oluşan bir platformun mafsallı kuvvetlerini hesaplayıp oluşturdukları ANSYS modeli ile karşılaştırmışlardır. Hazırlanan MATLAB programındaki platform yüksekliği, platform genişliği, taşınacak yük değeri makaledeki değerler olan, sırasıyla 10m, 2.3m ve 350kg alınmıştır. Yükün üst platforma uygulandığı konum da makaleden alınan konum olacak şekilde program düzenlenip mafsallı kuvvetleri hesaplanmıştır. MATLAB programı ile hesaplanan kuvvetler, makalede hesaplanan kuvvetler ve makalede ANSYS modeli ile hesaplanan kuvvetlerin karşılaştırması, hata oranları ile beraber Çizelge 4.1 gösterilmiştir. Çizelge 4.1 üzerindeki kuvvet birimleri Newton olarak verilmiştir.

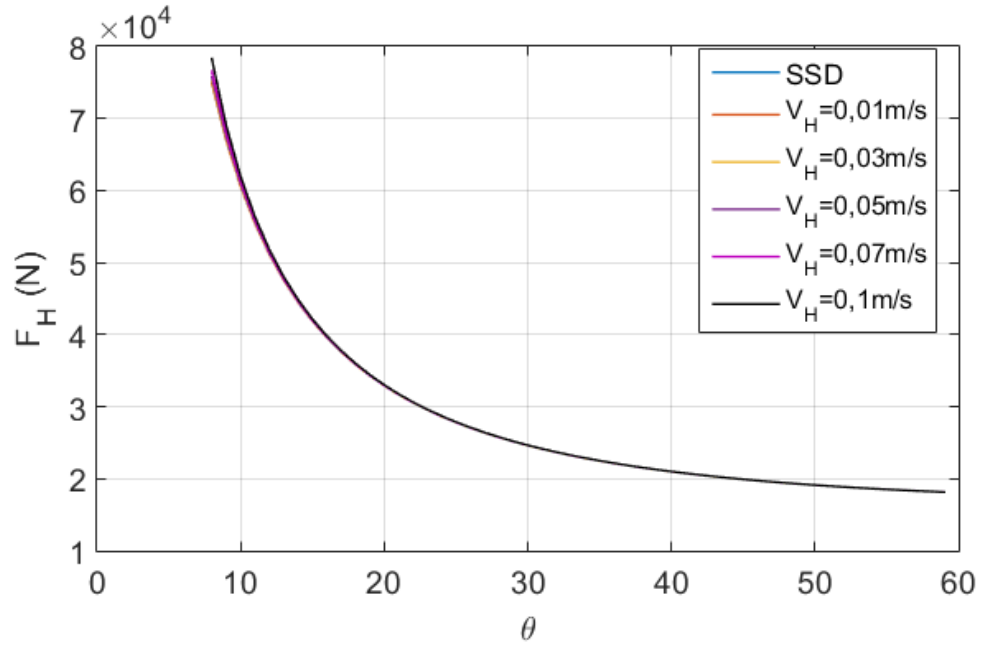
Çizelge 4.1.RÇ ile MATLAB karşılaştırması

