

152289

**GEMİLERDE BÜNYESEL TİTREŞİMLERİN
İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ
Y. Müh. Reyhan ÖZSOYSAL
(508942002)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 4 Nisan 2003
Tezin Savunulduğu Tarih : 29 Kasım 2004

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Ali İhsan ALDOĞAN

Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. A. Yücel ODABAŞI (İ.T.Ü.)

Prof.Dr. C. Ruhi KAYKAYOĞLU (Bah.Ü.)

Prof.Dr. Mesut GÜNER (Y.T.Ü.)

Doç.Dr. Ahmet ERGİN (İ.T.Ü.)

KASIM 2004

ÖNSÖZ

“Gemilerde Bünyesel Titreşimlerin İncelenmesi ” konusuna bu tezi vermek suretiyle eğilmemi sağlayan ve teşvik edip yönlendiren, çalışmalarım sırasında yardımlarını esirgemeyen sayın hocam Prof. Dr. Ali İhsan ALDOĞAN’a en derin saygılarımı sunarım.

Çalışmalarım sırasında fikirlerinden ve deneyimlerinden yararlandığım Gemi İnşaatı Bölümü, Gemi Hidromekaniği Anabilim Dalı Başkanı sayın hocam A. Yücel ODABAŞI’na, tezin araştırma kısmı için İngiltere Southampton Üniversitesine gidebilme imkanı hazırlayan ve bilgileri ile beni yönlendiren Doç. Dr. Ömer BELİK hocama, çalışmalarımı verdikleri burs ile finanse eden TİNÇEL VAKFI çalışanlarına, bu üniversitedeki araştırmalarım sırasında bana yardımcı olan Prof. Dr. Pandelli TEMAREL’e ve Ship Department elemanlarına teşekkür ederim.

Benim bu günlere gelmemi sağlayan anne va babama, çalışmalarım sırasında desteğini ve emeğini esirgemeyen eşim Doç. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL’a teşekkürlerimi ve minnettarlığımı iletmek isterim.

Kasım, 2004

Reyhan ÖZSOYSAL

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
SEMBOL LİSTESİ	xiv
ÖZET	xix
SUMMARY	xxiv
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	8
2.1. Gemi Hareketlerine İlişkin Tarihsel Gelişmeler	9
2.2. Dilim Teorisi	10
2.3. İki Boyutlu Hidrodinamik Özellikler	14
2.4. Diğer Yaklaşım Yöntemleri	16
2.5. Gemi Dinamiğinde Esneklik Kavramı ve Yapısal Analiz	18
3. KİRİŞ TEORİLERİ VE GEMİ GÖRDERİNİN MODELLENMESİ	25
3.1. Kiriş Teorileri	25
3.1.1. İnce cidarlı kiriş teorisi	25
3.1.2. Euler-Bernoulli, Rayleigh ve Timoshenko kiriş teorileri	37
3.1.3. Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisi	41
3.1.4. Uyum faktörlerinin hesabı	46
3.2. Gemi Görderinin Modellenmesi	52
3.2.1. Denge denklemleri	52
3.2.2. Kiriş teorileri için hareket denklemleri	61
4. GEMİ GÖRDERİNİN SERBEST TİTREŞİM ANALİZİ	67
4.1. Ortogonalite Koşulları	70
4.2. Asal Modların Bulunması	74
5. GEMİNİN KİRİŞ OLARAK BİLGİSAYARDA MODELLENMESİ	78
5.1. Bilgisayar Programı Hakkında Bilgi	78
5.2. ANSYS Paket Programı	81
5.3. Sayısal çalışma	83
5.3.1. Model gemi (kiriş) yapısal datası	83
5.3.2. Sonuçlar	93
6. HİDRODİNAMİK ÖZELLİKLERİN ELDE EDİLMESİ	137
7. KONFORM DÖNÜŞÜM	150

8. DALGA ETKİSİ VE ANTİSİMETRİK DURUM	156
8.1. Akışkanın Bağlı Hareketi	156
8.2. Akışkan Etkisi	163
8.3. Genel Akışkan Etkileri	168
9. GEMİYE AİT HİDRODİNAMİK ÖZELLİKLERİN BİLGİSAYARDA MODELLENMESİ	176
9.1. Bilgisayar Programı Hakkında Bilgi	176
9.2. Sayısal Çalışma	179
9.2.1. Gemi yapısal datası	179
9.2.2. Sonuçlar	182
10. TEPKİSEL DAVRANIŞLARIN HESAPLANMASI	187
10.1. Bilgisayar Programı Hakkında Bilgi	190
10.2. Sayısal Çalışma	192
11. REZONANS	195
12. SAYISAL SONUÇLARIN YORUMLANMASI	205
12.1 Sonuçlar ve Öneriler	
KAYNAKLAR	228
EKLER	241
EK A. İNCE CİDARLI KİRİŞ	241
EK B. YAPISAL PARAMETRELER (Örnek 1-5)	258
EK C. UYUM PARAMETRELERİNİN HESABI (Durum 1- 4)	305
EK D. GEMİ (KİRİŞ) MODELLERİNİN MOD ŞEKİLLERİ	316
EK E. DİPOL POTANSİYEL	355
EK F. HİDRODİNAMİK KARAKTERİSTİKLER	362
EK G. REZONANS VE YAKINSAKLIK ANALİZİNE AİT GRAFİKLER	368
EK H. DALGA KUVVETLERİ İÇİN ÖRNEK SONUÇ DOSYASI	391
ÖZGEÇMİŞ	393

KISALTMALAR

$t(s)$	: Et kalınlığı
(s)	: Orta yüzey üzerinde bir noktanın yerdeğiştirme
ϕ'	: Dönme sabiti
$\bar{\omega}$	: Kontur çarpılma fonksiyonu
$\tilde{\omega}$	: Cidar kalınlığındaki çarpılma fonksiyonu
ω	: Çarpılma fonksiyonu
P	: Kutup Noktası
O	: Orijin
$r(s), q(s), \theta(s)$	: Silindirik koordinatlar
x, y, z	: Kartezyen koordinatları
a	: Kontur eğrilik yarıçapı
U, V, W	: x, y ve z yönlerindeki yerdeğiştirme bileşenleri
ϕ	: Pozitif z eksenini etrafındaki dönme fonksiyonu
$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$	: x, y ve z yönlerindeki yerdeğiştirme bileşenleri (Kontur üzerinde)
$\bar{\phi}$	: Pozitif z eksenini etrafındaki dönme fonksiyonu (Kontur üzerinde)
N_z, N_s, N_{sz}, N_{zs}	: Zar kuvvetleri
Q_z, Q_s	: Enine kesme kuvvetleri
M_z, M_s	: Eğilme momentleri
M_{sz}, M_{zs}	: Burulma momentleri
M_ω	: Timoshenko teorisinde çarpılma momenti (Bimoment)
T	: Çubuk burulma momenti
T_ω	: Vlasov burulma veya çarpılma momenti
T_s	: St. Venant burulma veya çarpılma momenti
P	: Kavşaklardaki enine kuvvet
T_x, T_y, T_z	: Kavşaklardaki tekil yükler
E	: Young (elastisite) modülü
E^*	: Young (elastisite) modülü (Poisson oranı dahil)
G	: Kayma (kesme) modülü
μ	: Poisson oranı
ρ	: Yoğunluk
g	: Yerçekimi ivmesi
$\bar{\epsilon}_z$	: Eksenel zar gerilmesi
$\bar{k}_z$	: Orta yüzeyin eksenel eğriligi
$\bar{k}_{sz}, \bar{k}_{zs}$	: Orta yüzeyin burulma katsayıları
$\bar{\gamma}_{sz}$	: Orta yüzey kesme gerilmesi
U_s	: Çubuğun birim boyu başına gerilme enerjisi
$A^*, S_y^*, S_x^*, S_\omega^*, N^*$	: Dağılım fonskiyonlari (bkz. Ek A)
A	: Çubuk en kesit alanı

S_x, S_y	: Birinci alan momentleri
S_ω	: Birinci sektörel moment
I_{xy}, I_{xx}, I_{yy}	: İkinci alan momentleri (en kesit atalet momentleri)
$I_{\omega\omega}, C_w$	: En kesit çarpılma sabiti
J	: St.Venant burulma sabiti
Γ, α, β	: Sönüm katsayıları



TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 5.1 :Model 1 için yapısal parametreler	84
Tablo 5.2 :Model 2 için yapısal parametreler	85
Tablo 5.3 :Örnek 1-5 için yapısal parametreler	90
Tablo 5.4 :Açık ve kapalı en kesit uzunlukları	92
Tablo 5.5 :Durum 1- 4 için uyum parametreleri	93
Tablo 5.6 :Model 1 için doğal frekanslar	93
Tablo 5.7 :Paket 1	96
Tablo 5.8 :Paket 2	97
Tablo 5.9a :Paket 3	98
Tablo 5.9b :Bileşik eğilme-burulma durumu için teori ile sonuç karşılaştırması.....	98
Tablo 5.10a :Paket 4	99
Tablo 5.10b :Yalın eğilme durumu için teori ile sonuç karşılaştırması.....	100
Tablo 5.11a :Paket 5.....	101
Tablo 5.11b :Yalın burulma durumu için teori ile sonuç karşılaştırması.....	101
Tablo 5.12 :Uniform en kesitli kirişe ait bileşik eğilme-burulma durumu için çeşitli eleman sayılarında doğal frekans değerleri (Hz).....	101
Tablo 5.13a :İnce cidarlı kiriş için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Bileşik hareket)	103
Tablo 5.13b :Düzeltilmiş Timoshenko kirişi için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Bileşik hareket)	104
Tablo 5.13c :Timoshenko kirişi için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Bileşik hareket)	105
Tablo 5.14a :İnce cidarlı kiriş için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Yalın eğilme).....	106
Tablo 5.14b :Düzeltilmiş Timoshenko (Timoshenko) kirişi için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Yalın eğilme)	107
Tablo 5.15a :İnce cidarlı kiriş için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Yalın burulma)	108
Tablo 5.15b :Düzeltilmiş Timoshenko kirişi için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Yalın burulma)	108
Tablo 5.15c :Timoshenko kirişi için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Yalın burulma)	109
Tablo 5.16 :Dominant doğal frekanslar	111
Tablo 5.17a :Örnek 4 en kesitli kiriş için doğal frekanslar	114
Tablo 5.17b :Örnek 4 için dominantlık	115
Tablo 5.17c :Dönme değerleri	116
Tablo 5.17d :Momentlerdeki maksimum farklılıklar	117
Tablo 5.18a :Durum 1 için bileşik harekete ait doğal frekanslar	119
Tablo 5.18b :Durum 1 için eğilme hareketine ait doğal frekanslar	119
Tablo 5.18c :Durum 1 için burulma hareketine ait doğal frekanslar	120
Tablo 5.19a :Durum 2 için bileşik harekete ait doğal frekanslar.....	122

Tablo 5.19b	:Durum 2 için eğilme hareketine ait doğal frekanslar	123
Tablo 5.19c	:Durum 2 için burulma hareketine ait doğal frekanslar	123
Tablo 5.20a	:Durum 3 için bileşik harekete ait doğal frekanslar	124
Tablo 5.20b	:Durum 3 için eğilme hareketine ait doğal frekanslar	125
Tablo 5.20c	:Durum 3 için burulma hareketine ait doğal frekanslar	125
Tablo 5.21a	:Durum 4 için bileşik harekete ait doğal frekanslar	126
Tablo 5.21b	:Durum 4 için eğilme hareketine ait doğal frekanslar	127
Tablo 5.21c	:Durum 4 için burulma hareketine ait doğal frekanslar	128
Tablo 5.22a	:Durum 1 için dominantlık ($\max. \phi(x) $)	130
Tablo 5.22b	:Durum 1 için dominantlık ($ \phi(0) $)	130
Tablo 5.23a	:Durum 4 için dominantlık ($\max. \phi(x) $)	131
Tablo 5.23b	:Durum 4 için dominantlık ($ \phi(0) $)	131
Tablo 5.24	:5105 kirişi (Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modellemesi)	132
Tablo 5.25	:En kesit formlarının etkisi	133
Tablo 5.26	:5105-7607 kirişi (Durum 1- 4. Düzeltilmiş ince cidarlı)	135
Tablo 5.27	:En kesit formlarının etkisi. Durum 1- 4	135
Tablo 6.1	:Boyutsuz hidrodinamik sabitlerin faktörleri	141
Tablo 9.1	:Ofset tablosu	180
Tablo 9.2	:Dönüşüm katsayıları	180
Tablo 9.3	:Hidrodinamik Özellikler	181
Tablo 11.1	: $C_1=0$, $U=7.5$ m/sn, $\chi=100^\circ$ için pik noktaları	196
Tablo 11.2a	: $C_1=0$, $U=7.5$ m/sn, $\chi=135^\circ$ için pik noktaları	197
Tablo 11.2b	: $C_1=0$, $U=7.5$ m/sn, $\chi=135^\circ$ için frekanslar	198
Tablo 11.3a	: $C_1=0$, $U=13.5$ m/sn, $\chi=110^\circ$ için pik noktaları	199
Tablo 11.3b	: $C_1=0$, $U=13.5$ m/sn, $\chi=110^\circ$ için frekanslar	199
Tablo 11.4	: $C_1=0$, $U=10.5$ m/sn, $\chi=120^\circ$ için frekanslar	200
Tablo 11.5	: $C_1=0$, $U=10.5$ m/sn, $\chi=135^\circ$ için frekanslar	201
Tablo 11.6	: $C_1 \neq 0$, $U=10.5$ m/sn, $\chi=135^\circ$ için frekanslar	203
Tablo A.1	:Açık kesitli çubuklarda kabuk etki ve tepki kuvvetleri	248
Tablo A.2	:Çubukta etki ve tepki kuvvetleri	255
Tablo B.1	:Örnek 1'e ait boyutlar	259
Tablo B.2	:Örnek 1'e ait koordinat fonksiyonları	259
Tablo B.3	:Örnek 1 için ağırlık merkezinin yeri	260
Tablo B.4	:Örnek 2'e ait boyutlar	268
Tablo B.5	:Örnek 2'e ait koordinat fonksiyonları	268
Tablo B.6	:Örnek 2 için ağırlık merkezinin yeri	269
Tablo B.7	:Örnek 3'e ait boyutlar	277
Tablo B.8	:Örnek 3'e ait koordinat fonksiyonları	278
Tablo B.9	:Örnek 3 için ağırlık merkezinin yeri	278
Tablo B.10	:Örnek 4'e ait boyutlar	287
Tablo B.11	:Örnek 4'e ait koordinat fonksiyonları	288
Tablo B.12	:Örnek 4 için ağırlık merkezinin yeri	288
Tablo B.13	:Örnek 5'e ait boyutlar	296
Tablo B.14	:Örnek 5'e ait koordinat fonksiyonları	296
Tablo B.15	:Örnek 5 için ağırlık merkezinin yeri	297
Tablo C.1	:Uyum parametrelerinin toplu gösterimi.....	315

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 :Titreşim şekilleri	2
Şekil 1.2 :Yanal ve boyuna hareketler.....	3
Şekil 2.1 :Gemi hareketleri	8
Şekil 2.2 :Dilim teorisi	11
Şekil 3.1 :Açık kesitli ince cidarlı bir çubuğun en genel formu.....	28
Şekil 3.2 :Koordinatlar, işaret seçimi ve uyuşmu.....	29
Şekil 3.3 :Kontur hattı ve kutup noktası arasındaki ilişkilerin geometrik gösterimi.....	32
Şekil 3.4 :Çubuk ve kabuktaki yerdeğştirmelerin gösterimi ve ilişkisi...	33
Şekil 3.5 :Çubuk kuvvetleri.....	35
Şekil 3.6 :Rijit levhanın hareketi.....	43
Şekil 3.7 :Kiriş modeli.....	47
Şekil 3.8 :Modellenen gemi en kesiti.....	53
Şekil 3.9 :(O-Y) ekseninde dönme.....	55
Şekil 3.10 :(O-Z) ekseninde dönme.....	58
Şekil 3.11 :(O-X) ekseninde dönme.....	60
Şekil 5.1 :İncelenecek gemi için kiriş yaklaşımı ile modellenmesi.....	79
Şekil 5.2a :Program yapısı.....	80
Şekil 5.2b :Beam 44 elemanı.....	82
Şekil 5.3 :Model 1'e ait en kesit.....	83
Şekil 5.4 :Model 2'e ait en kesit.....	86
Şekil 5.5 :Örnek 1 için en kesit.....	87
Şekil 5.6 :Örnek 2 için en kesit.....	88
Şekil 5.7 :Örnek 3 için en kesit.....	88
Şekil 5.8 :Örnek 4 için en kesit.....	89
Şekil 5.9 :Örnek 5 için en kesit.....	89
Şekil 5.10a :En kesitlerin durumları.....	91
Şekil 5.10b :Kiriş boyu.....	92
Şekil 5.11 :Beam 44 elemanı için yakınsaklık analizi.....	102
Şekil 6.1 :Yan öteleme hareketi.....	143
Şekil 6.2 :Yalpa hareketi.....	145
Şekil 7.1 :”Conformal Mapping” dönüşümü.....	151
Şekil 8.1 :Sabit eksen takımı.....	157
Şekil 8.2 :O _{XYZ} denge eksenleri.....	163
Şekil 8.3 :En kesit dilimi.....	168
Şekil 9.1 :Program yapısı.....	178
Şekil 9.2 :9 parametrelili konformal dönüşüm.....	105
Şekil 10.1 :Pivot programının yapısı	191
Şekil 10.2 : $\omega_e=2.5186$ rd/sn için yerdeğştirme amplitüdü.....	192
Şekil 10.3 : $\omega_e=2.5186$ rd/sn için eğilme momenti amplitüdü.....	193
Şekil 10.4 : $\omega_e=2.5186$ rd/sn için kesme kuvveti amplitüdü.....	194
Şekil 10.5 : $\omega_e=2.5186$ rd/sn için burulma momenti amplitüdü.....	194

Şekil A.1	:Kontur hattında çarpılma fonksiyonunun etkisi.....	241
Şekil A.2	:Kabuk kuvvetlerinin tanımlamasına bağlı toplu gösterimi.....	244
Şekil A.3	:Uç noktasında tepki kuvvetlerinin gösterimi.....	245
Şekil A.4	:Kabuk kuvvetlerinin toplu gösterimi.....	246
Şekil A.5	: $C^*(s)$ fonksiyonun hesaplanmasında integral yönü ve bölgesi.	250
Şekil A.6	:Çubuk kuvvetleri ve yüklerinin topluca gösterimi.....	252
Şekil B.1	:Örnek 1.....	258
Şekil B.2	:Örnek 1 için (O-XY) eksen takımında kontur çarpılma fonksiyonları.....	266
Şekil B.3	:Örnek	267
Şekil B.4	:Örnek 2 için kontur çarpılma fonksiyonları.....	275
Şekil B.5	:Örnek 3.....	277
Şekil B.6	:Örnek 3 için kontur çarpılma fonksiyonları.....	285
Şekil B.7	:Örnek 4.....	287
Şekil B.8	:Örnek 4 için kontur çarpılma fonksiyonları.....	293
Şekil B.9	:Örnek 5.....	295
Şekil B.10	:Örnek 5 için kontur çarpılma fonksiyonları.....	302
Şekil C.1	:Durum 1 için en kesitler.....	305
Şekil C.2	:Durum 2 için en kesitler.....	308
Şekil C.3	:Durum 3 için en kesitler.....	310
Şekil C.4	:Durum 4 için en kesitler.....	313
Şekil D.1a	:Model 2. Bileşik harekette yerdeğiştirme	316
Şekil D.1b	:Model 2. Bileşik harekette dönme.....	316
Şekil D.1c	:Model 2. 10 mod için yerdeğiştirme ve dönme	317
Şekil D.2a	:Model 2. Bileşik harekette eğilme momenti değişimi.....	318
Şekil D.2b	:Model 2. Bileşik harekette burulma momenti değişimi.....	318
Şekil D.3	:Model 2. Bileşik harekette kesme kuvveti değişimi.....	319
Şekil D.4a	:Model 2. Kesme alanı etkisi (Yerdeğiştirmeler ve dönmeler).	320
Şekil D.4b	:Model 2. Kesme alanı etkisi (Eğilme ve burulma momentleri)	321
Şekil D.5	:Model 2. Çarpılma rijitliği etkisi.....	322
Şekil D.6a	:Model 2. Atalet momentinin kesme kuvvetine etkisi.....	323
Şekil D.6b	:Model 2. Atalet momentinin burulma momentine etkisi.....	324
Şekil D.7a	:Model 2. Yalın eğilme hareketinde atalet momenti etkisi.....	325
Şekil D.7b	:Model 2. Yalın burulma hali için çarpılma rijitliği etkisi.....	326
Şekil D.8a	:Örnek 4. Yerdeğiştirmeler.....	327
Şekil D.8b	:Örnek4. Burulma açıları.....	328
Şekil D.8c	:Örnek 4. Eğilme momentleri.....	329
Şekil D.8d	:Örnek 4. Burulma momentleri.....	330
Şekil D.9	:Durum 1. Yalın eğilme.....	331
Şekil D.10	:Durum 1. Yalın burulma.....	332
Şekil D.11a	:Durum 1. Bileşik hareket (Eğilme momenti).....	333
Şekil D.11b	:Durum 1. Bileşik hareket (Burulma momenti).....	334
Şekil D.12	:Durum 2. Yalın burulma.....	335
Şekil D.13	:Durum 2. Yalın eğilme.....	336
Şekil D.14a	:Durum 2. Bileşik hareket (Eğilme momenti).....	337
Şekil D.14b	:Durum 2. Bileşik hareket (Burulma momenti).. ..	338
Şekil D.15	:Durum 3. Yalın burulma.....	339
Şekil D.16	:Durum 3. Yalın eğilme.....	340
Şekil D.17a	:Durum 3. Bileşik hareket (Eğilme momenti).....	341
Şekil D.17b	:Durum 3. Bileşik hareket (Burulma momenti).....	342

Şekil D.18	:Durum 4. Yalın burulma.....	343
Şekil D.19	:Durum 4. Yalın eğilme.....	344
Şekil D.20a	:Durum 4. Bileşik hareket (eğilme momenti).....	345
Şekil D.20b	:Durum 4. Bileşik hareket (burulma momenti).....	346
Şekil D.21a	:Durum 1 için uyum parametrelerinin dominant modlara etkisi (Kiriş tipi: 50-100-50, bileşik hareket).....	347
Şekil D.21b	:Durum 1 için uyum parametrelerinin burulma açısına etkisi (Kiriş tipi 70-60-70, yalın burulma).....	348
Şekil D.22a	:Durum 2 için uyum parametrelerinin dominant modlara etkisi (Kiriş tipi: 50-100-50, bileşik hareket).....	349
Şekil D.22b	:Durum 2 için uyum parametrelerinin burulma açısına etkisi (Kiriş tipi 70-60-70, yalın burulma).....	350
Şekil D.23a	:Durum 3 için uyum parametrelerinin dominant modlara etkisi (Kiriş tipi: 50-100-50, bileşik hareket).....	351
Şekil D.23b	:Durum 3 için uyum parametrelerinin burulma açısına etkisi (Kiriş tipi 70-60-70, yalın burulma).....	352
Şekil D.24a	:Durum 4 için uyum parametrelerinin dominant modlara etkisi (Kiriş tipi: 50-100-50, bileşik hareket).....	353
Şekil D.24b	:Durum 4 için uyum parametrelerinin burulma açısına etkisi (Kiriş tipi 70-60-70, yalın burulma).....	354
Şekil F.1	:Dikdörtgen kesit : Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Couple) değişimi.....	362
Şekil F.2	:Dikdörtgen kesit : Deltaya bağlı olarak sönüm (Couple) değişimi.....	362
Şekil F.3	:Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Yan öteleme) değişimi	362
Şekil F.4	:Deltaya bağlı olarak sönüm (Yan öteleme) değişimi	363
Şekil F.5	:Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Yalpa) değişimi	363
Şekil F.6	:Deltaya bağlı olarak sönüm (Yalpa) değişimi	363
Şekil F.7	:Üçgen kesit : Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Couple) değişimi.....	364
Şekil F.8	:Üçgen kesit : Deltaya bağlı olarak sönüm (Couple) değişimi..	364
Şekil F.9	:Üçgen kesit : Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Yan öteleme) değişimi.....	364
Şekil F.10	:Üçgen kesit : Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Yan öteleme) değişimi.....	365
Şekil F.11	:Üçgen kesit : Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Yalpa) değişimi.....	365
Şekil F.12	:Üçgen kesit : Deltaya bağlı olarak sönüm (Yalpa) değişimi.....	365
Şekil F.13	:Model gemi : Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Yan öteleme) değişimi.....	366
Şekil F.14	:Model gemi : Deltaya bağlı olarak sönüm (Yan öteleme) değişimi.....	366
Şekil F.15	:Model gemi : Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Yalpa) değişimi.....	366
Şekil F.16	:Model gemi : Deltaya bağlı olarak sönüm (Yalpa) değişimi.....	367
Şekil F.17	:Model gemi : Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Bileşik hareket) değişimi.....	367

Şekil F.18	:Model gemi : Deltaya bağlı olarak sönüm (Bileşik hareket) değişimi.....	367
Şekil G.1a	: $C_1 = 0$, $\kappa = 100^0$, $U = 7.5$ m/sn İçin ilk 4 moddaki asal koordinat amplitütleri, İlk rijit mod $r = 0$	368
Şekil G.1b	: $C_1 = 0$, $\kappa = 100^0$, $U = 7.5$ m/sn için ilk 4 moddaki asal koordinat amplitütleri, İkinci rijit mod $r = 1$	368
Şekil G.1c	: $C_1 = 0$, $\kappa = 100^0$, $U = 7.5$ m/sn için ilk 4 moddaki asal koordinat amplitütleri, Üçüncü rijit mod $r = 2$	369
Şekil G.1d	: $C_1 = 0$, $\kappa = 100^0$, $U = 7.5$ m/sn için ilk 4 moddaki asal koordinat amplitütleri, İlk elastik mod $r = 3$	369
Şekil G.2a	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 7.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, İlk rijit mod $r = 0$	370
Şekil G.2b	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 7.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, İkinci rijit mod $r = 1$	370
Şekil G.2c	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 7.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, Üçüncü rijit mod $r = 2$	370
Şekil G.2d	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 7.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, İlk elastik mod $r = 3$	371
Şekil G.2e	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 7.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, İkinci elastik mod $r = 4$	371
Şekil G.3a-c	: $C_1 = 0$, $\kappa = 110^0$, $U = 13.5$ m/sn İçin ilk 6 moddaki asal koordinat amplitütleri, (Sırasıyla a,b ve c ilk üç rijit mod).....	372
Şekil G.3d-f	: $C_1 = 0$, $\kappa = 110^0$, $U = 13.5$ m/sn İçin ilk 6 moddaki asal koordinat amplitütleri (Sırasıyla d,e ve f ilk üç elastik mod)..	373
Şekil G.4a	: $C_1 = 0$, $\kappa = 120^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, İlk rijit mod $r = 0$	374
Şekil G.4b	: $C_1 = 0$, $\kappa = 120^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, İkinci rijit mod $r = 1$	374
Şekil G.4c	: $C_1 = 0$, $\kappa = 120^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, Üçüncü rijit mod $r = 2$	374
Şekil G.4d	: $C_1 = 0$, $\kappa = 120^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, İlk elastik mod $r = 3$	375
Şekil G.4e	: $C_1 = 0$, $\kappa = 120^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, İkinci elastik mod $r = 4$	375
Şekil G.5a	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 8 moddaki asal koordinat amplitütleri, İlk rijit mod $r = 0$	376
Şekil G.5b	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 8 moddaki asal koordinat amplitütleri, İkinci rijit mod $r = 1$	376
Şekil G.5c	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 8 moddaki asal koordinat amplitütleri, Üçüncü rijit mod $r = 2$	376
Şekil G.5d	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 8 moddaki asal koordinat amplitütleri, İlk elastik mod $r = 3$	377
Şekil G.5e	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 8 moddaki asal koordinat amplitütleri, İkinci elastik mod $r = 4$	377
Şekil G.5f	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 8 moddaki asal koordinat amplitütleri, Üçüncü elastik mod $r = 5$	377
Şekil G.5g	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 8 moddaki asal koordinat amplitütleri, Dördüncü elastik mod $r = 6$	378

Şekil G.5h	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 8 moddaki asal koordinat amplitütleri, Beşinci elastik mod $r = 7$	378
Şekil G.6a	: $C_1 \neq 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, İlk rijit mod $r = 0$	379
Şekil G.6b	: $C_1 \neq 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, İkinci rijit mod $r = 1$	379
Şekil G.6c	: $C_1 \neq 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, Üçüncü rijit mod $r = 2$	379
Şekil G.6d	: $C_1 \neq 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, İlk elastik mod $r = 3$	380
Şekil G.6e	: $C_1 \neq 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri, İkinci elastik mod $r = 4$	380
Şekil G.7a	: $C_1 \neq 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ilk elastik moddaki i)Eğilme momenti, ii) Kesme kuvveti ve iii) Burulma momenti değişimleri (Durum 1- 4).....	381
Şekil G.7b	: $C_1 \neq 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ikinci elastik moddaki i)Eğilme momenti, ii) Kesme kuvveti ve iii) Burulma momenti değişimleri (Durum 1- 4).....	382
Şekil G.8a	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için ikinci elastik moddaki i)Eğilme momenti, ii) Kesme kuvveti ve iii) Burulma momenti değişimleri (Durum 1- 4).....	383
Şekil G.8b	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için üçüncü elastik moddaki i)Eğilme momenti, ii) Kesme kuvveti ve iii) Burulma momenti değişimleri (Durum 1- 4).....	384
Şekil G.9a	: $C_1 \neq 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için (kiriş ortasında) eğilme momentinde yakınsaklık analizi ($N = 6, 7, 8, 9$).....	385
Şekil G.9b	: $C_1 \neq 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn İçin (kiriş ortasında) kesme kuvvetinde yakınsaklık analizi ($N = 6, 7, 8, 9$).....	386
Şekil G.9c	: $C_1 \neq 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için (kiriş ortasında) burulma momentinde yakınsaklık analizi ($N = 6, 7, 8, 9$).....	387
Şekil G.10a	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için (kiriş ortasında) eğilme momentinde yakınsaklık analizi ($N = 3, 4, 6, 7, 9$).....	388
Şekil G.10b	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için (kiriş ortasında) kesme kuvvetinde yakınsaklık analizi ($N = 3, 4, 6, 7, 9$).....	389
Şekil G.10c	: $C_1 = 0$, $\kappa = 135^0$, $U = 10.5$ m/sn için (kiriş ortasında) burulma momentinde yakınsaklık analizi ($N = 3, 4, 6, 7, 9$).....	390

SEMBOL LİSTESİ

A	:Çubuk en kesit alanı
A^*	:Dağılım fonksiyonu
$A(r, q, \theta)$	:Eğrisel hat üzerindeki bir A noktasının $(\tilde{n}, \tilde{s})$ eksen takımına göre koordinatları
a	:Dalga genliği
$a(s)$	:Kontur eğrilik yarıçapı
a_{rs}	:Antisimetrik titreşim hareketi yapan kirişin, ince cidarlı kiriş teorisine göre birinci ortogonolite matrisi
a_0	:Ölçek faktörü
α	:Yüzey normali ile hızın yatay bileşeni arasında kalan açı
B	:Geminin su hattı genişliği ve gemi diliminin su altındaki en kesit alan merkezi
BM	:Su altı hacim merkezi (B) ile metasantr noktası (M) arasındaki uzaklık
b	:Gemi dilimlerinin en kesit genişliği
β	:Yüzey normalini dik kesen ve hızın teğet bileşeni arasında kalan açı
β	:Yapısal Sönüm (Bölüm 3 - 4)
C	:Kontur hattı toplam uzunluğu ve gemi en kesiti ağırlık merkezi
C_A	:Lewis dönüşüm faktörü
C_S^*	:Kontur hattı parçasının uzunluğu
C_w	:En kesit çarpılma sabiti
c	:Dalga ilerleme hızı
c_{rs}	:Antisimetrik titreşim hareketi yapan kirişin, ince cidarlı kiriş teorisine göre ikinci ortogonolite matrisi
χ	:Geminin dalgalarla karşılaşma açısı
d	:Derinlik
δ	:Boyutsuz frekans parametresi
δ_{rs}	:Kronecker delta fonksiyonu
Δx	:Modelleme için seçilen geminin enine kesit kalınlığı
E	:Young (elastisite, esneklik) modülü
E^*	:Young (elastisite, esneklik) modülü (Poisson oranı dahil)
$\bar{\epsilon}_z$	:Eksenel zar gerilmesi
F_A	:Birim boy gemi uzunluğu başına yanal etkiyen akışkan kuvveti
F_D	:Yanal etkiyen akışkan kuvvetinin hesabında dinamik etkileri gösteren kuvvet
F_{FK}	:Yanal etkiyen akışkan kuvvetinin hesabında Froude-Krylow yaklaşımı gereği dahil olan ek kuvvet
F_S	:Harmonik yan öteleme titreşim hareketine ait yerel hidrodinamik kuvvet
F_{SR}	:Harmonik yalpa titreşim hareketine ait yerel hidrodinamik kuvvet
ϕ	:Pozitif "z" eksenini etrafındaki dönme fonksiyonu ve serbest titreşim hareketi yapan kirişin herhangi bir t anında her x noktasındaki r.

	inci moduna ait burulma etkisinde kayma açısı
ϕ_{dipol}	:Hız potansiyelinin ilk bileşeni olan merkezdeki dipol potansiyeli
ϕ_{2m}	:Hız potansiyelinin ikinci bileşeni olan multipol potansiyeli
ϕ_T	:Toplam hız potansiyeli
$\bar{\phi}$	:Kontur hattı üzerinde pozitif "z" eksen etrafındaki dönme fonksiyonu
ϕ'	:Kontur hattındaki dönme sabiti ve kontur hattı üzerinde "z yönündeki yer değiştirme bileşeni
G	:Kayma (kesme) modülü
g	:Yerçekimi ivmesi
Γ	:Yapısal sönüm
γ	:Euler sabiti
γ_{sz}	:Orta yüzeydeki kayma gerilmesi
h_0	:Lewis dönüşüm faktörü
I	:Gemi kirişinin kesme merkezindeki birim boya karşılık gelen polar atalet momenti
$I_{\omega\omega}$	:En kesit çarpılma sabiti
$I_x(\omega_e, x)$	:Yalpa hareketine ait ek su kütlesi katsayısı
I_{xx}	: "x" Eksenine göre ikinci alan momenti
I_{xy}	: "x-y" eksenine göre (çarpım) ikinci alan momenti
I_{yy}	: "y" Eksenine göre ikinci alan momenti
J	:Saint-Venant burulma sabiti
K_D	:Birim boy gemi uzunluğu başına etkiyen dinamik yalpa momenti
$K(x, t)$	:Gemi kirişinin birim boyu başına Ox ekseninde etkiyen moment
k	:Dalga sayısı
$\bar{k}_{sz}$	:Orta yüzeyin "sz" eksenleri için burulma katsayısı
$\bar{k}_z$	:Orta yüzeyin eksenel eğriliği
$\bar{k}_{zs}$	:Orta yüzeyin "zs" eksenleri için burulma katsayısı
λ	:Dalga boyu
$m_{\phi y}(\omega_e, x)$	:Yalpa hareketine ait yan ötelemeden kaynaklanan ek su kütlesi katsayısı
$m_y(\omega_e, x)$	:Yan öteleme hareketine ait ek su kütlesi katsayısı
$m_{y\phi}(\omega_e, x)$	:Yan öteleme hareketine ait yalpadan kaynaklanan ek su kütlesi katsayısı
M	:Metasantr noktası
M_{ω}	:İnce uzun çubuklarda çarpılma yükü ve Timoshenko teorisinde çarpılma momenti (bimoment)
M_R	:Harmonik yalpa titreşim hareketine ait hidrodinamik yalpa momentini
$M_{ri}(x)$	:Serbest titreşim hareketi yapan gemi kirişinin r.nci titreşim modu için eğilme momenti ($i = y, z$)
M_{RS}	:Harmonik yan öteleme titreşim hareketine ait hidrodinamik yalpa momenti
M_s	:Eğrisel eksen takımında "s" yönündeki eğilme momenti ve kabuk kuvveti
M_{sz}	:Eğrisel eksen takımında "sz" yönündeki burulma momenti
M_x	:Gemi kirişinde "x" eksenine göre eğilme momenti
M_y	:Gemi kirişinde "y" eksenine göre eğilme momenti
$M_{y1,2}$	:Gemi en kesitinde "y" eksenine göre eğilme momenti çifti

$M_{z\ 1,2}$	:Gemi en kesitinde "z" eksenine göre eğilme momenti çifti
M_x	:İnce uzun çubuklarda "x" eksenine göre eğilme momenti
M_y	:İnce uzun çubuklarda "y" eksenine göre eğilme momenti
M_z	:Eğrisel eksen takımında "z" yönündeki eğilme momenti
M_{zs}	:Eğrisel eksen takımında "zs" yönündeki burulma momenti
μ	:Gemi kirişinde birim boya karşılık gelen kütle
N	:Dönüşüm parametre sayısı
N	:İnce uzun çubuklarda eksenel yönde etkiyen normal yük
N^*	:Dağılım fonksiyonu
$N_\phi(\omega_e, X)$	:Yalpa hareketine ait sönüm katsayısı
$N_{\phi y}(\omega_e, X)$	:Yalpa hareketine ait yan ötelemeden kaynaklanan sönüm katsayısı
N_s	:Eğrisel eksen takımında "s" yönündeki zar kuvveti ve kabuk kuvveti
N_{sz}	:Eğrisel eksen takımında "sz" yönündeki zar kuvveti ve kabuk kuvveti
$N_y(\omega_e, X)$	:Yan öteleme hareketine ait sönüm katsayısı
$N_{y\phi}(\omega_e, X)$	:Yan öteleme hareketine ait yalpadan kaynaklanan sönüm katsayısı
N_z	:Eğrisel eksen takımında "z" yönündeki zar kuvveti
N_{zs}	:Eğrisel eksen takımında "zs" yönündeki zar kuvveti
ν	:Poisson oranı
O	:Orijin noktası
$Onsz$	:Eğrisel eksen takımı
$Oxyz$	:Kartezyen eksen takımı
$O(x_o, y_o)$	:Eğrisel hat üzerindeki bir O noktasının kartezyen eksen takımına göre koordinatları
ω	:Çarpılma fonksiyonu ve doğal frekans
$\bar{\omega}$	:Kontur hattındaki birim çarpılma, kontur çarpılma fonksiyonu
$\tilde{\omega}$	:Cidar kalınlığındaki çarpılma fonksiyonu
ω_e	:Geminin dalgalarla karşılaşma frekansı
Ω_r	:Serbest titreşim hareketi yapan gemi kirişinde hareketin r.inci moduna ait doğal frekans
P	:Kutup noktası ve kavşaklardaki enine yük ve Lewis dönüşümündeki nokta sayısı
p_n	:Eğrisel eksen takımında çubuğun yan yüzeyine "n" yönünde etkiyen yük
$p_r(t)$	:Sinüsoidal tepki kuvveti
p_s	:Eğrisel eksen takımında çubuğun yan yüzeyine "s" yönünde etkiyen yük
p_z	:Eğrisel eksen takımında çubuğun yan yüzeyine "z" yönünde etkiyen yük
$Q_{ri}(x)$	:Serbest titreşim hareketi yapan gemi kirişinin r.nci titreşim modu için kesme kuvveti ($i = y, z$)
Q_s	:Eğrisel eksen takımında "s" yönündeki kesme kuvveti
$Q_{y\ 1,2}$	:Gemi en kesitinde "y" eksen yönünde kesme kuvveti çifti
Q_z	:Eğrisel eksen takımında "z" yönündeki kesme kuvveti
$Q_{z\ 1,2}$	:Gemi en kesitinde "z" eksen yönünde kesme kuvveti çifti
r, R	:Silindir yarıçapı
ρ	:Yoğunluk
S	:Gemi en kesit alanı ve gemi en kesitinde kayma merkezinin yeri
s	:Orta yüzeydeki herhangi bir noktanın yer değiştirmesi
S_o	:Birinci sektörel moment

S_{ω}^*	:Dağılım fonksiyonu
S_x	:"x" Eksenine göre birinci alan momenti
S_x^*	:Dağılım fonksiyonu
S_y	:"y" Eksenine göre birinci alan momenti
S_y^*	:Dağılım fonksiyonu
σ_{ss}	:Kontur hattı yönündeki gerilme
σ_{zz}	:Eksenel gerilme
T	:Çubuk burulma momenti ve geminin su çekimi
$T_{1,2}$	:Gemi en kesitinde toplam burulma momentleri çifti
$\mathbf{T}$	:İnce uzun çubuklarda burulma yükü
T_{ω}	:Vlasov burulma (çarpılma) momenti
T_s	:Saint-Venant momenti
T_x	:Kavşakta "x" yönündeki tekil yük
T_y	:Kavşakta "y" yönündeki tekil yük
T_z	:Kavşakta "z" yönündeki tekil yük
$t(s)$	:Cidar veya çubuk et kalınlığı
θ	:Serbest titreşim hareketi yapan kirişin herhangi bir t anında her x noktasındaki r. inci moduna ait eğilme zorlanması karşısında dönme açısı
u	:Kartezyen eksen takımında "x" yönündeki yer değiştirme bileşeni
$\bar{u}$	:Kontur hattı üzerinde "x" yönündeki yer değiştirme bileşeni
$\bar{U}$	:Geminin dalgalar arasında ilerleme hızı
U_s	:Çubuğun birim boyu başına gerilme enerjisi
U_1^i, U_2^i	:Uyum (uyumluluk) parametreleri
v	:Kartezyen eksen takımında "y" yönündeki yer değiştirme bileşeni ve geminin yan öteleme hareketi sırasında tekne formunda yatay yönde meydana gelen şekil bozuklukları
v_A	:Gemi en kesiti üzerinde bulunan bir A noktasının yer değiştirmesi
$v_s(x,t)$	:Serbest titreşim hareketi yapan kirişin herhangi bir t anında her x noktasındaki r. inci moduna ait yerdeğiştirme miktarı
$\bar{v}$	:Kontur hattı üzerinde "y" yönündeki yer değiştirme bileşeni
V	:Geminin yan öteleme hareketi sırasında akışkan hızı
$\bar{V}$	:Geminin en kesit düzleminde tekne formu dış yüzeyindeki akışkan hızı
V_s	:Eğrisel eksen takımında "s" yönündeki kabuk kuvveti
$\mathbf{V}_x$	:İnce uzun çubuklarda "x" yönünde yandan etkiyen tepki kesme kuvveti
$\mathbf{V}_y$	:İnce uzun çubuklarda "y" yönünde yandan etkiyen tepki kesme kuvveti
w	:Çubuğun en kesit orta yüzeyinde veya kesit dışında herhangi bir noktadaki eksenel yer değiştirme bileşeni ve Δx kalınlığındaki ince cidarlı gemi en kesitinin ağırlık merkezindeki düşey yer değiştirme
$\xi(x,y,t)$	:Dalga fonksiyonu
$Y(x,t)$	:Gemi kirişinin birim boyu başına Oy eksenini yönünde etkiyen akışkan kuvveti
$\bar{y}$	:Gemi en kesitinde kayma merkezi ve ağırlık merkezi arasındaki "y" eksenini doğrultusunda yatay uzaklık

ψ_T	:Toplam akım fonksiyonu
$Z(x,t)$	:Gemi kirişinin birim boyu başına Oz ekseni yönünde etkiyen akışkan kuvveti
z, Z	:Kompleks sayı gösterimi
$\bar{z}$	:Gemi en kesitinde kayma merkezi ve ağırlık merkezi arasındaki "z" ekseni doğrultusunda düşey uzaklık



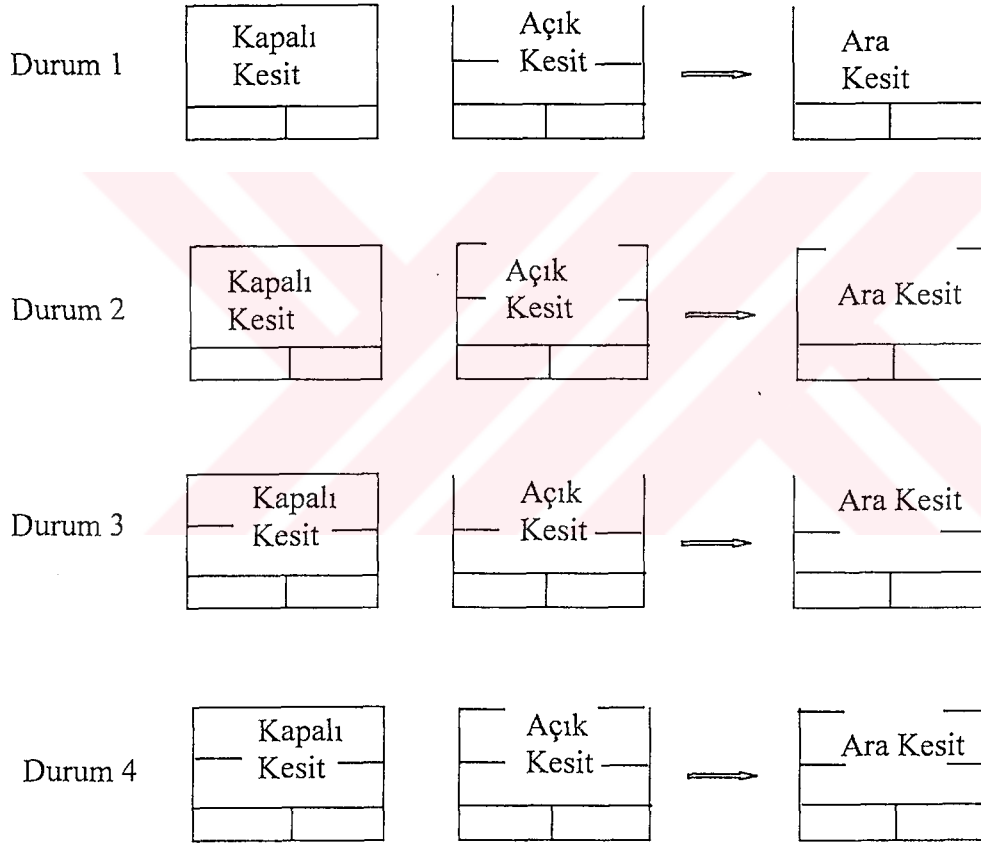
GEMİLERDE BÜNYESEL TİTREŞİMLERİN İNCELENMESİ

ÖZET

Sunulan bu çalışma ile, lineer bileşik antisimetrik hareketlerin detaylı bir analizini yaparak; konteyner gibi geniş ambar ağız açıklığına sahip gemiler ile tanker türü sandık kiriş olarak modellenebilecek gemiler için dalgalı bir denizdeki davranışlarının incelenmesi amaçlanmıştır. Yapısal ve akışkan dinamiği teorileri kullanılmış, ideal akışkan kabulü yapılmış ve lineerlik gözönünde bulundurulmuştur. Böylece ampirik bağıntılara dayalı incelemeler yerine oldukça dikkatli analiz gerektiren gemi hareketleri ile ilgili konular ele alınmıştır. Esnek bir tekne yapısının antisimetrik hareketlerini incelemek üzere hareketi ve elastik şekil değişimlerini yapı dinamiği teorisine ait formüller ve dalgalar arasındaki bir gemiye etkiyen akışkan kuvvetlerini içeren hidrodinamik teoriye ait formüller elde edilmiştir.

