

39607

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

39607

TRAKTÖR GÜVENLİK KABİNLERİNİN KONSTRÜKSİYONU

VE KONTROLU İÇİN BİR ANALİZ MODELİ

DOKTORA TEZİ

Mak. Yük. Müh. Ümit KOCABIÇAK

Tamam
21.07.94
91

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 15 Haziran 1994

Tezin Savunulduğu Tarih : 18 Temmuz 1994

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Teoman KURTAY

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Necati TAHRALI

Doç. Dr. Murat EREKE

F.C. YÜKSEK ÖĞRETİM KURULU
BOKÜMANVASYON MERKEZİ

TEMMUZ 1994

ÖNSÖZ

Bu doktora çalışmasında, traktör güvenlik kabinlerinin konstrüksiyon ve imalatına destek olmak, imal edilmiş kabinlerin kontrolunda zaman ve para kaybına neden olan deneylerin yükünü azaltmak üzere uygun bir analiz modeli geliştirilmiş ve bu analizin sonucunda Fortran diliyle yazılmış KABAN (KABin ANalizi) isimli bir bilgisayar programı hazırlanmıştır.

Çalışmalarım süresince yakın ilgi ve yardımlarını gördüğüm danışman hocam Sayın Prof. Dr. Teoman KURTAY'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Her zaman sabırla bana destek olan aileme; gerek denenmek üzere T.Z.D.K.'dan traktör güvenlik kabininin temininde, gerekse traktör ve kabinlerle ilgili teknik bilgilerin elde edilmesinde değerli yardımlarını gördüğüm Sayın Cavide GÜLEÇ'e, Sayın Ayten ÖZDEMİR'e ve Sayın Sevim ARIKOĞLU'na; İ.T.Ü. Makina Fakültesi'nin Florya'daki Araştırma-Geliştirme Merkezinde yapılan deneyler sırasında yardımlarından dolayı Arş. Gör. Emrah OFLAZ'a ve görevli tüm personele; tez çalışmam süresince manevi yardımlarını esirgemeyen Sayın Arzu SAYIN'a ve isimlerini sayamadığım ve yardımlarını gördüğüm herkese teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

NOTASYON LİSTESİ	VI
ŞEKİL LİSTESİ	IX
TABLO LİSTESİ	XI
ÖZET	XII
SUMMARY	XIII
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
1.1. Traktör Güvenlik Kabini ve Çalışmanın Hedefi	1
1.2. Konu ile İlgili Çalışmalar	3
1.3. Çalışmanın Tanıtılması	6
BÖLÜM 2. GÜVENLİK KABİNİNİN DENEYSEL KONTROLU	7
2.1. Deneme Yöntemleri	7
2.2. Gerçek Devirme Deneyleri	10
2.3. Dinamik Çarpma Deneyleri	10
2.4. Statik Yükleme Deneyleri	12
2.5. İ.T.Ü.'nün İlgili Laboratuvarında Yapılan Deneyler	17
BÖLÜM 3. TRAKTÖR-KABİN SİSTEMİNİN YUVARLANMAMASI İÇİN GEOMETRİK KRİTERLER	19
3.1. Traktörün Yanal Olarak Devrilmesinin İncelenmesi	19
3.2. Devrilme Olayı ve Dönme Kriterleri	19
3.3. İlk Devrilme ve Yere Çarpmadan Önceki Hız	21
3.4. Traktörün Arka Tekerleği Üstüne Yere Çarpması	22
3.5. Kabinin Yer Çarpması ve Toprağa Batması	24

	3.6. Devrilmede Dönme Şartı	27
	3.7. Traktör Parametreleri	29
BÖLÜM	4. UZAY ÇERÇEVE ELEMANININ GEOMETRİK NONLİNEER ANALİZİ	30
	4.1. Giriş	30
	4.2. Uzay Çerçeve Elemanı İçin Denge Denklemleri	30
	4.3. Uzay Çerçeve Elemanı İçin Sonlu Eleman Formülasyonu	36
	4.3.1. Lineer Elastik Rijitlik Matrisi	37
	4.3.2. Geometrik Rijitlik Matrisi	41
	4.3.3. Tanjant Elastik Rijitlik Matrisi	46
BÖLÜM	5. PLASTİK DÜĞÜM YÖNTEMİ	47
	5.1. Giriş	47
	5.2. Plastik Düğüm Yöntemi Teorisi	47
	5.2.1. Varsayılan Şartlar	47
	5.2.2. Uzay Çerçeve Elemanı	48
	5.2.3. Plastisite Şartı	48
	5.2.4. Plastik Düğüm Deplasmanı	49
	5.2.5. Elasto-plastik Rijitlik Matrisi	52
	5.2.6. Boşaltma Uygulamasında Elasto-plastik Rijitlik Matrisi	54
BÖLÜM	6. GÜVENLİK KABİNLERİ İÇİN GELİŞTİRİLEN BİR ANALİZ MODELİ VE BİLGİSAYAR PROGRAMI	55
	6.1. Güvenlik Kabinleri İçin Geliştirilen Analiz Modeli	55
	6.2. Geliştirilen KABAN Bilgisayar Programı	56
	6.2.1. Sürekli Yuvarlanma Analizi	58
	6.2.1.1. Program ve Akış Diyagramı	58
	6.2.1.2. Giriş Bilgileri	58

6.2.1.3. Çıkış Bilgileri	59
6.2.2. Güvenlik Kabininin Mukavemet Analizi	62
6.2.2.1. Program ve Akış Diyagramı	62
6.2.2.2. Mukavemet Analizi Alt Programları	62
6.2.2.3. Mukavemet Analizinin Giriş Bilgileri	68
6.2.2.4. Mukavemet Analizinin Çıkış Bilgileri	69
6.2.2.5. Traktör Güvenlik Kabini Modeli	70
6.2.2.6. Programın Güvenlik Kabini İçin Uygulanması	71
BÖLÜM 7. SAYISAL SONUÇLAR VE SONUÇLARIN İRDELENMESİ	73
7.1. Giriş	73
7.2. Sürekli Yuvarlanma Analizi	73
7.2.1. A Kabininin Sürekli Yuvarlanma Analizi	73
7.2.2. B Kabininin Sürekli Yuvarlanma Analizi	76
7.3. Mukavemet Analizi	79
7.3.1. A Kabininin Mukavemet Analizi	79
7.3.2. B Kabininin Mukavemet Analizi	88
BÖLÜM 8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	99
8.1. Sürekli Yuvarlanma Analizi Sonuçları	99
8.2. Mukavemet Analizi Sonuçları	100
8.3. Öneriler	101
KAYNAKLAR	103
EKLER	110
ÖZGEÇMİŞ	122

NOTASYON LİSTESİ

A	: Çubuğun kesit alanı
A, B	: Eleman düğümleri
A, B, C, SON	: Yuvarlanma evreleri
A_y	: Yükleme alanı
B	: Kabin genişliği
b_R	: Traktör arka lastik genişliği
$[C]$	: Malzeme matrisi
C_0	: Deforme olmamış başlangıç durumu
C_1	: Bilinen deforme olmuş durum
C_2	: Bilinmesi istenen deforme olmuş durum
c	: Kesitin ağırlık merkezi
D	: Traktör arka lastik yüksekliği
d	: Deneyde tatbik noktasının hareket miktarı
du^e	: Eleman elastik düğüm deplasman artımı
du^p	: Eleman plastik düğüm deplasman artımı
$d\lambda$	: Plastik düğüm deplasmanlarının büyüklüğünü gösteren katsayı
E	: Elastisite modülü
E_{ga}	: Arkadan yatay yüklemede giriş enerjisi
$E_{gö}$	: Önden yatay yüklemede giriş enerjisi
E_{gy}	: Yandan yatay yüklemede giriş enerjisi
E_k	: Kinetik enerji
E_p	: Potansiyel enerji
E_y	: Absorbe edilen enerji
e	: Lineer deformasyon tansörü
F	: Deneyde tatbik edilen kuvvet
F_a	: Kabini arkada üstten bastıran en büyük kuvvet
F_o	: Kabini önde üstten bastıran en büyük kuvvet
F_x, F_y, F_z	: Düğüm kuvvetleri
$\{f\}$	: Eleman düğüm kuvvetleri vektörü
$\langle f_1 \rangle$	: Lineer eleman fonksiyonu
$\langle f_3 \rangle$	: Kübik eleman fonksiyonu
G	: Kayma modülü

H	: Dinamik çarpma deneyinde ağırlığın düşme yüksekliği
H_1, H_2, H_3	: Yuvarlanma evrelerindeki ağırlık merkezi düşme yükseklikleri
H_t	: Toplam yükseklik
h_s	: Traktör ağırlık merkezi yüksekliği
I_y, I_z	: y ve z eksenini etrafındaki atalet momentleri
J	: Burulma atalet momenti
k_c	: Toprak kohezyon modülü
k_ϕ	: Toprak sürtünme modülü
$[K^p]$	: Elasto-plastik rijitlik matrisi
$[K^t]$	: Tanjant elastik rijitlik matrisi
$[k_e]$	: Eleman lineer elastik rijitlik matrisi
$[k_g]$	: Eleman geometrik rijitlik matrisi
l	: Sonlu eleman uzunluğu
l_x, m_x, n_x	: Doğrultman kosinüsleri
M_x, M_y, M_z	: Düğüm momentleri
M_{px}	: Plastik akma durumunda burulma momenti
M_{py}, M_{pz}	: Plastik akma durumunda eğilme momentleri
m	: Traktör kütlesi
N	: Toplam düğüm noktası
N_p	: Plastik akma durumunda eksenel kuvvet
n	: Toprak deformasyon üssü
P_x, P_y	: Tepki kuvvetleri
p	: Basınç
R	: Dış kuvvetlerin virtüel işi
R_g	: Nonlineer davranış
R_l	: Lineer davranış
r	: İterasyon numarası
S_{ij}	: Gerilme tansörü
s	: Traktör arka iz genişliği
T	: Plastisite şartı
$[T]$	: Dönüşüm matrisi
TOLER	: Tolerans
t	: Yüzeysel kuvvetler vektörü
u, v, w	: x, y, z deplasmanları
$\{u\}$	: Eleman deplasman vektörü
ω	: Açısal dönme hızı
X, Y, Z	: Genel koordinat sistemi
x, y, z	: Yerel koordinat sistemi

α	: Arazi eğim açısı
γ	: Kayma deformasyonu
ε	: Normal deformasyon
η	: Nonlineer deformasyon
θ_s	: Kütleli atalet momenti
$\theta_x, \theta_y, \theta_z$	: x, y, z eksenleri etrafındaki dönmeler
ρ	: Statik devrilme açısı
σ	: Normal gerilme
σ_e	: Malzemenin akma gerilmesi
τ	: Kayma gerilmesi
ψ	: Artık yük vektörü



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1.	Federal Almanya'da 1955-1978 Yılları Arasında Traktör Devrilmelerindeki Ölüm Oranları	1
Şekil 1.2.	Traktör + Kabin Sistemi	2
Şekil 1.3.	Traktör Güvenlik Kabininin Taşıyıcı Sistemi	2
Şekil 2.1.	Sürücü Güvenlik Bölgesi	7
Şekil 2.2.	Güvenlik Bölgesi Boyuna Kesiti	9
Şekil 2.3.	Güvenlik Bölgesi Enine Kesiti	9
Şekil 2.4.	Arkadan Çarpma Deney Düzeni	11
Şekil 2.5.	Sıkıştırma Deney Düzeni	11
Şekil 2.6.	Arkadan ve Önden Yatay Yükleme Halleri	13
Şekil 2.7.	Kuvvet-Deformasyon (F-d) Eğrisi	14
Şekil 2.8.	Yandan Yatay Yükleme	15
Şekil 3.1.	Traktör ve Kabin Ana Ölçüleri	19
Şekil 3.2.	Traktörün Yuvarlanma Evreleri	20
Şekil 3.3.	Sabit İki Akslı Traktörün Statik Devrilme Açısı	21
Şekil 3.4.	Arka Tekerleğin Yere Çarpmasında Traktöre Etkiyen Kuvvetler	22
Şekil 3.5.	Traktör Kabininin C Noktasında Yere Çarpması	24
Şekil 3.6.	Traktörün C Noktası Etrafında Kritik Kararsız Denge Durumunda Dönmesi	28
Şekil 3.7.	Sürekli Yuvarlanma Sınır Eğrisi	29
Şekil 4.1.	Uzay Çerçeve Elemanının Hareketi ve Genel Koordinat Sisteminde Gösterilen Yerel Koordinat Eksenleri	31
Şekil 4.2.	Üç Boyutlu Kiriş Kesitindeki Gerilme Bileşenleri	33
Şekil 4.3.	Elemanın Bir Ucundaki Düğüm Kuvvetleri	34
Şekil 5.1.	Düğüm Kuvvetleri, Yerel ve Genel Koordinat Eksenleri	48
Şekil 6.1.	KABAN Programının Genel Akış Diyagramı	57
Şekil 6.2.	Sürekli Yuvarlanma Analizinin Akış Diyagramı	60
Şekil 6.3.	Sürekli Yuvarlanma Sınır Değerleri Analizi Akış Diyagramı	61
Şekil 6.4.	Mukavemet Analizinin Akış Diyagramı	66
Şekil 6.5.	Güvenlik Kabini Modeli	70

Şekil 6.6.	Güvenlik Kabinine Uygulanan Yükleme Aşamalarının Şematik Gösterimi	71
Şekil 7.1.	A Kabini ve Takılacağı Traktörün Boyutları	73
Şekil 7.2.	A Kabin - Traktör Sisteminin Min. ve Max. İz Genişliklerinde Değişik Yuvarlanma Evrelerindeki Dönme Hızları	74
Şekil 7.3.	A Kabini İçin Sürekli Yuvarlanma Sınır Değerleri Analizi	75
Şekil 7.4.	A Kabini İçin Farklı Eğimli Arazilerde Sürekli Yuvarlanma Analizi Sonuçları	76
Şekil 7.5.	B Kabini ve Takılacağı Traktörün Boyutları	76
Şekil 7.6.	B Kabin - Traktör Sisteminin Min. ve Max. İz Genişliklerinde Değişik Yuvarlanma Evrelerindeki Dönme Hızları	77
Şekil 7.7.	Farklı Araziler İçin Sürekli Yuvarlanma Analiz Sonuçları	78
Şekil 7.8.	Değişik Parametrelerin Devrilme Emniyetine Sahip Bir Traktör-Kabin Sisteminin Toplam Yüksekliğine Etkisi	79
Şekil 7.9.	A Güvenlik Kabini Esas Ölçüleri ve Traktöre Bağlantı Noktaları	80
Şekil 7.10.	A Güvenlik Kabininin Sonlu Eleman Modeli ve Yükleme Aşamaları	81
Şekil 7.11.	A Güvenlik Kabini İçin Güvenlik Bölgesi	82
Şekil 7.12.	A Kabini 1. Yükleme Aşaması Deney ve Analiz Sonuçları	83
Şekil 7.13.	A Kabini 3. Yükleme Aşaması Deney ve Analiz Sonuçları	84
Şekil 7.14.	A Kabini 5. Yükleme Aşaması Analiz Sonuçları	85
Şekil 7.15.	A Kabininin Analizden Önceki ve Sonraki Hali	86
Şekil 7.16.	A Kabininin 125 Elemanlı Sonlu Eleman Modeli ve Yükleme Aşamaları	87
Şekil 7.17.	35 ve 125 Elemanlı Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	88
Şekil 7.18.	B Güvenlik Kabini Ölçüleri, Bağlantı Yerleri ve Profil Ölçüleri	89
Şekil 7.19.	B Güvenlik Kabininin Sonlu Eleman Modeli ve Yükleme Aşamaları	90
Şekil 7.20.	B Güvenlik Kabini İçin Güvenlik Bölgesi	91
Şekil 7.21.	B Kabini 1. Yükleme Aşaması Deney ve Analiz Sonuçları	93
Şekil 7.22.	B Kabini 3. Yükleme Aşaması Deney ve Analiz Sonuçları	94
Şekil 7.23.	B Kabininin Kaynak Bağlantılarının İstenilen Durumda Olması Halinde Yapılan Analizin 3. Yükleme Aşamasının Sonuçları	95
Şekil 7.24.	B Kabini Kaynak Bağlantılarının İstenilen Durumda Olması Halinde Yapılan Analiz Sonrası Kabinin Deforme Olmuş Hali ve Güvenlik Bölgesi	96
Şekil 7.25.	B Kabininin 1. Yükleme Aşamasında Deney ile Orbison ve Klasik Plastisite Şartlarına Göre Analiz Sonuçları	97
Şekil 7.26.	Tasarlanan C Örnek Kabinin Analizden Önceki ve Sonraki Hali	98

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 2.1. Güvenlik Bölgesi Ölçüleri	8
Tablo 4.1. Lineer Elastik Rijitlik Matrisi	40
Tablo 4.2. Geometrik Rijitlik Matrisi	45



ÖZET

Traktör güvenlik kabini, devrilen traktörün sürekli yuvarlanmasına mani olmalı ve sürücünün kabin içinde ezilmesini önleyecek mertebede dayanıma sahip olmalıdır.

Bu çalışmada, traktör güvenlik kabinlerinin konstrüksiyon ve imalatına destek olmak, imal edilmiş kabinlerin standart şartlara uygunluğunun kontrolunda zaman ve para isteyen deneylerin yükünü azaltmak üzere kapsamlı bir matematik model ve bu modele dayalı KABAN isimli bir bilgisayar programı geliştirildi.

Çalışmanın birinci bölümünde traktör güvenlik kabinlerinin özellikleri ve sürücü emniyeti açısından önemi açıklandı; güvenlik kabinlerinin konstrüksiyonu ve kontrolu ile ilgili ve gerekli, daha önce yapılmış çalışmalara değinildi; çalışmanın amacı ve kapsamı belirtildi.

İkinci bölümde traktör güvenlik kabinlerini kontrol etmek için uygulanan gerçek devirme, standart dinamik çarpma ve standart statik yükleme deneyleri açıklandı.

Üçüncü bölümde, eğimli arazilerde devrilen kabinli bir traktörün sürekli yuvarlanmaması için kabinin geometrik ölçülerinin ne olması gerektiğini belirleyen bir hesaplama yöntemi ortaya kondu.

Dördüncü bölümde güvenlik kabinlerinin taşıyıcı sistemini, standart statik yükleme deneylerine benzer şekilde, hesaplayan bir sonlu eleman modeli geliştirildi. Söz konusu taşıyıcı sistem ince cidarlı kirişlerden oluşan bir uzay çerçeve sistemidir. Bu çerçeve, yük altında büyük deformasyonlara uğrar ve hem malzeme hem de geometri bakımından nonlinear davranış gösterir. Bu bölümde geliştirilen sonlu eleman modelinde, uzay çerçeve elemanının lineer elastik ve geometrik rijitlik matrisleri ince cidarlı kirişler teorisi yardımıyla elde edildi.

Beşinci bölümde, nonlinear malzeme analizi için Japon Uedo ve arkadaşlarının geliştirdiği ve sonlu eleman yöntemine dayalı plastik düğüm yöntemi tanıtıldı ve elasto-plastik rijitlik matrisleri elde edildi.

Altıncı bölümde, güvenlik kabinlerinin konstrüksiyon ve kontrolu için geliştirilen matematik model ve bu modele dayalı KABAN bilgisayar programı açıklandı.

Yedinci bölümde KABAN programı ile analiz edilen gerçek 2 değişik kabinin sürekli yuvarlanma ve mukavemet analiz sonuçları tartışıldı. Sürekli yuvarlanma analizinden alınan sonuçların değişik parametrelere göre irdelenmesi yapıldı. Mukavemet analizinden alınan sonuçlar ise statik yükleme deney sonuçlarıyla karşılaştırıldı ve irdelendi.

Sekizinci bölümde, bu çalışmadan elde edilen sonuçlar ve öneriler açıklandı.

SUMMARY

AN ANALYSIS MODEL FOR THE DESIGN AND CONTROL OF TRACTOR PROTECTIVE CABS

The purpose of this study is to present an analysis model to control and to support the design of tractor protective cabs.

The protective cabs are used to protect drivers of tractors by minimizing the likelihood of driver injury resulting from accidental overturning during normal operations. The protective cabs shall be to production specifications and shall be fitted to the appropriate tractor model chassis. These cabs should be designed to meet safety regulations for rolling over protective and falling object protective. These safety requirements are important for driver and therefore protective cabs are tested by international and national standard test procedures as ISO 3463, ISO 5700 and TSE 3412.

In fact, there are four methods to examine the safety of driver by using a protective cab when tractor overturns :

1) Real Overturning Test Method : A tractor having protective cab is overturned in a slope.

2) Dynamic Test Method : The strength of the protective structure is tested by simulating such loads as are imposed on the cab when the tractor overturns either to the rear or to the side. It includes the three impact tests from the rear, the front and the side; the two crushing tests at the rear and the front. During impact tests the application of a dynamic load produced by a block with a mass of 2000 kg acting as a pendulum. During crushing tests the application of a vertical load through a beam placed laterally across the uppermost members of the protective structure.

3) Static Test Method : The strength of the protective structure is tested by applying static loads to simulate actual loads which may be imposed on the cab when the tractor overturns either to the rear or to the side. It includes the three horizontal loading tests and the two crushing tests. During horizontal loading test, a horizontal load is applied the rear, the front and the side of the structure. The crushing tests are the same as those in dynamic test method.

4) Prediction Approach : To apply the three test methods that have been briefly explained above, one needs manufactured cabs as well as a lot of time and money. The most important decisions concerning the future cab are made in the early stages of design, when little or no hardware is available for testing and when considerable

time and money would be necessary to evaluate the various design alternatives to produce an optimum cab design. Although there are some works to calculate protective cab, there is no generally accepted analytical procedure to substitute the expensive laboratory tests yet.

In this study, a comprehensive mathematical model is developed to control the safety requirements of manufactured protective cabs as well as to support their design in the early stages of design. Based on this model a computer program in FORTRAN-77 called KABAN has been prepared.

The developed analysis model for protective cabs contains two main parts.

In the first part, it has been searched how a tractor equipped with a cab rolls over and over after accidental overturning on slopes and which geometric dimensions of protective cab can stop to roll over.

In the second part, the carrying structure of protective cab has been analyzed by using finite element method, so that the cab could have sufficient strength for rolling over protective and falling object protective.

On slopes tractors overturn 85 percent on their sides by accident when they lose their stability. During this process the potential energy of tractor mass turns into kinetic energy. The tractor overturning and strikes with a rotational velocity on the ground first on its back tire then at the corner of cab which sinks into ground. Some parts of kinetic energy is absorbed by soil.

In the literature the sinkage of cab corner into soil is assumed as 10 cm, 20 cm and 30 cm. But in this work the sinkage and the absorbed energy by soil are calculated by using Bekker's pressure-sinkage relationship obtained from plate penetration tests as

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) t^n \quad (1)$$

where p is the pressure on the ground, t is the sinkage, b is the smaller dimension on the loading area, n is the exponent of deformation, k_c and k_ϕ are cohesive and frictional module of deformation respectively.

After the cab corner sinks into soil, if the rest of kinetic energy is still sufficient or in other words the rotational velocity of tractor is not zero, the tractor rolls over and over.

The developed analysis model is based on the equations of energy transformation and gives a possibility to predict the optimum cab dimensions related soil conditions, slopes and tractor dimensions.

The structural analysis of protective cab has been done by using finite element method. In the recent years, the developments in computer and in methods of elasto-plastic analysis give a chance to calculate protective cabs more precisely.

The carrying structure of protective cab is a kind of space frame with thin-walled beams. This frame has large deformations under loading and shows both a nonlinear material behavior and a nonlinear geometric behavior.

Thin-walled beams theory was applied for nonlinear geometric analysis of cab structure. The desired elastic and geometric stiffness matrices were derived in two steps.

In the first step, the equilibrium equations have been formed with the principle of virtual displacements. Here, three configurations are considered for a typical beam-column element in its path of deformation. Configuration C_0 represents the initial undeformed state. Configuration C_1 is a current deformed and known equilibrium state. Configuration C_2 is the neighboring deformed equilibrium state, which one desires to know. Using the updated Lagrangian formulation, which gives better results, all variables are referred to the Configuration C_1 .

In the second step, matrices were obtained from the equations to be used in the formulation of the finite elements. These are respectively linear elastic stiffness matrix $[k_e]$ and geometric stiffness matrix $[k_g]$.

Consider a space frame element having two nodes A and B. The nodal displacement vector $\{u\}$ and the nodal force vector $\{f\}$ can be defined as follows:

$$\{u\} = \{u_A \quad v_A \quad w_A \quad \theta_{xA} \quad \theta_{yA} \quad \theta_{zA} \quad u_B \quad v_B \quad w_B \quad \theta_{xB} \quad \theta_{yB} \quad \theta_{zB}\}^T \quad (2)$$

$$\{f\} = \{F_{xA} \quad F_{yA} \quad F_{zA} \quad M_{xA} \quad M_{yA} \quad M_{zA} \quad F_{xB} \quad F_{yB} \quad F_{zB} \quad M_{xB} \quad M_{yB} \quad M_{zB}\}^T \quad (3)$$

The incremental elastic stiffness equation of the element can be derived as

$$\{df\} = [K^t] \{du^e\} \quad (4a)$$

where $[K^t]$ is the tangential elastic stiffness matrix :

$$[K^t] = [k_e] + [k_g] \quad (4b)$$

Different methods are used for the elasto-plastic analysis of a space frame. In this study, the Plastic Node Method based on the Finite Element Method is used for the elasto-plastic analysis of protective cabs. The main advantage of the plastic node method is that the elasto-plastic stiffness matrix can be obtained simply by matrix calculation and no integration over the element is necessary.

In this study, the following assumptions are used during the application of the plastic node method :

- The elastic behavior of an element is analyzed by the conventional finite element method.
- The plastic deformation is concentrated at the nodes and the inside of the element is always elastic.
- The plasticity condition is expressed as a function of the nodal forces as a plastic potential and then the theory of plasticity is applied to formulate plastic behavior of an element.
- Materials are elastic-perfectly plastic.
- Static problems are considered.

If there is an elasto-plastic behavior, increments of displacement from a given equilibrium position may be expressed as the sum of the elastic and plastic components:

$$\{du\} = \{du^e\} + \{du^p\} \quad (5)$$

The plasticity condition at nodes can be expressed as a function of nodal forces as plastic potential

$$\begin{aligned} T_A &= T_A(\{F_{xA} \quad F_{yA} \quad F_{zA} \quad M_{xA} \quad M_{yA} \quad M_{zA}\}) = 0 \\ T_B &= T_B(\{F_{xB} \quad F_{yB} \quad F_{zB} \quad M_{xB} \quad M_{yB} \quad M_{zB}\}) = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

If the nodal point A of element is yielded that it is called "plastic node" and the plastic nodal displacement increment du^p can be obtained by applying the plastic theory as follows:

$$\{du^p\} = d\lambda_A \left\{ \frac{\partial T_A}{\partial f} \right\} = d\lambda_A \{\phi_A\} \quad (7)$$

where $d\lambda_A$ is a positive scalar which represents the magnitude of plastic nodal displacement. If both ends of an element have yielded, then it follows that

$$\{du^p\} = [\Phi] \{d\lambda\} \quad (8)$$

where $[\Phi] = [\{\phi_A\} \quad \{\phi_B\}]$ $\{d\lambda\} = [d\lambda_A \quad d\lambda_B]^T$.

As long as these nodal points in plastic states are under loading the following condition must be satisfied :

$$[\Phi]^T \{df\} = \{0\} \quad (9)$$

Using (4a), (5), (7), (8) and (9), the elasto-plastic stiffness equation finally obtained in the form :

$$\{df\} = [K^P]\{du\} \quad (10)$$

where $[K^P] = [K^t] - [K^t][\Phi]([\Phi]^T[K^t][\Phi])^{-1}[\Phi]^T[K^t]$ is the elasto-plastic stiffness matrix.

It should be noted that in the plastic node method the elasto-plastic stiffness matrix can be obtained simply by matrix calculation and over the element is not necessary integration.

The elasto-plastic stiffness matrix, mentioned above, is only applied in loading analysis. It is necessary to unload after loading. In this case, the elasto-plastic stiffness matrix should be taken as follow :

$$[K^P]_{\text{unloading}} = [K^t] \quad (11)$$

The developed KABAN program is effective and economically beneficial for the control support of protective cab and includes two main.

In the first part, it searches if the cab's geometrical sizes stop rolling over and over in the slopes. If not, it will be able to analyze and to define the proper height and width of protective cab.

During this analysis, the following data's are necessary :

- Tractor sizes
- The height and width of cab
- Terrain values

In the second part, the program can be applied both loading and unloading process.

In this study, the plasticity condition developed by Orbison et al. for light and medium metals has been found for the behavior of protective cab structure and used as plastic potential function in the analysis. This condition neglects shearing forces and torsion moment :

$$1.15p^2 + m_z^2 + m_y^4 + 3.67p^2m_z^2 + 3p^6m_y^2 + 4.65m_z^4m_y^2 = 1 \quad (12)$$

where $p = F_x / N_p$, $m_y = M_y / M_{py}$, $m_z = M_z / M_{pz}$.

N_p , fully plastic axial force,

M_{py} and M_{pz} , fully plastic bending moments.

According to standard static test method, five sequence loadings are applied to the protective cab. These are :

- 1) A rear corner of the cab is loaded.
- 2) The cab is then crushed at the rear by a static load.
- 3) A loading on the side of cab is applied.
- 4) A vertically crushing at the front with a static load.
- 5) Finally a load at the front on the corner diagonally opposite that (1) is applied.

These loading sequences have been applied in the same order in the KABAN program. In the first, the third and the fifth loading stages, when energy reaches to a certain limit which is calculated according to tractor mass, loading procedure is stopped and unloading procedure starts. In the second and the fourth crushing stages when the load reaches to a certain limit loading ends and unloading starts. At the end of the every stage any part of cab must not intrude into zone of driver's working space. If it intrudes, the program is interrupted. This shows that the cab is unsafe.

The developed KABAN program was applied to 2 real different cabs and the obtained outputs have been compared and discussed with those obtained from tests. The result is very encouraging and it can be stated that the KABAN program will be a powerful tool to control and to support the design of protective cab.

The first part of KABAN program gives possibility to search the effects of different kinds of soils, the angles of slopes, the treads of tractors, the heights of tractor center of gravity, the widths and the heights of cabs on the rolling over.

The second part of KABAN program controls the strength of protective cab structure in a very similar way to standard static test method and gives quite compatible results.

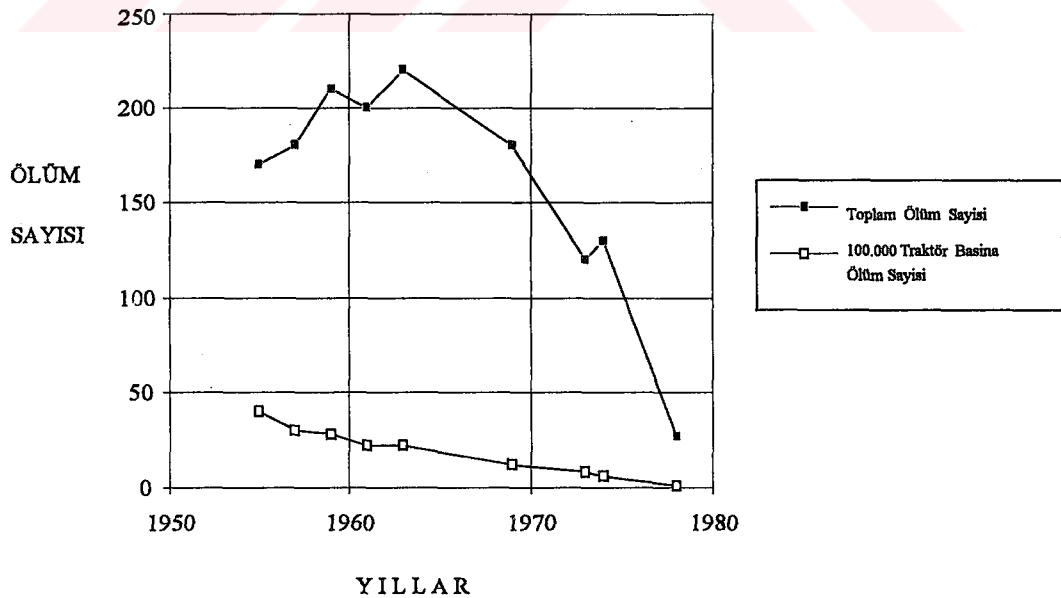
It has been shown that it is possible to reduce material weight used in design as far as 20 percent providing some protective requirements.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Traktör Güvenlik Kabini ve Çalışmanın Hedefi

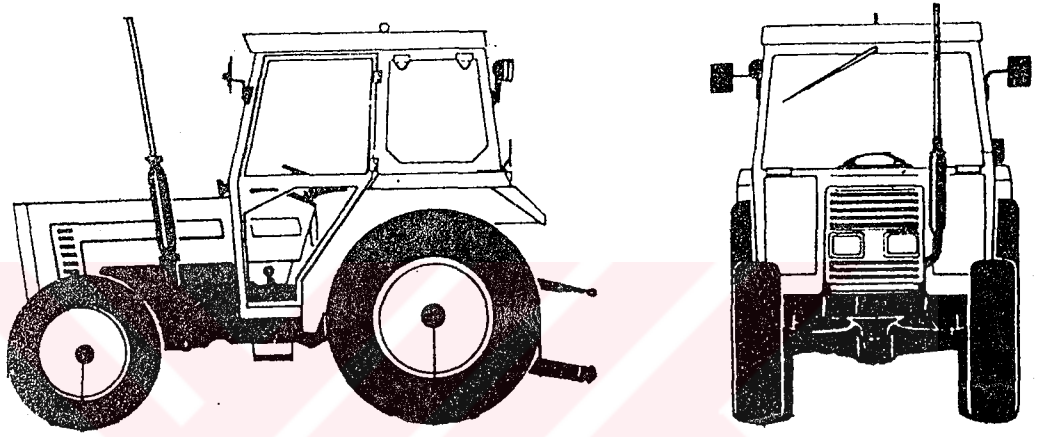
Tarım traktörleri eğimli arazilerde, çukurlu veya hendekli tarlalarda devrilme tehlikesi ile karşı karşıyadırlar. Devrilme halinde ölümle biten kazaları önlemek için traktörün bir koruyucu çerçeve veya güvenlik kabini ile teçhiz edilmesi öngörülmüş ve bu konuda uluslararası ve ulusal düzeyde standartlar ve zorlayıcı esaslar getirilmiştir.

Federal Almanya'da traktörlerde koruma düzenlerinin olmadığı 1960 yıllarında traktör devrilmelerinden dolayı senede 200 civarında ölüm olayı meydana gelmiştir (Şekil 1.1). 1970 yılından itibaren traktörlerin koruma düzenleri ile donatılması zorunlu hale getirildikten sonra toplam ölüm sayısı hızla azalmış ve 1978 yılında 27 'ye düşmüştür. Bu ölümlerin 20 civarı kaçınılmaz ölüm olaylarıdır. Traktörlerde güvenlik kabini kullanılmadığı zamanlar 100.000 traktör başına 10 olan ölüm oranları 1978'de 1'e kadar düşmüştür [1,2]. Bu da güvenlik kabinlerinin kullanılması ile kazalardaki ölüm oranının % 90 oranında azaldığını gösterir.

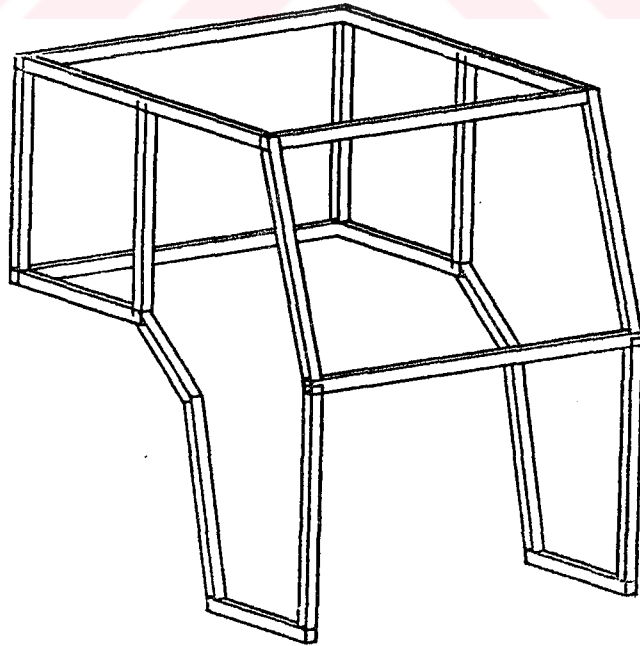


Şekil 1.1. Federal Almanya'da 1955-1978 Yılları Arasında Traktör Devrilmelerindeki Ölüm Oranları

Traktör güvenlik kabini, taşıyıcı sistemi ince cidarlı metal kirişlerden bir uzay çerçeve sistemi olan, güvenilir biçimde traktöre bağlanan, eğimli arazilerde devrilme halinde traktörün sürekli yuvarlanmasına mani olan; devrilmelerde veya iş kazalarında sürücünün kabin içinde ezilmesini veya yaralanmasını önleyecek mertebede bir dayanıma sahip olan koruyucu bir düzendir. Şekil 1.2'de traktör-kabin sistemi ve Şekil 1.3'de güvenlik kabininin taşıyıcı sistemi gösterilmiştir.



Şekil 1.2. Traktör + Kabin Sistemi



Şekil 1.3. Traktör Güvenlik Kabininin Taşıyıcı Sistemi

Diğer bir deyişle traktör güvenlik kabinlerinin iki önemli görevi vardır :

Birincisi kabinin geometrik ölçüleri, eğimli arazide devrilen bir traktör-kabin sisteminin sürekli yuvarlanmasını önlemelidir.

İkincisi traktör-kabin sisteminin devrilmesi halinde kabin, içinde bulunan sürücüye zarar verecek mertebede deforme olmamalıdır.

Güvenlik kabinlerinin, yukarıdaki görevleri yerine getirecek şekilde boyutlandırılması ve imal edilmesi; imal edilmiş kabinlerin de istenen şartları sağlayıp sağlayamadığının kontrol edilmesi önemlidir. Bunun için traktör-kabin sisteminin eğimli arazilerde sürekli yuvarlanmamasını sağlayacak kabin ölçüleri belirlenebilmeli ve güvenlik kabininin gerekli ve yeterli dayanıma sahip olup olmadığı analiz edilebilmelidir.

Güvenlik kabini, ince cidarlı kirişlerden oluşan bir uzay çerçeve sistemidir ve devrilme halinde bu sistem plastik şekil değiştirmelere ve büyük deformasyonlara uğrar. Bu sistemin gerçeğe yakın analizi lineer olmayan malzeme ve geometrik davranış özellikleri nedeniyle oldukça karmaşık ve zordur. Hesap modeli, arzu edilen düzeye gelemediği için, traktör güvenlik kabinlerinin dayanımı bugüne kadar daha ziyade deneylerle kontrol edilmiş ve standart deneme yöntemlerinin geliştirilmesi yönündeki çalışmalara ağırlık verilmiştir.

Bu çalışmada, güvenlik kabininin analizini etkili ve ekonomik yapacak bir matematik modelin geliştirilmesi hedef alınmıştır.

1.2. Konu ile İlgili Çalışmalar

Güvenlik kabinleri üzerindeki ilk çalışmalar, traktör-kabin sistemini devirme deneyleri ile başlamıştır [3]. Daha sonra çarpma deneyleri yaygın olarak uygulanmıştır [4,5]. Son zamanlarda statik yükleme deneyleri önem kazanmıştır [6].

Yukarıda belirtilen deneylerin uygulanması, oldukça önemli para ve zaman kaybına neden olmaktadır. Bu kayıpları azaltmak üzere standart deneylerin geliştirilmesi yanında güvenlik kabinlerini hesaplama yöntemleri üzerinde de bazı çalışmalar yapılmıştır.

Bu çalışmaların ilklerinden ve önemlilerinden biri Almanya'da Schwanghart tarafından yapılanlardır [1-3,7,8]. Schwanghart çalışmalarının bir kısmında, traktör-kabin sisteminin devrildikten sonra yuvarlanmaması için geometrik ölçülerinin ne olması gerektiğini araştırmış[1-3,7]; ve devrilme deneyleri ile karşılaştırmış, traktör-kabin sistemi için ampirik bağıntılar geliştirmiştir. Schwanghart, diğer çalışmalarında kabin çerçevesini basit düzlemsel olarak kabul etmiş ve kabin mukavemetini hesaplamıştır [8]. Yapılan basitleştirici kabuller nedeniyle bu hesapların pratikte uygulanması sınırlı olmuştur.

Son yıllarda bilgisayardaki büyük gelişmeler ve sonlu eleman yönteminin uygulama alanlarının genişlemesi, araştırmacıları bilgisayarlı hesap yöntemlerine yöneltmiştir.

Yeh ve arkadaşları, sonlu eleman yöntemine dayalı uzay çerçeve sistemlerinin direkt rijitlik matrisi yöntemleriyle elasto-plastik analizini yapan SAPROPS bilgisayar programını geliştirerek güvenlik kabinlerinin mukavemet analizini yapmışlardır [9]. Ancak bu analizde plastisite şartı olarak Von Mises akma kriterinin basit şekli kullanıldığı ve büyük deformasyonlar dikkate alınmadığı için standart deney uygulamaları simüle edilememiştir.

Güvenlik kabinleri ile ilgili diğer önemli çalışmalar İngiltere'de Cranfield Impact Centre tarafından gerçekleştirilmiştir [10-16]. Bu enstitü, özellikle taşıtlardaki taşıyıcı sistemleri göz önüne alarak, bu yapıların göçme davranışının analizi için bir bilgisayar programı geliştirmiştir. CRASHD (CRANfield Structural High Deformation) adı verilen bu program, sonlu eleman yöntemiyle uzay çerçeve sistemlerinin elasto-plastik analizini yapar. Dış yükler yapıya adım adım uygulanır ve her adımdan sonra rijitlik matrisi yeniden hesaplanır. Her plastik mafsallın oluşmasından sonra, o kesite gerçek bir mafsal konur ve M_p plastik momentini dış yük olarak ilave etmek suretiyle elde edilen sistem esas alınarak hesaba devam edilir [10-13]. 1983 yılında Hardy traktör güvenlik kabinleri üzerinde CRASHD programını uygulamış ve standart çarpma deneyi sonuçlarıyla karşılaştırmıştır [15]. Programdan elde edilen sonuçların güvenlik kabinlerinin ön tasarımında kullanılabileceğini göstermiştir. Buna benzer bir çalışma yine CRASHD programı kullanılarak Miles ve Wardill tarafından yapılmıştır. [16]. Bu çalışmada itfaiye arabasının güvenlik kabini göz önüne alınmış ve standartlarda istenen mukavemet özellikleri programla kontrol edilmiştir.

Yukarıda sözü edilen sonlu eleman yöntemine dayalı çalışmalar ticari firmalar için yapıldığından, geliştirilen bilgisayar programları hakkında elde edilen bilgiler sınırlı olmuştur.