Eklem Yerleri ve Girdiler	RÇ Analitik Sonuçlar	RÇ ÇCD Sonuçlar	MATLAB Sonuçlar	RÇ Analitik& MATLAB Bağıl Hata	RÇ ÇCD& MATLAB Bağıl Hata
α	8,46°	8,46°	8,46°		
β	23,62°	23,62°	23,62°		
F	3433,5	3434,5	3435,5		
F_H	32466	32456	31598	-2,75	2,64
F_{P10}^Y	1576,8	1576,8	1576,8	0,00	0,00
F_{P11}^Y	1857	1856,7	1856,7	-0,02	0,00
F_{1110}^X	23084	23087	23084	0,00	0,01
F_{1110}^Y	279,95	279,94	279,95	0,00	0,00
F_{109}^X	23084,3	23087	23084	0,00	0,01
F_{109}^Y	1856,7	1856,7	1856,7	0,00	0,00
F_{118}^X	23084	23087	23084	0,00	0,01
F_{118}^Y	1576,8	1576,8	1576,8	0,00	0,00
F_{98}^X	69253	69262	69253	0,00	0,01
F_{98}^Y	279,95	279,94	279,95	0,00	0,00
F_{87}^X	46169	46175	46169	0,00	0,01
F_{87}^Y	1856,7	1856,7	1856,7	0,00	0,00
F_{96}^X	46169	46175	46169	0,00	0,01
F_{96}^Y	1576,8	1576,8	1576,8	0,00	0,00
F_{76}^X	86120	86578	86566	0,52	0,01
F_{76}^Y	4638,1	4571,8	4571,8	-1,45	0,00
F_{65}^X	69698	70139	69253	-0,64	1,26
F_{65}^Y	6793,3	6857,4	6727	-0,99	1,90
F_{74}^X	39952	40403	40398	1,10	0,01
F_{74}^Y	2781,3	2715,1	2715,1	-2,44	0,00
F_{54}^X	46169	46175	46169	0,00	0,01
F_{54}^Y	279,95	279,9	279,95	0,00	-0,02
F_{43}^X	6216,4	5771,9	5771,1	-7,72	0,01
F_{43}^Y	2501,4	2435,2	2435,1	-2,72	0,00
F_{52}^X	25896	23964	23084	-12,18	3,67
F_{52}^Y	7073,2	7137,3	7007	-0,94	1,83
F_{32}^X	6216,4	5771,9	5771,1	-7,72	0,01
F_{32}^Y	4078,2	4011,9	4011,9	-1,65	0,00
F_{13}^Y	1576,8	1576,8	1576,8	0,00	0,00
F_{12}^Y	1856,7	1856,7	1856,7	0,00	0,00

4.5. Sanki Statik Durum Analizi ve Dinamik Analiz Karşılaştırması

Dinamik analiz ile yapılan hesaplamalarda SSD ile yapılan hesaplamalardan farklı olarak uzuvların atalet kuvvetleri ve momentleri de etkin kuvvetler olarak denklemlere dâhil olmaktadır. Bu kuvvet ve momentlerin etkisi ile sistemin hızı değiştirildiğinde dinamik hesap ile elde edilen kuvvetler de değişecektir.

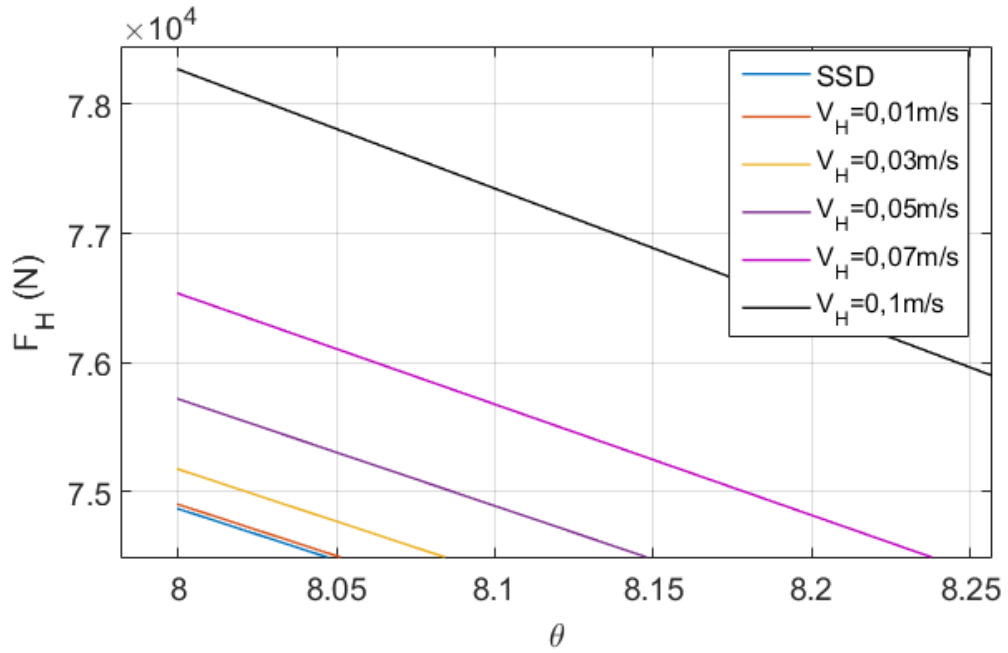
Uzuvların atalet kuvvetlerinin etkilerinin görülebilmesi için hazırlanan MATLAB programı farklı hidrolik silindir hızları için çalıştırılmıştır. Elde edilen $F_H - \theta$ grafiği Şekil 4.9 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Farklı hidrolik silindir hızlarının etkisi