Yapı dinamiği teorisinde “kuru tekne analizi” olarak isimlendirilen teori baz olarak alınmış ve gemi görderi kiriş olarak modellenmiştir. Kirişin boşlukta serbest titreşim hareketi yaptığı düşünülmüş ve herhangi bir dış kuvvetin ve iç sönüm kuvvetinin etkimediği kabul edilmiştir. Bu tür bir yaklaşım sonucunda asal modlar (kuru modlar) bulunmuş, üniform yüklü bir kirişin bileşik antisimetrik titreşimine yönelik analitik çözüm geliştirilmiştir. Gerek üniform kiriş ve gerekse üniform olmayan kirişler için kullanılmak üzere sonlu farklar yöntemi çözüm için seçilmiştir. Bu tez çalışmasının katı modelleme kısmında, Timoshenko, Euler, Rayleigh ve ince cidarlı kiriş teorilerinin benzer ve farklı yönleri araştırılarak teorik yaklaşımları ile analitik sonuçlarının detaylı yorumu yapılmıştır. Benzer karşılaştırma ve yorumlar düzeltilmiş Timoshenko kiriş modeli içinde yapılmıştır. Bu karşılaştırmalar sonucunda, düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modeli kurulmuş ve modele ait teorik değişiklikler ve yaklaşımlar ortaya konulmuştur. Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modeli literatürde ilk kez seçilen gemi en kesit formlarına uygulanmış olup, yazarın teze orijinallik getiren başlıca özgün katkısıdır. Ayrıca üniform olmayan kiriş modellemelerinde, en kesit atlamalarının olduğu ara kesitlerde uyum parametreleri hesaplamıştır. Sayısal çalışmalarda kullanılmak üzere düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modeli için geliştirilen bilgisayar programının yardımı ile doğal frekanslar ve mod şekilleri için sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlara ait gerekli yorumlar ilgili bölümlerde detaylı bir şekilde verilmiştir. Katı modellemeye ait çalışma aşamalarını başlıca 3 başlık altında toplamak mümkündür. İlk aşamada (Aşama 1) konuya ait farklı teorik yaklaşımların etüdü, teorik farklılıkların kaynağının araştırılması, düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modelinin oluşturulması, sonuç alabilmek için uygun bilgisayar programının yazılımı ve çalıştırılması, analitik sonuçlarının kabul edilebilirlik ve doğruluk derecesinin kontrolü gerçekleştirilmiştir. Aşama 2’de gemi boyunca olası enkesit dağılımına cevap verebilecek modellerin belirlenmesi ve son olarak Aşama 3’de uyum parametrelerinin etkisi araştırılmıştır.

Aşama 1’de, yukarıda açıklanan amaca yönelik iki ayrı çalışma yapılmıştır. İlk çalışma için, Model 1 olarak açık en kesitli üniform ince cidarlı kiriş modellemesi seçilmiştir. Bu modele ait bilgisayar programının çıktılarından olan doğal frekanslar kullanılarak sonuç karşılaştırması yapılmıştır. İkinci bir çalışma ise, açık literatürde düzeltilmiş Timoshenko kirişi olarak bilinen model seçilmiş, Model 2 olarak isimlendirilmiş ve kapalı en kesitli örnek kiriş için kesme alanının, dönme ataletinin ve çarpılma etkisinin ayrı ayrı ve birlikte doğal frekanslar üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Karşılaştırmalar için ayrıca seçilen kirişin hem yalın hem de bileşik hareketler yapması düşünülerek araştırma sürdürülmüştür. Geliştirilen bilgisayar programı yardımıyla, İnce cidarlı kiriş teorisi ile düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorileri arasındaki modellemeye ait farklılık ve benzerlikler ortaya konulmuştur. Bu amaçla mod şekilleri için grafik bazda, doğal frekanslar için ise sayısal bazda sonuç karşılaştırılması yapılmış, ayrıca genelleştirilmiş kütle, rijitlik ve sönüm matrisleride verilmiştir.



Şekil 1. En kesitlerin durumları

Yapı dinamiğine ait Aşama 2 olarak adlandırılan çalışmada, kiriş modellemelerinde gemi görderine benzer en kesitler ele alınmış, böylece yapılan modelleme ile gerçeğe yaklaşım amaçlanmıştır. Genelde gemi en kesitleri simetrik yapıya sahip olduklarından; bu tez çalışmasında da basitten başlayarak daha karmaşık yapılara doğru 5 ayrı simetrik en kesit modeli seçilmiş, en kesitlere ait yapısal parametrelerin hesaplanmış ve en kesiti oluşturan herbir eleman dikdörtgen kesitli çubuk olarak ele alınmıştır. En kesitler boyunca (t) et kalınlığı sabit alınmıştır. En kesitler için kiriş modellemeleri oluşturulmuş ve Durum 1 - 4 olarak isimlendirilmiştir. Kiriş boyu 200 m olarak seçilmiştir. Durumlara ait kiriş modellemeleri Şekil 1’de verilmiştir. Ele alınan model kirişi için de, iki ucundan kapalı kesit, ortada kalan kısım açık kesite

sahip olarak düşünölmüştür. L_1 kapalı kesiti, L_2 ise açık en kesit uzunluğunu ifade etmektedir ve bu uzunluklar Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Açık ve kapalı en kesit uzunlukları

Kiriş Tipi	A(5105)	B(7607)
L_1	$L_1 = 50$ m	$L_1 = 70$ m
L_2	$L_2 = 100$ m	$L_2 = 60$ m

Aşama 2 olarak adlandırılan çalışmada, farklı kiriş modelleri oluşturulduktan sonra, bu kiriş modelleri için Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko, İnce cidarlı kiriş ve Düzeltmiş ince cidarlı kiriş teorilerine ait karşılaştırılmalı olarak doğal frekanslar tablo halinde, yerdeğıştirmeler, eğilme ve burulma momentleri ile kesme kuvvetleri ise Timoshenko, ince cidarlı ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorileri için grafik bazda sunulmuştur. Böylece kiriş teorileri arasında benzer ve farklı yanlar ortaya konmuş, teoriler ile ilgili kapsamlı bir çalışma yapılmıştır. Yapılan sayısal çalışmalarda (Aşama 2’de) model kirişlerinde farklı en kesitler arasında süreklilik gözönünde bulundurulmuştur. Oysa özellikle açık en kesitten kapalı en kesite veya kapalı en kesitten açık en kesite geçişte en kesitlere ait rijitlikler farklılık göstermektedir. Aşama 3 olarak adlandırılan çalışmada; ilgili bölümlerde teorisi verilen ve U_1 ve U_2 olarak tanımlı uyum parametrelerinin etkisinin incelenmesi yapılmıştır. Durum 1 - 4’e karşılık gelen uyum parametre değeri hesaplanmış ve ince cidarlı kiriş teorisine etkileri grafik bazda sunulmuştur.

Bu tez çalışmasında, model geminin dalgalı bir denizdeki hareketlerini belirleyebilmek amacıyla iki boyutlu hidrodinamik teori kullanılarak gemiye etkiyen akışkan kuvvetleri saptanmıştır. Dalgadan kaynaklanan akışkan kuvvetlerinin elde edilmesi için düzeltilmiş dilim teorisi kullanılmış kuru teknenin asal koordinatlarına etkiyen genelleştirilmiş kuvvetlerden hareket ederek, dalga ve tekne dilimleri arasındaki bağıl hareket belirlenmiştir. Dilim teorisi uygulanırken yapısal sönüm hesaplara dahil edilmiştir. Akışkan kuvvetlerini saptamak üzere seçilen dilim teorisinin gerektirdiği hidrodinamik özellikler sonsuz derinlikteki ideal bir akışkanın serbest yüzeyinde yan öteleme ve yalpa hareketi yapan silindirler için geliştirilmiş iki boyutlu potansiyel akım analizi ile tahmin edilmiştir. Bu çalışmada gerek Lewis gerekse çok parametrelili konform dönüşümler hakkında genel bilgiler verilmiş ayrıntılara girilmemiştir. Geliştirilen bilgisayar programı ile, akışkanın serbest su yüzeyinde, yan öteleme, yalpa ve yan öteleme – yalpa bileşik hareketlerine ait iki boyutlu hidrodinamik özellikleri çok parametrelili konform dönüşüm tekniği kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplamalarda kullanılan boyutsuz frekans parametresi (delta) $\delta = \omega^2 \cdot b / g$ olarak alınmıştır. Burada, g yerçekimi ivmesi [m/sn^2], b enine kesitlerin yarı genişliği [m] ve ω frekans [$1/sn$] olarak tanımlanmış ve birim boya karşılık gelen iki boyutlu hidrodinamik özellikler hesaplanmıştır. Akışkan dinamiğine ait ilk sayısal çalışma olarak geliştirilen bilgisayar programı yardımı ile genişliği 30 m ve draftı 10 m olan dikdörtgen en kesit ele alınmıştır. İkinci bir çalışma ise üçgen en kesitine ait yapılmıştır. Seçilen üçgen en kesitin genişliği 20 metre, yüksekliği (draftı) ise 16 metredir. Her iki en kesit modellerine ait hidrodinamik özellikler elde edilmiş, grafiksel bazda karşılaştırmaları yapılmış, böylece hazırlanan bilgisayar programının uygulanabilirliği araştırılmış son olarakta, antisimetrik gemi hareketi yapan (yan öteleme ve yalpa) uniform en kesitli

bir gemi modelinin iki boyutlu hidrodinamik özellikleri hesaplanmıştır. Hidrodinamik özelliklerin hesaplamasında viskoz etkiler ihmal edilmiştir. Sunulan bu çalışmanın son adımını; yapı dinamiği ile hesaplanan doğal frekanslar ile akışkan teorisi ile hesaplanan iki boyutlu hidrodinamik özellikler kullanılarak antisimetrik gemi hareketi yapan gemi modelinin (veya modellerinin) dalgalı denizdeki hareketlerinin incelenmesi oluşturmaktadır. Herhangi bir r.inci moda ait, dalgalı bir denizdeki gemiye ait genelleştirilmiş dengeli davranış,

$$p_r(t) = p_r e^{-i\omega_e t} \quad (1)$$

olarak alınmış, hareket denklem takımının matris formda gösterimi ise

$$[p(t)] = [p] e^{-i\omega_e t} \quad (2)$$

halinde verilmiştir. Burada, $[p]$ çözüm matrisidir. Sonuç olarak katı modelleme ile akışkan modellemeye ait hareket denklemi

$$([c] + [C]) - \omega_e^2 ([a] + [A]) - i\omega_e ([b] + [B]) [p] = [Z] \quad (3)$$

olarak elde edilmiştir. Burada, $[a]$ kuru modlara ait genelleştirilmiş atalet matrisi, $[A]$ ıslak modlara ait genelleştirilmiş atalet matrisi, $[b]$ genelleştirilmiş yapısal sönüm matrisi, $[B]$ genelleştirilmiş akışkan sönüm matrisi, $[c]$ genelleştirilmiş yapısal dayanım matrisi, $[C]$ genelleştirilmiş akışkan dayanım matrisi, ve $[Z]$ genelleştirilmiş dalga kuvvetidir. Elde edilen denklem takımı birden fazla serbestlik derecesine sahip lineer bir sistemdir ve yerdeğiştirme, eğilme ve burulma momentleri ile kesme kuvveti değeri

$$v(x, t) = e^{-i\omega_e t} \sum_{r=0}^n p_r v_r(x) \quad M(x, t) = e^{-i\omega_e t} \sum_{r=3}^n p_r M_r(x) \quad (4)$$

$$T(x, t) = e^{-i\omega_e t} \sum_{r=3}^n p_r T_r(x) \quad Q(x, t) = e^{-i\omega_e t} \sum_{r=3}^n p_r Q_r(x) \quad (5)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Bununla birlikte birim dalga genliğine karşılık gelen yerdeğiştirme, kesme kuvveti, eğilme ve burulma momentlerine ait genliklerde (amplitütlerde) aşağıda sunulduğu gibidir.

$$|v(x)| = \left| \sum_{r=0}^n p_r v_r(x) \right| \quad |M(x)| = \left| \sum_{r=3}^n p_r M_r(x) \right| \quad (6)$$

$$|T(x)| = \left| \sum_{r=3}^n p_r T_r(x) \right| \quad |Q(x)| = \left| \sum_{r=3}^n p_r Q_r(x) \right| \quad (7)$$

Katı ve akışkan modellemelere ait hazırlanan bilgisayar programının çıktıları geliştirilen üçüncü bir bilgisayar programında veri dosyası olarak kullanılmıştır. Durum 1- 4 kiriş modellemeleri için rezonans araştırılması yapılmıştır. Gemi model kirişlerinde, açık en kesit uzunluğunun daha fazla olduğu 5105 kiriş tipi seçilmiştir. Böylece büyük kesme uzaklığına sahip açık en kesitlerde belirgin rezonans

durumlarının elde edilebileceği ön görülmüştür. Gemi model kirişlerinin dalgalı bir denizdeki davranışları detaylı ve titiz bir çalışma gerektirdiğinden, söz konusu kiriş modelleri için geniş bir yelpazede araştırma yapılmıştır. Model geminin ilerleme hızı 7.5 m/sn'den 10.5 m/sn'ye kadar, 0.5 m/sn'lik artımlarla, hucum açısı 90 dereceden 135 dereceye kadar 5 derecelik artımlarla değiştirilmiş, dalga genliği birim düzeyde kalmak üzere 110 farklı dalga frekans değeri belirlenmiş, her bir parameter sistemli ve birbiriyle ortak değiştirilerek rezonans araştırması yapılmıştır. En kesit formlarının etkisini gözlemlemek ve özellikle akışkan modellemesinden kaynaklanan parametrelerin etkisini minimum değere indirgenmesi öngörülmüştür. Bu nedenle de program girdisi olan dalga frekansı değeri ile boyutsuz frekans (δ) değeri yukarıdaki farklı parameter kombinasyonları sırasında sabit alınmıştır. böylece iki boyutlu hidrodinamik özelliklerin sonuçlara etkisi ortadan kaldırılmıştır. Katı modellemede Durum 1-4'e karşılık gelen kiriş modellemelerinde çarpılma rijitliğinin rezonansa etkisi de araştırılmıştır. İki boyutlu hidrodinamik özellikler 9 parametrelili konform dönüşüm için hesaplanmıştır. Gemi kiriş modellemelerinde su çekimi 7 m olarak seçilmiştir. Elde edilen analitik sonuçlar, gemi ilerleme hızlarına ve hucum açılarına bağlı olarak grafiklerde gösterilmiştir. Çarpılma rijitliğini ihmal eden Timoshenko kirişi ile çarpılma etkisini içeren düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modeli kullanılmış, böylece çarpılma rijitliğinin rezonansa etkisi de araştırılmıştır.

Birim dalga genliği için, model gemi hızı ve hücum açısı belirlendikten sonra, karşılaşma frekanslarına karşılık gelen eğilme momenti, kesme kuvveti ve burulma momenti genlikleri grafik ortamda gösterilmiştir. Söz konusu genlikler çarpılma rijitliğinin gözönüne alındığı ve ihmal edildiği durumlar için ayrı ayrı elde edilmiş ve ayrıntılı irdelemesi yapılmıştır. Bu tez çalışmasında son olarak yakınsaklık analizi yapılmış ve sonuçlar grafiklerle açıklanmıştır. Çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği durumlarda eğilme ve burulma momentleri ile kesme kuvvetine ait genliklerde genelde yakınsamanın olduğu, buna karşın çarpılma rijitliğinin dahil edildiği durumlarda ise söz konusu genliklerdeki yakınsaklığın, çarpılma rijitliğine, yapısal parametrelere, açık en kesitin yerine ve uzunluğuna bağlı olarak değişim gösterdiği saptanmıştır. Tez konusu çalışma ve ulaşılan sonuçlar özetle aşağıdaki başlıklar halinde toplanabilir:

- 1) Gemilerin simetrik olmayan hareketlerini tarif eden literatürde mevcut teoriler (Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko ve ince cidarlı kiriş) tezde ayrıntılı olarak irdelenmiş, karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır.
- 2) Simetrik olmayan gemi hareketleri için, düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modelinin farklı gemi en kesit formlarına uygulanması, teze orijinallik kazandıran yazarın özgün çalışmasıdır.
- 3) Uzun ambar ağzı açıklığına sahip gemilerde çarpılma rijitliği etkisinin ihmal edilmemesi gereği ortaya çıkmıştır.
- 4) Ambar ağzı açıklığının gemi boyunca yeri, uzunluğu, burulma rijitliği, kesme şekil bozukluğu gibi yapısal parametrelerin de rezonansa etkilediği açığa çıkmıştır.
- 5) Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modelinin gemilerin ön dizayn ve dizayn safhasında rezonanstan kaçınmak için rahatlıkla kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

AN INVESTIGATION ON THE STRUCTURAL VIBRATION BEHAVIOUR OF SHIPS

SUMMARY

The objective of this work is to investigate the behaviour of container ships with large deck openings and tankers with box-like structures in heavy seas. The comprehensive analysis covers linear coupled anti-symmetric motions and response of ships. The assumptions involved, i.e., linearity, use of an ideal fluid, are a direct result of the idealisations employed in the theories of structural and fluid dynamics. Thus, the appropriate, exact and also more careful analysis was achieved instead of empiricism. The examination of the anti-symmetric motions of a flexible hull involves the formulation of structural dynamic theory defining the motions and distortions, and hydrodynamic theory that describes the fluid action applied to a ship in waves.

The structural dynamic theory is referred to the dry hull analysis and the ship is modelled as a beam with free ends vibrating in a vacuo in the absence of any external force and internal hull damping. This analysis provides the principal mode shapes or in other words dry-modes. An analytical solution was developed for a coupled anti-symmetric vibration of a uniformly loaded beam. The finite difference method was employed to solve both the uniform and non-uniform beams. To build up the solid model of a ship, similarities and diversities between the existing beam theories such as Timoshenko, Euler, Rayleigh and also thin walled beams, were examined. Detailed comparisons and comments were made according to their theoretical approximation and their analytical results. Similar comparisons were also performed using the modified Timoshenko Beam Model. As a result of this investigation, the modified thin walled beam model used by the author as an original contribution in this field is presented. The compatibility parameters for the intersection points of different type of sections were also calculated and adopted for non-uniform beam models. According to the modified thin walled beam theory a computer code was developed for numerical investigation. Natural vibration frequencies and mode shapes were given in the thesis and detailed comments and conclusions were also included. The solid modelling study can be summarised within 3 stages. The first stage involves the theoretical research, computer code developing, numerical results and reliability and sensitivity analysis. The second stage covers the determination of suitable models for different types of ships considering their deck openings; hatch covers and closed or opens type midship sections. The last stage deals with the investigation of compatibility parameter effects. The first step of solid modelling focuses on two different types of ship beam models. One of them (model 1) covers a thin walled uniform beam with opened sections (large deck openings) and results are compared with natural frequencies. However model 2 behaves as a modified Timoshenko beam with closed sections. Shear area effects (shear deformations),

rotary inertia and warping effects on the natural frequencies were also included individually and together into the model 2. The coupled and uncoupled motions of each beam models were further investigated to determine which theory and its beam model offer suitable results and what kind of differences and similarities between the beam models may have a major effect. Comparisons, comments and conclusions were supported with the graphic charts of mode shapes and numerical results of natural frequencies. Furthermore, generalised mass, stiffness and damping matrix were also presented in the thesis. It is concluded that the developed computer code can be competently used for any research project.

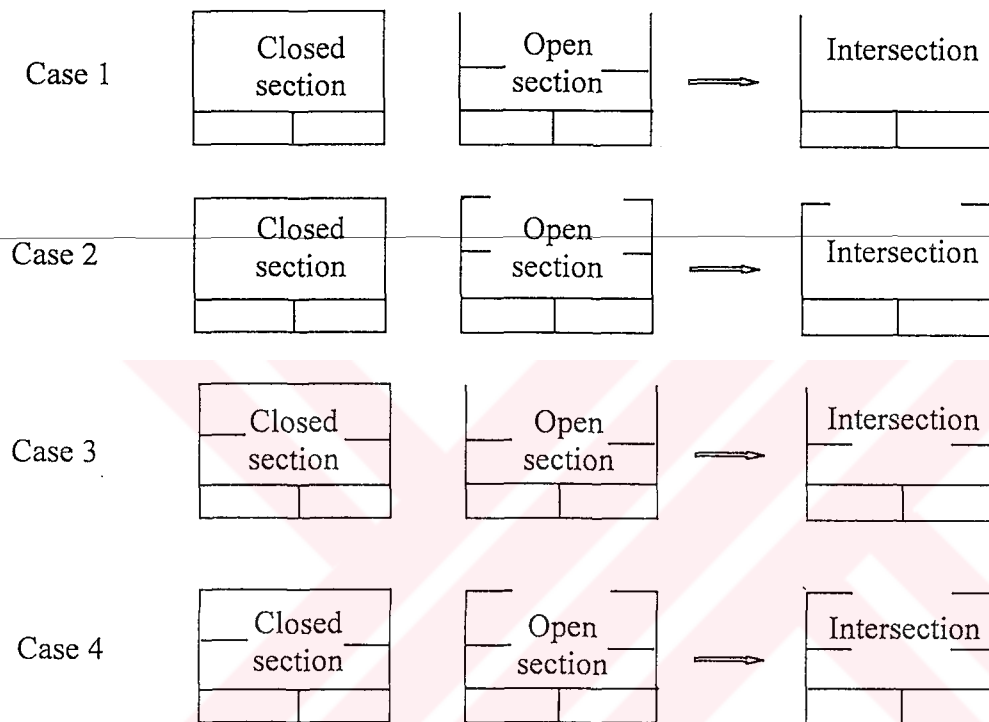


Figure 1. Transition of cross sections

In the second stage of the study regarding structural dynamics, cross sections similar to ship cross sections were considered. Thus, the models would be better representatives of the real situation. Since, ship cross sections are of symmetric type in general, five different symmetric cross sections of simple to complex structure were selected. The structural parameters for cross sections were calculated. Each component of a cross section was represented with a flat bar. The wall thickness of the cross sections (t) was assumed to be constant. The beam models for the cross sections were developed and named as Case 1-4. The length of the ship beam was 200m. The beam models for the cases considered are shown in Fig.1. The beam model has two-ends closed cross section and the mid-part of an open cross section type. L_1 and L_2 denote the lengths of the closed and open cross sections respectively. The data related to L_1 and L_2 are given in Table 1.

Table 1. Length of the open and closed cross sections

Beam Type	A (5105)	B (7607)
L_1	$L_1 = 50$ m	$L_1 = 70$ m
L_2	$L_2 = 100$ m	$L_2 = 60$ m

Upon completion of stage two, comparisons are made with Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko, thin wall beam and modified thin wall beam theories. The comparisons are presented in the table format for natural frequencies and in the graphical format for displacements, bending and torsional moments of Timoshenko, thin wall beam and modified thin wall beam models. Thus, a comprehensive study is carried out to illustrate the similar and different features of the beam theories. For the numerical studies in the second stage of the study, continuity was considered between the different cross sections of model beams. However, it is known that the rigidity of cross sections vary with the transition from open to closed cross sections and vice versa. In order to take this fact into consideration, the study was extended to the third stage where the effects of compatibility parameters U_1 and U_2 were investigated. The definitions of these parameters are given in appropriate chapters. The compatibility parameters corresponding to the Cases 1-4 were calculated and their effects to the modified thin wall beam theory were presented in graphics.

Having carried out a detailed structural dynamic investigation, the simulation and modelling studies were so advanced that it was possible to determine the fluid forces acting on a ship in waves by means of two-dimensional hydrodynamic theory. The wave exciting forces are obtained employing the modified strip theory and considering the relative motion between a slice of the hull and the wave, as generalised forces on the principal coordinates of the dry hull. Structural damping is also included into the calculations while applying the strip theory. The hydrodynamic properties, required by the strip method employed in the description of the fluid action, is estimated using a two-dimensional potential flow analysis for cylinders swaying and rolling in the free surface of an ideal fluid of infinite depth. In this thesis, a brief description is given about Lewis and a multi-parameter conformal transformation. It is checked whether the validity of the results from the coupled lateral bending and twisting case is acceptable by examining the error functions derived from the work-wave energy equivalence and the symmetry relationships between the cross coupling coefficients ($m_{y\phi} = m_{\phi y}$, $N_{y\phi} = N_{\phi y}$). Two-dimensional hydrodynamic properties for sway, roll and coupled sway-roll motion in free surface were also calculated by means of the developed computer simulation program according to Lewis and also multi-parameter conformal transformation technique separately. Delta ($\delta = \omega^2 b/g$) is selected as a non-dimensional frequency parameter in formulas. Where g means gravity, b is the cross sectional width and ω represents the natural frequency. Two-dimensional hydrodynamic properties per unit length were calculated. A rectangular cross-section was preliminary selected for input data of computer simulation program as it has a width of 30 m and a draught of 10 m. For this case, ship was modelled as a uniform bar which its cross-section is a rectangle. The second approximation is made for a triangular cross-section. The selected triangle has a width of 20 m and height (draught) of 16 m. The dimensions of each cross-section were obtained in the literature so that a comparison between the transformation results of the author's model and the literature was made. The two-dimensional hydrodynamic properties are calculated for both rectangular and

triangular cross-sections and the results are given in graphics. Thus, the justification of the computer programme was completed. Finally, two-dimensional hydrodynamic properties of different section of a ship swaying and rolling on free surface are obtained. Viscosity effect was eliminated during the calculations of two-dimensional hydrodynamic properties. This thesis is concluded by investigating the anti-symmetric ship motions in waves using the natural frequencies and the results from the developed computer program according to the structural dynamic theory and two dimensional hydrodynamic properties obtained from a second computer code written according to the hydrodynamic theory. The steady-state response at the r^{th} principal mode for a cruising ship in waves is such that

$$p_r(t) = p_r e^{-i\omega_e t} \quad (1)$$

or, in matrix form

$$[p(t)] = [p] e^{-i\omega_e t} \quad (2)$$

where $[p]$ is the solution vector. The generalised equations of motion in matrix form can be written as follows.

$$([c] + [C]) - \omega_e^2([a] + [A]) - i\omega_e([b] + [B])[p] = [Z] \quad (3)$$

Where $[a]$ is the diagonal inertia matrix at dry modes, $[A]$ is the inertia matrix at wetted modes, $[b]$ is the symmetric structural damping matrix, $[B]$ is the hydrodynamic damping matrix, $[c]$ is the diagonal stiffness matrix of the dry hull, $[C]$ is the stiffness matrix at wetted modes, $[Z]$ is the wave excitation matrix.

The generalised equation of motion written in matrix form represents a linear multi-degree of freedom system. The displacements, bending and twisting moments and also the shearing force are defined as follows:

$$v(x, t) = e^{-i\omega_e t} \sum_{r=0}^n p_r v_r(x) \quad M(x, t) = e^{-i\omega_e t} \sum_{r=0}^n p_r M_r(x) \quad (4)$$

$$T(x, t) = e^{-i\omega_e t} \sum_{r=0}^n p_r T_r(x) \quad Q(x, t) = e^{-i\omega_e t} \sum_{r=0}^n p_r Q_r(x) \quad (5)$$

Their corresponding amplitudes per unit wave amplitude are, respectively

$$|v(x)| = \left| \sum_{r=0}^n p_r v_r(x) \right| \quad |M(x)| = \left| \sum_{r=0}^n p_r M_r(x) \right| \quad (6)$$

$$|T(x)| = \left| \sum_{r=0}^n p_r T_r(x) \right| \quad |Q(x)| = \left| \sum_{r=0}^n p_r Q_r(x) \right| \quad (7)$$

A new computer programme was developed for the determination of resonating cases of 1-4 utilizing the results of the computer codes for solid and hydrodynamics modelling of beams. The beam type of largest deck opening, 5105, is selected for the investigation. Thus, it was thought that any significant resonating situation might easily be observed in cross sections with large shear distance. Since, it requires a careful analysis to determine the behaviour of ship beam models in heavy seas, the cruising speed, the heading angle of the model ship and the wave frequency parameters were varied in a wide range. The cruising speed was changed from 7.5 to 10.5 m/s in 0.5 m/s steps. The heading angle's range was selected from 90° to 135° in 5° steps. The effect of wave frequency for unit wave amplitude was considered with 110 different values. In order to minimize the effect of two-dimensional hydrodynamic properties to the results, wave frequency and non-dimensional frequency (δ) were kept constant for each run. During this study, the warping stiffness effect on the solid model was also investigated. Two-dimensional hydrodynamic properties were calculated by conformal transformation with 9 parameters. The draught was selected as 7 m. The results are presented in graphics in relation to cruising speed and heading angle. To observe the effect of warping stiffness, the study was performed for Timoshenko beam without warping stiffness and modified thin wall beam with warping stiffness.

The cruising speed and heading angle for unit wave amplitude at resonating situation were determined then bending moment, shear force and torsional moment amplitudes were shown in graphics for each case. The last step of the study involves the convergence analysis for modified thin wall beams and the presentation of results. It is concluded that when the warping stiffness effect is omitted the convergence is observed for the amplitudes of bending moment, torsional moment and shear force. However, when the warping stiffness effect is included the convergence for the amplitudes depends on the structural parameters, the location of open section and its length. The conclusions can be summarized as follows:

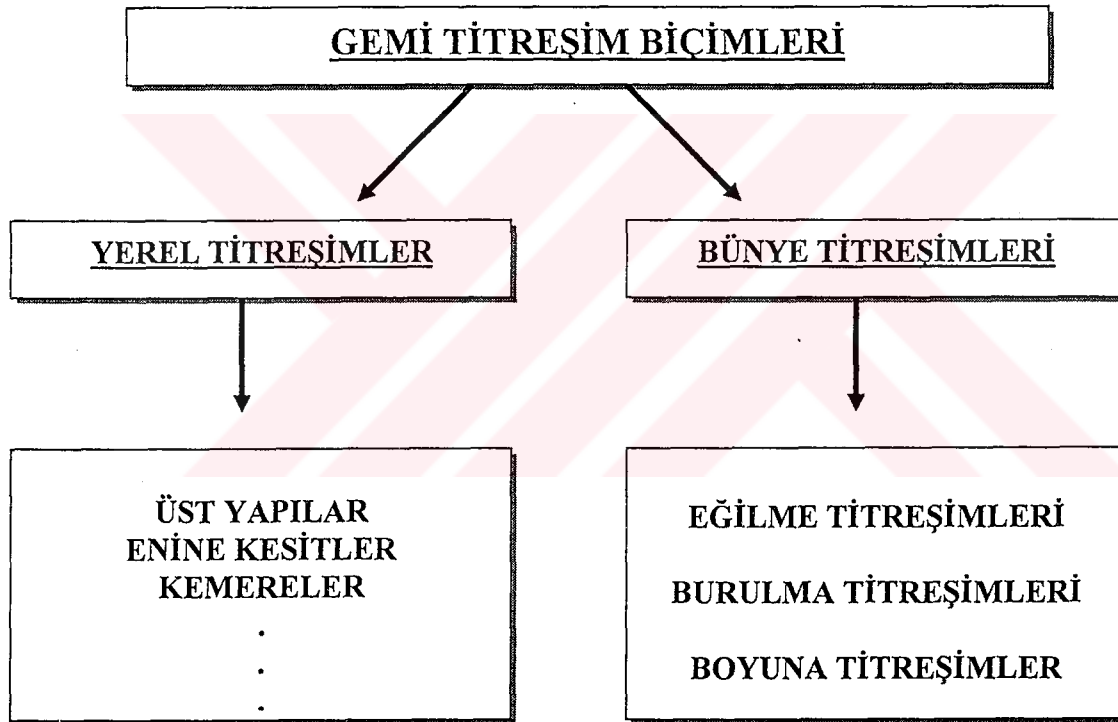
- 1) The theories in literature (Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko and thin wall beam) describing the anti-symmetric motions of ships are examined.
- 2) The modified thin walled beam model applied to different kind of ship sections by the author as an original contribution in this field is presented
- 3) The effect of warping stiffness must be taken into account for structures with large open cross sections.
- 4) The structural parameters such as the location of open cross section, its length, torsional rigidity, shear deflection etc have dominant effect on resonance.
- 5) The modified thin walled beam model can be competently used to avoid any resonating situations at preliminary and final design stages of ships.

1. GİRİŞ

Modern gemi dizaynındaki problemlerden biri, iç ve dış kuvvetlerin neden olduğu titreşim biçimlerinin belirlenmesi ve etkilerinin incelenmesidir. Yakın zamana kadar gemi titreşimleri istenmeyen bir durumdu. Fakat günümüzde denetim organlarının işlevliği gözönünde bulundurulduğunda gemi titreşim etkilerinin ortadan kaldırılması veya minimum değere indirgenmesi zaruridir. Çeşitli nedenlerle gemi bünyesinde oluşan titreşimler, gemi yolcularını rahatsız etmekte, gemi personeli üzerinde olumsuz etkiler bırakarak, iş gücünü azaltıp, sağlık problemlerine neden olmaktadır. Ayrıca, mekanik ve elektronik aletler bozulmakta ve rezonans durumunda gemi bütününde veya yerel olarak kalıcı şekil bozuklukları ortaya çıkmaktadır. Bütün bu değerlendirmeler ışığında, titreşim olayı tüm yapılarda olduğu gibi gemilerde de çok önem taşıyan bir olaydır. Bu konuya verilen önem Uluslararası Gemi Yapısı Kongresi'nin (ISSC) 1961 yılındaki ilk toplantısında da ele alınmış ve gemi titreşimleri alt komitesi kurulmuştur [1]. Ayrıca literatürde gemi titreşimleri konusunda çok sayıda yayına rastlamakta mümkündür. Bu çalışmalar incelendiğinde gemi titreşimlerinin çeşitli şekillerde sınıflandırıldığı görülmektedir. Bir kısım araştırmacılar gemi titreşimlerini frekansa bağlı olarak üç gruba ayırmışlardır [2]. Rüzgar ve manevra zorlamalarının neden olduğu, frekansı 1 Hz.'den küçük titreşimler gemi hareketleri olarak isimlendirilmektedir. Bu bölgede gemi rijit cisim hareketi yapar. Hidrodinamik olayların büyük önem taşıdığı, gemiye gelen dalgaların neden olduğu ve frekansı 10 Hz'e varan titreşimler sırasında da geminin rijit cisim gibi davrandığı düşünülmektedir. Bu frekans bölgesinde gemi kiriş teorileri ile modellenmektedir. Diğer bir frekans bölgesi 10-100 Hz. arası olup, bu frekans bölgesindeki titreşimlere ağır devirli makineler neden olur ve titreşimler sırasında gemi kesitleri şekil değiştirir ve kiriş teorileri ile elde edilen sonuçlar hatalıdır. Bu bölgedeki incelemelerde üç boyutlu analize ihtiyaç vardır.

Gemi titreşim şekillerini ayrıca yerel titreşimler ve gemi bünye titreşimleri olarak [3] iki ana grupta da toplamak mümkündür (Şekil 1.1). Yerel titreşimler geminin

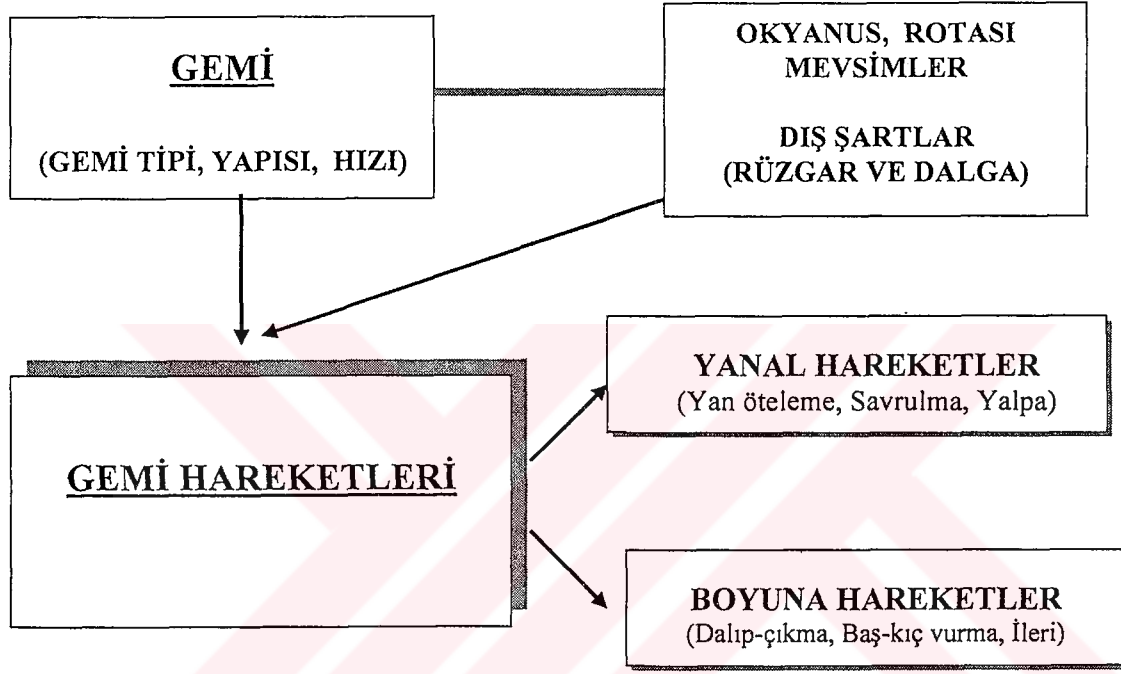
güvertesi gibi, bölme sacı gibi, perdesi gibi titreşen yerel ve geminin tüm gövdesi ve büyüklüğüne göre daha küçük kısımları ile ilgilidir. Geminin bünyesinde titreşim genlikleri küçük olmasına rağmen, yerel titreşim yapan kısımlarında çok daha büyük titreşim genliklerine rastlanmaktadır. Yerel olarak büyük genlikli titreşim yapan kısımlar yaşam mahallerine yakın veya komşu olursa, o taktirde bu bölmelerde bulunan yolcular ve personel rahatsız olacaklardır. Yerel titreşim analizinde; incelenecek bir gemi bölümü tesbit edilmemişse ve yüksek frekanslı titreşebilecek kısımların saptanması gerekiyorsa, o taktirde büyük frekans aralığı seçilerek, çok farklı frekanslarda titreşim yapacak çok büyük sayıda yapısal kısımların tek tek ele alınması gerekecektir.



Şekil 1.1 Titreşim şekilleri

Geminin bütünüyle yapısal titreşimi ise titreşen tüm bileşenlerin bir arada değerlendirilmesi ile hesaplanabilir. Ancak bu titreşim hesaplanırken öncelikle geminin bir kiriş gibi eğilmeye maruz kaldığı eğilme titreşimi ile geminin boyuna eksenini etrafında yapısal burulma ve dönmeye neden olan burulma titreşiminin birbirinden ayrılarak gözönüne alınması gereklidir. Tüm bunlardan ayrı olarak boyuna titreşim olarak isimlendirilen üçüncü bir titreşim çeşidinden de bahsetmek mümkündür. Bu titreşim biçiminde; gemi bünyesine, boyuna eksen doğrultusunda

etkiyen basma ve çekme kuvvetleri nedeni ile gemide uzama ve kısaltmalar meydana gelir. Bu titreşimin meydana gelmesinde en büyük etken düzgün olmayan bir iz alanında çalışan pervanenin doğurduğu değişken eksenel kuvvetler rol oynamaktadır. Bununla birlikte sözü edilen tüm titreşim çeşitleri arasında eğilme titreşimleri, geçmişte olduğu gibi günümüzde de önemini korumaktadır.



Şekil 1.2 Yanal ve boyuna hareketler

Gemiler dalgalı bir denizde yanal ve boyuna hareketler yapmaktadır. Bu hareketlerin oluşmasında geminin tipi, hızı, yapısı ve ayrıca deniz şartları önemli birer etkindir (Şekil 1.2).

‘Gemilerde Bünyesel Titreşimlerin İncelenmesi’ konulu tez çalışması antisimetrik gemi hareketlerinin dalgalı bir denizdeki hareketlerini incelenmesini amaç edinmiştir. Bu amaçla gemi görderi kiriş olarak modellenmiş, iki boyutlu hidrodinamik karakteristikler dilim teorisi kullanılarak hesaplanmıştır. Diğer bir ifade ile, söz konusu tez; katı modelleme ve akışkan modelleme olmak üzere başlıca iki bölümden oluşmaktadır.

Gemi görderinin kiriş olarak modellendiği katı modellemede Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko, İnce cidarlı kiriş teorilerine ait bilgisayar programları

geliştirilmiştir. Söz konusu kiriş teorileri arasında kinematik kabul farklılıkları mevcuttur. Diğer bir değişle kiriş teorilerinin birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları vardır. Bu tez çalışmasında literatürde yer alan ve yukarıda ismen belirtilen kiriş teorilerine ek olarak düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modeli kurulmuştur. Kurulan kiriş modelinde çarpılma, kesme alanı, dönme ataleti, çarpılma ataleti etkileri göz önüne alınmıştır. Dolayısıyla bu tür bir yaklaşımın doğruluk derecesi elde edilen sonuçların, diğer kiriş modellemesi sonuçları ile karşılaştırılması yapılarak tezde verilmiştir. Yapılan çalışmalar neticesinde elde edilen bulgular biri hem kurulan teorinin, hem de geliştirilen bilgisayar programının bir geminin tasarım ve dizayn aşamasında dinamik davranışlarını ve yapısal dayanım özelliklerini inceleyebileceği şeklindedir.

Sunulan bu çalışmada, açık kesitten kapalı kesite geçişte veya kapalı kesitten açık kesite geçişte süreksizlik durumu göz önüne alınmış, buna bağlı olarak uyum (compatibility) parametrelerinin de hesaplanması yapılmıştır. Bu arada seçilen en kesit örneklerinin gemi en kesit formlarına benzer yapıda olmasına dikkat edilmiş, en kesitlerin çift dipli, ara güverteli, açık, kapalı veya yarı açık formda olmasına özen gösterilmiştir.

Akışkan modellemede iki boyutlu hidrodinamik özellikler De Jong [4] tarafından geliştirilen teori baz alınarak, çok parametrelili konform dönüşüm yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır. İki boyutlu hidrodinamik özellikler antisimetrik gemi hareketleri için elde edilirken; simetrik gemi hareketlerine ait hidrodinamik özelliklerin hesaplanmasında Doç. Dr. Ö. Belik tarafından kullanılan UCLTDH (University College London Two Dimensional Hydrodynamics) bilgisayar programı baz alınmıştır. Antisimetrik hareketler için UCLTDH programında gerekli düzenlemeler ve eklemeler yapılarak son şekli verilmiş ve antisimetrik hareketler için modifiye edilmiş programın uygulanabilirliği, aynı teoriyi kullanan Prof. Dr. Pandelli Temarel'in programı ile sonuç karşılaştırılması yapılarak araştırılmıştır. Böylece fakültemiz; teorisi ve kabulleri ilgili bölümlerde verilen, gemilerin hem simetrik hemde antisimetrik hareketlerine ait iki boyutlu hidrodinamik karakteristik değerlerini hesaplayan geniş kapsamlı bilgisayar programına sahip olmuştur. Daha sonrada yapı ve akışkan dinamiği ile elde edilen sonuçlar, yine yazar tarafından geliştirilen üçüncü bir program ile birleştirilmiş, böylece antisimetrik gemi hareketi

yapan bir geminin dalgalı bir denizdeki hareketleri ve rezonans durumları incelenmiştir.

Sonuç olarak, bu tez çalışmasının orijinalliği ve açık literatüre katkısı gemi kiriş modelinde, yapılan kabullerde ve buna paralel olarak geliştirilen matematiksel formülasyonda yatmaktadır.