Güvenlik kabinlerinin hesaplanmasına benzer bir çalışma, Tübitak Bilgisayar Destekli Projeler Laboratuvarı tarafından Tüvasaş Ray Otobüsünün Yapı Tasarımı için gerçekleştirilmiştir [17]. Bu çalışmada ray otobüsü , kiriş elemanları ile modellenerek sonlu elemanlar yöntemi ile elastik statik analizi yapılmıştır. Fakat bu çalışma ray otobüsü için bir ön tasarım olmaktan ileri gidememiştir.

1980 lerden sonra ince cidarlı uzay çerçeve sistemlerinin sonlu elemanlar yöntemine dayalı nonlinear analizi ile ilgili yoğun çalışmalar yapılmıştır [18-43]. Genelde nonlinear problemler adımli, iterasyon veya adımli iterasyon yaklaşım yöntemleri kullanılarak çözülmüştür [44].

İnce cidarlı kirişlerin büyük deformasyonları ile ilgili çalışmalar içerisinde Yang [20-22] ve Conci'nin [23-25] çalışmaları dikkat çekicidir.

Klasik sonlu elemanlar yardımıyla elasto-plastik analizde rijitlik matrislerinin elde edilmesi oldukça karmaşık integrasyon işlemleri gerektirir [18]. Ayrıca her yükleme adımında fazla sayıdaki iterasyon işlemi bilgisayardaki işlem zamanını da oldukça arttırmaktadır. Elasto-plastik analiz için sonlu eleman yöntemine dayalı yeni bir yöntem olan Japon Uedo ve arkadaşlarının geliştirdiği "plastik düğüm yöntemi" ile bu güçlükler giderilmiştir [40-43]. Rijitlik matrislerinin basit bir matris çarpımı ile elde edilmesi yöntemin önemli avantajlarından birisidir. Bu yöntemin diğer önemli bir özelliği, her yükleme adımında hesaplanan rijitlik matrisinde plastikleşen düğüm noktaları da dikkate alındığından, fazla sayıda iterasyon işlemine gerek kalmamasıdır.

Orbison ve arkadaşları, çelik uzay çerçeve sistemlerinin elasto-plastik analizinde kullanılmak üzere akma kriteri geliştirmişler ve iyi sonuçlar elde etmişlerdir [45].

Bugün dünyada sonlu eleman yöntemine dayalı yapı sistemlerinin analizi için geliştirilmiş genel amaçlı çok sayıda paket programı vardır [46]. Son zamanlarda özellikle yapı sistemlerinin analizinde SAP80/90 [47] paket programı yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu programlar ile yapı sistemlerinin elastik ve geometrik bakımdan lineer olmayan analizini gerçekleştirmek mümkündür, fakat plastik analiz için aynı şey söylenemez.

Elasto-plastik analizi de gerçekleştiren bazı paket programlar olmasına rağmen, bunlar genel amaçlı oldukları için traktör güvenlik kabini gibi özel yapıların uluslararası ve ulusal standartlarda belirtilen özelliklere göre analizine uygun görünmemektedir. Paket programın kısıtlamalarına bağlı olarak problemin çözümünde bazı kabuller yapılmakta ve bu da sonuçları gerçekçi olmaktan uzaklaştırmaktadır.

1.3. Çalışmanın Tanıtılması

Bu çalışmada, traktör güvenlik kabinlerinin konstrüksiyon ve imalatına destek olmak, imal edilmiş kabinlerin kontrolunda zaman ve para kaybına neden olan deneylerin yükünü azaltmak üzere uygun bir analiz modeli geliştirildi ve bu analizin sonucunda FORTRAN-77 diliyle yazılmış KABAN (KABin ANalizi) isimli bir bilgisayar programı hazırlandı.

Söz konusu hesap modeli, traktör güvenlik kabininin yerine getirmesi gereken iki görevi kontrol etmektedir.

Eğimli arazilerde traktör-kabin sisteminin sürekli yuvarlanmaması için kabinin geometrik ölçülerinin ne olması gerektiğinin analizi, Schwanghart'ın çalışmalarına dayandırıldı [1-3,7]. Fakat Schwanghart tarafından geliştirilen hesaplarda, devrilme halinde kabinin toprağa batması 10 cm, 20 cm, 30 cm gibi kabul edilmiştir. Bu çalışmada ise, analizin daha gerçekçi olması için kabinin toprağa batma miktarı Bekker tarafından verilen basınç-batma bağıntısı kullanılarak hesaplandı [48,49].

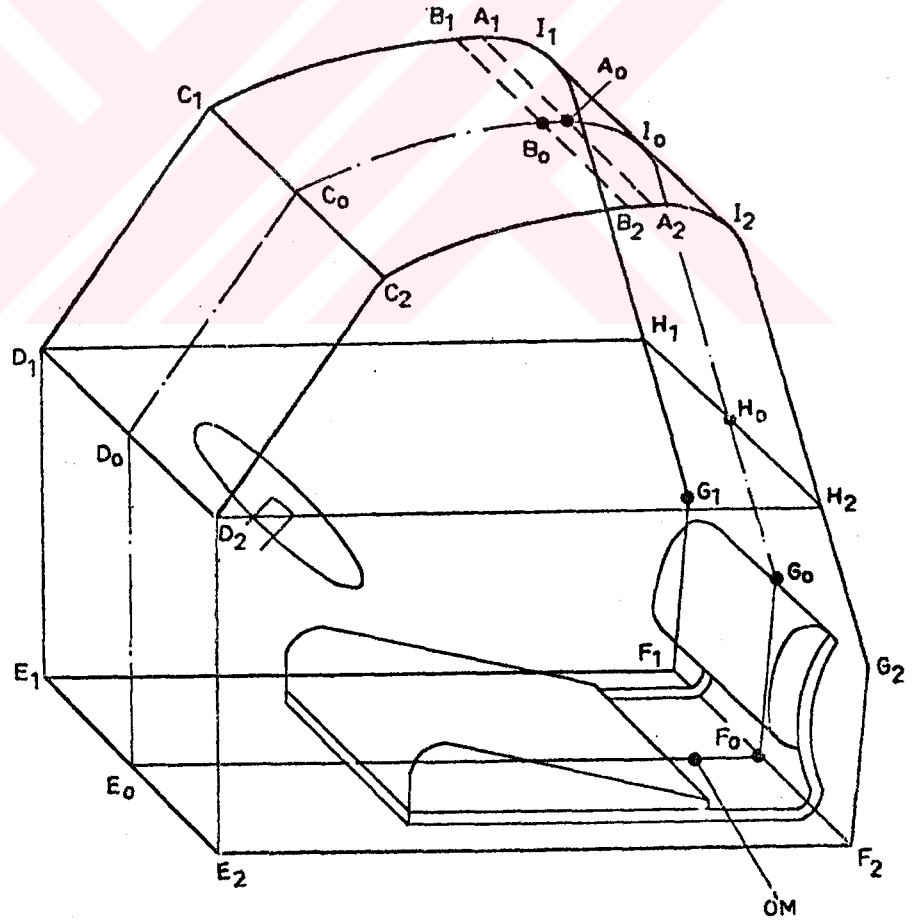
Güvenlik kabininin mukavemet analizi, standart statik yükleme deneylerinin sonlu eleman yöntemiyle simülasyonu yapılarak gerçekleştirildi. Bu analizde özellikle 1980'lerden sonra geliştirilen nonlinear teoriler kullanıldı. İnce cidarlı kirişler teorisi yardımıyla lineer elastik ve geometrik rijitlik matrisleri hesaplandı; Japon Uedo ve arkadaşlarının geliştirdiği plastik düğüm yöntemi yardımıyla elasto-plastik rijitlik matrisleri oluşturuldu. Elasto-plastik analizde akma yüzeyi denklemi için Orbison ve arkadaşlarının çalışmalarından yararlanıldı. Standart statik yükleme deneylerinde uygulanan 5 yükleme aşaması, geliştirilen analiz modelinde benzer şekilde uygulandı. Gerçeğe uygun olarak her aşamada hem yükleme hem de boşaltma işlemi yapıldı.

Yukarıda kısaca açıklanan matematik modele dayalı geliştirilen KABAN bilgisayar programı, gerçek kabin örneklerine uygulandı; alınan sonuçların deney sonuçları ile uyumlu olduğu görüldü.

BÖLÜM 2. GÜVENLİK KABİNİNİN DENEYSEL KONTROLU

2.1. Deneme Yöntemleri

Normal çalışma şartlarında arkaya ve yana devrilen traktör üzerine, kabinin yere çarptığı noktalardan bir enerji girişi olur. Genelde çarpma enerjisinin % 50'sinin kabinin deformasyonu ile yutulacağı kabul edilir [14,15]. Kabin deformasyonu sürücüye zarar verecek sınırları aşmamalıdır. Bu sınırlar standartlarda sürücü güvenlik bölgesi olarak tanımlanmıştır [4-6]. Sürücü güvenlik bölgesi ve ölçüleri Şekil 2.1'de ve Tablo 2.1'de verildi.



Şekil 2.1. Sürücü Güvenlik Bölgesi

Tablo 2.1. Güvenlik Bölgesi Ölçüleri

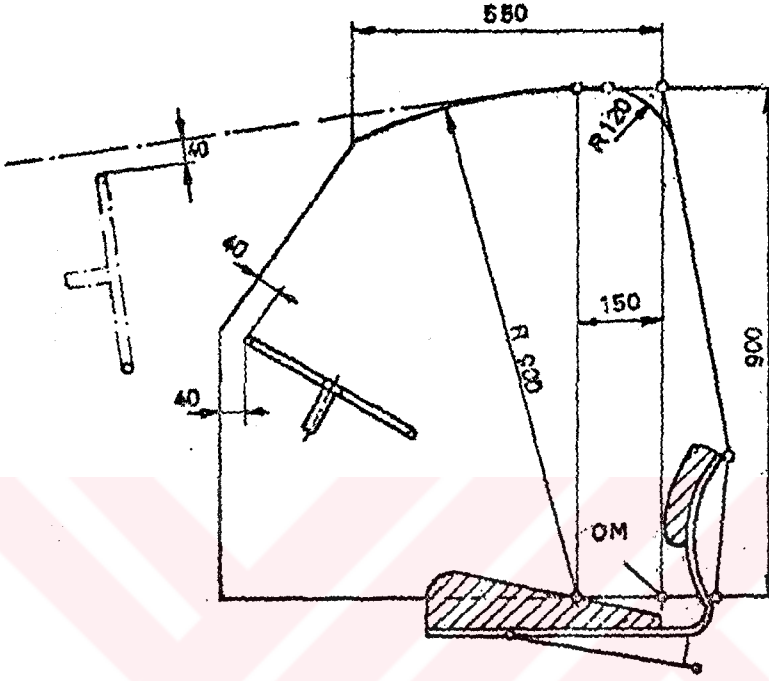
BOYUTLAR	mm	AÇIKLAMA
A_1A_0 B_1B_0	100	min
A_1A_2 B_1B_2	500	
C_1C_0 C_1C_2	124 500	min
D_1D_0 D_2D_0	250	min
D_1D_2	500	min $D_1D_0+D_2D_0$ 'a eşittir
E_1E_2	500	min D_1D_2 'ye eşittir
F_1F_2	500	
G_1G_2	500	
I_1I_0	138	min
H_1H_2	500	
I_1I_2	500	
D_0E_0	300	min
F_0G_0	-	Traktöre bağlıdır
I_0G_0	-	Traktöre bağlıdır
C_0D_0	-	Traktöre bağlıdır
E_0F_0	-	Traktöre bağlıdır

Güvenlik bölgesinin diğer ölçüleri Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'de verildi.

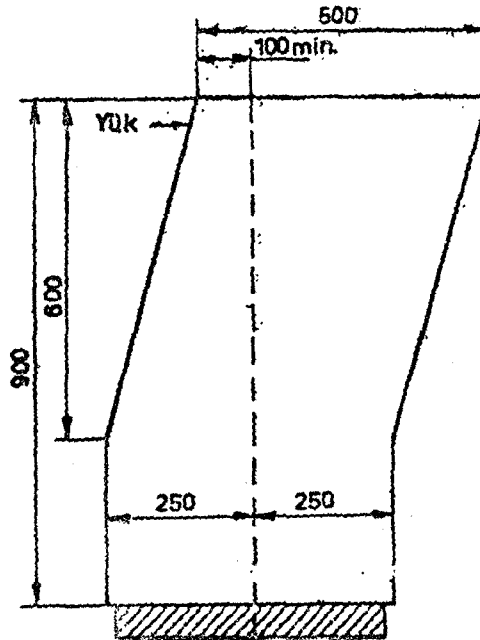
Güvenlik kabinlerinin emniyetli olup olmadığı 3 yöntemle saptanır. Bunlar;

- 1) Gerçek Devirme Deneyleri
- 2) Dinamik Çarpma Deneyleri
- 3) Statik Yükleme Deneyleri

Özellikle "dinamik çarpma" ve "statik yükleme" deneyleri, uluslararası ve ulusal standartlara bağlanmıştır. Türkiye'de imal edilen traktör güvenlik kabinleri bu standartlarda belirtilen şartlara uygun olmalıdır. Bu çerçevede Türkiye'de ilk statik yükleme deneyleri İ.T.Ü. Makina Fakültesi'nin Florya'daki Ziraat Makinaları Birimine ait laboratuvarında yapılmıştır.



Şekil 2.2. Güvenlik Bölgesi Boyuna Kesiti



Şekil 2.3. Güvenlik Bölgesi Enine Kesiti

2.2. Gerçek Devirme Deneyleri

Devirme deneyleri traktör-kabin sisteminin devrilmedeki davranışını incelemek; toprağa çarpmada ortaya çıkan enerjinin dağılımını belirlemek amacıyla uygulanmıştır. Bu deneylerle, sürekli yuvarlanmanın olup olmayacağı ve devrilme halinde sürücüye zarar verilip verilmeyeceği araştırılmıştır. Sürekli yana yuvarlanma olayı, yüzde 40 eğimde traktör-kabin sistemini yana devirerek; güvenlik kabinin mukavemeti yüzde 50 eğimde traktör-kabin sistemini geriye arkaya doğru devirerek incelenmiştir [3,50].

Bu yöntem, tekrarlanabilme zorlukları ve pahalı traktörlerin tehlikeye atılması gibi nedenlerle günümüzde bazı araştırmalar dışında pek fazla kullanılmamaktadır.

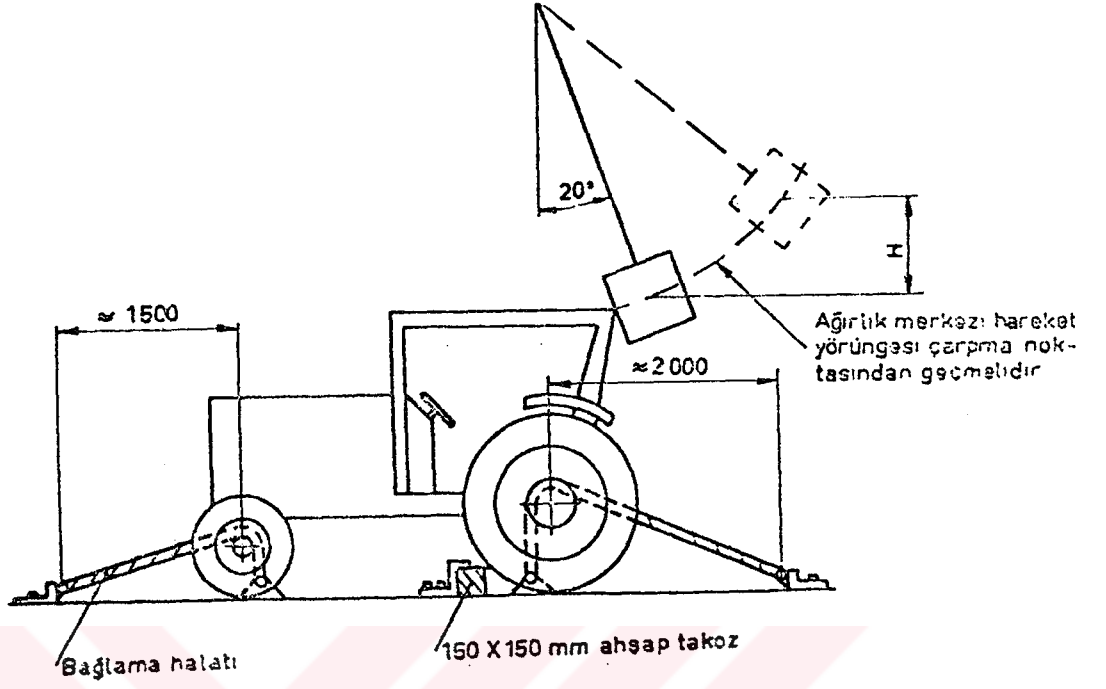
2.3. Dinamik Çarpma Deneyleri

Dinamik çarpma deneyi, yaygın kullanılan bir yöntemdir. Bu deneyle ilgili standartlar uluslararası ISO 3463'de [4] ve ulusal TSE 3412'de [5] verilmiştir. Bu yöntemde deneyler aşağıdaki sırayla uygulanır :

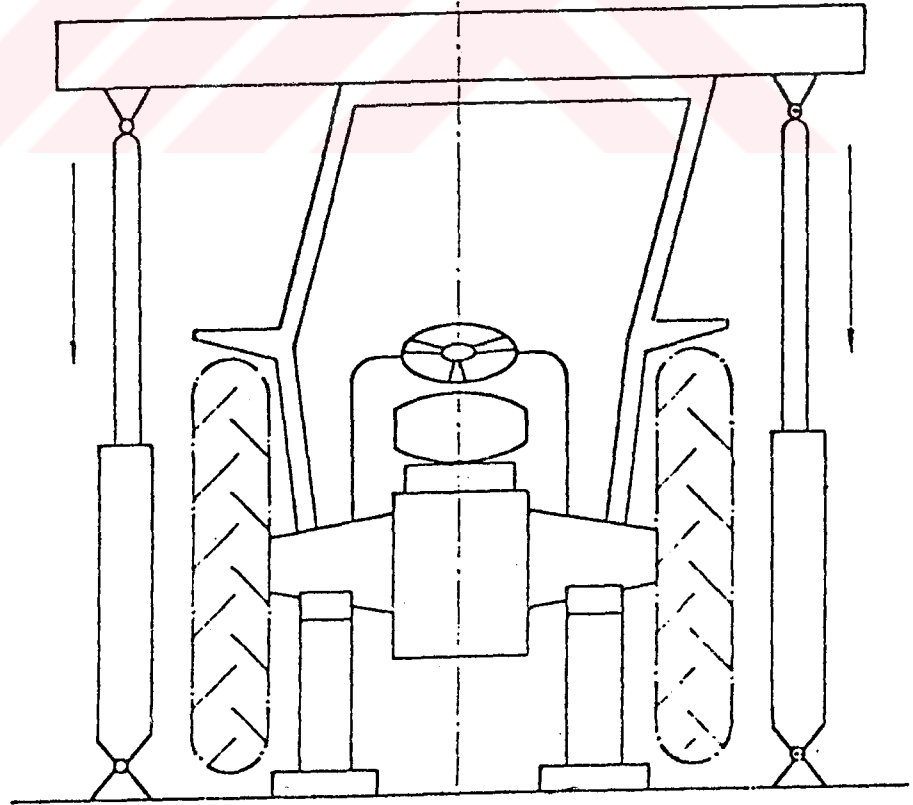
- 1) Arkadan çarpma
- 2) Arkadan sıkıştırma
- 3) Önden çarpma
- 4) Yandan çarpma
- 5) Önden sıkıştırma

Çarpma deneylerinde sarkaç şeklinde hareket eden 2 tonluk bir ağırlık belli bir yükseklikten kabine çarptırılır. Çarpma ağırlığı yerden en az 6 m yüksekliğe asılmalıdır. Arkadan çarpma deneyinde kuvvet, kabinin arka tavanı hizasında ve kenardan itibaren kabin tavan genişliğinin altıda birine uygulanır. Şekil 2.4 arkadan çarpma deney düzenini göstermektedir. Ağırlığın düşme yüksekliği H , traktör kütlesine ve ön-arka aks arası mesafeye bağlı olarak standartlarda tanımlanmıştır. Önden çarpma ve yandan çarpma etkileri, arkadan çarpma deneyindeki kurallar çerçevesinde ön ve yan tavan hizalarına uygulanır. Sıkıştırma deneylerinde, kabin tavanının arkasına veya önüne dikey statik yük uygulanır. Uygulanan sıkıştırma kuvveti traktör ağırlığının 2 katına eşit olmalıdır. Şekil 2.5'de sıkıştırma deney düzeni görülmektedir.

Bu deneyler sırasında hiçbir kabin parçası güvenlik bölgesine girmemeli ve kırılmamalıdır. Aksi takdirde kabinin emniyetsiz olduğuna karar verilir.



Şekil 2.4. Arkadan Çarpma Deney Düzeni



Şekil 2.5. Sıkıştırma Deney Düzeni

2.4. Statik Yükleme Deneyleri

ISO 5700 standardında [6] verilen statik yükleme deneyi oldukça az masraflı bir düzenle, traktörü tehlikeye atmadan, her büyüklükteki kabinlere uygulanabilir. Statik deneylerde kabin, traktörün arkaya ve yana devrilmelerinde kabinin payına düşen giren enerji (E_g) seviyesine kadar, statik kuvvetler altında zorlanmak suretiyle denenir.

Standart statik deneyler için koruyucu kabin ile beraber ya traktörün kendisine veya kabinin takılacağı "traktörün çamurluk"ları ile çamurlukların ve kabinin traktöre bağlandığı noktaları birleştiren katı bir "alt çerçeve"ye ihtiyaç vardır. Koruyucu kabin ve çamurluklar alt çerçeveye traktörde olduğu gibi bağlanmalıdır. Diğer bir ifadeyle kabin-çamurluk, kabin-traktör gövdesi, çamurluk-traktör gövdesi arasındaki bağlantı yerleri ve elemanları traktördeki benzer olmalıdır. Bu şartlarda traktörün kendisine gerek kalmadan statik deneyleri yapmak mümkündür. Deneyler aşağıdaki sırada uygulanır :

- 1) Arkadan yatay yükleme
- 2) Arkada üstten sıkıştırma
- 3) Yandan yatay yükleme
- 4) Önde üstten sıkıştırma
- 5) Önden yatay yükleme

Bütün deneyler, aynı koruyucu kabine uygulanır. Deney başladıktan sonra herhangi bir elemanın düzeltilmesine veya tamir edilmesine izin verilmez. Her deney için koruyucu kabinin elastik ve plastik şekil değiştirmeleri ölçülür ve kaydedilir.

Arkadan Yatay Yükleme

Bileşke kuvvet, Şekil 2.6'da görüldüğü gibi, kabin tavanının arkasından yatay olarak tatbik edilir ve tatbik edilen kuvvet (F) ve tatbik noktasının hareket miktarı (d) sırayla ölçülür ve Şekil 2.7'de gösterilen eğri çizilir.

Bileşke kuvvetin tatbik noktası, kabinin tavanı hizasında ve kenardan itibaren kabin tavan genişliğinin altıda biri uzaklığında olacaktır.

Aşağıdaki şartlar altında yüklemeye ve deneye son verilir :

a)Koruyucu kabin tarafından yutulan ve Şekil 2.7'deki F-d eğrisinin altında kalan alanla hesaplanan deformasyon enerjisi

$$E_{ga} \geq 1.4 \text{ m} \quad (2.1)$$

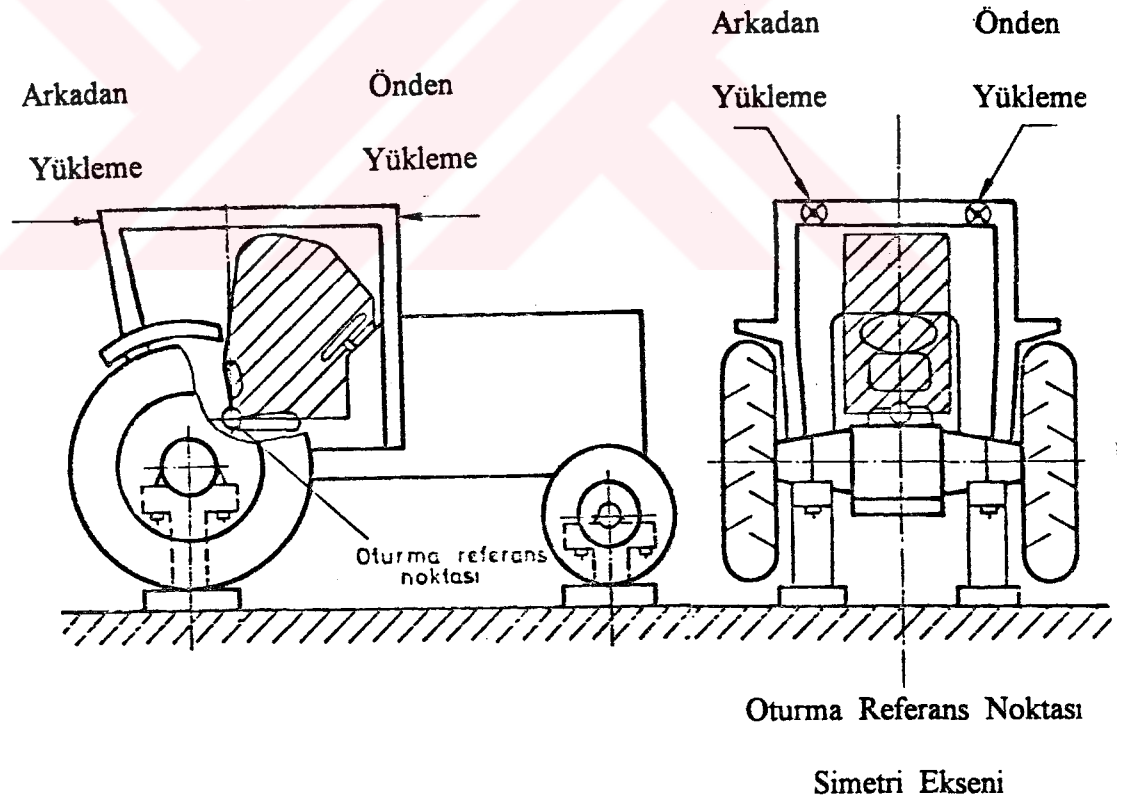
ise veya

b)Deney esnasında kabinin herhangi bir parçası sürücü güvenlik bölgesine girerse.

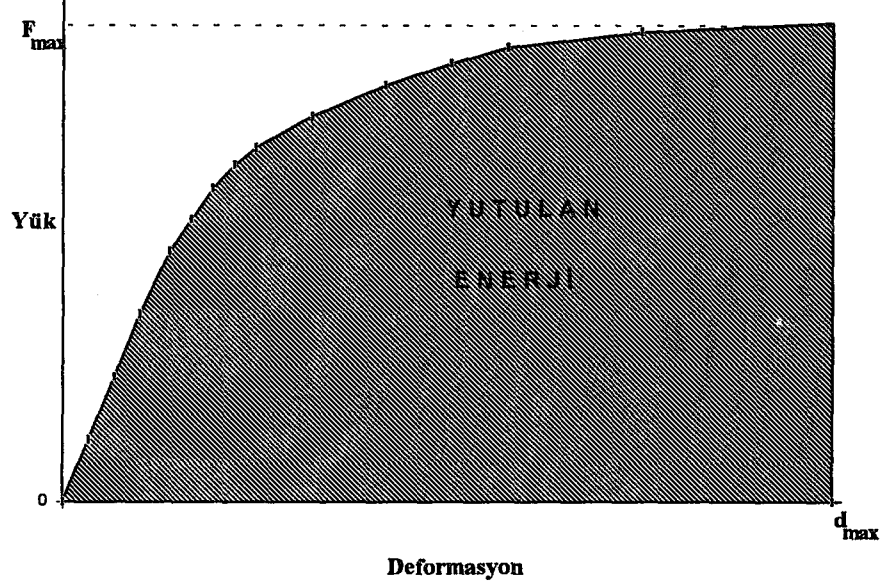
Burada;

$m(\text{kg})$: Traktör kütlesi

$E_{ga}(\text{J})$: Arkadan yatay yüklemeye giriş enerjisidir.



Şekil 2.6. Arkadan ve Önden Yatay Yükleme Halleri



Şekil 2.7. Kuvvet-Deformasyon (F-d) Eğrisi

Arkada üstten sıkıştırma

Şekil 2.5' de gösterildiği gibi bu deneyde yükleme kirişi, kabin tavanının arka tarafına ve kabinin genişliğince yerleştirilir. Kirişi üstten aşağıya bastıran kuvvetlerin bileşkesi referans düzlemi içinde olacaktır.

Bu deneyde uygulanan kuvvet

$$F_a = 20 \text{ m} \quad (2.2)$$

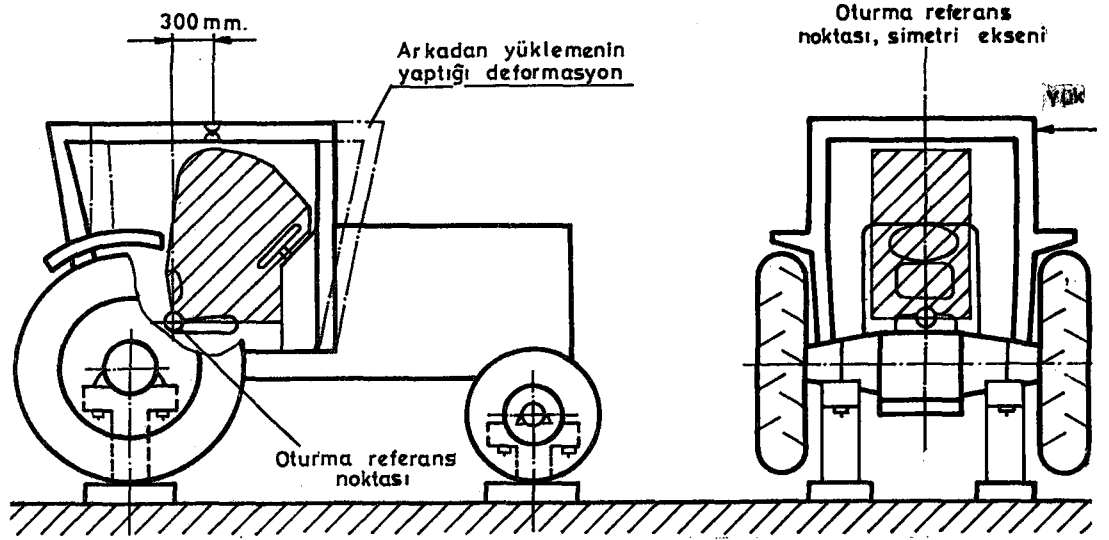
mertebeğine kadar çıkabilir.

Burada;

F_a (N) : Kabini arkada üstten bastıran en büyük kuvvettir.

Yandan Yatay Yükleme

Bu deney için genel şartlar arkadan yatay yükleme hali gibidir. Bileşke kuvvet Şekil 2.8'de görüldüğü gibi, traktörün referans düzlemine dik doğrultuda ve oturma referans noktasının 300 mm önüne tatbik edilir.



Şekil 2.8. Yandan Yatay Yükleme

Aşağıdaki şartlar altında yüklemeye ve deneye son verilir :

a)Koruyucu kabin tarafından yutulan deformasyon enerjisi

$$E_{gy} \geq 1.75 \text{ m}$$

(2.3)

ise,

b)Deney esnasında herhangi bir kabin parçası sürücü güvenlik bölgesine girse.

Burada;

E_{gy} (J) : Yandan yatay yüklemede giriş enerjisidir.

Önde Üstten Sıkıştırma

Yükleme kirişi, kabin tavanının ön tarafına ve kabinin genişliğince yerleştirilir. Kirişi üstten aşağıya bastıran kuvvetlerin bileşkesi referans düzlemi içinde olacaktır (Şekil 2.5). Uygulanan kuvvet

$$F_0 = 20 \text{ m}$$

(2.4)

mertebesine kadar çıkabilir.

Burada;

F_0 (N) : Kabini önde üstten bastıran en büyük kuvvettir.

Önden Yatay Yükleme

Bileşke kuvvet, Şekil 2.6'da görüldüğü gibi, kabin tavanının önünden yatay olarak tatbik edilir. Bu deneyde de genel şartlar diğer yatay yükleme hallerinde olduğu gibidir. Aşağıdaki şartlar altında yüklemeye ve deneye son verilir :

a)Koruyucu kabin tarafından yutulan deformasyon enerjisi

$$E_{gö} \geq 0.35 \text{ m} \quad (2.5)$$

ise;

b)Deney esnasında herhangi bir kabin parçası sürücü güvenlik bölgesine girerse.

Burada;

$E_{gö}$ (J) : Önden yatay yüklemede giriş enerjisidir.

Değerlendirme

Deneyler esnasında ve deneylerden sonra kabin gözden geçirilir. Aşağıdaki şartları yerine getiren kabinler güvenlik kabini özelliklerine sahiptir.

a)Kabinin hiçbir parçası sürücü güvenlik bölgesine girmeyecektir. Ayrıca sürücü güvenlik bölgesi, kabinin koruyucu hacminin dışına çıkmayacaktır.

b)Önde üstten sıkıştırma deneyleri dışında kabinin yük alan elemanları, birleştirmeler, bağlama parçaları üzerinde belirgin kırılmalar ve yırtılmalar meydana gelmeyecektir.

c)Bir devrilme esnasında sürücünün ciddi yaralanmalarına sebep olabilecek, mesela bacak ve ayaklarını sıkıştırabilecek şekilde deformasyonlar veya sivri çıkıntılar ortaya çıkmayacaktır.

Statik yükleme deneylerinde yükleme adım adım olduğu için kabindeki deformasyonların yeri ve durumu her an gözlenebilir. Neticede statik yükleme deneyi, ağır basan iyi yönleri ile son yıllarda tercih edilen bir deneme yöntemi olmuştur.

2.5. İ.T.Ü. 'nün İlgili Laboratuvarında Yapılan Deneyler

Firmalar tarafından çeşitli traktörler için imal edilen kabinler denenmek üzere boyasız, kapısız, camsız, iç kaplamasız olarak laboratuvara teslim edilir.

Sözkonusu laboratuvarında kabinin koruyucu özelliğini tesbit etmek için "Statik Yükleme Deneyleri" uygulanır. Bu deneylerde mümkün mertebe ISO 5700 [6] ve TSE 3412 [5] standartlarında verilen şartlara yaklaşılr. Laboratuvarında kullanılan deney araç ve düzenleri ile deneylerin uygulanma şekillleri Ek A'da verilen fotoğraflarla gösterilmiştir.

Denenecek kabin katı bir çerçeve üzerine yerleştirilir ve bu çerçeve laboratuvarında sağlam bir zemine sıkıca tesbit edilir.

Deneyler için gerekli araç ve düzenler

Statik yükleme ve sıkıştırma deneyleri için gerekli araç ve düzenler şunlardır :

-Alt çerçeveyi yere sağlamca tesbit eden bağlama düzenleri.

-Yatay yükleme deneylerinde kabine tavanı hizasında yatay kuvvet uygulayacak bir yükleme düzeni ve sıkıştırma deneylerinde de kabini üstten bir kuvvetle bastırma imkanı veren yaklaşık 250 mm genişliğinde katı bir kiriş ve yükleme düzeni.

-Uygulanan kuvveti ölçen bir ölçme düzeni.

-Kuvvetin tatbik noktasının hareket miktarını ölçen bir ölçme düzeni.

Deneylerin Uygulanma Sırası ve Yükleme Aşamaları

Deneyler kabine standartlarda olduğu gibi aşağıdaki sırada ve 5 yükleme aşamasında uygulanmaktadır :

1) Arkadan Öne Doğru Yatay Yönde Statik Yükleme

Bu safhada her santimetre yatay deplasmanda kuvvet miktarı ölçülür ve deney, giren enerji miktarı (2.1) bağıntısında belirtilen değeri aşana kadar devam eder.

2) Üstten Arka Taraftan Düşey Yönde Sıkıştırma

Kabin tavanının arka bölgesinden aşağı doğru (2.2) bağıntısında verilen kuvvete kadar adım adım sıkıştırılır.

3) Yandan Yatay Yönde Statik Yükleme

Bu safhada her santimetre yatay deplasmanda kuvvet miktarı ölçülür ve deney, giren enerji miktarı (2.3) bağıntısında verilen değeri aşana kadar devam eder.

4) Üstten Ön Taraftan Düşey Yönde Sıkıştırma

Kabin tavanının ön bölgesinden aşağı doğru (2.4) ifadesinde verilen bir kuvvete kadar adım adım sıkıştırılır.

5) Önden Arkaya Doğru Yatay Yönde Statik Yükleme

Bu safhada her santimetre yatay deplasmanda kuvvet miktarı ölçülür ve deney, giren enerji miktarı (2.5) bağıntısında verilen değeri aşana kadar devam eder.

Deneylerin Değerlendirilmesi

Kabine uygulanan her safhada kabin elemanlarının güvenlik bölgesine girip girmediğine bakılır, kabinde yük taşıyamıyacak mertebede aşırı kırılma ve kopma olup olmadığı kontrol edilir.

Deneyler esnasında her safhada toplam deformasyonlar ölçülür, ayrıca her safhada yük boşaltılması sonucunda kalıcı deformasyonlar da tesbit edilir.

BÖLÜM 3. TRAKTÖR-KABİN SİSTEMİNİN YUVARLANMAMASI İÇİN GEOMETRİK KRİTERLER

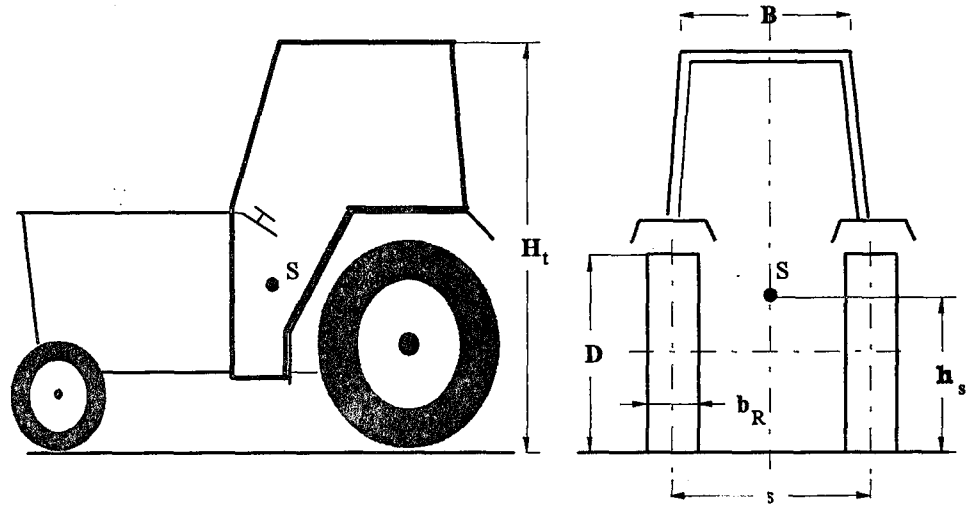
3.1 Traktörün Yanal Olarak Devrilmesinin İncelenmesi

Yapılan araştırmalarda traktör-kabin sisteminin devrilmelerinin %85'inin yana doğru devrilme olarak meydana geldiği görülmüştür [50-52]. Bu sebeple yana devrilmelerde traktör güvenlik kabinlerinin mukavemetinden ayrı olarak, traktörün devrildikten sonra yuvarlanmaması istenir.

Burada amaç yanal devrilmede hangi kabin genişliği ve yüksekliğinde traktörün dönme hareketine devam etmeyip emniyetli şekilde durabileceğini tesbit etmektir. Bu hesaplamada, Schwanghart'ın çalışmalarından yararlanıldı [1-3,7]. Fakat Schwanghart'ın varsayıma dayalı olarak hesaba aldığı kabinin toprağa batma miktarı için Bekker'in geliştirdiği basınç-batma bağıntısından faydalanıldı [48,49].

3.2. Devrilme Olayı ve Dönme Kriterleri

Devrilme hesabı için Şekil 3.1'de görülen aşağıdaki traktör parametrelerinin verilmiş olması gereklidir :

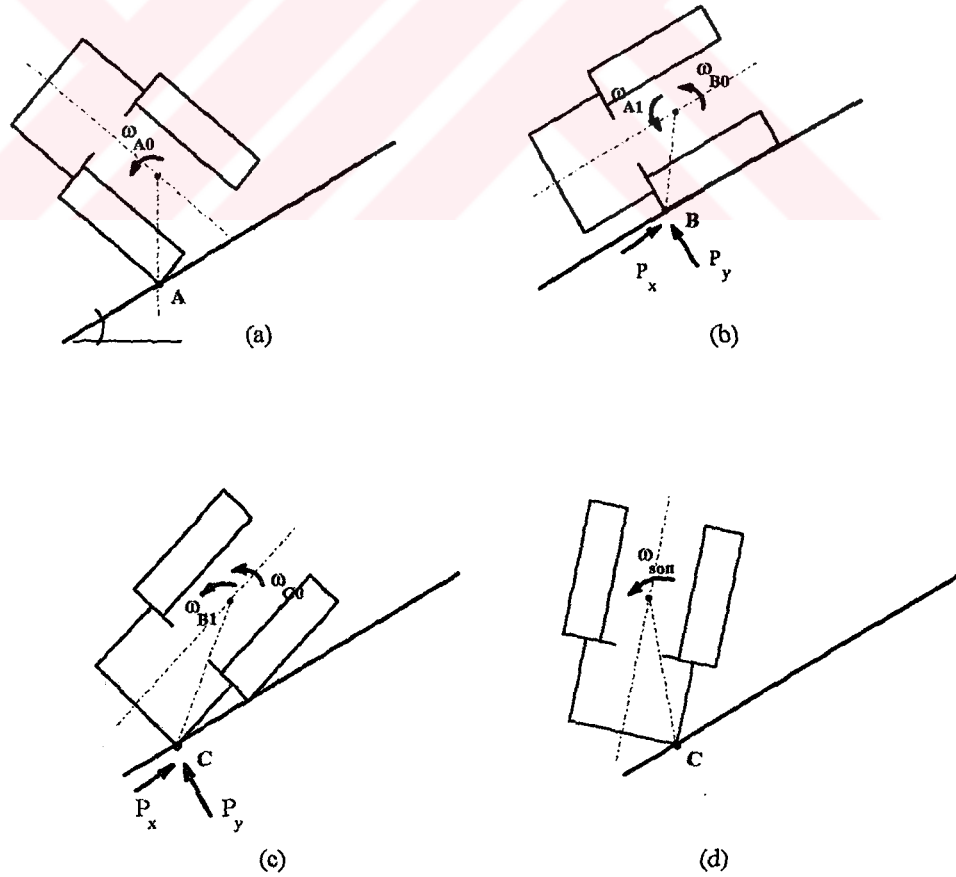


Şekil 3.1. Traktör ve Kabin Ana Ölçüleri

- Traktör kütlesi (m)
- Arka iz genişliği (s)
- Ağırlık merkezi yüksekliği (h_g)
- Kütleli atalet momenti (Θ_g)
- Arka lastik yüksekliği (D)
- Arka lastik genişliği (b_R)
- Kabin genişliği (B)
- Toplam yükseklik (H_j)

Bu parametrelerin dışında kabinin toprağa batma miktarının hesabı için, toprağın deformasyon üssü (n), kohezyon modülü (k_c) ve sürtünme modülü (k_ϕ) bilinmelidir.