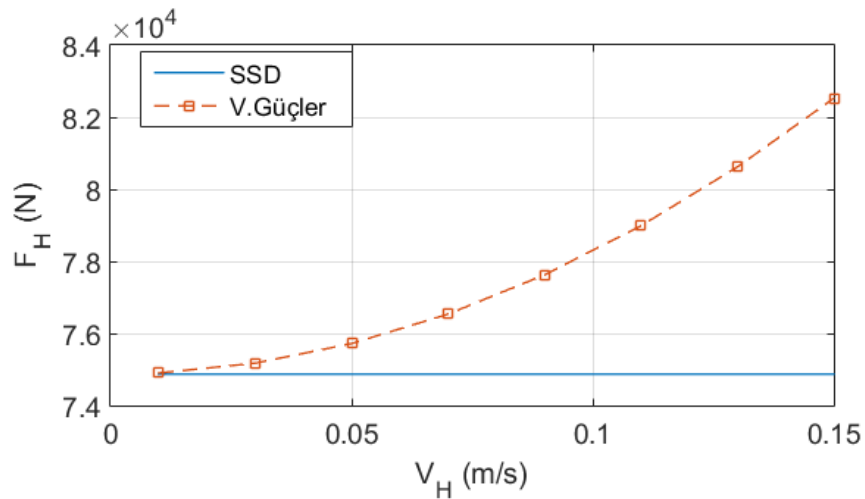
Şekil 4.9 ile verilen grafik incelendiğinde hidrolik silindir hız değerlerinin artırılması ile ilk harekete geçişte gerekli olacak hidrolik kuvvetin arttığı, ancak uzuvların belirli bir açısal değerinden sonra hidrolik kuvvetin farklı hızlar için değişmediği görülmektedir.

Şekil 4.9 ile verilen grafiğin 8° ve yakın açısal konumları Şekil 4.10 ile daha yakından gösterilmiştir. Bu grafikte hidrolik silindir kuvvetinin en yüksek değerinin platformun kapalı konumunda olduğu ve hidrolik silindir hızı arttıkça kuvvet değerinin de arttığı daha net görülmektedir.



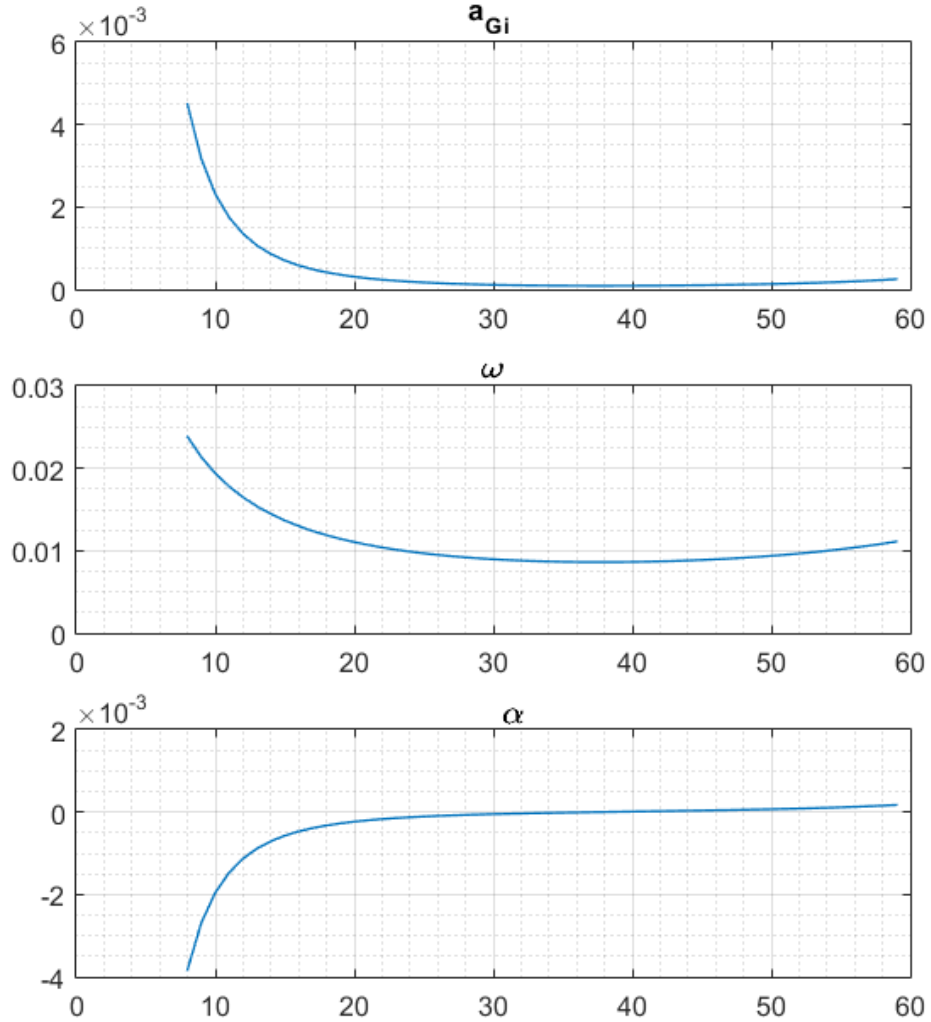
Şekil 4.10. Hıza bağlı olarak F_h değişimi