Tez konusu çalışmanın genel seyri ve gelişmesi hakkında yukarıda verilen akışa uygun olarak araştırmalar aşağıda daha detaylı verilmiştir.

Kuru tekne analizi incelemede ilk adımdır. Bileşik antisimetrik titreşim problemi, kesme uzaklığı ile ilişkili yanal eğilme ve burulmayı içeren karmaşık bir analiz gerektirir. Kesme uzaklığı kütle merkezi ile kesme merkezi arasındaki düşey uzaklıktır. Burulma problemi Gere [5] tarafından ortaya konulan ince cidarlı elastik kirişlerin burulması örnek alınarak çözülmüştür. Gemilerin antisimetrik titreşimleri ile ilgili olarak literatürde kısıtlı kaynağa rastlanmasına rağmen, rastlanan yayınlar nitelikleri itibari ile doyurucudur. Bileşik yanal eğilme ve burulma konusunda Vlasov [6], Chen ve Atsuta [7] uğraşmış olup, bileşik titreşim konusunda ise Timoshenko, Young ve Weaver [8], Gere ve Lin [9] çalışmışlardır. Ambar ağzı açıklığı fazla olan konteyner gemileri gibi açık kesitli kirişler gözönüne alındığında; burulma sırasında oluşan boyuna yerdeğiştirmeler ve çarpılma etkisi önem kazanmakta olup, bu hususların dikkate alınması ise problemi biraz daha karmaşık hale sokmaktadır [138-139, 147-151]. Çarpılmadan kaynaklanan yerdeğiştirme kavramı ile ilgili Haslum ve Tonnessen [10], Chen ve Atsuta [7] tarafından yapılan çalışmalar mevcuttur.

Bu çalışmada üniform yüklü bir kirişin bileşik antisimetrik titreşimine yönelik analitik çözüm geliştirilmiştir. Gerek üniform kiriş ve gerekse üniform olmayan kirişler için kullanılmak üzere sonlu farklar yöntemi çözüm için seçilmiştir. Sonlu farklar metodunun uygulanabilirliği Ohtaka, Kumai, Ushijima ve Ohji'nin [11] üniform ve üniform olmayan gemi temsili kirişler için elde ettikleri sonuçlarla karşılaştırma yapan ve Bishop, Price ve Temarel [12] tarafından geliştirilen düzeltilmiş Timoshenko kirişi olarak modellenen gemi sonuçları ile karşılaştırılarak kontrol edilmiştir. Bu tez çalışmasındaki sonuç karşılaştırmalarında, literatürdeki verilerle yetinilmemiş, sonlu elemanlar yöntemini kullanan ANSYS (üniversite

versiyonu) paket programından da yararlanılmıştır. Ayrıca, hareket denklemleri ayrı ayrı ele alınarak incelenmiş, asal modların bileşik titreşim hareketine olan etkilerini ayrıntılı olarak görebilmek amaçlanmıştır. Kesme kuvvetinden kaynaklanan şekil bozuklukları, dönme ataleti ve özellikle asal modlarda çarpılma rijitliğinin etkileri detaylı olarak irdelenmiştir. Antisimetrik gemi hareketlerinde önemli bir husus olan dominatlığın belirlenmesi konusunda da detaylı çalışmalar yapılmıştır. Sunulan bu tez araştırmasında, gemi görderinin kiriş modellemelerinde farklı kiriş teorilerinden (Euler, Rayleigh, Timoshenko, Düzeltilmiş Timoshenko, İnce cidarlı ve Düzeltilmiş ince cidarlı) faydalanılmış [128,129,157,158,165,166,173,176], muhtemel gemi en kesit formları için sonuç karşılaştırılması hem doğal frekanslar için, hem de mod şekilleri için verilmiştir. Ayrıca, üniform olmayan kiriş modellemesinde kesit atlamalarının etkileri de uyum (compatibility) parametrelerinin hesaplanması ile araştırılmıştır.

Akışkan kuvvetlerini saptamak üzere seçilen dilim teorisinin gerektirdiği hidrodinamik özellikler De Jong [4] tarafından ortaya konulan ve sonsuz derinlikteki ideal bir akışkanın serbest yüzeyinde yan öteleme ve yalpa hareketi yapan silindirler için geliştirilmiş iki boyutlu potansiyel akım analizi ile tahmin edilmeye çalışılmıştır.

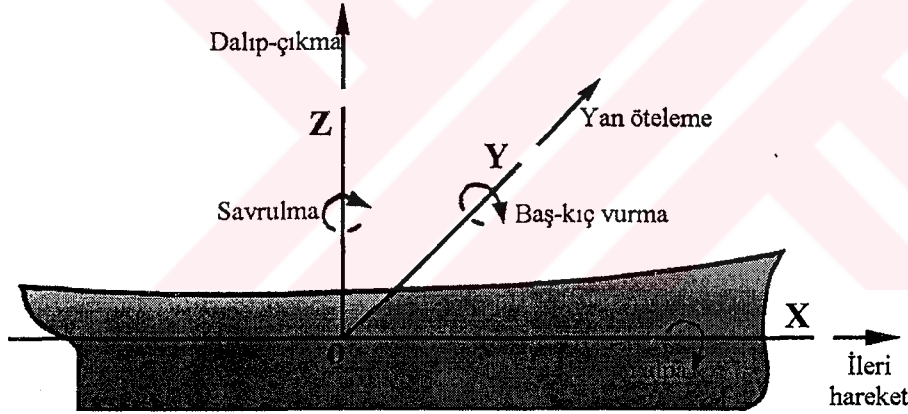
Gerek Lewis ve gerekse çok parametrelili konform dönüşümün hidrodinamik özellikler üzerindeki etkileri ve çok parametrelili konform dönüşümün çok farklı kesitlere uygulanabilme esnekliği literatürde [13 - 39] gösterilmiştir. Bu çalışmada konu ile ilgili ana bilgiler verilmekte ayrıntıya girilmemektedir. Sonuçların doğruluk veya kabul edilebilirlik mertebesini tayin için, Frank Close-fit metodunu kullanan Faltinsen'in [26] ve aynı analizi yapan Vugts'un [25] sonuçları ile karşılaştırma yapan Bishop & Price'ın [39] sonuçları ile geliştirilen bilgisayar programı karşılaştırma yapmak amacıyla kullanılmıştır. Ayrıca dilim teorisinin uygulamalarında tanımlardan kaynaklanan farklılıklar Raff [40], Flokstra [41] tarafından, dilim teorisi ve potansiyel akım teorisinde hidrodinamik etkiler ise Wahab ve Vink [42] tarafından incelenmiştir.

Yukarıda verilen yapısal ve akışkan teorileri yardımı ile gemi kiriş modelinin farklı ilerleme hızlarında, düzgün sinüsoidal dalgalar arasında ve farklı karşılaşma açılarındaki davranışları araştırılmış ve yorumlanmıştır. Gemi kiriş

modellemelerinde rezonans araştırması hasas ve detaylı bir çalışma gerektirdiğinden; seçilen modeller geniş bir yelpazede irdelenmiştir. Karşılaşma açıları 90° 'den 135° dereceye kadar 5° 'lik artımlarla, gemi ilerleme hızı ise 7.5 m/sn 'den 10.5 m/sn 'ye kadar 0.5 m/sn 'lik artımlar ele alınmıştır. Elde edilen sonuçlar özelliklerine göre sınıflandırılmış (gerek grafik bazda, gerekse değer bazında) ve yorumlarıyla birlikte bu tez çalışmasında sunulmuştur. Gemi giriş modellemesinde incelenen geminin aktif dengeleyicilere sahip olabileceği ve viskozite etkileri düşünülerek doğabilecek yalpa sönümü etkisi, gözönüne alınmayarak ihmal edilmiştir. İncelenecek geminin seçimi tamamı ile keyfi olabilir. Bununla birlikte yanal eğilme ve burulma bileşik hareketinin geniş ambar ağzı açıklığına sahip konteyner türü gemilerde önemli olması nedeniyle tercih edilebilir. Nitekim bu tercih nedeni ile gözönüne alınan konteyner gemisinde büyük kesme uzaklığı, bileşik hareketinin daha güçlü olmasına sebep olacak, genlikler ve özellikle dominant modlar bu gemide oldukça dikkat çekici bulunabilecektir. Bununla birlikte bu tip bir gemide atalet ve çarpılmanın etkileri de araştırılabilir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Gemilerin dalgalı bir denizdeki hareketlerinin ve davranışlarının incelenmesine ilk olarak XIX. yüzyıl ortalarında rastlanılmaktadır. Bir geminin dalgalar arasındaki hareketi ve bu hareketi sırasında gemi bünyesinde oluşan şekil değiştirmeleri dinamik olarak incelenmek istenirse, kurulacak matematiksel modelin gemi formuna uygun olması gereklidir. Gemilerin büyük bir çoğunluğu simetrik enine kesitlere sahiptir. Gemilerin simetrik ve antisimetrik titreşim modları lineer teori ile incelenmek istenirse, bu titreşim şekilleri ayrı ayrı veya müşterek ele alınabilmektedir.



Şekil 2.1 Gemi hareketleri

Bir geminin denizde 6 değişik hareket (3 öteleme ve 3 dönme) yaptığı bilinmesine rağmen gemi hareketleri ile ilgili ilk çalışmalarda yalpa hareketi ön plana çıkmıştır. Çünkü o yıllarda düşük hızlı ve buhar kazanlı gemiler inşa edilmekteydi ve bu nedenle dalgalı denizlerde geminin yalpaya düşmesi tehlikeli sonuçlar doğurabileceği için önemlidir. Ancak gemi hızlarının artması ile birlikte diğer hareketler de gözönüne alınmaya başlanmıştır. Hızda kaydedilen artışlara paralel olarak yalpa hareketini baş-kıç vurma hareketi ve bunları da ayırım gözetilmeksizin 6 serbestlik dereceli tüm hareketlerin incelenmesi izlemiştir (Şekil 2.1).

2.1. Gemi Hareketlerine İlişkin Tarihsel Gelişmeler

Gemilerin dalgalı bir denizde yaptığı yalpa hareketi ilk olarak 1861 yılında W. Froude [43] tarafından incelenmiştir. W. Froude yaptığı bu çalışmada incelemek üzere boyu enine göre oldukça büyük olan bir gemiyi seçmiştir. Yapılan bu öncü çalışma gemi hareketlerinin sistemli bir araştırmasını öngören pek çok çalışmaya ışık tutmuştur. Nitekim 1896 yılında oğlu R. E. Froude [44] düzenli ve düzensiz dalgalar arasında hareket eden bir geminin yalpa hareketini açıklamaya çalışmıştır. Bir geminin dalgalar arasında baş-kıç vurma hareketi 1896 yılında Kriloff [45] tarafından araştırılmış ise de, bunu iki yıl sonra yine Kriloff [46] tarafından yapılan ve geminin 6 serbestlik dereceli tüm hareketlerini gözönüne alarak inceleyen çalışma izlemiştir. Böylece “Froude-Kriloff Hipotezi” olarak isimlendirilen ve uzun yıllar boyunca gemi hareketleri ile ilgili çalışmalarda temel taşı olacak hipotez oluşmuştur. Hipotez de gemi etrafındaki basınç alanının, dalıp-çıkma hareketi hariç, geminin diğer hareketlerine bağlı olarak ortaya çıkan dalgalardan kaynaklandığı varsayılmaktadır. Dalgadan kaynaklanan zorlayıcı ve geri getirici etki-tepki kuvvetleri günümüze kadar ulaşan araştırmalarda “Froude-Kriloff Kuvvetleri” olarak isimlendirilmiştir.

Dalıp-çıkma hareketi yapan geminin ek su kütlesinin tayinine yönelik çalışma 1929 yılında Lewis [13] tarafından ortaya konulmuştur. Lewis çalışmasında serbest su yüzeyi etkisini ihmal etmiş, iki boyutlu potansiyel akım teorisini kullanmış ve literatürde k_2 sembolü ile bilinen ek atalet katsayısını tanımlamıştır. Lewis çalışmasında ayrıca kendi eksenini etrafında dönen ve aynı zamanda dalıp-çıkma hareketi yapan bir elipsoidin 2.inci ve 3.üncü titreşim modlarına ait kesin çözümü elde etmiş ve bu çözümü kullanarak üç boyutlu akım için düzeltme katsayısını tanımlamıştır. Gemi en kesitlerine benzeyen kesitlere sahip elipsoid, bu çalışmada konform dönüşümlerle elde edilmiş, böylece literatürde Lewis formları olarak bilinen ve konform dönüşümlerle elde edilen modelleme teorisi ortaya çıkmıştır.

Gemi hareketleri ile ilgili olarak diğer bir önemli çalışma 1949 yılında Ursell [47] tarafından yapılmış, ve iki boyutlu potansiyel akım teorisi kullanılarak ideal bir akışkanın serbest yüzeyinde yatay kesitli bir silindirin dalıp-çıkma hareketi incelenmiş ve literatürde k_4 sembolü ile bilinen frekansa bağlı ek su kütlesi

katsayısını bulmuştur. Ursell [48] aynı yıl yaptığı ikinci bir çalışma ile araştırmalarını daha ileriye götürmüş ve silindirin yalpa hareketini de incelemiştir.

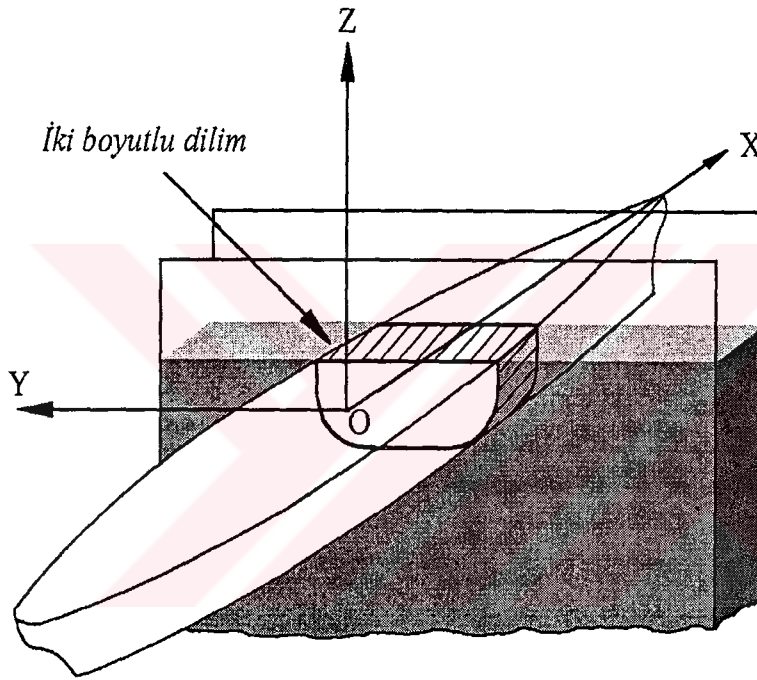
Weinblum ve St. Denis [49] 1950 yılında yaptıkları çalışmada düzgün dalgalar arasında ilerleyen bir geminin hareketlerini incelemiş ve yaptıkları kabuller ile hidrodinamik kütle ve sönümü hesaplamaya çalışmışlardır. Harmonik kuvvetlerin süperpozisyonu ile gemi hareketlerinin incelenmesi St. Denis ve Pierson [50] tarafından yapılmış, karşılaşma frekansının etkileri açığa çıkarılmış ve birim genlikteki düzgün dalgalara karşı ilerleyen bir geminin hareketleri ve davranışları incelenebilmiştir. Bu çalışmanın sonucunda farklı denizlerde dalga spektrumlarının kaydedilmesi önem kazanmıştır. Nitekim 1963 yılında Kuzey Atlantik bölgesindeki dalgalar için Pierson ve Moskowitz [51] tarafından ortaya konulan dalga spektrumu literatürde yerini almıştır.

2.2. Dilim Teorisi

Dalgalı bir denizde ilerleyen ve dalgaları baştan alan bir geminin dalıp-çıkma ve baş-kıç vurma bileşik hareketi lineer yaklaşımla ilk defa Korvin-Kroukovsky [52] tarafından çözülmüştür. Bu yaklaşım Korvin-Kroukovsky ve Jacobs [53] tarafından geliştirilmiş ve literatürde “Ordinary Strip Method” olarak bilinen dilim teorisi olarak yer almıştır. Kurulan teori deneysel sonuçlarla da desteklenmiştir. Dilim teorisi uygulanırken dalgadan kaynaklanan yükler ve eğilme momentlerinin hesaplanması ile ilk kez Jacobs [54] uğraşmıştır. Jacobs’un bu öncü çalışmasında enine dilimlere ayrılmış gemi etrafındaki iki boyutlu akım, Lewis [13] tarafından ortaya konulan atalet katsayıları ve Ursell [47] tarafından ortaya konulan serbest su yüzeyi etkileri de kullanılarak detaylı olarak araştırılmıştır. Çalışmada gemi enine dilimlere ayrılmış olarak düşünüldüğünden, her bir dilim etrafında hesaplanan hidrodinamik kuvvetler gemi boyunca integre edilerek gemi bünyesine gelen toplam hidrodinamik kuvvetler hesaplanmıştır. Dalga ve gemi bordası arasındaki ilişki dilimler ile dalga arasındaki bağıl hareket gözönüne alınarak kurulmuştur. Elde edilen teorik sonuçlar ile deney sonuçları karşılaştırıldığında, her iki sonucun büyük uyum içerisinde olduğu görülmüş, dilim teorisinin tatmin edici sonuçlar vereceği anlaşılmıştır. Bununla birlikte Timman ve Newman [55] yaptıkları çalışmada bileşik

hareket katsayılarının hesaplanmasında simetri bağıntılarının yeterince hassas sonuç vermediğini açıklamışlardır.

Dilim teorisi (Şekil 2.2) kuruluşunda bir takım kabuller ve ihmaller içerdiği için, her ne kadar çapraz simetrik bağıntılar bileşik hareket katsayılarının temininde yeterince hassas sonuç vermediği konusunda bir değerlendirme mevcutsa da, gemi hareketlerinin incelenmesi ile ilgili günümüze kadar ulaşan pek çok araştırmada dilim teorisi yaygın olarak kullanılan bir yöntem olmuştur. Gerritsma ve Beukelman



Şekil 2.2 Dilim Teorisi

[56] dalgaları baştan alan bir geminin dalıp-çıkma ve baş-kıç vurma hareketini incelemek amacıyla dilim teorisini kullanmış ve bu bileşik hareketleri incelerken Tasai [57] tarafından ortaya konulan iki boyutlu hidrodinamik bağıntılara yer vermişlerdir. Gerritsma ve Beukelman'ın [56] yaptığı bu araştırmada ayrıca tekne narinlik katsayısı $C_B = 0.70$ olan Seri-60 serisi gemiler için model deney sonuçlarını kullanmış ve deney sonuçları ile teorik sonuçları karşılaştırmıştır. Dalgaları baştan alan bir yüksek süratli askeri destroyer gemisi için dilim teorisinin uygulanması Smith [23] tarafından yapılmıştır. Smith yaptığı çalışmada hem Salvesen ve Smith [28] tarafından geliştirilen çok parametrelili konform dönüşüm tekniğini ve hem de Frank [24] tarafından iki boyutlu hidrodinamik özelliklerin hesaplanmasına yarayan Close-Fit yaklaşımını kullanmış, ister çok parametrelili konform dönüşüm yöntemi ve

isterse Close-fit yöntemi kullanılsın, her iki yöntemle de temsil edilen gemi kesitleri kullanılarak, dilim teorisi kullanılırsa, sonuçların birbirine yakın ve tatmin edici olduğunu göstermiştir.

Bir geminin yan öteleme, savrulma ve yalpa bileşik hareketlerinin incelenmesi amacı ile dilim teorisini kullanan Tasai [58] yaptığı araştırmada geminin ilerleme hızını sıfır olarak kabul etmiştir. Tasai [59] yaptığı daha sonraki bir araştırmada ise farklı ileri hızlar araştırmasının kapsamını genişletmiştir. Tasai'nin yaptığı geniş kapsamlı araştırmada ortaya çıkan hareket denklemlerinin katsayıları, gerek Salvesen, Tuck ve Faltinsen [29] ve gerekse Vugts [60] tarafından yapılan dilim teorisi uygulamasında bulunan hareket denklemlerinin katsayılarına bire-bir karşılık gelmekte olup, görülen farklılıklar geminin dilimlere bölünmesi sırasında geminin baş ve kıçındaki dilimlerine ait sınır koşullarını tayininden kaynaklandığı anlaşılmıştır.

Dalga yüksekliğinin ön plana çıktığı ve dolayısıyla yüksekliğe bağlı farklı eğime sahip dalgalarda yan öteleme, savrulma ve yalpa bileşik hareketleri yapan bir geminin hareket denklemleri (antisimetrik hareketler) ve ayrıca aynı dalgalarda dalıp-çıkma ve baş-kıç vurma bileşik hareket yapan bir geminin hareket denklemleri (simetrik hareketler) ile Salvesen, Tuck ve Faltinsen [29] uğraşmış olup, üç boyutlu potansiyel akım teorisini kullanarak, baştan gelen düzenli dalgalar arasında ilerleyen gemi için hız potansiyelini elde etmişlerdir. Çalışmada girdaplanma ve sürtünme gibi viskoz sönüm etkilerini gözönüne almak amacı ile yalpa hareketlerine ait sanki-lineer sönüm terimi hareket denklemlerine eklenmiştir.

Tasai [61] yalpa hareketine ait sönüm teriminin ileri yöndeki hızlarda fazla etkisi olmadığını ortaya çıkarırken Frank [24] tarafından geliştirilen Close-Fit yöntemi kullanılmış ve bu yöntemle hidrodinamik özellikleri elde edilmiştir. Tasai yaptığı bu çalışmada teorik olarak elde ettiği bileşik hareket ve bileşke kuvvetlerini Smith [23], Wahab [62], Salvasen ve Smith [28] tarafından yapılan çalışmalarda sunulan deneysel sonuçlarla da karşılaştırarak, yorumlarını desteklemiştir. Sıfırdan başlayarak artan değişik ileri hızlara sahip geminin yatay ve düşey düzlemlerdeki hareketleri ile ilgili benzer fakat daha geniş ve detaylı bir diğer çalışma Vugts [60] tarafından yapılmıştır. Vugts yaptığı çalışmada elde ettiği her bir dilime ait hidrodinamik sonuçları tekne narınlık katsayısı $C_B = 0.70$ Seri-60 serisi gemilerin

model deney sonuçları ile karşılaştırılmış ve ayrıca gözönüne aldığı gemi modeli için dalıp-çıkma ve baş-kıç vurma hareketlerine ait deney sonuçları ile de karşılaştırarak yorumlamıştır. Söz konusu çalışmada yatay düzlemde yandan etkileyen dalgadan kaynaklanan kuvvetler ve tepki kuvvetleri gözönüne alınmayarak ihmal edilmiştir.

Salvesen, Tuck ve Faltinsen [29] ile Vugts [60]'un çalışmaları ve yaklaşımları literatürde düzeltilmiş dilimleme yöntemi olarak isimlendirilmektedir. Benzer türdeki bu iki çalışmada hidrodinamik problem; ilki teknenin harmonik hareketiyle ilgili çevresel yayılma (radyasyon) problemi ve ikincisi harmonik hareket yapan tekne nedeniyle kırılan dalgalardan kaynaklanan türbülanslı ortam ile ilgili kırılma problemi olarak iki sınıfa ayrılmaktadır. Bu yaklaşımla 1965 yılında Newman [63] tarafından tanımlanan bağıl hareket problemi ortadan kalkmaktadır. Salvesen ve arkadaşları ile Vugts tarafından ayrı ayrı ortaya konulan benzer her iki yaklaşımda 1962 yılında Timman ve Newman [55]'in çalışmalarında vurguladıkları simetrik bağıntıları sağlanmaktadır. Wahab ve Vink [42] araştırmalarında aynı yöntemi kullanmış, böylece düşey ve yatay düzlemde hareket için dalgadan kaynaklanan tepkileri hesaplayabilmişlerdir. Elde ettikleri teorik sonuçları tekne narinlik katsayısı $C_B = 0.80$ olan Seri-60 serisi konteyner tipi gemilere ait model deney sonuçları ile karşılaştırarak yorumlamışlardır.

Diğer taraftan dilim teorisinin uygulanması ile ilgili araştırmalara Kaplan [64] ile Kaplan, Sargent ve Raff [65] katılmışlar ve bu araştırmacıların çalışmaları ile birlikte, daha sonra literatürde Raff [40] tarafından tanımlanan ve "SCORES" olarak isimlendirilen gemilerin denizdeki hareketlerine ait matematiksel model kurulmuş ve yaygın olarak kullanılmaya başlanılmıştır.

Düzeltilmiş dilim teorisini, ilk ve yalın dilim teorisinden ayıran en önemli faktör olan ek sönüm terimi, Flokstra [41] tarafından araştırılmış olup; ek sönüm terimin etkisinin, (Wahab ve Vink [42] tarafından yapılan çalışmada) incelenen hızlı konteyner gemileri için denendiğinde fazla önemli olmadığı, sonuçlarda küçük farklılığa neden olduğu gözlenmiştir. Flokstra yaptığı çalışmada dilimlenmiş gemi ile dalga arasındaki bağıl hareketi kullanarak, düzeltilmiş dilim teorisi için, dış kuvvetlerin tayininde yeni bir değerlendirme tanımlanmıştır.

2.3. İki Boyutlu Hidrodinamik Özellikler

Dilim teorisi iki boyutlu hidrodinamik bağıntılarla birlikte ele alındığında, her bir ayrık dilime etkiyen kuvvetler ve dilimin hareketi daha hassas olarak hesaplanabilmektedir. Serbest su yüzeyinde harmonik hareketin etkileri Ursell [47,48] ve dairesel kesitlerin konform dönüşümlerle gemi kesitini nasıl temsil ettiği Lewis [13] tarafından ortaya konulmuştur. Dolayısıyla, konform dönüşüm yaklaşımının, serbest su yüzeyi etkisinin, dilim teorisinin ve iki boyutlu hidrodinamik bağıntıların birlikte ele alınması zaman içerisinde kaçılmaz olarak görülmüştür. Nitekim Grim [66,67] ve Tasai [57] araştırmalarında serbest su yüzeyinde dalıp-çıkma harmonik hareketi yapan eliptik ve Lewis formuna sahip kesitleri incelenmişlerdir. Tasai [68] bu alanda yapmış olduğu çalışmaları genişletmiş, Lewis dönüşümü ile elde ettiği silindirik kesitlerin yan öteleme ve yalpa hareketlerine ait hidrodinamik özelliklerini hesaplamıştır. Porter [18] ve Tasai [19], üç parametrelili Lewis dönüşümü yerine, çok parametrelili konform dönüşüm yönteminin uygulanmasını tercih etmiş ve dalıp-çıkma hareketini incelemişlerdir. Landweber ve Macagno [17] genellikle üç parametrelili konform dönüşüm yönteminde ısrar etmişlerdir. Fakat zaman içerisinde çok parametrelili konform dönüşüm yönteminin kullanımı ağırlık kazanmıştır. Smith [23] düşey düzlemdeki hareketler için çok parametrelili konform dönüşüm yöntemini benimseyen araştırmacılar arasında yer almıştır.

Hem üç parametrelili (Lewis) konform dönüşüm ve hem de çok parametrelili konform dönüşüm yöntemlerinin etkilerini ve farklılıklarını daha iyi görebilmek amacı ile, Vugts [25] çalışmasında basit kesitleri silindirlere dönüştürmüş, bu silindirlerin dalıp-çıkma, yan öteleme ve yalpa bileşik hareketi yaptığını düşünerek hidrodinamik özellikleri hesaplamış ve elde edilen teorik sonuçları deney sonuçları ile de karşılaştırılarak yorumlamıştır. Harmonik hareketler yapan silindirler ile ilgili deneysel çalışmalar ağırlıklı olarak Porter [18], Paulling ve Richardson [20] tarafından gerçekleştirilmiştir. Bir ideal akışkanın serbest yüzeyinde dalıp-çıkma, yan öteleme ve yalpa hareketi yapan basit kesitlerin silindir olarak temsil edilmesi ile De Jong [4] ilgilenmiş ve potansiyel akım analizini kullanmıştır. Bishop, Price ve Tam [36,37] konform dönüşüm tekniklerini kullanarak serbest su yüzeyinde dalıp-çıkma hareketi yapan silindirlere ait hidrodinamik özellikleri elde etmeye çalışmışlar,

ve sonuçları Frank'ın [24] tarif ettiği Close-fit yöntemini kullanarak benzer sonuçlar elde eden Faltinsen'in [26] araştırmalarıyla karşılaştırmışlardır. Landweber ve Macagno [16,17,22] ve Landweber [38] sonsuza giden frekanslar seçerek çok parametrelili konform dönüşüm yöntemi uygulamasını genişletmiş, böylece çok parametrelili konform dönüşüm yönteminin uygulanabilirliği, hassasiyeti ile ilgili bu alanda yapılabilecek tüm çalışmaları noktalamışlardır.

İki boyutlu hidrodinamik özelliklerin elde edilmeye ilgili olarak konform dönüşüm yöntemine alternatif ikinci bir yöntem ise Frank'ın [24] tanıttığı Close-fit yöntemidir. Close-fit yönteminin geliştirilmesine ışık tutan ilk çalışma John [14,15] tarafından gerçekleştirilen çalışmalardır. Bu çalışmalarda serbest su yüzeyinde harmonik hareket yapan bir cismin hız potansiyelinin cismin dış yüzeyinde dağılı olarak bulunan çok sayıdaki noktasal kaynakla temsil edilebileceğini önermiştir. Elipsoid bir cisim için seçilecek kaynakların şiddetinin hesaplanmasına yarayan integral denklemi için sayısal çözüm Kim [21] tarafından açıklanmıştır. Frank [24] Close-fit yönteminin sahibi olup, 1967 yılında rasgele şekle sahip bir cismin formu belirlenirken, formu oluşturan sonlu sayıda nokta koordinatlarının baz alınmasını ve bu noktaların doğru parçaları ile birleştirilmesi halinde, açığa çıkacak formun incelenecek cismi temsil etmeye yeterli olacağını savunmuştur. Frank [24] araştırmasında incelediği kesitin dış formunu verecek noktaların koordinatlarını kullanmış, noktaları doğru parçaları ile birleştirmiş, elde ettiği şeklin hız potansiyelinin nasıl hesaplanabileceğini göstermiştir. Frank Close-fit yönteminin uygulanmasına yönelik olarak ilk sayısal uygulama Faltinsen [26] tarafından verilmiş ve çalışmada, doğru parçaları ile form elde edilirken büyük kırıklıklar oluşması halinde frekans bölgesinde geçerli olan düzgünleştirme metodunu da geliştirmiştir. Düzgünleştirme metodu da dahil Close-fit yöntemi daha sonra Salvesen ve Smith [28] ile Salvesen, Tuck ve Faltinsen [29] tarafından yapılan araştırmalarda kullanılmaya başlanmıştır.

Maeda [31,33] ise yaptığı araştırmalarında Close-fit metoduna yer vermiş fakat, hız potansiyelinden çok akım fonksiyonlarını kullanmıştır. Maeda çalışmalarında balıblı (yumru baş) kesitler ve kataraman tekne formları ile ilgilenmiştir. Söding [32] ile Söding ve Lee [34] ise, çalışmalarında ikiz veya komşu cisimlerin dış yüzeylerinde yüksek mertebeden yayılma göstermeyen (non-radiation) tekil noktaları ve su

yüzeyinde yayılım (radiation) gösteren tekil noktaları süperpoze etmeye dayanan bir yöntem geliştirmişler ve elde ettikleri sonuçları Maeda'nın [31] sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

2.4. Diğer Yaklaşım Yöntemleri

Gemi hareketlerinin incelenmesine yönelik olarak konform dönüşüm ve Close-fit yöntemleri dışında kalan, literatürde yer alan ancak yaygın bir şekilde kullanıma imkanı bulamayan yöntemler de vardır.

Mitchell [69] yaklaşımı olarak bilinen yöntem genişliği, boyuna göre, su çekimine göre ve dalga boyuna göre küçük olan gemilere uygulanabilmektedir. Peters ve Stoker [70] tarafından literatürde sunulan diğer bir yöntem de ise “Froude-Kriloff” hipotezi kullanılmaktadır. Bu yöntemi Newman da [71] kullanarak gemi yüzeyi üzerinde çok daha hassas ve doğru sınır koşullarının uygulanabileceğini göstermiştir. Peter ve Stoker [70] kendilerine has yöntemi geliştirirken, aynı zamanda su çekimi gemi boyuna göre ve dalga boyuna göre küçük olan, sanki bir plak gibi su üzerinde yüzen cisimleri düşünmüşlerdir. Bu yöntem MacCamy [71] ve Kim [73] tarafından da kullanılmıştır.

İnce gemi teorisinin uygulanabilme zorluğu, dilim teorisinin ise yarı-ampirik bağıntılara dayalı doğası, narin gemi yaklaşımının geliştirilmesine yol açmıştır. Bu yaklaşımda geminin genişliği ve su çekiminin, geminin boyuna göre ve dalga boyuna göre aynı oranda küçük olduğu düşünülmektedir. İnce gemi kavramından hareket ederek teoriyi kullanan Ursell [74], ileri yöndeki hızı sıfır olan bir cismin dalgalar arasındaki dalıp-çıkma ve baş-kıç vurma hareketine ait hidrodinamik özellikleri başarıyla hesaplayabilmiştir. Newman [75] teoriyi daha genel bir forma sahip cisimlere uygulamış, Newman ve Tuck [76] ise ileri yöndeki hızın sıfırdan farklı değerleri için de kullanabilirliğini göstermişlerdir.

Dilim teorisinin en önemli özelliklerinden birisi, belki de ana problem noktası, iki boyutlu yaklaşımın dilimler arasındaki etkileşime izin vermeyerek etkisiz kalması, böylece yüksek frekans aralıklarında ve kısa dalga boylarında oldukça olumlu ve hassas sonuçlar vermesidir. Aynı zamanda dilim teorisi serbest su yüzeyi koşulunun

lineerleştirilerek kullanılması halinde düşük frekanslar için de uygun sonuçlar vermektedir.

Geminin dilimlere ayrılması veya ayrıklaştırılmasında bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler önemli kolaylıklar sağlamaktadır. Örneğin Inglis ve Price [77,78] geminin dış borda kaplamasını yüzey elemanları olarak isimlendirilen üç boyutlu kaynak dağılımları ile modelleyebilmişlerdir. Yakın zamanlarda gemi dinamiği konusundaki çalışmalarda büyük genlikli dalgaların neden olduğu hidrodinamik kuvvetlerin hesaplanmasına yönelik çalışmalar artmıştır. Büyük genlikteki dalgaların neden olduğu gemi hareketlerinin zamana bağlı olarak çözümleri elde edilmeye çalışılmış [79- 84], matematiksel modeller geliştirilmiştir. Huang ve arkadaşları [85] lineer olmayan gemi hareketleri ile kapsamlı bir çalışma yapmışlardır. Düzgün dalgalarda ilerleyen bir geminin çok serbestlik dereceli gemi hareketlerine ait modellemesi Chen ve arkadaşları tarafından [86] verilmiştir. Söz konusu kaynakta konu ile ilgili literatür araştırması bilgileri de mevcuttur. Alışlagelmiş gemi formları için 21.inci yüzyılın başında lineer ve lineer olmayan gemi hareketlerine ait hareket denklemlerinin elde edilmesine yönelik çalışmalara devam edilmiş [87-90], hidrodinamik karakteristiklerin (ek su kütlelerinin, lineer ve lineer olmayan sönüm etkisinin) elde edilmesi ve etkilerinin araştırılması konularına değinilmiştir [91].

Bölüm 2.2 - 2.4'de kısa özetlemesi yapılan gemilerin hidrodinamik karakteristikleri ile ilgili tarihsel gelişmelere ait daha ayrıntılı bilgiler Odabası ve Hearn [92] ile Hearn ve arkadaşlarının [93] yayınlarında mevcuttur. Bu bağlamda, günümüze kadar ulaşan araştırmalar göstermiştir ki; dilim teorisinin tek alternatifi ancak üç-boyutlu narin gemi yaklaşımı olabilir. Ayrıca Senjanovic ve arkadaşları [94] makalelerinde gemilerin bünyesel titreşim analizinde ek su kütlelerinin hesabında strip teorisinin, sonlu elemanlar ve sınır elemanları metodlarının uygulanabilir olduğunu belirtmişler ve ek su kütlelerinin hesabında klasik yaklaşımların (Lewis [13]) daha uygun sonuç verdiğini vurgulamışlardır. Literatürde özel formlara sahip (katamaran, SWATH v.b.) gemi tipleri ile özel amaçlar için üretilen (Ro-Ro, balıkçı ve nehir gemileri v.b.) gemi tipleri için hidrodinamik karakteristikleri ile ilgili yayınlarda bulunmaktadır. Fakat mevcut tez çalışması özel tipteki gemilerin hidrodinamik karakteristikleri konusu ile doğrudan ilgili olmadığından burada yer verilmemiştir. Bu alanda çalışacak araştırmacılar için; Ozsoysal [95] tarafından milenyumda

yayınlanan makaleleri bibliografik olarak sınıflandıran, içerikleri ve çözüm yöntemleri hakkında özet bilgiler veren yayın faydalı olacaktır.

2.5. Gemi Dinamiğinde Esneklik Kavramı ve Yapısal Analiz

İnce cidarlı yapıların titreşimine yönelik araştırmalar ilk kez 1954 yılında Argyris [96] tarafından ortaya konulmuş olup, bu modelleme teorisinde yapıya etkiyen atalet kuvvetlerinin hesaplanmasında ve ortogonalite matrisinin oluşturulmasında zorluklarla karşılaşmıştır. Petrol krizinin yaşandığı ve dev tankerlerin ticaret filollarında boy göstermeye başladığı 1970 yılından itibaren, dev tankerlerde ve dökme yük gemilerinde gözlenen ve dalgadan kaynaklanan titreşimin hesaplanmasına yönelik araştırmalarda önemli bir artış kaydedilmiştir. Dev tankerlerin iki nodlu düşey titreşimi ile Goodman [97] uğraşmış olup, Van Gunsteren [98,99] dev tankerler ve dökme yük gemiler üzerinde yaptığı çalışmalarla kendisini izlemiştir. Her iki araştırmacının yaptığı çalışmalarda bir fiktif kütlenin etkidiği kütle-yay sisteminin titreşimi baz alınmış, hidrodinamik sönümün tayininde güçlüklerle karşılaştıkları için, yüksek frekans bölgesinde çalışma tercih edilmiş, bu nedenle de sönüm etkisinin ihmal edilebileceği kabul edilmiştir. Ek su kütlesi içinde benzer bir kabullenmeye giderek, frekansın sonsuza doğru arttırılması uygun bulunmuştur. Bishop [100] problemi moda bağlı olarak düşünüp, mod cinsinden ifade etmeye çalışmış, böylece geminin yapısal dinamiğinin belirlenmesi için yüksek ve alçak frekans bölgelerini birleştirici yaklaşım önermiştir. Bu teorik yaklaşım Bishop, Taylor ve Jackson [101] tarafından geliştirilerek, üniform modellenebilen gemilerin simetrik hareketleri (dalıp-çıkma, baş-kıç vurma ve düşey ekseninde yer değiştirme) incelenebilir hale dönüştürülmüştür. Simetrik hareketler ile ilgili olarak Bishop ve Taylor [102] teorisinin pratikte uygulanabilirliğini araştırmışlar, hidrodinamik sönümü ihmal ederek yaptıkları kabullerle problemi basite indirgemeye çalışmışlardır. Bu bağlamda asal modlar için elde edilen değerlerin süperpoze edilmesini önermişler; mod bileşenleri ile mod bileşenlerine karşılık gelen asal koordinatların çarpımı ve sonunda çarpım değerlerinin toplanması ile birlikte gemi bünyesinde oluşan şekil bozukluklarının hesaplanmasına çalışmışlardır.

Asal modların belirlenmesinde fiktif kütle yaklaşımı gemi dinamiği ile ilgili çalışmalarda her zaman öne çıkmış bir düşüncedir. Asal modların zaman içerisinde

literatürde “ ıslak modlar” olarak da isimlendirildiği görülmektedir. Bishop ve Price [103] tarafından asal modların tayin edilmesinde kullanılan basitleştirme yaklaşımı, hemen ardından herhangi bir akışkan etkisi gözönüne alınmaksızın boşlukta serbest titreşim hareketi yapan gemi temsili bir kiriş gözönüne almayı ve (kirişin asal modları bulunarak) gemiye ait asal modları ile ilgili yorumları gündeme gelmiştir. Hesaplanan modlar “Kuru modlar“ olarak isimlendirilmiştir. Kuru modlar hesaplandıktan sonra, gerçek modele yaklaşabilmek amacı ile gemi deniz ortamında düşünülmüş, tüm akışkan etkileri, dış kuvvet olarak gemi temsili kirişe etkililerek ıslak modlar bulunmaya çalışılmıştır. Bu tür bir yaklaşım, yani önce kuru modların, arkasından ıslak modların hesaplanması ortogonalite koşullarının basitleştirilmesine, yapısal sönüm etkisinin daha kolay olarak tesbitine yol açmaktadır. Simetrik hareketlerde fiktif kütle uygulaması yaklaşımı ve sonuçlara etkileri Bishop ve Price [104] tarafından detaylı olarak araştırılmıştır.

Asal modların hesaplanmasına yönelik öncü çalışma olan orjinal teoride [103], kesme şekil bozukluğu ile dönme ataleti ihmal edilmiş olup, kesme kuvvetinden kaynaklanan şekil bozuklukları ile dönme ataletinin etkileri Bishop ve Price [105] tarafından incelenmiştir. Simetrik titreşimler ile ilgili olarak çeşitli gemi formlarının kuru modları için sayısal örnekler ve uygulamalar Bishop, Price ve Tam [106] tarafından verilmiştir. Dilim teorisi kullanılarak simetrik hareketler için yukarıda sözü edilen kuru modların elde edilmesi konusu Betts, Bishop ve Price [107] tarafından irdelenmiştir. Bu araştırmalar neticesinde gemi hareketleri alanında birleştirilmiş ilk dinamik analiz yaklaşımı olan Bishop, Price ve Tam’ın [108] çalışmasının pratikte uygulanabilirliği görülmüştür.

Kuru mod kavramı, simetrik hareketlerin incelenmeye başlanması ile ilk kez ortaya atılmış olup; zaman içerisinde mukavemet analizleri için giderek önemi artan parametreye dönüşmüştür. Literatürde antisimetrik hareketler olarak bilinen hareketler, geminin yan öteleme, savrulma ve yalpa hareketi yapması olup, bu hareketler sırasında yatay yönde yanal şekil bozuklukları ile dönme açısının oluşması esastır. Bu bağlamda, Bishop ve Price [109-110] sandık kiriş olarak modellenebilen bir gemi için antisimetrik hareketleri incelemişlerdir. Antisimetrik bileşik hareketlerin özellikle geniş güverte açıklığına sahip konteyner benzeri gemilerde önemli olduğu Bishop ve Price [111] tarafından açıklanmıştır. Araştırmalar

neticesinde akışkan etkisini probleme dahil etmek için dilim teorisinin kullanılması gerektiği yorumuna varan Bishop ve Price [112] kendileri tarafından ilk kez ortaya atılan teori ve yaklaşımı genişleterek geliştirmişler, antisimetrik gemi hareketlerine ait model gemi ile ilgili sayısal çalışmaları Temarel [12,113] ile yapmışlardır.

Gemi dinamiğinde esneklik kavramının doğuşunda temel etken, geminin yaptığı hareketler sırasında ani ve geçici kuvvet etkisi altında dövünme yapması ve dövünmenin veya dövünmeden kaynaklanan ciddi problemlerin incelenebilmesi olmaktadır. Dövünme ile ilgili olarak Bishop, Price ve Tam [114] ve Belik, Bishop ve Price [115] çalışmalar yapmışlardır. Esnek modellerle deneyler yapılması gerektiğini öneren Wereldsma [116] bu alanda yapılan çalışmalar için yol gösterici olmuştur. Wereldsma ve Moeyes [117] çalışmalarında normal mod tekniği kullanmış, simetrik hareketlerde genelleştirilmiş dalga kuvvetlerini elde etmek amacıyla bir seri detaylı deneysel inceleme yapmışlardır.

Haslum ve Tonnessen [10] ince cidarlı kirişe ait klasik burulma teorisini gemi görderi için oluşturmuş, gemi görderine ait enine kesitlerin ince cidarlı plaklardan oluştuğu ve enine kesitin şekil değiştirmeleri sırasında bozulmadığı kabullerini göz önünde bulundurarak açık, kapalı veya yarı açık enine kesitli kirişler için burulma problemlerini incelemiştir. Todd'un [118] 1961 yılında Gemi titreşimleri üzerine yapmış olduğu çalışmada öncü çalışmalar arasında yerini almaktadır. Kagawa ve Miyamoto [119] konteyner tipi gemilere ait bileşik yatay burulma titreşimlerini hem teorik hem de deneysel olarak incelemiş, teorik hesaplamalarda üç tip burulma (Wagner, St. Venant ve Matsuura) rijitliğini göz önünde bulundurmıştır. Chan [120] hazırladığı sonlu elemanlar programı ile geniş güverte açıklıklarına sahip gemilere ait burulma titreşimlerini araştırmış, kurduğu matematiksel model ile burulma gerilmesini hesaplamıştır.