Yuvarlanmanın her fazında enerji dönüşümleri yazılarak açısal dönme hızları hesaplanır ve traktörün sükunete geçip geçmediği kontrol edilir. Şekil 3.2 'de traktörün yuvarlanma evreleri gösterilmiştir.



Şekil 3.2: Traktörün Yuvarlanma Evreleri

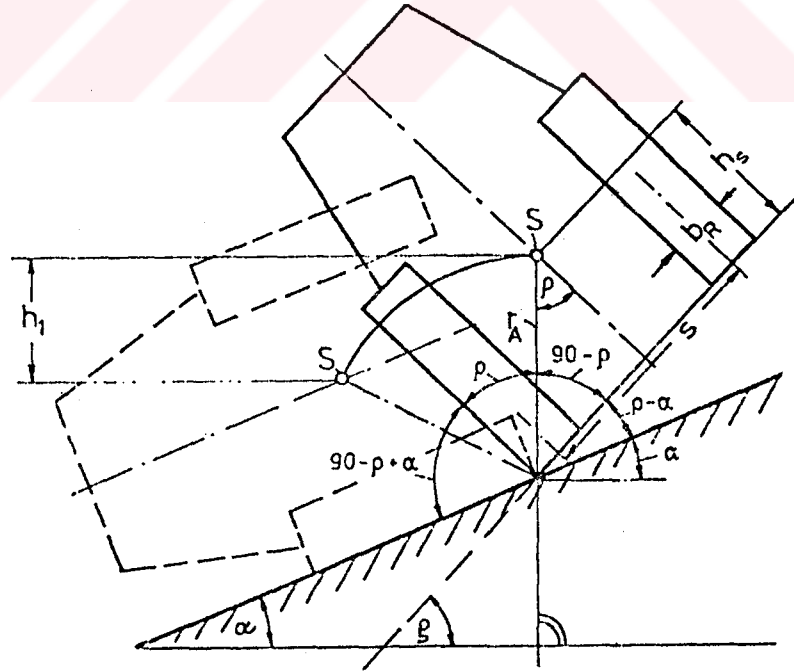
Traktörün başlangıçta açısal dönme hızının sıfır ($\omega_{A0}=0$) olduğu, ω_{A1} ile B noktasında yere çarptığı, tepki kuvvetleri P_x ve P_y nin etkimesinden sonra ω_{B0} ile dönmeye devam ettiği ve yere ω_{B1} hızı ile vurduğu kabul edilir. ω_{C0} ise kabinin C noktasında yere çarpmasından sonraki dönme hızıdır. Eğer traktör son geldiği kararsız denge durumunda ω_{son} hızına sahipse, dönmeye devam eder, bu veya daha önceki hızlardan biri sıfır olabilirse traktör yamaçta sükunet haline geçebilir.

3.3. İlk Devrilme ve Yere Çarpmadan Önceki Hız

Şekil 3.3 'den görüldüğü gibi traktörün devrildiği yamaç eğim açısı $\alpha=\rho$ dır. Statik devrilme açısı (ρ) ve dönme yarıçapı (r_A), aşağıdaki gibi ifade edilebilir :

$$\rho = \arctan \frac{s + b_R}{2h_s} \quad (3.1)$$

$$r_A = \sqrt{\left(\frac{s + b_R}{2}\right)^2 + h_s^2} \quad (3.2)$$



Şekil 3.3. Sabit İki Akslı Traktörün Statik Devrilme Açısı

1. yuvarlanma evresindeki ağırlık merkezi düşme yüksekliği ;

$$h_1 = r_A [1 - \cos(90 - \rho + \alpha)] \quad (3.3)$$

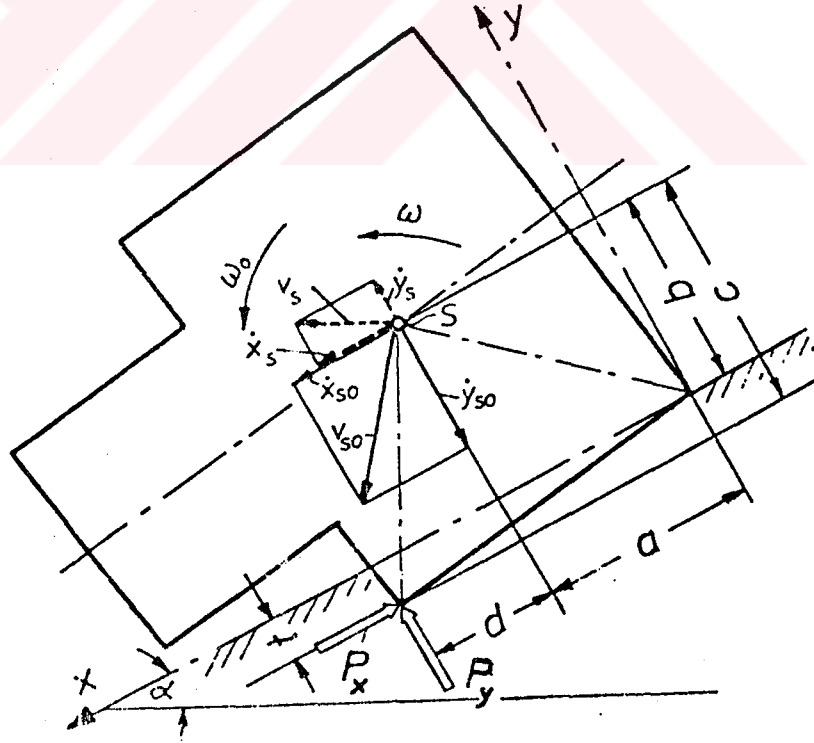
şeklinde yazılabilir. Enerji dönüşümü ifadesinden, arka tekerleğin yere çarpmasından hemen önceki dönme hızı ;

$$\omega_{A1} = \sqrt{\frac{2mgh_1}{\Theta_A}} = \sqrt{\frac{2mgr_A [1 - \cos(90 - \rho + \alpha)]}{\Theta_s + mr_A^2}} \quad (3.4)$$

elde edilir.

3.4. Traktörün Arka Tekerleği Üstüne Yere Çarpması

Traktör yere ω_0 hızı ile çarpar ve t kadar toprağa batar. Bunun sonucu x ve y yönlerinde tepkiler ortaya çıkar (Şekil 3.4).



Şekil 3.4. Arka Tekerleğin Yere Çarpmasında Traktöre Etkiyen Kuvvetler

x ve y yönlerindeki kuvvet eşitlikleri ve moment denklemleri yazılarak ve kabuller yapılarak dönme hızı tesbit edilebilir. Bu hesapta sadece çarpma kuvvetleri gözönüne alınmakta, ağırlık kuvvetleri ihmal edilmektedir.

x ve y yönündeki kuvvetler ile ağırlık merkezindeki momentlerin denge ifadeleri, aşağıdaki gibi yazılabilir :

$$m\ddot{x} = P_x(t) \Rightarrow m\dot{x} = \int P_x(t)dt \Rightarrow m(\dot{x}_s - \dot{x}_{s0}) = \int P_x(t)dt = -J_x \quad (3.5)$$

$$m\ddot{y} = P_y(t) \Rightarrow m\dot{y} = \int P_y(t)dt \Rightarrow m(\dot{y}_s - \dot{y}_{s0}) = \int P_y(t)dt = J_y \quad (3.6)$$

$$\Theta_s\ddot{\phi} = M(t) \Rightarrow \Theta_s\dot{\phi} = \int M(t)dt \Rightarrow \Theta_s(\omega - \omega_0) = J_x c - J_y d \quad (3.7)$$

Ağırlık merkezindeki hızlar ise;

$$\begin{aligned} \dot{x}_{s0} &= \omega_0 b + \dot{x}_0 \\ \dot{x}_s &= \omega c \\ \dot{y}_{s0} &= -\omega_0 a \\ \dot{y}_s &= \omega d + (a + d)\omega_0 k \end{aligned} \quad (3.8)$$

şeklinde yazılabilir [7]. Burada k çarpma katsayısını göstermektedir.

(3.8) ifadeleri (3.5)-(3.7) ifadelerinde yerine konulursa ve $\dot{x}_0 \approx 0$ kabul edilirse, aşağıdaki ifade elde edilir :

$$\omega = \frac{\Theta_s + mbc - md^2k - (k+1)mad}{\Theta_s + mc^2 + md^2} \omega_0 \quad (3.9)$$

Çeşitli deneylerde, arka tekerleğin ilk yere çarpmasında ve daha sonra kabin yere çarptıktan sonraki hareketlerde, traktörün çarpma noktaları etrafında döndüğü ve yerden ayrılmadığı görülmüştür [50-52]. Bu da çarpmanın plastik bir çarpma olduğunu göstermektedir. Bu bakımdan (3.9) bağıntısında, $k=0$ alınabilir.

Çarpmadan önceki dönme hızı ω_{A1} ve sonraki dönme hızı ω_{B0} ise ve çarpma sonucu tekerlek alanının büyük olması nedeniyle toprağa gömülmesi sıfır kabul edilirse, aşağıdaki ifadeler yazılabilir :

$$\begin{aligned}
a &= h_s \\
b &= c = \frac{s + b_R}{2} \\
d &= D - h_s \\
r_B &= \sqrt{b^2 + d^2} \\
\Theta_s &= m \cdot i^2
\end{aligned} \tag{3.10}$$

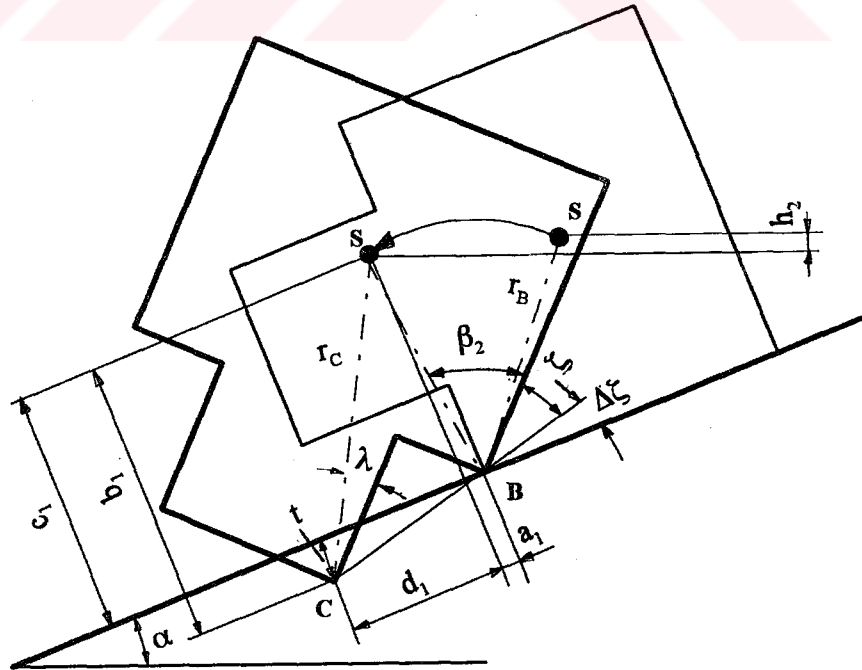
(3.10) ifadeleri (3.9) denkleminde yerine konulursa;

$$\omega_{B0} = \omega_{A1} \frac{\Theta_s + mb^2 - mad}{\Theta_s + mr_B^2} = \frac{i^2 + b^2 - ad}{i^2 + r_B^2} \omega_{A1} \tag{3.11}$$

ifadesi elde edilir.

3.5. Kabinin Yere Çarpması ve Toprağa Batması

Kabin ω_{B1} hızı ile yere çarpar. Kabinin yere çarpmasında traktör ve kabinin toprağa batışı şematik olarak Şekil 3.5 'de gösterildi.



Şekil 3.5. Traktör Kabininin C Noktasında Yere Çarpması

Yere çarpma sırasındaki dönme hızını elde ederken kullanılan enerji ifadesi, Schwanghart tarafından aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$E_{kB0} + E_p = E_{kB1} \quad (3.12)$$

Burada E_k , kinetik enerjiyi; E_p ise potansiyel enerjiyi göstermektedir. (3.12) bağıntısında toprak deformasyonu ile yutulan enerji dikkate alınmamıştır. Bu dikkate alındığında, enerji ifadesi

$$E_{kB0} + E_p = E_{kB1} + E_y \quad (3.13)$$

şeklinde olmalıdır. Burada E_y , toprak tarafından yutulan enerjiyi göstermektedir.

(3.13) bağıntısındaki enerji ifadesi ve ağırlık merkezi düşme yüksekliğine (h_2) göre ω_{B1} hızı bulunur :

$$h_2 = r_B [\sin(\alpha + \beta_2) - \sin(\alpha + \beta_2 + \zeta + \Delta\zeta)] \quad (3.14)$$

$$\omega_{B1} = \sqrt{\frac{2gh_2}{i^2 + r_B^2} + \omega_{B0}^2 - \frac{E_y}{\theta_s + mr_B^2}} \quad (3.15)$$

Şekil 3.5'deki açı ve ölçümlere göre;

$$\beta_2 = \arctan \left[\left(\frac{s + b_R}{2} \right) / (D - h_s) \right] \quad (3.16)$$

$$\lambda = \arctan \left[\frac{B}{2(H_t - h_s)} \right] \quad (3.17)$$

$$\zeta = \arctan \left[\left(\frac{s + b_R - B}{2} \right) / (H_t - D) \right] \quad (3.18)$$

$$\Delta\zeta = \arcsin \frac{t}{\sqrt{\left(\frac{s + b_R - B}{2} \right)^2 + (H_t - D)^2}} \quad (3.19)$$

yazılır. (3.19) bağıntısındaki t ifadesi, toprağa batma miktarını göstermektedir.

Kabinin toprağa batması, (3.19) ifadesinde verilen $\Delta\zeta$ açısıyla gözönüne alınmıştır. Schwanghart tarafından geliştirilen hesaplarda, kabinin toprağa batma miktarı mesela 10 cm, 20cm, 30 cm gibi kabul edilmiş ve bu suretle çarpmadan önceki ve sonraki enerji seviyeleri ve kayıpları bulunabilmektedir.

Daha gerçekçi olarak kabinin toprağa batma miktarı, Bekker'in deneysel bulgulara dayanan homojen topraklar için geliştirdiği basınç-batma bağıntısı kullanılarak hesaplanabilir [48,49]. Bu bağıntı

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) t^n \quad (3.20)$$

ifadesiyle verilmiştir. Burada n deformasyon üssünü, b yükleme alanının küçük olan boyutunu, k_c ve k_ϕ sırasıyla zeminin deformasyon kohezif ve sürtünme modüllerini gösterir. Değişik zeminler için deformasyon üssü, kohezif ve sürtünme modülleri Ek B'de verilmiştir.

(3.20) bağıntısından yararlanarak t batma miktarı,

$$t = \left(\frac{p}{\left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right)} \right)^{1/n} \quad (3.21)$$

elde edilir. (3.21) bağıntısındaki p ifadesi için,

$$p = \frac{mg}{A_y} \quad (3.22)$$

yazılabilir. Burada A_y , yükleme alanını göstermektedir.

(3.15)'deki E_y ifadesi ise

$$E_y = A_y \int_0^t p \, dt \quad (3.23)$$

şeklinde yazılabilir. (3.20) ifadesi kullanılarak ve integrasyon işlemi yapılarak

$$E_y = A_y \left(\frac{k_e}{b} + k_\phi \right) \left(\frac{t^{n+1}}{n+1} \right) \quad (3.24)$$

elde edilir.

C noktasında kabinin yere çarpması, daha önceki B noktasındaki çarpmada olduğu gibi hesaplanabilir. Şekil 3.5'deki açı ve ölçümlerden,

$$r_c = \frac{H_t - h_s}{\cos \lambda} \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} a_1 &= r_B \cos(\zeta + \Delta\zeta + \beta_2) \\ b_1 &= r_B \sin(\zeta + \Delta\zeta + \beta_2) \\ c_1 &= r_c \sin(\lambda + \zeta + \Delta\zeta) \\ d_1 &= r_c \cos(\lambda + \zeta + \Delta\zeta) \end{aligned} \quad (3.26)$$

ifadeleri yazılabilir.

(3.9) ifadesinin kullanılmasıyla;

$$\omega_{co} = \omega_{BI} \frac{i^2 + b_1 c_1 - a_1 d_1}{i^2 + c_1^2 + d_1^2} \quad (3.27)$$

yazılır.

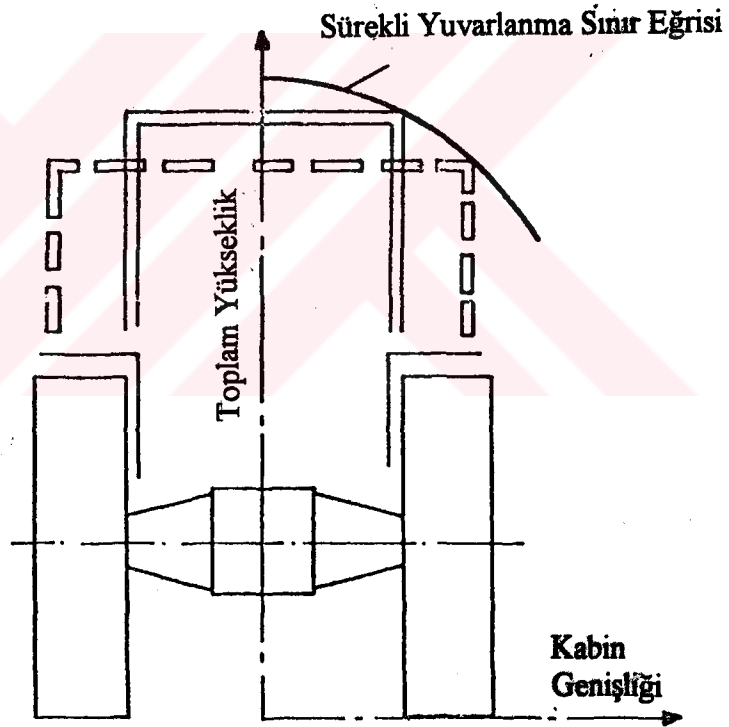
3.6. Devrilmede Dönme Şartı

ω_{co} dönme hızı C noktasındaki çarpmadan sonra oluşmaktadır. Bu konumdan sonra ağırlık merkezinin h_3 kadar yükselmesi neticesinde enerji durumuna göre ω_{son} hızı hesaplanabilir (Şekil 3.6). Bu durumda da ağırlık merkezi S, C noktası üzerinde bulunduğu için kararsız denge durumu söz konusudur.

3.7. Traktör Parametreleri

Ağırlık merkezi yüksekliği, aks açıklığı, tekerlek ölçümleri, atalet momenti gibi traktör parametreleri yukarıda incelenen sürekli yuvarlanma analizinde etkin rol oynarlar. Yapılan deneyler ve ölçümler sonucu bu parametrelerin traktör kütlesine bağlı ampirik bağıntıları çıkarılmıştır [51,52]. Bu parametrik değerler Ek C'de verildi.

Her traktör-kabin sistemi için farklı eğimli arazilerde devrilmede sürekli yuvarlanmaması için uygun bir kabin genişliği ve yüksekliği vardır. Gerekli yükseklik ve genişlikler sürekli yuvarlanma sınır eğrilerine göre değerlendirilir (Şekil 3.7). Traktör-kabin sisteminin devrilmeden sonra sürekli yuvarlanmaması için yükseklik ve genişlikler sürekli yuvarlanma sınır eğrisinin dışında olmalıdır.



Şekil 3.7. Sürekli Yuvarlanma Sınır Eğrisi

BÖLÜM 4. UZAY ÇERÇEVE ELEMANININ GEOMETRİK NONLINEER ANALİZİ

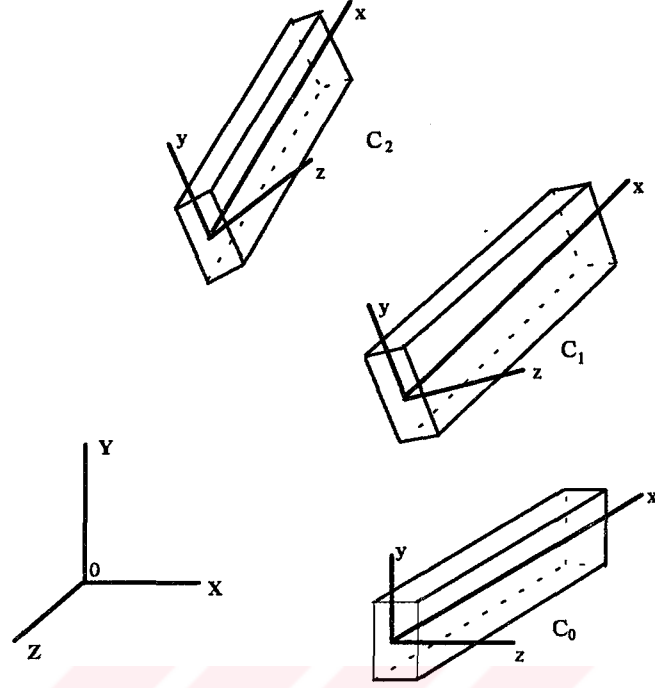
4.1. Giriş

Güvenlik kabinlerinin taşıyıcı sistemi ince cidarlı kirişlerden oluşmuş bir uzay çerçeve sistemidir. Yük altında bu çerçeve, büyük deformasyonlara uğrar ve gerek malzeme gerekse geometrik bakımından nonlinear davranış gösterir. Bu bölümde ince cidarlı uzay çerçeve elemanı için elastik ve geometrik rijitlik matrislerinin iki aşamada elde edilişi açıklanacaktır. Birinci aşamada virtüel yerdeğişimi prensibiyle denge denklemleri oluşturulur ve ikinci aşamada bu denklemlerden, sonlu elemanlar formülasyonunda kullanılacak matris denklemleri elde edilir [20-26, 29].

4.2. Uzay Çerçeve Elemanı İçin Denge Denklemleri

Bir uzay çerçeve elemanının nonlinear şekil değiştirmesinde üç durum gözönüne alınır. Şekil 4.1 bu üç durumu göstermektedir. C_0 , deforme olmamış başlangıç durumunu; C_1 deforme olmuş şu andaki bilinen durumu; C_2 ise bilinmesi istenen deforme olmuş denge durumunu belirtmektedir.

Nonlinear uzay çerçeve elemanının büyük deformasyonlarının analizi için çok yaygın kullanılan iki formülasyon vardır [29]. Bunlar toplam ve güncelleşmiş Lagrangian formülasyonlarıdır. Toplam Lagrangian formülasyonunda, tüm değişkenler C_0 başlangıç anındaki duruma göre tanımlanır. Güncelleşmiş Lagrangian formülasyonunda ise, değişkenler bilinen C_1 durumuna göre tanımlanır. Yapılan çalışmalar güncelleşmiş Lagrangian formülasyonunun daha iyi sonuçlar verdiğini göstermiştir. Yerel ve genel kartezyen koordinat sistemi sırasıyla xyz ve XYZ ile gösterilmiştir. İfadelerde kullanılacak sol üst indis, büyüklüğün hangi durumda olduğunu; sol alt indis ise, büyüklüğün hangi durumda ölçüldüğünü göstermektedir. Üst indisin yokluğu, sözkonusu büyüklüğün C_1 ve C_2 durumları arasındaki artımını ifade etmektedir.



Şekil 4.1. Uzay Çerçeve Elemanının Hareketi ve Genel Koordinat Sisteminde Gösterilen Yerel Koordinat Eksenleri

Eğer elemanın kendi ağırlığı ihmal edilirse, C_2 durumunda virtüel yerdeğişimleri prensibinden aşağıdaki denklem elde edilir [21,26,29] :

$$\int^2 \tau_{ij} \delta_2 e_{ij}^2 dV = {}^2R \quad (4.1)$$

burada τ lineer gerilme tansörü, δe ise lineer deformasyon tansörünün varyasyonudur. R dış virtüel işi göstermekte olup, aşağıdaki gibi tanımlanır:

$${}^2R = \int^2 t_i \delta_2 u_i^2 dA \quad (4.2)$$

burada t yüzeysel kuvvetler vektörünü, δu ise deplasmanın varyasyonunu göstermektedir.

Güncelleşmiş Lagrangian formülasyonunda, (4.1) bağıntısı bilinen bir önceki C_1 durumu için aşağıdaki gibi ifade edilebilir :

$$\int_1^2 S_{ij} \delta_1^2 \epsilon_{ij}^1 dV = {}^2R \quad (4.3)$$

$${}^2R = \int_1^2 t_i \delta_{11} u_i^1 dA \quad (4.4)$$

burada S , gerilme ve ϵ deformasyon tansörüdür. Bu tansörler aşağıdaki şekilde lineer ve nonlineer bileşenlere ayrılabilir [21, 29] :

$${}_1^2 \epsilon_{ij} = {}_1 \epsilon_{ij} = {}_1 e_{ij} + {}_1 \eta_{ij} \quad (4.5)$$

$${}_1^2 S_{ij} = {}_1 \tau_{ij} + {}_1 S_{ij} \quad (4.6)$$

burada

$${}_1 e_{ij} = \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (4.7)$$

$${}_1 \eta_{ij} = \frac{1}{2} (u_{k,i} u_{k,j}) \quad (4.8)$$

şeklindedir ve gerilme ile deformasyon tansörleri arasında aşağıdaki bağıntı

$${}_1 S_{ij} = {}_1 C_{ijrs} {}_1 \epsilon_{rs} \quad (4.9)$$

yazılabilir. Burada C tansörü, elastik malzeme tansörüdür. (4.5), (4.6) ve (4.9) bağıntıları (4.3) denkleminde yerine konulursa,

$$\int_1^2 C_{ijrs} {}_1 e_{rs} \delta_1^2 e_{ij}^1 dV + \int_1^2 \tau_{ij} \delta_1^2 \eta_{ij}^1 dV = {}^2R - {}_1 R \quad (4.10)$$

denge denklemini elde edilebilir. Burada

$${}_1 R = \int_1^2 \tau_{ij} \delta_1^2 e_{ij}^1 dV \quad (4.11)$$

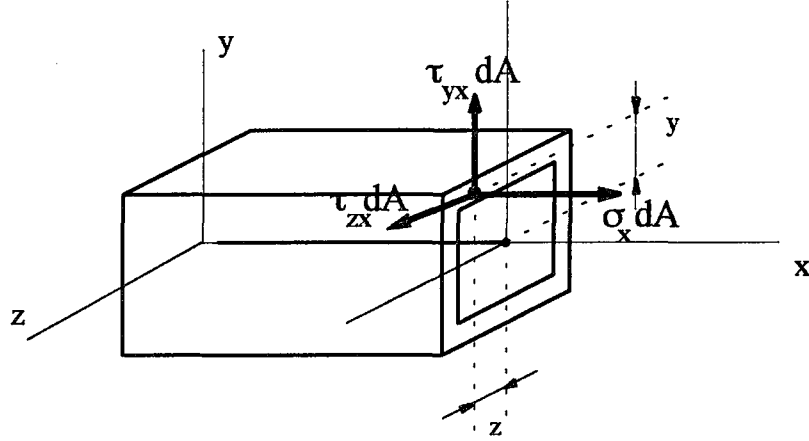
şeklindedir.

Şekil 4.2'de gösterildiği gibi üç boyutlu kiriş teorisindeki kabullere göre, yalnızca birbirinden bağımsız üç gerilme bileşeni ve deformasyon bileşeni vardır [24]. Bu sebeple gerilme ve deformasyon tansörleri aşağıdaki vektörlere indirgenebilir :

$$\{\tau\} = \{\sigma_x \quad \tau_{yx} \quad \tau_{zx}\} \quad (4.12)$$

$$\{e\} = \{e_{xx} \quad 2e_{yx} \quad 2e_{zx}\} \quad (4.13)$$

$$\{\eta\} = \{\eta_{xx} \quad 2\eta_{yx} \quad 2\eta_{zx}\} \quad (4.14)$$



Şekil 4.2 Üç Boyutlu Kiriş Kesitindeki Gerilme Bileşenleri

Malzeme matrisi aşağıdaki gibi ifade edilebilir [21] :

$$[C] = \begin{bmatrix} E & & \\ & G & \\ & & G \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

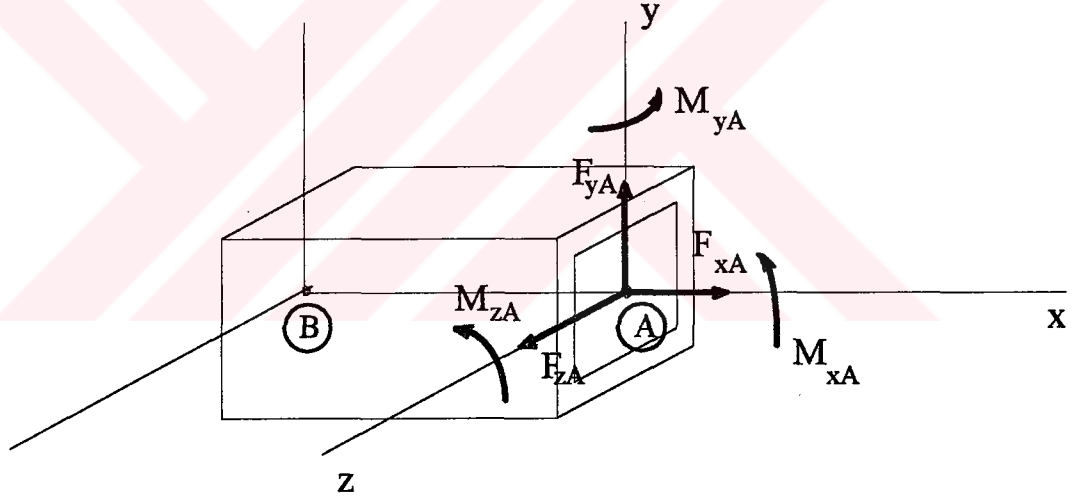
Burada E malzemenin elastisite modülünü, G kayma modülünü göstermektedir. (4.12) - (4.15) denklemlerini (4.10) denkleminde yerine koyulursa, bir üç boyutlu kiriş elemanı için virtüel iş denge denklemini;

$$\begin{aligned} & \int [E e_{xx} \delta e_{xx} + G e_{yx} \delta e_{yx} + G e_{zx} \delta e_{zx}] dV \\ & + \int [\sigma_x \delta \eta_{xx} + \tau_{yx} \delta \eta_{yx} + \tau_{zx} \delta \eta_{zx}] dV = {}^2R^{-1}R \end{aligned} \quad (4.16)$$

yazılabilir. (4.7) ve (4.8) ifadeleri (4.16) denkleminde yerine konulursa, virtüel iş denklemini aşağıdaki hale gelir :

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{2} \int \left[E \delta(u_{x,x}^2) + G \delta((u_{x,y} + u_{y,x})^2 + (u_{x,z} + u_{z,x})^2) \right] dV \\
& + \int \frac{\sigma_x}{2} \delta(u_{y,x}^2 + u_{z,x}^2) dV \\
& + \int \tau_{yx} \delta(u_{x,y} u_{x,x} + u_{z,y} u_{z,x}) dV \\
& + \int \tau_{zx} \delta(u_{x,z} u_{x,x} + u_{y,z} u_{y,x}) dV = {}^2R - {}^1R
\end{aligned} \tag{4.17}$$

Şekil 4.3'de A ve B düğüm noktalarına sahip bir uzay çerçeve elemanı ve bu elemanın A düğümündeki düğüm kuvvetleri gösterilmiştir. Basitlik için, yayılı yükler ihmal edilmiş ve sadece düğümlerdeki tekil yükler dikkate alınmıştır.



Şekil 4.3. Elemanın Bir Ucundaki Düğüm Kuvvetleri

Gerilme ve düğüm kuvvetleri bileşenleri arasındaki bağıntılar aşağıdaki şekildedir [21, 25] :

$$\begin{aligned}
F_x &= \int \sigma_x dA & F_y &= \int \tau_{yx} dA & F_z &= \int \tau_{zx} dA \\
M_x &= \int (\tau_{zx} y - \tau_{yx} z) dA & M_y &= \int \sigma_x z dA & M_z &= - \int \sigma_x y dA
\end{aligned} \tag{4.18}$$

Burada aşağıdaki kabuller yapılır [21, 25]:

- (a) Elemanın kesit alanı yükleme boyunca sabit kalmaktadır.
- (b) Kayma merkezi etrafındaki θ_x açısı makul mertebede küçüktür.
- (c) Malzeme elastik ve homojendir.

Bu kabullere göre, kesitin herhangi bir noktasının deplasman bileşenleri aşağıdaki şekilde ifade edilir :

$$\begin{aligned} u_x &= u_{xC} - zu'_{zC} - yu'_{yC} \\ u_y &= u_{yC} - z\theta'_{xC} \\ u_z &= u_{zC} + y\theta'_{xC} \end{aligned} \quad (4.19)$$

burada C , kesitin ağırlık merkezini göstermektedir.

(4.19) 'daki ifadeler (4.17) denkeminde yerine konulursa;

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} \int \left[E\delta(u'_x - zu''_{zC} - yu''_{yC}) + G\delta(z^2 + y^2)(\theta'_x)^2 \right] dV \\ & + \int \frac{\sigma_x}{2} \delta[(u'_y - z\theta'_x)^2 + (u'_z + y\theta'_x)^2] dV \\ & + \int \tau_{yx} \delta[-u'_y(u'_x - zu''_{zC} - yu''_{yC}) + (u'_z + y\theta'_x)\theta'_x] dV \\ & + \int \tau_{zx} \delta[-u'_z(u'_x - zu''_{zC} - yu''_{yC}) - (u'_y - z\theta'_x)\theta'_x] dV \\ & = \{\delta u\} (\{^2 f\} - \{^1 f\}) \end{aligned} \quad (4.20)$$

virtüel iş denklemi elde edilir. Burada $\{\delta u\}$ düğümlerdeki deplasmanların varyasyonunu, $\{^1 f\}$ ve $\{^2 f\}$ ise sırasıyla yükleme adımının başındaki ve sonundaki düğüm kuvvetleri vektörlerini göstermektedir.

(4.20) denkleminde ilk integral lineer (R_l), ondan sonraki integraller geometrik nonlineer (R_g) davranışları gösterir. Buna göre;

$$R_l + R_g = \{\delta u\} (\{^2 f\} - \{^1 f\}) \quad (4.21)$$

eşitliği yazılabilir.

4.3. Uzay Çerçeve Elemanı İçin Sonlu Eleman Formülasyonu

Şekil 4.3'de gösterildiği gibi düğüm deplasmanları

$$\{u\} = \{u_A \quad v_A \quad w_A \quad \theta_{xA} \quad \theta_{yA} \quad \theta_{zA} \quad u_B \quad v_B \quad w_B \quad \theta_{xB} \quad \theta_{yB} \quad \theta_{zB}\}^T \quad (4.22)$$

ve düğüm kuvvetleri

$$\{f\} = \{F_{xA} \quad F_{yA} \quad F_{zA} \quad M_{xA} \quad M_{yA} \quad M_{zA} \quad F_{xB} \quad F_{yB} \quad F_{zB} \quad M_{xB} \quad M_{yB} \quad M_{zB}\}^T \quad (4.23)$$

vektörleriyle tanımlanır.

Uzay çerçeve elemanında y ve z eksenleri kesitin asal eksenleri; x eksenine ise elemanın boyuna simetri eksenidir. Yukarıda virtüel iş prensibinden çıkarılan denge denklemlerinden istenen rijitlik matrislerini elde etmek için eleman fonksiyonlarını seçmek gereklidir. Bu amaçla eksenel deplasman u_x için lineer, diğer deplasmanlar için kübik fonksiyonlar seçilirse artımlı deplasmanlar aşağıdaki şekilde ifade edilebilir [38] :

$$\begin{aligned} u_x &= \langle f_1 \rangle \{ \bar{u}_x \} \\ u_y &= \langle f_3 \rangle \{ \bar{u}_y \} \\ u_z &= \langle f_3 \rangle \{ \bar{u}_z \} \\ \theta_x &= \langle f_3 \rangle \{ \bar{\theta}_x \} \end{aligned} \quad (4.24)$$

$n = x / l$ (l sonlu eleman uzunluğu) olduğunu göz önüne alarak eleman fonksiyonları;

$$\begin{aligned} \langle f_1 \rangle &= \langle (1-n), n \rangle \\ \langle f_3 \rangle &= \langle (1-3n^2+2n^3), (n+2n^2+n^3), (3n^2+2n^3), (n^3-n^2) \rangle \end{aligned} \quad (4.25)$$

gibi şekil fonksiyonlarından oluşur.

Elemanın A ve B ucundaki deplasman artımları ise aşağıdaki gibi ifade edilir :

$$\begin{aligned}
 \langle \bar{u}_x \rangle &= \langle u_{xA} \quad u_{xB} \rangle \\
 \langle \bar{u}_y \rangle &= \langle u_{yA} \quad l\theta_{zA} \quad u_{yB} \quad l\theta_{zB} \rangle \\
 \langle \bar{u}_z \rangle &= \langle u_{zA} \quad -l\theta_{yA} \quad u_{zB} \quad -l\theta_{yB} \rangle \\
 \langle \bar{\theta}_x \rangle &= \langle \theta_{xA} \quad l\theta'_{xA} \quad \theta_{xB} \quad l\theta'_{xB} \rangle
 \end{aligned} \tag{4.26}$$

4.3.1. Lineer Elastik Rijitlik Matrisi

(4.20) ve (4.21) ifadelerinden ;

$$R_1 = \frac{1}{2} \int [E\delta(u'_x - zu''_z - yu''_y) + G\delta(z^2 + y^2)(\theta'_x)^2] dV = \langle \delta u \rangle (\{^2 f\} - \{^1 f\}) \tag{4.27}$$

elde edilir.

Kesit genelleştirilmiş koordinatları ;

$$\begin{aligned}
 A &= \int dA & S_y &= \int y dA & S_z &= \int z dA \\
 I_y &= \int z^2 dA & I_z &= \int y^2 dA \\
 I_{yz} &= \int yz dA & J &= \int (y^2 + z^2) dA
 \end{aligned} \tag{4.28}$$

ifadeleriyle tanımlanır. Ortoganallik şartından dolayı,

$$S_y = S_z = I_{yz} = 0 \tag{4.29}$$

şeklinde yazılabilir.

(4.28) ve (4.29) bağıntıları dikkate alındığında, (4.27) denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir :

$$\frac{1}{2} \int_0^1 [EA\delta(u_x'^2) + EI_y\delta(u_z''^2) + EI_z\delta(u_y''^2) + GJ\delta(\theta_x'^2)] dx = \langle \delta u \rangle (\{^2f\} - \{^1f\}) \quad (4.30)$$

(4.24)-(4.26) ifadeleri, (4.30) denkleminde yerine koyulduğunda aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\begin{aligned} & \langle \delta u_x \rangle \int_0^1 \frac{EA}{1} \{f_1'\} \langle f_1' \rangle dn \{u_x\} + \langle \delta u_y \rangle \int_0^1 \frac{EI_z}{1^3} \{f_3''\} \langle f_3'' \rangle dn \{u_y\} \\ & + \langle \delta u_z \rangle \int_0^1 \frac{EI_y}{1^3} \{f_3''\} \langle f_3'' \rangle dn \{u_z\} + \langle \delta \theta_x \rangle \int_0^1 \frac{GJ}{1} \{f_3'\} \langle f_3' \rangle dn \{\theta_x\} \\ & = \langle \delta u_x \rangle (\{^2F_x\} - \{^1F_x\}) + \langle \delta u_y \rangle (\{^2F_y\} - \{^1F_y\}) \\ & + \langle \delta u_z \rangle (\{^2F_z\} - \{^1F_z\}) + \langle \delta \theta_x \rangle (\{^2M_x\} - \{^1M_x\}) \end{aligned} \quad (4.31)$$

(4.31) denkleminin sağ tarafındaki virtüel deplasmanlar vektörü, (4.26)'da verilen düğüm deplasmanlarının basit varyasyonlarıdır. Kuvvet vektörleri ise birinci (i=1) ve ikinci (i=2) durumlar için

$$\langle ^iF_x \rangle = \langle ^iF_{xA} \quad ^iF_{xB} \rangle \quad \langle ^iF_y \rangle = \left\langle ^iF_{yA} \quad \frac{^iM_{zA}}{1} \quad ^iF_{yB} \quad \frac{^iM_{zB}}{1} \right\rangle \quad (4.32)$$

$$\langle ^iF_z \rangle = \left\langle ^iF_{zA} \quad \frac{-^iM_{yA}}{1} \quad ^iF_{zB} \quad \frac{-^iM_{yB}}{1} \right\rangle \quad \langle ^iM_x \rangle = \langle ^iM_{xA} \quad ^iM_{xB} \rangle$$

olur.