Hidrolik kuvvetini en büyük değere sahip olduğu 8° için hıza bağlı olarak değişen değerleri daha net görebilmek için Şekil 4.11 ile verilen hidrolik silindir hızına bağlı kuvvet değişim grafiği oluşturulmuştur. Bu grafik incelendiğinde hidrolik silindir hızının artışı ile SSD çözümü ile dinamik çözüm arasındaki farkın gittikçe farklı sonuçlar verdiği ve SSD çözümünün yetersiz kaldığı görülmektedir.



Şekil 4.11. Hız değişiminin etkisi

Şekil 4.9 ile verilen grafikte belirli bir açılal konumdan sonra hidrolik silindir kuvvetinin farklı hidrolik silindir hızları için aynı değerde olmasının nedeninin anlaşılması için uzuvların ivme grafiklerine bakılmıştır.

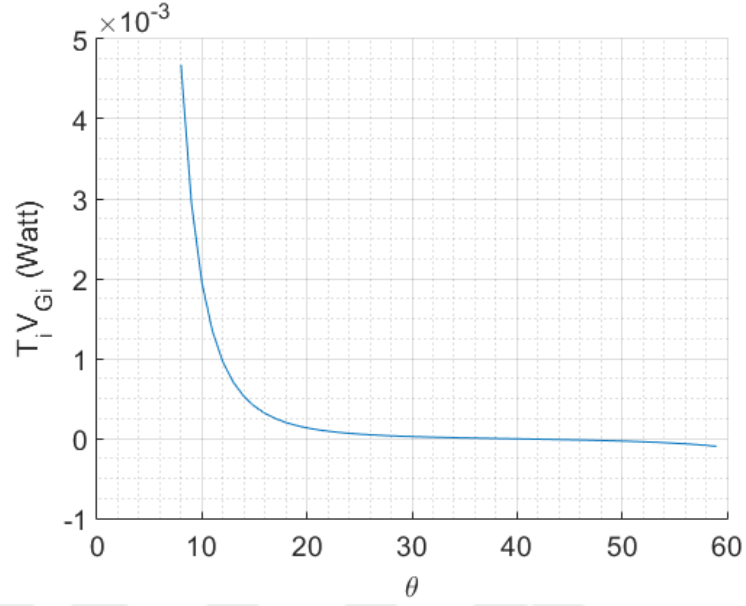


Şekil 4.12. Uzuvların açılal hız ve ivme değışimi

Şekil 4.12 ile verilen açılal hız ve ivme değışim grafiği incelendiğinde açılal ivme ve uzuv merkezlerinin ivme değerlerinin 20° ye yakın bir konumda sıfıra çok yaklaştığı görülmüştür. Bunun sonucu olarak da uzuv atalet ve moment değerlerinin etkisinin azalacağı sonucuna varılmıştır.