Kirişlerin titreşim analizinde kullanılan teorilerle ilgili çok sayıda yayın literatürde bulunmaktadır. Konteyner veya tanker türü duvar bordalı gemilerin titreşim incelemesi açısından modellemeye daha uygun olduğu bilindiğinden bu tür gemilerin modelleri hazırlanırken ince duvarlı kiriş kabulü yapılmıştır. Açık kesitli ince cidarlı kirişlere ait burulma ve eğilme durumları Timoshenko veya Vlasov lineer kiriş teorileri ile incelenmiş, bu teorileri içeren değişik tipte çalışmalar yapılmıştır. Matematiksel modellerin çözümünde sonlu elemanlar, sonlu farklar, Gauss yöntemi

gibi çeşitli tipte yaklaşık metodlardan yararlanılmıştır. Sonlu elemanlar metodu hakkında bilgi literatürde zengin biçimde yer almış olup, bunların içerisinde detaylı bilgi Gallagher, Oden, Taylor ve Zienkiewicz [121] tarafından, sonlu elemanlar metodunu yapılara ve akışkana birlikte uygulayarak karşılıklı etkileşimini araştıran detaylı ilk bilgi ise Volcy, Morel, Bereau ve Tanida [122] tarafından verilmiştir. Bununla birlikte sonlu elemanlar metodu farklı uygulama alanları bulmuştur, bu konuda Mackerle [123] bibliografik çalışmalar yapmış, metodun uygulama alanlarını gruplandırılarak, literatürde yer alan çalışmaları sıralandırılmıştır.

Friberg [124], ince cidarlı açık enine kesite sahip kiriş için Vlasov kiriş teorisinden yararlanmış, çarpılma rijitliğini ihmal ederek, modellemeye ait diferansiyel denklemleri sonlu elemanlar metodu ile çözmüştür. Tralli [125] ise herhangi bir en kesite ait (açık, kapalı) ince cidarlı kiriş için gerilme ve yerdeğiştirmelerin hesaplanmasında, hibrit sonlu eleman modeli kurmuştur. Açık kesitli ince cidarlı kirişe ait çarpılma burulmasının elde edilmesinde, Mottershead [126] semiloof kiriş elemanı kullanmıştır. Dvorkin ve arkadaşları [127] ise Vlasov kiriş teorisine ait diferansiyel denklemleri sonlu elemanlar yöntemi ile çözerken, kesme merkezinde oluşan dönmeyi kuvvet serisine açmıştır.

Literatürde Timoshenko kiriş teorisi üzerinde de çalışmalar yapılmış, bu kiriş modellerinin boşlukta (vakumlu ortamda) dış kuvvetlerin etkisi ve yapısal sönüm olmadan serbestçe titreştiği kabulü göz önünde bulundurularak, çok sayıda çalışmalar yapılmıştır. Gemilerin simetrik titreşimlerinde yalpa ve dönme hareketleri gözönüne alınmadığından serbest titreşen kirişlerin modellenmesi Bernoulli - Euler ya da Timoshenko teorileri ile çok rahat yapılabilmiştir. Bu tür bir çalışmaya yönelik detaylı bilgiler Bishop ve Price [39] tarafından verilmiş olup, kurulan teorik model yine aynı yazarlar tarafından [12] yapılan çalışmada sonlu farklar metodu ile çözülmüş, ve sonuçların Othaka, Kumai, Ushijima ve Ohji [11] tarafından yapılan araştırma sonuçları ile büyük uyum sağladığı gözlenmiştir. Othaka ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada çarpılma rijitliği gözönüne alınmaksızın düzgün kesitli bir kirişin antisimetrik serbest titreşimi incelenmiş olup, Bishop ve Price tarafından yapılan araştırmada ise çarpılma etkisi gözönüne alınmış, sonuçlar ortogonalite matrisi ile kontrol edilmiş, ve diğer yazarların sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Modelleme teorileri arasında farklılıklar olmasına rağmen sonuçların çok daha iyi

olduğu görülmüştür. Vlasov [6] tarafından yapılan yayında ince duvarlı elastik kirişlerin titreşimi ele alınmış olup, bu çalışmada çarpılma şekil değiştirmeleri göz önüne alınmakta ancak, kesme şekil değiştirmeleri ihmal edilmektedir. Bishop ve Price [128], Vlasov teorisine göre kurdukları modelin sonuçlarını yine aynı araştırmacıların [39] düzeltilmiş Timoshenko kirişine ait sonuçları ile karşılaştırmış ve her iki grup sonucunda uyum içersinde olduğu görülmüştür. Vlasov kirişi ile yapılan modellemede başlıca kabuller; kirişin herhangi bir en kesit formu (çarpılma etkisi gözönüne alınsa bile) şekil değiştirmelerine uğramamakta ve kirişin en kesit düzleminde ince duvarlarda kesmeden doğan şekil değiştirmeleri ihmal edilmektedir. Timoshenko kiriş teorisi ile Vlasov kiriş teorisi arasındaki temel farklılıklar ise; Timoshenko kiriş teorisinde çarpılma şekil değiştirmeleri ihmal edilmekte, kesme şekil değiştirmeleri gözönüne alınmakta olup, Vlasov teorisinde ise bu durum tam tersidir. Bununla beraber literatürde Timoshenko-Vlasov kirişi diye adlandırılan yeni bir tür modelleme simetrik modlar için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak Chen ve Blandford [129] tarafından yapılmıştır. Araştırmanın en önemli bulgusu sonuçların literatürdeki benzer çalışmalarla uyum göstermesi yanında, çarpılma burulmasından doğan yerdeğiştirmelerde çarpılmalı kesme şekil bozukluklarının etkisinin olmamasıdır. Diğer bir değişle; eğilmeli kesme şekil değişimleri, dönme yerdeğiştirmesine etki etmemektedir.

İnce duvarlı kirişlerin titreşimi sırasında kiriş en kesitlerinde oluşan gerilmelerin hesaplanması Gunnlaugsson ve Pedersen [130,131] tarafından yayınlanmış olup, kurulan modelde sonlu elemanlar yönteminden yararlanılmış ve araştırma sonucunda; etkiyen dış yüke bağlı olarak her prizmatik kirişin tekil bir eleman gibi davrandığı ve modelleme için kirişin herbir bölümü arasında eğilme ve burulma etkisinin birlikte ele alınmasının doğru ve zorunlu olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca, Ostergad, Dogliani, Soares, Parmentier ve Pedersen [132] ile Paik ve arkadaşlarının [133] konteyner tipi gemilerde maksimum gerilme analizinin elde edilmesine yönelik çalışmalar yapmışlardır. Herhangi bir en kesite sahip prizmatik kirişlere ait kesme gerilmesi analizi Gruttmann ve arkadaşları [134] tarafından incelenmiştir.

Kiriş teorilerinde statik ve dinamik analiz yapılırken kullanılan rijitliklerin elde edilmesi ve etkilerinin araştırılması da çalışma konusu olmuştur [135-142]. Özellikle Senjanović ve Fan [138,139], serbest titreşim hareketi yapan kirişi modellerken

rijitlik ve kütleli özelliklerini, atalet kuvvetlerinin yaptığı işi kirişin deformasyon enerjisine eşitleyerek elde etmiştir. Çözüm yöntemi olarak sonlu elemanlar metodu kullanmış, bilgisayar programı yardımı ile konteyner tipi bir gemi için hesaplamalar yapmıştır. Prokic [141] kapalı ve açık en kesitli ince cidarlı kirişlerin burulma ve eğilme için yapısal özelliklerinin hesaplanmasına yönelik bilgisayar programı geliştirmiştir.

İnce cidarlı kirişlerin eğilme-burulma bileşik hareketine serbest titreşim karakteristikleri [143-146] tarafından incelenmiştir. Friberg [147] frekansa bağlı rijitlik matrisini hesaplamaya yönelik çalışma yapmıştır. Pedersen [148] eğilmeye ve burulmaya maruz kalan gemiler için kiriş modeli oluşturmuştur. Geniş anbar ağzı açıklığına sahip gemilerdeki bileşik eğilme-burulma titreşimi Senjanovic ve Grubisic [149] tarafından araştırılmıştır. Gendy ve arkadaşları [150], bir boyutlu kiriş teorisini sınır şartları ve yükleme durumuna göre sonlu eleman modeli ile incelemiştir. Yerdeğiştirmede düzgün olmayan çarpılma etkisini göz önünde bulundurmıştır. Oluşan gerilmelerin elde edilmesinde düzeltilmiş Hellinger-Reissner fonksiyonundan yararlanmıştır. Yaman [151] dalga yayılımı yaklaşımı ile açık en kesitli kirişlere ait üçlü bileşik (triply coupled) titreşimi araştırmıştır. Tanaka ve Bercin [152] simetrik olmayan açık en kesitli Timoshenko kirişine çarpılma etkisini eklemiş, elde ettikleri hareket denklemlerini ait hasas çözümü geliştirmişler [153], Mathematica software programı ile doğal frekansları hesaplamışlardır. Üçlü bileşik titreşim analizi çalışmalarına Arpacı ve Bozdağ 'da katılmış [154], Arpacı ve arkadaşları [155] simetri eksenini bulunmayan ince cidarlı kirişlerin sönümsüz dağal frekans değerlerine ait incelemelerde bulunmuşlardır. Ayrıca Prokic [156], açık en kesitli ince cidarlı kirişlerde üçlü bileşik titreşim analizinde virtüel yerdeğiştirme prensibini kullanarak performans çalışmasında bulunmuştur.

İnce cidarlı kiriş teorisini içeren çok farklı uygulama alanları, en kesit formlarına bağlı araştırmalar, diğer kiriş teorileri ile karşılaştırmalar, geometrik özelliklerin hesaplanmasına yönelik uygulamalı çalışmalar literatürde çok sayıda mevcuttur. Bu bölümde konuyla ilgili son yıllarda yapılan yayınlara ait kısa bir bilgi verilecektir. Rehfield ve Murthy [157] yalın eğilmeye ait bir çalışma yapmış, Wang [158] Euler-Bernoulli kirişine ait sonuçları kullanarak, Timoshenko kirişine ait sonuçları elde etmiştir. Fu ve Hsu [159] yaptığı çalışma ile silindirik koordinat sisteminde, kiriş

sonlu eleman modeli kurmuş, varyasyon metodu yardımı ile rijitlik matrislerini oluşturmuş, elde ettiği sonuçları literatürdeki diğer sonuçlarla karşılaştırmıştır. Bhaskar ve Librescu [160], lineer olmayan (non-linear) teori yardımı ile kompozit ince cidarlı kirişler için büyük (sonlu) dönme açılarındaki davranışlarını incelemiştir. Açık veya kapalı enine kesite sahip kiriş anizotropik olarak ele alınmış, kesme şekil değiştirmesi ve çarpılma etkisi göz önüne alınmıştır. Mentrasti [161-162], yaptığı çalışmalarda dairesel enine kesite sahip kirişleri ele almıştır. Graph teorisi yardımı [163] ile burulma momentlerini elde etmeye çalışmıştır. Vlasov [164] ince cidarlı kavisli kirişlerle ilgili araştırma yapmıştır. Kim ve Kim [165] ile Ambrosini ve arkadaşları [165] ince cidarlı kiriş teorilerine ait statik ve dinamik analiz çalışmalarında bulunmuşlardır. Esmailzadeh arkadaşları [167] eksenel ve teğetsel yükler altında üniform olmayan Timoshenko kirişinin enine titreşimlerini, dikdörtgen en kesitli kirişin titreşim karakteristiklerini Rayleigt- Ritz yöntemi ile incelenmesini ise Zhou ve Cheung [168] yapmışlardır. Tek ve iki boyutlu sistemlerin titreşim dağılımları Liang ve Petersson [169] tahmin etmeye çalışmışlardır. Fourier serilerini kullanarak değişik sınır şartlarında kirişin serbest titreşimleri Li [170], serbest ucunda kütle asılı bulunan değişken en kesitli Timoshenko kirişinin serbest titreşimlerini ise Auciello [171] incelemiştir. Chen [172] ince cidarlı kirişlerin diferansiyel denklem çözümünde kuadratik eleman metodunu kullanmış, Katori [173] herhangi bir en kesite sahip ince cidarlı kirişlerin kesme ve burulma problemlerini irdelemiştir. Gemilerde titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi, titreşimlerin neden oldukları etkilerin incelenmesi, katı – akışkan etkileşim problemlerinin ele alınması, çözüm yöntemlerinin belirlenmesi ve deneysel sonuçlarla desteklenmesi birbirleri ile alakalı konular olup, 21.yuzyılda yapılan çalışmalar Ozsoysal [174] tarafından araştırılmış ve review makale olarak literature kazandırılmıştır. Ayrıca bu tez çalışmasının katı ve akışkan modellemelerinin ilgili bölümlerinde literatürde yer alan Türkçe ve İngilizce kitaplardanda yararlanılmıştır [3,6,8,39,175-178]. Bu çalışmada, yazar tarafından yan öteleme ve yalpa hareketi yapan silindirlere ait hız potansiyelinin yeniden elde edilmesinde ayrıntılı bir çalışma yapılmış (Ek.E), analitik çalışma açık literatürde kullanıma sunulmuştur [179].

3. KIRIŞ TEORİLERİ VE GEMİ GÖRDERİNİN MODELLENMESİ

Bu bölümde gemi kirişinin modellenmesinde kullanılan kiriş teorileri ve modelleme sırasında yapılan kabuller hakkında bilgi verilmiştir. Ayrıca farklı en kesitler arasında süreksizlik durumu gözönüne alınmış, uyum (compability) parametreleri elde edilmiştir. Kiriş teorileri kullanılarak modellenmesi yapılan gemi görderinin hareket denklemleri elde edilmiştir.

3.1. Kiriş Teorileri

Bu bölümde ince cidarlı kiriş teorisi ile ilgili bilgiler verilmiştir. Daha sonra ince cidarlı kiriş teorisinin Euler- Bernoulli, Rayleigt ve Timoshenko kirişi ile karşılaştırılması yapılmış, son olarakta önerilen kiriş teorisi (Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisi) hakkında geniş bilgiler sunulmuştur.

3.1.1. İnce cidarlı kiriş teorisi

İnce cidarlı sabit veya değişken kesitli prizmatik bir çubuk boyut oranlarına bağlı olarak değerlendirilir ve yorumlanır. Cidar kalınlığı en kesit oluşturan genişlik ve yükseklik gibi boyutların yanında çok küçük olduğunda ince cidarlı olarak nitelendirilebilir. Tanımlamada en kesit alanının veya en kesit boyutlarının çubuk boyuna oranında gözönünde bulundurulur. Yukarıda belirtilen genel tanım çerçevesinde çubuklar, basit ısıtılardan geçirilmiş, sözgelimi bir “I” profilinden, modellenmesi yapılan bir geminin tekne yapısına kadar geniş bir yalpazede çok değişik formlarda ve büyüklüklerde ve değişik malzemelerden üretilmiş olabilirler.

İnce cidarlı elastik kirişlerin eğilme ve burulmaları ile ilgili genel teori mekaniğe göre daha geç ortaya çıkmışsa da birbirlerinden ayrı ayrı tarihsel gelişme göstermiştir. Eğilme teorisi eğilme sırasında düzlemsel kesitlerin aynı kaldığı ilkesine dayanan ve literatürde Navier yaklaşımı olarak da bilinen kabule dayalı olarak gelişmiş ve basit simetrik en kesitler incelenmek üzere ele alınmıştır.

Teorininin kurulması sırasında tüm kuvvetlerin bileşkesinin en kesit alan merkezinden etkiyerek eğilmeye neden olduğu, eksenel yönde etkiyen kuvvetlerin ise yine alan merkezinden etkiyerek çubuğu çekmeye veya basmaya zorladıkları düşünülmüştür. Kirişlerde kesme gerilmesi kavramı 1850 yılından sonra ortaya çıkmış olup, Jourawski tarafından geliştirilen formül [175] kullanılarak teorik hesaplamalara dahil edilmiştir.

Burulmanın ortaya çıkışı da 1850 yılından sonra St. Venant teorisi yardımı ile tüm ayrıntılarıyla birlikte literatürde kazandırılmıştır. St. Venant burulma teorisinin genel teori içerisinde yeri ve önemi ise burulma sırasında en kesitlerin düzlemde şekil bozukluklarına imkan tanınmasıdır. Bu ise en kesitlerde çarpılma etkisi olarak gözükmiştir. St. Venant teorisi düzgün burulma olaylarının incelenmesinde olduğu kadar düzgün olmayan burulma hareketlerinde de uygulanmıştır.

Düzgün olmayan burulma teorisinin zaman içerisindeki gelişmesi sırasında 1905 yılı bir nevi dönüm noktası olmuş, Timoshenko [175] “I” profili bir kirişin uçlarında çarpılma etkisini gözönüne alıp, yanal eğilme durumunu incelemiştir. Bileşik eğilme ve burulma 1921 yılında Maillart tarafından literatüre girmiş, Maillart kesme merkezini tarif etmiş, eğer burulma gerçekleşmiyorsa, enine kuvvetlerin en kesit alan merkezi yerine kesme merkezinden etkimesi gerektiğini göstermiştir. İnce cidarlı çubukların yanal eğilme ve burulma problemlerinin çözümünde bu teorilerin uygulanabilirliği, 1920 –1930 yılları arasında özellikle uçak yapım sanayinin hızlı değişiklikler yaşanmasına neden olmuştur.

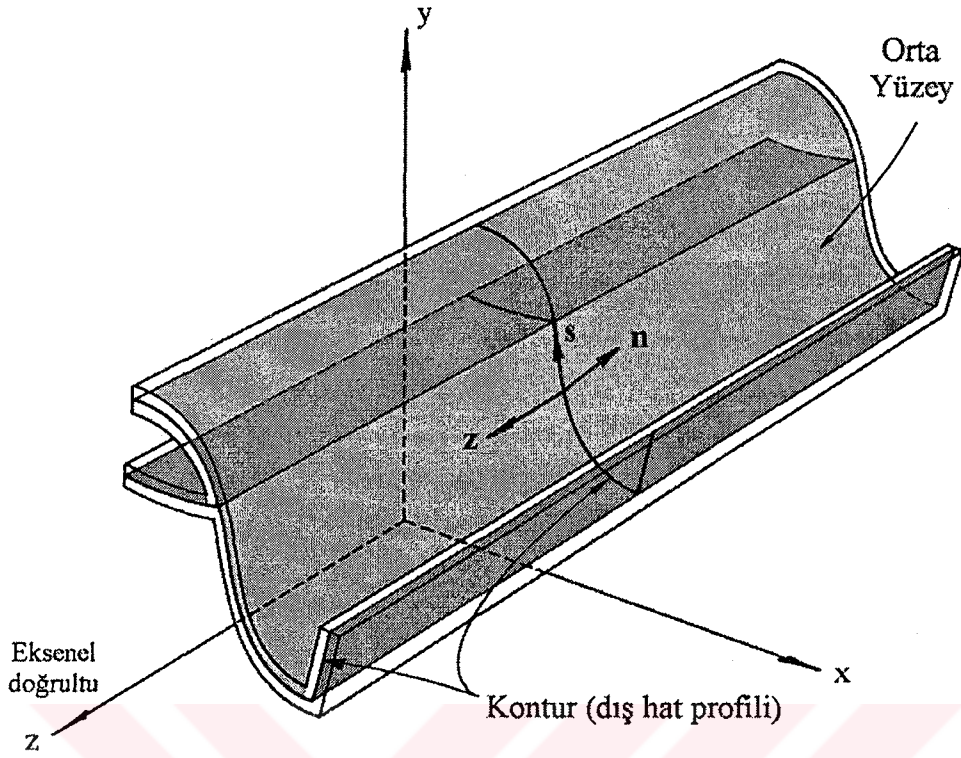
Bileşik eğilme ve burulma teorisinin ince cidarlı ve açık kesitli çubuklara uygulanmasına yönelik detaylı bilgiler 1930 yılında Vlasov [164] tarafından verilmiştir. Bununla birlikte Vlasov’un yaptığı bu çalışmalar ancak ve ancak 20 yıl kadar sonra Rusça’dan İngilizce’ye çevrilerek ‘İnce Cidarlı Elastik Kirişler’ ismi ile kitap halinde yayınlanmış ve dünya literatürüne girmiştir.

Kapalı en kesite ait çubuklara ait teoriler biraz daha karışıktır. Jourawski formülü kesme gerilmelerini belirlemek için yetersiz kalmaktadır. Çünkü kesme gerilmeleri statik olarak belirlenebilmektedir. Kesme gerilmelerinin hesabına yönelik problem hayali bir kesme şekil bozukluğu olduğu düşünülerek giderilebilmiştir. Bu tür bir

yaklaşımı açıklayan genel çubuk teorisi 1954 yılında Benscoter tarafından ayrıntılı olarak sunulmuştur.

İnce cidarlı elastik çubukların eğilmeleri ve burulmaları ile ilgili teori, mühendislik problemlerinin çözümüne yönelik bir yaklaşım teorisi olarak düşünülebilir. Bu nedenle de belirli basit kabuller içermektedir. Navier eğilme teorisinde olduğu gibi, eğilmeden kaynaklanan kesme şekil bozuklukları ihmal edilmektedir. Fakat, St. Venant burulma teorisinde olduğu gibi, burulmadan kaynaklanan kesme şekil bozuklukları hesaplamalarda gözönüne alınmaktadır. En kesitin kendi düzleminin dışında tamamiyle esnek, kendi düzleminde ise rijit kaldığı kabul edilmekte, bir zar veya bir diyafram gibi enine yönde takviye edilerek desteklendiği düşünülmektedir. Bir enine kemere, bölme perdesi, desteklenmiş çerçeve veya boyuna destek elemanlarının bir özel düzeni gibi fiziksel formlar diyafram olarak düşünülebilmektedir. Kendi içerisinde desteklenmiş katı ve rijit bir sistemin rijitliği ve yapısal boşluklarının, elde edilebilecek hesap sonuçlarına etkisini bugünkü mevcut teori ile görebilmek henüz mümkün değildir. Bu tür bir isteğe cevap verebilmek için en kesitin kendi düzlemindeki şekil bozukluklarını da içeren bir analiz yapmak gerekmektedir. Göz önüne alınan çubuğun uzunluğu ve cidar kalınlığı arttıkça, diyafram etkisinin önemide o ölçüde azalmaktadır.

Açık kesitli ince cidarlı bir çubuk, kartezyen eksen takımında z-ekseni doğrultusunda yerleştirilmiş olarak Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Çubuğun Oxy düzlemi ile veya bu düzleme paralel bir düzlemle ara kesiti, çubuğun en kesitini ortaya çıkaran ve çubuğun dış hatlarını belirleyen kontur çizgilerini gösterir. Eğrisel eksen takımında çubuğun kontur hattı “s” vektörüne bağlı değişmekte olup, Şekil 3.1.’den de görüleceği gibi “n” çubuk yüzeyine dik vektörü, “z” ise çubuk yüzeyine paralel vektörü göstermektedir. Üç boyutlu uzayda değişik geometrik yapıya sahip çubuklarda matematiksel modeller kurulurken, keskin dönüş noktaları “kavşak” veya “bağlantı noktası” olarak isimlendirilir. Böylece uçlardan kavşağa kadar olan parçalar ya da kavşaktan kavşağa kadar uzanan parçalar ayrı ayrı birer “eleman” olarak isimlendirilir. Şekil 3.1’de verilen çubuk 2-kavşak, 4-kol veya 4-elemanlı oluşmuştur.



Şekil 3.1 Açık kesitli ince cidarlı bir çubuğun en genel formu

Çubuk modeli için koordinatlar ile seçilen işaret yönü Şekil 3.2.'de gösterilmiş olup, Oxy düzleminde çubuğun en kesit profili eğrisel hat ile temsil edilmektedir. Eğrisel hat üzerinde seçilen rasgele bir O noktası $\bar{x}_0, \bar{y}_0$ eksenleri için orijin olmaktadır. Cidar veya çubuğun et kalınlığı ise n normal vektörü yönünde sabit alınabilmekle beraber;

$$t(s) \quad (3.1.1.1)$$

terimi ile ifade edilir. İnce cidarlı çubuk tanımı söz konusu olduğunda, çubuğun et kalınlığının kol uzunluğuna göre ve aynı zamanda yüzey eğrilik yarıçapına göre oldukça küçük olması gereklidir. Eğer cidar kalınlığında bir noktadan sonra ani değişimler varsa, ayrıca eğrisel yüzey profilinde keskin dönüş olmayıp süreklilik ve düzgünlük hakimse; o zaman farklı cidar kalınlığının devam ettiği noktalar için yeni bir kol tanımlaması yapmak ve her iki kolu bir kavşak ile birleştirmek gereklidir.

Çubuk en kesitleri çizgisel olarak gösterilmeyip, eleman kalınlıkları dikkate alındığında, tam kavşak noktasında kavşağı oluşturan elemanların kesitleri birbirleriyle üst üste binecektir. Ancak ince cidarlı çubuk söz konusu olduğunda et

İnce cidarlı çubuklara ait eğilme ve burulma teorileri başlıca 3 kinematik kabule dayanmaktadır:

-
- The diagram shows a Cartesian coordinate system with axes x and y . A curve labeled "Kontur (hat profili)" is shown. A point A is on the curve, with coordinates $(\bar{x}, \bar{y})$ and parameters $s, (r, q)$. A point P is labeled "kutup (x_p, y_p) ". A line segment connects P and A , with length r and angle q relative to the y -axis. A line segment connects the origin O and A , with length s and angle θ relative to the x -axis. A normal vector $\tilde{n}$ is shown at point A . The origin is labeled "O orijin $(\bar{x}_0, \bar{y}_0), s = 0$ ".

Yukarıda bahsedilen ilk kabul, açık kesitli çubukların düzgün olmayan burulmalarının mühendislik açısından teorik incelemeleri sırasında yaygın olarak uygulanır. Bu kabulün doğruluk derecesi cidar kalınlığına ve yüzey formuna veya diğer bir deyişle kontur şekline ve aynı zamanda çubuğun yüklemesine bağlıdır. Teorik araştırmalar kadar deneysel çalışmalarda göstermiştir ki, mühendislik

açısından doğruluk veya güvenilirlik esastır. İkinci kabul Vlasov [164] tarafından yukarıda yazıldığı şekliyle ortaya konulmuştur ve “Vlasov kabulü” olarak bilinir. Bu kabul basit kiriş teorilerinde geçen ve “Navier kabulü” olarak bilinen kabule benzerse de, kapsam itibarıyla çok daha genel bir ifadedir. Benzer türdeki kabullerin farklı araştırmacılar tarafından da geliştirildiğine literatürde rastlanılmaktadır. Timoshenko [175] düzgün olmayan burulma ile ilgili geliştirdiği teorisinde, “I” profili bir kirişin iki flencinin basit birer kiriş gibi davrandığını düşünmüştür. Flençler kendi düzlemlerinde eğildikleri zaman, basit kirişler ile ilgili Navier kabulü flençlerin orta yüzeyinde kesme gerilmesinin değerinin sıfır olduğunu ya da diğer bir deyişle flençlerin orta yüzeyinde kesme gerilmesi olmadığı sonucuna götürmektedir. Kolonların yanal eğilmelerini araştıran Wagner ise “birim çarpılma” kabulü yapmıştır. Wagner’in araştırması St. Venant burulma teorisinin genelleştirilmiş bir halidir. St.Venant burulması gerçekleşirken orta yüzey üzerindeki herhangi bir noktanın yerdeğiştirmesi kontur hattındaki birim çarpılma $(\bar{\omega})$ ve dönme sabiti (ϕ') ’nin bir fonksiyonu olarak

$$(s) = -\phi' \bar{\omega}(s) \quad (3.1.1.2)$$

bağıntısıyla belirlenmiş ise; düzgün olmayan bir burulma sözkonusu olduğunda aynı formül

$$(s, z) = -\phi'(z) \bar{\omega}(s) \quad (3.1.1.3)$$

şeklinde yazılır, bu durumda dönme sabit olmayıp, çubuk eksenel doğrultusu boyunca değişir.

Yukarıda maddeler halinde yazılan kabullenmelerden üçüncü ve sonuncu kabullenme ise Goodier ve Vlasov [164] tarafından eksenel çarpılma gerilmesinin hesaplanabilmesi amacıyla geliştirilmiştir. St.Venant burulma gerilmeleri Prandtl Zar Analojisi yapılarak saptanmaktadır. Ancak Goodier ve Vlasov tarafından geliştirilen bu sonuncu kabul yapıldığında zar analojisinin kullanımına gerek kalmamaktadır.

Şekil 3.2.’de gösterilen P noktası konumu x_p, y_p olan keyfi seçilmiş rasgele bir nokta olup, kutup noktası olarak isimlendirilmektedir. P noktasından z-eksenine paralel çizilen eksen ise kutup eksenini gösterir. Kartezyen koordinat takımındaki $(\bar{x}, \bar{y})$

veya kontur koordinat sistemindeki (s) konumundaki A noktası genel nokta olarak isimlendirilebilir ve çubuk en kesit profilini belirleyen kontur hattı üzerinde keyfi olarak seçilir. Yardımcı kartezyen koordinat sistemi seçilir ve; A noktasına yerleştirilmiş n ve s eksenlerine paralel çizilen eksenler elde edilir. Yeni tanımlanan $(\tilde{n}, \tilde{s})$ koordinat sisteminde A noktasının yeri r ve q olarak tanımlanırsa; A noktasının $\tilde{n}$ eksenine göre konumu r ve $\tilde{s}$ eksenine göre konumu q olmaktadır. (n,s,z) koordinat takımı (x,y,z) kartezyen koordinat takımına göre belirli bir açıyla $(\theta - 90^\circ)$ döndürüldüğünde, bu dönme açısı pozitif x ve pozitif s eksenleri arasındaki açı olur. Bu tür bir yaklaşımla tanımlanan r , q ve θ büyüklükleri ince cidarlı çubuk teorisinin odak noktasını oluşturmaktadır ve işaretleri büyük önem taşımaktadır. Tanımlamalarla birlikte işaretlerin kullanılmasına, tayinine ve uyumluluğuna uygulamalı bir problem ele alındığında gereken özen ve titizlik gösterilmelidir. Şekil 3.2.'de gösterildiği gibi $(\tilde{n}, \tilde{s})$ koordinat sisteminin birinci dördülünde A noktası bulunmakta olup, r ve q pozitif değerlidir. Eğer A noktası ikinci dördülde bulunursa; o takdirde r negatif ve q pozitif işaretlidir. Üçüncü dördülde bulunursa r ve q negatif işaretli, son dördülde r pozitif ve q negatif işaretli olacaktır. İşaretlerin belirlenmesinde daha çabuk ve kolay yol ise A noktası pozitif s yönünde hareket ederken yarıçap vektörü PA pozitif z yönünde dönerse r pozitif işaretli olur, eğer A noktası pozitif n yönünde hareket ederken PA vektörü negatif z yönünde dönerse r negatif işaretlidir. İncelenmek üzere seçilen çubuğun orta yüzeyi silindirik olduğu için

$$r(s), q(s), \theta(s) \quad (3.1.1.4)$$

gibi fonksiyonlar konturun geometrik formuna bağlı olarak tanımlanır. Çubuğun kolları olması ve kavşaklar nedeniyle bu fonksiyonlar genelde süreksizdir. Ardışık analizde gereken belirli geometrik bağıntılar Şekil 3.3 yardımıyla kolaylıkla yazılabilir. Kontur üzerinde birbirine komşu ve birbirinden ds uzaklıktaki herhangi iki A ve A' noktası gözönüne alındığında,

$$q d\theta = dr \quad (3.1.1.5a)$$

$$r d\theta + dq = ds \quad (3.1.1.5b)$$

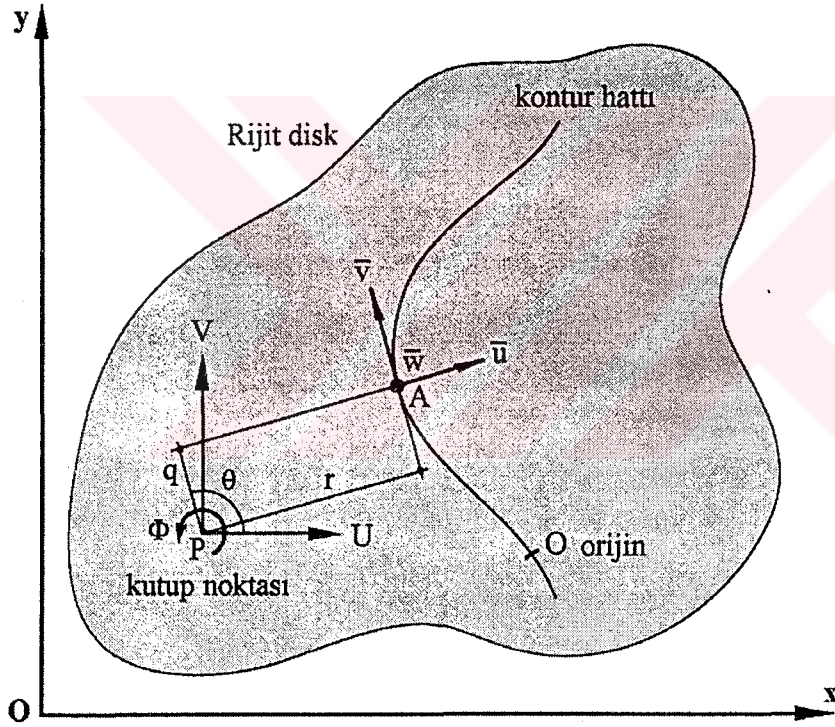
diskin dönmesi ile belirlenir. x ve y yönlerindeki yerdeğiştirme bileşenleri U ve V ile ve pozitif z eksen etrafındaki dönme fonksiyonu ϕ ile gösterilirse,

$$U(z), V(z), \phi(z) \quad (3.1.1.8)$$

fonksiyonlarının z 'ye bağlı olarak düzenlenmesi gerekir. Kontur üzerindeki herhangi bir noktanın yer değiştirmesi ve dönmesi kontur koordinat sisteminde ifade edilmek istendiğinde, karışıklıkları önlemek içinde bir üst çizgi kullanılarak

$$\bar{u}(s, z), \bar{v}(s, z), \bar{\phi}(s, z) \quad (3.1.1.9)$$

fonksiyonları oluşturulur.



Şekil 3.4 Çubuk ve kabuktaki yerdeğiştirmelerin gösterimi ve ilişkisi

Şekil 3.4.'de gösterilen rijit disk içerisinde kalan ve kendi düzleminde hareket eden kontur üzerindeki noktaların yerdeğiştirmelerini ve dönmelerini belirleyen fonksiyonlar için her iki eksen takımı arasındaki ortak ilişki

$$\bar{u}(s, z) = U(z) \sin \theta(s) - V(z) \cos \theta(s) - \phi(z)q(s) \quad (3.1.1.10a)$$

$$\bar{v}(s, z) = U(z) \cos \theta(s) + V(z) \sin \theta(s) + \phi(z)q(s) \quad (3.1.1.10b)$$

bağıntıları yardımıyla kurulur. Düzlem dışındaki kabuk yerdeğiştirmesi $\bar{w}$ Vlasov kabullenmesi yapılarak bulunabilir. Çubuklar için geçerli başlıca üç kabulden ikincisi olan ve orta yüzeyde kayma gerilmesinin sıfır olmasından hareketle;

$$\bar{\gamma}_{sz} = \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial s} = 0 \quad (3.1.1.11)$$

yazılabilir. Yukarıda verilen (3.1.1.11) numaralı denklemde $\bar{v}$, değeri (3.1.1.10b) denkleminden alınarak yerine yazılırsa ve arkasından elde edilen yeni denklem kontur üzerindeki orijin noktasından kontur üzerindeki herhangi bir noktaya kadar s 'ye kadar integrali alınırsa,

$$\bar{w}(s, z) = W(z) - U'(z)\bar{x}(s) - V'(z)\bar{y}(s) - \phi'(z)\bar{w}(s) \quad (3.1.1.12)$$

bağıntısı elde edilir. Burada,

$$\bar{w}(s) = \int_{C(s)} r(s) ds \quad (3.1.1.13)$$

olup, z 'ye göre kısmi türev ($\cdot'$) ile gösterilmiştir.

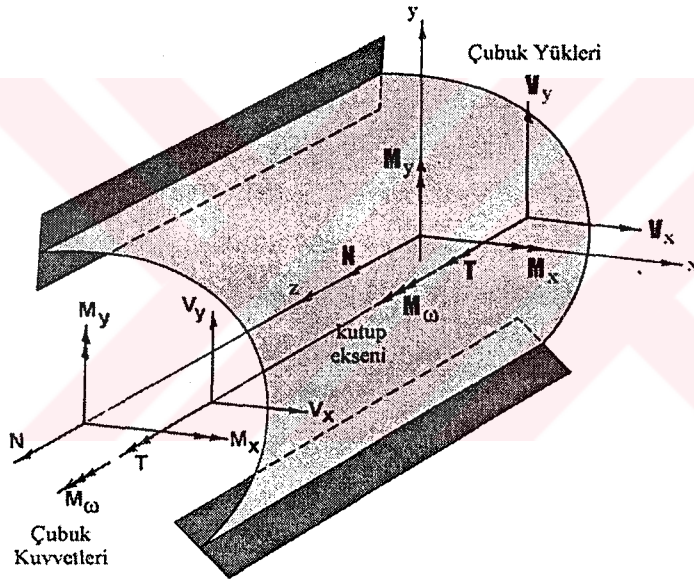
Bir çubuk için denge denklemleri virtüel iş teoremi kullanılarak yazılmaktadır. Şekil 3.5'de gösterildiği gibi dz uzunluğunda bir çubuk düşünüldüğünde, çubuk parçasındaki z noktasındaki yerdeğiştirmeler,

$$\begin{aligned} W &= \hat{W} \\ U &= \hat{U}(z) \\ V &= \hat{V}(z) \\ \phi &= \hat{\phi}(z) \\ U' &= \hat{U}' \\ V' &= \hat{V}' \\ \phi' &= \hat{\phi}' \end{aligned} \quad (3.1.1.14)$$

ve $(z+dz)$ noktasındaki yerdeğiştirmeler,

$$\begin{aligned}
W &= \hat{W} \\
U &= \hat{U}(z) + \hat{U}'dz \\
V &= \hat{V}(z) + \hat{V}'dz \\
\phi &= \hat{\phi}(z) + \hat{\phi}'dz \\
U' &= \hat{U}' \\
V' &= \hat{V}' \\
\phi' &= \hat{\phi}'
\end{aligned} \tag{3.1.1.15}$$

olmaktadır. Buradan da görüldüğü gibi $\hat{W}$, $\hat{U}'$, $\hat{V}'$ ve $\hat{\phi}'$ virtüel yerdeğiştirmeleri z 'nin fonksiyonu değildir. Bu nedenle bu yerdeğiştirmelerin yüksek dereceli türevleri (3.1.1.15) numaralı denklemde yazılmamıştır.



Şekil 3.5 Çubuk kuvvetleri

Artık çubuk kuvvetlerinin iç iş veya iç enerji üzerinde bir etkisi yoktur. Çünkü çubuk yerdeğiştirmelerinin kullanılması gerekir ve yerdeğiştirmeler de z 'den bağımsız olduğu için bu etki göz önüne alınmayacaktır. Çubuk yerdeğiştirmelerinden $\hat{W}$, $\hat{U}$, V , $\hat{\phi}$, $\hat{U}'$, $\hat{V}'$ ve $\hat{\phi}'$ herhangi birinin sıfırdan farklı, diğerlerinin sıfıra eşit olması durumunda toplam 7 denge denklemi yazılabilir. İlk 6 yerdeğiştirme 6 rijit (katı) cisim yerdeğiştirmesine karşılık gelecek olup, denge denklemleri;

$$N' + N = 0 \tag{3.1.1.16a}$$

$$V'_x + \mathbf{V}_x = 0 \quad (3.1.1.16b)$$

$$V'_y + \mathbf{V}_y = 0 \quad (3.1.1.16c)$$

$$T' + \mathbf{T} = 0 \quad (3.1.1.16d)$$

$$M'_x - V_y + \mathbf{M}_x = 0 \quad (3.1.1.16e)$$

$$M'_y + V_x + \mathbf{M}_y = 0 \quad (3.1.1.16f)$$

$$M'_\omega + T - T_s + \mathbf{M}_\omega = 0 \quad (3.1.1.16g)$$

olarak elde edilir.

Tepki kesme kuvvetleri olan V_x ve V_y etkin eğilme momentleri M_x ve M_y 'deki değişikliklerden, benzer şekilde tepki çarpılma torku T_ω etkin çarpılma momenti M_ω 'deki değişikliklerden doğmakta olup, eğilme ve çarpılma terimleri arasında belirli bir benzerlik veya diğer bir deyişle benzeşim kurulmaktadır.

Çubuk tepki kuvvetleri 3.1.1.16 numaralı denge denkleminde ihmal edilecek olursa, aşağıda verildiği gibi toplam 5 adet etkin çubuk kuvveti ve çubuk yüklerini içeren 4 adet denge denklemi yazılabilir.

$$N' + \mathbf{N} = 0 \quad (3.1.1.17a)$$

$$M''_x + V_y + \mathbf{M}'_x = 0 \quad (3.1.1.17b)$$

$$M''_y - V_x + \mathbf{M}'_y = 0 \quad (3.1.1.17c)$$

$$M''_\omega - \mathbf{T} - T'_s + \mathbf{M}'_\omega = 0 \quad (3.1.1.17d)$$

Burada sunulan ince cidarlı kiriş teorisine ait özet bilgiler ayrıntılarıyla A. Gjelsvik'in [176] literatüre kazandırdığı kaynakta bulunmaktadır ve ara işlemler EKA'da sunulmaktadır.

3.1.2. Euler-Bernoulli, Rayleigh ve Timoshenko kiriş teorileri

Bölüm 3.1.1’de kapsamlı olarak açıklanan ince cidarlı kiriş teorisinin Euler – Bernoulli, Rayleigh ve Timoshenko kiriş teorileri ile karşılaştırılması bu bölümde verilmektedir. Gerek Euler - Bernoulli, gerek Rayleigh ve gerekse Timoshenko kiriş teorilerine ait kabuller, uygulanma alanları, hareket denklemleri gibi bilgiler literatürde yeterli ve doyurucu sayıda mevcuttur. Bu bağlamda, bu çalışmada teorilere ait detaylı bilgi verilmesi yerine ince cidarlı kiriş teorisi ile benzer ve farklı yönlerinin belirlenmesi amaçlanmıştır.

Bir boyutlu taşıyıcı sistemler esas itibari ile eksenlerine ve dik kesitlerine bağlı olarak tanımlanırlar. Burada eksen genel olarak bir uzay eğrisi olup, kirişin diğerlerine göre büyük olan üçüncü boyutunu temsil eder. Kiriş teorilerinde kirişler, doğru eksenli kirişler ve eğri eksenli kirişler olarak iki sınıfa ayrılır. Dik kesit ise, kapalı bir eğri ile çerçevelenmiş düzlem parçasıdır. Kirişler dik eksenlerine göre sabit kesitli ve değişken kesitli kirişler olarak tanımlanırlar. Hem Timoshenko kiriş teorisi, hem de Euler – Bernoulli ve Rayleigh kiriş teorileri yukarıda belirtilen eksen ve dik kesit tipleri için uygulanabilmektedir.

Genel bir cisim için, elastisite teorisinde, gerilme problemi çözüldükten sonra, Hook Kanunları yardımı ile şekil değiştirme hali hesap edilir, buradanda entegrasyonla yer değiştirmelere geçilir [157,177]. Kiriş mukavemeti problemlerinde ise izlenecek yol bunun tersidir. Kirişin boyut yönünden özelliklerine dayanılarak yerdeğiştirmeler için bir takım hipotezler koymak mümkündür. Kirişin enine boyutları boyuna göre çok küçük olduğu için herhangi bir dik kesitin üzerinde bulunan noktaların yerdeğiştirmeleri rijit bir levhanın küçük hareketleri olarak sayılır ve dik kesit yerdeğiştirdikten sonrada düzlem olarak kaldığı kabul edilir [129]. Kirişlerin eğilmesinde dik kesitlerin yerdeğiştirmesinden sonra da düzlem kalması hipotezi, ilk defa açık bir tarzda 1705 tarihinde Bernoulli tarafından ileri sürülmüş, on dokuzuncu yüzyılın ortalarına doğru Navier ise bu hipotezi genel eğilme teorisine geniş bir tarzda uygulamıştır. Gerek Timoshenko gerekse Euler- Bernoulli, Rayleigh kiriş teorileri için birinci kinematik kabul Navier-Bernoulli hipotezidir.

Bir rijit levhanın küçük hareketleri, genel olarak, bir ötelenme ile bir dönme hareketinin birleştirilmesinden meydana gelmektedir. Öteleme ve dönme vektörleri,

genel olarak, kesitten kesite değişir. Diğer bir ifade ile bu vektörler kontur hattının birer fonksiyonudur [165]. Bununla birlikte doğru eksenli bir kirişte öteleme ve dönme vektörleri kiriş ekseninin fonksiyonudur. Kiriş teorisinde, basit mukavemet halleri için, öteleme ve dönme vektörlerini ayırt edilebilmek mümkündür. Doğru eksenli bir çubukta öteleme vektörünün eksen doğrultusundaki bileşeni eksenel normal gerilme ile, öteleme vektörünün en kesit düzlemi içindeki bileşeni ise kesme kuvveti ile bağlantılıdır. Aynı şekilde dönme vektörünün eksen doğrultusundaki bileşeni burulma olayı ile, dönme vektörünün en kesit düzlemi içindeki bileşeni ise eğilme olayı ile ilgilidir. Navier- Bernoulli teoremi eksenel normal kuvvet hali ile eğilmede tatminkar sonuçlar vermekte, buna karşın kesme ve burulma mukavemet durumları için iyi sonuçlar elde edilmemektedir [177]. Bu son iki zorlama tipinde dik kesitler şekil değiştirmeden sonra düzlem kalmaz küçük de olsa düzlemden ayrılırlar (1855, Saint-Venant Teoremi). Buna dik kesitin çarpılması denir. Kesme ve burulma halinde kesitin düzlemden sapması ötelenme ve dönme hareketlerine bir etki yapmaz. Kesit çarpılması ile ilgili ek yerdeğiştirmeler ayrıca yerdeğiştirme bileşenlerine eklenir [129]. Hem Timoshenko kiriş teorisinde hem de Euler-Bernoulli ve Rayleigh kiriş teorisinde çarpılma olayı ihmal edilmiştir. Diğer bir değişle, en kesitin düzlem dışındaki yerdeğiştirmesi gözönüne alınmamıştır. Bu durum Timoshenko, Euler-Bernoulli ve Rayleigh kiriş teorilerine ait ikinci kinematik koşuldur.