Virtüel deplasmanların keyfi özelliğini kabul ederek, denge denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{EA}{1} \int_0^1 \{f_1'\} \langle f_1' \rangle dn \{u_x\} = \left\langle {}^2F_{xA} \quad {}^2F_{xB} \right\rangle^T - \left\langle {}^1F_{xA} \quad {}^1F_{xB} \right\rangle^T \quad (4.33a)$$

$$\frac{EI_y}{1^3} \int_0^1 \{f_3''\} \langle f_3'' \rangle dn \{u_y\} = \left\langle {}^2F_{yA} \frac{{}^2M_{zA}}{1} \quad {}^2F_{yB} \frac{{}^2M_{zB}}{1} \right\rangle^T - \left\langle {}^1F_{yA} \frac{{}^1M_{zA}}{1} \quad {}^1F_{yB} \frac{{}^1M_{zB}}{1} \right\rangle^T \quad (4.33b)$$

$$\frac{EI_z}{1^3} \int_0^1 \{f_3''\} \langle f_3'' \rangle dn \{u_z\} = \left\langle {}^2F_{zA} \frac{{}^2M_{yA}}{1} \quad {}^2F_{zB} \frac{{}^2M_{yB}}{1} \right\rangle^T - \left\langle {}^1F_{zA} \frac{{}^1M_{yA}}{1} \quad {}^1F_{zB} \frac{{}^1M_{yB}}{1} \right\rangle^T \quad (4.33c)$$

$$\frac{GJ}{1} \int_0^1 \{f_3'\} \langle f_3' \rangle dn \{\theta_x\} = \left\langle {}^2M_{xA} \quad {}^2M_{xB} \right\rangle^T - \left\langle {}^1M_{xA} \quad {}^1M_{xB} \right\rangle^T \quad (4.33d)$$

(4.33) denklemlerindeki ifadelerin integrasyonundan, ince cidarlı çerçeve elemanların lineer davranışının denge denklemi aşağıdaki şekilde matris formunda yazılabilir :

$$[k_e] \{u\} = \{^2f\} - \{^1f\} \quad (4.34)$$

burada $[k_e]$ lineer elastik rijitlik matrisini göstermekte olup (4.33) denklemlerinden aşağıdaki şekilde elde edilir:

Tablo 4.1. Linear Elastik Rijitlik Matrisi

$\frac{EA}{I}$	0	0	0	0	0	$-\frac{EA}{I}$	0	0	0	0	0	0
$12 \frac{EI_z}{I^3}$	$\frac{EI_z}{I^3}$	0	0	0	$\frac{EI_z}{6 I^3}$	0	$-12 \frac{EI_z}{I^3}$	0	0	0	0	$\frac{EI_z}{6 I^2}$
	$12 \frac{EI_y}{I^3}$	$\frac{EI_y}{I^2}$	0	$-6 \frac{EI_y}{I^2}$	0	0	0	$-12 \frac{EI_y}{I^3}$	0	$\frac{EI_y}{I^2}$	0	0
		$\frac{6 GJ}{5 I}$	0	0	0	0	0	0	$-\frac{6 GJ}{5 I}$	0	0	0
			$\frac{EI_y}{4 I}$	0	0	0	0	$\frac{EI_y}{6 I^2}$	0	$\frac{EI_y}{2 I}$	0	0
					$\frac{EI_z}{4 I}$	0	$-6 \frac{EI_z}{I^2}$	0	0	0	$\frac{EI_z}{2 I}$	0
						$\frac{EA}{I}$	0	0	0	0	0	0
							$12 \frac{EI_z}{I^3}$	0	0	0	$\frac{EI_y}{I^2}$	0
								$12 \frac{EI_y}{I^3}$	0	$\frac{EI_y}{6 I^2}$	0	0
									$\frac{6 GJ}{5 I}$	0	0	0
										$\frac{EI_y}{4 I}$	0	0
											$\frac{EI_z}{4 I}$	0

4.3.2. Geometrik Rijitlik Matrisi

(4.20) ve (4.21) denklemlerinden nonlinear geometrik davranış ifadesi R_g ;

$$\begin{aligned}
 R_g &= \int \frac{\sigma_x}{2} \delta \left[(u'_y - z\theta'_x)^2 + (u'_z + y\theta'_x)^2 \right] dV \\
 &+ \int \tau_{yx} \delta \left[-u'_y (u'_x - zu''_z - yu''_y) + (u'_z + y\theta'_x) \theta'_x \right] dV \\
 &+ \int \tau_{zx} \delta \left[-u'_z (u'_x - zu''_z - yu''_y) - (u'_y - z\theta'_x) \theta'_x \right] dV \\
 &= \{\delta u\} (\{^2 f\} - \{^1 f\})
 \end{aligned} \tag{4.35}$$

elde edilir. (4.18)'deki ifadeler dikkate alındığında bu denklem;

$$\begin{aligned}
 &\int_0^1 \frac{F_x}{2} \delta (u_y'^2 + u_z''^2) dx + \frac{1}{2} \int_0^1 \bar{K} \delta (\theta_x'^2) dx \\
 &+ \int_0^1 F_y \delta (u_z' \theta_x) dx - \int_0^1 M_z \delta (u_z' \theta_x') dx \\
 &- \int_0^1 F_z \delta (u_y' \theta_x) dx - \int_0^1 M_y \delta (u_y' \theta_x') dx - \int_0^1 [F_y \delta (u_y' u_x') + F_z \delta (u_z' u_x')] dx \\
 &- \int_0^1 (1 - \alpha) M_x \delta (u_y' u_z'') dx + \int_0^1 \alpha M_x \delta (u_z' u_y'') dx = \langle \delta u \rangle (\{^2 f\} - \{^1 f\})
 \end{aligned} \tag{4.36}$$

şeklini alır; burada $\bar{K}$: bir katsayıdır ve

$$\bar{K} = \frac{F_x I_p}{A} \quad (I_p = I_y + I_z) \tag{4.37}$$

ifadesiyle ; α parametresi ise

$$\alpha = \int \frac{\tau_{zx} y dA}{M_x} = 1 - \int \frac{(-\tau_{yx} z) dA}{M_x} \tag{4.38}$$

ifadesiyle tanımlanır ve α parametresi ince cidarlı ve simetrik kiriş elemanları için 1/2 alınabilir [21].

C_1 durumunda elemanın x kesitinde gerilme bileşenleri, eleman düğümlerindeki bileşenler cinsinden ifade edilebilir :

$$F_x = F_{xB} \quad F_y = \frac{-(M_{zA} + M_{zB})}{l} \quad F_z = \frac{(M_{yA} + M_{yB})}{l} \quad (4.39)$$

$$M_x = M_{xB} \quad M_y = -M_{yA}(1-n) + M_{yB}n \quad M_z = -M_{zA}(1-n) + M_{zB}n$$

(4.35) denklemi, (4.24) ve (4.39) bağıntıları kullanıldığında aşağıdaki şekli alır :

$$\begin{aligned} & \langle \delta u_x \rangle \left[\frac{(M_{zA} + M_{zB})}{l^2} \{f'_1\} \langle f'_3 \rangle dn \{u_y\} - \int_0^1 \frac{(M_{yA} + M_{yB})}{l^2} \{f'_1\} \langle f'_3 \rangle dn \{u_z\} \right] \\ & + \langle \delta u_y \rangle \left[\int_0^1 \frac{(M_{zA} + M_{zB})}{l^2} \{f'_3\} \langle f'_1 \rangle dn \{u_x\} + \int_0^1 \frac{F_{xB}}{l} \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \{u_y\} \right. \\ & \quad - \int_0^1 \frac{M_{xB}}{2l^2} (\{f'_3\} \langle f'_3 \rangle - \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle) dn \{u_z\} \\ & \quad - \int_0^1 \frac{(M_{yA} + M_{yB})}{l} \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \{\theta_x\} + \int_0^1 \frac{M_{yA}}{l} (1-n) \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \{\theta_x\} \\ & \quad \left. - \int_0^1 \frac{M_{yB}}{l} n \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \{\theta_x\} \right] \\ & + \langle \delta u_z \rangle \left[- \int_0^1 \frac{(M_{yA} + M_{yB})}{l^2} \{f'_3\} \langle f'_1 \rangle dn \{u_x\} - \int_0^1 \frac{M_{xB}}{2l^2} (\{f'_3\} \langle f'_3 \rangle - \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle) dn \{u_y\} \right. \\ & \quad + \int_0^1 \frac{F_{xB}}{l} \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \{u_z\} - \int_0^1 \frac{(M_{zA} + M_{zB})}{l} \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \{\theta_x\} \\ & \quad \left. + \int_0^1 \frac{M_{zA}}{l} (1-n) \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \{\theta_x\} - \int_0^1 \frac{M_{zB}}{l} n \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \{\theta_x\} \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \langle \delta \theta_x \rangle \left[\int_0^1 F_{xB} \frac{I_p}{Al} \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \{ \theta_x \} \right. \\
& \quad - \int_0^1 \frac{(M_{yA} + M_{yB})}{1} \{f_3\} \langle f'_3 \rangle dn \{u_y\} - \int_0^1 \frac{(M_{zA} + M_{zB})}{1} \{f_3\} \langle f'_3 \rangle dn \{u_z\} \\
& \quad + \left(\int_0^1 \frac{M_{yA}}{1} (1-n) \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn - \int_0^1 \frac{M_{yB}}{1} n \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \right) \{u_y\} \\
& \quad \left. + \left(\int_0^1 \frac{M_{zA}}{1} (1-n) \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn - \int_0^1 \frac{M_{zB}}{1} n \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \right) \{u_z\} \right] \\
& = \langle \delta u_x \rangle (\{^2F_x\} - \{^1F_x\}) + \langle \delta u_y \rangle (\{^2F_y\} - \{^1F_y\}) \\
& \quad + \langle \delta u_z \rangle (\{^2F_z\} - \{^1F_z\}) + \langle \delta \theta_x \rangle (\{^2M_x\} - \{^1M_x\}) \tag{4.40}
\end{aligned}$$

(4.32) bağıntıları ve virtüel deplasmanların keyfi özelliği kabulü ile, çerçeve elemanların geometrik davranışının denge denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir :

$$\begin{aligned}
& \frac{(M_{zA} + M_{zB})}{I^2} \int_0^1 \{f'_1\} \langle f'_3 \rangle dn \{u_y\} - \frac{(M_{yA} + M_{yB})}{I^2} \int_0^1 \{f'_1\} \langle f'_3 \rangle dn \{u_z\} \\
& = \left\langle \begin{matrix} ^2F_{xA} & ^2F_{xB} \end{matrix} \right\rangle^T - \left\langle \begin{matrix} ^1F_{xA} & ^1F_{xB} \end{matrix} \right\rangle^T \tag{4.41a}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{F_{xB}}{1} \int_0^1 \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \{u_y\} - \frac{M_{xB}}{2I^2} \left(\int_0^1 \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn - \int_0^1 \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \right) \{u_z\} \\
& + \frac{M_{yA}}{1} \left(- \int_0^1 \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn + \int_0^1 \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn - \int_0^1 n \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \right) \{ \theta_x \} \\
& + \frac{M_{yB}}{1} \left(- \int_0^1 \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn - \int_0^1 n \{f'_3\} \langle f'_3 \rangle dn \right) \{ \theta_x \} \\
& = \left\langle \begin{matrix} ^2F_{yA} & \frac{2M_{zA}}{1} & ^2F_{yB} & \frac{2M_{zB}}{1} \end{matrix} \right\rangle^T - \left\langle \begin{matrix} ^1F_{yA} & \frac{1M_{zA}}{1} & ^1F_{yB} & \frac{1M_{zB}}{1} \end{matrix} \right\rangle^T \tag{4.41b}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{(M_{yA} + M_{yB})}{I^2} \int_0^1 \{f_3'\} \langle f_1' \rangle dn \{u_x\} \\
& + \frac{F_{xB}}{1} \int_0^1 \{f_3'\} \langle f_3' \rangle dn \{u_z\} - \frac{M_{xB}}{2I^2} \left(\int_0^1 \{f_3''\} \langle f_3' \rangle dn - \int_0^1 \{f_3'\} \langle f_3'' \rangle dn \right) \{u_y\} \\
& + \frac{M_{zA}}{1} \left(-\int_0^1 \{f_3'\} \langle f_3 \rangle dn + \int_0^1 \{f_3'\} \langle f_3' \rangle dn - \int_0^1 n \{f_3'\} \langle f_3' \rangle dn \right) \{\theta_x\} \\
& + \frac{M_{zB}}{1} \left(-\int_0^1 \{f_3'\} \langle f_3 \rangle dn - \int_0^1 n \{f_3'\} \langle f_3' \rangle dn \right) \{\theta_x\} \\
& = \left\langle {}^2F_{zA} \frac{{}^{-2}M_{yA}}{1} {}^2F_{zB} \frac{{}^{-2}M_{yB}}{1} \right\rangle^T - \left\langle {}^1F_{zA} \frac{{}^{-1}M_{yA}}{1} {}^1F_{zB} \frac{{}^{-1}M_{yB}}{1} \right\rangle^T \quad (4.41c)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& F_{xB} \frac{I_p}{Al} \int_0^1 \{f_3'\} \langle f_3' \rangle dn \{\theta_x\} \\
& + \frac{M_{yA}}{1} \left(-\int_0^1 \{f_3\} \langle f_3' \rangle dn + \int_0^1 \{f_3'\} \langle f_3' \rangle dn - \int_0^1 n \{f_3'\} \langle f_3' \rangle dn \right) \{u_y\} \\
& + \frac{M_{yB}}{1} \left(-\int_0^1 \{f_3\} \langle f_3' \rangle dn - \int_0^1 n \{f_3'\} \langle f_3' \rangle dn \right) \{u_y\} \\
& + \frac{M_{zA}}{1} \left(-\int_0^1 \{f_3\} \langle f_3' \rangle dn + \int_0^1 \{f_3'\} \langle f_3' \rangle dn - \int_0^1 n \{f_3'\} \langle f_3' \rangle dn \right) \{u_z\} \\
& + \frac{M_{zB}}{1} \left(-\int_0^1 \{f_3\} \langle f_3' \rangle dn - \int_0^1 n \{f_3'\} \langle f_3' \rangle dn \right) \{u_z\} \\
& = \left\langle {}^2M_{xA} {}^2M_{xB} \right\rangle^T - \left\langle {}^1M_{xA} {}^1M_{xB} \right\rangle^T \quad (4.41d)
\end{aligned}$$

İnce cidarlı uzay çerçeve elemanların yalnızca geometrik davranışının denge denklemleri aşağıdaki şekilde matris formunda yazılabilir:

$$[k_g] \{u\} = \{{}^2f\} - \{{}^1f\} \quad (4.42)$$

burada $[k_g]$ geometrik rijitlik matrisini göstermekte olup (4.41) denklemlerinin integrasyonundan aşağıdaki gibi elde edilir :

Tablo 4.2. Geometrik Rijitlik Matrisi

[illegible]

4.3.3. Tanjant Elastik Rijitlik Matrisi

Geometrik bakımından nonlineer davranış gösteren bir uzay çerçeve elemanının sonlu eleman denklemini aşağıdaki gibi yazılabilir :

$$[K^t] \{du^e\} = \{df\} \quad (4.43)$$

burada $[K^t] = [k_e] + [k_g]$ tanjant elastik rijitlik matrisidir. $[k_e]$, elastik rijitlik matrisi olup Tablo 4.1'de, $[k_g]$ ise geometrik rijitlik matrisidir ve bu matris de Tablo 4.2'de tanımlanmıştır. $\{du^e\}$ artımlı deplasman vektörünü, $\{df\}$ yükleme adımının başlangıcı ile bitişi arasındaki eleman düğüm kuvvetleri artımını göstermektedir.

BÖLÜM 5. PLASTİK DÜĞÜM YÖNTEMİ

5.1. Giriş

Uzay çerçeve sisteminin elasto-plastik analizi için çeşitli hesap yöntemleri kullanılır [18, 19, 27, 28, 30, 31, 33, 36-43]. Klasik sonlu eleman yöntemiyle elasto-plastik analizde rijitlik matrislerinin elde edilmesi oldukça karmaşık integrasyon işlemleri içerir [18]. Ayrıca her yükleme adımında fazla sayıdaki iterasyon işlemi bilgisayardaki işlem zamanını da oldukça artırır. Bu çalışmada, uzay çerçeve sisteminin elasto-plastik analizi için sonlu eleman yöntemine dayalı bir yöntem olan Plastik Düğüm Yöntemi kullanıldı [40-43]. Rijitlik matrislerinin basit bir matris çarpımı ile elde edilmesi plastik düğüm yönteminin önemli avantajlarından birisidir. Diğer bir önemli özellik, her yükleme adımında rijitlik matrisi plastikleşen düğümleri de dikkate alarak hesaplandığından, fazla sayıda iterasyon işlemine gerek kalmamaktadır. Elde edilen sonuçların deney sonuçlarıyla uyumlu olması yöntemin tercih edilmesinin diğer bir nedenidir.

5.2. Plastik Düğüm Yöntemi Teorisi

5.2.1. Varsayılan Şartlar

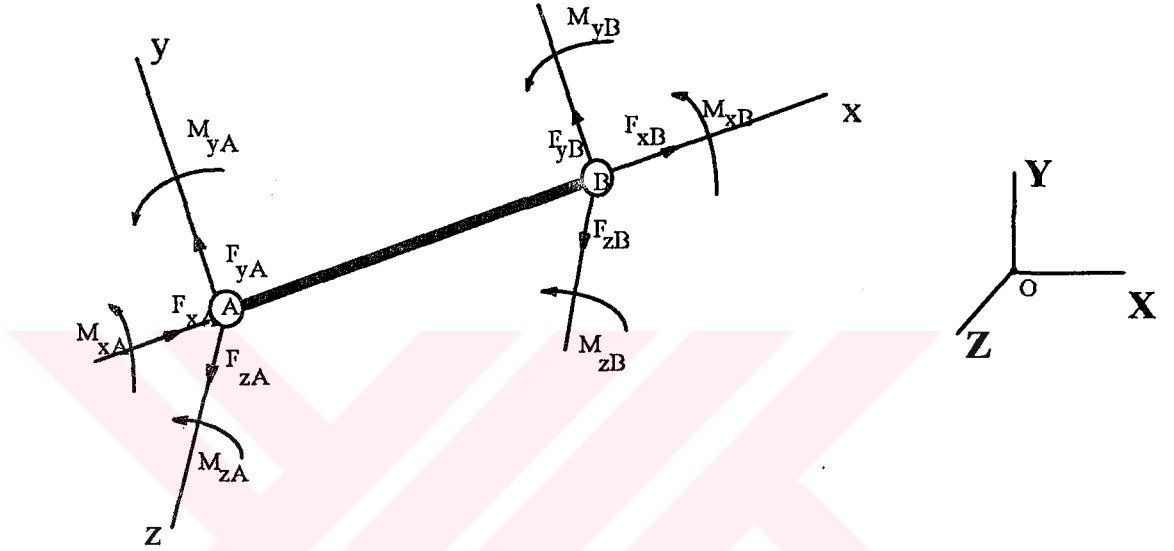
Plastik düğüm yöntemi, sonlu eleman yöntemiyle plastik deformasyonları hesaplamak için, Japon Uedo ve çalışma arkadaşları tarafından geliştirilmiş yeni bir yöntemdir [40, 41]. Bu çalışmada, plastik düğüm yöntemi teorisi uzay çerçeve sistemlerine uygulanırken aşağıdaki şartlar varsayılmıştır :

- a) Elemanın elastik davranışı bilinen sonlu eleman yöntemi ile analiz edilir.
- b) Plastik deformasyonun düğüm noktalarında yoğunlaştığı ve elemanın iç kısmının daima elastik kaldığı varsayılır.
- c) Düğüm kuvvetlerinin fonksiyonu olarak ifade edilen plastisite şartı bir plastik potansiyel gibi dikkate alınarak ve plastik potansiyel teorisi uygulanarak, bir elemanın plastik davranışının analizi formüle edilir.

d) Malzeme elastik-mükemmel plastik kabul edilmiştir ve yalnız statik problemler dikkate alınmıştır.

5.2.2. Uzay Çerçeve Elemanı

Düğüm noktaları A ve B olan bir uzay çerçeve elemanı Şekil 5.1'de gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Düğüm Kuvvetleri, Yerel ve Genel Koordinat Eksenleri

Bu elemanın en genel halde düğüm deplasmanları $\{u\}$ ve düğüm kuvvetleri $\{f\}$ vektörleri (4.22) ve (4.23)'te ifade edildi.

Uzay çerçeve elemanının elastik deplasmanları için sonlu eleman denklemi 4. bölümde (4.43) denklemiyle verildi.

5.2.3. Plastisite Şartı

Plastik düğüm yöntemi teorisinde plastisite şartı, diğer deyişle plastik akma denklemi, düğüm noktalarında düğüm kuvvetlerinin fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilir :

$$\begin{aligned} T_A &= T_A(\{f_A\}) = 0 \\ T_B &= T_B(\{f_B\}) = 0 \end{aligned} \quad (5.1)$$

$$\text{burada } \{f_A\} = \{F_{xA} \quad F_{yA} \quad F_{zA} \quad M_{xA} \quad M_{yA} \quad M_{zA}\}^T$$

$$\{f_B\} = \{F_{xB} \quad F_{yB} \quad F_{zB} \quad M_{xB} \quad M_{yB} \quad M_{zB}\}^T \text{ dir.}$$

Bu çalışmada, hem çelikler için oldukça iyi sonuçlar veren Orbison ve arkadaşlarının geliştirdiği plastisite şartı ve hem de elasto-plastik analizde yaygın olarak kullanılan klasik plastisite şartı kullanıldı.

Orbison Denklemi : Orbison ve arkadaşlarının geliştirdiği bu akma yüzeyi denkleminde hafif ve orta ağırlıktaki çelikler gözönüne alınmıştır [45]:

$$1.15p^2 + m_z^2 + m_y^4 + 3.67p^2m_z^2 + 3p^6m_y^2 + 4.65m_z^4m_y^2 = 1 \quad (5.2)$$

burada $p = F_x / N_p$, $m_y = M_y / M_{py}$, $m_z = M_z / M_{pz}$ dir. N_p , plastik akma durumunda aksenal kuvveti; M_{py} ve M_{pz} plastik akma durumunda eğilme momentlerini ifade etmektedir.

Klasik Plastisite Şartı : Bu plastisite şartında kesme kuvvetlerinin etkisi ihmal edilerek aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır [53] :

$$p^2 + m_x^2 + m_y^2 + m_z^2 = 1 \quad (5.3)$$

burada $m_x = M_x / M_{px}$ dir. M_{px} plastik akma durumunda burulma momentini göstermektedir. Diğer p , m_y ve m_z terimleri Orbison denklemindeki gibidir.

5.2.4. Plastik Düğüm Deplasmanı

Bir düğüm noktasında plastisite şartı sağlandığında, bu düğüm noktası bir plastik mafsalsal olarak kabul edilir. Gerçekte plastisite şartı bir plastik potansiyel fonksiyonudur ve plastik akış teorisine göre bu fonksiyon kullanılarak, A düğüm noktasının plastik deplasman artırımları aşağıdaki şekilde hesaplanabilir [54] :

$$\{du^p\} = d\lambda_A \left\{ \frac{\partial T_A}{\partial f} \right\} \quad (5.4)$$

yani

$$\begin{Bmatrix} du_A^p \\ dv_A^p \\ dw_A^p \\ d\theta_{xA}^p \\ d\theta_{yA}^p \\ d\theta_{zA}^p \\ du_B^p \\ dv_B^p \\ dw_B^p \\ d\theta_{xB}^p \\ d\theta_{yB}^p \\ d\theta_{zB}^p \end{Bmatrix} = d\lambda_A \begin{Bmatrix} \partial T_A / \partial F_{xA} \\ \partial T_A / \partial F_{yA} \\ \partial T_A / \partial F_{zA} \\ \partial T_A / \partial M_{xA} \\ \partial T_A / \partial M_{yA} \\ \partial T_A / \partial M_{zA} \\ \partial T_A / \partial F_{xB} \\ \partial T_A / \partial F_{yB} \\ \partial T_A / \partial F_{zB} \\ \partial T_A / \partial M_{xB} \\ \partial T_A / \partial M_{yB} \\ \partial T_A / \partial M_{zB} \end{Bmatrix} = d\lambda_A \begin{Bmatrix} \partial T_A / \partial F_{xA} \\ \partial T_A / \partial F_{yA} \\ \partial T_A / \partial F_{zA} \\ \partial T_A / \partial M_{xA} \\ \partial T_A / \partial M_{yA} \\ \partial T_A / \partial M_{zA} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.5)$$

burada $d\lambda_A$, plastik düğüm deplasmanının büyüklüğünü gösteren pozitif bir katsayıdır. Benzer olarak, B düğüm noktasının akması, aşağıdaki plastik deplasman artımları ile ifade edilir :

$$\{du^p\} = d\lambda_B \left\{ \frac{\partial T_B}{\partial f} \right\} = d\lambda_B \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \partial T_B / \partial F_{xB} \\ \partial T_B / \partial F_{yB} \\ \partial T_B / \partial F_{zB} \\ \partial T_B / \partial M_{xB} \\ \partial T_B / \partial M_{yB} \\ \partial T_B / \partial M_{zB} \end{Bmatrix} \quad (5.6)$$

Eğer uzay çerçeve elemanının her iki düğüm noktasında plastik akma olursa, deplasman artımları aşağıdaki gibi ifade edilir :

$$\{du^p\} = d\lambda_A \left\{ \frac{\partial T_A}{\partial f} \right\} + d\lambda_B \left\{ \frac{\partial T_B}{\partial f} \right\} = d\lambda_A \begin{Bmatrix} \partial T_A / \partial F_{xA} \\ \partial T_A / \partial F_{yA} \\ \partial T_A / \partial F_{zA} \\ \partial T_A / \partial M_{xA} \\ \partial T_A / \partial M_{yA} \\ \partial T_A / \partial M_{zA} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + d\lambda_B \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \partial T_B / \partial F_{xB} \\ \partial T_B / \partial F_{yB} \\ \partial T_B / \partial F_{zB} \\ \partial T_B / \partial M_{xB} \\ \partial T_B / \partial M_{yB} \\ \partial T_B / \partial M_{zB} \end{Bmatrix} \quad (5.7)$$

Aşağıdaki tanımlamalar yapılırsa;

$$\begin{aligned} \{\phi_A\} &= \left\{ \frac{\partial T_A}{\partial f} \right\} & \{\phi_B\} &= \left\{ \frac{\partial T_B}{\partial f} \right\} \\ [\Phi] &= [\{\phi_A\} \quad \{\phi_B\}] & \{d\lambda\} &= [d\lambda_A \quad d\lambda_B]^T \end{aligned}$$

(5.7) denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir :

$$\{du^p\} = [\Phi] \{d\lambda\} \quad (5.8)$$

Yalnızca bir düğüm noktasında plastik akma varsa;

$$[\Phi] = \{\phi_A\} \quad \text{veya} \quad \{\phi_B\} \quad (5.9)$$

$$\{d\lambda\} = d\lambda_A \quad \text{veya} \quad d\lambda_B \quad (5.10)$$

(5.1)'de verilen plastik akma denkleminde $\{\phi_A\}$ ve $\{\phi_B\}$ vektörleri türev olarak elde edilir.

5.2.5. Elasto-plastik Rijitlik Matrisi

Plastik düğüm noktalarına sahip elemanların düğüm deplasman artımları elastik ve plastik bileşenlerin toplamı olarak hesaplanır :

$$\{du\} = \{du^e\} + \{du^p\} \quad (5.11)$$

Elasto-mükemmel plastik malzemede, yükleme altındaki A plastik düğüm noktasında, plastik uygunluk şartı aşağıdaki gibi ifade edilir :

$$\{dT_A\} = \{\phi_A\}^T \{df\} = 0 \quad (5.12)$$

Benzer ifade B düğüm noktası için de yazılabilir. Buna göre plastik uygunluk şartı genel olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir :

$$[\Phi]^T \{df\} = 0 \quad (5.13)$$

(5.8) ve (5.11) bağıntıları , (4.43) denkleminde yerine konulursa,

$$\{df\} = [K^t](\{du\} - [\Phi]\{d\lambda\}) \quad (5.14)$$

elde edilir.

(5.14) denklemini, (5.13) 'te yerine koyarak,

$$[\Phi]^T [K^t](\{du\} - [\Phi]\{d\lambda\}) = \{0\} \quad (5.15)$$

bulunur, veya.

$$[\Phi]^T [K^t] [\Phi] \{d\lambda\} = [\Phi]^T [K^t] \{du\} \quad (5.16)$$

yazılabilir.

Buradan $\{d\lambda\}$, $\{du\}$ 'nun bir fonksiyonu olarak ifade edilebilir :

$$\{d\lambda\} = ([\Phi]^T [K^t] [\Phi])^{-1} [\Phi]^T [K^t] \{du\} \quad (5.17)$$

(5.17) bağıntısı, (5.14)'te yerine konulursa, elasto-plastik rijitlik denkleminin ifadesi aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\{df\} = [K^p] \{du\} \quad (5.18)$$

burada $[K^p]$ elasto-plastik rijitlik matrisidir. Bu matris te tanjant elastik rijitlik matrisi gibi simetrik bir matris olup aşağıdaki gibi ifade edilir .:

$$[K^p] = [K^t] - [K^t] [\Phi] ([\Phi]^T [K^t] [\Phi])^{-1} [\Phi]^T [K^t] \quad (5.19)$$

Eğer yalnız A düğüm noktası plastikleşirse, (5.17) bağıntısı aşağıdaki gibi ifade edilir :

$$d\lambda_A = (\{\phi_A\}^T [K^t] \{\phi_A\})^{-1} \{\phi_i\}^T [K^t] \{du\} \quad (5.20)$$

burada $\{\phi_A\}^T [K^t] \{\phi_A\}$ çarpımı skaler bir büyüklüktür ve bu nedenle;

$$d\lambda_A = \frac{\{\phi_A\}^T [K^t] \{du\}}{\{\phi_A\}^T [K^t] \{\phi_i\}} \quad (5.21)$$

yazılabilir. (5.21) ifadesi (5.14) bağıntısında yerine konulursa;

$$[K^p] = [K^t] - \frac{[K^t] \{\phi_A\} \{\phi_A\}^T [K^t]}{\{\phi_A\}^T [K^t] \{\phi_A\}} \quad (5.22)$$

ifadesi elde edilir.

Görüldüğü gibi, elasto-plastik rijitlik matrisi basit bir matris çarpımı ile elde edilmektedir ve klasik sonlu elemanlardaki gibi integrasyon işlemine gerek kalmamaktadır. Ayrıca her adımda rijitlik matrisi, düğümlerin elastik veya plastik olma durumları gözönüne alınarak yeniden oluşturulduğundan artık kuvvet vektörü sıfıra çabuk yaklaşmakta ve fazla sayıda iterasyon işlemine de gerek olmamaktadır.

5.2.6. Boşaltma Uygulamasında Elasto-plastik Rijitlik Matrisi

Yukarıda anlatılan elasto-plastik rijitlik matrisi yalnız yükleme analizinde uygulanır. Bazı uygulamalarda belli bir yük seviyesine kadar adımlı yükleme yapıp, tekrar bu yük seviyesinden başlangıç yük seviyesine doğru yükün adım adım azaltılması (yani boşaltma işlemi) gerekebilir. Malzemenin elastik-mükemmel plastik varsayımı gözönüne alındığında, boşaltma işlemi sırasında elasto-plastik rijitlik matrisi elastik rijitlik matrisine eşit olacaktır :

$$[K^p]_{\text{boşaltma}} = [K^t] \quad (5.23)$$

BÖLÜM 6. GÜVENLİK KABİNLERİ İÇİN GELİŞTİRİLEN BİR ANALİZ MODELİ VE BİLGİSAYAR PROGRAMI

6.1. Güvenlik Kabinleri İçin Geliştirilen Analiz Modeli

Traktör güvenlik kabinleri, traktörün eğimli arazilerde yana yuvarlanması ve çalışma şartlarında yana veya arkaya devrilmesi hallerinde traktör sürücüsünü korumalıdır. Güvenlik kabinlerinin bu özelliği vazgeçilmez olduğundan, kabini bu yönde kontrol etmek için uluslararası ve ulusal düzeyde deneme standartları geliştirilmiştir. Bu nedenle traktör güvenlik kabinleri için geliştirilecek bir analiz modeli, yoğun çalışmalar sonucu ortaya çıkmış deneme standartlarına paralel olarak, güvenlik kabinlerinin sürücüyü koruma özelliklerini hesaplama ve kontrol etme imkanını verebilmelidir.

Bu çalışmada, güvenlik kabinlerinin sürücüyü koruma özellikleri iki aşamada analiz edilir.

Birinci aşamada, kabinin geometrik ölçüleri, eğimli arazilerde traktör-kabin sisteminin yana sürekli yuvarlanmasına mani olup olamayacağı bakımından kontrol edilir.

İkinci aşamada, kabinin mukavemeti, traktör-kabin sisteminin devrilmesi halinde standartlarda tanımlanan sürücü güvenlik bölgesinde tehlikeli olabilecek deformasyonların olup olmadığı yönünden incelenir.

Birinci aşamada 3. bölümde belirtildiği gibi, Schwanghart'ın çalışmalarından ve Bekker'in basınç-batma bağıntısından yararlanılmıştır. Traktör-kabin sistemi eğimli arazide 90 derece dönerek yana yattığı zaman ortaya çıkan potansiyel enerjinin bir kısmı toprakta absorbe edilir, diğer kısmı traktör ağırlık merkezinde kinetik enerjiye döner. Kinetik enerjinin mertebesi yeterli ise traktör ağırlık merkezinde ortaya çıkan açısal hızla traktör-kabin sistemi 90 derecelik bir takla daha atar ve olay böylece devam eder.

Traktörün kütlesi ve parametreleri ile kabinin genişliği ve yüksekliği traktör-kabin sisteminin sürekli yuvarlanma şartlarını etkiler. Yapılan analizde belli bir traktör için dizayn edilecek kabinin sürekli yana yuvarlanmasını önleyecek genişlik ve yüksekliği tesbit edilebilir. Yapılmış kabinlerde de kabin genişliği ve yüksekliği kontrol edilebilir.

İkinci aşamada; güvenlik kabininin mukavemet hesabı genel anlamda ince cidarlı kirişlerden oluşan bir uzay çerçeve sisteminin gerek geometrik gerekse malzeme bakımından nonlinear analizine dayanır.

Nonlinear geometrik analizde özellikle Yang'ın [20-22], Conci'nin [23-25] ve Bathe'nin [29] çalışmaları dikkate alındı. İnce cidarlı kirişler teorisi kullanılarak 4. bölümde uzay çerçeve elemanının lineer elastik ve geometrik rijitlik matrisleri elde edildi.

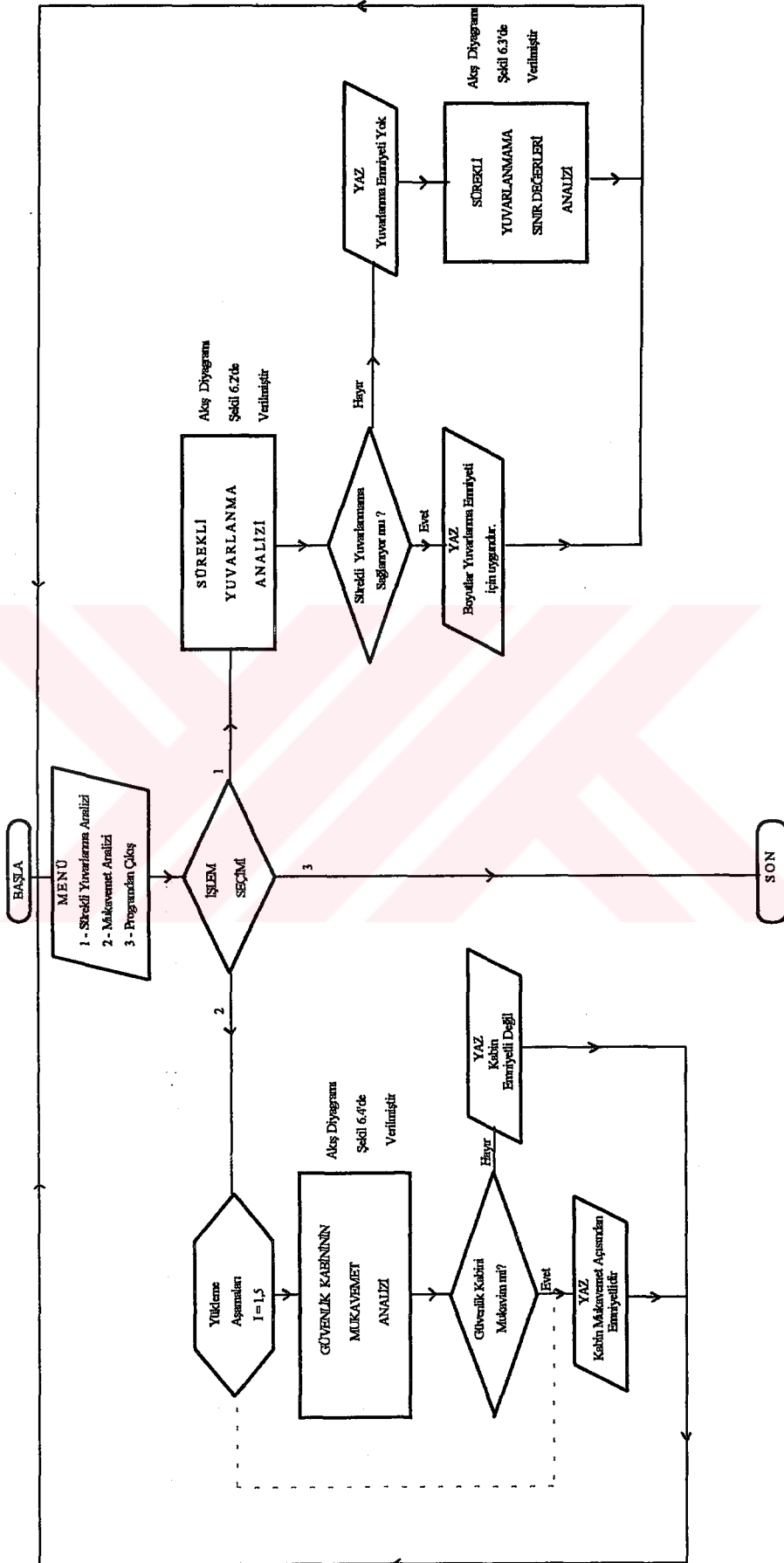
5. bölümde anlatıldığı gibi nonlinear malzeme analizinde ise, Uedo ve arkadaşlarının geliştirdiği plastik düğüm yöntemi kullanıldı ve elasto-plastik rijitlik matrisi oluşturuldu [40-43].

Genelde sonlu eleman yöntemi ile nonlinear analizde; adımli, iterasyon veya adımli iterasyon yaklaşım yöntemleri kullanılır. Adımlı yaklaşımda belli bir yükleme seviyesine adım denilen küçük yük artışlarıyla varılır. İterasyon yaklaşımında ise denklem sistemi her yükleme seviyesinde istenilen hassasiyette sonuç alana kadar ve her defasında gerekli düzeltmeleri yapmak şartıyla tekrar ve tekrar çözülür. Her tekrardan sonra dengelenemeyen artık yükler hesaplanır ve bu artık yükler gelecek tekrarda ilave yer değişimlerini hesaplamak için kullanılır. Tekrarlama işlemi dengelenemeyen yükler sıfıra eşit olana kadar devam edilir. Adımlı iterasyon yaklaşımında ise çözüm her yük adımında iterasyon işlemiyle bulunur [44, 55-57].

Bu çalışmada ince cidarlı uzay çerçeve sistemlerinin sonlu eleman yöntemiyle nonlinear analizi adımli iterasyon yaklaşımı kullanılarak gerçekleştirildi.

6.2. Geliştirilen KABAN Bilgisayar Programı

Yukarıda açıklanan analiz modeli KABAN [KABin ANalizi] bilgisayar programı ile gerçekleştirildi. KABAN bilgisayar programı Fortran-77 diliyle yazıldı [58]. Bu programın akış diyagramı Şekil 6.1'de verildi.



Şekil 6.1. KABAN Programının Genel Akış Diyagramı

6.2.1. Sürekli Yuvarlanma Analizi

6.2.1.1. Program ve Akış Diyagramı

Sürekli yuvarlanma analizi için geliştirilen program, traktör boyutlarını ve arazi değerlerini kullanarak, kabin genişliğinin ve yüksekliğinin traktörün meyil aşağı yuvarlanma hareketine devam etmeyip emniyetli şekilde olduğu yerde kalmayı sağlayıp sağlayamayacağını tesbit etmektedir. Devrilmelerin büyük bir kısmı yanal devrilme olduğu için programda traktörün yanal devrilmesi göz önüne alındı. Bu programın akış diyagramı Şekil 6.2'de verildi.

6.2.1.2. Giriş Bilgileri

Sürekli yuvarlanma analizi için geliştirilen programın giriş bilgileri,

- Traktör Boyutları
- Kabin Boyutları
- Arazi Değerleri

şeklindedir.

Traktör Boyutları

Sürekli yuvarlanma analizi için kabinin takılacağı traktörle ilgili olarak aşağıdaki bilgilerin kullanıcı tarafından verilmesi gereklidir.

- Traktör ve kabin sisteminin toplam ağırlığı
- Traktör arka iz genişliği
- Meyilli arazinin eğim açısı
- Arka lastik yüksekliği
- Arka lastik genişliği
- Traktör ağırlık merkezi yüksekliği
- Kütlesel atalet momenti

Sürekli yuvarlanma analizi için gerekli traktör boyutlarından tesbit edilemeyenler Ek C'de verilen ampirik formüller yardımıyla hesaplanabilir ve giriş bilgisi olarak kullanılabilir.

Güvenlik Kabini Boyutları

Analizde kabin ile ilgili giriş bilgileri şunlardır :

- Güvenlik kabini genişliği
- Traktör - Kabin sisteminin toplam yüksekliği
- Kabinin toprağa batan yükleme alanı.

Arazi Değerleri

Sürekli yuvarlanma analizinde kabinin toprağa batma miktarını hesaplayabilmek için, traktör-kabin sisteminin kullanılacağı arazi değerlerinin de verilmesi gereklidir.

- Arazi deformasyon üssü
- Kohezyon Modülü
- Sürtünme Modülü

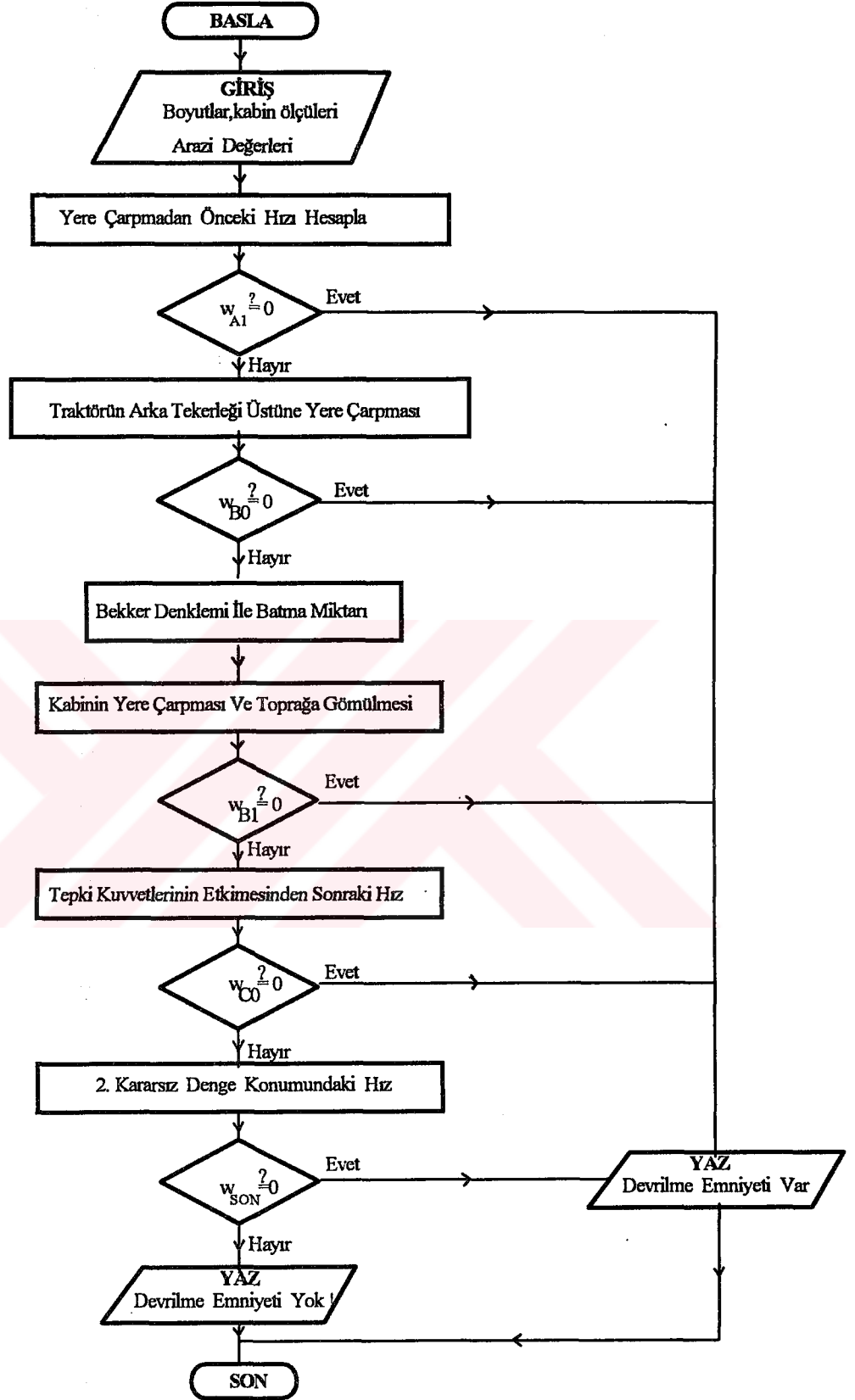
Mevcut kabin genişliği ve yüksekliği için sürekli yuvarlanma emniyeti sağlanamıyorsa, geliştirilen KABAN programı hangi kabin genişliği ve yüksekliği için bu emniyetin sağlanabileceğini de tesbit edebilmektedir. Bu alt programın akış diyagramı Şekil 6.3'de verildi.