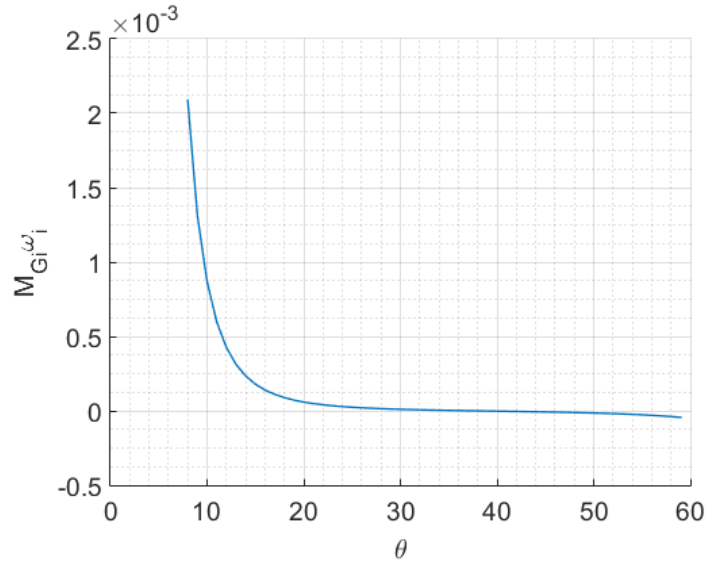
Bütün uzuvların açılal hız ve ivme ifadelerinin, ayrıca kütlelerinin de aynı olması göz önünde bulundurulduğunda atalet kuvvetleri de aynı olmaktadır. Bu nedenle tüm uzuvlar için tek bir grafik ile atalet kuvveti değeri elde edilmiştir. Şekil 4.13 ile

verilen uzuvların atalet kuvvetlerinden kaynaklı güç grafiği incelendiğinde, 20° ye yakın konumda eğrinin sıfıra yaklaştığı görülmüştür.



Şekil 4.13. Uzuvalet kuvvetlerinin oluşturduğu güç ifadesinin değişimi

Şekil 4.14 incelendiğinde Şekil 4.13'e benzer şekilde uzuvların atalet moment değerlerinin de 20° ye yakın değerlerde sıfıra yaklaştığı görülmüştür.



Şekil 4.14. Uzuvalet momentlerinin oluşturduğu güç ifadesinin değişimi

Hız ve ivme değerlerindeki değişimin sonucu olarak platformun belirli bir konumundan sonra uzuv atalet kuvvet ve momentlerinin etkisinin kaybolduğu ve Şekil 4.9'da verildiği gibi SSD özüm ile dinamik çözümün hemen hemen aynı kuvvet değerlerini verdiği sonucuna varılmıştır.



5. SONUÇ ve DEĞERLENDİRME

Bu tez kapsamında yapılan çalışmalar sonucunda giriş parametreleri; platform yüksekliği, platform uzunluğu, taşınması istenen yük değeri, uzuv kesit ölçüleri ve giriş hidrolik silindir hızı ve güvenlik katsayıları olan bir MATLAB programı oluşturulmuştur.

Program çıktı olarak; mafsallara gelen kuvvetleri, seçilen profil kesitinin eğilme ve bası çeki gerilmeleri altında güvenli olup olmadığını, platformu kaldırmak için gerekli hidrolik silindir kuvvetini ve hidrolik silindir stroğunu ayrıca platformun son konumuna ulaşma için gerekli süreyi verebilmektedir.

Giriş değerlerine göre gerekli makas sayısını da kendi belirleyen bu program vasıtası ile üreticiler istenilen özelliğe sahip makaslı bir platformun kaç makastan oluşması gerektiğini, seçeceği hidrolik silindirin kuvvet ve strok değerlerini, seçeceği kesitin mukavemet durumunu kolayca hesaplayabilecektir. Ayrıca seçilen hidrolik silindir hızı ile üretilen platformun kapalı konumundan en üst konumuna ulaşma süresi de program tarafından hesaplanıp kullanıcıya sunulmaktadır. MATLAB yazılımında hazırlanan programın pratik bir şekilde çalıştırılarak gerek giriş değerlerinin programa yüklenmesi gerekse çıktıların hem sayısal hem de grafik olarak rahatça görülmesi maksadıyla oluşturulan arayüz programı da kullanıcıya ilave bir kolaylık sağlamaktadır.