Bir cisme ait mukavemet probleminde gerilme hali altı bileşenle beliren bir tansörle ifade edilir. Kirişin enine olan boyutları boyuna olan boyutları yanında çok küçük olduğundan kiriş mukavemetinde enine eksenel gerilmeler ile kesme gerilmesi sıfır olarak kabul edilir [134]. Diğer gerilme bileşenleri (eksenel gerilme ve enine kesme gerilmeleri) ile bu gerilme bileşenlerinin ağırlık merkezine indirgenmiş halleri kullanılarak, kesit tesirleri (kesme kuvvetleri ile, eğilme ve burulma momentleri) elde edilir. Hem Timoshenko kiriş teorisinde hem de Euler -Bernoulli kiriş teorisinde yukarıda ifade edilmeye çalışılan statik esaslara dayanan gerilmeler ile kesit tesirleri arasında verilen denklem takımları kullanılmaktadır.

Yukarıda açıklanan Timoshenko kiriş teorisine, Bernoulli-Euler ve Rayleigh kiriş teorilerine ait kinematik kabuller dikkatlice incelendiğinde bu kabullerin tamamı ile aynı olduğu, buna karşın ince cidarlı kiriş teorisinde St. Venant hipotezi gereği

çarpılma olayının hesaplara dahil edildiği görülmüştür. Buna karşın klasik Euler-Bernoulli teorilerinde üçüncü kinematik kabul enine kesme gerilmelerinin ihmal edilmesidir [157]. Bu kabul ince cidarlı kiriş teorisi içinde geçerlidir [176]. Oysa Timoshenko kiriş teorisinde enine kesme gerilmeleri sıfır değildir. Diğer bir değişle Timoshenko kiriş teorisi kesme deformasyonlarını gözönüne almaktadır. Bu bağlamda, Euler - Bernoulli kiriş teorisi, kayma deformasyonlarını içeren Timoshenko kirişinin özel bir halidir. Özetle klasik Euler – Bernoulli kiriş teorisinde kesme deformasyonları ihmal edilmiştir [173]. Ayrıca Rayleigh kiriş teorisinde dönme ataleti hesaplara dahil edilmiş, buna karşın Euler-Bernoulli kiriş teorisi dönme ataleti ihmal edilmiştir [166].

İnce cidarlı kiriş teorisinde dördüncü kinematik koşul ise Elastisite ve Kayma modüllerindeki değişimle ilgilidir. İnce cidarlı kiriş teorisinde poisson oranına bağlı yeni modüller tanımlanmaktadır [128, 165, 176].

Yukarıda sunulan kinematik koşullar altında yalın eğilme durumu için elde edilen denge denklemlerinde eğilme, dönme ataleti ve kesme deformasyonu terimlerini ele alan teori Timoshenko kiriş teorisi, eğilme ve dönme ataletini göz önünde tutan teori Rayleigh kiriş teorisi, sadece eğilme terimini içeren teori ise Euler- Bernoulli kiriş teorisi olarak isimlendirilir [136]. Yukarıda benzer ve farklı yönleri verilen Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko ve ince cidarlı kiriş teorilerinden başka literatürde Düzeltilmiş Timoshenko kirişi olarakta tanımlanan bir kiriş modellemesinde mevcuttur. Düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisinde kabul edilen tüm kinematik şartlar yalın eğilme durumu için Timoshenko kirişi ile birebir aynıdır. Bununla birlikte yalın burulma ve bileşik eğilme- burulma mukavemet durumlarında ihmal edilen çarpılma olayı bir ek terim olarak işlemlere dahil edilmektedir [12]. Sonuç olarak; kiriş boyu x eksen, en kesitin düşey eksen z ve yatay eksen y doğrultusu olarak modellenen bir kiriş için; yatay doğrultudaki yer değiştirme $v(x,t)$, eğilmeden kaynaklanan dönme $\theta_z(x,t)$, kesmeden kaynaklanan dönme $\gamma(x,t)$, olarak alınırsa ,Timoshenko kiriş teorisine ait denklemler [136,158];

$$\begin{aligned}
Q'(x,t) + Y(x,t) &= \rho A \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} \\
\frac{\partial M(x,t)}{\partial x} + Q(x,t) &= \rho I \frac{\partial^2 \theta_z(x,t)}{\partial t^2} \\
EI \frac{\partial \theta_z(x,t)}{\partial x} &= M \\
\frac{\partial v(x,t)}{\partial x} &= \gamma + \theta_z
\end{aligned} \tag{3.1.2.1}$$

Euler-Bernoulli kiriş teorisine ait denklemler [136,158];

$$\begin{aligned}
Q'(x,t) + Y(x,t) &= \rho A \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} \\
\frac{\partial M(x,t)}{\partial x} + Q(x,t) &= 0 \\
EI \frac{\partial \theta_z(x,t)}{\partial x} &= M \\
\frac{\partial v(x,t)}{\partial x} &= \theta_z
\end{aligned} \tag{3.1.2.2}$$

Rayleigh kiriş teorisine ait denklemler [136];

$$\begin{aligned}
Q'(x,t) + Y(x,t) &= \rho A \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} \\
\frac{\partial M(x,t)}{\partial x} + Q(x,t) &= \rho I \frac{\partial^2 \theta_z(x,t)}{\partial t^2} \\
EI \frac{\partial \theta_z(x,t)}{\partial x} &= M \\
\frac{\partial v(x,t)}{\partial x} &= \theta_z
\end{aligned} \tag{3.1.2.3}$$

olarak elde edilir. Burada Q kesme kuvveti, M eğilme momenti, A en kesit alanı, ρ yoğunluk, I atalet momenti, E elastisite modülü ve $Y(x,t)$ yanal dış kuvvet olarak tanımlanmıştır. Yukarıda verilen (3.1.2.1-3) denklemleri simetrik en kesitli kiriş modeline için yalın eğilme durumuna ait denklemlerdir.

3.1.3. Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisi

Bölüm 3.1.1 'de verilen ince cidarlı kiriş teorisi ile Bölüm 3.1.2'de özet olarak sunulan Euler – Bernoulli, Rayleigh ve Timoshenko kiriş teorileri ve birbirleri ile ilgili karşılaştırılmaları gözönünde tutularak, bu bölümde yeni bir kiriş modeli tanımlanmıştır. Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisi olarak isimlendirilen bu model kirişe ait kabul ve tanımlar Bölüm 3.1.2'de sunulan formda verilmiş, böylece; model kirişin diğer kiriş teorileri ile benzer ve farklı yönlerinin açık olarak belirlenmesi amaçlanmıştır.

Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisi, bir boyutlu taşıyıcı sistemlerde tanımlandığı gibi, eksenel doğrultudaki boyutu diğer boyutlarına oranla büyük olan sistemlerde kullanılmak üzere geliştirilmiştir. Model kiriş teorisi; doğru eksenli kirişlere veya eğri eksenli kirişlere, aynı zamanda dik kesit formuna bağlı olarakta, sabit kesitli veya değişken kesitli kirişlere uygulanabilmektedir. Bununla birlikte özel olarak ele alınacak olan model kiriş bu çalışmada gemi görderi olacağından, düzeltilmiş ince cidarlı kirişin tipi, doğru eksenli ve değişken en kesitlidir.

Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine ait denklemler elde edilirken, kiriş mukavemetinde izlenen yol göz önünde bulundurulmuş, kirişin boyut yönünden özelliklerine dayanarak yerdeğiştirmeler için birtakım hipotezler konmuştur. Modellenen model kirişinin enine boyutları, boyuna göre çok küçük olduğu için herhangi bir dik kesitin üzerinde bulunan noktaların yerdeğiştirmeleri rijit bir levhanın küçük hareketleri olarak ele alınmış ve dik kesitin yerdeğiştirdikten sonrada düzlem olarak kaldığı kabul edilmiştir. Bu bağlamda; ince cidarlı kiriş, Euler-Bernoulli, Rayleigh kirişleri ve Timoshenko kirişi için geçerli olan Navier-Bernoulli Hipotezi düzeltilmiş ince cidarlı kiriş için de birinci kinematik kabul olarak ele alınmıştır.

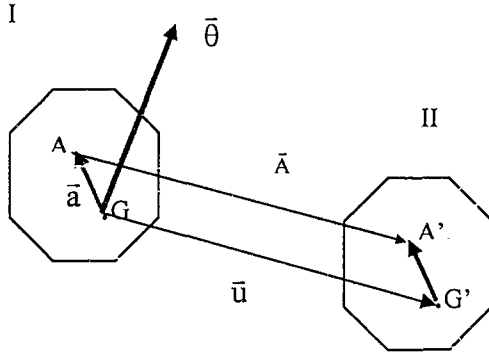
Bir rijit levhanın küçük hareketleri ötelenme ve dönme hareketlerine bağlı olarak elde edilmiştir. Navier- Bernoulli hipotezinin yetersiz kaldığı burulma ve kesme mukavemet durumları hakkında yeterli ve hassas sonuçlar elde edebilmek için dik kesitlerin şekil değiştirdikten sonra düzlemden ayrıldığı durum gözönüne alınmıştır. Kesit çarpılması olarak kendini gösteren bu durum yerdeğiştirme bileşenlerinin hesabında gözönünde tutulmuş, ek terim olarak ele alınmıştır. Hem Timoshenko kiriş

teorisinde hem de Euler-Bernoulli kiriş teorisinde çarpılma olayı ihmal edilmiş buna karşın ince cidarlı kiriş teorisinde çarpılma olayı hesaplara dahil edilmiştir. Diğer bir deyişle, düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisinde, ince cidarlı kiriş teorisinde olduğu gibi en kesitin düzlem dışındaki yerdeğiştirmesi gözönüne alınmış, böylece model kiriş teorisine ait ikinci kinematik koşul elde edilmiştir.

Kiriş teorilerinde kirişin enine olan boyutları boyuna olan boyutları yanında çok küçük olduğundan kiriş mukavemetinde enine eksenel gerilmeler ile kesme gerilmesi sıfır olarak kabul edilir. Diğer yandan, geriye kalan gerilme bileşenlerinin yardımı ile kiriş ekseninde eksenel normal kuvvet ve eğilme momentleri ile, burulma ekseninde kesme kuvvetleri ve burulma momentleri hesaplanmaktadır. Hem Timoshenko kiriş teorisinde hem de Euler - Bernoulli kiriş teorisinde kesit tesirleri ağırlık merkezine indirgenmiş denklem takımları ile ifade edilmesine rağmen, düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisinde kesit tesirleri ağırlık merkezinden ve kesme merkezinden geçen eksen takımlarına indirgenerek elde edilmektedir. Düzeltilmiş ince cidarlı kirişteki bu durum ince cidarlı kirişte olduğu gibidir, kesit tesirleri ağırlık merkezi ve burulma merkezine indirgenmiş olarak elde edilir. Bununla birlikte C. Weber teoremi gereği bir kesitte kayma merkezi ile burulma merkezi üstüste düşmektedir.

Yukarıda açıklanan düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine ait kinematik kabuller dikkatlice incelendiğinde; (ince cidarlı kiriş teorisinde olduğu gibi,) St. Venant hipotezi gereği çarpılma olayının hesaplara dahil edildiği, Timoshenko kiriş teorisinde olduğu gibi kesme deformasyonlarının gözönüne alındığı, klasik anlamda elastisite ve kayma modüllerinin kullanıldığı görülmektedir. Diğer bir deyişle, düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisinde doğru eksenli kiriş için yerdeğiştirmeler elde edilirken bir rijit levhanın küçük hareketleri göz önüne alınmış, Bernoulli- Navier hipotezi gereği dik kesitlerin yerdeğiştirmeden sonra da düzlem kalması gözönünde tutulmuştur.

Bu çalışmada düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine ait denklemler elde edilirken ilk olarak rijit cisim hareketi incelenmiştir. Bu amaçla; Şekil 3.6'da gösterilen dik kesitin ötelenme hareketi G ağırlık merkezine ait $\bar{u}$ yerdeğiştirme vektörü ile, kesitin küçük dönmesi yine G ağırlık merkezinden geçen $\bar{\theta}$ vektörü ile karakterize edilmiştir.



Şekil 3.6 Rijit levhanın hareketi

Gerek yerdeğiştirme vektörünün gerekse dönme vektörlerinin şiddetlerinin çok küçük olduğu kabul edilmektedir. Dik kesitte $\bar{a}$ yer vektörüyle tanımlanan herhangi bir A noktasının yerdeğiştirmesi $\bar{A}$ vektörü ile gösterilirse, rijit bir diskin hareketi vektör bazında [177],

$$\bar{A} = \bar{u} + \bar{\theta} \times \bar{a} \quad (3.1.3.1)$$

olarak elde edilir. Burada vektörler (xyz) eksen takımına göre bileşenleri,

$$\begin{aligned} \bar{A} &= U\bar{i} + V\bar{j} + W\bar{k} \\ \bar{u} &= u_x\bar{i} + u_y\bar{j} + u_z\bar{k} \\ \bar{\theta} &= \theta_x\bar{i} + \theta_y\bar{j} + \theta_z\bar{k} \\ \bar{a} &= x\bar{i} + y\bar{j} \end{aligned} \quad (3.1.3.2)$$

olarak alınmıştır. (o-xy) en kesit düzlemi, (o-z) ise kirişin boyuna eksenidir. Doğru eksenli çubukta, yerdeğiştirme ve dönme vektörleri z doğrultusundaki kiriş ekseninin fonksiyonu şeklindedir. Bu durumda yer değiştirmeler düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisinde (3.1.3.1-2) eşitliklerinin yardımı ile,

$$\begin{aligned} U(x,y,z) &= u(z) - y\theta_z(z) \\ V(x,y,z) &= v(z) + x\theta_z(z) \\ W(x,y,z) &= w(z) + y\theta_x(z) - x\theta_y(z) - \omega\phi_z \end{aligned} \quad (3.1.3.3)$$

kiriş modeline ait yerdeğiştirmeler olarak elde edilir. z doğrultusundaki yerdeğiştirme bileşeninde ($W(x,y,z)$) sağ taraftaki ilk üç terim Timoshenko kirişine ait terimler olup, son terim ise $(-\omega\phi_z)$ rijit cismin çarpılmasını ifade etmektedir

[129]. Daha öncedende belirtildiği gibi kesme ve burulma mukavemet hallerinde kesitin düzlemden sapması öteleme ve dönme hareketlerine bir etki yapmaz. Sadece bir ek yerdeğiştirme olarak yerdeğiştirme ifadelerine eklenir. Burada ω çarpılma fonksiyonunu ifade etmekte olup, değer olarak (3.1.1.13) numaralı denkleme eşittir. Gerçekte çarpılma fonksiyonu en kesitin kontur hatlarındaki herhangi bir çarpılması ile, cidarlardaki çarpılmanın toplamından meydana gelir. Fakat Timoshenko [175] gibi çoğu yazarlar [129,133,176] çarpılma fonksiyonu olarak sadece kontur çarpılma fonksiyonunu kullanmışlardır. Kontur çarpılma fonksiyonunun, cidar kalınlığındaki çarpılmaya göre çok büyük olduğu kesitlerde bu yaklaşım uygundur. Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisinde eğilmeden kaynaklanan kesme deformasyonları göz önüne alınmış, çarpılmadan kaynaklanan kesme deformasyonu ihmal edilmiştir. Bu bağlamda uygunluk denklemleri yardımı ile [175];

$$\begin{aligned}\frac{du}{dz} &= \gamma_x + \theta_y \\ \frac{dv}{dz} &= \gamma_y - \theta_x \\ \frac{d\theta_z}{dz} &= \phi_z\end{aligned}\tag{3.1.3.4}$$

eşitlikleri geçerlidir. Gerilme yerdeğiştirme bağıntılarının yardımı ile normal gerilme ve kesme gerilmeleri [129],

$$\begin{aligned}\sigma_z &= E\varepsilon_z = E(w' - y\theta'_x + x\theta'_y - \omega\phi'_z) \\ \tau_x &= G\gamma_x \\ \tau_y &= G\gamma_y\end{aligned}\tag{3.1.3.5}$$

olarak elde edilir. Burada E elastisite modülü ve G kayma modülüdür. (3.1.3.5) numaralı denklem yardımı ile eğilme momentleri, bimoment ve kesme kuvvetleri [166] hesaplanır.

$$\begin{aligned}
Q_x &= \iint_F \tau_{zx} dF = GA_x \gamma_x \\
Q_y &= \iint_F \tau_{zy} dF = GA_y \gamma_y \\
M_x &= \iint_F y \sigma_z dF = EI_x \theta'_x \\
M_y &= - \iint_F x \sigma_z dF = EI_y \theta'_y \\
M_\omega &= \iint_F \omega \sigma_z dF = -EI_\omega \phi'_z
\end{aligned} \tag{3.1.3.6}$$

Burada $GA_{x,y}$ en kesitin kesme rijitliğini, $I_{x,y}$ ise en kesitin atalet momentlerini göstermektedir. Toplam burulma momenti (M_z), St Venant burulma momenti ile (M_s) çarpılma burulma momentinin (M_ω) toplamından oluşmaktadır [129,140,149].

$$\begin{aligned}
M_s &= GJ \phi_z \\
M_\omega &= EI_\omega \phi_z''
\end{aligned} \tag{3.1.3.7}$$

St Venant burulma momenti ile çarpılma momentinin değerleri (3.1.3.7) numaralı eşitliklerde verilmiş olup [149], burada GJ burulma sabiti, EI_ω çarpılma sabitidir.

Sonuç olarak düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisinde; yalın eğilme mukavemet durumunda denklemler Timoshenko kiriş denklemlerine benzer yapıda, yalın burulma mukavemet durumunda ise düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine ait denklemlerin ince cidarlı kiriş denklemlerine benzer olduğu görülmektedir. Yalnız elastisite ve kayma modüllerinde poisson oranı etkisi ihmal edilmiştir. Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine ait denklemler aşağıda verilmiştir. (3.1.3.8-9) numaralı düzeltilmiş ince cidarlı kiriş denklemleri Bölüm 3.1.2’de verilen (3.1.2.1-3) numaralı kiriş teorilerine ait denklemlere benzer yapıda sunulmuş, böylece kiriş teorileri arasında bütünlük sağlanmıştır.

Yalın eğilme durumu için düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine ait denklemler,

$$Q'(x, t) + Y(x, t) = \rho A \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} \tag{3.1.2.8a}$$

$$\frac{\partial M(x, t)}{\partial x} + Q(x, t) = \rho I \frac{\partial^2 \theta_z(x, t)}{\partial t^2} \tag{3.1.2.8b}$$

$$EI \frac{\partial \theta_z(x, t)}{\partial x} = M \quad (3.1.2.8c)$$

$$\frac{\partial v(x, t)}{\partial x} = \gamma + \theta_z \quad (3.1.2.8d)$$

$$Q(x, t) = kAG\gamma(x, t) \quad (3.1.2.8e)$$

yalın burulma durumu için ise,

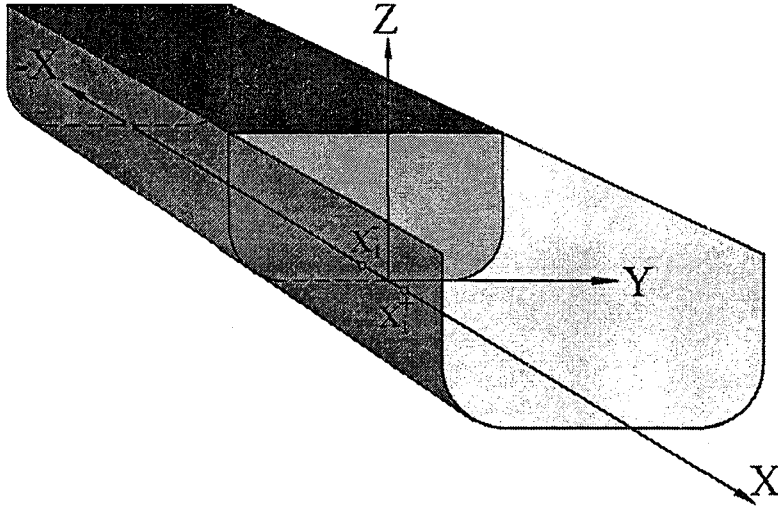
$$T = GJ\phi'_z + EI_\omega \phi'''_z \quad (3.1.2.9a)$$

$$T = C\phi'_z + C_1\phi'''_z \quad (3.1.2.9b)$$

olarak verilmektedir.

3.1.4. Uyum faktörlerinin hesabı

Bölüm 3.1.1-3'de teorisi verilen gerek kiriş teorilerinde model kirişinde farklı en kesitler arasında süreklilik gözönünde bulundurulmuştur. Özellikle açık enine kesitten kapalı en kesite veya kapalı kesitten açık kesite geçişte; en kesitlere ait rijitlikler farklılıklar göstermektedir. Farklı yapıdaki en kesitler farklı sektörel koordinat fonksiyonlarına (çarpılma fonksiyonlarına) sahip olduğundan, söz konusu en kesitler arasında tam bir uyumluluk sağlamak mümkün değildir. Bununla birlikte yaklaşık uyumluluk parametreleri elde etmek suretiyle süreksizlik durumu gözönüne alınmaktadır. Eğer kiriş modellemesi gemi görderi için yapılacaksa, geminin kapalı ve açık bölmeleri arasındaki geçiş en kesitlerinde veya perdeler ile derin kemerelerin bulunduğu en kesitlerinde meydana gelen süreksizlik diferansiyel denklemlerin çözümünde süreksizlik koşulu olarak kendisini göstermektedir [133]. Bu konuda literatürde çeşitli yaklaşımlar ve bu yaklaşımlara bağlı nümerik çalışmalar mevcuttur. Pedersen [131] çarpılma fonksiyonu ile eğilme açısı arasında, Haslum ve Tonnessen [10] ise sadece çarpılma fonksiyonu arasında uyum parametreleri elde etmişlerdir. Pedersen'in açıkladığı [131] analiz metodu Timoshenko – Vlasov kiriş teorisine dayalıdır ve her bir gemi diliminde en kesit özellikleri düzgün ve yavaş değişim göstermektedir. Bu nedenle bu çalışmada Pedersen'in [131] çalışması baz olarak alınmıştır.



Şekil 3.7 Kiriş modeli

Uyum (compability) parametrelerini elde etmek için ilk olarak iki ayrı en kesite sahip bir kiriş modeli ele alınmıştır. Şekil 3.7’de verilen kiriş modelin $(x = x_i)$ noktasında en kesit formları değişmektedir. Kirişin $(x = x_i)$ süreksizlik noktasının sol tarafı $(x = x_i^-)$ kapalı en kesitli, sağ tarafı ise $(x = x_i^+)$ açık en kesitli olarak ele alınmıştır. $(x = x_i)$ noktasındaki ara kesitte süreksizlik söz konusudur. Bununla birlikte, $(x = x_i)$ noktasında kesitler birbirleri ile bağlı olduğundan beraber dönme hareketi yapacaklar, ayrıca farklı yapıda en kesite sahip olduklarından farklı burulma açılarına sahip olacaklardır [131].

$$\begin{aligned}\phi(x_i^+) &= \phi(x_i^-) \\ \phi'(x_i^+) &= U_1^i \phi'(x_i^-)\end{aligned}\tag{3.1.4.1}$$

Başka bir ifade ile $(x = x_i)$ noktasında, kapalı ve açık en kesitler aynı $\phi(x)$ dönmesine maruz kalırken, iki en kesit arasındaki $\phi'(x)$ burulma açıları, U_1^i uyum faktörü kadar değişim göstermektedir. Ayrıca, $(x = x_i)$ noktasının solunda ve sağında yer alan, kapalı ve açık en kesitlerin eğilme açıları birbirlerinden farklı olacaktır. Bu durumda, $(x = x_i)$ süreksizlik noktasının sağında ve solunda yer alan ve dik eksenler doğrultusundaki $\theta(x_i)$ eğilme açıları arasında U_2^i uyum parametresine bağlı olarak,

$$\theta(x_i^+) = \theta(x_i^-) + U_2^i \phi'(x_i^-) \quad (3.1.4.2)$$

bağıntısının geçerli olduğu kabul edilmiştir [131]. Burada U_1^i ve U_2^i uyum parametreleridir. En kesit üzerindeki herhangi bir A noktasına ait eksenel yerdeğiştirme; $u(x,s) = -\theta(x)\bar{y}(s) - \phi'(x)\bar{\omega}(x,s)$ olarak tanımlanmıştır [131].

($x = x_i$) noktasının sol ve sağ tarafına ait eksenel yerdeğiştirmeler;

$$u(x_i^+, s) = -\theta(x_i^+)\bar{y}(s) - \phi'(x_i^+)\bar{\omega}(x_i^+, s) \quad (3.1.4.3a)$$

$$u(x_i^-, s) = -\theta(x_i^-)\bar{y}(s) - \phi'(x_i^-)\bar{\omega}(x_i^-, s) \quad (3.1.4.3b)$$

olarak elde edilir. U_1^i ve U_2^i uyum parametrelerini saptamak için, iki kesit arasındaki yerdeğiştirmelerin genel koordinatlara göre çıkarılmış yerdeğiştirmeler ile özel bir ortogonalite koşulunu sağladığı düşünülür. Kesit farklılaşmasının olduğu ara kesit yüzeyi (A_c) üzerinde aşağıda verildiği gibi iki ayrı ortogonalite koşulu bulunmaktadır.

$$\int_{A_c} \{u(x_i^+, s) - u(x_i^-, s)\bar{y}(s)\} dA = 0 \quad \text{I. Ortogonalite Koşulu} \quad (3.1.4.4a)$$

$$\int_{A_c} \{u(x_i^+, s) - u(x_i^-, s)\} \{u(x_i^+, s) + u(x_i^-, s)\} dA = 0 \quad \text{II. Ortogonalite Koşulu} \quad (3.1.4.4b)$$

Ara kesit boyunca t kalınlığı sabit alınırsa $A_c = t \int_s ds$ değerine eşit olur. Bu durumda

Birinci ortogonalite şartı işlem kolaylığı açısından aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\int_{A_c} \{u(x_i^+, s) - u(x_i^-, s)\bar{y}(s)\} dA = \int_s t \{u(x_i^+, s) - u(x_i^-, s)\bar{y}(s)\} ds = \int_s t \{D\bar{y}(s)\} ds \quad (3.1.4.5)$$

Yerdeğiştirmelerin eşitlikleri "D" de yerlerine yazılırsa;

$$\begin{aligned} D &= u(x_i^+, s) - u(x_i^-, s) = \{-\theta(x_i^+)\bar{y}(s) + \phi'(x_i^+)\bar{\omega}(x_i^+, s)\} - \{-\theta(x_i^-)\bar{y}(s) + \phi'(x_i^-)\bar{\omega}(x_i^-, s)\} \\ D &= -\{\theta(x_i^-) + U_2^i \phi'(x_i^-)\}\bar{y}(s) + U_1^i \phi'(x_i^-)\bar{\omega}(x_i^+, s) - \{-\theta(x_i^-)\bar{y}(s) + \phi'(x_i^-)\bar{\omega}(x_i^-, s)\} \\ D &= \phi'(x_i^-)\{U_2^i \bar{y}(s) + U_1^i \bar{\omega}(x_i^+, s) - \bar{\omega}(x_i^-, s)\} \end{aligned} \quad (3.1.4.6)$$

olarak elde edilir. Bu durumda, (3.1.4.4a)'da verilen birinci ortogonalite koşulu

$$\int_{A_c} \{u(x_i^+, s) - u(x_i^-, s)\} \bar{y}(s) dA = \int_s \{D\bar{y}(s)\} ds$$

$$\int_s \{D\bar{y}(s)\} ds = \int_s t\phi'(x_i^-) \{U_2^i \bar{y}(s) + U_1^i \bar{\omega}(x_i^+, s) - \bar{\omega}(x_i^-, s)\} \bar{y}(s) ds = 0 \quad (3.1.4.7)$$

şeklini alır. Burada,

$$\int_s \bar{y}^2(s) ds = I_{yy} \quad , \quad \int_s \bar{\omega}(x_i^+, s) \bar{y}(s) ds = I_{\omega y}^+ \quad , \quad \int_s \bar{\omega}(x_i^-, s) \bar{y}(s) ds = I_{\omega y}^- \quad (3.1.4.8)$$

olarak tanımlanmıştır. Sonuç olarak birinci ortogonalite koşulunun yardımı ile;

$$U_2^i I_{yy} + U_1^i I_{\omega y}^+ - I_{\omega y}^- = 0 \quad (3.1.4.9a)$$

veya

$$U_2^i = \frac{I_{\omega y}^- - U_1^i I_{\omega y}^+}{I_{yy}} \quad (3.1.4.9b)$$

olarak elde edilir.

(3.1.4.4b)'de verilen ikinci ortogonalite koşulunun yardımı ile U_1^i uyum faktörü hesaplanabilir.

$$\int_{A_c} \{u(x_i^+, s) - u(x_i^-, s)\} \{u(x_i^+, s) + u(x_i^-, s)\} dA = \int_s \{[u(x_i^+, s)]^2 - [u(x_i^-, s)]^2\} ds = 0$$

$$\int_s \{[-\theta(x_i^+) \bar{y}(s) - \phi'(x_i^+) \bar{\omega}(x_i^+, s)]^2 - [-\theta(x_i^-) \bar{y}(s) - \phi'(x_i^-) \bar{\omega}(x_i^-, s)]^2\} ds = 0$$

$$\int_s \{[-\theta(x_i^+) \bar{y}(s)]^2 + [2\theta(x_i^+) \bar{y}(s) \phi'(x_i^+) \bar{\omega}(x_i^+, s)] + [-\phi'(x_i^+) \bar{\omega}(x_i^+, s)]^2\} ds -$$

$$\int_s \{[-\theta(x_i^-) \bar{y}(s)]^2 + [2\theta(x_i^-) \bar{y}(s) \phi'(x_i^-) \bar{\omega}(x_i^-, s)] + [-\phi'(x_i^-) \bar{\omega}(x_i^-, s)]^2\} ds = 0 \quad (3.1.4.10)$$

İşlemlere devam edilir ve en kesitin sağ tarafına ait değerlerin sol tarafa bağlı eşitlikleri yazılırsa;

$$\begin{aligned}
& \int_s t \bar{y}^2(s) [\theta(x_i^-) + U_2^i \phi'(x_i^-)]^2 + 2[\theta(x_i^-) + U_2^i \phi'(x_i^-)] U_1^i \phi'(x_i^-) \bar{\omega}(x_i^+, s) \bar{y}(s) \Big\} ds + \\
& \int_s t [\bar{\omega}(x_i^+, s) U_1^i \phi'(x_i^-)]^2 \Big\} ds - \\
& \int_s t \Big\{ -\theta(x_i^-) \bar{y}(s) \Big\}^2 + [2\theta(x_i^-) \bar{y}(s) \phi'(x_i^-) \bar{\omega}(x_i^-, s)] + [-\phi'(x_i^-) \bar{\omega}(x_i^-, s)]^2 \Big\} ds = 0
\end{aligned}
\tag{3.1.4.11}$$

elde edilir. Yukarıdaki denklemde ara işlemlere devam edilir ve yeniden düzenlenirse ikinci ortogonalite koşulu aşağıdaki forma dönüşür.

$$\begin{aligned}
& \int_s t \phi'(x_i^-) \Big\{ 2\bar{y}^2(s) \theta(x_i^-) U_2^i + 2\theta(x_i^-) U_1^i \bar{\omega}(x_i^+, s) \bar{y}(s) - 2\theta(x_i^-) \bar{\omega}(x_i^-, s) \bar{y}(s) \Big\} ds + \\
& \int_s t [\phi'(x_i^-)]^2 \Big\{ \bar{y}(s) U_2^i \Big\}^2 + [2U_2^i U_1^i \bar{\omega}(x_i^+, s) \bar{y}(s)] - [\bar{\omega}(x_i^-, s)]^2 + [\bar{\omega}(x_i^+, s) U_1^i]^2 \Big\} ds = 0
\end{aligned}
\tag{3.1.4.12}$$

İntegraller alınır ve (3.1.4.9b)'de verilen $U_2^i = \frac{I_{\omega y}^- - U_1^i I_{\omega y}^+}{I_{yy}}$ eşitliği yerine yazılırsa yukarıdaki (3.1.4.12) denklem eşitliği;

$$\begin{aligned}
& 2\phi'(x_i^-) [\theta(x_i^-) U_2^i I_{yy} + \theta(x_i^-) U_1^i I_{\omega y}^+ - \theta(x_i^-) I_{\omega y}^-] + \\
& [\phi'(x_i^-)]^2 [U_2^{i2} I_{yy} + 2U_2^i U_1^i I_{\omega y}^+ + U_1^{i2} I_{\omega \omega}^+ - I_{\omega \omega}^-] = \\
& 2\phi'(x_i^-) \left[\theta(x_i^-) \frac{I_{\omega y}^- - U_1^i I_{\omega y}^+}{I_{yy}} I_{yy} + \theta(x_i^-) U_1^i I_{\omega y}^+ - \theta(x_i^-) I_{\omega y}^- \right] + \\
& [\phi'(x_i^-)]^2 \left[\left(\frac{I_{\omega y}^- - U_1^i I_{\omega y}^+}{I_{yy}} \right)^2 I_{yy} + 2 \frac{I_{\omega y}^- - U_1^i I_{\omega y}^+}{I_{yy}} U_1^i I_{\omega y}^+ + U_1^{i2} I_{\omega \omega}^+ - I_{\omega \omega}^- \right] = \\
& 2\phi'(x_i^-) \left[\underbrace{\theta(x_i^-) \frac{I_{\omega y}^- - U_1^i I_{\omega y}^+}{I_{yy}} I_{yy} + \theta(x_i^-) U_1^i I_{\omega y}^+ - \theta(x_i^-) I_{\omega y}^-}_{=0} \right] + \\
& [\phi'(x_i^-)]^2 \left[\left(\frac{I_{\omega y}^{-2} - U_1^{i2} I_{\omega y}^{+2}}{I_{yy}} \right) + U_1^{i2} I_{\omega \omega}^+ - I_{\omega \omega}^- \right] = 0
\end{aligned}
\tag{3.1.4.13}$$

şekline dönüşür. Burada

$$\begin{aligned}
& \int_s t \bar{y}^2(s) ds = I_{yy} \quad , \quad \int_s t \bar{\omega}(x_i^+, s) \bar{y}(s) ds = I_{\omega y}^+ \quad , \quad \int_s t \bar{\omega}(x_i^-, s) \bar{y}(s) ds = I_{\omega y}^- \\
& \int_s \bar{\omega}(x_i^+, s)^2 ds = I_{\omega \omega}^+ \quad , \quad \int_s t \bar{\omega}(x_i^-, s)^2 ds = I_{\omega \omega}^-
\end{aligned}
\tag{3.1.4.14}$$

olarak tanımlanmıştır. Sonuç olarak uyum faktörü,

$$U_1^i = \frac{I_{\omega\omega}^- - \frac{(I_{\omega y}^-)^2}{I_{yy}}}{I_{\omega\omega}^+ - \frac{(I_{\omega y}^+)^2}{I_{yy}}} \quad (3.1.4.15)$$

denklemine eşit olur.

Kinematik süreksizlik şartları yardımı ile $(x = x_i)$ noktasındaki U_1^i ve U_2^i uyum parametreleri elde edildikten sonra, denklemler arasındaki statik süreksizlik şartları da elde edilebilir.

Gemi bünyesinin eğilmesi ile çarpılmadan kaynaklanan yerdeğiştirmeler arasında karşılıklı bir ilişki vardır. Bu ilişki gemi boyunca uzanan x eksenı üzerindeki süreksizliğin olduğu $(x = x_i)$ noktasında eğilme momenti ile bimoment arasında da kendini göstermesi gerekir. Bu karşılıklı ilişkiyi ortaya koyan bağıntı, süreksizlik olan noktalarda herhangi bir yerdeğiştirme değerine karşılık gelen σ_x iç gerilme işinin, her iki karşılıklı yüzeyde de aynı (birbirine eşit) olmasından çıkarılır. Diğer bir deyişle;

$$\int_{A_{sol}} \sigma_x \delta \left[-\theta(x_i^-) \bar{y}(s) - \phi'(x_i^-) \bar{\omega}(x_i^-, s) \right] dA = \int_{A_{sağ}} \sigma_x \delta \left[-\theta(x_i^+) \bar{y}(s) - \phi'(x_i^+) \bar{\omega}(x_i^+, s) \right] dA \quad (3.1.4.16)$$

denklemini yazılabilir. İç gerileme yerine $\sigma_x = E \varepsilon_x$ eşitliği ve $(x = x_i)$ noktasının

$$\text{solundaki ve sağındaki} \quad \left[\varepsilon_x(x_i^+, s) = \frac{\partial u(x_i^+, s)}{\partial x}; \varepsilon_x(x_i^-, s) = \frac{\partial u(x_i^-, s)}{\partial x} \right] \text{eşitlikleri}$$

yerlerine konur ve ara işlemler yapılırsa;

$$\begin{aligned} M_z(x_i^-) &= M_z(x_i^+) \\ M_{\omega}(x_i^-) &= U_1^i M_{\omega}(x_i^+) + U_2^i M_z(x_i^+) \end{aligned} \quad (3.1.4.17)$$

olarak elde edilir. Yukarıda verilen (3.1.4.17) denklem yardımı ile de

$$Q_z(x_i^-) = Q_z(x_i^+) \quad (3.1.4.18)$$

yazılır. Ayrıca her iki kesitte farklı kesme merkezlerine sahip olduğundan, burulma momentleri arasında

$$T(x_i^-) = T(x_i^+) + Q(x_i^+) [z(x_i^-) - z(x_i^+)] \quad (3.1.4.19)$$

eşitliğide geçerlidir [124].

Sonuç olarak gemi görder modellemelerinde ambarlardan makina dairesine geçişte veya ambarlar ile baş pik arasında süreksizlik gösteren geçiş en kesitleri (arakesitler) mevcuttur. Bu bağlamda yukarıda ayrıntılı olarak açıklamaları yapılan ve elde edilen uyum parametrelerinin özellikle, geniş ambar ağzı açıklığına sahip gemi türleri için dizayn aşamasında hesaplara dahil edilmesi faydalıdır [133].

3.2. Gemi Görderinin Modellenmesi

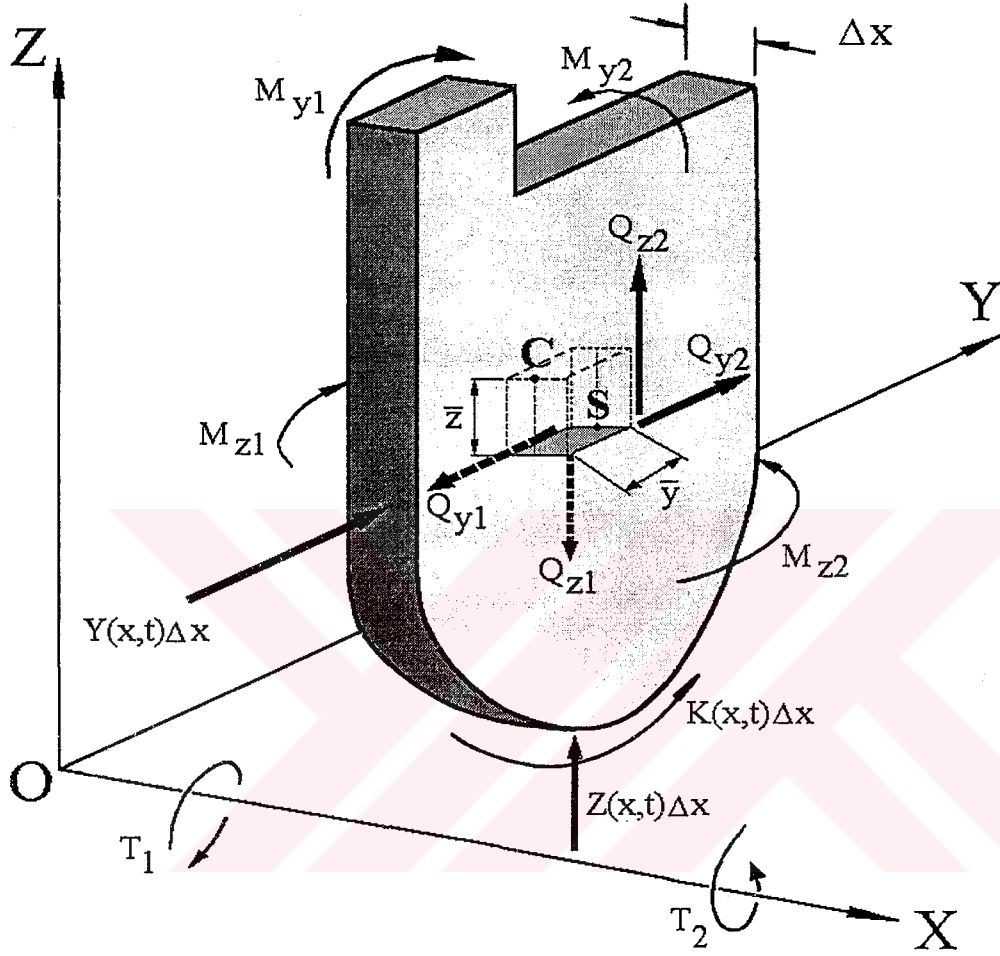
Bölüm 3.1.3’de detaylı olarak açıklanan gemi modellemesinde kullanılmak üzere geliştirilen düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisi ışığı altında, modellenecek gemiye ait denge denklemleri Bölüm 3.2.1’de dengede bulunan bir antisimetrik gemi en kesiti (kapalı) için hesaplanmış ve Bölüm 3.2.2’de kiriş teorilerine ait antisimetrik hareket denklemleri elde edilmiştir.

3.2.1. Denge denklemleri

Kartezyen (O-XYZ) eksen takımında, (O-X) gemi boyunca uzanan (gemi en kesitine dik) eksen, (O-YZ) ise gemi en kesit düzlemi olarak alınmıştır. Herhangi bir Δx kalınlığındaki simetrik olmayan gemi en kesitine etkiyen dış kuvvetler ile eğilme momentleri ve toplam burulma momentleri (St. Venant + çarpılma) Şekil 3.8’de gösterilmektedir.

En kesit düzleminde eğilme momentleri $M_{y1,2}$, $M_{z1,2}$, kesme kuvvetleri $Q_{y1,2}$, $Q_{z1,2}$ olarak alınmış, toplam burulma momenti ise $T_{1,2}$ ile gösterilmiştir. (O-Y) ve (O-Z) eksenleri doğrultusundaki birim uzunluğa karşılık gelen akışkan kuvvetleri sırası ile $Y(x,t)$ ve $Z(x,t)$ olarak tanımlanmış, (O-X) ekseninde birim boya karşılık gelen (yalpa) momenti ise $K(x,t)$ olarak alınmıştır. En kesitin ağırlık merkezi (C), en kesitin kayma merkezi (S) olarak tanımlanmıştır. En kesit dengede olduğundan, en

kesite etkiyen tüm kuvvetler ve momentler göz önünde bulundurulursa, denge koşulları gereği eksenler doğrultusundaki kuvvet ve moment toplamaları sıfıra eşit olur.



Şekil 3.8 Modellenen gemi en kesiti

Eğilme momentleri Δx kalınlığındaki en kesitte,

$$\begin{aligned} M_{y1} &= M_y \\ M_{y2} &= M_y + \frac{\partial M_y}{\partial x} \Delta x \end{aligned} \quad (3.2.1.a)$$

$$\begin{aligned} M_{z1} &= M_z \\ M_{z2} &= M_z + \frac{\partial M_z}{\partial x} \Delta x \end{aligned} \quad (3.2.1.b)$$

olarak, benzer şekilde

$$Q_{y1} = Q_y$$

$$Q_{y2} = Q_y + \frac{\partial Q_y}{\partial x} \Delta x \quad (3.2.1.2a)$$

$$Q_{z1} = Q_z$$

$$Q_{z2} = Q_z + \frac{\partial Q_z}{\partial x} \Delta x \quad (3.2.1.2b)$$

$$T_1 = T$$

$$T_2 = T + \frac{\partial T}{\partial x} \Delta x \quad (3.2.1.3)$$

kesme kuvvetleri ve burulma momenti elde edilir.