6.2.1.3. Çıkış Bilgileri

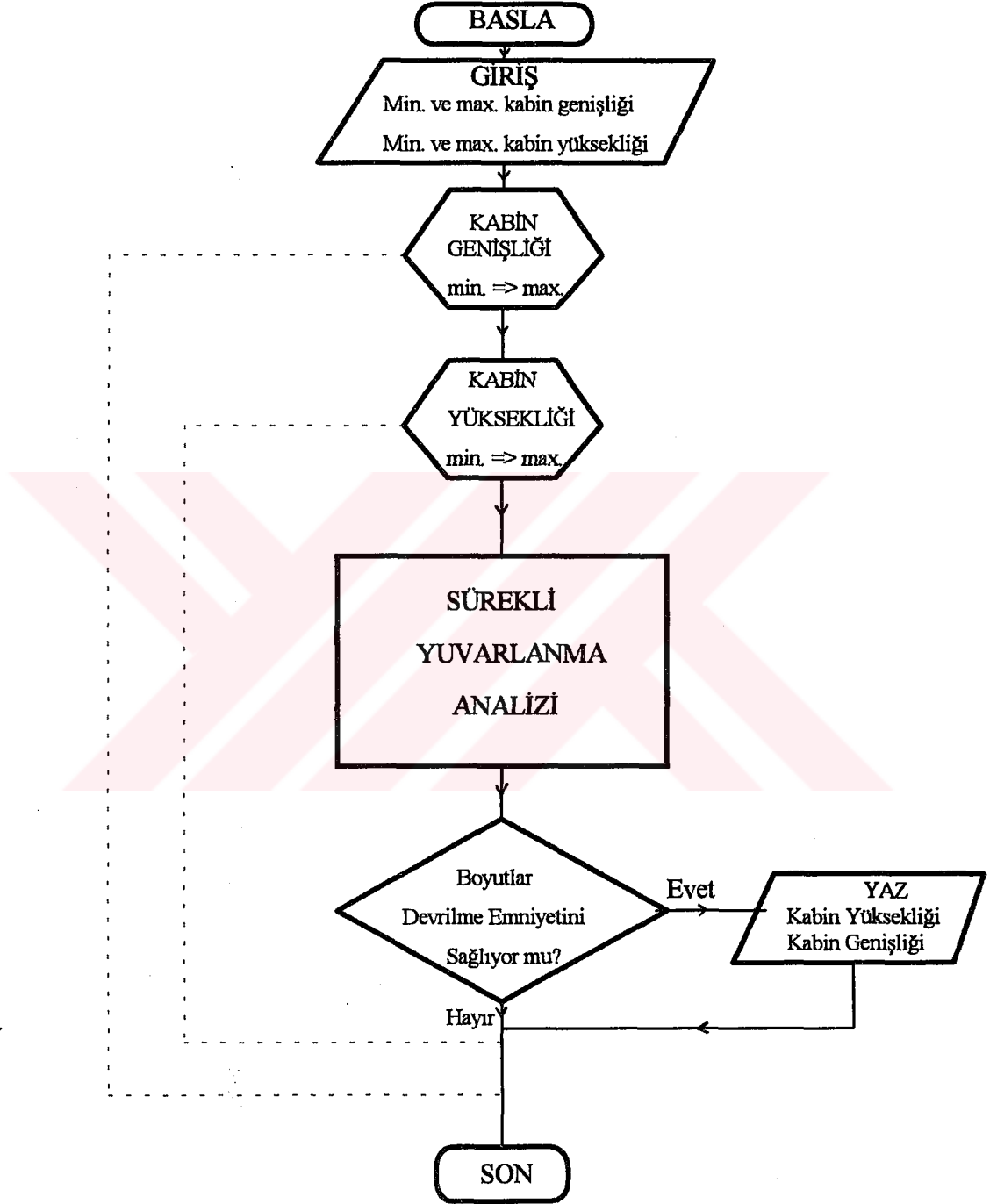
Giriş bilgileri girildikten sonra, program sürekli yuvarlanma analizini yapmakta ve sonuçlar ekranda verilmektedir.

Yuvarlanmanın farklı evrelerindeki dönme hızları ve kabinin toprağa batma miktarı sonuçları sayısal olarak ekranda gösterildiği gibi, yuvarlanma evreleri - dönme hızları grafiği ile de kullanıcıya sunulmaktadır.

Eğer farklı yuvarlanma evrelerindeki dönme hızlarından birisi sıfır mertebesine ulaşır, program ekrana "**Devrilme Emniyeti Vardır**" şeklinde bir mesaj vermekte ve analizi sona erdirmektedir. Aksi takdirde, "**Devrilme Emniyeti Yoktur ! Hangi Kabin Genişliği ve Yüksekliği için Bunun Sağlanabileceğini Analiz Etmek İstermisiniz <E/H> ?**" şeklinde bir mesaj verilmekte ve kullanıcı isterse bu analizi de yapabilmektedir.



Şekil 6.2. Sürekli Yuvarlanma Analizinin Akış Diyagramı



Şekil 6.3. Sürekli Yuvarlanma Sınır Değerleri Analizi Akış Diyagramı

6.2.2. Güvenlik Kabininin Mukavemet Analizi

6.2.2.1. Program ve Akış Diyagramı

Güvenlik kabininin mukavemet analizi, standart statik yükleme deneylerinin sonlu eleman yöntemiyle simulasyonu yapılarak gerçekleştirildi. İnce cidarlı kirişlerden oluşan bir uzay çerçeve sistemi olan güvenlik kabininin taşıyıcı sistemi, statik yükleme deneylerinde plastik şekil değiştirmelere ve büyük deformasyonlara uğradığından hem geometrik hem de malzeme bakımından nonlinear olarak analiz edildi.

Nonlinear geometrik analizde, ince cidarlı kirişler teorisi kullanılarak uzay çerçeve elemanının lineer elastik ve geometrik rijitlik matrisleri elde edildi. Teorisi 5. bölümde verilen, uzay çerçeve sistemlerinin elasto-plastik analizi için, sonlu eleman yöntemine dayalı plastik düğüm yöntemini kullanıldı. Bu çalışmalardan yararlanılarak, güvenlik kabinlerinin mukavemet analizi için, bilgisayar programı geliştirildi [59-74]. Analizde adımli iterasyon yaklaşım yöntemi kullanıldı. Geliştirilen program, adım adım yükleme işlemi altında nonlinear analiz yapabildiği gibi, istenirse yükün boşaltılması işlemini de gerçekleştirebilmektedir. Bu sayede kalıcı şekil değiştirmeler doğru olarak hesaplanabilmektedir. Programın akış diyagramı Şekil 6.4'de verildi.

6.2.2.2. Mukavemet Analizi Alt Programlarının Açıklanması

KABAN bilgisayar programının mukavemet analizini gerçekleştiren kısmı akış diyagramından da görüldüğü gibi, 22 alt programdan oluşmaktadır. Bu alt programların görevleri aşağıda ifade edilmiştir :

MUK_AN : KABAN bilgisayar programının mukavemet analizini gerçekleştiren alt programların arasındaki ilişkiyi bir ana program gibi düzenleyen alt programdır.

DOSYA : Programda kullanılan bilgi giriş dosyasını, sonuç dosyasını , AutoCAcad dosyasını ve geçici olarak eleman rijitlik ve yük matrislerinin yazıldığı dosyaları açma işlevlerini yerine getirir. Kullanıcıya giriş dosyasının ve çıkış dosyasının adını değişken olarak girme imkanı verir.

BILGI : Mukavemet analizi yapılacak güvenlik kabininin sonlu eleman modelininin data dosyasını okur.

KESIT : Uzay çerçeve sistemlerinde yaygın olarak kullanılan 6 değişik kiriş kesiti için kesit değerlerini ve plastik akma durumunda kuvvet ve momentleri hesaplayan bir alt programdır [70, 71]. Eğer istenirse bu kesitler için giriş datalarını hazırlamak için hiç hesap yapmadan ve yalnızca kesit tipi, kesitin boyutlarını tanımlayan 4 ölçüsünü ve malzemenin plastik akma mukavemetini giriş bilgisi olarak vererek, kesitin alanı, burulma ve eğilme atalet momentleri, plastik akma durumunda eksenel kuvvet, burulma ve eğilme atalet momentleri program tarafından hesaplanabilmektedir. Ek D1'de bu 6 değişik kesit tipi ve verilmesi gerekli 4 boyut gösterilmiştir.

AD_BAS : Güvenlik kabini mukavemet analizi, değişik doğrultu ve büyüklükte yüklemenin yapıldığı 5 aşamadan oluşmaktadır. Bu alt program her yükleme aşamasının başlangıcında yüklemenin hangi düğümlerden ve doğrultulardan olacağını ve hangi değere kadar yüklemelerin yapılacağını belirler. Bir aşamadan diğer aşamaya geçerken yapının düğüm noktalarının yeni koordinatlarını da sonuç dosyasına yazdırır.

SIFIR : Her yükleme aşamasının başlangıcında eleman iç kuvvetleri, düğüm deplasmanları, reaksiyon kuvvetleri gibi dizileri sıfırlar.

ARTYUK : Her adımda yükleme yapılırken yük vektörünün ne kadar artırılacağını, boşaltma yapılırken de ne kadar eksiltileceğini hesaplar. Bu alt program yükleme arttıkça yükleme adımlarını azaltmakta ve böylece plastik bölgede daha iyi sonuçlar alınmasını sağlamaktadır.

ESTIF : Eleman rijitlik matrislerinin hesaplanmasını sağlayan alt programlar arasındaki ilişkiyi düzenleyen alt programdır. Her eleman için elastik rijitlik matrisini hesaplayan ELASTK, geometrik rijitlik matrisini hesaplayan GEOMRK alt programlarından yararlanarak elastik tanjant rijitlik matrisini hesaplar. Eğer elemanın 1. düğüm noktasında plastikleşme olduysa AKANI, 2. düğüm noktasında plastikleşme olduysa AKANJ ve her iki ucu da plastikleştiyse AKANIJ alt programlarını çağırarak elemanın elasto-plastik rijitlik matrisinin hesaplanmasını sağlar.

ELASTK : 4. bölümde Tablo 4.1'de verilen matrise göre elemanın lineer elastik rijitlik matrisini hesaplar.

GEOMRK : 4. bölümde Tablo 4.2'de verilen matrise göre elemanın geometrik rijitlik matrisini hesaplar.

AKANI : Elemanın 1. düğüm noktasının plastikleşmesi durumunda 5. bölümde verilen (5.22) bağıntısına göre, elastik tanjant rijitlik matrisinden yararlanarak elasto-plastik rijitlik matrisinin elde edilmesini sağlar.

AKANJ : Elemanın 2. düğüm noktasının plastikleşmesi durumunda 5. bölümde verilen (5.22) bağıntısına göre, elastik tanjant rijitlik matrisinden yararlanarak elasto-plastik rijitlik matrisinin elde edilmesini sağlar.

AKANIJ : Elemanın her iki düğüm noktasının plastikleşmesi durumunda 5. bölümde verilen (5.19) bağıntısına göre, elastik tanjant rijitlik matrisinden yararlanarak elasto-plastik rijitlik matrisinin elde edilmesini sağlar.

DONUS: Rijitlik matrisleri ve yük vektörleri alt programlarda elemanın yerel koordinatları cinsinden elde edilmişlerdi. Sistem için denklem sistemini teşkil etmeden önce eleman rijitlik matrislerinin ve yük vektörlerinin bileşenlerinin genel koordinatlar cinsinden ifade edilmesi gereklidir. Bu işlem dönüşüm matrisi kullanılarak yapılır.

DONUS alt programı, Ek D2'de verilen koordinat dönüşümü ve dönüşüm matrisini kullanarak tüm sonlu elemanların dönüşüm matrislerini elde eder [72, 73].

ASSEMB : Önce **DONUS** alt programında hesaplanan eleman dönüşüm matrislerini kullanarak, yerel koordinatlarda elde edilen eleman rijitlik matrislerini ve yük vektörlerini genel koordinatlara dönüştürür. Sonra genel koordinatlardaki eleman rijitlik matrislerini ve eleman yük vektörlerini kullanarak sistemin rijitlik matrisini ve yük vektörünü elde eder.

COZUM : Sınır şartlarını dikkate alarak Gauss eliminasyon yöntemi ile denklem takımını çözer. Bu çözümden mesnet reaksiyonları ve düğüm deplasmanları bulunur. Düğümlerdeki toplam deplasmanlar hesaplanır.

FORCE: Düğüm deplasmanları yardımıyla elemanlardaki iç kuvvetleri ve toplam iç kuvvetleri hesaplar.

PLAST : Bu alt program elemanların düğüm noktalarında plastikleşme olup olmadığını belirler.

Geliştirilen KABAN programında plastikleşmeyi belirlemek için 2 plastisite şartından yararlanılmaktadır. Bunlar Orbison ve klasik plastisite şartlarıdır. Bu plastisite şartları 5. bölümde sırasıyla (5.2) ve (5.3) denklemleri ile verilmiştir.

ITERAS : Her yük adımında iterasyon işlemi yaparken çözümün yakınsayıp yakınsamadığını kontrol eden alt programdır. Bu kontrolü aşağıdaki denklemi kullanarak gerçekleştirir [27]:

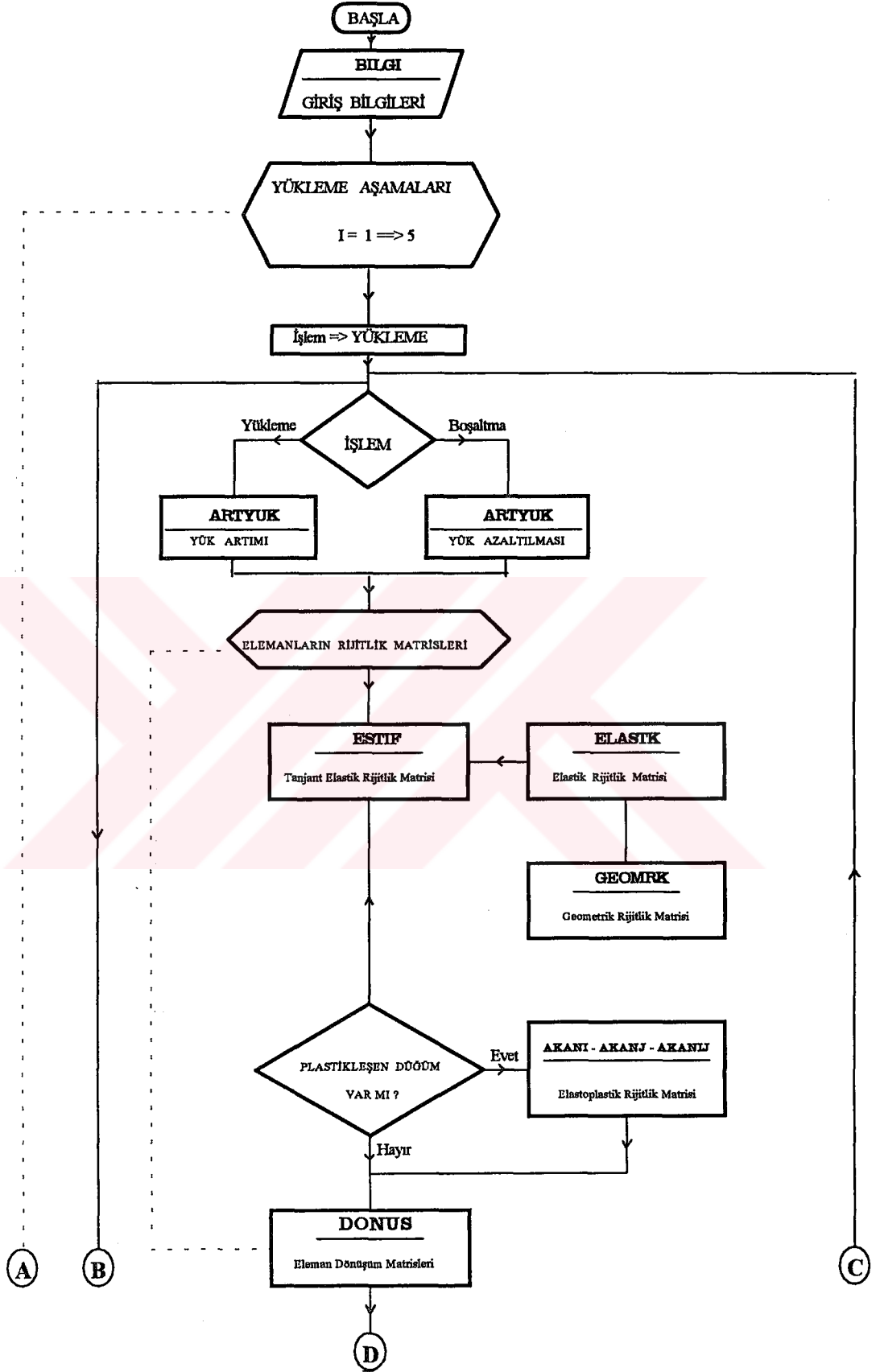
$$\frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N (\psi_i^r)^2}}{\sqrt{\sum_{i=1}^N (f_i)^2}} * 100 \leq \text{TOLER} \quad (6.1)$$

burada ψ artık yük vektörünü, f ise uygulanan yük vektörünü göstermektedir. N toplam düğüm noktası sayısıdır. r ise iterasyon numarasını göstermektedir. TOLER , tolerans değerini göstermektedir.

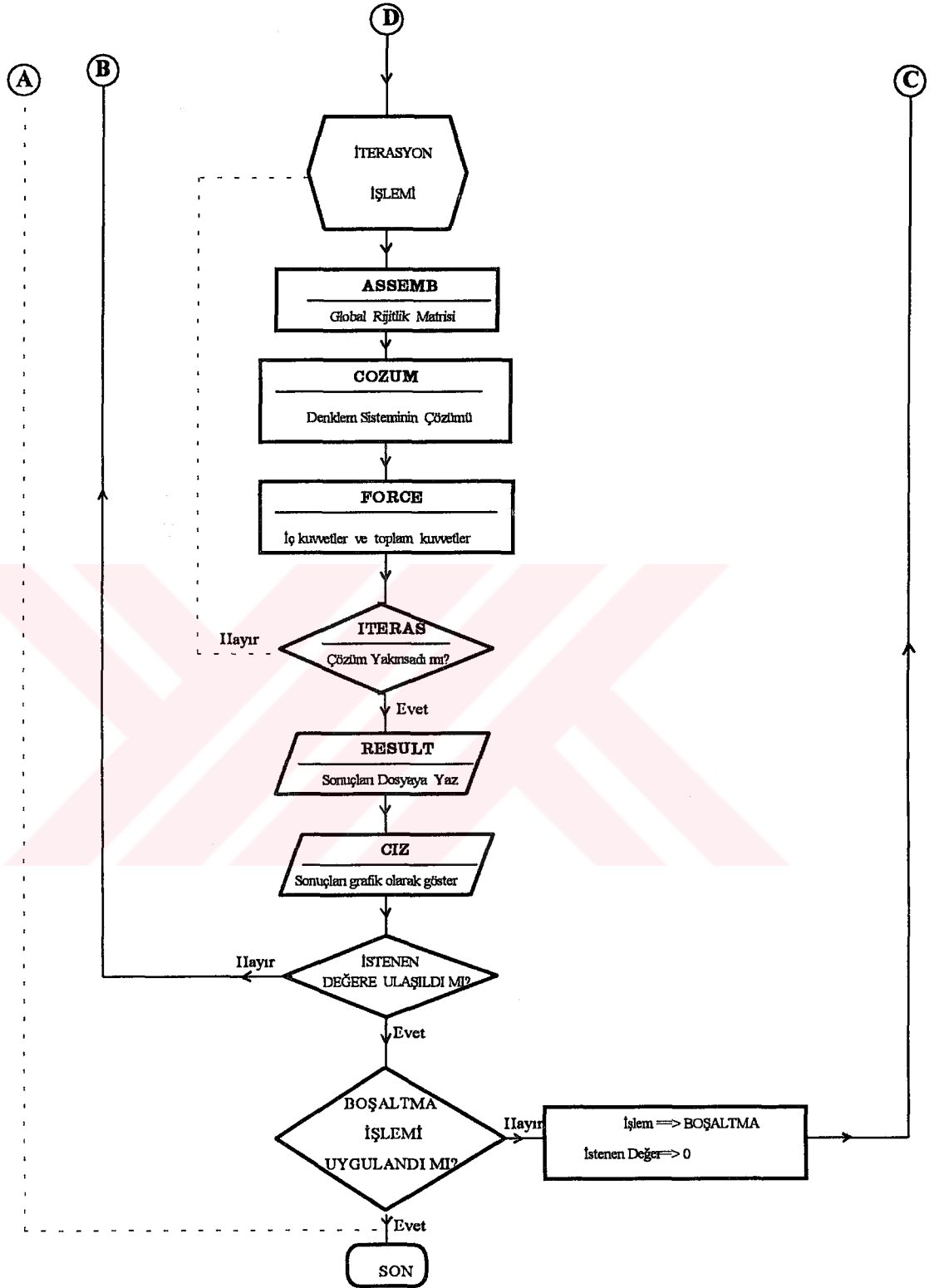
RESULT : Her yükleme adımında, uygulanan yükü, mesnet reaksiyonlarını, kritik noktadaki düğüm kuvevetleri ve deplasmanlarını sonuç dosyasına yazar. Ayrıca uygulanan toplam yükü ve 1., 3., 5. aşamalarda yutulan enerjiyi hesaplar.

CIZ : Her yükleme adımında sonuçları ekranda grafik olarak gösterir. Güvenlik kabinin sonlu eleman modeli ve yüklerin uygulanma noktaları ve doğrultuları ekranın sol yarısında gösterilmektedir. Yük - deplasman eğrisi ise ekranın sağ yarısındadır.

DXFYAZ : Bu alt program her aşamanın sonunda AutoCad paket programı için deforme olmuş yapının çizim data dosyasını hazırlar [74].



Şekil 6.4. Mukavemet Analizinin Akış Diyagramı



Şekil 6.4. Mukavemet Analizinin Akış Diyagramı (Devam)

6.2.2.3. Mukavemet Analizinin Giriş Bilgileri

KABAN bilgisayar programı ile güvenlik kabininin mukavemet analizi için verilmesi gerekli giriş bilgileri

- Kontrol Bilgileri
- Yapının Sonlu Eleman Modeli Bilgileri
- Sınır Şartları
- Yük Bilgileri
- Güvenlik Bölgesi Bilgileri

şeklindedir.

Kontrol Bilgileri

Geliştirilen program, mukavemet analizinin 5 yükleme aşamasını, arka arkaya bir defa da yapabildiği gibi, istenirse, mukavemet analizini aşama aşama da gerçekleştirebilmektedir. Böyle bir durumda hangi aşamadan başlanacağı giriş bilgisi olarak verilmelidir.

Program plastisite şartı için 2 alternatif sunmaktadır. Orbison ve klasik plastisite şartı. Eğer Orbison plastisite şartı kullanılmak isteniyorsa plastisite kontrol değişkeni için 1, aksi takdirde 2 girilmelidir.

Geliştirilen program hem yükleme hem de boşaltma işlemlerini gerçekleştirebilmektedir. Bazı durumlarda hem yükleme hem boşaltma, bazen de yalnızca yükleme istenebilir. Bu durumlar için kontrol değişkeninden yararlanılır. Eğer yalnızca yükleme yapılmak isteniyorsa 1, her ikisi de yapılmak isteniyorsa ilgili kontrol değişkeni için 2 girilir.

Yapının Sonlu Eleman Modeli Bilgileri

Güvenlik kabininin sonlu eleman çözümü için gerekli olan sistem özellikleri (düğüm noktası sayısı, eleman sayısı, serbestlik derecesi sayısı), çubuk özellikleri (düğüm noktası koordinatları, elemanların düğüm numaraları, elemanların malzeme numaraları) ve malzeme bilgileri (malzemenin elastisite modülü, kayma modülü, kesit alanı, atalet momentleri, plastik akma kuvvet ve momentleri) giriş bilgileri olarak verilmelidir.

Sınır Şartları

Kabinin hangi düğüm noktalarında traktöre veya deneme düzenine bağlı olduğu yani mesnetlerin düğüm numaraları sınır şartı olarak verilmelidir. Bunun dışında bu bağlı düğüm noktalarının hangi serbestlik derecelerinin tam bağlı hangilerinin serbest olduğu 1 ve 0 sembolleri ile belirtilmelidir. Bazen tam bağlı serbestlik derecelerinin belli miktarda deplasman yapabileceği durumlar olabilir. İstenirse bu miktar da sınır şartları ile birlikte verilebilir.

Yük Bilgileri

Kabine uygulanan yüklerin hangi elemanlara ve hangi doğrultuda uygulandığı ve değerleri giriş bilgisi olarak verilmelidir.

Güvenlik Bölgesi Bilgileri

Traktör güvenlik kabinlerinin analizinde güvenlik bölgesinin önemi önceki bölümlerde belirtilmişti. Bu sebeple analizde güvenlik bölgesinin sınırları, standartlara ve traktör boyutlarına göre verilmelidir.

Bahsedilen tüm bilgi girişleri programda sıralı bir dosya yardımı ile yapılmaktadır. Giriş dosyasının adı program çalışırken kullanıcı tarafından değişken olarak verilebilir. Fakat giriş bilgilerinin belirli bir formata göre dosyaya girilmesi gerekmektedir. Bu dosyada okutulan değişkenler Ek D3'de ve giriş dosyası formatı Ek D4'de verildi.

6.2.2.4. Mukavemet Analizinin Çıkış Bilgileri

Program mukavemet analizinin sonuçlarını 2 şekilde sunmaktadır. Bunlardan birincisinde sonuçlar (düğümlerdeki deplasmanlar, eleman iç kuvvetleri, mesnet tepkileri) sıralı dosyalara yazılmaktadır.

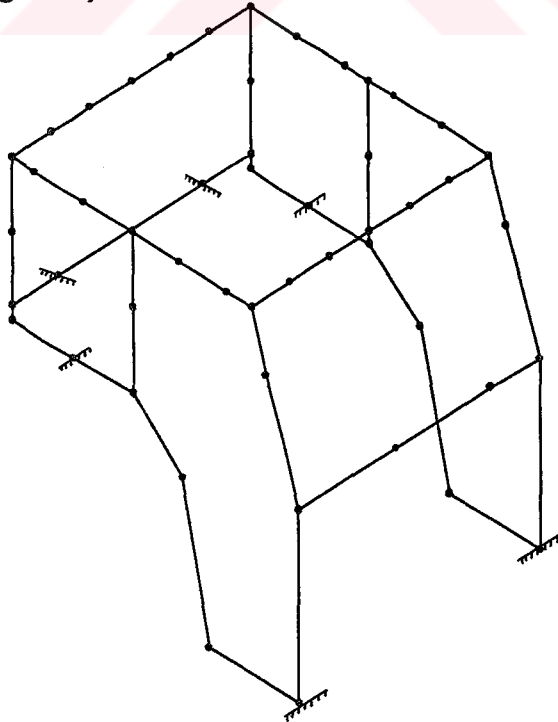
Güvenlik kabininin mukavemet analizi 5 aşamadan oluşmaktadır. Ve her aşama da adım adım yükleme yapılarak sonuca ulaşmak istenmektedir. Bunun yanında güvenlik kabini fazla sayıda eleman ve düğüm noktası ile modellenmektedir. Bu sebeple herhangi bir yükleme aşamasının herhangi bir yük adımındaki analiz sonuçları çıkış dosyasında oldukça fazla yer kaplamaktadır. Bu dikkate alınarak analiz sonuçları o aşamada kritik olan noktalar için verilmektedir. Kabinin genel özellikleri (düğüm

noktası sayısı, eleman sayısı, düğüm noktası koordinatları v.s.) , yükleme adımları ve bu yükleme adımıda kritik düğüm noktalarının deplasmanları, eleman kuvvetleri ve mesnet reaksiyonları ekrandan adı kullanıcı tarafından değişken olarak girilen çıkış dosyasına yazılmaktadır. Eleman düğümlerindeki kesit kuvvetleri ve momentleri elemanın kendi yerel eksen takımına göre verilmektedir. Bağlantı noktalarındaki mesnet reaksiyonları da genel eksen takımında verilmiştir. Ek D5'de bir yükleme aşamasının bir adımındaki sonuçların bir örneği gösterilmiştir.

Güvenlik kabininin mukavemet analizi, 100 sonlu elemanlı bir model için, 80486DX2-66 mikro işlemcili bir PC 'de yaklaşık 30 dakikada gerçekleşmektedir. Bu analiz gerçekleşirken sonuçlar her aşamanın her yük adımında grafik olarak da ekranda gösterilmektedir. Ekranın solunda, aşamanın başlangıcında ve uygulama anındaki güvenlik kabini ve uygulanan yükler ile doğrultuları gösterilmektedir. Sağ tarafta ise bileşke yükün uygulandığı noktanın yük-deplasman eğrisi sunulmaktadır.

6.2.2.5. Traktör Güvenlik Kabini Modeli

Mukavemet yönünden incelenecek traktör güvenlik kabinleri gerçeğe uygun olarak uzay çerçeve elemanlarla modellenmektedir. Böyle modellenmesi yapılan bir güvenlik kabini Şekil 6.5'de gösterilmiştir. Gözönüne alınan güvenlik kabini modeli 50 düğüm noktası ve 56 uzay çerçeve elemanından oluşmaktadır. Güvenlik kabini 6 noktadan traktöre bağlanmıştır.



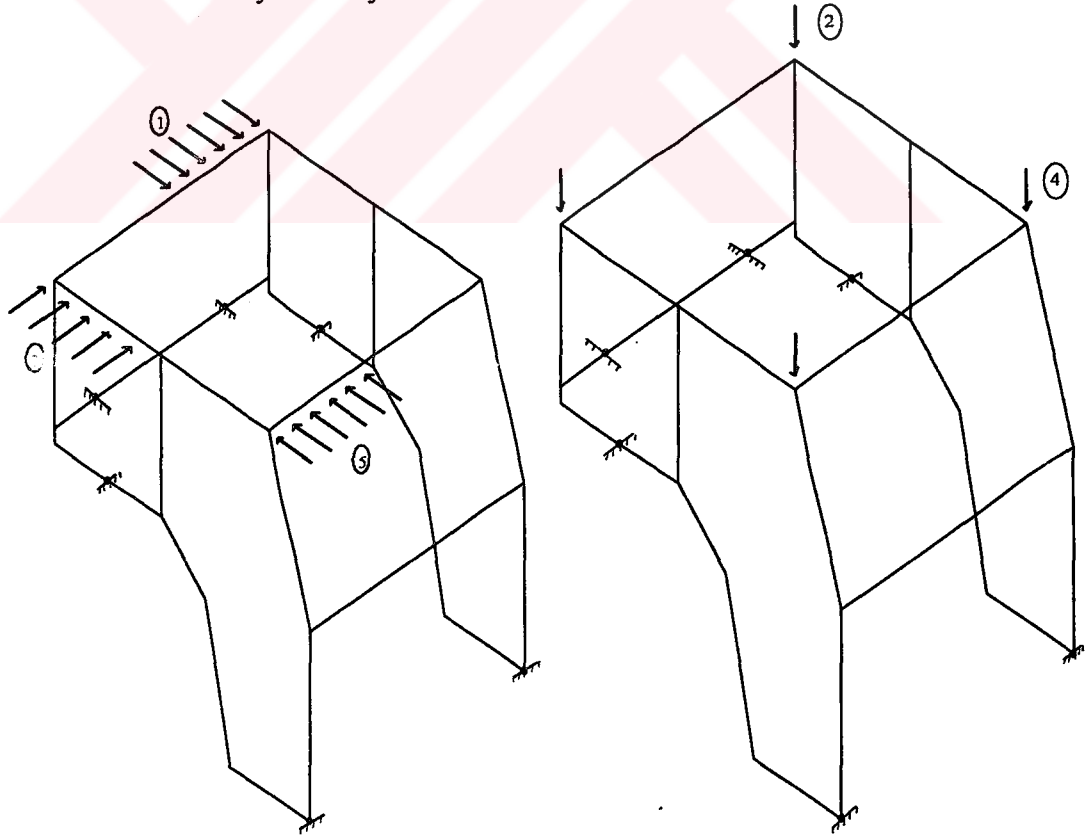
Şekil 6.5. Güvenlik Kabini Modeli

6.2.2.6. Programın Güvenlik Kabini İçin Uygulanması

2. bölümde anlatıldığı gibi, güvenlik kabinlerinin emniyetli olup olmadığı standartlarla belirlenmiş deneylerle tesbit edilir. Bu deneyler 5 aşamalı olup, bu aşamalar birbiri ardına uygulanmaktadır. Her aşama sonunda kabin elemanlarının plastik şekil değiştirmeleri dikkate alınarak, standartda belirtilen güvenlik bölgesine girip girmediği kontrol edilmektedir.

Bu durum gözönüne alınarak, geliştirilen bilgisayar programında da deneylerde uygulanan 5 aşama birbiri ardına uygulandı. Gerçeğe uygun olması amacıyla her aşamada hem yükleme hem de boşaltma işlemi yapıldı. Bu 5 yükleme aşaması Şekil 6.6'da gösterildiği gibi aşağıdaki şekildedir :

- 1-Arkadan öne statik yükleme
- 2-Kabinin arka bölgesinden aşağı doğru sıkıştırma
- 3-Yandan statik yükleme
- 4-Kabinin ön bölgesinden aşağı doğru sıkıştırma
- 5-Önden arkaya statik yükleme



Şekil 6.6. Güvenlik Kabinine Uygulanan Yükleme Aşamalarının Şematik Gösterimi

Programda bu yükleme aşamaları sırasıyla uygulanmaktadır. Statik yükleme aşamalarında (1., 3. ve 5. aşamalar) yükleme adımı, yük-deplasman eğrisinin altında kalan alanla bulunan giren enerji miktarının standartta verilen ve aracın ağırlığına bağlı olarak hesapla bulunan değere ulaşmasıyla biter. Sıkıştırma aşamalarında (2. ve 4. aşamalar) ise yükleme adımı, uygulanan yük aracın ağırlığına bağlı belli bir maksimum kuvveti aşınca sona erer. 5 aşamada da yükleme işleminin sonunda boşaltma işlemi yapılabilir. Her aşama sonunda kabin elemanlarının toplam plastik şekil değiştirmeleri dikkate alınarak, kabin elemanlarının sürücü güvenliğini yakından ilgilendiren kabin güvenlik bölgesine girip girmediği program tarafından kontrol edilir ve eğer girdiyse kabinin emniyetsiz olduğu belirtilerek program yarıda kesilir.



BÖLÜM 7. SAYISAL SONUÇLAR VE SONUÇLARIN İRDELENMESİ

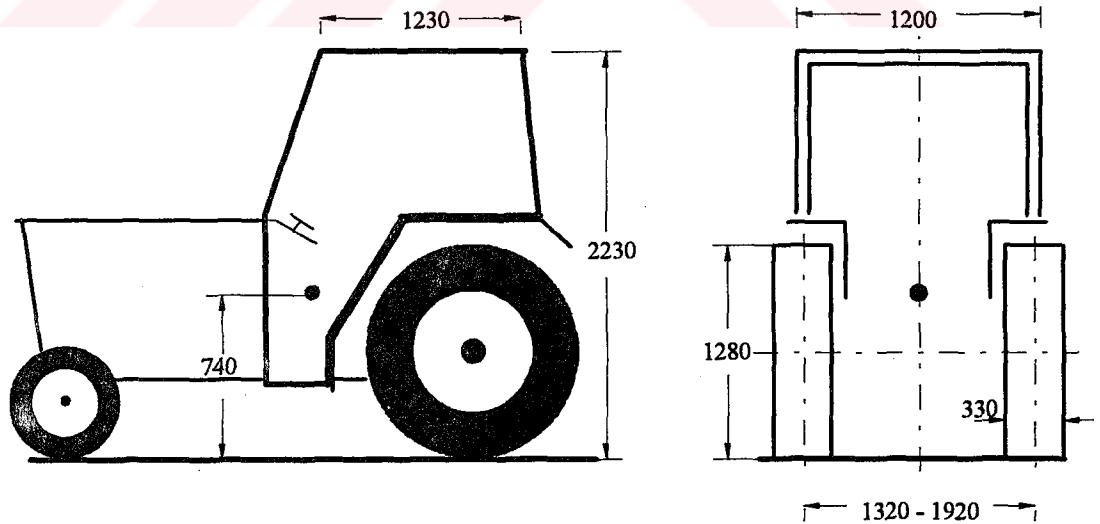
7.1. Giriş

Bu bölümde, geliştirilen KABAN programı ile 2 farklı gerçek kabinin sürekli yuvarlanma ve mukavemet analizleri yapıldı. Sürekli yuvarlanma analizinden alınan sonuçlar, iz genişliklerine, arazi tiplerine, arazi eğimlerine, traktör ağırlık merkezinin yüksekliğine, kabin genişliğine, toplam yüksekliğe ve toplam ağırlığa göre irdelendi. Mukavemet analizinden alınan sonuçlar ise statik yükleme deney sonuçlarıyla karşılaştırıldı ve irdelendi.

7.2. Sürekli Yuvarlanma Analizi

7.2.1.A Kabininin Sürekli Yuvarlanma Analizi

A kabininin ve takılacağı traktörün boyutları Şekil 7.1'de verildi [75].



Şekil 7.1. A Kabin ve Takılacağı Traktörün Boyutları

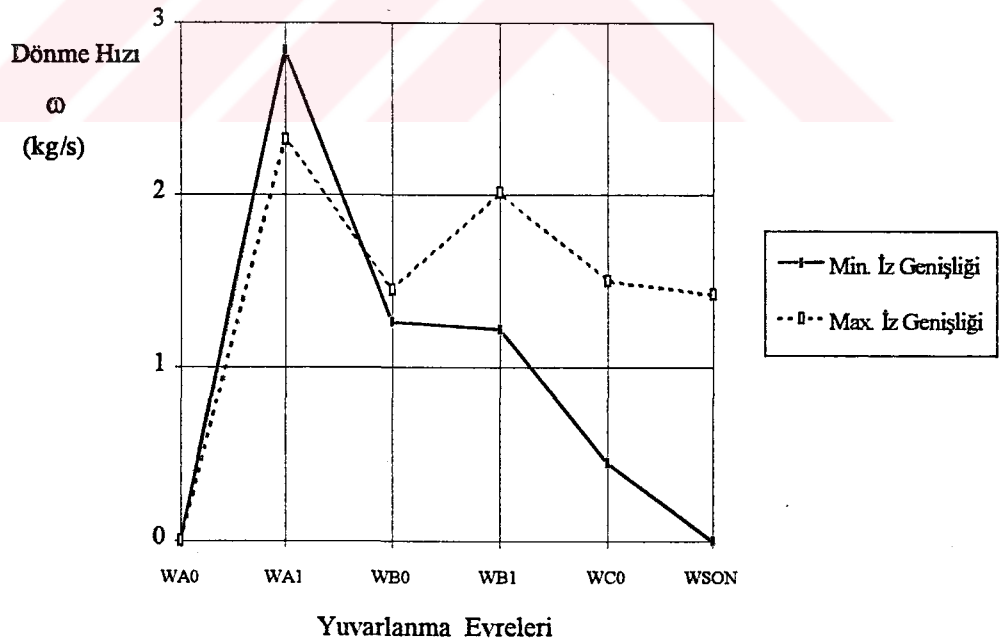
Diğer veriler,

Traktör toplam kütlesi	2030 kg
Kütleli atalet momenti	530.15 kg.m
Arazi eğim açısı	21.8 °
Killi toprak deformasyon üssü	0.5
kohezyon modülü	13.19
sürtünme modülü	692.15

olarak alındı.

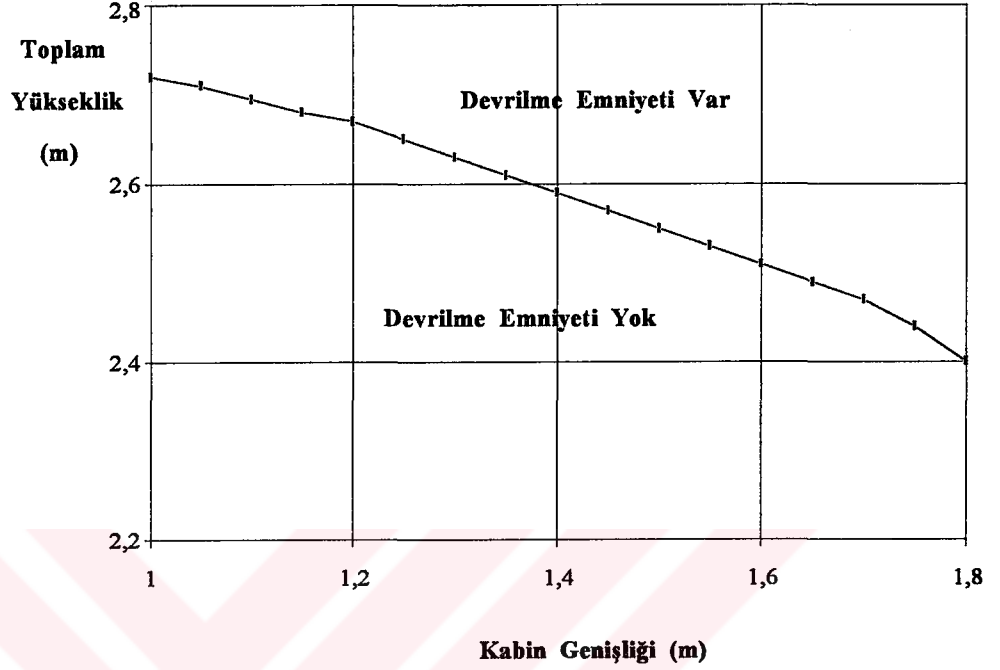
Yukarıda ölçüleri verilen traktör ile kabin sisteminin minimum ve maksimum iz genişliklerinde sürekli yuvarlanma analizi KABAN programı ile yapıldı ve Şekil 7.2'de gösterilen sonuçlar elde edildi.