Bu tez kapsamında hazırlanan hesaplama programında birçok verinin değişken olarak girilebilmesi benzer çalışmalara göre önemli farklılıklardan biridir. Öte yandan, programın seçilen kesit değerlerine göre mukavemet kontrolü yapması ve sanki-statik analizin yanı sıra dinamik analizin de yapılmasına imkan vermesi diğer çalışmalar göre sağladığı avantaj ve sahip olduğu üstünlüklerdir.

Hazırlanan hesaplama programı bu tür makaslı platform imalatı yapan firmaların mekanik analize yönelik taleplerini büyük ölçüde karşılayacak yeterliliğe sahiptir. Ancak bundan sonraki çalışmalarda şimdilik basitçe hazırlanmış olan program arayüzünün geliştirilerek imalatçı firmaların ihtiyaç ve taleplerine göre yeniden düzenlenmesi faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

- Abhinay, M., Rao, P., S. 2014.** Design and analysis of an aerial scissor lift. SSRG-IJME, 1(5): 20-26.
- Aksungur, Y., Güler, M.A. 2013.** Bir makaslı çalışma platformunun tasarımı ve analizi. Mühendislik ve Makine,54(643): 36-46
- Bhatt, J.M., Pandya, M.J. 2013.** Design and analysis of an aerial scissor lift. Journal of Information, Knowledge and Research in Mechanical Engineering, 02(02): 452-455
- Dong, R. G., Pan, C. S., Hartsell J. J., Welcome, D. E., Lutz, T., Brumfield, A., Harris, J.R., Wu, J. Z., Wimer, B., Mucino, V., Means, K. 2012.** An investigation on the dynamic stability of scissor lift. Open Journal of Safety Science and Technology, 2012(2): 8-15
- Gere, J. M., Goodno, B. J., 2014.** Mechanics of materials. Nobel Akademik yayıncılık Eğitim Danışmanlık TİC. LTD: ŞTİ., Türkiye, 631pp
- Harris, J.R., Powers, J. R., Pan, C. S., Boehler, B. 2010.** Fall arrest characteristics of a scissor lift. journal of safety research, 41(2010): 213-220
- Hartsell, J.J. 2010.** The development of a dynamic scissor lift model. M. Sci. WV University, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, West Virginia
- Helmi, R., Ariffin, M.K.A.M., Noh, M.H.M., Abdullah, A.H., Hamid, A.H.H., Jusoh, M.A.M., Othman, A. 2012.** Design review of scissors lifts structure for commercial aircraft ground support equipment using finite element analysis. Engineering Procedia,41(2012):1969-1701
- Hongyu, T., Zhang, Z., 2011.** Design and simulation based on pro/e for hydraulic lift platform in scissors type. Procedia Engineering, 16(2011): 772-781.
- Islam, M. T., Yin, C., Jian, S., Rolland, L. 2014.** Dynamic analysis of scissor lift mechanism through bond graph modeling. International Conference on AIM, 8-11 July,2014, Besançon, France
- Karagöz, İ. 2014.** Sayısal analiz ve mühendislik uygulamaları. Nobel Akademik Yayıncılık, Türkiye, 498pp
- Kopmaz, O., Telli Çetin, S. 2014.** Makine teorisi ders notları. Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Ders Notları, Bursa, 384pp
- Liu, T., Sun, J. 2009.** Simulative calculation and optimal design of scissor lifting mechanism. Chinese Control and Decision Conference (CCDC), June, 2009, Guilin, China
- Nadeem. A., Rajest. B. 2015.** Structural analysis of one ton capacity scissors lift and evaluation of its actuator force. IJAEM,2(2): 15-23
- Spackman, H. 1994.** Mathematical analysis of actuator forces in a scissor lift. NCCOSC, California.
- Yi, S., Yuancai, L., Binghua, X. 2012.** Mechanical analysis of symmetrical driving the movement of the lifting platform. EMEIT-2012, Paris, France.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Sezgin ESER

Doğum Yeri ve Tarihi : YOZGAT – 21/08/1988

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Turhan Tayan Anadolu Lisesi (2002-2006)

Lisans : Karadeniz Teknik Üniversitesi (2007-2012)

Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Uludağ Üniversitesi (2014 – Devam)

İletişim (e-posta) : sezgineser@uludag.edu.tr