(O-Z) eksenini doğrultusunda yerdeğiştirme:

Kalınlığı Δx olan ince cidarlı enine kesitin ağırlık merkezindeki düşey yerdeğiştirme w , (O-Z) eksenini doğrultusunda birim boya karşılık gelen düşey hidrodinamik kuvvet $Z(x,t)$ ve düşey kesme kuvveti de Q_z ile gösterilirse, sistem (en kesit) dengede olduğundan, (O-Z) eksenini doğrultusundaki kuvvetleri aşağıda verildiği gibi yazmak mümkündür.

$$\Sigma F_z = ma_z \quad (3.2.1.4)$$

$$(Q_{z2}(x,t) - Q_{z1}(x,t)) + Z(x,t)\Delta x = \mu \Delta x \ddot{w}(x,t) \quad (3.2.1.5)$$

Elde edilen denklemde kesme kuvvetlerinin eşitlikleri olan (3.2.1.2b) denklemiindeki değerleri yerlerine konur;

$$(Q_z + \frac{\partial Q_z}{\partial x} \Delta x - Q_z) + Z\Delta x = \mu \Delta x \ddot{w} \quad (3.2.1.6)$$

ve denklemin her iki tarafı Δx sadeleştirilmesi yapılarak, yeniden düzenlenirse;

$$Q'_z + Z = \mu \ddot{w} \quad (3.2.1.7)$$

eşitliği elde edilir. Ağırlık merkezindeki yerdeğiştirme ise kayma merkezindeki yerdeğiştirme cinsinden $w(x,t) = w_s(x,t) + (y-y_s)\phi(x,t)$ olarak ifade edilir ve (3.2.1.7) numaralı denklemde yerine yazılırsa,

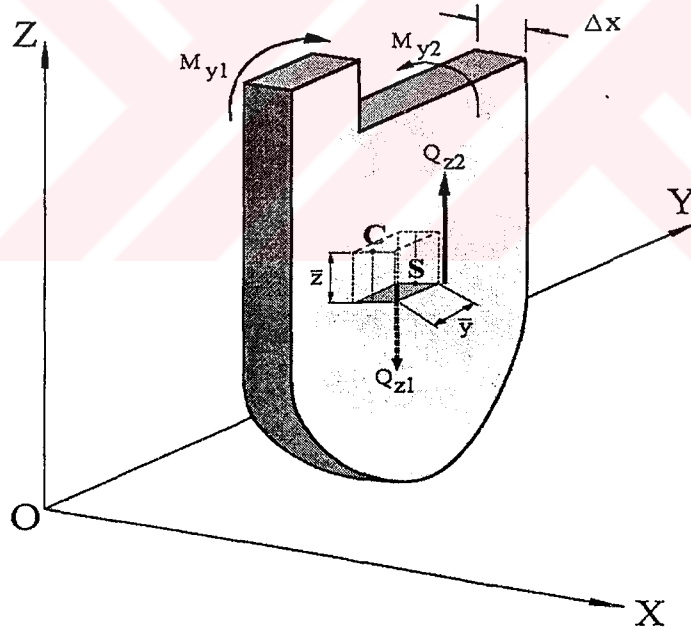
$$Q'_z + Z = \mu(\ddot{w}_s + (y - y_s)\ddot{\phi}) \quad (3.2.1.8)$$

eşitliği elde edilir. Kütle merkezi (C) ile kayma merkezi (S) arasındaki yatay uzaklık $y_s - y = \bar{y}$ olarak tanımlanırsa, (3.2.1.8) numaralı denklem

$$Q'_z + Z = \mu(\ddot{w}_s - \bar{y}\ddot{\phi}) \quad (3.2.1.9)$$

haline dönüşür. Burada μ birim boya karşılık gelen kütleyi göstermektedir.

(O-Y) ekseninde dönme:



Şekil 3.9 (O-Y) Ekseninde dönme

Birim boya karşılık gelen kütle atalet momenti I_y ile gösterirse, (O-Y) ekseninde dönme hareketine neden olan kuvvet ve momentlerin denge denklemi;

$$\Sigma M = \Delta x I_y \ddot{\theta}_y \quad (3.2.1.10)$$

olarak yazılabilir. Şekil 3.9'da (O-Y) ekseninde dönmeye etken olan faktörler M_y eğilme momenti ile Q_z kesme kuvveti gösterilmektedir.

$$(M_{y2}(x,t) - M_{y1}(x,t)) + \frac{\Delta x}{2}(Q_{z2}(x,t) + Q_{z1}(x,t)) = \Delta x I_y \ddot{\theta}_y(x,t) \quad (3.2.1.11)$$

Elde edilen denklemde (3.2.1.1a) numaralı eğilme momentleri eşitlikleri ile (3.2.1.2b) numaralı kesme kuvvetlerinin değerleri yazılır,

$$(M_y + \frac{\partial M_y}{\partial x} \Delta x - M_y) + \frac{\Delta x}{2}(Q_z + \frac{\partial Q_z}{\partial x} \Delta x + Q_z) = \Delta x I_y \ddot{\theta}_y \quad (3.2.1.12)$$

ve ara işlemler yapılırsa (3.2.1.12) numaralı denklem aşağıdaki forma dönüşür.

$$\frac{\partial M_y}{\partial x} \Delta x + \frac{\Delta x}{2}(2Q_z) + \underbrace{\frac{\partial Q_z}{\partial x} \frac{(\Delta x)^2}{2}}_{\cong 0} = \Delta x I_y \ddot{\theta}_y \quad (3.2.1.13)$$

(3.2.1.13) numaralı denklemin her iki tarafı Δx ile sadeleştirilirse,

$$M'_y + Q_z = I_y \ddot{\theta}_y \quad (3.2.1.14)$$

bağıntısı elde edilir. Son elde edilen bu denklemin her iki tarafının bir defa daha x 'e göre türevi alınırsa,

$$M''_y + Q'_z = (I_y \ddot{\theta}_y)' \quad (3.2.1.15)$$

elde edilir.

(O-Y) eksenini doğrultusunda yerdeğiştirme:

Kalınlığı Δx olan ince cidarlı enine kesitin ağırlık merkezindeki enine yerdeğiştirme v , (O-Y) doğrultusunda birim boya karşılık gelen yatay hidrodinamik kuvvet $Y(x,t)$ ve yatay kesme kuvveti de Q_y ile gösterilirse, (O-Y) doğrultusundaki toplam kuvvetlerin dengesi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\Sigma F_y = m a_y \quad (3.2.1.16)$$

(O-Z) eksenini doğrultusundaki hareket denklemleri elde edilirken yapılan işlemler tekrarlanılırsa, benzer formda sonuç oluşur.

$$(Q_{y2}(x, t) - Q_{y1}(x, t)) + Y(x, t)\Delta x = \mu\Delta x\ddot{v}(x, t) \quad (3.2.1.17)$$

Yukarıda verilen denklemde kesme kuvvetlerinin eşitliği (3.2.1.2a) yerine yazılır,

$$(Q_y + \frac{\partial Q_y}{\partial x} \Delta x - Q_y) + Y\Delta x = \mu\Delta x\ddot{v} \quad (3.2.1.18)$$

ve gerekli ara işlemler yapılır.

$$Q'_y + Y = \mu\ddot{v} \quad (3.2.1.19)$$

Ağırlık merkezi (C) ile kayma merkezindeki (S) yatay yerdeğiştirmeler arasında $v(x, s) = v_s(x) - (z - z_s)\phi(x)$ eşitliği geçerlidir. Bu durumda (3.2.1.19) numaralı denklem yeniden yazılırsa,

$$Q'_y + Y = \mu(\ddot{v}_s - (z - z_s)\ddot{\phi}) \quad (3.2.1.20)$$

elde edilir. Enine kesite ait ağırlık merkezi ile kayma merkezi arasındaki düşey uzaklık ((O-Z) eksenine paralel) $z - z_s = \bar{z}$ olarak tanımlanırsa, (O-Y) eksenini doğrultusundaki kuvvetlerin neden olduğu hareket denklemini aşağıdaki gibi elde edilir.

$$Q'_y + Y = \mu(\ddot{v}_s - \bar{z}\ddot{\phi}) \quad (3.2.1.21)$$

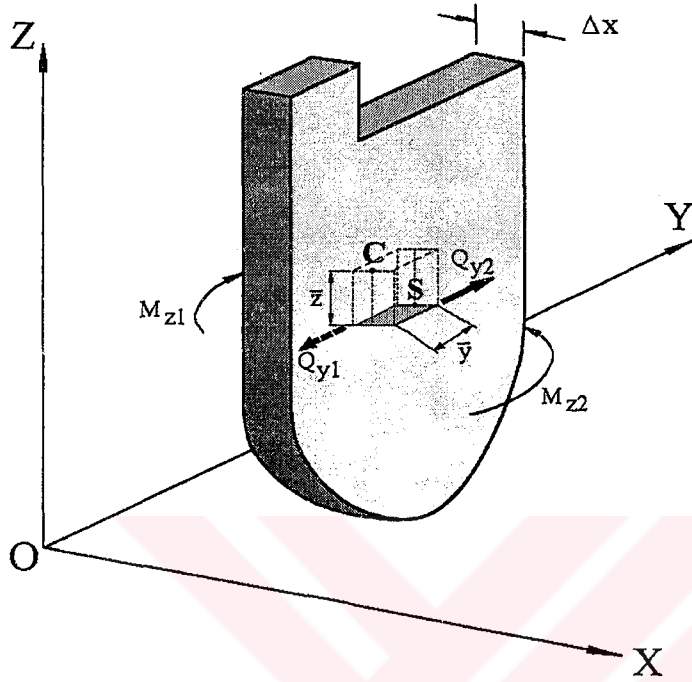
(O-Z) ekseninde dönme :

Birim boya karşılık gelen kütle atalet momenti I_z ile gösterilirse, (O-Z) eksenini etrafında dönme hareketine neden olan kuvvet ve momentlerin denge denklemi;

$$\Sigma M = \Delta x I_z \ddot{\theta}_z \quad (3.2.1.22)$$

yazılır. Şekil 3.10'da (O-Z) eksenini etrafında dönmeye etken olan faktörler M_z eğilme momenti ile Q_y kesme kuvvetidir.

$$(M_{z2}(x, t) - M_{z1}(x, t) + \frac{\Delta x}{2}(Q_{y2}(x, t) + Q_{y1}(x, t))) = \Delta x I_z \ddot{\theta}_z(x, t) \quad (3.2.1.23)$$



Şekil 3.10 (O-Z) Ekseninde dönme

Yukarıdaki denklemde eğilme momenti ve kesme kuvveti eşitlikleri yerlerine yazılır,

$$(M_z + \frac{\partial M_z}{\partial x} \Delta x - M_z) + \frac{\Delta x}{2}(Q_y + \frac{\partial Q_y}{\partial x} \Delta x + Q_y) = \Delta x I_z \ddot{\theta}_z \quad (3.2.1.24)$$

ve gerekli düzenlemeler yapılır.

$$\frac{\partial M_z}{\partial x} \Delta x + \frac{\Delta x}{2}(2Q_y) + \underbrace{\frac{\partial Q_y}{\partial x} \frac{(\Delta x)^2}{2}}_{\cong 0} = \Delta x I_z \ddot{\theta}_z \quad (3.2.1.25)$$

Yukarıdaki denklem eşitliğinde ikinci derece terimi yeterince küçük olduğundan ihmal edilmektedir. Bu durumda (3.2.1.25) numaralı denklemin her iki tarafı Δx ile sadeleştirilirse,

$$M'_z + Q_y = I_z \ddot{\theta}_z \quad (3.2.1.26)$$

elde edilir. Bu denklem (O-Z) ekseninde dönme hareketini belirleyen denklemdir ve türevi alınırsa eşitlik bozulmayacaktır.

$$M_z'' + Q_y' = (I_z \ddot{\theta}_z)' \quad (3.2.1.27)$$

(O-X) ekseninde dönme :

Enine kesitin (O-X) ekseninde doğrultusundaki dönme denklemi elde edilirken; toplam burulma momenti (T), kesme kuvvetinin neden olduğu burulma momenti ile normal gerilmenin neden olduğu çarpılma momentinin toplamı olarak düşünülecektir. Birim boya karşılık gelen kütle atalet momentleri de buna bağlı olarak iki kısımdan oluşur. Bu değerlerden birincisi enine kesitin dönmesinden oluşan $\rho J_x \ddot{\phi}(x,t)$ ve ikincisi enine kesitin çarpılmasından oluşan $-\rho J_\omega \ddot{\phi}''(x,t)$ değerleridir. Genel olarak verilen $\Sigma M = I \ddot{\phi}$ denkleminde eşitlikler yerlerine yazılırsa;

$$\begin{aligned} \Delta x \rho J_x \ddot{\phi}(x,t) - \Delta x \rho J_\omega \ddot{\phi}''(x,t) &= (T_2(x,t) - T_1(x,t)) + \\ (Q_{z2}(x,t) - Q_{z1}(x,t))\bar{y} &+ (Q_{y2}(x,t) - Q_{y1}(x,t))\bar{z} + \\ \bar{z}\Delta x Y(x,t) + \bar{y}\Delta x Z(x,t) &+ \Delta x K(x,t) \end{aligned} \quad (3.2.1.28)$$

denklemi elde edilir. Söz konusu denklemde kesme kuvvetlerinin (3.2.1.2) ve burulma momentinin (3.2.1.3) eşitlikleri yerlerine yazılır.

$$\begin{aligned} \Delta x \rho J_x \ddot{\phi} - \Delta x \rho J_\omega \ddot{\phi}'' &= (T + \frac{\partial T}{\partial x} \Delta x - T) + (Q_z + \frac{\partial Q_z}{\partial x} \Delta x - Q_z)\bar{y} + \\ (Q_y + \frac{\partial Q_y}{\partial x} \Delta x - Q_y)\bar{z} &+ \bar{z}\Delta x Y + \bar{y}\Delta x Z + \Delta x K \end{aligned} \quad (3.2.1.29)$$

Eşitliğin her iki tarafı Δx ile bölünür ve yeniden düzenlenirse,

$$\rho J_x \ddot{\phi} - \rho J_\omega \ddot{\phi}'' = T' + Q_z' \bar{y} + Q_y' \bar{z} + \bar{z}Y + \bar{y}Z + K \quad (3.2.1.30)$$

bağıntısı elde edilir.

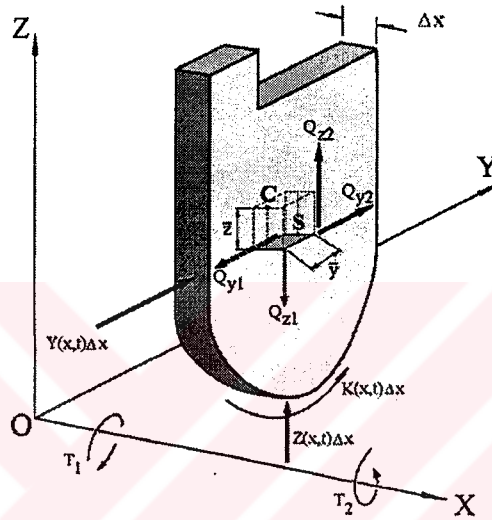
Yukarıda detaylı olarak açıklanan ve elde edilen düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modeli gemiye ait hareket denklemlerinde;

- (O-Z) ekseninde yerdeğiştirme (dalıp -çıkma)

- (O-Y) ekseninde dönme (baş -kık vurma)

geminin simetrik hareketleri ,

- (O-Y) ekseninde yerdeğiştirme (yan öteleme)
- (O-Z) ekseninde dönme (savrulma)
- (O-X) ekseninde dönme (yalpa)



Şekil 3.11 (O-X) Ekseninde dönme

geminin antisimetrik hareketleri olarak isimlendirilir. Yukarıda kapalı en kesitler için elde edilen hareket denklemleri açık kesitler içinde kullanılabilir. Ayrıca gemi en kesitleri genelde monosimetrik bir yapıya sahiptir. Bu bağlamda bir geminin antisimetrik hareketlerine ait (3.2.1.30) numaralı denge denklemi $\bar{y} = 0$ için;

$$\rho J_x \ddot{\phi} - \rho J_{\omega} \ddot{\phi}'' = T' + Q_y' \bar{z} + \bar{z} Y + K \quad (3.2.1.31)$$

şekline dönüşür.

3.2.2. Kiriş teorileri için hareket denklemleri

Bu bölümde düzeltilmiş ince cidarlı, ince cidarlı, Timoshenko, Rayleigh ve Euler-Bernoulli kiriş teorilerine ait hareket denklemleri bileşik eğilme-burulma, yalın eğilme ve yalın burulma durumları için elde edilecek ve kiriş teorilerinin birbirleri ile

ilişkileri ortaya konulacaktır. Antisimetrik hareket denklemleri elde edilirken, kirişin herhangi bir dış kuvvet etkisi altında bulunmadığı, sadece kendi ağırlığının mevcut olduğu düşünülecektir.

Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisi ile modellenen üniform kirişe ait bileşik hareket denklemleri elde edilirken Bölüm 3.1.2 'de verilen (3.1.2.8-9) numaralı denklemler ile Bölüm 3.2.1'de verilen (3.2.1.21-26-31) numaralı denklemlerden faydalanılacaktır. Dış kuvvetlerin ihmal edildiği durum için 3.2.1.21 numaralı denklem,

$$Q'_y = \mu(\ddot{v}_s - \bar{z}\ddot{\phi}) \quad (3.2.2.1)$$

şekline (3.2.1.31) numaralı denklem ise

$$\rho J_x \ddot{\phi} - \rho J_\omega \ddot{\phi}'' = T' + Q'_y \bar{z} \quad (3.2.2.2)$$

şekline dönüşür. Burada kesme kuvvetinin türevi (3.2.2.1) verilen eşitliği yerine yazılırsa (3.2.2.2) numaralı denklem

$$I_s(x)\ddot{\phi}(x,t) - I_\omega \ddot{\phi}''(x,t) - \mu(x)\bar{z}(x)\ddot{v}_s(x,t) = T'(x,t) \quad (3.2.2.3)$$

şekline dönüşür. Burada I_s kayma merkezinden geçen boyuna eksene göre birim boy a karşılık kütle atalet momentidir ve

$$I_s(x) = \rho J_x(x) + \mu(x)[\bar{z}(x)]^2 \quad (3.2.2.4)$$

değerine eşittir. Ayrıca $I_\omega = \rho J_\omega$ olarak tanımlanmıştır. ρ yoğunluk ve $\mu(x) = \rho \cdot A$ birim boy a karşılık gelen kütledir.

Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine ait yan al eksendeki hareket denklemi elde edilirken (3.2.2.1) numaralı denklem ile (3.1.2.8) numaralı denklemler beraber ele alınır sa

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial^2} [EI(x)] \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} - \left[I_z(x) + \frac{\rho EI}{kG} \right] \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \frac{\rho EI \bar{z}}{kG} \frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho A \frac{\partial^2}{\partial t^2} [v(x,t) - \bar{z} \phi(x,t)] \\ + \frac{\rho I_z}{kG} \frac{\partial^4}{\partial t^4} [v(x,t) - \bar{z} \phi(x,t)] = 0 \end{aligned} \quad (3.2.2.5)$$

olarak elde edilir. Burada $v(x,t) = v_s(x,t)$ kayma merkezindeki yerdeğiştirme, $I_z = \rho I$ ağırlık merkezinden geçen düşey eksene göre birim boya karşılık gelen kütesel atalet momentidir. Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisi için ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre hareket denklemi ise (3.1.2.9) ve (3.2.2.3) numaralı denklemlerin yardımı ile

$$GJ \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial x^2} - I_s \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial t^2} + I_\omega(x) \frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial t^2 \partial x^2} + \rho A(x) \bar{z} \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} - EI_\omega \frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial x^4} = 0 \quad (3.2.2.6a)$$

olarak, veya

$$C(x) \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial x^2} - I_s(x) \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial t^2} + I_\omega(x) \frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \mu(x) \bar{z}(x) \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} - C_1(x) \frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial t^4} = 0 \quad (3.2.2.6b)$$

elde edilir. Benzer işlemler Düzeltilmiş Timoshenko, Timoshenko, Rayleigh ve Euler- Bernoulli kirişleri için yapılırsa bileşik harekete ait denklemler elde edilir. Düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisine ait yanal eksendeki hareket denklemi [12]

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial^2} [EI(x)] \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} - \left[I_z(x) + \frac{\rho EI}{kG} \right] \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \frac{\rho EI \bar{z}}{kG} \frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho A \frac{\partial^2}{\partial t^2} [v(x,t) - \bar{z} \phi(x,t)] \\ + \frac{\rho I_z}{kG} \frac{\partial^4}{\partial t^4} [v(x,t) - \bar{z} \phi(x,t)] = 0 \end{aligned} \quad (3.2.2.7a)$$

ve ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre hareket denklemi ise [12]

$$GJ \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial x^2} - I_s \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial t^2} + \rho A \bar{z} \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} - \left(EI_\omega \frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial x^4} \right) = 0 \quad (3.2.2.7b)$$

olarak elde edilir. Eğer Timoshenko kiriş teorisi için bileşik harekete ait hareket denklemleri elde edilmek istenirse yanal harekete ait (3.2.2.7a numaralı denklemde) herhangi bir değişiklik söz konusu olmaz. Bununla birlikte ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre elde edilen (3.2.2.7b) numaralı hareket denkleminde altı çizili terim sıfırdır. Rayleight kiriş teorisine ait yanal eksendeki hareket denklemini

$$\frac{\partial^2}{\partial^2} [EI(x)] \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} - I_z(x) \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho A \frac{\partial^2}{\partial t^2} [v(x,t) - \bar{z}\phi(x,t)] = 0 \quad (3.2.2.8a)$$

ve ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre hareket denklemini ise

$$GJ \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial x^2} - I_s \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial t^2} + \rho A \bar{z} \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (3.2.2.8b)$$

olarak elde edilir. Eğer Euler- Bernoulli kiriş teorisi için bileşik harekete ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre elde edilen (3.2.2.8b) numaralı hareket denkleminde herhangi bir değişiklik söz konusu olmaz. Bununla birlikte yanal harekete ait (3.2.2.8a) numaralı denkleminde altı çizili terim sıfırdır.

İnce cidarlı kiriş teorisine ait yanal eksendeki hareket denklemini

$$\frac{\partial^2}{\partial^2} [E^* I(x)] \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} - I_z(x) \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho A \frac{\partial^2}{\partial t^2} [v(x,t) - \bar{z}\phi(x,t)] = 0 \quad (3.2.2.9a)$$

ve ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre hareket denklemini ise [165]

$$G^* J \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial x^2} - I_s \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial t^2} + \rho I_\omega(x) \frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial t^2 \partial x^2} + \rho A(x) \bar{z} \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} - E^* I_\omega \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial x^4} = 0 \quad (3.2.2.9b)$$

olarak elde edilir. Burada E^* ve G^* poisson oranına bağlı elastisite ve kayma modülleridir.

Yukarıda kiriş teorileri için elde edilen bileşik hareket denklemlerinden faydalanılarak yalın eğilme ve yalın burulma için hareket denklemleri elde edilir. Bileşik hareket denklemlerinde $\bar{z} = 0$ için hareket denklemleri (coupled) bileşik durumundan yalın burulma ve yalın eğilme durumuna geçer. Diğer bir deyişle birbirinden bağımsız iki ayrı denklem elde edilir.

(3.2.2.5) numaralı denklemde $\bar{z} = 0$ değeri için, düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine ait yanal eksenindeki hareket denklemi

$$\frac{\partial^2}{\partial^2} [EI(x)] \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} - \left[I_z(x) + \rho \frac{EI(x)}{KG} \right] \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho A \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\rho I_z(x)}{KG} \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial t^4} = 0 \quad (3.2.2.10a)$$

ve ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre hareket denklemi ise (3.2.2.6) numaralı denklemde $\bar{z} = 0$ değeri için

$$GJ \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} - I_c \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} - EI_\omega \frac{\partial^4 \phi}{\partial x^4} + \rho I_\omega \frac{\partial^4 \phi}{\partial x^2 \partial t^2} = 0 \quad (3.2.2.10b)$$

olarak elde edilir. Düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisine ait yanal eksenindeki hareket denklemi

$$\frac{\partial^2}{\partial^2} [EI(x)] \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} - \left[I_z(x) + \rho \frac{EI(x)}{KG} \right] \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho A \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\rho I_z(x)}{KG} \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial t^4} = 0 \quad (3.2.2.11a)$$

ve ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre hareket denklemi ise

$$GJ \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial x^2} - I_c \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial t^2} - \left(EI_\omega \frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial x^4} \right) = 0 \quad (3.2.2.11b)$$

olarak elde edilir. Eğer Timoshenko kiriş teorisi için bileşik harekete ait hareket denklemleri elde edilmek istenirse yanal harekete ait herhangi bir değişiklik söz konusu olmaz. Bununla birlikte ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre elde edilen (3.2.2.11b) numaralı hareket denkleminde altı çizili terim sıfırdır.

Rayleigh kiriş teorisine ait yanal eksenindeki hareket denklemi

$$\frac{\partial^2}{\partial^2} [EI(x)] \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} - I_z(x) \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho A \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (3.2.2.12a)$$

ve ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre hareket denklemi ise

$$GJ \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial x^2} - I_c \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (3.2.2.12b)$$

olarak elde edilir. Eğer Euler- Bernoulli kiriş teorisi için bileşik harekete ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre elde edilen (3.2.2.12b) numaralı hareket denkleminde herhangi bir değişiklik söz konusu olmaz. Bununla birlikte yanal harekete ait (3.2.2.12a) numaralı denkleminde altı çizili terim sıfırdır.

İnce cidarlı kiriş teorisine ait yanal eksendeki hareket denklemi

$$\frac{\partial^2}{\partial^2} [E^* I(x)] \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} - I_z(x) \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial^2 x \partial^2 t} + \rho A \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (3.2.2.13a)$$

ve ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre hareket denklemi ise

$$G^* J \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial x^2} - I_c \frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial t^2} - E^* I_\omega \frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial x^4} + \rho I_\omega \frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} = 0 \quad (3.2.2.13b)$$

olarak elde edilir. Burada $E^* = \frac{E}{1-\nu^2}$ olarak tanımlanmıştır.

Kiriş teorilerine ait denklemlerin toplu halde gösterilmesi için Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine ait (3.2.2.5) numaralı denklemle verilen yanal eksendeki bileşik hareket denklemi A^* ve B^* katsayılarına bağlı olarak, (3.2.2.6a) numaralı denklemle verilen boyuna eksendeki hareket denklemi ise C^* ve D^* katsayılarına bağlı olarak yeniden yazılmıştır.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2}{\partial^2} [EI(x)] \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial x^2} - \left[B^* I_z(x) + A^* \rho \frac{EI(x)}{KG} \right] \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + A^* \rho \frac{EI \bar{z}}{KG} \frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho A \frac{\partial^2}{\partial t^2} [v(x,t) - \bar{z} \phi(x,t)] \\ & + A^* \frac{\rho I_z(x)}{KG} \frac{\partial^4}{\partial t^4} [v(x,t) - \bar{z} \phi(x,t)] = 0 \end{aligned} \quad (3.2.2.14a)$$

Burada $A^* = 1$ ve $B^* = 1$ olarak alınırsa; düzeltilmiş Timoshenko ve Timoshenko kiriş teorisine ait yanal eksendeki bileşik hareket denklemi, $A^* = 0$ ve $B^* = 1$ olarak alınırsa, Rayleight kiriş teorisine, eğer $A^* = 0$ ve $B^* = 1$ için elastisite ve kayma modülleri poisson oranına bağlı olarak alınırsa ince cidarlı kiriş teorisine ait yanal

eksendeki hareket denklemleri, $A^*=0$ ve $B^*=0$ için ise Euler- Bernoulli kiriş teorisine ait yanal eksendeki hareket denklemi elde edilmiş olur.

$$GJ \frac{\partial^2 \phi(x, t)}{\partial x^2} - I_s \frac{\partial^2 \phi(x, t)}{\partial t^2} + C^* I_\omega(x) \frac{\partial^4 \phi(x, t)}{\partial t^2 \partial x^2} + \rho A(x) \bar{z} \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} - D^* EI_\omega \frac{\partial^4 \phi(x, t)}{\partial x^4} = 0 \quad (3.2.2.14b)$$

Yukarıda verilen denklemde, $C^*=1$, $D^*=1$ ve elastisite ve kayma modülleri poisson oranına bağlı olarak alınır. İnce cidarlı kiriş teorisine ait, $C^*=0$ ve $D^*=1$ için düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisine ait ve son olarak $C^*=0$ ve $D^*=0$ için ise Timoshenko, Rayleight ve Euler-Bernoulli kiriş teorilerine ait boyuna eksendeki bileşik hareket denklemleri elde edilmiş olur. Yukarıda verilen ve açıklamaları yapılan (3.2.2.14a) numaralı denklemde $\bar{z} = 0$ olarak alınır, yalın eğilme hareketine ait, (3.2.2.14b) numaralı denklemde ise $\bar{z} = 0$ olarak alınır, yalın burulma hareketine ait denklemler elde edilir. Timoshenko ve Euler-Bernoulli kirişlerinin eğilme teorilerine ait katsayılara bağlı bir çalışmada literatürde yer almaktadır [157]. Bu çalışmada klasik elastisite teorisi ile birlikte klasik olmayan boyuna gerilme tanımı yardımıyla modelleme yapılmıştır.

4. GEMİ GÖRDERİNİN SERBEST TİTREŞİM ANALİZİ

Bu bölümde modellenen gemi kirişine ait antisimetrik hareket denklemleri kullanılarak model gemi kirişi için titreşim analizi yapılmış, ortogonalite şartları ve asal modlar elde edilmiştir. Gemiye temsilen (ince cidarlı kiriş olarak) modellenen kirişin boşlukta (vakumlu ortamda) serbest titreşim hareketi incelenirken, serbest titreşime sadece kendi ağırlığının neden olduğu düşünülür, ve kirişe etkiyen tüm dış kuvvetler ile sönüm kuvvetlerinin etkisi ihmal edilir. Literatürde Timoshenko, düzeltilmiş Timoshenko ve Vlasov kiriş [12, 39, 110, 128] teorilerine ait serbest titreşim analizi ve asal modların elde edilmesine yönelik çalışmalar mevcut olup, bu çalışmada söz konusu kiriş teorilerine ait sonuçlar verilmemiştir.

Serbest titreşim hareketi yapan kirişin herhangi bir t anında her x noktasında iki tane bilinmeyen vardır. Bunlardan biri yerdeğiştirme diğeri ise dönme açısıdır. Herhangi bir r . inci moda ait yerdeğiştirme ve dönme,

$$v_s(x, t) = v_{sr}(x) \sin \Omega_r t \quad (4.1a)$$

$$\phi(x, t) = \phi_r(x) \sin \Omega_r t \quad (4.1b)$$

olarak ifade edilebilir [4, 12, 39]. Burada Ω_r , hareketin r .inci moduna ait doğal frekansıdır. Ayrıca serbest titreşim hareketi yapan kirişe ait kesme kuvvetleri, eğilme momentleri ve toplam burulma momentleride, herhangi bir r .inci mod için benzer şekilde yazılabilir.

$$\left. \begin{aligned} Q_i &= Q_{ri}(x) \sin \Omega_r t \\ M_i &= M_{ri}(x) \sin \Omega_r t \\ T &= T_r(x) \sin \Omega_r t \end{aligned} \right\} \quad i = y, z \quad (4.2)$$

İnce cidarlı kiriş teorisine ait hareket denklemlerinde (4.1) numaralı eşitlik kullanılırsa adi diferansiyel denklem takımı elde edilir.

$$\left[E^*I(x)\right]\frac{d^4v_r(x)}{dx^4} + \Omega_r^2 I_z(x)\frac{d^2v_r(x)}{dx^2} - \Omega_r^2 \rho A[v_r(x) - \bar{z}\phi_r(x)] = 0 \quad (4.3)$$

$$G^*J\frac{d^2\phi_r(x)}{dx^2} + \Omega_r^2 I_s\phi_r(x) - \Omega_r^2 \rho I_\omega(x)\frac{d^2\phi_r(x)}{dx^2} - \Omega_r^2 \rho A\bar{z}v_r(x) - E^*I_\omega\frac{d^4\phi_r(x)}{dx^4} = 0 \quad (4.4)$$

Yukarıda verilen (4.3-4) numaralı adi diferansiyel denklemlerinin çözümü

$$\begin{aligned} v_r(x) &= v_r e^{\lambda x} \\ \phi_r(x) &= \phi_r e^{\lambda x} \end{aligned} \quad (4.5)$$

olarak seçilir ve bilinmeyenler arasında,

$$\frac{v_r}{\phi_r} = -\frac{D}{C} = -\frac{B}{A} \quad (4.6)$$

ilişkisi göz önüne alınırsa, sisteme ait çözüm elde edilir. Burada

$$\begin{aligned} A &= E^*I\lambda^4 + \Omega_r^2 I_z \lambda^2 - \mu \Omega_r^2 \\ B &= \mu \bar{z} \Omega_r^2 \end{aligned} \quad (4.7)$$

$$C = -\mu \bar{z} \Omega_r^2$$

$$D = -E^*I_\omega \lambda^4 + G^*J\lambda^2 + I_s \Omega_r^2 - \rho \Omega_r^2 I_\omega \lambda^2$$

olarak alınmıştır. Denklemlerin sıfırdan farklı çözümü ancak katsayılar matrisinin sıfıra eşit olması durumunda mümkündür.

$$\begin{vmatrix} A & B \\ C & D \end{vmatrix} = 0 \quad (4.8)$$

Homojen denklem eşitliğinin karakteristik denklemi ise

$$\begin{aligned} E^*I\lambda^8 + \{C_1\Omega_r^2 I_z - E^*I\lambda^4 + C_1\Omega_r^2 I_\rho\}\lambda^6 - \{C_1\mu\Omega_r^2 + C\Omega_r^2 I_z + E^*I_s\Omega_r^2 - \rho I_\omega I_z \Omega_r^2\}\lambda^4 \\ - \{I_z I_s \Omega_r^4 - C\mu\Omega_r^2 + \rho\mu\Omega_r^4 I_\omega\}\lambda^2 + \{I_s\mu - \mu^2 \bar{z}^2\}\Omega_r^4 = 0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

olarak elde edilir. 8.dereceden λ özdeğerine bağlı karakteristik denklemde, herhangi bir r.inci asal moda ait genel çözüm,

$$\begin{aligned}
v_r(x) &= \sum_{i=1}^8 (v_r)_i e^{\lambda_i x} \\
\phi_r(x) &= \sum_{i=1}^8 (\phi_r)_i e^{\lambda_i x}
\end{aligned}
\tag{4.10}$$

olarak ifade edilebilir. Burada 8 tane bağımsız $(v_r)_i$ bilinmeyeni ile λ 'ya bağlı Ω_r bilinmeyeni ve (4.6) denklemi ile normalize edilen ϕ_r değeri mevcuttur. Dolayısıyla (4.11)'de sunulan sınır şartlarında yardımı ile 8 tane bağımsız $(v_r)_i$ bilinmeyeni elde edilir.

$$\begin{aligned}
v_r''(x) &= 0 \\
I_z \Omega_r^2 v_r'(x) + EI v_r''(x) &= 0 \\
C \phi_r'(x) - C_1 \phi_r''(x) &= 0 \\
\phi_r''(x) &= 0
\end{aligned}
\tag{4.11}$$

Benzer işlemler Düzeltilmiş ince, Düzeltilmiş Timoshenko, Timoshenko, Rayleigh ve Euler-Bernoulli kirişleri içinde yapılırsa kiriş teorilerine ait karakteristik denklemler elde edilir. Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine ait karakteristik denklem aşağıda sunulmuştur.

$$\begin{aligned}
&EIC_1 \lambda^8 + \left\{ C_1 \Omega_r^2 \left[I_z + \frac{EI\mu}{kAG} \right] - EIC + C_1 \rho I_s \right\} \lambda^6 \\
&+ \left\{ C_1 \mu \Omega_r^2 \left[\frac{I_z \Omega_r^2}{kAG} - 1 \right] - [C \Omega_r^2 - \rho I_\omega \Omega_r^4] \left[I_z + \frac{EI\mu}{kAG} \right] - EI I_s \Omega_r^2 \right\} \lambda^4 \\
&+ \left\{ [C \mu \Omega_r^2 + \mu \rho I_\omega \Omega_r^4] \left[1 - \frac{I_z \Omega_r^2}{kAG} \right] - I_s \Omega_r^4 \left[I_z + \frac{EI\mu}{kAG} \right] + \frac{EI \mu^2 \bar{z}^2}{kAG} \Omega_r^4 \right\} \lambda^2 \\
&+ \left\{ I_s \mu \Omega_r^4 \left[1 - \frac{I_z \Omega_r^2}{kAG} \right] - \mu^2 \bar{z}^2 \Omega_r^4 \left[1 - \frac{I_z \Omega_r^2}{kAG} \right] \right\} = 0
\end{aligned}
\tag{4.12}$$

4.1. Ortogonalite Şartları

İki veya daha fazla serbestlik derecesine sahip sistemlerin, asal modları ortogonaldır. Bu ortogonalite prensibi olarak bilinir. Söz konusu asal modların birbirine dik, iki doğrultuda titreşimlerini ifade eden bu önemli özellik, doğal frekansların bulunmasında büyük kolaylık sağlar. Üçten fazla serbestlik derecesine sahip sistemlerde, asal modlar birbirlerine dik olmamalarına rağmen, ortogonalite prensibi yine geçerlidir [51].

Bu bölümde gemi görderinin antisimetrik titreşim şekline bağlı olarak her bir harekete ait ortogonalite şartları elde edilmiştir. Ortogonalite şartları elde edilirken, sınır şartlarından yararlanılmış, kiriş uçlarında kesme kuvvetleri ve momentlerin olmadığı göz önünde bulundurulmuştur.

Gemi görderinin antisimetrik serbest titreşim hareketine ait (3.2.1.27) ve (3.2.1.30) numaralı denklemler yeniden düzenlendiğinde;

$$-\Omega_r^2 \mu \left(v_{sr} - \bar{z} \phi_r \right) = -\Omega_r^2 (\rho J_z \theta_{zr})' - (E \rho J_z v_{sr}'')'' \quad (4.1.1)$$

$$-\Omega_r^2 I_\phi + \Omega_r^2 \mu \left(\bar{z} v_{sr} - \bar{z}^2 \phi_r \right) + \Omega_r^2 (\rho J_\omega \phi_r)' = (G \rho J_d \phi_r)' - (E J_\omega \phi_r'')'' \quad (4.1.2)$$

olarak elde edilir. Ortogonalite koşulları elde edilirken, herhangi bir s.inci moda ait yerdeğiştirme bileşenleri ile dönme açısından faydalanılır, ara işlemler yapılır ve sınır koşulları gözönünde bulundurulur. Bu amaçla, sırayla, (4.1.1) numaralı denklem v_{ss} , ve (4.1.2) numaralı denklem ϕ_s ile çarpılıp, kiriş (gemi görderi) boyunca integralleri alınır.

$$-\Omega_r^2 \mu \int_0^l (v_{sr} - \bar{z} \phi_r) v_{ss} dx = -\Omega_r^2 \int_0^l (\rho J_z \theta_{zr})' v_{ss} dx - \int_0^l (E \rho J_z v_{sr}'')'' v_{ss} dx \quad (4.1.3)$$

$$\begin{aligned} & -\Omega_r^2 I_\phi \int_0^l \phi_r \phi_s dx + \Omega_r^2 \mu \int_0^l \left(\bar{z} v_{sr} \right) \phi_s dx + \Omega_r^2 \int_0^l (\rho J_\omega \phi_r)' \phi_s dx \\ & = \int_0^l ((G \rho J_d \phi_r)' - (E J_\omega \phi_r'')'') \phi_s dx \end{aligned} \quad (4.1.4)$$

İki ucu da serbest olan kirişin sınırlarında kesme kuvveti, eğilme momenti, bimoment ve toplam burulma momenti sıfıra eşittir. Bu sınır şartları herhangi bir r. inci veya s.inci moda ait hareketler için de geçerlidir. Bu nedenle sınır koşulları aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_{yr} = Q_{zs} = M_{yr} = M_{zs} = B_{wr} = T_r = 0 \quad (4.1.5)$$

Yukarıda verilen integrallere kısmi integrasyon uygulanır ve sınır şartlarındanda faydalanılırsa, (4.1.3) numaralı denklem,

$$\left. \begin{aligned} -\Omega_r^2 \mu \int_0^1 (v_{sr} - \bar{z} \phi_r) v_{ss} dx &= -\Omega_r^2 \int_0^1 (\rho J_z \theta_{zr})' v_{ss} dx - \int_0^1 (E \rho J_z v_{sr}'') v_{ss} dx \\ -\Omega_r^2 \mu \int_0^1 (v_{sr} - \bar{z} \phi_r) v_{ss} dx &= \Omega_r^2 \int_0^1 (\rho J_z \theta_{zr}) v_{ss}' dx - \int_0^1 (E \rho J_z v_{sr}'') v_{ss}' dx \end{aligned} \right\} \quad (4.1.6)$$

(4.1.4) numaralı denklem,

$$\left. \begin{aligned} -\Omega_r^2 I_s \int_0^1 \phi_r \phi_s dx + \Omega_r^2 \mu \int_0^1 (\bar{z} v_{sr}) \phi_s dx + \Omega_r^2 \int_0^1 (\rho J_\omega \phi_r') \phi_s dx &= \\ \int_0^1 ((G \rho J_d \phi_r') - (E \rho J_\omega \phi_r'')) \phi_s dx & \\ -\Omega_r^2 I_s \int_0^1 \phi_r \phi_s dx + \Omega_r^2 \mu \int_0^1 (\bar{z} v_{sr}) \phi_s dx - \Omega_r^2 \int_0^1 (\rho J_\omega \phi_r') \phi_s' dx &= \\ - \int_0^1 ((G \rho J_d \phi_r') \phi_s' - (E \rho J_\omega \phi_r'') \phi_s'') dx & \end{aligned} \right\} \quad (4.1.7)$$

formuna dönüşür. Yukarıda elde edilen eşitliklerde r ve s indislerinin yerleri değiştirilirse elde edilecek sonuçların benzer yapıda olacağı aşikardır.

$$-\Omega_s^2 \mu \int_0^1 (v_{ss} - \bar{z} \phi_s) v_{sr} dx = \Omega_s^2 \int_0^1 (\rho J_z \theta_{zs}) v_{sr}' dx - \int_0^1 (E \rho J_z v_{ss}'') v_{sr}' dx \quad (4.1.8)$$

$$\left. \begin{aligned} -\Omega_s^2 I_s \int_0^1 \phi_s \phi_r dx + \Omega_s^2 \mu \int_0^1 \bar{z} v_{ss} \phi_r dx - \Omega_s^2 \int_0^1 (\rho J_\omega \phi_s') \phi_r' dx &= \\ - \int_0^1 (G \rho J_d \phi_s' \phi_r' - (E \rho J_\omega \phi_s'') \phi_r'') dx & \end{aligned} \right\} \quad (4.1.9)$$

r. ve s. modlara ait elde edilen denge denklemleri birbirinden çıkartılıp, gerekli düzenlemeler yapılırsa ortogonalite koşulları sağlanır. (4.1.8) Numaralı denklemden (4.1.6) numaralı denklemi çıkartırsak;

$$(\Omega_r^2 - \Omega_s^2) \mu \int_0^l v_{ss} v_{sr} dx - \Omega_r^2 \mu \int_0^l \bar{z} \phi_r v_{ss} dx + \Omega_s^2 \mu \int_0^l \bar{z} \phi_s v_{sr} dx = \Omega_s^2 \int_0^l (\rho J_z \theta_{zs}) v'_{sr} dx - \Omega_r^2 \int_0^l (\rho J_z \theta_{zr}) v'_{ss} dx \quad (4.1.10)$$

eşitliği oluşur. Bu eşitliğin sağ tarafındaki integraller sırasıyla alınır, sınırlarda momentlerin ve kesme kuvvetinin sıfır değerini alması da gözönünde bulundurulursa (4.1.10) denklemi daha basit bir formda yazılır.

$$(\Omega_r^2 - \Omega_s^2) \mu \int_0^l v_{ss} v_{sr} dx - \Omega_r^2 \mu \int_0^l \bar{z} \phi_r v_{ss} dx + \Omega_s^2 \mu \int_0^l \bar{z} \phi_s v_{sr} dx = (\Omega_s^2 - \Omega_r^2) \int_0^l \rho J_z v'_{zr} v'_{ss} dx \quad (4.1.11)$$

benzer biçimde, (4.1.9) numaralı denklemden (4.1.7) numaralı denklem çıkartılırsa ve gerekli ara işlemler yapıldığında aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$(\Omega_r^2 - \Omega_s^2) I \int_0^l \phi_s \phi_r dx - \Omega_r^2 \mu \int_0^l \bar{z} v_{sr} \phi_s dx + \Omega_s^2 \mu \int_0^l \bar{z} v_{ss} \phi_r dx + (\Omega_r^2 - \Omega_s^2) \int_0^l \rho J_\omega \phi'_s \phi'_r dx = 0 \quad (4.1.12)$$

Antisimetrik harekete ait birinci ortogonalite koşulu son denklem ile (4.1.11) numaralı denklemin toplanmasıyla elde edilir.

$$\left. \begin{aligned} & (\Omega_r^2 - \Omega_s^2) \int_0^l A dx = 0 \\ & A = \mu v_{sr} v_{ss} + I_s \phi_r \phi_s + I_z v'_{zr} v'_{ss} + I_\omega \phi'_r \phi'_s - \mu \bar{z} (v_{ss} \phi_r + v_{sr} \phi_s) \end{aligned} \right\} \quad (4.1.13)$$

İntegralin belli bir değer alması $r \neq s$ ise mümkündür. Başka bir deyişle;

$$\int_0^l \left\{ \mu (v_{sr} v_{ss}) + I_s \phi_r \phi_s + I_z v'_{sr} v'_{ss} \right\} dx + \int_0^l \left\{ I_\omega \phi'_r \phi'_s - \mu \bar{z} (v_{ss} \phi_r + v_{sr} \phi_s) \right\} dx = \int_0^l A dx = a_{rs} \delta_{rs} \quad (4.1.14)$$

olmaktadır. Burada δ_{rs} Kronecker delta fonksiyonudur ve

$$\delta_{rs} = \begin{cases} 0 & r \neq s \\ 1 & r = s \end{cases}$$

değerlerine sahiptir. I_z kütleli atalet momenti, I_ω ise kütleli sektörel atalet momentidir. $I_z \cong \rho J_z$ ve $I_\omega \cong \rho J_\omega$ olarak alınmıştır.