Şekil 7.2'den görüleceği gibi, bu traktör için maksimum iz genişliğinde dönme hızı sıfır mertebesine düşmediğinden, devrilme emniyeti sağlanamamaktadır. Diğer dikkat çeken bir husus da iz genişliği ne kadar dar olursa traktör o kadar hızlı devrilmekte, fakat o oranda da dönmeye devam yatkınlığı azalmaktadır.



Şekil 7.2. A kabin-Traktör Sisteminin Min. ve Max. İz Genişliklerinde Değişik Yuvarlanma Evrelerindeki Dönme Hızları

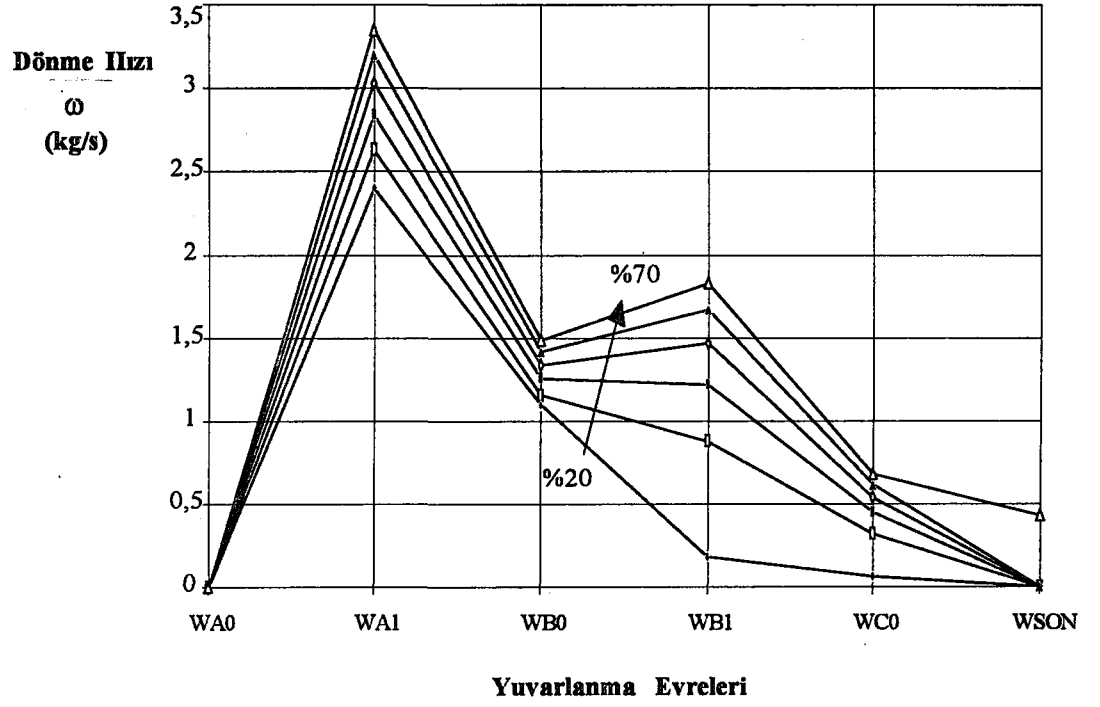
Maksimum iz genişliğinde devrilme emniyetinin sağlanamaması üzerine, KABAN programı ile maksimum iz genişliği için sürekli yuvarlanma sınır değerleri tesbit edildi ve sonuçlar Şekil 7.3'de gösterildi.



Şekil 7.3. A Kabini İçin Sürekli Yuvarlanma Sınır Değerleri Analizi

Şekil 7.3'de görüldüğü gibi, eğrinin altında kalan bölgedeki toplam yükseklik ve kabin genişliği değerleri maksimum iz genişliğinde sürekli yuvarlanmayı önleyememektedir. Eğrinin tam üstünde ve eğri üzerindeki bölgedeki toplam yükseklik ve kabin genişliği değerleri devrilme emniyetini sağlamaktadır. Fakat maksimum iz genişliğinde devrilme emniyetinin sağlanması için gerekli en uygun değerler eğrinin tam üstündeki noktalara karşı gelen değerlerdir.

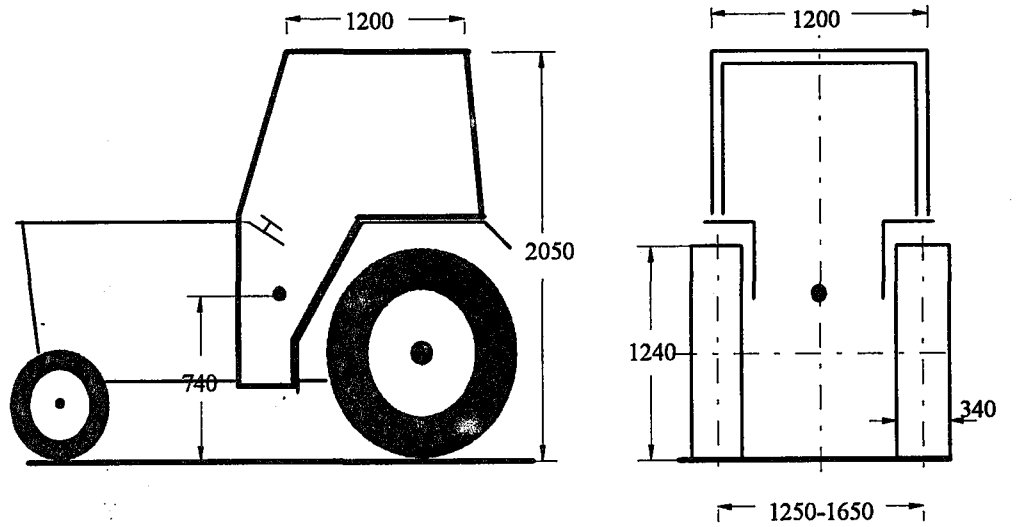
Sürekli yuvarlanma analizinde genelde %40 eğimli araziler gözönüne alınmaktadır. Türkiye'de değişik eğimlere sahip arazilerde de traktörler kullanılmaktadır. Bu durum dikkate alınarak değişik eğimlere sahip araziler (%20,%30,%40,%50,%60 ve %70) için traktörün minimum iz genişliğinde sürekli yuvarlanma analizi yapıldı ve elde edilen sonuçlar Şekil 7.4'de sunuldu. Görüldüğü gibi, A kabin-traktör sistemi için %70 eğimli araziler dışında devrilme emniyeti sağlanmaktadır.



Şekil 7.4.A Kabini İçin Farklı Eğimli Arazilerde Sürekli Yuvarlanma Analiz Sonuçları

7.2.2.B Kabininin Sürekli Yuvarlanma Analizi

B kabininin ve takılacağı traktörün boyutları Şekil 7.5'de verildi [76].



Şekil 7.5. B Kabini ve Takılacağı Traktörün Boyutları

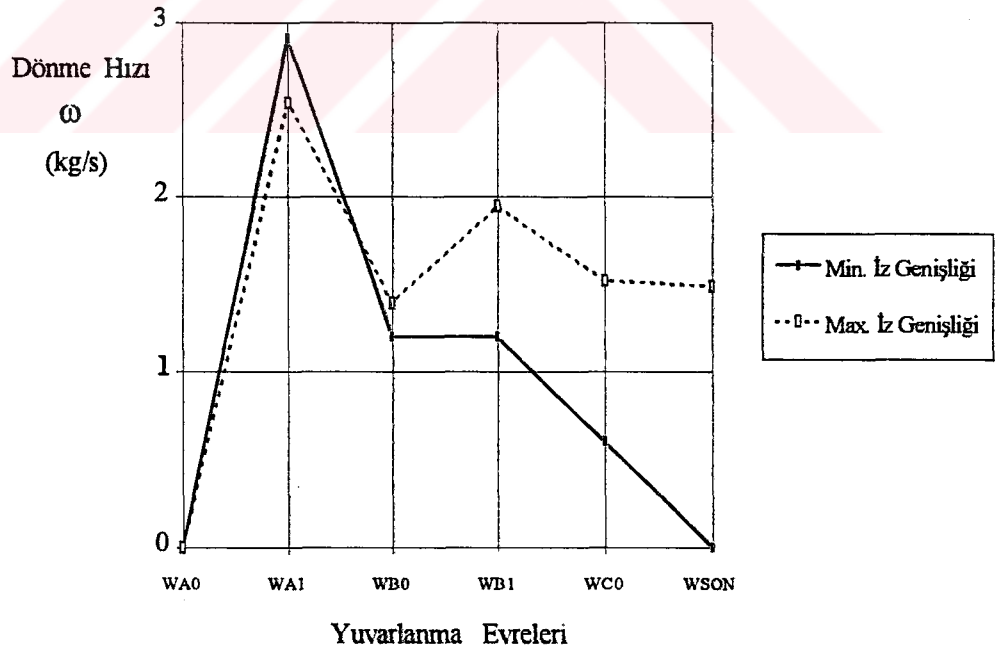
Diğer veriler,

Traktör toplam kütlesi	2060 kg
Kütleli atalet momenti	544.64 kg.m
Arazi eğim açısı	21.8 °
Killi toprak deformasyon üssü	0.5
kohezyon modülü	13.19
sürtünme modülü	692.15

olarak alındı.

KABAN programı ile traktör - B kabin sisteminin minimum ve maksimum iz genişliklerinde sürekli yuvarlanma analizi yapıldı ve Şekil 7.6'da gösterilen sonuçlar elde edildi.

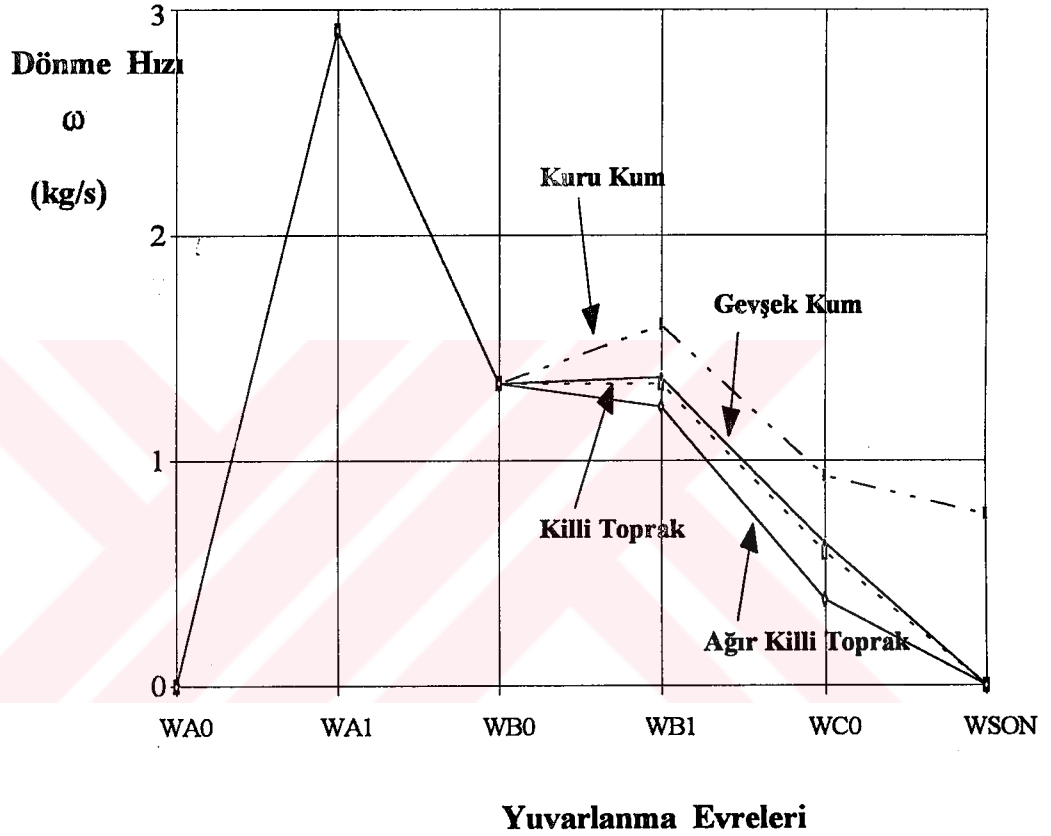
A kabinin de olduğu gibi B kabini de maksimum iz genişliğinde devrilme emniyetini sağlayamamaktadır. Bu 2 kabin dışında Türkiye'de imal edilen farklı kabinler için yapılan sürekli yuvarlanma analizlerinde de maksimum iz genişliğinde devrilme emniyetinin sağlanmadığı tesbit edildi.



Şekil 7.6. B Kabin-Traktör Sisteminin Min. ve Max. İz Genişliklerinde Değişik Yuvarlanma Evrelerindeki Dönme Hızları

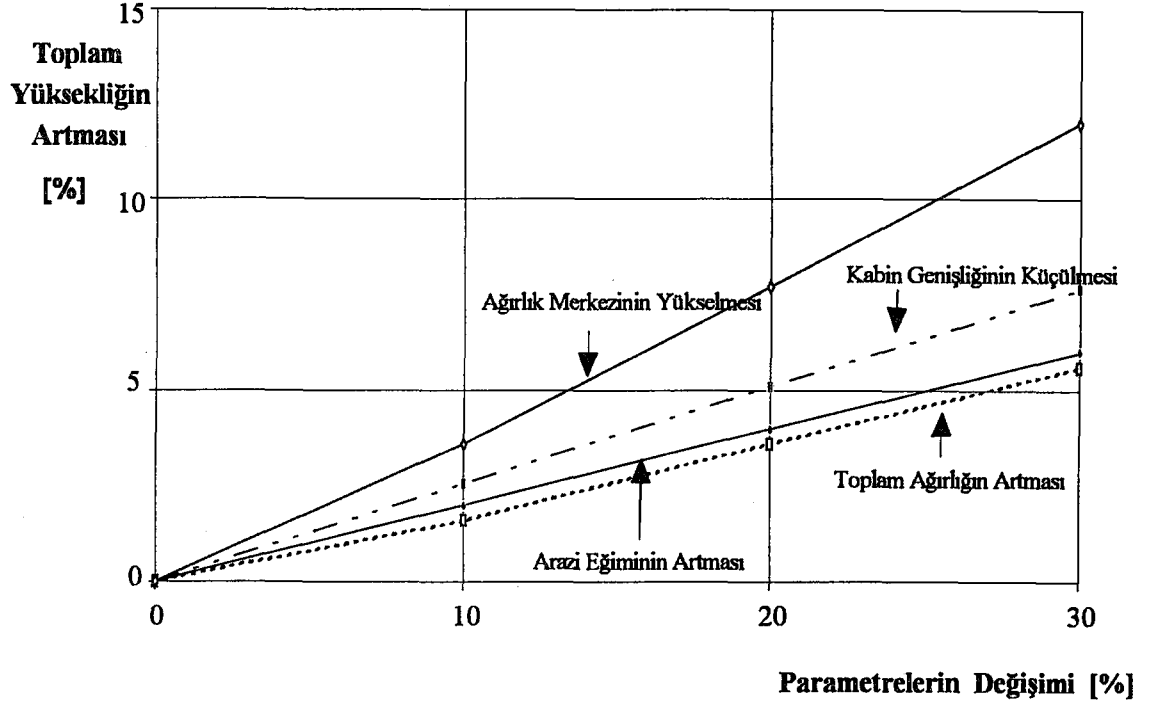
Farklı arazilerin devrilme emniyetine etkisi B kabini için incelendi ve Şekil 7.7'de gösterilen sonuçlar elde edildi. Arazi değerleri Ek B'deki Tablo B.1'den alındı.

B kabini - traktör sistemi, gevşek kumda, killi toprakta ve ağır killi toprakta devrilme emniyetini sağlamakta, fakat kuru kumda sağlayamamaktadır.



Şekil 7.7. Farklı Araziler İçin Sürekli Yuvarlanma Analiz Sonuçları

Ayrıca sürekli yuvarlanma analizinde kullanılan çeşitli parametrelerin toplam yüksekliğe etkisinin ne şekilde olacağı incelendi ve sonuçlar Şekil 7.8'de sunuldu. Görüldüğü gibi, toplam ağırlığın, arazi eğiminin, ağırlık merkezi yüksekliğinin artması ve kabin genişliğinin küçülmesi halinde toplam yüksekliğin artırılması gerekmektedir.



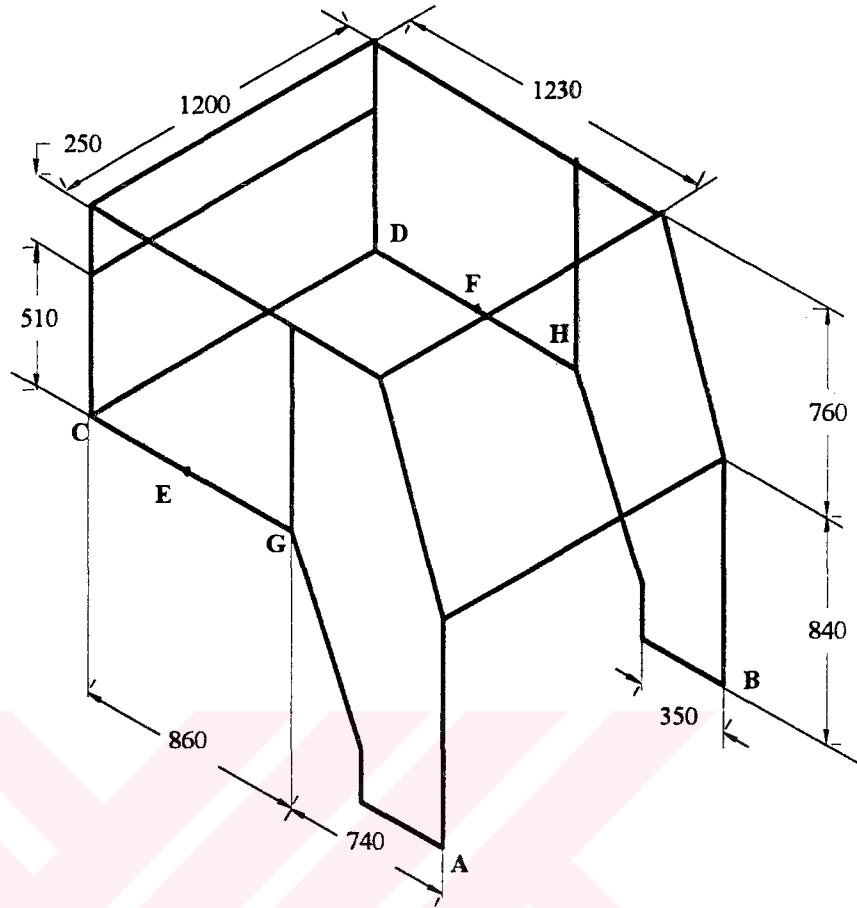
Şekil 7.8. Değişik Parametrelerin Devrilme Emniyetine Sahip Bir Traktör-Kabin Sisteminin Toplam Yüksekliğine Etkisi

7.3. Mukavemet Analizi

7.3.1.A Kabininin Mukavemet Analizi

Mukavemet analizi yapılacak A traktör güvenlik kabini 1979 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi Ziraat Makinaları Birimine bağlı laboratuvarında statik yükleme deneylerine tabi tutulmuş ve kabinin koruyucu özellikte olduğu tesbit edilmiştir [75]. Analiz için gerçeğe uygun olarak basitleştirilmiş olan bu kabinin esas ölçüleri ve traktöre bağlantı noktaları Şekil 7.9'da verildi.

Kabin A ve B noktalarından traktör gövdesine bağlanmakta; C-G ve D-H profilleri traktör arka çamurlukları üzerine oturtulmakta ve E ile F noktalarından traktöre civatarlarla tesbit edilmektedir.

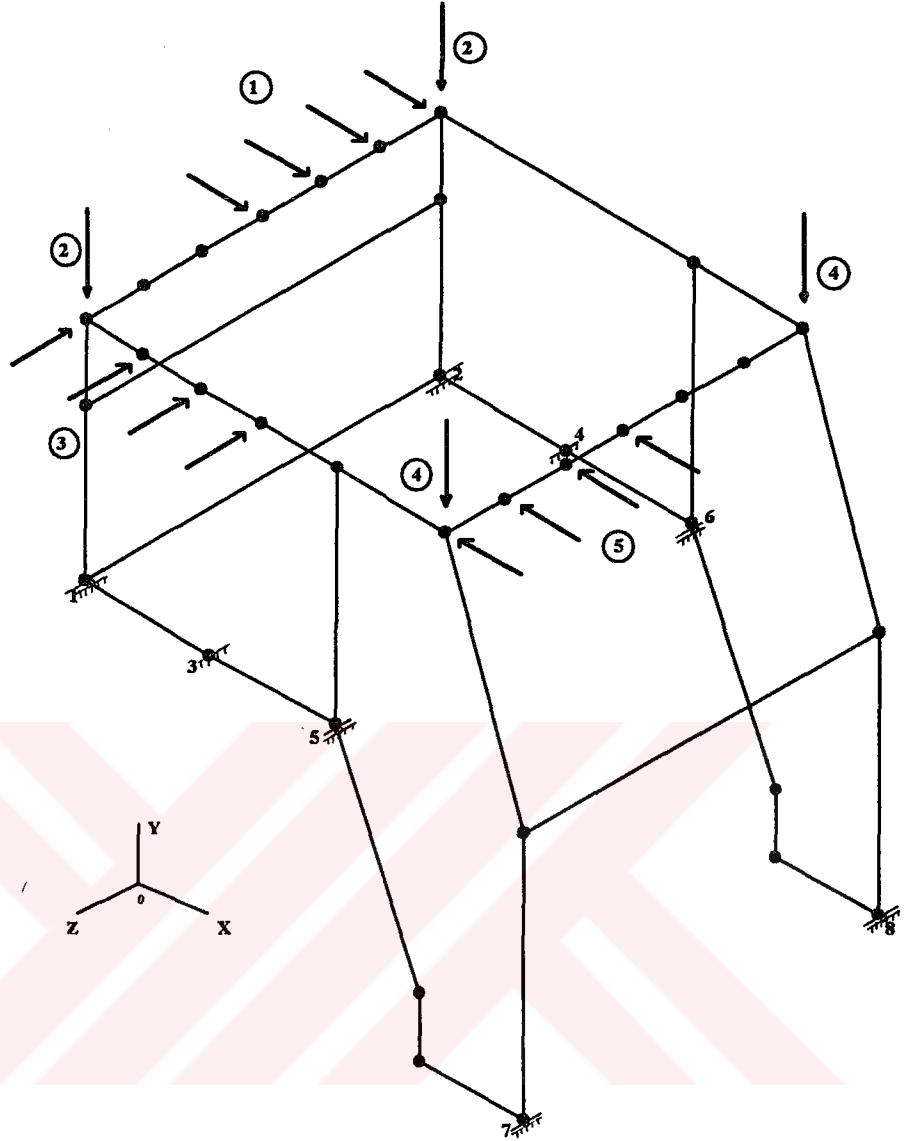


Şekil 7.9. A Güvenlik Kabini Esas Ölçüleri ve Traktöre Bağlantı Noktaları

A güvenlik kabini ile deney yapılırken kapı ve pencere çerçeveleri de kabin üzerinde olduğundan bunlar da dikkate alınarak tüm güvenlik kabinin 60x60x1.5 kare kutu profillerden oluştuğu kabul edildi. Profil malzemesi St37 çeliğidir ve akma gerilmesi, elastisite modülü ve kayma modülü için sırası ile $\sigma_e=2.4 \times 10^3 \text{ kgf/cm}^2$ $E=2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$ ve $G=8.1 \times 10^5 \text{ kgf/cm}^2$ değerleri alındı.

A kabini sonlu eleman modeli ve yükleme aşamaları :

A kabininin mukavemet analizi için ilk yapılan sonlu eleman modeli 35 düğüm noktası ve 42 uzay çerçeve elemanından oluşmaktadır. Kabin 8 düğüm noktasından bağlandı. 3 ve 4 nolu mesnetler tam ankastre olmasına rağmen 1,2,5,6,7 ve 8 nolu mesnetlerde ise yalnızca Y doğrultusundaki deplasmanlar kısıtlandı, diğer doğrultulardaki deplasman ve dönmeler serbest bırakıldı Şekil 7.10'da standart deneylerde ve mukavemet analizinde aynı sırada uygulanan yükleme aşamaları gösterildi.



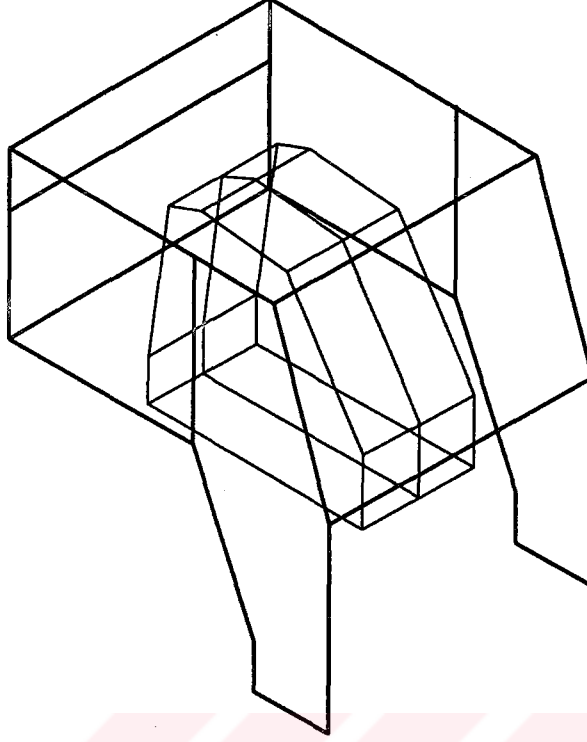
Şekil 7.10. A Güvenlik Kabininin Sonlu Eleman Modeli ve Yükleme Aşamaları

A kabini güvenlik bölgesi :

Deneylerle kabinin koruyucu özellikte olup olmadığını tesbit ederken en önemli kriter kabin elemanlarının standartlarda tanımlanmış olan güvenlik bölgesine girip girmediğidir. Detayları 2. bölümde verilen ve sürücüye zarar verecek kabin deformasyonu sınırları ile belirlenen güvenlik bölgesi, standartlar ve kullanılan traktör ölçülerinden yararlanılarak A güvenlik kabini için belirlendi ve Şekil 7.11'de güvenlik kabini içinde sınırları verildi.

Plastisite şartı (Akma yüzeyi denklemi) :

Plastisite şartı olarak (5.2) bağıntısı ile verilen Orbison denklemi kullanıldı.



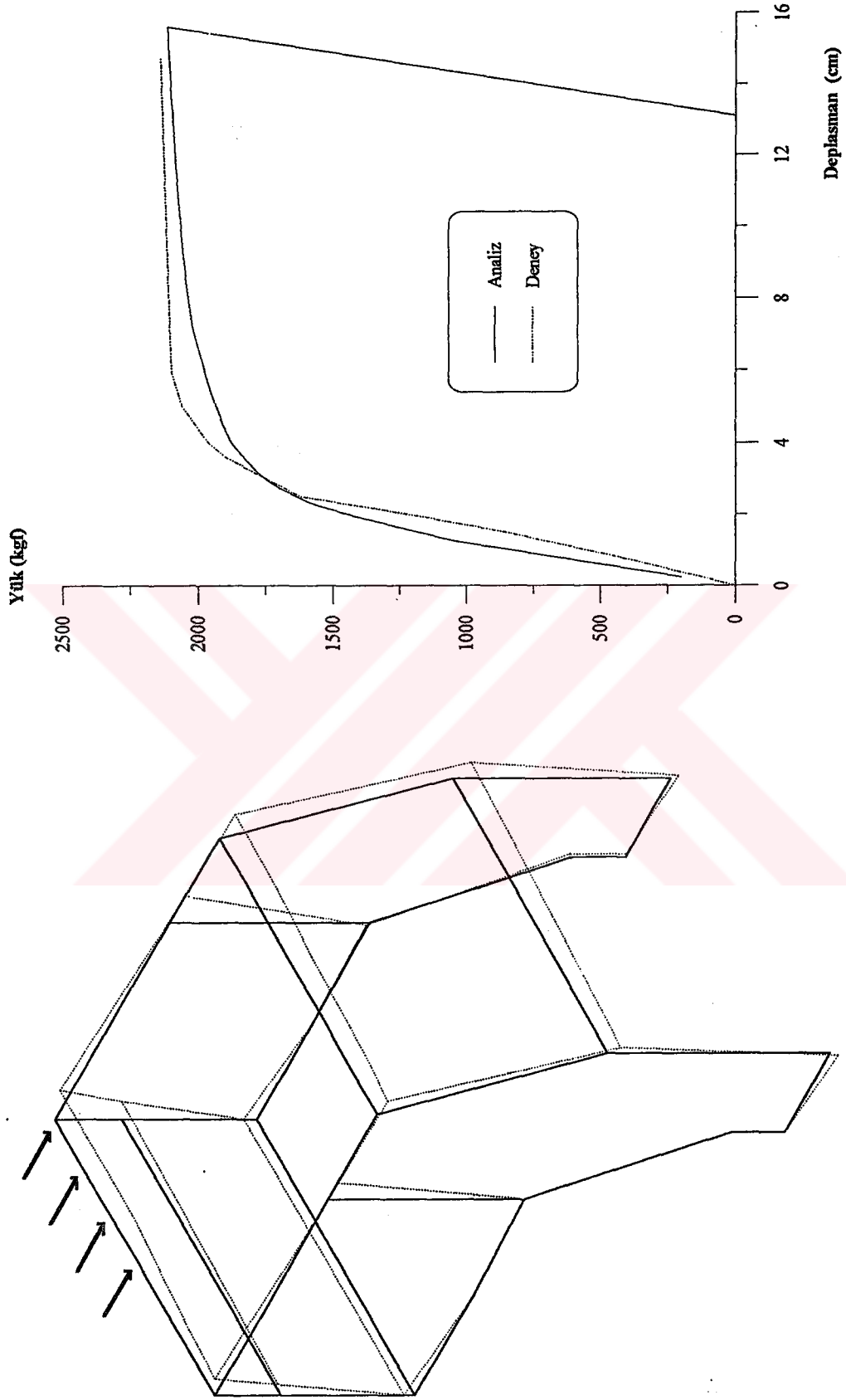
Şekil 7.11. A Güvenlik Kabini İçin Güvenlik Bölgesi

Analiz sonuçları

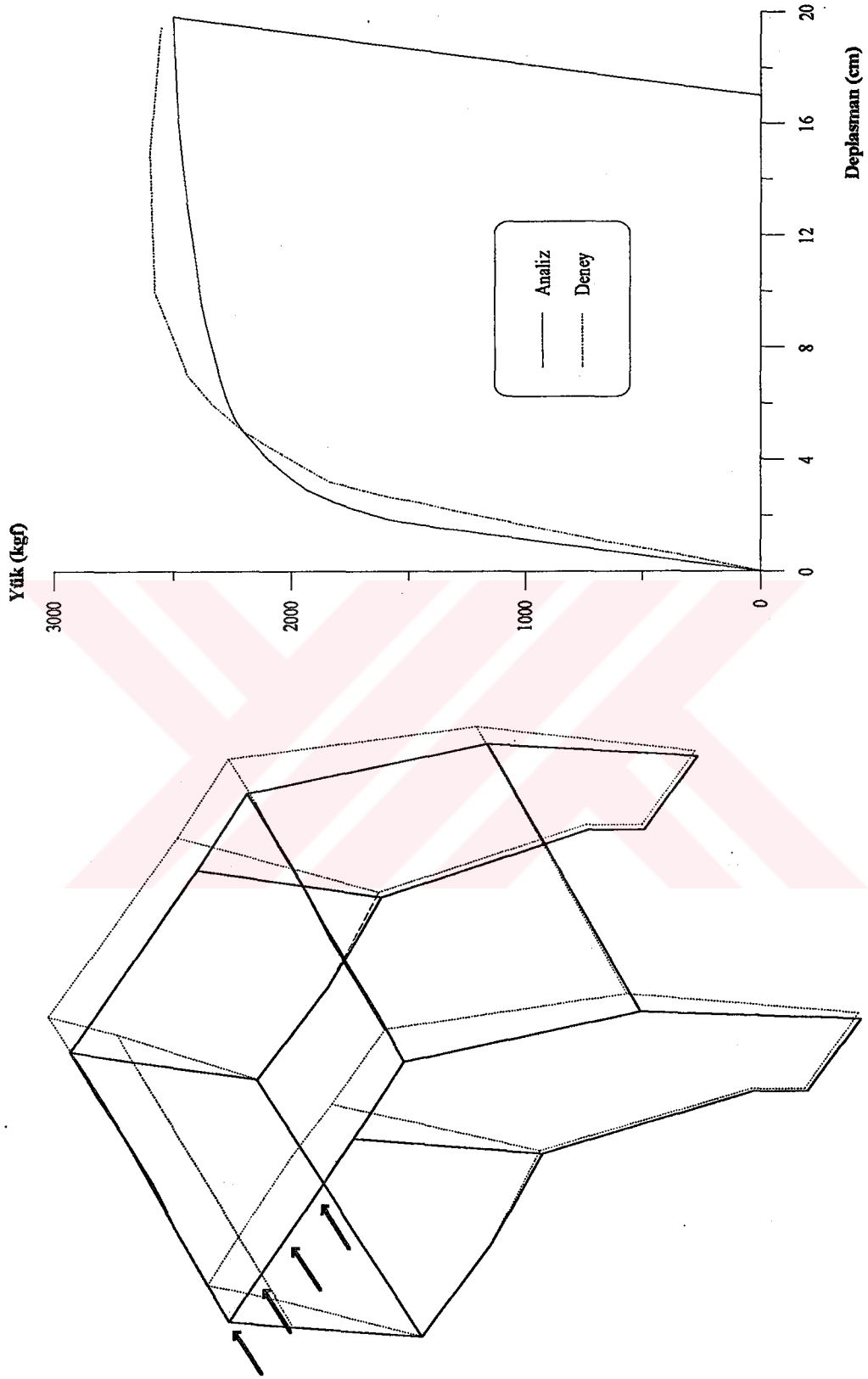
A güvenlik kabininin geliştirilen KABAN programı ile mukavemet analizi yapılırken Şekil 7.10'da gösterildiği gibi standart testlerdeki 5 aşamalı yükleme uygulandı. Arkadan öne statik yükleme ve yandan statik yükleme deneyleri sırasında adım adım yük-deplasman değerleri tesbit edildiği için analiz ve deney sonuçları bu iki aşama için daha detaylı olarak karşılaştırılabildi. Laboratuvarında denenen kabin traktöre bağlandığı noktalardan zemine katı olarak tesbit edilmektedir; ancak deneyler sırasında bağlantı noktalarında oynamalar ve kaymalar olmuştur Bu durum gözönüne alınarak, analiz sırasında tam ankastre mesnetlerin yükleme doğrultusunda tüm yükleme boyunca toplam 1 cm. deplasman yaptığı kabul edildi.

1. ve 3. yükleme aşamalarının deney ve analiz sonuçları Şekil 7.12 ve Şekil 7.13'de verildi. Şekil 7.12'den görüldüğü gibi, 1. yükleme aşamasının deney ve analiz sonuçları birbirine çok yakındır. 3. yükleme aşamasının deney ve analiz sonuçları arasında biraz farklılık gözükmemektedir. Fakat bu fark kabul edilebilir mertebededir.

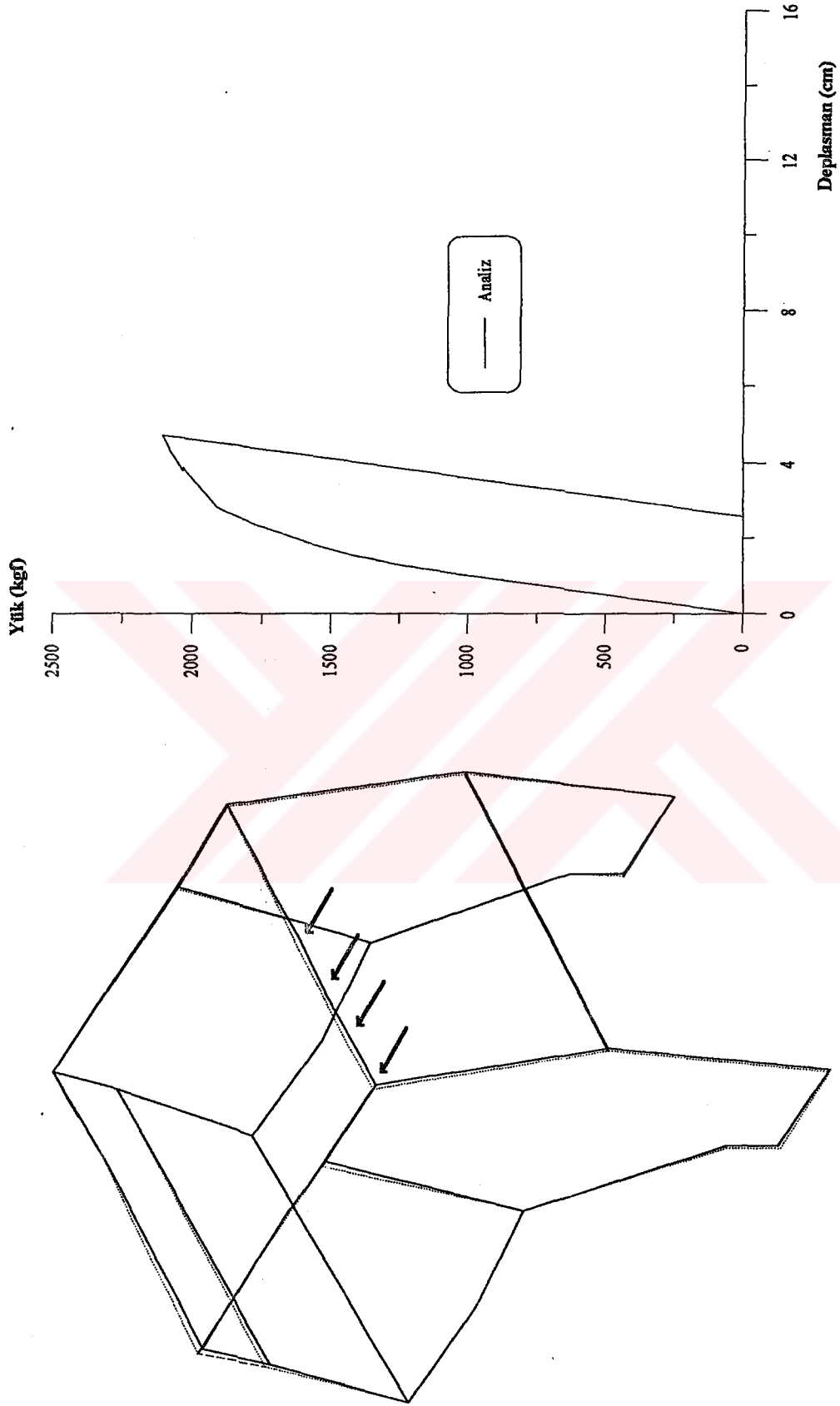
Arkada üstten sıkıştırma, önde üstten sıkıştırma ve arkadan öne statik yükleme deney sonuçları olmadığından, 2. , 4. ve 5. aşamaların analiz sonuçlarını karşılaştırma imkanı olamadı. Bu aşamalardan 5. aşamanın analiz sonuçları Şekil 7.14'de verildi.