İkinci ortogonalite koşulunu elde etmek için tekrardan (4.1.6) numaralı denklem ele alınır ve,

$$-\Omega_r^2 \mu \int_0^l (v_{sr} - \bar{z} \phi_r) v_{ss} dx = \Omega_r^2 \int_0^l (\rho J_z \theta_{zr}) v'_{ss} dx + \int_0^l (E \rho J_z v''_{sr}) v'_{ss} dx \quad (4.1.15)$$

İnce cidarlı kiriş teoresinde tanımlanan $v'_s = \theta_z$ eşitlik yardımıyla (4.1.15) numaralı denklem aşağıdaki formuna döner.

$$-\Omega_r^2 \mu \int_0^l (v_{sr} - \bar{z} \phi_r) v_{ss} dx = \Omega_r^2 \int_0^l (\rho J_z \theta_{zr}) (\theta_{zs}) dx + \int_0^l (E \rho J_z \theta'_{zr}) (\theta'_{zs}) dx \quad (4.1.16)$$

Gerekli ara işlemler yapıp, sınır koşullarından yararlanıldığında yukarıdaki denklem

$$\Omega_r^2 \mu \int_0^l (v_{sr} - \bar{z} \phi_r) v_{ss} dx + \Omega_r^2 \int_0^l (\rho J_z \theta_{zr}) \theta_{zs} dx = \int_0^l (E \rho J_z \theta'_{zr}) \theta'_{zs} dx \quad (4.1.17)$$

şeklini alır. (4.1.17) ve (4.1.7) numaralı denklemler toplanırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\Omega_r^2 \left\{ \int_0^l \mu (v_{sr} v_{ss}) dx - \int_0^l \mu \bar{z} (\phi_r v_{ss} + \phi_s v_{sr}) dx + \int_0^l I \phi_r \phi_s dx + \int_0^l (I_z \theta_{zr} \theta_{zs}) dx + \int_0^l I_\omega \phi_r' \phi_s' dx \right\} =$$

$$\int_0^l E \rho J_z \theta_{zr}' \theta_{zs}' dx + \int_0^l G J_d \phi_r' \phi_s' dx + \int_0^l E \rho J_\omega \phi_r'' \phi_s'' dx \quad (4.1.18)$$

Yukarıdaki denklemde eşitliğin sol tarafını birinci ortogonalite koşulu ile karşılaştırırsak denklemin sol tarafındaki değerlerini aşağıdaki formda yazabilir ve böylece ikinci ortogonalite koşulunu elde ederiz.

$$\int_0^l \{ E \rho J_z \theta_{zr}' \theta_{zs}' + G \rho J_d \phi_r' \phi_s' + E \rho J_\omega \phi_r'' \phi_s'' \} dx = \Omega_r^2 a_{rs} \delta_{rs} \quad (4.1.19)$$

Bu durumda

$$\int_0^l \{ E \rho J_z \theta_{zr}' \theta_{zs}' + G \rho J_d \phi_r' \phi_s' + E \rho J_\omega \phi_r'' \phi_s'' \} dx = c_{rs} \delta_{rs} \quad (4.1.20)$$

Burada a_{rs} ve c_{rs} değerleri antisimetrik titreşim hareketi yapan kirişin, ince cidarlı kiriş teorisine göre birinci ve ikinci ortogonalite matrisleridir. Antisimetrik hareketler için elde edilen ortogonalite koşullarının yardımı ile gemi hareketlerinin rijit modları (hareketleri) elde edilebilir.

$$r = 0 \quad \text{için} \quad v_0 = 1 \quad \theta_0 = 0 = \phi_0$$

$$r = 1 \quad \text{için} \quad v_1 = 1 - \frac{x}{X} \quad \theta_1 = 0 = \phi_1$$

$$r = 2 \quad \text{için} \quad v_2 = z_s \quad \theta_2 = 0, \quad \phi_2 = 1$$

4.2. Asal Modların Bulunması

Asal mod şekillerini elde edebilmek için sayısal metodlara ihtiyaç vardır. Bu amaçla Prohl - Myklestad Sonlu Farklar Metodu, Bishop, Price ve Tam [106] ile Betts ve arkadaşları [107] tarafından kullanılmıştır. Daha sonraları Bishop, Price ve Temarel [12] metodu geminin antisimetrik titreşimlerini hesaplamakta kullanmışlardır. Bu

sayısal metodta tekne formu, çok sayıda kesite dilimlenerek ayrılır. Her bir kesitin kütlesi, kesitin ağırlık merkezinde yoğunlaşmış olarak kabul edilir ve kesitlerin birleşme noktalarındaki bağıntılar, kütlesi olmayan çubuklarla temsil edilir.

Gerek simetrik gerekse antisimetrik titreşim hareketi yapan gemi gördeline ait yerdeğıştirmeler ve dönme açıları, asal modların yerdeğıştirmelerinin ve dönme açılarının toplamı şeklinde ifade edilebilir.

$$\left. \begin{aligned} v(x, t) &= \sum_{r=0}^{\infty} p_r(t) v_r(x) \\ w(x, t) &= \sum_{r=0}^{\infty} p_r(t) w_r(x) \end{aligned} \right\} \quad (4.2.1a)$$

$$\left. \begin{aligned} \theta_y(x, t) &= \sum_{r=0}^{\infty} p_r(t) \theta_{yr}(x) \\ \theta_z(x, t) &= \sum_{r=0}^{\infty} p_r(t) \theta_{zr}(x) \\ \phi(x, t) &= \sum_{r=0}^{\infty} p_r(t) \phi_r(x) \end{aligned} \right\} \quad (4.2.1b)$$

Burada $p_r(t)$ r.inci asal koordinattır. Söz konusu kabul yardımı ile gemi gördelinin hem simetrik hem de antisimetrik titreşimine ait zorlanmış hareketleri incelenebilir. Yukarıda verilen (4.2.1) numaralı denklemlerin yardımı ile gemi kirişinde oluşan kesme kuvvetleri ve momentler,

$$Q_y(x, t) = -EI_z(x) \left[\sum_{r=0}^{\infty} v'''(x) p_r(t) + \beta_y(x) \sum_{r=0}^{\infty} v'''(x) \dot{p}_r(t) \right] \quad (4.2.2)$$

$$M_z(x, t) = E\rho J_z(x) \left[\sum_{r=0}^{\infty} v''(x) p_r(t) + \beta_z(x) \sum_{r=0}^{\infty} v''(x) \dot{p}_r(t) \right] \quad (4.2.3)$$

$$T = G\rho J_d \left[\sum_{r=0}^{\infty} \phi'_r(x) p_r(t) + \Gamma \sum_{r=0}^{\infty} \phi'_r(x) \dot{p}_r(t) \right] - E\rho J_{\omega} \sum_{r=0}^{\infty} \phi'''(x) p_r(t) \quad (4.2.4)$$

olarak elde edilir. Burada $\beta_{y,z}$ sönüm katsayı değerleridir.

Antisimetrik asal modların elde edilebilmesi için antisimetrik hareketlere ait denklemlerde, kayma şekil değışimleri ile yerdeğıştirmelerin (4.2.1) numaralı

denklemden verilen karşılıkları yazılır ve gemi en kesitinin sancak ve iskele bölümlerinin simetrikliği de göz önünde bulundurulduğunda,

$$\sum_{r=0}^{\infty} \mu (v_{sr} - \bar{z}\phi_r) \ddot{p}_r + \sum_{r=0}^{\infty} \{EI_z(x) [v'''_r p_r + \beta_y v'''_r \dot{p}_r]\}' = Y \quad (4.2.5)$$

$$\left\{ E\rho J_z(x) \left[\sum_{r=0}^{\infty} v''_r p_r + \beta_z(x) \sum_{r=0}^{\infty} v''_r \dot{p}_r \right] \right\}' - EI_z(x) \left[\sum_{r=0}^{\infty} v'''_r p_r + \beta_y(x) \sum_{r=0}^{\infty} v'''_r \dot{p}_r \right] - \sum_{r=0}^{\infty} I_z \theta_{zr} \ddot{p}_r = 0 \quad (4.2.6)$$

$$\sum_{r=0}^{\infty} \ddot{p}_r (\rho J_x \phi_r - \rho J_\omega \phi_r'') - \left\{ G\rho J_d \left[\sum_{r=0}^{\infty} \phi_r' p_r + \sum_{r=0}^{\infty} \Gamma \phi_r' \dot{p}_r \right] - \sum_{r=0}^{\infty} p_r E\rho J_\omega \phi_r''' \right\}' + \left\{ EI_z(x) \left[\sum_{r=0}^{\infty} p_r v''' + \beta_y(x) \sum_{r=0}^{\infty} \dot{p}_r v''' \right] \right\}' \bar{z} = K + \bar{z}Y \quad (4.2.7)$$

denklemleri elde edilir. Yukarıdaki denklemlerde sönüm katsayıları ve birim boya karşılık gelen yatay kuvveti ile yalpa momentleri dış kuvvet olarak ele alınmıştır. Serbest titreşim analizinde ortogonalite şartları elde edilirken izlenen yöntem, kuvvet etkisi altında antisimetrik titreşim içinde yapılırsa, asal modal elde edilir. Daha açık bir ifade ile (4.2.5) numaralı denklem s.inci moda ait yerdeğiştirme ile ve (4.2.7) numaralı denklem s.inci moda ait dönme açısı ile çarpılıp, gemi görderi boyunca integralleri alınır. Denklem eşitliklerinde ortaya çıkan kısmi integrasyonlar alınıp, sınır şartlarından yararlanılırsa,

$$\begin{aligned} & \sum_{r=0}^{\infty} \ddot{p}_r \int_0^l \mu v_{sr} v_{ss} dx - \sum_{r=0}^{\infty} \ddot{p}_r \int_0^l \mu (\bar{z}\phi_r v_{ss} + \bar{z}\phi_s v_{sr}) dx + \\ & \sum_{r=0}^{\infty} \ddot{p}_r \int_0^l (I_z \theta_{zr} \theta_{zs} + (\rho J_x) \phi_r \phi_s + \rho J_\omega \phi_r' \phi_s') dx \\ & + \sum_{r=0}^{\infty} \dot{p}_r \int_0^l \{E\rho J_z \beta_z \theta_{zr}' \theta_{zs}' + G\rho J_d \Gamma \phi_r' \phi_s'\} dx \\ & + \sum_{r=0}^{\infty} p_r \int_0^l \{E\rho J_z \theta_{zr}' \theta_{zs}' + E\rho J_\omega \phi_r'' \phi_s'' + G\rho J_d \phi_r' \phi_s'\} dx \\ & = \int_0^l (K + \bar{z}Y) \phi_s dx + \int_0^l Y v_{ss} dx \end{aligned} \quad (4.2.8)$$

denklemini elde edilir. Yukarıdaki denklem daha basit formda,

$$\sum (\ddot{p}_r a_{rs} + \dot{p}_r b_{rs} + p_r c_{rs}) = Z_s \quad (4.2.9)$$

şeklinde yazılabilir. Burada a_{rs} kuru modlara ait genelleştirilmiş kütle, b_{rs} kuru modlara ait genelleştirilmiş sönüm, c_{rs} ise kuru modlara ait genelleştirilmiş yapısal dayanımı Z_s ise dalga kuvvetini göstermektedir. Yukarıda gerek serbest titreşim analizinde elde edilen birinci ve ikinci ortagonalite matrislerinde, gerekse asal modlar için elde edilen (4.2.8) numaralı denklemde $\bar{z} = 0$ olarak ele alınırsa, yalın eğilme ve burulma titreşim analizlerine ait sonuçlar elde edilir.



5. GEMİNİN KİRİŞ OLARAK BİLGİSAYARDA MODELLENMESİ

Bu bölümde kiriş olarak modellenen gemiye ait doğal frekansların ve modal özelliklerin incelenmesinde kullanılmak üzere geliştirilen bilgisayar programının işlevliği, çalışması ve yapısı ile sonuç karşılaştırılmasında kullanılan ANSYS sonlu elemanlar paket programı hakkında genel bilgiler verilmektedir. Ayrıca geliştirilen bilgisayar programı yardımı ile sayısal çalışmalar yapılmaktadır.

5.1. Bilgisayar Programı Hakkında Bilgi

Geliştirilen bilgisayar programı boşlukta serbest titreşim hareketi yapan ince cidarlı kirişe ait doğal frekansları ve modal karakteristikleri hesaplamaktadır. Dolayısı ile yapısal sönüm ve dış kuvvetler ihmal edilmiş, diğer bir deyişle “Kuru Modlar” hesaplanmaya çalışılmıştır. Gemiye temsil eden kiriş, uzunluğunca bölünmüş ve sonlu farklar metodu yardımı ile;

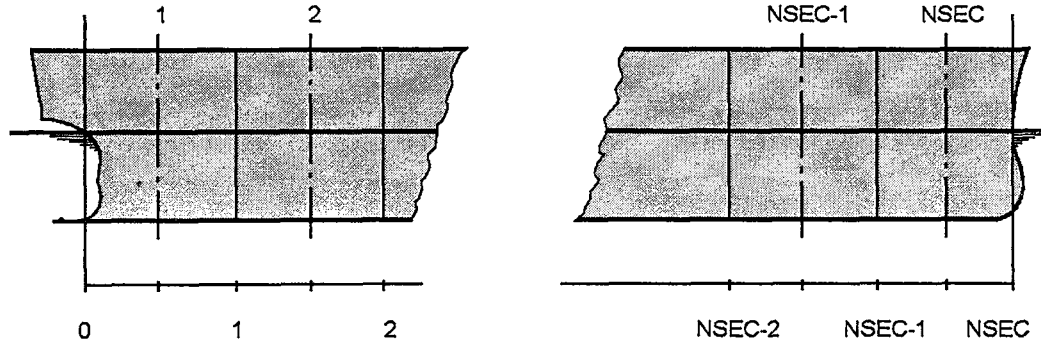
- Yalın eğilme
- Yalın burulma
- Yanal eğilme ve burulma bileşik hareketine

ait durumları incelenmiştir.

Önceki bölümlerde teorik formülasyonu verilen ve detaylı olarak irdelenen doğal frekansların bilgisayar programında nasıl hesaplandığı aşağıda ayrıntılı olarak sunulmuştur.

İncelenmek üzere seçilen gemi üniform olmayan kiriş olarak modellenmiş ve Şekil 5.1’de gösterildiği gibi dilimlenmiş, gerekli kodlamalar yapılarak sonlu farklar metodunun uygulanabilirliği sağlanmıştır. Modellemede, kiriş boyu geminin dikeyler arası boyu olarak alınmıştır ve kiriş boyunca eşit aralıklara bölünerek, eşit

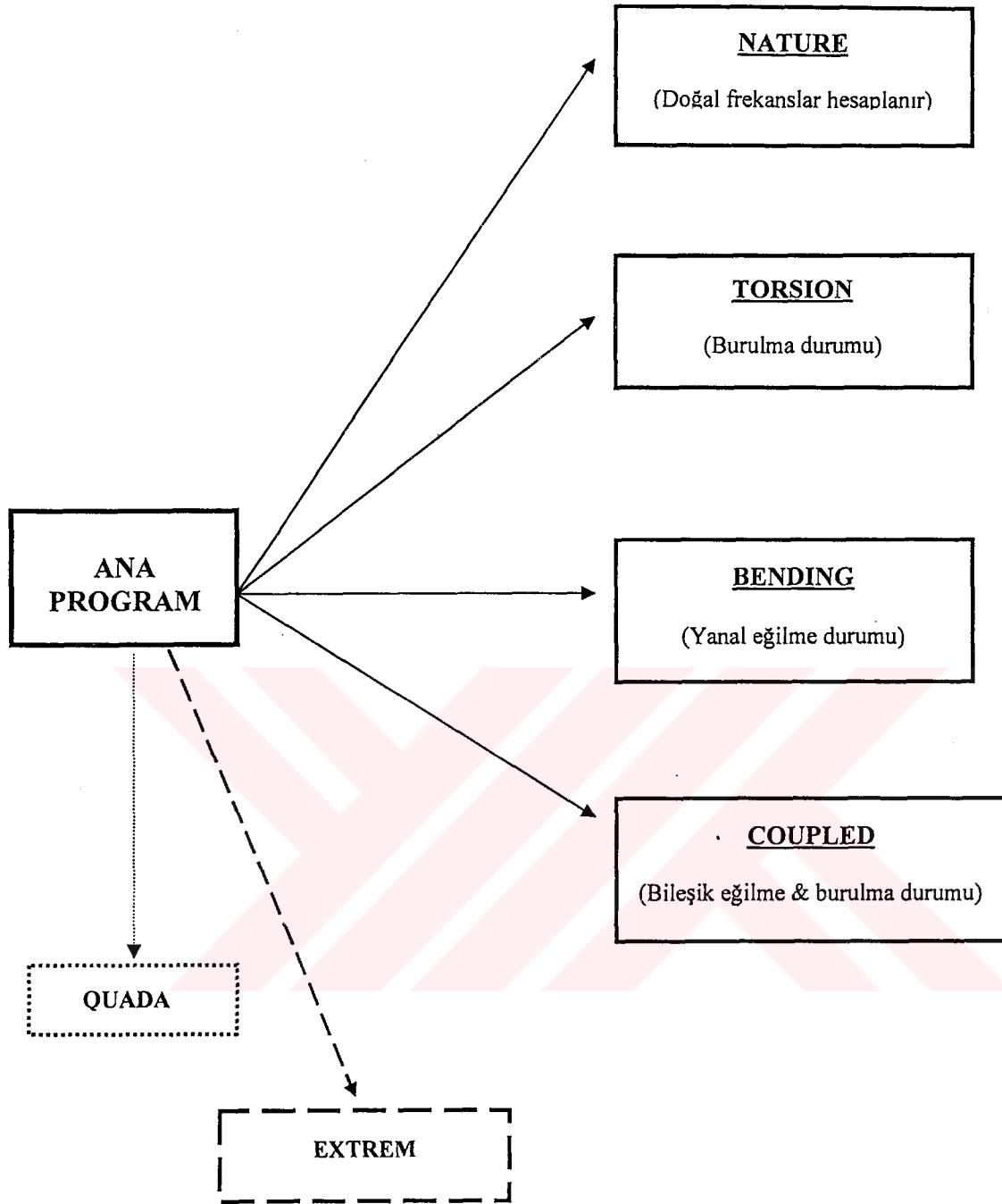
uzunluktaki kesitler elde edilmiştir. Şekil 5.1'den de anlaşılacağı üzere kesit numaraları, her kesitin ortasında, posta numaraları ise her kesitin sınırlarında belirtilmiştir.



Şekil 5.1 İncelenecek gemi için kiriş yaklaşımı ile modellenmesi

Seçilen geminin kiriş olarak modellenmesinde, her bir kiriş dilimine ait kütle değerleri kiriş ortalarına taşınmış, gemiye ait yapısal değerlerin bir kısmı modellenen gemi kirişinin ortasına bir kısmı ise sınırlarda temsil edilmiştir. Bu tür bir yaklaşım tarzı ile çözüm için seçilen sonlu farklar yönteminin uygulanabilirliğinin kolaylaştırılması da amaçlanmıştır.

İşlevsel akış mantığı daha önceki bölümlerde anlatılan teoriler üzerine kurulu bilgisayar programı Fortran 77 programlama dili kullanılarak hazırlanmış olup, Şekil 5.2a'da verildiği gibi programın genel yapısı 1 ana program, 5 alt program ve 1 fonksiyon programından oluşmaktadır. Ayrıca kaynak dosya halinde bulunan, matematiksel ifadelerde düzenlemeler ve hesaplamalar için Stanford Üniversitesi'nde özel olarak geliştirilmiş ve kolaylıklar sağlayan 6 NAGLIB kütüphane dosyası yardımı ile programda gerekli olan ara işlemler yapılabilir. Derleyici olarak FTN 77 kullanılmıştır. Söz konusu program ile hem üniform yüklü hemde üniform yüklü olmayan kirişlere ait antisimetrik hareketler incelenebilmektedir. Program ile uyum parametrelerinin etkisinde gözlenmektedir. Ayrıca programın Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko ve Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorileri için varyasyonları da bulunmaktadır.



Şekil 5.2a Program yapısı

Programın çalışma süresi, programın yüklendiği ve çalıştırıldığı bilgisayarın özelliklerine bağlı olduğu gibi, aynı zamanda derleyicinin niteliğine ve ayrıca da program tarafından kullanılacak olan datanın kapsamına bağlıdır. Program gerek kişisel bilgisayarlarda ve gerekse merkezi sisteme bağlı terminallerde çalışabilmektedir. Hazırlanan bilgisayar programında veriler (datalar) belirli bir düzene bağlı olarak birbirini izleyen gruplar halinde serbest formatla verilmiştir.

Geliştirilen bilgisayar programında kullanılan dizi değişkenlerin boyutları tayin edilirken kullanılan bilgisayarın kapasitesi ile seçilen derleyicinin sağladığı imkanlar göz önünde bulundurulmuş ve sınırlandırılmıştır. Programda sabit olarak girilen dizi boyutları gelecekte bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere bağlı olarak arttırılabilir. Halihazırda bazı dizi değerleri için boyut sınırlaması vardır. Programın çalışması sırasında olası hataların önceden önüne geçilebilmesi için hazırlanan programın bazı önemli noktalarına kontrol parametreleri konulmuş ve böylece oluşabilecek hata zincirlerinin yeri ve içeriğinin zamanında bulunabilmesi amaçlanmıştır. Veri dosyası hazırlanırken, bir takım sınırlamalar getirilmiş, bölünen kesit sayısı en fazla 50 olarak belirlenmiş, hesaplamalarda elde edilecek elastik mod sayısı ise en fazla 7 olarak kabul edilmiştir. Bu sınırları geçen değerlerde program hata mesajı vermekte, kullanıcıyı uyarmaktadır.

Hazırlanan data dosyası, programın çalışması esnasında okutulmuş ve böylece programın veri dosyasındaki değerleri doğru okuyup, okumadığı kontrol edilmiştir. Herhangi bir hata olmaksızın program çalıştığında sonuçlar belli bir formatta dosyalara yazılmakta, ve bu yeni açılan dosyalar bundan sonraki bölümlerde açıklanacak olan 'PIVOT' adlı programda veri dosyaları olarak kullanılmaktadır.

5.2. ANSYS Paket Programı

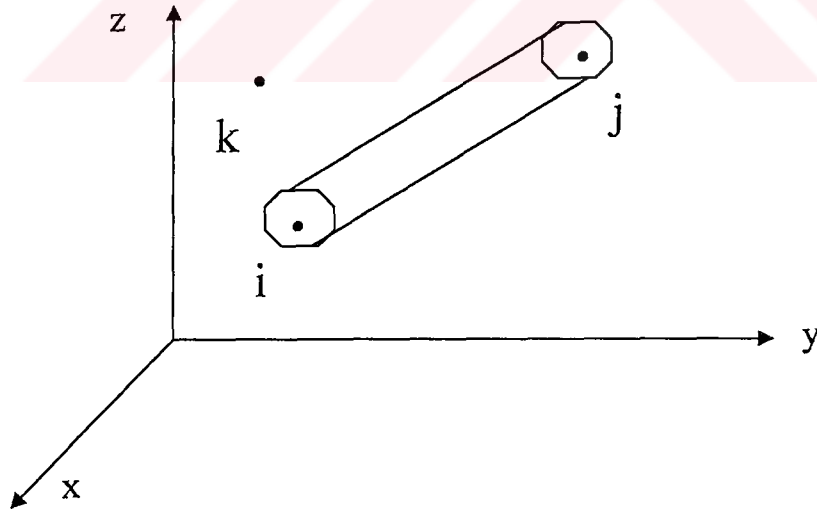
Bu tez çalışmasında, gemi yapısının kiriş modellemelerinde ANSYS sonlu elemanlar paket programından da yararlanılmıştır. Kullanılan (İTÜ'nün ilgili serverında yer alan V5.3) ANSYS programında seçilen kiriş elemanı BEAM 44'tür

Üç boyutlu ve simetrik olmayan elastik kiriş modellemeleri için uygun ve kullanılabilir olan Beam 44 kiriş elemanı, ANSYS V5.3'de yer alan diğer kiriş elemanlarından daha üstün özelliğe sahiptir. Üniversitemizin ilgili serverinde bulunan, eğitim amaçlı kullanılan ve bu bağlamda işlevselliği sınırlı olan ANSYS V5.3 sonlu elemanlar paket programında yer alan diğer kiriş elemanları ve kiriş elemanının (modelleme) özellikleri aşağıda verilmiştir.

- Beam3 : İki boyutlu elastik kiriş
- Beam4 : Üç boyutlu elastik kiriş

- Beam23 : İki boyutlu plastik kiriş
- Beam24 : Üç boyutlu ince cidarlı plastik kiriş
- Beam54 : İki boyutlu elastik, simetrik olmayan kiriş
- Beam161 : Explicit üç boyutlu kiriş (DYNA-3D)

Beam 44 kiriş elemanı 6 serbestlik derecesine sahiptir. Bunlar kiriş elemanın uçlarında yeralan ve kartesyen koordinat sistemine göre (x, y, z) yer değiştirme ve dönmedir. Beam 44 kiriş elemanı ile eğilme, burulma ve gerilme özellikleri hesaplanabilmektedir. Çarpılma etkisi ihmal edilmiştir. Kiriş elemanın asal eksenini en kesitin merkezinden geçmektedir ve x eksenini kiriş boyuna paraleldir. Kesme yer değiştirme etkisi opsiyonaldır. ANSYS sonlu elemanlar paket programının kullanımı, uygulama alanları, eleman özellikleri ile ilgili daha ayrıntılı bilgiler, programın kullanım kitabında yer almakta olup, burada verilmemiş, tezde sonuç karşılaştırması için seçilen ve Şekil 5.2b’de gösterilen Beam 44 kiriş elemanına ait genel bilgiler sunulmuştur. Paket program kullanılırken ilgili örneklere ait Batch dosyaları hazırlanmış ve modal analiz ile sonuç elde edilmiştir.



Şekil 5.2b Beam 44 elemanı

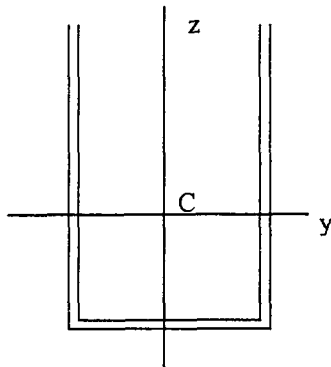
5.3. Sayısal Çalışma

Bir mühendislik probleminin modellenmesinde verilerin en doğru biçimde kullanılması sonuçların gerçekliğe yakınlık derecesini arttırmakta, diğer bir deyişle modellemenin kabul edilebilirliğini güçlendirmektedir. Bununla birlikte yapılan kabullerin çok iyi değerlendirilmesi, problemin çözümünde geçerlilik bölgesinin belirlenmesi, sınırların çizilmesi de çok önemlidir. Yukarıda belirtilen hususlar çözümü birçok veriye bağlı, çok parametrelili çalışmalarda gözönünde tutulmalıdır. Sunulan matematik modelin geçerliliği, doğal frekans değerleri ve titreşim modları açısından açık literatürde yeralan gerek analitik sonuçlar ile gerekse ANSYS sonlu elemanlar paket programının sonuçları ile karşılaştırılmalar yapılarak verilmiş, benzerlik veya farklılıkların nedenleri ortaya konmuştur. Ayrıca, ilgili bölümlerde teorisi detaylı olarak verilen uyum parametrelerinin etkisi geliştirilen bilgisayar programları yardımı ile incelenmiştir.

5.3.1. Model gemi (kiriş) yapısal datası

Bu tez çalışmasında verilen teorik bilgilerin uygulaması yapılırken ilk önce hazırlanan bilgisayar programının çalışması, sonuçlarının doğruluk derecesinin kontrolü ve matematiksel modelin uygulanabilirliğinin araştırılmasına ihtiyaç duyulmuş (Adım 1), daha sonrada muhtemel gemi model (açık ve kapalı) en kesitleri gözönünde tutularak, farklı kiriş teorileri için sonuçlar elde edilmiş (Adım 2) ve son olarakta uyum parametrelerinin etkisi (Adım 3) araştırılmıştır. Özetle sunulan bu tez araştırmasında yapı dinamiğine ait sayısal çalışmalar üç adımda ele alınmıştır.

ADIM 1: Adım 1 olarak adlandırılan bu çalışmada amaç hazırlanan bilgisayar programının uygulanabilirliğini araştırmaktır. Bu bağlamda ilk çalışma olarak; ince



Sekil 5.3 Model 1'e ait en kesit

cidarlı kiriş teorisi için geliştirilen bilgisayar programının sonuç kontrolü doğal frekanslar bazında yapılmıştır. Açık literatürde ince cidarlı kiriş teorisi ile incelenen [128] açık en kesitli örnek kiriş modeli sayısal çalışma için seçilmiştir. Bu tez çalışmasında Model 1 olarak isimlendirilen kiriş modeline ait yapısal parametreler Tablo 5.1’de, en kesit resmi ise Şekil 5.3’de verilmiştir. Seçilen kiriş modeli üniform sandık kiriş olarak modellenmiş ve kaimeler arası boyu 20 eşit parçaya bölünmüştür, dolayısıyla her bir kiriş parçasına ait yapısal parametreler aynı değere sahiptir.

Tablo 5.1 Model 1 için yapısal parametreler

Açık En Kesitli Model		Kaynak No: [128]
L : Gemi (kiriş) boyu	L = 1.016 m	
E: Elastisite modülü	E= 68.9x10 ⁶ kN/m ²	
G: Kesme modülü	G= 26.18x10 ⁶ kN/m ²	
C: Burulma rijitliği	C= 1.4189x10 ⁻⁴ kNm ²	
C _ω : Çarpılma rijitliği	C _ω = 5.9388x10 ⁻⁶ kNm ⁴	
J _d : Burulma sabiti	J _d = 5.4197x10 ⁻¹² m ⁴	
J _ω : Sektörel atalet momenti	J _ω = 8.6069x10 ⁻¹⁴ m ⁶	
J _z : Ağırlık merkezinden geçen düşey eksene ait atalet momenti	J _z = 1.4102x10 ⁻⁹ m ⁴	
J _y : Ağırlık merkezinden geçen yatay eksene ait atalet momenti	J _y = 2.7751x10 ⁻⁹ m ⁴	
I _s : Kayma merkezinden geçen boyuna eksene ait kütleli atalet momenti	I _s = 6.1001x10 ⁻⁸ tm	
ρ: Yoğunluk	ρ= 2.597 t/m	
μ: Birim boya karşılık gelen kütle	μ= 1.0472x10 ⁻⁴ t/m	
ν: Poisson oranı	0.316	
KA: Kesme rijitliği	KA= 2.0161x10 ⁻⁵ m ²	
$\bar{z}$: Ağırlık merkezi ile kesme merkezi arasındaki uzaklık	$\bar{z}$ = -0.02187 m	
En kesitin ;Yüksekliği 25.4 mm, Genişliği 12.7 mm, Kalınlığı 0.635mm		

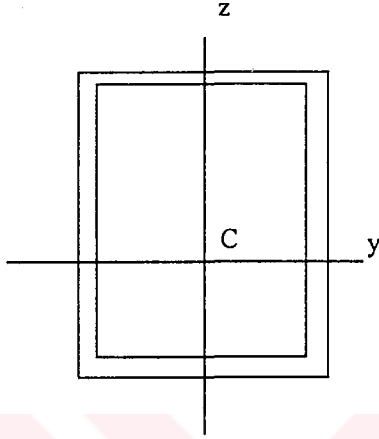
Adım 1'e ait ikinci bir çalışma, açık literatürde düzeltilmiş Timoshenko kirişi olarak modellenen [12] ve bu çalışmada Model 2 olarak isimlendirilen kapalı en kesitli örnek kiriş için yapılmıştır. Üniform gemi kiriş modellemesi olan Model 2'nin literatürde ince cidarlı kiriş modellemesine ait sonuçları da mevcuttur [128].

Tablo 5.2 Model 2 için yapısal parametreler

Kapalı En Kesitli Model (Gemi En Kesiti)	
Kaynak No:[12],[128]	
L : Gemi (kiriş) boyu	L = 208 m
E: Elastisite modülü	E= 207x10 ⁶ kN/m ²
G: Kesme modülü	G= 82.8x10 ⁶ kN/m ²
C: Burulma rijitliği	C= 1.893x10 ¹⁰ kNm ²
C _ω : Çarpılma rijitliği	C _ω = 12.812x10 ¹² kNm ⁴
J _d : Burulma sabiti	J _d = 2.286x10 ² m ⁴
J _ω : Sektörel atalet momenti	J _ω = 6.189x10 ⁴ m ⁶
J _z : Ağırlık merkezinden geçen düşey eksene ait atalet momenti	J _z = 618.66 m ⁴
J _y : Ağırlık merkezinden geçen yatay eksene ait atalet momenti	J _y = 2043.47 m ⁴
I _s : Kayma merkezinden geçen boyuna eksene ait kütleli atalet momenti	I _s = 2.17x10 ⁴ tm
ρ: Yoğunluk	ρ= 7.83 t/m
ν: Poisson oranı	ν= 0.3
μ: Birim boya karşılık gelen kütle	μ= 214 t/m
KA: Kesme rijitliği	KA= 1.36 m ²
$\bar{z}$: Ağırlık merkezi ile kesme merkezi arasındaki uzaklık	$\bar{z}$ = -2 m

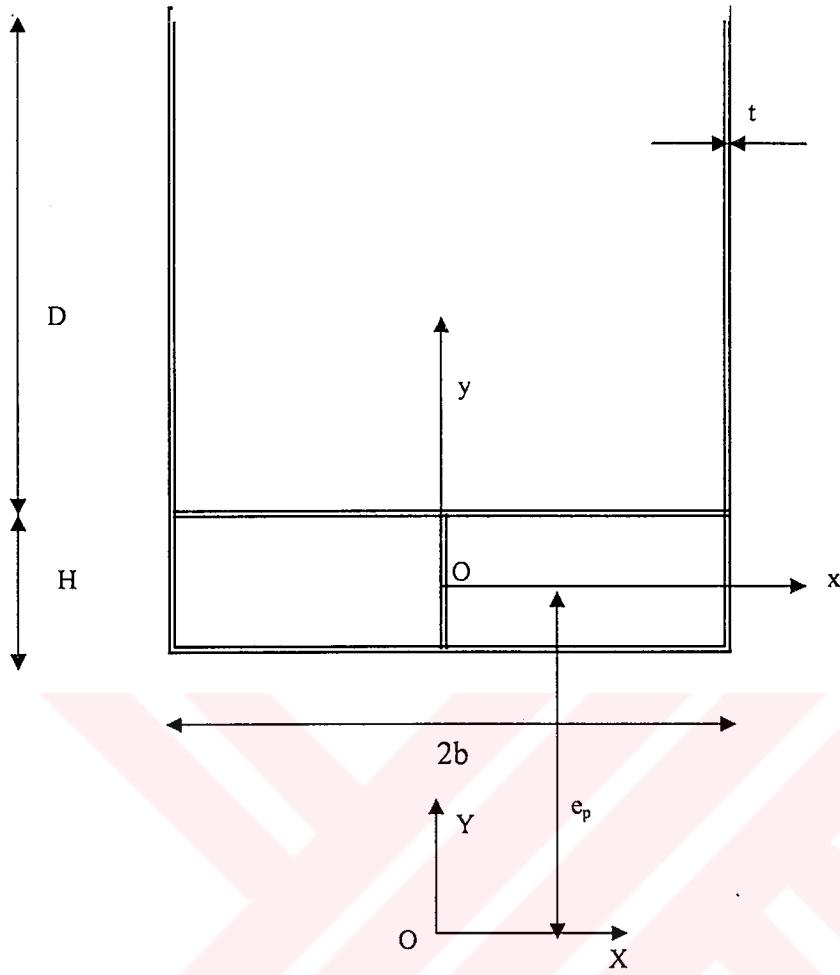
Yapısal parametre değerleri Tablo 5.2'de ve en kesit resmi Şekil 5.4'de verilen Model 2'e (üniform gemi modellemesine) ait doğal frekansların hesabında kesme alanı etkisi, atalet dönmesi ile çarpılma etkilerinin varyasyonları, hem yalın hem de bileşik hareket halleri için gözönüne alınmıştır. Böylece hem geliştirilen programın

uygulanabilirliği, hem de ince cidarlı kiriş teorisi ile düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorileri arasındaki modellemeye ait farklılık ve benzerliklerin ortaya konması mümkün olmuştur. Bu amaçla mod şekilleri için grafik bazda, doğal frekanslar için ise sayısal bazda sonuç karşılaştırılması yapılmış, ayrıca genelleştirilmiş kütle, rijitlik ve sönüm matrisleride verilmiştir.



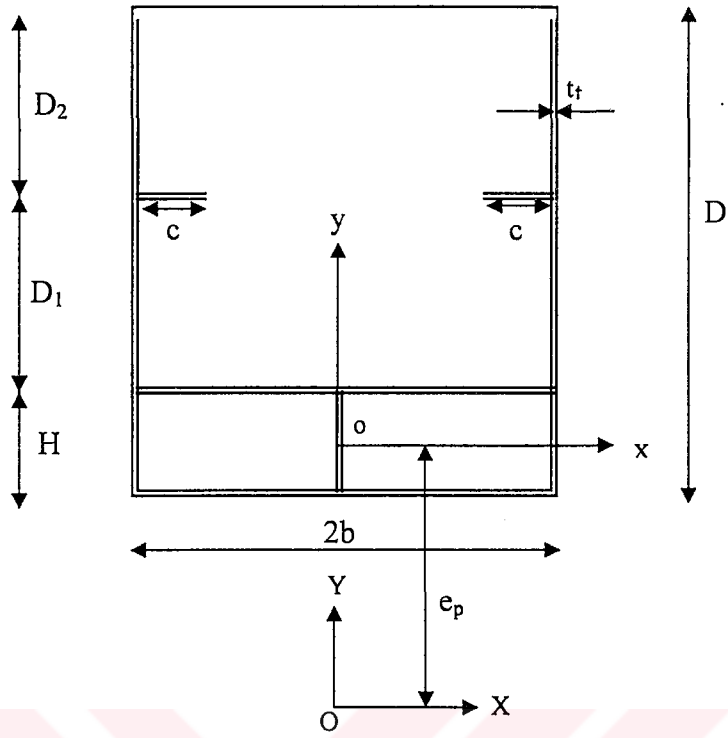
Şekil 5.4 Model 2 'e ait en kesit

Adım 2: Adım 2 olarak adlandırılan bu çalışmada kiriş modellemelerinde gemi gördereğine benzer en kesitler ele alınmış, böylece yapılan modelleme ile gerçeğe yaklaşım amaçlanmıştır. Genelde gemi en kesitleri simetrik yapıya sahip olduklarından; bu tez çalışmasında da basitten başlayarak daha karmaşık yapılara doğru 5 ayrı simetrik en kesit modeli seçilmiştir. Örnek 1-5 olarak isimlendirilen bu modeller için tüm yapısal parametreler elde edilmiştir. En kesitlere ait yapısal parametrelerin hesaplanmasında en kesiti oluşturan herbir eleman dikdörtgen (Flat bar) olarak ele alınmıştır ve dikdörtgen elemanlar için yapısal parametreler hesaplanmıştır [142]. Örnek 1-5 için yapısal parametre değerleri Tablo 5.3'de verilmiş olup, Ek B'da ara işlemler ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Örneklere ait en kesit resimleri sırasıyla Şekil 5.5-9'de verilmiştir. Örnek 1 çift dipli açık en kesitli, Örnek 2 ise çift dipli ve aragüverteli açık en kesitli, Örnek 3 çift dipli, aragüverteli yarı açık en kesitlidir. Örnek 4 çift dipli kapalı en kesitli, Örnek 5 ise çift dipli, aragüverteli kapalı en kesitlidir. (o-xyz) çift dibin ortasından geçen eksen, (O-XYZ) ise en kesitlerin kayma merkezinden geçen eksen takımları olarak alınmıştır. e_p kayma merkezi ile (o-xyz) eksen takımına göre düşey uzaklığı göstermektedir. En kesitler simetrik olduğundan kesme merkezi ve ağırlık merkezi aynı düşey eksen üzerindedir. En kesitler boyunca (t) et kalınlığı sabit ve 10 mm'dir. En kesitler 12 m

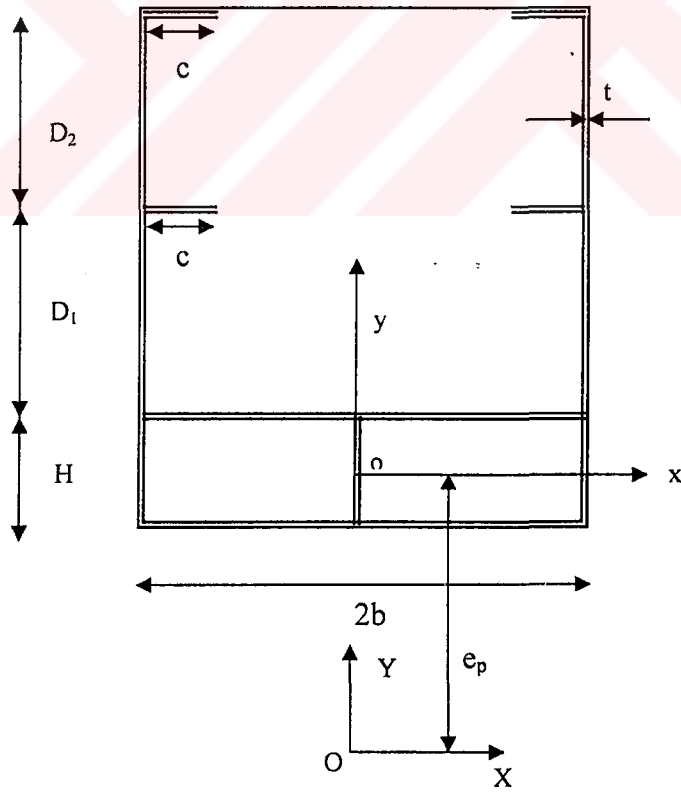


Şekil 5.5 Örnek 1 için en kesit

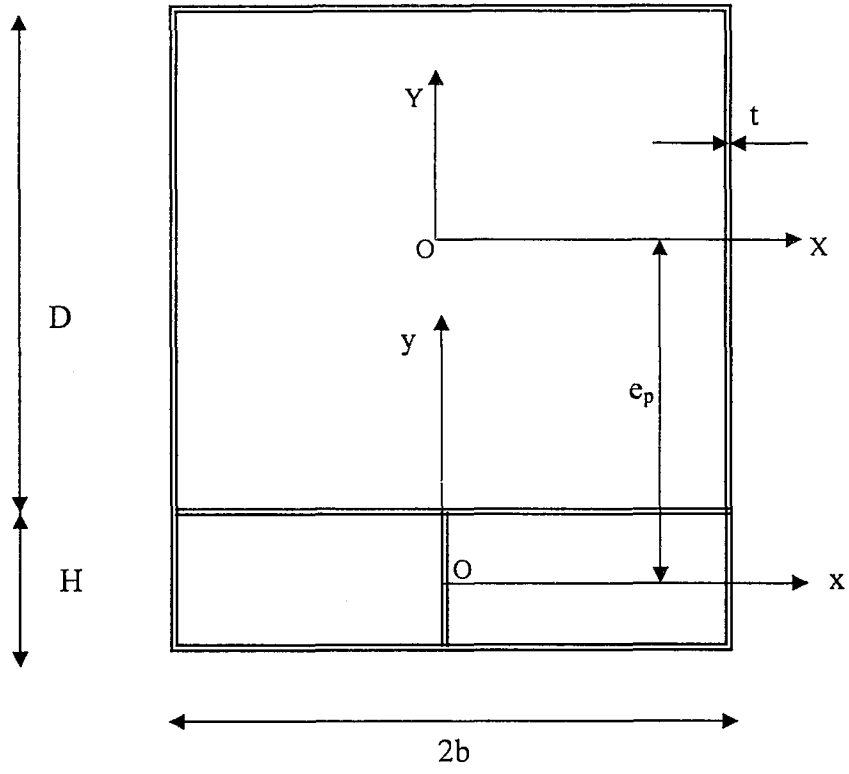
yüksekliğinde, $2b=8$ m genişliğinde olup, $H=2$ m olarak alınmıştır. Gerek aragüverte gerekse üstgüverte (Örnek 3) uzunlukları $c=2$ m olarak seçilmiş, aragüverte çift dipten 5 m yukarıya yerleştirilmiştir. ($D_1=D_2=5$ m ve $D=10$ m'dir.)