Şekil 7.12. A Kabini 1. Yükleme Aşaması Deney ve Analiz Sonuçları

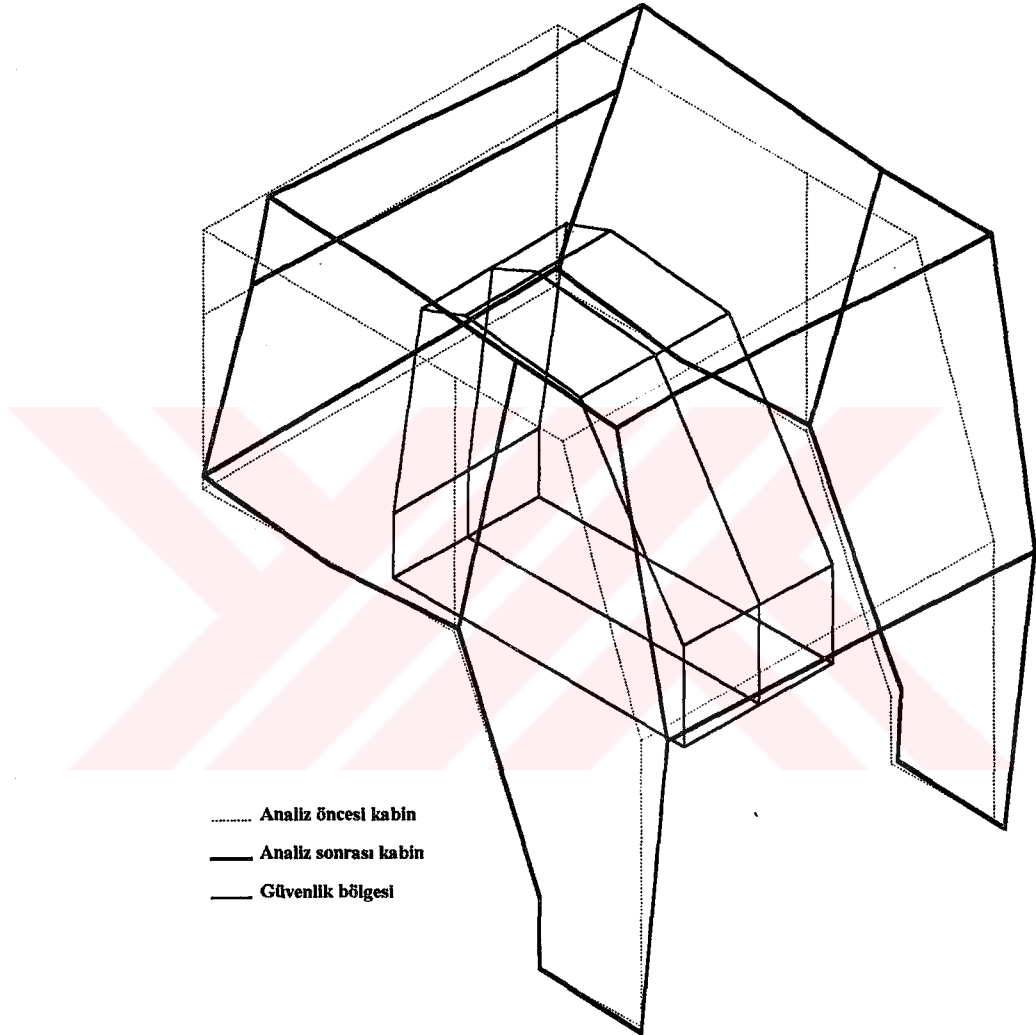


Şekil 7.13. A Kabini 3. Yükleme Aşaması Deney ve Analiz Sonuçları



Şekil 7.14. A Kabini 5. Yükleme Aşaması Analiz Sonuçları

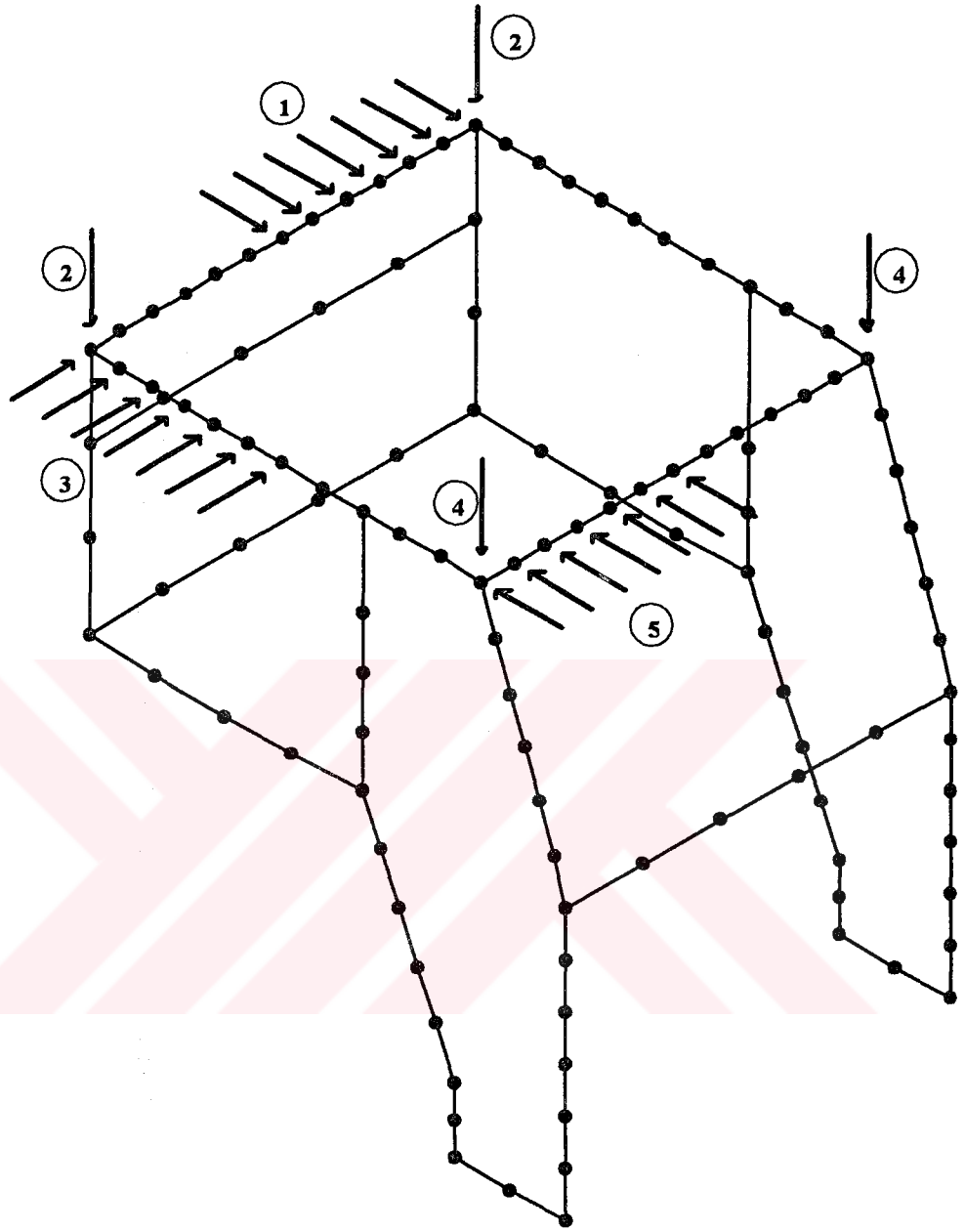
Analiz sonrasında kabin elemanlarının kalıcı deformasyonları dikkate alındığında, kabinin hiçbir elemanı kabin güvenlik bölgesine girmemektedir (Şekil 7.15). Bu da kabinin deneylerle tesbit edildiği gibi koruyucu özellikte olduğunu göstermektedir.



Şekil 7.15. A Kabininin Analizden Önceki ve Sonraki Hali

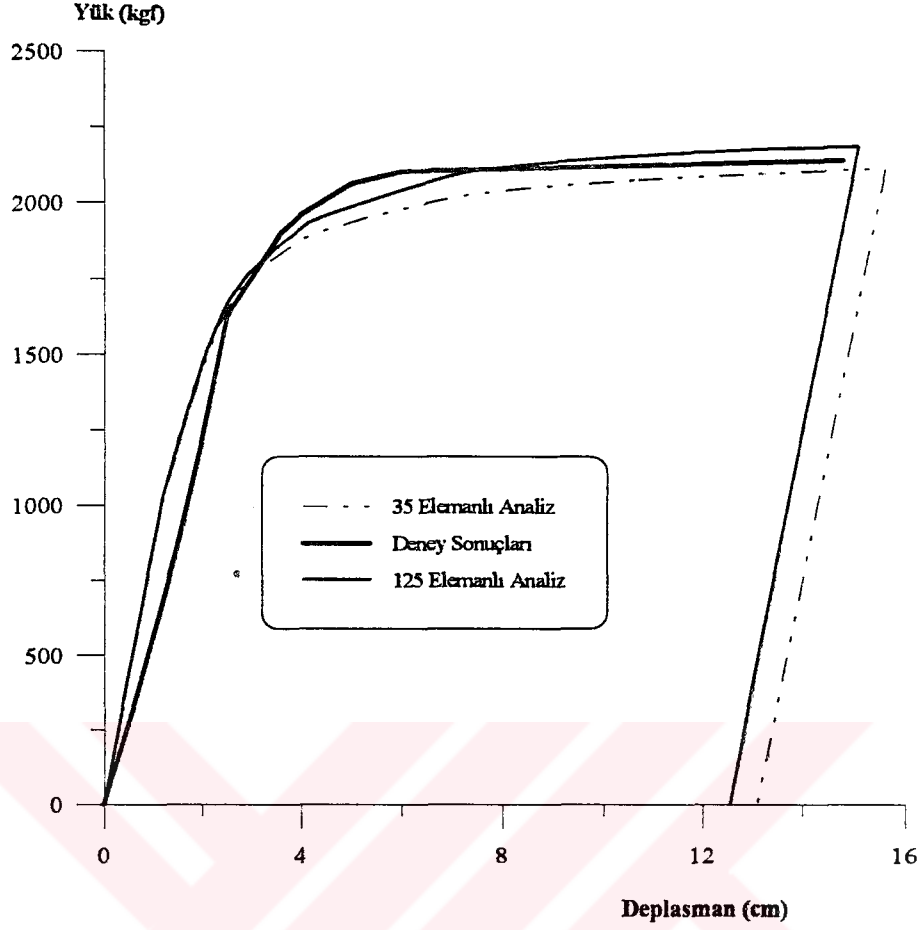
A kabininin çok elemanlı sonlu eleman modeli ve analizi

Sonlu eleman sayısının artmasının mukavemet analizi üzerinde ne gibi etkisi olduğunu görebilmek amacıyla A kabini, Şekil 7.16'da gösterildiği gibi, 118 düğüm noktası ve 125 sonlu elemanla modellendi.



Şekil 7.16. A Kabininin 125 Sonlu Elemanlı Modeli ve Yükleme Aşamaları

Daha fazla sayıda elemanla yapılan analizin elastik bölgede herhangi bir değişikliğe yol açmadığı, fakat plastik bölgede daha iyi sonuçlar verdiği görüldü. Şekil 7.17 , A kabininin 1. yükleme aşamasındaki deney ile 35 elemanlı ve 125 elemanlı analiz sonuçlarını göstermektedir.

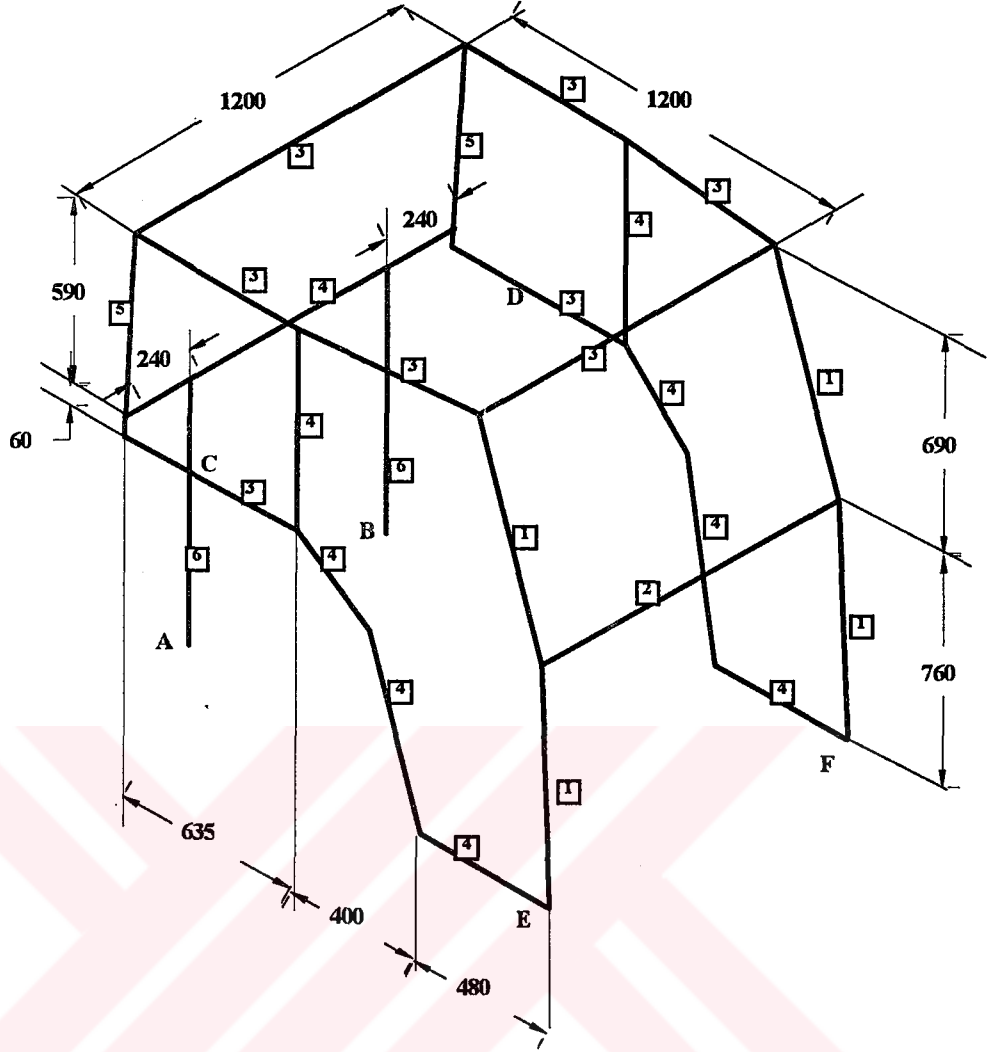


Şekil 7.17. 35 ve 125 Elemanlı Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

7.3.2.B Kabininin Mukavemet Analizi

KABAN programı geliştirilirken analiz sonuçlarını kontrol etmek ve özellikle yükleme aşamaları sırasında yük-deplasman değerlerini adım adım izlemek için İ.T.Ü. Makina Fakültesi Ziraat Makinaları Birimine ait laboratuvarında bir güvenlik kabininin statik yükleme deneyleri tarafımızdan yapıldı. Bu kabinin esas ölçüleri, traktöre bağlantı noktaları ve profil kesit numaraları Şekil 7.18'de verildi.

Sözkonusu kabin A, B, E ve F noktalarından traktör gövdesine bağlanmaktadır. Ayrıca güvenlik kabini C ve D noktalarında çamurluk üzerine oturmakta olup herhangi bir bağlantısı yoktur.



Şekil 7.18. B Güvenlik Kabini Ölçüleri, Bağlantı Yerleri ve Profil Ölçüleri

Şekil 7.18'de gösterildiği gibi B güvenlik kabini, birbirine kaynakla bağlanmış farklı kesite sahip kare kutu profillerinden oluşmaktadır. Bu profillerin enkesitleri

1 nolu profilin enkesiti	50 x 50 x 2.5
2 nolu profilin enkesiti	40 x 40 x 2
3 nolu profilin enkesiti	50 x 50 x 2.5
4 nolu profilin enkesiti	40 x 40 x 2.5
5 nolu profilin enkesiti	50 x 50 x 2
6 nolu profilin enkesiti	60 x 60 x 2.5

şeklindedir.

Profiller St37 çeliği olup akma gerilmesi, elastisite modülü ve kayma modülü sırası ile

$$\sigma_e = 2.4 \times 10^3 \text{ kgf/cm}^2$$

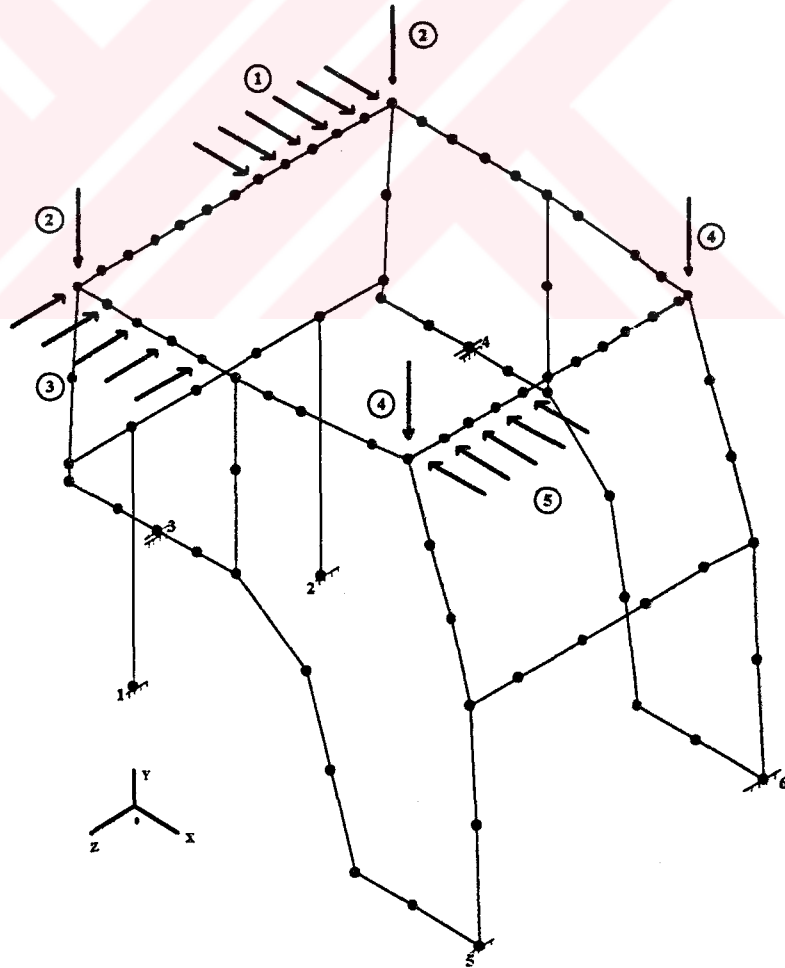
$$E = 2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

$$G = 8.1 \times 10^5 \text{ kgf/cm}^2$$

alındı.

B kabini sonlu eleman modeli ve yükleme aşamaları

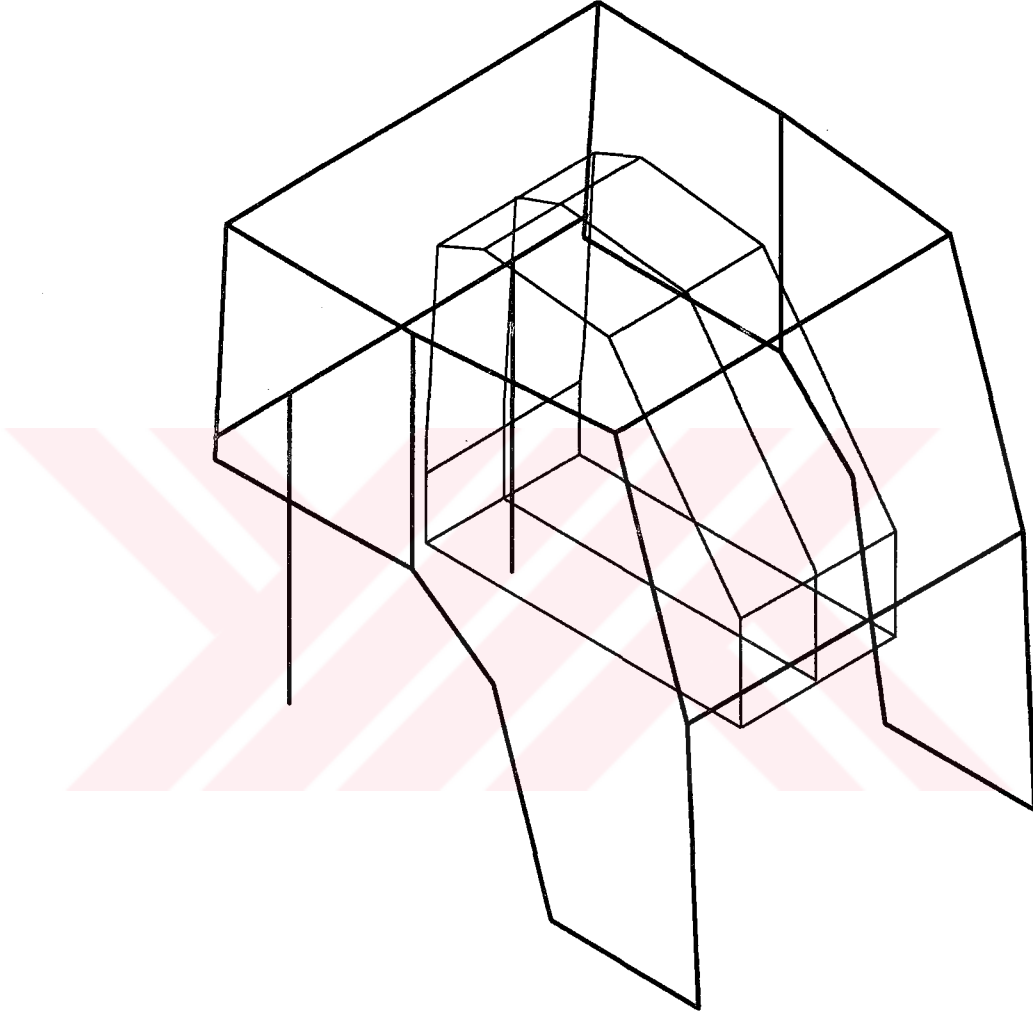
B güvenlik kabininin sonlu eleman modeli, Şekil 7.19'da gösterildiği gibi, 86 düğüm noktası ve 92 uzay çerçeve elemanından oluşmaktadır. Model, gerçek duruma uygun olarak 1., 2., 3., 4., 5. ve 6. düğüm noktalarından bağlandı. 1., 2., 5. ve 6. düğüm noktalarındaki bağlantılar tam ankastre olmasına rağmen 3. ve 4. düğüm noktalarındaki bağlantılarda ise yalnızca Y doğrultusundaki deplasmanlar kısıtlandı, diğer doğrultulardaki deplasman ve dönmeler serbest bırakıldı.



Şekil 7.19. B Güvenlik Kabininin Sonlu Eleman Modeli ve Yükleme Aşamaları

B kabini güvenlik bölgesi

A kabinin de olduğu gibi B kabini için de standartlar ve kullanılan traktör ölçülerinden yararlanılarak güvenlik bölgesi belirlendi ve Şekil 7.20'de B güvenlik kabini içinde sınırları gösterildi.



Şekil 7.20. B Güvenlik Kabini İçin Güvenlik Bölgesi

Plastisite şartı

A kabini için yapılan mukavemet analizinde Orbison denklemi kullanılmıştı. B kabininin mukavemet analizinde hem Orbison denklemi, hem de Orbison denklemi ile mukayese etmek üzere klasik plastisite şartı kullanıldı.

Deney ve Analiz sonuçları

B kabini laboratuvarda zemine, traktöre bağlantı yerlerinden aslına benzer bir şekilde bağlandı ve statik yükleme deneyleri uygulandı. Bu deneylerin 3. aşamasında çeşitli kaynak bağlantılarının kopması sebebiyle deneylere son verildi ve 4. ve 5. aşamalar uygulanamadı. İlk 3 aşamanın adım adım yük-deplasman değerleri detaylı olarak elde edildi.

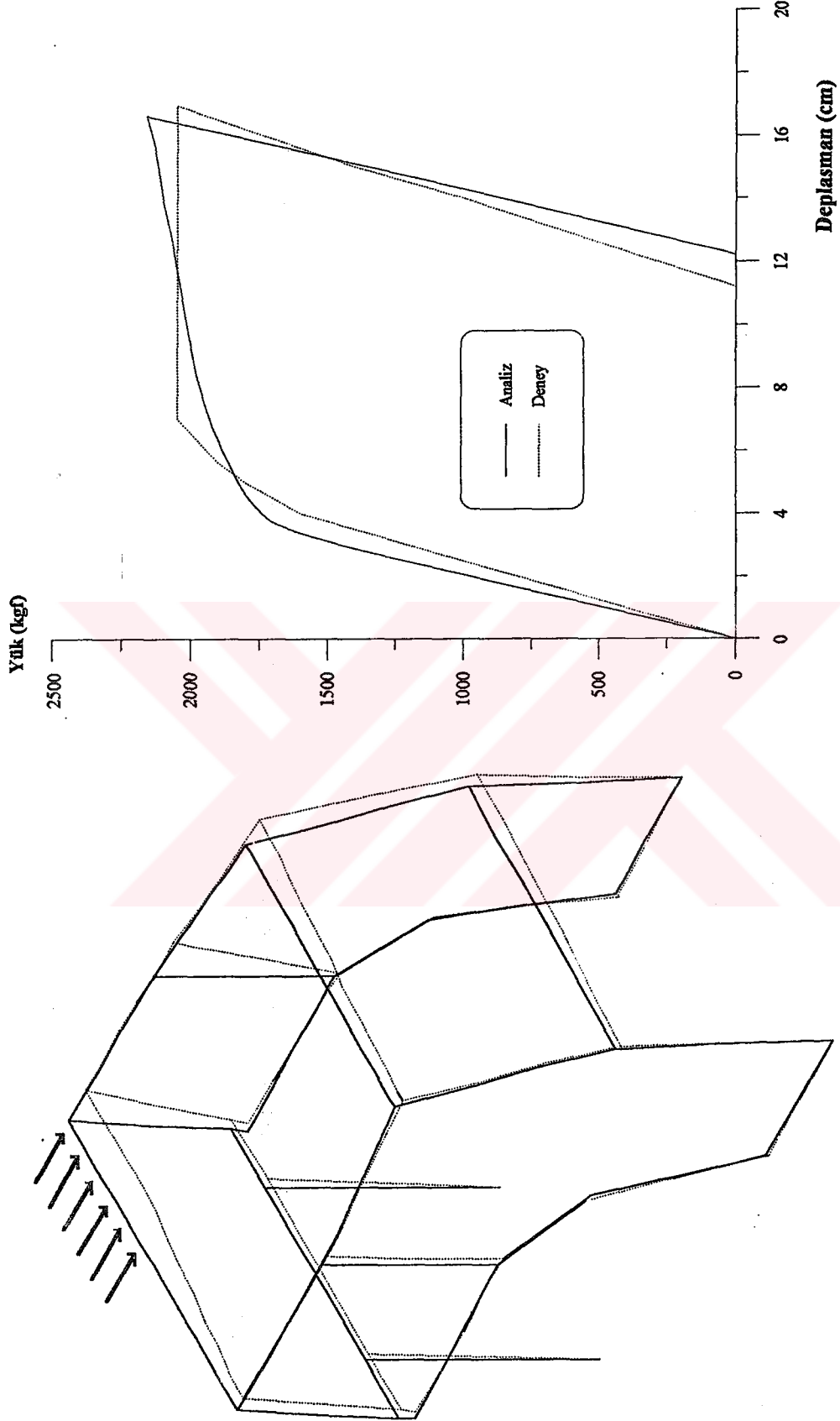
B kabininin statik yükleme deneyleri sırasında, kabinin zemine bağlantı yerlerinin hareket ettiği gözlemlendi ve bu nedenle, A kabinin de olduğu gibi B kabini ankastre mesnetlerinin de yükleme doğrultusunda tam yüklemede toplam 1.5 cm. deplasman yaptığı kabul edildi.

B kabininin deneyleri sırasında gözlenen diğer bir olay da B kabininin kaynak bağlantılarının iyi olmadığıdır. Bu durum gözönüne alınarak analizin 3. aşamasında kaynak bağlantılarının olduğu düğüm noktalarındaki akma gerilmesinin yarıya düştüğü kabul edildi [77].

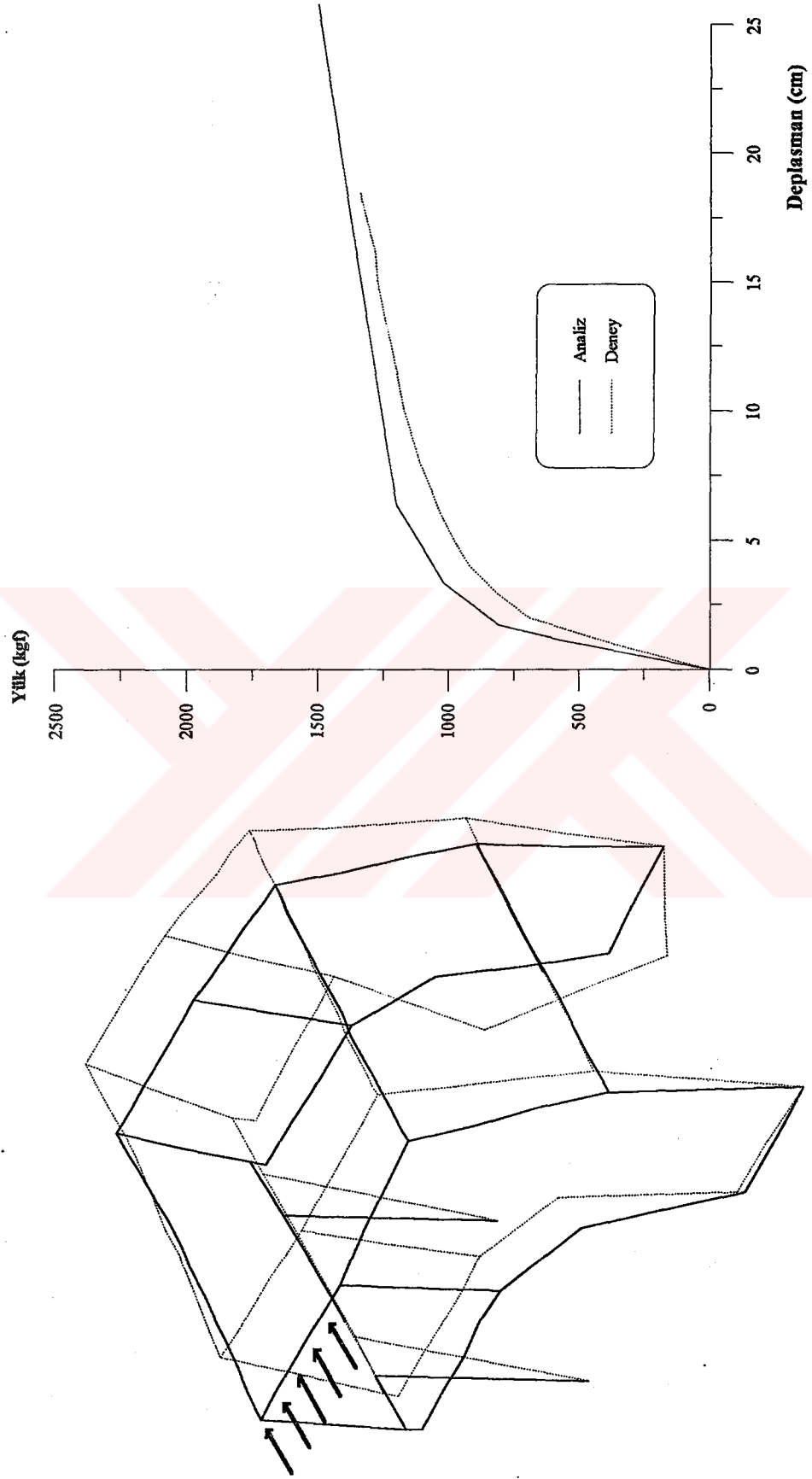
1. aşama için B kabininin deney ve analiz sonuçları Şekil 7.21'de, 3. aşamanın deney ve analiz sonuçları ise Şekil 7.22'de gösterildi.

Bu sonuçlardan görüldüğü gibi kabin bu haliyle koruyucu özelliğe sahip değildir. Bunun esas nedeni kaynak bağlantılarının iyi olmayışıdır.

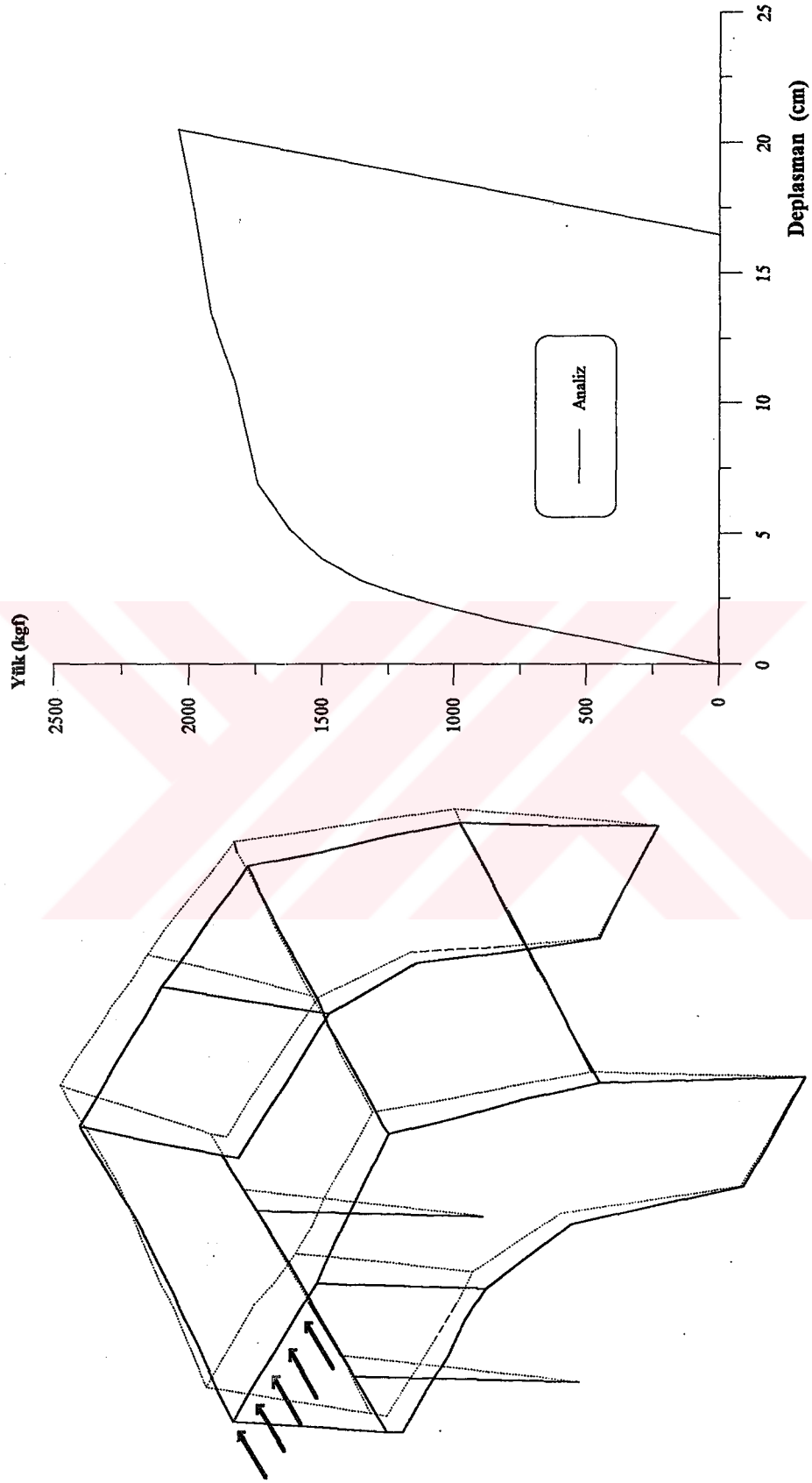
Kaynak bağlantıları iyi olsa idi, güvenlik kabininin mukavemet durumunun ne olabileceği KABAN programı ile analiz edildi. Buna göre, kaynak noktalarında akma gerilmesi yarıya düşürülmeden yapılan analizde, 3. yükleme aşamasının sonuçları Şekil 7.23'de; 5 yükleme aşamasının sonunda B kabinin deforme olmuş hali ve güvenlik bölgesi Şekil 7.24'de gösterildi. Bu şartlar altında yani kaynak bağlantılarının istenilen durumda olması halinde Şekil 7.24'ten görüldüğü gibi, kabin koruyucu özelliğe sahip olmaktadır.



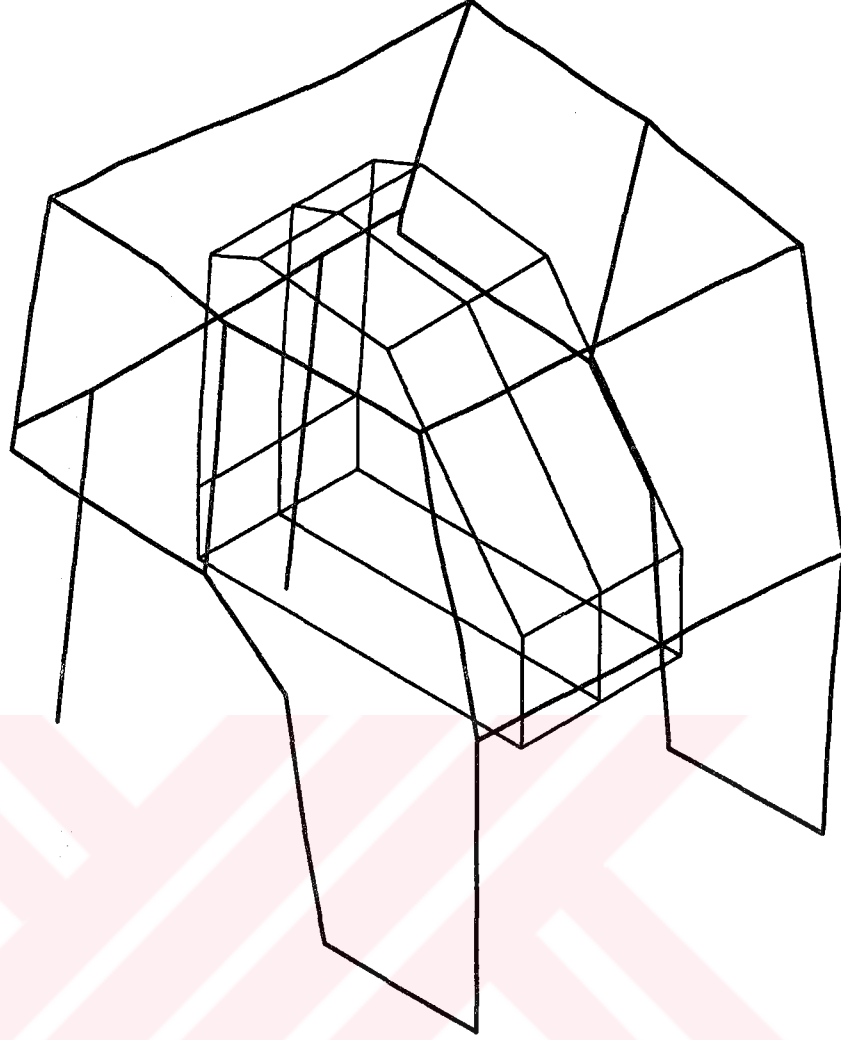
Şekil 7.21. B Kabini 1. Yükleme Aşaması Deney ve Analiz Sonuçları



Şekil 7.22. B Kabini 3. Yükleme Aşaması Deney ve Analiz Sonuçları



Şekil 7.23. B Kabinin Kaynak Bağlantılarının İstenilen Durumda Olması Halinde Yapılan Analizin 3. Yükleme Aşamasının Sonuçları

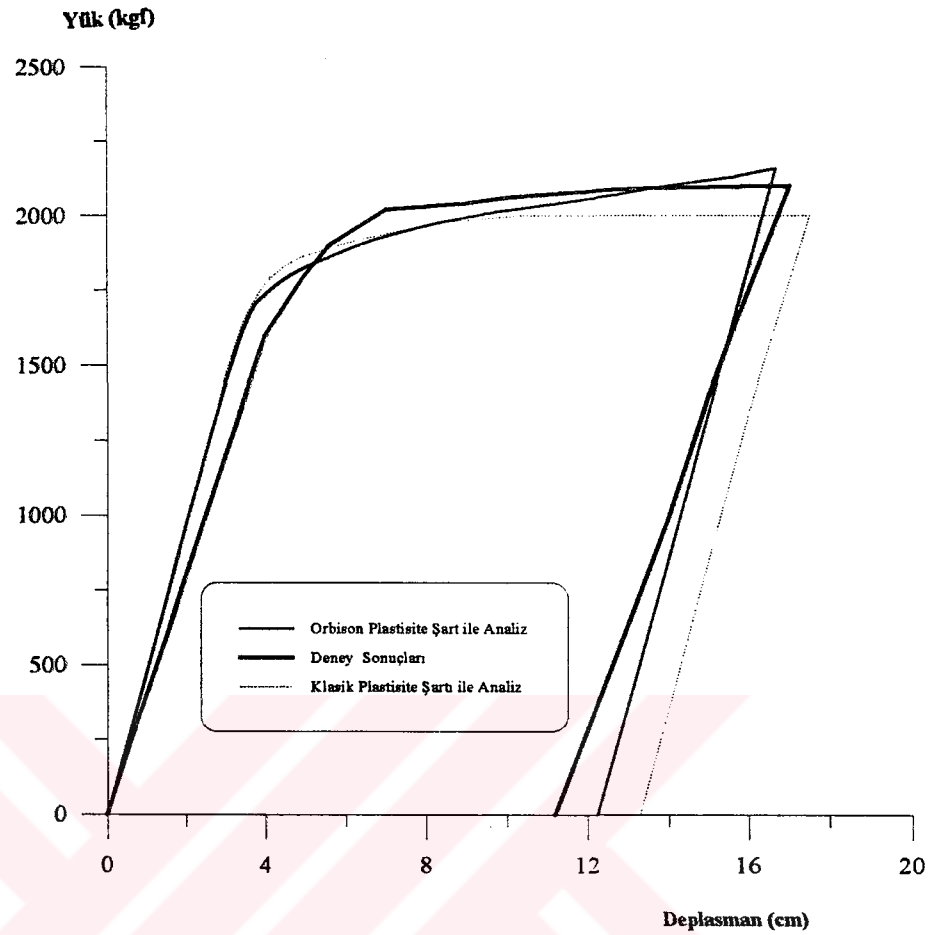


Şekil 7.24. B Kabinin Kaynak Bağlantılarının İstenilen Durumda Olması Halinde Yapılan Analiz Sonrası Kabinin Deforme Olmuş Hali ve Güvenlik Bölgesi

Orbison ve klasik plastisite şartlarının karşılaştırılması

Plastisite şartının elasto-plastik analizde önemi büyüktür. KABAN programı geliştirilirken farklı plastisite şartları denendi. Bunların içinde deney sonuçlarına en yakın sonucu Orbison ve arkadaşlarının çelikler için önerdiği plastisite şartı verdi ve KABAN programında kullanıldı.. Ancak çok yaygın olarak kullanılan klasik plastisite şartı da KABAN programına ilave edildi.

B güvenlik kabinin analizinde her iki plastisite şartı da kullanıldı. Şekil 7.25'de 1. yükleme aşamasında deney sonuçları ile birlikte Orbison ve klasik plastisite şartlarına göre analiz sonuçları gösterildi.



Şekil 7.25. B Kabinin 1. Yükleme Aşamasında Deney ile Orbison ve Klasik Plastisite Şartlarına Göre Analiz Sonuçları

Şekil 7.25'den görüldüğü gibi, arada önemli bir fark olmamasına rağmen Orbison plastisite şartı, klasik plastisite şartına göre daha iyi sonuç vermektedir. Güvenlik kabini dışında bazı farklı yapıların elasto-plastik analizinde klasik plastisite şartının daha iyi sonuç verdiği görüldü.

Farklı Elemanlarla Tasarlanan Yeni C Kabini ve B Kabini ile Mukayesesi

Aynı ölçülere ve traktöre bağlantı noktalarına sahip fakat farklı profiller kullanarak yeni bir C kabini tasarlandı ve KABAN programı ile mukavemet analizi yapıldı. Ölçüleri, bağlantı noktaları ve profil numaraları Şekil 7.18'de verilen örnek C kabininin B kabininden farklı profillerinin enkesitleri

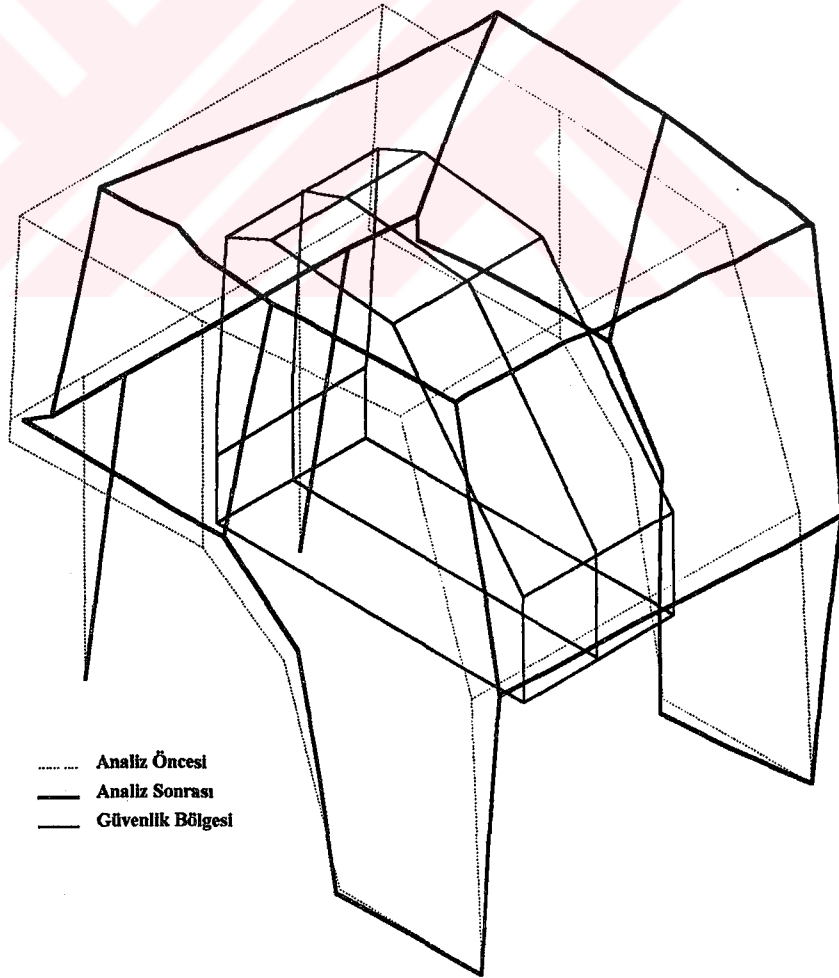
1 nolu profilin enkesiti	40 x 40 x 2.5
3 nolu profilin enkesiti	40 x 40 x 2.5
5 nolu profilin enkesiti	40 x 40 x 2

dir ve profil malzemeleri de B kabinindeki gibi St37 çeliğidir.

Tasarlanan bu C örnek kabini, KABAN programı ile 5 aşamalı yüklemeye tabi tutuldu ve analiz sonuçları Şekil 7.26'da sunuldu.

Şekil 7.26'dan görüldüğü gibi, analiz sonrasında kabinin hiçbir elemanı kabin güvenlik bölgesine girmemektedir. Bu da kabinin koruyucu özelliğe sahip olduğunu göstermektedir.

B güvenlik kabini ile tasarlanan C örnek kabinin profil enkesitleri dikkate alınarak, bu kabinlerin toplam ağırlıkları hesaplandı [78]. Tasarlanan C örnek kabininin ağırlığı B kabininin ağırlığından yaklaşık %16 daha hafiftir. Tasarlanan C örnek kabinin B kabini yerine kullanılmasıyla, hem standartlarda istenilen şartlar yerine getirilmekte ve hem de her kabinde malzemedan %16 ekonomiklik sağlanabilmektedir.



Şekil 7.26. Tasarlanan C Örnek Kabinin Analizden Önceki ve Sonraki Halleri

BÖLÜM 8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, ilk defa bir bütünlük içinde traktör güvenlik kabinlerinin konstrüksiyon ve imalatına destek olacak ve imal edilmiş kabinleri kontrol edecek sistematik bir matematik model geliştirildi ve pratiğe uygulanabilir KABAN isimli bir bilgisayar programı hazırlandı. Söz konusu matematik model ve bilgisayar programı yardımıyla,

- eğimli arazilerde devrilen bir traktörün sürekli yuvarlanmamasını sağlayacak kabin geometrik ölçüleri değişik şartlarda analiz edilebilmekte ve belirlenebilmekte;

- traktörün devrilmesi halinde güvenlik kabininin sürücüyü koruyacak özellikte ve mukavemette olması için yapılan standart kontrol deneyleri simule edilebilmekte ve uygun ve ekonomik bir kabinin konstrüksiyonu için gerekli bilgiler tesbit edilebilmektedir.

Kısaca bu çalışmada geliştirilen matematik model ve bilgisayar programı, traktör güvenlik kabinlerinin (a) sürekli yuvarlanma analizini ve (b) mukavemet analizini yapmaktadır. Her iki analizle ilgili sonuçlar aşağıdaki alt bölümlerde ayrı ayrı ifade edildi.

8.1. Sürekli Yuvarlanma Analizi Sonuçları

1. Bu analizde traktörün yana devrilmesi halinde kabinin toprağa batma miktarı ilk defa toprağın karakteristik basınç-batma bağıntısı ve toprak özellikleri kullanılarak hesaplandı.

2. Geliştirilen KABAN programı ile, ilk defa değişik özellikteki topraklar için sürekli yuvarlanma analizi yapılabilmektedir. Yapılan analizlerde genelde kuru kumlu topraklarda yuvarlanma emniyetinin kritik olduğu görüldü.

3. Bu çalışmada, traktör-kabin sistemi değişik eğimli arazilerde devrilme emniyeti açısından da incelenebilmektedir. Nitekim % 60'ın üzerindeki arazi eğimlerinde devrilme emniyeti açısından tehlikeli durumlar oluşabileceği görüldü.

4. Geliştirilen analiz modeli ile traktör-kabin sisteminin sürekli yuvarlanmamasını sağlayacak kabin genişliği ve toplam yükseklik için sınır değerleri tesbit edilebilmektedir.

5. Genelde traktörlerin iz genişliği tarım tekniğine uygun olarak değiştirilebilmektedir. Yapılan analizlerde, Türkiye'de imal edilen kabinlerin çoğu %40 eğimli arazilerde traktörün maksimum iz genişliğinde çalışması halinde devrilme emniyeti kritik olmaktadır.

6. Traktör iz genişliği ne kadar dar olursa, traktör-kabin sistemi o kadar hızlı devrilmekte, fakat o oranda da yuvarlanmaya devam yatkınlığı azalmaktadır.

8.2. Mukavemet Analizi Sonuçları

1. Güvenlik kabinlerinin sonlu eleman yöntemiyle mukavemet analizi, standart statik yükleme deneylerinin simülasyonu yapılarak gerçekleştirildi.

2. İnce cidarlı kirişlerden oluşan bir uzay çerçeve sistemi olan güvenlik kabininin taşıyıcı sistemi, statik yükleme deneylerinde plastik şekil değiştirmelere ve büyük deformasyonlara uğradığından hem geometrik hem de malzeme bakımından nonlinear olarak analiz edildi.

3. Bu çalışmada nonlinear geometrik analiz için, ince cidarlı kirişler teorisi ve bu konuda yapılan son çalışmalar kullanıldı. Güvenlik kabininin sonlu eleman modelinde elastik ve geometrik rijitlik matrisleri, sözkonusu teori yardımıyla hesaplandı.

4. Elasto-plastik analiz için, sonlu eleman yöntemine dayalı yeni bir yöntem olan plastik düğüm yöntemi kullanıldı. Bu yöntemde, elasto-plastik rijitlik matrisleri bir matris çarpımı ile kolayca elde edilebilmektedir. Ayrıca, her yükleme adımında rijitlik matrisi, düğümlerin elastik veya plastik olma durumlarına göre yeniden oluşturulduğundan artık kuvvet vektörü sıfıra çabuk yaklaşmakta ve fazla sayıda iterasyona gerek kalmamaktadır.

5. Güvenlik kabinlerinin elasto-plastik analizinde, plastisite şartı olarak Orbison ve arkadaşlarının çelikler için geliştirdiği plastisite şartının uygun olduğu görüldü.

Ancak Orbison plastisite şartı ile mukayese etmek ve farklı malzemeden yapılmış uzay çerçeve sistemlerinin analizinde kullanılmak üzere KABAN programına klasik plastisite şartı da ilave edildi.

6. KABAN programı ile mukavemet analizinden elde edilen sonuçlar, İ.T.Ü.'nün ilgili laboratuvarında yapılan deney sonuçlarıyla karşılaştırıldı ve sonuçlar arasında büyük bir uyumluluk olduğu görüldü.

7. Geliştirilen KABAN programının mukavemet analizi ile herhangi bir uzay çerçeve sisteminin nonlinear analizi gerçekleştirilebilir.

8. Uzay çerçeve sistemlerinde yaygın olarak kullanılan 6 değişik kiriş kesiti için kesit değerlerini ve plastik akma durumunda kuvvet ve momentleri hesaplayan bir alt program KABAN programına ilave edildi. Böylece analiz için kesitin 4 boyutunun ve plastik akma mukavemetinin verilmesi yeterli olmaktadır.

9. KABAN programı ile, uzay çerçeve sisteminin elasto-plastik analizinde, kullanıcının seçimine bağlı olarak hem yükleme hem de yükleme-boşaltma yapılabilir.

10. Yapılan analizlerde, sistemin düğüm sayısının artması özellikle plastik bölgede gerçeğe daha yakın sonuçların elde edildiğini gösterdi.

11. Aynı kabinlerin daha az malzeme ile yapılıp yapılamayacağı KABAN programı ile analiz edildi ve standartları da sağlayacak şekilde daha az malzeme ile imal edilebileceği görüldü. Örnek bir kabinde yapılan uygulamada ortalama % 20'ye yakın malzeme tasarrufu sağlanabilmektedir.

8.3. Öneriler

1. Sürekli yuvarlanma analizinde elde edilen sonuçlar, Türkiye'de imal edilen kabinlere bu çalışmada geliştirilen sürekli yuvarlanma analizinin uygulanması gerekliliğini ortaya koymuştur.

2. Mukavemet analizinde gerçeğe daha yakın sonuçlar elde etmek için, kullanılan bilgisayarın özellikleri de dikkate alınarak, sistem mümkün olduğu kadar fazla sayıda düğüm noktası ile modellenmelidir.

3. Geliştirilen KABAN programında mukavemet analizinde gerek traktör güvenlik kabininin gerekse herhangi bir uzay çerçevenin data dosyasını hazırlamak fazla zaman almaktadır. Bu nedenle, geliştirilen programa, otomatik ağ hazırlama alt programının ilave edilmesi, özellikle çok fazla sonlu elemanlı analizlerde, zaman tasarrufu sağlayacaktır.

4. Plak elemanlarının mukavemete etkisi az olduğundan, geliştirilen KABAN programında plak elemanları dikkate alınmadı. Ancak ilerdeki çalışmalarda, plak elemanları da matematik modele dahil edilebilir ve tüm taşıtların taşıyıcı sistemlerinin mukavemet analizleri yapılabilir.



KAYNAKLAR

- [1] SCHWANGHART, H., Fragen der Schlepper - Umsturzsicherheit., Haus der Technik, Essen, 1979.
- [2] SCHWANGHART, H., Kipp- und Umsturzverhalten eines Schleppers, Landtechnik, 11, 1978.
- [3] SCHWANGHART, H., Festigkeitsbetrachtung von Schlepper-Umsturzsicherheitsrahmen, Besonders für die Nachrüstung, Landtechnik, 10, 441-445, 1975.
- [4] ISO 3463, Agricultural and Forestry Wheeled Tractors - Protective Structures - Dynamic Test Method and Acceptance Conditions, International Organization for Standardization, Switzerland, 1984.
- [5] TSE 3412, Tarım Traktörleri için Koruyucu Çerçeve ve Kabin Deney Esasları, Türk Standardları Enstitüsü, Ankara, 1979.
- [6] ISO 5700, Agricultural and Forestry Wheeled Tractors - Protective Structures Static Test Method and Acceptance Conditions, International Organization for Standardization, Switzerland, 1984.
- [7] SCHWANGHART, H. und SÖHNE, W., Stand und Entwicklung von Prüfmethode bei Schlepper-umsturzsicherheitsvorrichtungen, Grundle. Landtechnik Bd.28, Nr. 5, S. 178/184, 1978.
- [8] SCHWANGHART, H. und SÖHNE, W., Rechnerischer Festigkeitsnachweis von Umsturzsicherheitsrahmen zur Schleppernachrüstung, Technischen Universität München, München, 1974.
- [9] YEH, E.Y., HUANG, Y. and JOHNSON, E.L., An Analytical Procedure for the Support of ROPS Design, Society of Automotive Engineers, Off-Highway Vehicle Meeting, Wisconsin, Sept., 1976.
- [10] SADEGHI, M. M., Selection of Papers Prepared by C.I.C. for the Short Course: Mechanics of Structural Failure, Cranfield Impact Centre, Cranfield, 1991.
- [11] MILES, J. C., The Determination of Collapse Load and Energy Absorbing Properties of Thin Walled Beam Structures Using Matrix Methods of Analysis, Int. J. Mech. Sci., Vol 18, pp. 399-405, 1976.

- [12] KECMAN, D., Cranfield Structural High Deformation Program (CRASHD) User's Manual, Cranfield Impact Centre, UK, 1980.
- [13] BROWN, J. C., The Design and Type Approval of Coach Structures for Roll-over Using the CRASH-D Program, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 11, No:4/5, pp. 361-373, 1990.
- [14] ASHBURNER, J. E., Aspects of the Design and Testing of Tractor Safety Frames, Proceedings Institution of Mechanical Engineers, Vol. 189, 1975.
- [15] HARDY, R. N., Analytical and Experimental Investigation of a Tractor Cab Structure, International Conference on Modern Vehicle Design Analysis, London, 1983.
- [16] MILES, J. C. and WARDILL, G. A., The Analysis and Design of a Fire Engine Safety Cab Using Finite Element Methods, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 191, pp. 187-192, 1977.
- [17] BAŞOĞLU, H., KAYKAYOĞLU, C. R. ve KOBANER, C., Tüvasaş Ray Otobüsünün Yapı Tasarımı, Tübitak, Gebze, 1990.
- [18] ZIENKIEWICZ, O. C., The Finite Element Method, McGraw-Hill, Uk, 1991.
- [19] ARGYRIS, J. H., BONI, B., HINDENLANG, U. and KLEIBER, M., Finite Element Analysis of Two and Three Dimensional Elasto-Plastic Frames - The Natural Approach, Comp. Meth. App. Mec. Eng., Vol 35, pp. 221-248, 1982.
- [20] YANG, Y.B., and LEU, L.J, Constitutive Laws and Force Recovery Procedures in Nonlinear Analysis of Trusses, Comp.Meth.App.Mec.Eng., 92,121-131, 1991.
- [21] YANG, Y.B., and MCGUIRE, W., Stiffness Matrix for Geometric Nonlinear Analysis, J.Struct. Engrg., ASCE, 112(4), 863-877, 1986.
- [22] YANG, Y.B., and MCGUIRE, W., Joint Rotation and Geometric Nonlinear Analysis, J.Struct. Engrg., ASCE, 112(4), 879-905, 1986.
- [23] CONCI, A. and GATTAS, M., Natural Approach for Thin-Walled Beam-Columns with Elastic-Plasticity, Int. J. Num. Meths. Engr., Vol. 29, pp. 1653-1679, 1990.
- [24] CONCI, A. and GATTAS, M., Natural Approach for Geometric Non-Linear Analysis of Thin-Walled Frames, Int. J. Num. Meths. Engr., Vol. 30, pp. 207-231, 1990.

- [25] CONCI, A., Large Displacement Analysis of Thin-Walled Beams with Generic Open Section, Int. J. Num. Meths. Engr., Vol. 33, pp. 2109-2127, 1992.
- [26] AL-BERMANI, G. A. and KITIPORNCHAI, S., Nonlinear Analysis of Thin-Walled Structures Using Least Element/Member, J. Struct. Engrg., Vol. 116, No. 1, pp. 215-234, 1990.
- [27] HINTON, E. and OWEN, D.R.J., Finite Element in Plasticity: Theory and Practice, Pineridge Press Limited, Swansea, U.K., 1980.
- [28] KARDESTUNCER, H. and NORRIE., D. H., Finite Element Handbook, McGraw-Hill, Uk, 1987.
- [29] BATHE, K.J., and BOLOURCHI, S., Large Displacement Analysis of Three-Dimensional Beam Structures, Int. J. Num. Meth. Eng., Vol. 14, 961-986, 1979.
- [30] NEDERGAARD, H. and PEDERSEN, P. T., Analysis Procedure for Space Frames with Material and Geometrical Nonlinearities, Finite Element Methods for Nonlinear Problems Europe-US Symposium, Trondheim, Norway, 1985, Springer, Berlin, 1986.
- [31] HALDAR, A. and NEE, K., Elasto-plastic Large Deformation Analysis of PR Steel Frames for LRFD, Computers and Structures, Vol. 31, No. 5, pp. 811-823, 1989.
- [32] MEEK, J. L. and TAN, H. S., Geometrically Nonlinear Analysis of Space Frames by an Incremental Iterative Technique, Comp. Meths. App. Mech. Engr., Vol. 47, pp. 261-282, 1984.
- [33] MEEK, J. L., and LIN, W. J., Geometric and Material Nonlinear Analysis of Thin-Walled Beam-Columns, Struct. Engrg., Vol. 116, No. 6, pp. 1473-1490, 1990.
- [34] CHEN, H. and BLANDFORD, G. E., Thin-walled Space Frames. I: Large Deformation Analysis Theory, Struct. Engrg., Vol. 117, No. 8, pp. 2499-2520, 1991.
- [35] CHEN, H. and BLANDFORD, G. E., Thin-walled Space Frames. II: Algorithmic Details and Applications, Struct. Engrg., Vol. 117, No. 8, pp. 2521-2539, 1991.
- [36] CHANDRA, R., TRIKHA, D. N. and KRISHNA, P., Nonlinear Analysis of Steel Space Structures, J. Struct. Engrg., Vol. 116, No. 4, pp. 898-909, 1990.

- [37] CHANDRA, R., KRISHNA, D. N. and P. and TRIKHA, D. N., Elastic-Plastic Analysis of Steel Space Structures, J. Struct. Engrg., Vol. 116, No. 4, pp. 939-955, 1990.
- [38] BARSOUM, R. S. and GALLAGHER, R. H., Finite Element Analysis of Torsional and Torsional-Flexural Stability Problems, Int. J. Num. Meths. Engr., Vol. 2, pp. 335-352, 1970.
- [39] RAJASEKARAN, S. and MURRAY, D. W., Finite Element Solution of Inelastic Beam Equations, Struct. Div., Vol. 99, No. ST6, pp. 1025-1041, 1973.
- [40] UEDO, Y., and YAO, T., The Plastic Node Method: A New Method of Plastic Analysis, Comp. Meth. App. Mec. Eng., 34, 1089-1104, 1982.
- [41] UEDO, Y., and FUJIKUBO, M., Generalization of the Plastic Node Method, Comp. Meth. App. Mec. Eng. , 92, 33-53, 1991.
- [42] UEDO, Y., and FUJIKUBO, M., Plastic Node Method Considering Strain-Hardening Effects, Comp. Meth. App. Mec. Eng., 94, 317-337, 1992.
- [43] FUJIKUBO, M., BAI, Y., and UEDO, Y., Dynamic Elastic-Plastic Analysis of Offshore Framed Structures by Plastic Node Method Considering Strain-hardening Effects, Int. J. Offshore and Polar Engineering, Vol. 1, No. 3, pp. 220-227, 1991.
- [44] BATHE, K.J., and CIMENTO, A.P., Some Practical Procedures for The Solution of Nonlinear Finite Element Equations, Comp. Meth. App. Mec. Eng., 22, 59-85, 1980.
- [45] ORBISON, J. G., MCGUIRE, W. and ABEL, J. F., Yielde Surface Applications in Nonlinear Steel Frame Analysis, Comp. Meths. App. Mec. Eng., 33, 557-573, 1982.
- [46] MACKERLE, J., Finite Element Codes for Microcomputers - A review, Computers & Structures, Vol. 24, No. 4, pp. 657-682, 1986.
- [47] WILSON, E. L. and HABIBULLAH, A., SAP80 Structural Analysis Programs, Computer & Structures Inc., California, 1984.
- [48] BEKKER, M. G., Introduction to Terrain-vehicle Systems, University of Michigan, Ann Arbor, U.S.A., 1969.
- [49] KOCABIÇAK, Ü., Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Yükleme Plakası Altındaki Toprakta Gerilme Dağılımlarının Hesaplanması, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul, 1985.

- [50] KUT, T., Traktörlerde Sürücü Kabinlerinin Konstrüksiyon Esasları, TZDK Mesleki Yayınlar No:31, Ankara, 1984.
- [51] İŞÇİ, Ş., Traktör Emniyet Kabini, Bitirme Ödevi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul, 1980.
- [52] ÖZKOPARAN, F., Türkiye'de Yapılan Traktör Emniyet Kabinlerinin Boyut ve Mukavemet Açısından İncelenmesi ve İrdelenmesi, Bitirme Ödevi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, 1981.
- [53] ÇAKIROĞLU, A. ve ÖZER, E., Malzeme ve Geometri Değişimi Bakımından Lineer Olmayan Sistemler, İ.T.Ü. Kütüphanesi, İstanbul, 1980.
- [54] ŞUHUBİ, E. ve CİNEMRE, V., Yapıların Plastik Analizi, İ.T.Ü. Kütüphanesi, İstanbul, 1967.
- [55] KURTAY, T., Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul, 1980.
- [56] GOPALAKRISHNA, H. S. and GREIMANN, L. F., Newton-Raphson Procedure for The Sensitivity Analysis of Nonlinear Structural Behavior, Computer & Structure, Vol. 30, No. 6, pp. 1263-1273, 1988.
- [57] GRIFFITHS, D. V., An Iterative Method for Plastic Analysis of Frames, Computers & Structures, Vol. 30, No. 6, pp. 1347-1354, 1988.
- [58] DAILEY, D., VALLANCE, D. M., VAPENIKOVA, O. and PULFORD, S.L., FTN77/386 Reference Manual, The University of Salford, U.S.A., 1989.
- [59] HINTON, E. and OWEN, D.R.J., An Introduction to Finite Element Computations, Pineridge Press Limited, Swansea, U.K., 1985.
- [60] HINTON, E. and OWEN, D.R.J., Finite Element Programming, Academic Press Ltd., London, U.K., 1980.
- [61] CHANDRUPATLA, T.R. and BELEGUNDU, A.D., Introduction to Finite Elements in Engineering, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, USA, 1991.
- [62] BATHE, K.J., Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, USA, 1982.
- [63] GÜNAY, D., Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodunun Temelleri, Sakarya Üniversitesi, Sakarya, 1993.
- [64] PRZEMIENIECKI, J. S., Theory of Matrix Structural Analysis, McGraw-Hill, UK, 1968.

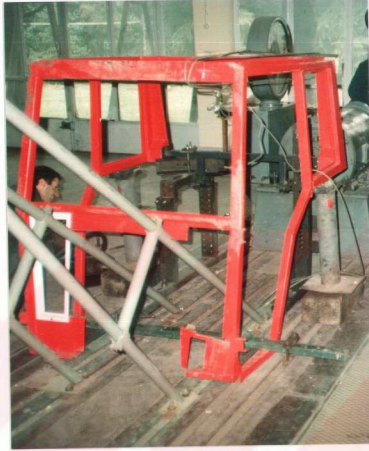
- [65] AKSOĞAN, O. ve YILMAZ, Ç., İnşaat Mühendisliğinde Bilgisayar Kullanımı, Bizim Büro Basımevi, Ankara, 1985.
- [66] DÜNDAR, C., KIRAL, E. ve MENĞİ, Y., Yapı Mekaniğinde Bilgisayar Programları, Teknik Yayınevi, Adana, 1986.
- [67] TEZCAN, S., Çubuk Sistemlerin Elektronik Hesap Makineleri ile Çözümü, İ.T.Ü. Kütüphanesi, İstanbul, 1970.
- [68] ÇAKIROĞLU, A., ÖZDEN, E. ve ÖZMEN, G., Yapı Sistemlerinin Hesabı İçin Matris Metotları ve Elektronik Hesap Makinası Programları, Cilt I, İ.T.Ü. Kütüphanesi, İstanbul, 1970.
- [69] ÇAKIROĞLU, A., ÖZDEN, E. ve ÖZMEN, G., Yapı Sistemlerinin Hesabı İçin Matris Metotları ve Elektronik Hesap Makinası Programları, Cilt II, İ.T.Ü. Kütüphanesi, İstanbul, 1974.
- [70] DING, Y. and ESPING, B.J.D., Optimum Design of Beams with Different Cross-Sectional Shapes, Computers and Structures, Vol. 24, No. 5, pp. 707-726, 1985.
- [71] ARDA, T. S. ve UZGİDER, E., Çelik Yapılarda Taşıma Gücü, İ.T.Ü. Kütüphanesi, İstanbul, 1986.
- [72] GERE, J. M. and WEAVER, W., Analysis of Framed Structures, D. Van Nostrand Company, Inc., USA, 1965.
- [73] COOK, R. D., MALKUS, D.S. and PLESHA, M. E., Concepts and Applications of Finite Element Analysis, John Wiley & Sons Inc., U.S.A., 1989.
- [74] AUTOCAD 10.0 Reference Manual, Autodesk Inc., U.S.A., 1988.
- [75] ÖZ, İ. H., KURTAY, T. ve ARPACI, M., Fiat 480 Traktörü İçin Yapılan Kapalı Kabinin Koruyucu Özelliğinin Tesbiti Raporu, Rapor No. 79/8, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul, 1979.
- [76] STEYR 8043-S, 8050-S16 Traktör Sürücü Kitabı, Türkiye Ziraî Donatım Kurumu, Ankara.
- [77] TS 3357, Çelik Yapılarda Kaynaklı Birleşimlerin Hesap ve Yapım Kuralları, Türk Standardları Enstitüsü, Ankara, 1979.
- [78] BORUSAN POSTASI 14, Borusan, İstanbul.

- [79] KURTAY, T. ve KOCABIÇAK, Ü., Sonlu Eleman Yöntemiyle Traktör ve İş Makinalarında Kullanılan Güvenlik Kabinlerinin Hesaplanması İçin Bir Yaklaşım, I. Ulusal Hesaplamalı Mekanik Konferansı, İstanbul, s. 253-260, Haziran 1993.
- [80] KURTAY, T. ve KOCABIÇAK, Ü., Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Uzay Çerçeve Sistemlerinin Elasto-plastik Analizi, VIII. Ulusal Mekanik Kongresi, Antalya, s. 448-457, Eylül 1993.



Ek A

DENEYLERDEN ALINAN FOTOĞRAFLAR



Şekil A.1. Denenmek Üzere Laboratuvarda Bağlanmış Güvenlik Kabini



Şekil A.2. Yatay Yükleme Deneyinde Kullanılan Kuvvet Uygulama Düzeni



Şekil A.3. Kuvvetin Tatbik Noktasının Hareket Miktarını Ölçme Düzeni



Şekil A.4. Arkadan Öne Doğru Yatay Yönde Yükleme Deney Düzeni



Şekil A.5. Üstten Arka Taraftan Düşey Yönde Sıkıştırma Deney Düzeni



Şekil A.6. Yandan Yatay Yönde Yükleme Deney Düzeni

Ek B

Tablo B.1. Arazi Değerleri

ARAZİ	Nem Yüzdesi	n	k_c (kN/m ⁿ⁺¹)	k_ϕ (kN/m ⁿ⁺²)
Kuru Kum	0	1.10	0.95	1528.4
Gevşek Kum	15	0.70	5.27	1515.0
	22	0.20	2.56	43.120
Gevşek Kum	11	0.90	52.5	1127.9
	23	0.40	11.4	808.96
Gevşek Kum	26	0.30	2.79	141.11
	32	0.50	0.77	51.910
Killi Toprak	38	0.50	13.1	692.15
	55	0.70	16.0	1262.5
Ağır Kil	25	0.13	12.7	1555.9
	40	0.11	1.84	103.27
Zayıf Kil	22	0.20	16.4	1724.6
	32	0.15	1.52	119.61
Kar		1.60	4.37	196.72
		1.60	2.49	245.90

Ek C

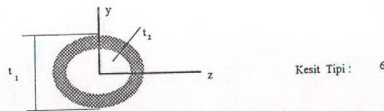
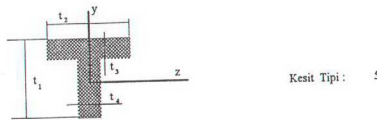
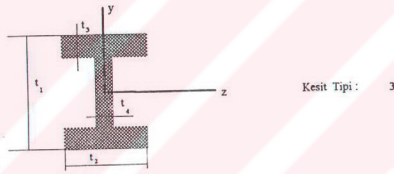
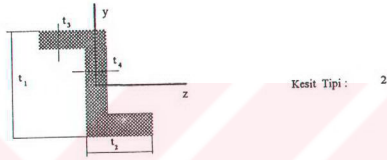
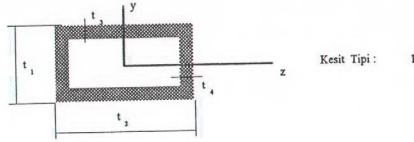
Tablo C.1. Traktör Parametreleri

PARAMETRELER	AMPİRİK BAĞINTI	Birim
Ağırlık merkezi yüksekliği	$HS=0,07519*M+0,588$	metre
Arka aksın ağırlık merkez mesafesi	$LH=0,08453*M+0,577$	metre
Ön aksın ağırlık merkez mesafesi	$LV=0,1254*M+1,044$	metre
Arka lastik yüksekliği	$DH=0,1113*M+1,107$	metre
Ön lastik yüksekliği	$DV=0,1368*M+0,475$	metre
Toplam yükseklik	$H=0,1236*M+2,061$	metre
Radyatör yüksekliği	$HKU=0,1050*M+1,132$	metre
Radyatör genişliği	$BKU=0,0240*M+0,464$	metre
Radyatör ağırlık merkez mesafesi	$LKU=0,1674*M+1,335$	metre
Ön aks dönme noktası yüksekliği	$HP=0,06937*M+0,389$	metre
Minimum aks açıklığı	$S=0,1202*M+1,140$	metre
Tekerlek genişliği	$BR=0,4334*M+0,259$	metre
Kütleli atalet momenti	$\Theta=215,8EXP(0,4494*M)$	kgm ²

Burada M : Traktör kütlesi (kg)

Ek D1

KABAN PROGRAMINDA KULLANILAN KESİT TİPLERİ



Şekil D1.1. KABAN Programında Kullanılan Farklı Kesit Tipleri ve Boyutları

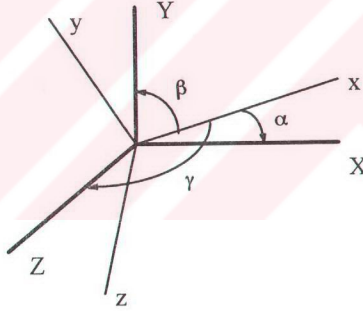
Ek D2

KOORDİNAT DÖNÜŞÜMÜ

Sisteme bağlı koordinatlara "genel koordinatlar", sonlu elemana bağlı koordinatlara "yerel kordinatlar" denir. Çoğu problemlerde yerel ve genel koordinat eksenlerini aynı yönde kartezyen koordinatlar olarak seçmek mümkündür. Bu takdirde sistem için deplasmanlar, kuvvetler ve rijitlik matrisinin bileşenleri sonlu elemanlara ait değerlerin toplanması ile elde edilir.

Uzay çerçeve sistemlerindeki gibi bazı problemlerde yerel koordinatlar genel koordinatlara göre dönmüş olabilir. Böyle hallerde sistem için denklem takımını teşkil etmeden önce eleman rijitlik matrislerinin ve eleman yüklerinin bileşenleri genel koordinatlar cinsinden ifade edilmelidir.

Şekil D2.1'de üç boyutlu uzay hali için birbirine göre dönmüş durumda bulunan xyz yerel koordinatlar ile XYZ genel koordinatlar ve eksenler arasındaki açılarının kosinüsleri gösterilmiştir [55].



Şekil D2.1. Üç boyutlu ortamda dönmüş kartezyen koordinatları

Buna göre [t] dönüşüm (transformasyon) matrisi;

$$[t] = \begin{bmatrix} 1_x & m_x & n_x \\ 1_y & m_y & n_y \\ 1_z & m_z & n_z \end{bmatrix} \quad (D2.1)$$

burada l, m ve n ifadeleri doğrultman kosinüslerini göstermektedir. Dönüşüm matrisi $[t]$, x eksenini doğrultu kosinüsleri cinsinden aşağıdaki şekilde ifade edilir [72] :

$$[t] = \begin{bmatrix} l_x & m_x & n_x \\ \frac{-l_x m_x \cos \alpha - n_x \sin \alpha}{\sqrt{l_x^2 + n_x^2}} & \sqrt{l_x^2 + n_x^2} \cos \alpha & \frac{-m_x n_x \cos \alpha + l_x \sin \alpha}{\sqrt{l_x^2 + n_x^2}} \\ \frac{l_x m_x \sin \alpha - n_x \cos \alpha}{\sqrt{l_x^2 + n_x^2}} & \sqrt{l_x^2 + n_x^2} \sin \alpha & \frac{m_x n_x \sin \alpha + l_x \cos \alpha}{\sqrt{l_x^2 + n_x^2}} \end{bmatrix}$$

.....(D2.2)

burada α açısı, kiriş elemanının yerel x eksenini ile yaptığı açığı göstermektedir. Genellikle bu açı 0° 'dir.

Doğrultman kosinüsleri;

$$\begin{aligned} l_x &= \cos \alpha = \frac{X_i - X_j}{L} \\ m_x &= \cos \beta = \frac{Y_i - Y_j}{L} \\ n_x &= \cos \gamma = \frac{Z_i - Z_j}{L} \end{aligned} \quad (D2.3)$$

düğüm koordinatları cinsinden ifade edilebilir. Uzay bir çerçeve elemanı için transformasyon matrisi aşağıdaki gibi yazılır :

$$[T] = \begin{bmatrix} [t] & & & \\ & [t] & & \\ & & [t] & \\ & & & [t] \end{bmatrix} \quad (D2.4)$$

Ek D3

MUKAVEMET ANALİZİ GİRİŞ DOSYASINDA OKUTULAN DEĞİŞKENLER

M	: Eleman sayısı
NJ	: Düğüm noktası sayısı
NNODE	: Elemandaki düğüm noktası sayısı
NDOFN	: Düğümdeki serbestlik derecesi sayısı
IPLS	: Plastisite şartı kontrol değişkeni
IBOS	: Yükleme-boşaltma kontrol değişkeni
MTOP	: Kabin + traktör sisteminin toplam kütlesi
X(I), Y(I), Z(I)	: Düğüm noktasının X, Y, Z koordinatı
LNODS(I,1)	: I. elemanın 1. ucunun düğüm numarası
LNODS(I,2)	: I. elemanın 2. ucunun düğüm numarası
GX(I), GY(I), GZ(I)	: Güvenlik bölgesi düğüm noktalarının X,Y,Z koordinatı
KNODS(I,1)	: Güvenlik bölgesi I. elemanın 1. ucunun düğüm numarası
KNODS(I,2)	: Güvenlik bölgesi I. elemanın 2. ucunun düğüm numarası
MAT(I)	: I. elemanın malzeme numarası
CKAY(I,1)	: I. elemanın 1. ucunun bağlantı faktörü
CKAY(I,2)	: I. elemanın 2. ucunun bağlantı faktörü
MALZ	: Farklı malzeme sayısı
MTIP	: Kesit tipi
AX(IJ)	: IJ. malzemenin kesit alanı
XI(IJ)	: IJ. malzemenin burulma atalet momenti
YI(IJ)	: IJ. malzemenin Y eksenli etrafındaki atalet momenti
ZI(IJ)	: IJ. malzemenin Z eksenli etrafındaki atalet momenti
E(IJ)	: IJ. malzemenin elastisite modülü
G(IJ)	: IJ. malzemenin kayma modülü
PN(IJ)	: IJ. malzemenin plastik normal eksenel kuvveti
PMX(IJ)	: IJ. malzemenin plastik burulma momenti
PMY(IJ)	: IJ. malzemenin plastik eğilme momenti
PMZ(IJ)	: IJ. malzemenin plastik eğilme momenti
NRJ	: Sınır şartı sayısı
NODFX	: Sınır şartının verildiği düğüm numarası
ICODE(NODFX)	: Düğümdeki 6 serbestlik derecesine ait bağlantı tipleri
VALUE(NODFX)	: Düğümdeki 6 serbestlik derecesine ait deplasman değerleri
NITER	: İterasyon sayısı
TOLER	: Tolerans değeri
NLJ	: Yapıya etki eden toplam kuvvet sayısı
RLOAD(I,J)	: I. elemana J. doğrultuda uygulanan kuvvetler

Ek D4

MUKAVEMET ANALİZİ GİRİŞ DOSYASI FORMATI

M, NJ, NNODE, NDOFN, IPLS, IBOS, MTOP

1, X(1), Y(1), Z(1)

2, X(2), Y(2), Z(2)

I, X(I), Y(I), Z(I)

1, LNODS(1,1), LNODS(1,2), MAT(1)

2, LNODS(2,1), LNODS(2,2), MAT(2)

I, LNODS(I,1), LNODS(I,2), MAT(I)

1, GX(1), GY(1), GZ(1)

2, GX(2), GY(2), GZ(2)

I, GX(I), GY(I), GZ(I)

1, KNODS(1,1), KNODS(1,2)

2, KNODS(2,1), KNODS(2,2)

I, KNODS(I,1), KNODS(I,2)

MALZ

1, AX(1), XI(1), YI(1), ZI(1), E(1), G(1), PN(1), PMX(1), PMY(1), PMZ(1)

2, AX(2), XI(2), YI(2), ZI(2), E(2), G(2), PN(2), PMX(2), PMY(2), PMZ(2)

I, AX(I), XI(I), YI(I), ZI(I), E(I), G(I), PN(I), PMX(I), PMY(I), PMZ(I)

NRJ

K1, ICODE(1), VALUE(1), ICODE(2), VALUE(2), ICODE(3), VALUE(3),
ICODE(4), VALUE(4), ICODE(5), VALUE(5), ICODE(6), VALUE(6)

K2, ICODE(1), VALUE(1), ICODE(2), VALUE(2), ICODE(3), VALUE(3),
ICODE(4), VALUE(4), ICODE(5), VALUE(5), ICODE(6), VALUE(6)

KI, ICODE(1), VALUE(1), ICODE(2), VALUE(2), ICODE(3), VALUE(3),
ICODE(4), VALUE(4), ICODE(5), VALUE(5), ICODE(6), VALUE(6)

NITER, TOLER

NLJ

L1, (RLOAD(L1,J), J=1,12)

L2, (RLOAD(L2,J), J=1,12)

LN, (RLOAD(LN,J), J=1,12)

Ek D5

MUKAVEMET ANALİZİ ÇIKIŞ ÖRNEĞİ

ELEMAN SAYISI = 92
 SERBESTLİK DERECESi = 516
 DÜĞÜM NOKTASI SAYISI = 86
 ELEMANDAKİ DÜĞÜM SAYISI = 2
 DÜĞÜMDEKİ SERBESTLİK DER.= 6

DÜĞÜM NUMARALARI VE MALZEME NOLARI
 ELEMAN 1.DÜĞÜM 2.DÜĞÜM MALZEME

=====	=====	=====	=====
1	1	2	3
2	2	3	3
.	.	.	.

MALZEME ve KESİT ÖZELLİKLERİ

EL. NO	ALAN PN	IX PMX	IY PMY	IZ PMZ	E	G
1	4.75	26.79	17.91	17.91	0.2100E+07	0.8077E+06
	11400.00	15000.00	17195.00	17195.00		
2	3.04	10.97	7.34	7.34	0.2100E+07	0.8077E+06
	7296.00	7680.00	8803.84	8803.84		
.	.	.	.	.	.	.

SINIR SARTLARI

DÜĞÜM	X DEPL.	Y DEPL.	Z DEPL.	X DÖN.	Y DÖN.	Z DÖN.
54	1 0.1	1 0.1	1 0.1	1 0.1	1 0.1	1 0.1
57	1 0.1	1 0.1	1 0.1	1 0.1	1 0.1	1 0.1
.	.	.	.	.	.	.

YÜKLEME ASAMASI SONUÇLARI

1. ASAMA BASLANGICINDA DÜĞÜM NOKTASI KOORDİNATLARI

DÜĞÜM NO	X	Y	Z
1	0.00	145.00	0.00
2	0.00	145.00	10.00
.	.	.	.
.	.	.	.

ELEMANLARDA UYGULANAN YÜKLER

ELEMAN	X KUVVET	Y KUVVET	Z KUVVET	X MOMENT	Y MOMENT	Z-MOMENT
=====	=====	=====	=====	=====	=====	=====
1	50.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
7	0.00	0.00	25.00	0.00	0.00	0.00
	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
.	.	.	.	.	.	.

1. ASAMADA YUTULACAK TOPLAM DEFORMASYON ENERJİSİ = 2450.00

İTERASYON SAYISI= 1

YAKINSAKLIK KODU= 0 ARTIK YÜK/TOPLAM YÜK ORANI= 0.860839E-03

UYGULANAN İŞLEM = YÜKLEME

UYGULANAN YÜK = 315.00 TOPLAM YÜK = 315.00

YUTULAN ENERJİ = 1.00 TOPLAM YUT.ENERJİ = 1.00

DÜĞÜM DEPLASMANLARI VE DÖNMELERİ

DÜĞÜM	X	Y	Z	TETA(X)	TETA(Y)	TETA(Z)
NO	(cm)	(cm)	(cm)	(rad)	(rad)	(rad)
=====	=====	=====	=====	=====	=====	=====
1	-0.2539	1.7166	2.0162	0.0264	0.0118	-0.0310
13	0.2397	-1.5977	2.0164	0.0256	0.0089	0.0285
.	.	.	.	.	.	.

MESNET REAKSİYONLARI

DÜĞÜM	X FORCE	Y FORCE	Z FORCE	X MOMENT	Y MOMENT	Z MOMENT
NO	(kg)	(kg)	(kg)	(kg.cm)	(kg.cm)	(kg.cm)
=====	=====	=====	=====	=====	=====	=====
1	.00E+00	.00E+00	-.33E+03	-.24E+03	.25E+04	.00E+00
2	.00E+00	.00E+00	.00E+00	.00E+00	.00E+00	.00E+00
.	.	.	.	.	.	.

ELEMAN UÇ KUVVETLERİ

ELEMAN	PLAS	X FORCE	Y FORCE	Z FORCE	X MOMENT	Y MOMENT	Z MOMENT
NO	KOD	(kg)	(kg)	(kg)	(kg.cm)	(kg.cm)	(kg.cm)
=====	=====	=====	=====	=====	=====	=====	=====
1	1	.00E+00	.00E+00	-.33E+03	-.24E+03	.25E+04	.00E+00
	0	.00E+00	.00E+00	.33E+03	.24E+03	.78E+03	.00E+00
2	0	.00E+00	.00E+00	.67E+02	-.24E+03	-.78E+03	.00E+00
	1	.00E+00	.00E+00	-.67E+02	.24E+03	.11E+03	.00E+00
.	.	.	.	.	.	.	.

ÖZGEÇMİŞ

Ümit KOCABIÇAK, 1962 yılında Adapazarı'nda doğdu. İlk ve orta öğrenimini sırasıyla Adapazarı'nda 21 Haziran İlkokulu ve Ali Dilmen Lisesi'nde yaptı. 1979 yılında Adapazarı Ali Dilmen Lisesi'nden mezun oldu, aynı yıl İ.T.Ü. Makina Fakültesi Uçak Mühendisliği Bölümüne girdi. 1983 yılında Uçak Mühendisi ünvanını aldı ve İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Ana Bilim Dalı Konstrüksiyon ve İmalat Programı'nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. Haziran 1984'te İ.T.Ü. Sakarya Mühendislik Fakültesi'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı. 1985 yılında Makina Yüksek Mühendisi ünvanını aldı. Ağustos 1985 - Nisan 1987 döneminde askerlik görevini tamamladı. 1988 yılında İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Ana Bilim Dalı Konstrüksiyon programında Doktora öğrenimine başladı. Halen Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümü Mekanik Ana Bilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.

Y.G. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANİSYON MERKEZİ