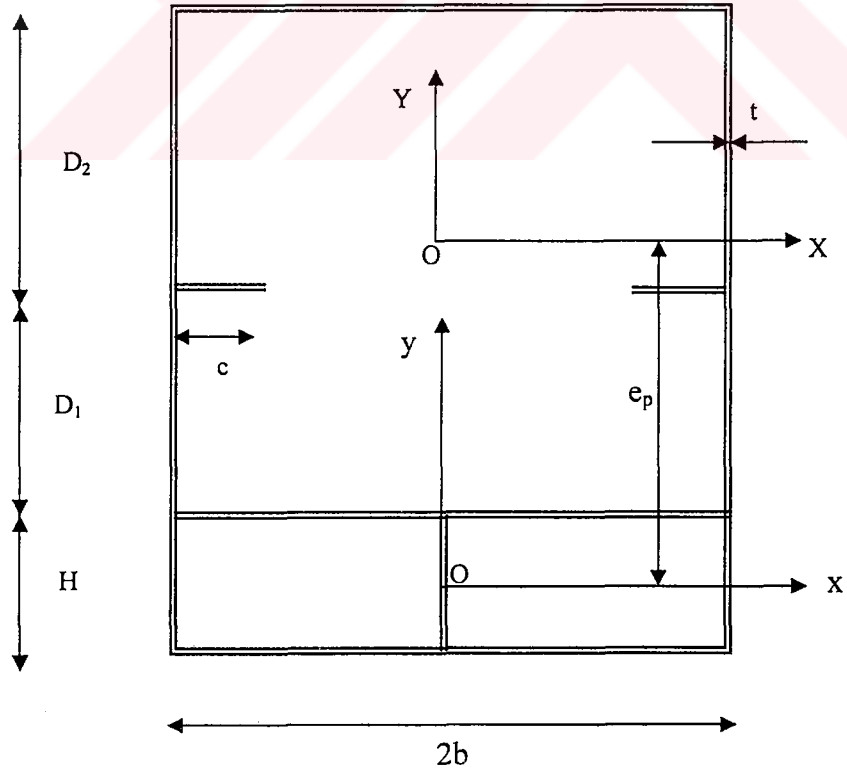
Şekil 5.6 Örnek 2 için en kesit



Şekil 5.7 Örnek 3 için en kesit



Şekil 5.8 Örnek 4 için en kesit



Şekil 5.9 Örnek 5 için en kesit

Tablo 5.3 Örnek 1-5 için yapısal parametreler

Kesit Adı	Örnek 1	Örnek 2	Örnek 3	Örnek 4	Örnek 5
μ	3.297	3.611	3.925	3.925	4.24
W	32.97	36.11	39.25	39.25	42.4
J_y	4.694	5.0673	5.4406	5.12	5.4934
I_c	81.04	86.09	106.76	119.24	122.32
e_g	2.857	3.158	3.785	4.16	4.32
e_p	-3.82	-4.2	-5.05	3.8	3.8
Zbar	6.677	7.358	8.835	0.36	0.52
KA	0.1974	0.2162	0.235	0.235	0.2538
I_y	36.848	39.78	42.71	40.192	43.12
C	4.24*E+6	4.24*E+6	4.24*E+6	7.9*E+7	7.9*E+7
C_1	9.57*E+10	1.15*E+11	2.15*E+11	1.05*E+10	1.07*E+10

Bilgisayar programında kullanılan kiriş modellemesinde her bir en kesite ait kiriş boyu 200 m olarak alınmış, kiriş boyu 20 eşit parçaya bölünmüştür. Bilgisayar programında kullanılmak üzere elastisite modülü $E=207.02*E+6$ kN/m², kesme modülü ise $G=82.8*E+6$ kN/m² olarak alınmıştır. Ayrıca yoğunluk $\rho = 7.85$ ton/m³ değerine eşittir. Burada,

μ : Birim boya karşılık gelen kütle

W: En kesitin kütlesi

e_g, e_p : Ağırlık ve kayma merkezlerinin (o-xyz) eksen takımına göre yeri

$\bar{z}$: Ağırlık ve kayma merkezleri arasındaki uzaklık

J_y : Düşey eksene göre en kesit atalet momenti

C_1 : Çarpılma rijitliği

C: Burulma rijitliği

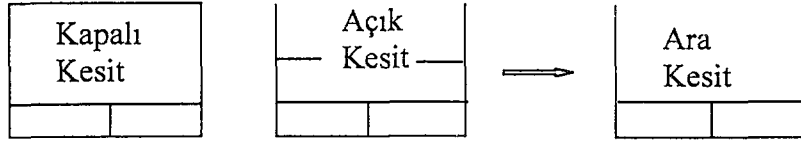
KA: Kesme rijitliği

I_y : Ağırlık merkezinden geçen düşey eksene göre kütleli atalet momenti

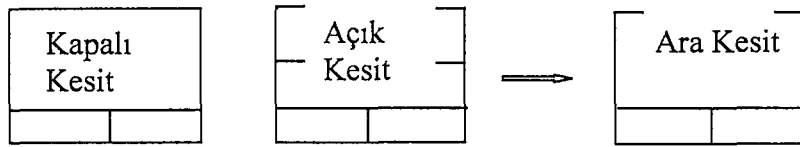
I_c : Ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre kütleli atalet momenti

olarak tanımlanmıştır. Bu çalışmada seçilen muhtemel gemi model en kesitlerine ait (Örnek 1-5) yapısal parametreler hesaplandıktan sonra, en kesitin birbirleri ile varyasyonları gözönüne alınarak 4 farklı kiriş modeli elde edilmiştir. Kiriş modellemeleri Durum 1 - 4 olarak isimlendirilmiştir. Durumlara ait kiriş modellemeleri Şekil 5.10a'da verilmiştir.

Durum1:



Durum 2:



Durum 3:



Durum 4:



Şekil 5.10a En kesitlerin durumları

Durum1 Örnek 2'nin, Durum 2 Örnek 3'ün Örnek 4 ile varyasyonu, Durum 3 Örnek 2'nin, Durum 4 Örnek 3'ün Örnek 5 ile varyasyonu olarak alınmış, böylece değişik en kesitlere sahip gemi model kirişleri elde edilmiştir. Bu tez çalışmasında, seçilen muhtemel gemi en kesitlerine ait durumlara karar verildikten sonra bilgisayar programında kullanılmak üzere 200 m boyunda gemi model kirişi ele alınmıştır. Ele alınan model kirişi için de, iki ucundan kapalı kesit, ortada kalan kısım açık kesite

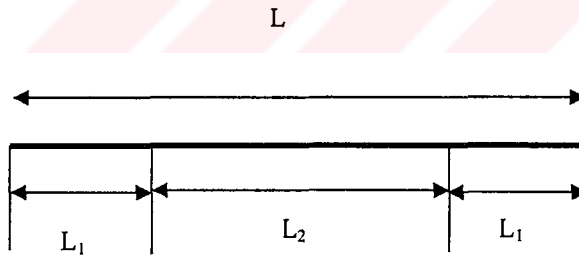
sahip olarak düşünölmüştür. Seçilen kiriş modelinin açık ve kapalı kesit boyutları Şekil 5.10b’de verilmiştir. Burada L_1 kapalı kesiti, L_2 ise açık en kesit uzunluğunu ifade etmektedir.

Tablo 5.4 Açık ve kapalı en kesit uzunlukları

Kiriş Tipi	A(5105)	B(7607)
L_1	$L_1 = 50$ m	$L_1 = 70$ m
L_2	$L_2 = 100$ m	$L_2 = 60$ m

Burada $L_{1,2}$ kiriş boyları için 2 ayrı uzunluk mevcuttur. Bu uzunluklar Tablo 5.4’te verilmiştir.

Özet olarak Adım 2 olarak adlandırılan bu çalışmada, seçilen muhtemel gemi model en kesitlerine ait yapısal parametreler hesaplandıktan sonra, farklı kiriş modelleri oluşturulmuş ve bu kiriş modelleri için, ANSYS, Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko, İnce cidarlı kiriş ve Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorilerine ait karşılaştırılmalı olarak doğal frekanslar tablo halinde, yerdeğiştirmeler, eğilme ve burulma momentleri ile kesme kuvvetleri ise grafik bazda sunulmuştur.



Şekil 5.10b Kiriş boyu

Adım 3: Yukarıda yapılan sayısal çalışmalarda (Adım 2’de) model kirişlerinde farklı en kesitler arasında süreklilik gözönünde bulundurulmuştur. Oysa, özellikle açık en kesitten kapalı en kesite veya kapalı en kesitten açık en kesite geçişte en kesitlere ait rijitlikler farklılık göstermektedir. Bu bağlamda Adım 3 olarak adlandırılan bu çalışmada; Bölüm 3.1.4’de teorisi verilen ve U_1 ve U_2 olarak tanımlanan uyum parametrelerinin etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır. Durum 1 - 4’e karşılık gelen uyum parametre değerleri Ek B’de ayrıntılı olarak hesaplanmıştır. Bu bölümde

hesaplanan U_1 ve U_2 değerleri Tablo 5.5’de verilmiş ve ince cidarlı kiriş teorisine etkileri Bölüm 5.6.2’de grafik bazda sunulmuştur.

Tablo 5.5 Durum 1- 4 için uyum parametreleri

DURUMLAR	KAPALI $\Rightarrow$ AÇIK		AÇIK $\Rightarrow$ KAPALI	
	U_1	U_2	U_1	U_2
DURUM 1	0.287	-4.735	3.48	16.48
DURUM 2	0.222	-4.848	4.5	21.821
DURUM 3	0.783	-6.917	1.276	8.83
DURUM 4	0.574	-6.67	1.742	11.63

5.3.2. Sonuçlar

Bölüm 5.6.1’de yapısal değerleri verilen ve 3 ayrı adımda sunulan muhtemel durumlar için bir seri çalışmalar yapılmıştır. Bu bölümde de bütünlüğün korunması amacıyla, yapılan çalışmalara ait sonuçlar adım adım verilecektir.

ADIM 1: İlk olarak Model 1 olarak isimlendirilen ve yapısal değerleri Tablo 5.1’de verilen üniform kiriş ince cidarlı kiriş olarak modellenmiştir. Yazar tarafından geliştirilen ince cidarlı kiriş modellemesine ait program sonuçları açık literatürde verilen [128] sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sonuç karşılaştırmaları (Model 1 için) doğal frekanslar bazında yapılmıştır.

Tablo 5.6 Model 1 için doğal frekanslar

Mod No:	Doğal Frekanslar (rd/sn) Kaynak [128]		Doğal Frekanslar (rd/sn) İnce Cidarlı	ANSYS BEAM 44
	Vlasov	D.Timoshenko		
3	351.65	342.63	346.49	286.24
4	367.77	366.51	371.36	332.355
5	743.85	718.93	724.07	465.747
6	1287.24	1232.78	1241.10	587.936
7	1840.30	1760.60	1854.69	740.599

Tablo 5.6’da Model 1 için verilen doğal frekans değerleri bileşik eğilme –burulma hareketine ait ilk 7 mod içindir. Kiriş modellemesinde ilk üç mod rijit hareketleri tanımlamaktadır ve doğal frekans değerleri sıfıra eşittir. Doğal frekanslar bazında Model 1 için yapılan çalışmada üç ayrı kiriş modellemesi mevcuttur. Bunlar; biri

Price ve arkadaşları tarafından geliştirilen [128] Vlasov kiriş modellemesi, diğeri Temarel tarafından geliştirilen [12] düzeltilmiş Timoshenko kiriş modellemesi ve bu çalışmada teorisi geniş olarak Bölüm 3.1.1’de verilen ve bilgisayar programlaması yazar tarafından geliştirilen ince cidarlı kiriş teorisine ait modellemeleridir. Bu tez çalışmasında her üç kiriş teorisinin karşılaştırılmasında amaçlanmıştır, dolayısıyla; sonlu farklar metodu üç kiriş teorisinin matematiksel modellemesinde çözüm yöntemi olarak seçilmiş; böylece gözlenebilecek herhangi bir farklılığın çözüm yöntemine bağlı olmayıp, sadece teoriyi göstermesi sağlanmıştır. Bu bağlamda, yapılan araştırma sonucunda elde edilen bulgular değerlendirilirken ; örneğin Tablo 5.6’da verilen doğal frekans değerlerinde çözüm yönteminin etkisinin olmadığı sonucuna varılmıştır. Dikkat edilmesi gereken diğer bir husus ise sonuçlar arasındaki küçük farklılıklar bilgisayar derleyicisi, işlemcisi, seri açılımları gibi faktörlere de bağlı olacaktır.

Tablo 5.6 incelendiğinde; düzeltilmiş Timoshenko ve ince cidarlı kiriş modellemeleri ile elde edilen doğal frekansların özellikle ilk üç elastik modunda sonuçların birbirleri ile çok yakın olduğu, bununla birlikte daha büyük elastik modlarda değer farklılıklarının arttığı görülmüştür. Her üç modellemeye de çarpılma rijitliği göz önüne alınmıştır. Fakat yapılan kabullerde farklılıklar mevcuttur. Çarpılma rijitliği düzeltilmiş Timoshenko [12] teorisinde ek terim olarak alınmış, çarpılma atalet etkisi ihmal edilmiştir, Vlasov [128] ve ince cidarlı kirişte çarpılma ataleti gözönüne alınmış ve çarpılma rijitlikleri teori içinde yer almıştır. Vlasov modellemesi ile elde edilen sonuçlarda da ilk üç elastik moddaki değişimlerin son iki moddaki değişimlere oranla daha küçük olduğu saptanmıştır. Böylece; Adım 1 için yapılan ilk çalışmada, doğal frekans değerlerinde ortaya çıkan farklılıkların kabul edilebilir sınırlar içinde olduğu, bulgulardaki farklılıkların teorilerde yapılan kabullerden kaynaklandığı ve, yazar tarafından geliştirilen ve varyasyonları bulunan bilgisayar programının gemi görderinin kiriş modellemesinde antisimetrik hareketleri için sayısal çalışmalarda kullanılabileceği sonucuna varılmıştır. Bununla birlikte geliştirilen bilgisayar programının kullanılabilir olup olmamasını irdelemek amacıyla yapılan araştırmalar için Model 1 ile yetinilmemiş daha geniş ve daha detaylı bir çalışma Model 2 için yapılmıştır. Model 2’ye ait yapısal parametreler Tablo 5.2’de verilmiş olup, en kesit kapalı gemi en kesitidir. Bu çalışmada en kesit gemi görderi boyunca sabit alınmış, üniform kiriş modellemesi yapılmıştır. Model 2 için; Bishop ve Temarel [12]

tarafından geliştirilen ve literatürde “Düzeltilmiş (Modified) Timoshenko Kiriş Teorisi” olarak bilinen kiriş teorisi sonuçları ile yazar tarafından geliştirilen ve değişik tipteki kiriş teorileri için varyasyonları bulunan bilgisayar programının sonuçları karşılaştırmaları olarak; doğal frekanslar, mod şekilleri ve genelleştirilmiş kütle ve rijitlik matrisleri bazında yapılmıştır. Düzeltilmiş (Modified) Timoshenko kiriş teorisine ait program sonuçları yazar tarafından Southampton Üniversitesi’ndeki ‘exe’ halindeki program çalıştırılarak elde edilmiştir. Bununla beraber söz konusu örnek için spesifik sonuçlar [12] numaralı kaynaktada verilmiş olup, açık literatürde kullanıma sunulmuştur. Gerek yazar tarafından geliştirilen ve Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorilerine ait varyasyonları bulunan ince cidarlı kiriş teorisine ait program, gerekse Dr. Temarel tarafından geliştirilen düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisine ait program hazırlanış ve sunuş açısından bileşik burulma ve eğilme hareketini, sadece eğilme veya sadece burulma hareketlerini inceleyebilmekte, her bir durum da kendi içinde kesme alanı, çarpılma ve atalet etkisinin irdelenmesine olanak sağlamaktadır. Bu bağlamda ilk olarak ince cidarlı kiriş teorisi ile düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorileri arasında gerek grafik bazda, gerekse sayısal olarak sonuç karşılaştırılması yapılmıştır. Bu amaçla; seçilen gemi görderi üniform sandık kiriş olarak modellenmiş ve kaimeler arası boyu 20 eşit parçaya bölünmüştür. Model gemi kirişi üniform olarak modellendiğinden her bir kiriş parçasına ait yapısal parametreler aynı değere sahiptir. Ayrıca ince cidarlı kiriş teorisinde elastisite ve kayma modülleri Poisson oranına bağlı olarak alınmıştır. Yapılan çalışmalar aşağıda maddeler halinde sunulmuştur.

1) Model 2 için ilk olarak doğal frekanslar bazında sayısal çalışma yapılmıştır. Beş ayrı paket halinde sunulan bu incelemede, yalın eğilme, yalın burulma ve bileşik eğilme – burulma hareketleri için doğal frekanslar, kesme alanının, çarpılma etkisinin ve dönme ataletin olup olmamasına bağlı olarak, ince cidarlı ve düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisi için elde edilmiştir. Doğal frekans değerleri ilk 7 mod için hesaplanmıştır. İlk üç mod rijit hareketlere ait olduğundan sıfır değerine eşittir ve Tablo 5.7’de doğal frekanslar elastik hareketler (mod 3-7) için verilmiştir. Tablo 5.7’de verilen Paket 1 isimli çalışmada bileşik eğilme ve burulma durumu için iki ayrı varyasyon söz konusudur. Paket 1-A’da düzeltilmiş Timoshenko kirişinde kesme alanı sıfır olarak alınmış, böylece ince cidarlı kiriş teorisinde ihmal edilen kesme deformasyonu etkisine yakın modelleme yapılmaya çalışılmıştır.

Tablo 5.7 Paket 1

BİLEŞİK EĞİLME – BURULMA MUKAVEMET DURUMU				
A	D. Frekanslar, ω_r [rd/sn]	İnce cidarlı	D. Timoshenko Kirişi	ANSYS BEAM 44
Kesme alanı, Çarpılma etkisi ihmal	$r = 3$	13.04	12.45	12.37
	$r = 4$	14.38	14.37	14.38
	$r = 5$	28.80	28.76	28.90
	$r = 6$	34.26	32.91	32.92
	$r = 7$	44.19	43.86	44.36
B	$r = 3$	13.06	12.45	Beam44 elemanı çarpılma etkisini ihmal ediyor.
Kesme alanı ihmal	$r = 4$	14.95	14.95	
	$r = 5$	33.31	33.44	
	$r = 6$	35.05	-	
	$r = 7$	58.25	58.82	

Ayrıca söz konusu Paket 1-A'daki çalışmada her iki modelleme için çarpılma değeri sıfır olarak alınmıştır. Paket 1-B'de ise sadece kesme alanı etkisi düzeltilmiş Timoshenko kirişinde sıfır alınmış, çarpılma rijitliği değer olarak programlardayereine konulmuştur. Yapılan bu çalışmada elde edilen doğal frekanslar gerek çarpılma rijitliğinin olması, gerekse çarpılma rijitliğinin olmaması durumunda birbirine yakın sonuçlar vermektedir. Bununla birlikte ince cidarlı kiriş teorisinde elastisite ve kayma modüllerinin Poisson oranına bağlı olarak alınması, doğal frekanslar üzerinde minör olarak etkisini göstermiştir. Ayrıca düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisinde Paket 1-A'ya ait durum, yani çarpılma rijitliğinin ve kesme alanının ihmal edilmesi durumu Rayleight kiriş modellemesine karşılık gelen bileşik eğilme-burulma hareketidir.

Bileşik eğilme – burulma mukavemet durumu için doğal frekanslar bazında incelemeye, atalet ve çarpılma rijitliğinin varyasyonları gözönüne alınarak devam edilmiş ve sonuçları Paket 2'de verilmiştir. Paket 2-A'da hem atalet etkisi, hemde çarpılma rijitliği, Paket 2-B'de ise sadece atalet etkisi ihmal edilerek, gerek ince cidarlı kiriş teorisinde, gerekse düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisinde ilk 5 elastik moda ait doğal frekanslar elde edilmiş ve sonuçları Tablo 5.8'da verilmiştir. ANSYS programı atalet etkisini desteklemiyor. Paket 2'de elde edilen sonuçlar incelendiğinde, doğal frekanslar arasında oldukça farklı sonuçların elde edildiği ve

ince cidarlı kiriş teorisine ait doğal frekansların düzeltilmiş Timoshenko kirişine ait değerlerden daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu beklenen bir sonuçtur ve başlıca iki nedeni mevcuttur. Bunlardan ilki minör yapıda olan ve Paket 1 durumu içinde belirtilen elastisite ve kayma modüllerindeki farklılıktır. Diğeri ise majör yapıda olup, tamamen kiriş teorilerindeki kinematik kabule bağlı olan kesme deformasyonu etkisi yani modelleme farklılığıdır. Düzeltilmiş Timoshenko kirişinde kesme deformasyonu etkisi göz önüne alınır, ince cidarlı kiriş teorisinde ise ihmal edilir.

Tablo 5.8 Paket 2

BİLEŞİK EĞİLME – BURULMA MUKAVEMET DURUMU			
A	D. Frekanslar, ω_r [rd/sn]	İnce Cidarlı	D. Timoshenko
Atalet etkisi,	$r = 3$	13.20	10.95
	$r = 4$	14.38	14.37
Çarpılma etkisi	$r = 5$	28.82	23.06
İhmal	$r = 6$	34.99	28.73
	$r = 7$	44.54	35.18
B	$r = 3$	13.22	10.96
Atalet etkisi	$r = 4$	14.95	14.95
	$r = 5$	33.34	23.16
İhmal	$r = 6$	35.98	33.42
	$r = 7$	58.41	35.48

Tablo 5.9a’da verilen Paket 3’de ise üç ayrı durum gözönüne alınmıştır. Paket 3-A’da gerek ince cidarlı kiriş, gerekse düzeltilmiş Timoshenko kirişlerine ait teorilerin gerçek durumları için sonuçlar elde edilmiştir. İnce cidarlı kiriş teorisinde kesme deformasyonu ihmal edilmiş, atalet ve çarpılma rijitlikleri hesaplamalara katılmıştır. Düzeltilmiş Timoshenko kirişinde ise, çarpılma rijitliği ek terim olarak alınmış, atalet ve kesme deformasyonları veri dosyasında değer olarak girilmiştir. Paket 3-A durumu için doğal frekanslar ince cidarlı kirişte daha büyük olarak elde edilmiştir. Paket 3-B ise çarpılma rijitliğinin sıfır olarak alındığı duruma karşılık gelmektedir. Bu bağlamda düzeltilmiş Timoshenko kirişi tamamiyle Timoshenko kiriş modellemesine karşılık gelmektedir. Paket 3-C ise her iki kiriş modellesinde kesme alanı, atalet etkisi ve çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği basit bir kiriş modellemesidir (Euler – Bernoulli).

Tablo 5.9a Paket 3

BİLEŞİK EĞİLME – BURULMA MUKAVEMET DURUMU				
A	ω_r [rd/sn]	İnce Cidarlı	D. Timoshenko	ANSYS
	r = 3	13.06	10.88	
	r = 4	14.95	14.95	
	r = 5	33.31	22.98	
	r = 6	35.05	33.40	
	r = 7	58.25	35.27	
B Çarpılma etkisi İhmal	r = 3	13.04	10.87	10.80
	r = 4	14.38	14.37	14.32
	r = 5	28.80	22.89	22.61
	r = 6	34.26	28.71	28.83
	r = 7	44.19	34.99	34.18
C Kesme alanı, atalet, Çarpılma etkisi İhmal	r = 3	13.20	12.61	
	r = 4	14.38	14.37	
	r = 5	28.82	28.78	
	r = 6	34.99	33.65	
	r = 7	44.54	44.14	

Tablo 5.9b Bileşik eğilme-burulma durumu için teori ile sonuç karşılaştırması

a) Doğal Frekanslar ω_r [rd/sn] (Bileşik hal)					
ω_r [rd/sn]	(FDM) 20 Elm.	ANSYS Beam 44	Teori	ORAN	
				FDM / Teori	ANSYS / Teori
3	10.87	10.80	10.87	1.000	0.994
4	14.37	14.32	14.40	0.998	0.994
5	22.89	22.61	23.03	0.994	0.982
6	28.71	28.83	28.86	0.995	0.999
7	34.99	34.18	35.48	0.986	0.963
b) Doğal Frekanslar ω_r [rd/sn] (1/KAG = 0.0)					
ω_r [rd/sn]	(FDM) 20 Elm.	ANSYS Beam 44	Teori	ORAN	
				FDM / Teori	ANSYS / Teori
3	12.45	12.37	12.43	1.002	0.995
4	14.37	14.38	14.40	0.998	0.999
5	28.76	28.90	28.90	0.995	1.000
6	32.91	32.92	33.04	0.996	0.996
7	43.86	44.36	44.27	0.991	1.002

Doğal frekanslar bazında inceleme yapıldığında ince cidarlı kirişin Paket 3-C'deki sonuçları, Paket 2-A'daki ince cidarlı kirişe ait verilen sonuçlarla aynıdır. Paket 1 ve 3'ün B durumlarına ait teori sonuçlarının sonlu farklar ve Ansys paket programı sonuçları ile karşılaştırılma çalışması Tablo 5.9b'de sunulmuştur. Bileşik eğilme-burulma hareketlerine ait doğal frekanslar bazında yapılan çalışmalara son nokta konulduktan sonra, yalın eğilme mukavemet durumu için de benzer formda araştırmalar yapılmıştır. Yalın eğilme mukavemet durumunda çarpılma rijitliği bulunmadığından, Paket 4'de sadece kesme alanı ve ataletin doğal frekanslar üzerindeki etkisi incelenmiş ve sonuçları Tablo 5.10a'de verilmiştir.

Tablo 5.10a Paket 4

YALIN EĞİLME MUKAVEMET DURUMU				
<u>A</u>	ω_r [rd/sn]	İnce Cidarlı	D. Timoshenko	ANSYS
Kesme alanı	R = 2	13.10	12.51	12.44
	R = 3	35.44	33.81	33.86
İhmal	R = 4	67.60	64.50	65.21
	R = 5	107.92	102.95	105.36
	R = 6	154.63	147.52	153.37
<u>B</u>	R = 2	13.27	10.98	--
	R = 3	36.43	23.24	--
Atalet etkisi	R = 4	70.80	35.59	--
	R = 5	115.49	47.15	--
	R = 6	169.47	58.12	--
<u>C</u>	R = 2	12.98	10.90	10.80
	R = 3	35.09	23.06	22.74
	R = 4	66.95	35.37	34.49
	R = 5	106.87	46.89	45.11
	R = 6	153.13	57.85	54.72

Yalın eğilme durumunda düzeltilmiş Timoshenko kirişine ait eğilme denklemleri Timoshenko kiriş teorisine ait denklemlerle birebir aynıdır. Paket 4-A'da kesme deformasyonu düzeltilmiş Timoshenko kirişinde ihmal edilmiştir. Bu durumda elde edilen sonuçlar aynı zamanda Timoshenko kiriş teorisinin özel bir durumu olan Rayleigh kirişine ait sonuçlardır. İnce cidarlı kiriş teorisinde kesme deformasyonu zaten ihmal edildiğinden, ince cidarlı kiriş teorisinde yalın eğilme durumu için elde

edilen doğal frekanslarda elastisite ve kayma modüllerinde etkili olan Poisson oranının etkisi olarak kendini göstermiş olur. Diğer bir değişle, Paket 3-A'da elde edilen doğal frekanslar arasındaki farklılık sadece minör yapıda olan poisson oranı etkisidir ve doğal frekanslar üzerinde artım olarak kendini göstermektedir. Poisson oranının etkisi modlar arttıkça büyümektedir.

Tablo 5.10b Yalın eğilme durumu için teori ile sonuç karşılaştırması

a) Doğal Frekanslar ω_r [rd/sn] (Yalın eğilme)					
ω_r	(FDM) 20 Elm.	ANSYS Beam 44	Teori	ORAN	
				FDM / Teori	ANSYS / Teori
2	10.90	10.80	10.91	0.999	0.990
3	23.06	22.74	23.20	0.994	0.980
4	35.37	34.49	35.86	0.986	0.962
5	46.89	45.11	48.00	0.977	0.940
6	57.85	54.72	59.91	0.966	0.913
b) Doğal Frekanslar ω_r [rd/sn] (1/KAG = 0.0)					
ω_r	(FDM) 20 Elm..	ANSYS Beam 44	Teori	ORAN	
				FDM / Teori	ANSYS / Teori
2	12.51	12.44	12.49	1.001	0.996
3	33.81	33.86	33.92	0.996	0.998
4	64.50	65.21	65.25	0.988	0.999
5	102.95	105.36	105.43	0.977	0.999
6	147.52	153.37	153.44	0.961	0.999

Paket 4-B'de ise yalın eğilme mukavemet durumunda atalet her iki kiriş modellemesi için sıfır alınmış, böylece modellemeler arasındaki majör farklılık gözlenmiştir. Kesme alanının sıfır olarak alınması yalın eğilme mukavemet durumunda önemli farklılıklara neden olmaktadır. Paket 3-C ise yapılan kinematik kabuller ışığı altında ince cidarlı kiriş teorisi ile düzeltilmiş Timoshenko kirişi (Timoshenko kirişi) arasındaki farklılığı gözler önüne sermektedir. İnce cidarlı kiriş teorisinde Poisson oranının etkisi, kesme alanının ise ihmal edilmesi, Timoshenko kiriş teorisine oranla doğal frekanslar üzerinde büyük değerler almasına neden olmaktadır. Tablo 5.10b'de Paket 4'ün A ve C durumları için teori sonuçlarının sonlu farklar ve Ansys paket programı sonuçları ile karşılaştırılma çalışması sunulmuştur.

Yalın burulma mukavemet durumuna ait doğal frekanslar üzerinde inceleme yapılırken, ana parametre olan çarpılma rijitliğinin etkisi araştırılmıştır. Herşeyden önce düzeltilmiş Timoshenko kirişinde ek terim olan çarpılma rijitliği ihmal edilirse (sıfır olarak alınırsa) Timoshenko kirişine ait yalın burulma durumu elde edilir. İnce cidarlı kiriş teorisinde çarpılmaya ait terim teorisinin içinde yer almaktadır. Doğal

frekanslar bazında yapılan çalışmada elde edilen sonuçlar Tablo 5.11a.'da verilmiş olup, ince cidarlı kiriş için doğal frekanslar düzeltilmiş Timoshenko kirişinden daha düşüktür. Çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği Timoshenko kirişinde elde edilen doğal frekanslar diğer teorilere oranla oldukça farklıdır. Bu durum bize yalın burulma mukavemet durumunda çarpılma rijitliğinin önemli bir parametre (2 numaralı moddan itibaren) olduğunu ve ihmal edilemeyeceğini göstermektedir. Paket 5 için teori sonuçlarının sonlu farklar ve Ansys paket programı sonuçları ile karşılaştırılma çalışması Tablo 5.11b'de sunulmuştur.

Tablo 5.11a Paket 5

YALIN BURULMA MUKAVEMET DURUMU				
ω_r [rd/sn]	İnce Cidarlı	D. Timoshenko	Timoshenko	ANSYS
r = 1	14.95	14.97	14.39	14.39
r = 2	33.21	33.39	28.70	28.80
r = 3	57.70	58.41	42.83	43.24
r = 4	90.15	92.08	56.69	57.73
r = 5	131.00	135.02	70.21	72.27

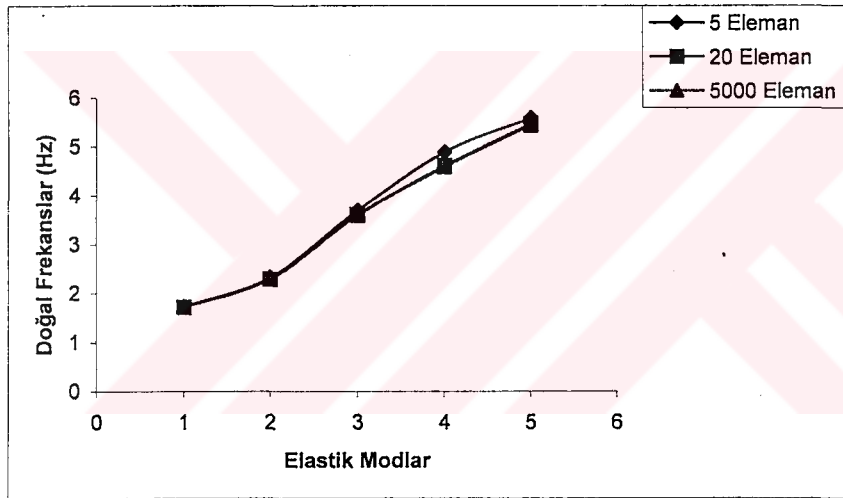
Tablo 5.11b Yalın burulma durumu için teori ile sonuç karşılaştırması

Doğal frekanslar ω_r [rd/sn] (Yalın Burulma)					
ω_r	(FDM) 20 Elm.	ANSYS Beam 44	Teori	ORAN	
				FDM / Teori	ANSYS / Teori
1	14.39	14.39	14.41	0.998	0.998
2	28.70	28.80	28.82	0.996	0.999
3	42.83	43.24	43.23	0.991	1.000
4	56.69	57.73	57.64	0.984	1.002
5	70.21	72.27	72.04	0.975	1.003

Tablo 5.12 Uniform en kesitli kirişe ait bileşik eğilme-burulma durumu için çeşitli eleman sayılarında doğal frekans değerleri (Hz)

ω_r	ELEMAN SAYISI							
	5	10	20	30	50	200	500	5000
3	1,73637	1,72600	1,72302	1,72246	1,72217	1,72207	1,72200	1,72200
4	2,32727	2,29893	2,29188	2,29057	2,28990	2,28955	2,28953	2,28953
5	3,70201	3,63497	3,60923	3,60419	3,60157	3,60018	3,60011	3,60009
6	4,88784	4,66396	4,60740	4,59695	4,59160	4,58878	4,58862	4,58859
7	5,59003	5,55213	5,46966	5,45253	5,44359	5,43883	5,43856	5,43851

Yapılan bu çalışmada ANSYS sonlu elemanlar paket programı ile sonuç elde edilirken seçilen BEAM 44 eleman sayısının yakınsaklığıda araştırılmıştır. Açık olarak bilinmektedirki kiriş eleman sayısı ne kadar fazla olursa gerçek modele yaklaşım ve bu bağlamda hassas sonuç elde edimi o derece fazladır. Fakat belli bir noktadan sonra sonuçlar bir değere yakınsar. O değerin saptanması, fazladan işlem yapılmasını ve aynı zamanda zaman kaybını önler. Zira bu tip bir çalışma hem akademik hemde mühendislik çalışmalarda yapılması gereklidir. Seçilen örnek için 20 tane kiriş elemanın hesaplamalarda yeterli hassasiyeti sağladığı görülmüştür. Bununla birlikte kullanılan kişisel bilgisayarın kapasitesi göz önünde bulundurulmuş ve tüm ANSYS paket programı ile elde edilen hesaplamalarda 50 kiriş elemanı kullanılmıştır. Tablo 5.12’de Bileşik eğilme-burulma bileşik hareketine ait doğal frekans değerleri (Hz olarak) ve grafik bazdada Şekil 5.11’de verilmiştir.



Şekil 5.11 Beam 44 elemanı için yakınsaklık analizi

2) Adım1’e ait araştırmada amaç; yazar tarafından ince cidarlı kiriş teorisi için geliştirilen programın kullanılabilirliğini araştırmaktır. Bu bağlamda ilk olarak doğal frekans bazında inceleme yapılmıştır. Bununla birlikte asal modların karakteristiklerinden bir tanesinde birbirleri ile ortogonal olmalarıdır. Serbest antisimetrik titreşim hareketi yapan kirişler için ortogonalite şartları Bölüm 4.1’de verilmiştir. Ortogonalite şartlarının yardımı ile gerek düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisi, gerekse ince cidarlı kiriş teorisi için genelleştirilmiş kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri programlar yardımı ile elde edilebilmektedir. Genelleştirilmiş kütle ve genelleştirilmiş rijitlik matrisleri kiriş başında 1m’lik yerdeğiştirmeye karşılık gelen

değerler için hesaplanmıştır. Diğer bir değişle, dönmenin yerdeğiştirmeye göre normalizasyonu $v_r(0) = 1$ m olarak alınmıştır.

Tablo 5.13a İnce cidarlı kiriş için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Bileşik hareket)

1. Ortogonalite (Kütle) Matrisi [Ton*m ²] A(R.S)								
R/S	0	1	2	3	4	5	6	7
0	4.45E+04	-2.96E-13	-8.90E+04	4.31E+01	-9.25E-01	2.23E+01	-7.68E-02	-4.13E+00
1	-2.96E-13	1.48E+04	5.91E-13	-8.62E+00	-7.95E+01	-6.52E+00	-2.69E-01	-4.65E+01
2	-8.90E+04	5.91E-13	4.50E+06	-1.41E+02	4.63E+01	5.96E+03	-6.86E+00	1.80E+02
3	4.31E+01	-8.62E+00	-1.41E+02	1.16E+04	-3.55E+00	-3.70E+02	-3.45E+01	-1.04E+01
4	-9.25E-01	-7.95E+01	4.63E+01	-3.55E+00	3.72E+05	-2.45E+02	-3.97E+02	8.06E+03
5	2.23E+01	-6.52E+00	5.96E+03	-3.70E+02	-2.45E+02	2.39E+05	2.54E+01	-1.08E+03
6	-7.68E-02	-2.69E-01	-6.86E+00	-3.45E+01	-3.97E+02	2.54E+01	1.28E+04	-2.15E+03
7	-4.13E+00	-4.65E+01	1.80E+02	-1.04E+01	8.06E+03	-1.08E+03	-2.15E+03	1.64E+05
Sönüm Matrisi [Ton*m ² /sn] B(R.S)								
R/S	0	1	2	3	4	5	6	7
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
3	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	3.03E+03	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
4	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.34E+05	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
5	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	2.39E+05	0.00E+00	0.00E+00
6	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.70E+04	0.00E+00
7	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	4.57E+05
2. Ortogonalite (Rijitlik) Matrisi [kN*m] C(R.S)								
R/S	0	1	2	3	4	5	6	7
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
3	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.96E+06	4.10E+02	-4.39E+02	-8.33E+02	-1.15E+03
4	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	4.10E+02	7.88E+07	-5.16E+04	-2.95E+04	6.51E+05
5	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	-4.39E+02	-5.16E+04	2.15E+08	-2.04E+03	-1.36E+03
6	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	-8.33E+02	-2.95E+04	-2.04E+03	1.54E+07	-2.79E+04
7	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	-1.15E+03	6.51E+05	-1.36E+03	-2.79E+04	3.65E+08

Bu çalışmada teorilere ait en genel haller için sonuçlar verilmiştir. İnce cidarlı kiriş teorisi ve düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisi için, bileşik eğilme-burulma hareketinde en genel hal Paket 3-A'dır. İnce cidarlı kiriş, düzeltilmiş Timoshenko ve çarpılma rijitliğinin sıfır olduğu Timoshenko kiriş teorilerine ait genelleştirilmiş kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri ilk 7 mod için Tablo 5.13a-c'de sunulmuştur.

Tablo 5.13b Düzeltilmiş Timoshenko kirişi için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri
(Bileşik hareket)

1. Ortogonalite (Kütle) Matrisi [Ton*m ²] A(R.S)								
R/S	0	1	2	3	4	5	6	7
0	4.45E+04	-2.96E-13	-8.90E+04	3.34E+01	5.90E-01	2.37E+01	1.79E+01	3.97E+01
1	-2.96E-13	1.48E+04	5.91E-13	-2.28E+00	-7.89E+01	-3.36E+01	1.08E+01	3.74E+01
2	-8.90E+04	5.91E-13	4.50E+06	-7.36E+01	4.15E+01	-5.03E+01	8.25E+02	-1.61E+02
3	3.34E+01	-2.28E+00	-7.36E+01	1.31E+04	-3.84E+00	2.21E+00	2.94E+01	8.00E+01
4	5.90E-01	-7.89E+01	4.15E+01	-3.84E+00	3.24E+05	6.17E+00	4.56E+00	-3.40E+00
5	2.37E+01	-3.36E+01	-5.03E+01	2.21E+00	6.17E+00	1.66E+04	5.11E+00	1.67E+01
6	1.79E+01	1.08E+01	8.25E+02	2.94E+01	4.56E+00	5.11E+00	1.26E+05	-7.58E-01
7	3.97E+01	3.74E+01	-1.61E+02	8.00E+01	-3.40E+00	1.67E+01	-7.58E-01	2.08E+04
Sönüm Matrisi [Ton*m ² /sn] B(R.S)								
R/S	0	1	2	3	4	5	6	7
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
3	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	2.85E+03	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
4	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.16E+05	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
5	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.14E+04	0.00E+00	0.00E+00
6	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.60E+05	0.00E+00
7	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	3.52E+04
2. Ortogonalite (Rijitlik) Matrisi [kN*m] C(R.S)								
R/S	0	1	2	3	4	5	6	7
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
3	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.54E+06	2.05E+02	-1.88E+03	2.08E+03	7.02E+03
4	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	2.05E+02	7.26E+07	3.04E+02	-4.00E+04	4.33E+02
5	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	-1.88E+03	3.04E+02	8.73E+06	-3.15E+03	-8.26E+03
6	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	2.08E+03	-4.00E+04	-3.15E+03	1.40E+08	2.75E+04
7	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	7.02E+03	4.33E+02	-8.26E+03	2.75E+04	2.58E+07

Yalın eğilme mukavemet durumu için en genel hal Paket 4-C olup, gerek ince cidarlı kiriş, gerekse düzeltilmiş Timoshenko kirişi (Timoshenko kirişi) için genelleştirilmiş kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri Tablo 14a-b'de, yalın burulma mukavemet durumu (Paket 5) içinde, gerek ince cidarlı kiriş, gerek düzeltilmiş Timoshenko kirişi, gerekse Timoshenko kirişine ait genelleştirilmiş kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri Tablo 15 a-c'de sunulmuştur.

Tablo 5.13c Timoshenko kirişı için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri(Bileşik hareket)

1. Ortogonalite (Kütle) Matrisi [Ton*m ²] A(R.S)								
R/S	0	1	2	3	4	5	6	7
0	4.45E+04	-2.96E-13	-8.90E+04	3.32E+01	-2.70E+00	2.46E+01	3.78E+01	3.73E+01
1	-2.96E-13	1.48E+04	5.91E-13	-2.14E+00	-6.82E+01	-3.41E+01	-5.16E+00	3.96E+01
2	-8.90E+04	5.91E-13	4.50E+06	-6.45E+01	2.29E+02	-9.26E+01	-2.27E+02	-4.01E+01
3	3.32E+01	-2.14E+00	-6.45E+01	1.31E+04	-1.25E+01	3.42E+00	5.52E+01	7.72E+01
4	-2.70E+00	-6.82E+01	2.29E+02	-1.25E+01	3.18E+05	3.71E+01	2.75E+02	-6.46E+01
5	2.46E+01	-3.41E+01	-9.26E+01	3.42E+00	3.71E+01	1.71E+04	-3.08E+01	2.27E+01
6	3.78E+01	-5.16E+00	-2.27E+02	5.52E+01	2.75E+02	-3.08E+01	1.58E+05	7.37E+01
7	3.73E+01	3.96E+01	-4.01E+01	7.72E+01	-6.46E+01	2.27E+01	7.37E+01	2.14E+04
Sönüm Matrisi [Ton*m ² /sn] B(R.S)								
R/S	0	1	2	3	4	5	6	7
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
3	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	2.86E+03	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
4	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.10E+05	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
5	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.17E+04	0.00E+00	0.00E+00
6	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.72E+05	0.00E+00
7	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	3.60E+04
2. Ortogonalite (Rijitlik) Matrisi [kN*m] C(R.S)								
R/S	0	1	2	3	4	5	6	7
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
3	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.54E+06	5.41E+02	-1.97E+03	1.29E+03	7.17E+03
4	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	5.41E+02	6.58E+07	-5.26E+02	-6.39E+04	8.88E+03
5	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	-1.97E+03	-5.26E+02	8.91E+06	6.27E+03	-9.61E+03
6	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.29E+03	-6.39E+04	6.27E+03	1.30E+08	5.15E+03
7	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	7.17E+03	8.88E+03	-9.61E+03	5.15E+03	2.62E+07

Genelleştirilmiş sönüm matrisleri elde edilirken (Tablo 13 - 15) modal sönüm faktörlerinden (v_i) yararlanılmıştır. Modal sönüm faktörlerine ait bilgiler, teorik çalışmalar, kullanılan katsayılar için daha önceden üzerinde çalışılmış ve sonuçları açık literatürde [12, 39] kullanıma sunulmuştur. Burada ayrıntılara girilmeden sadece sönüm matrisinin hesaplanmasında kullanılan katsayı değerleri verilmiştir.

Tablo 5.14a İnce Cidarlı kiriş için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Yalın eğilme)

1. Ortogonalite (Kütle) Matrisi [Ton*m ²] A(R.S)							
R/S	0	1	2	3	4	5	6
0	4.45E+04	-2.96E-13	4.29E+01	-2.25E-01	1.00E+02	-3.69E+00	1.57E+02
1	-2.96E-13	1.48E+04	-8.59E+00	-2.39E+00	-2.10E+01	5.38E+01	-3.87E+01
2	4.29E+01	-8.59E+00	1.14E+04	-3.33E+01	1.44E+02	-5.99E+01	2.01E+02
3	-2.25E-01	-2.39E+00	-3.33E+01	1.18E+04	-7.71E+01	2.03E+02	-1.19E+02
4	1.00E+02	-2.10E+01	1.44E+02	-7.71E+01	1.25E+04	-1.34E+02	2.61E+02
5	-3.69E+00	5.38E+01	-5.99E+01	2.03E+02	-1.34E+02	1.33E+04	-2.01E+02
6	1.57E+02	-3.87E+01	2.01E+02	-1.19E+02	2.61E+02	-2.01E+02	1.43E+04
Sönüm Matrisi [Ton*m ² /sn] B(R.S)							
R/S	0	1	2	3	4	5	6
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	0.00E+00	2.99E+03	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
3	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.01E+04	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
4	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	2.53E+04	0.00E+00	0.00E+00
5	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	5.44E+04	0.00E+00
6	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.06E+05
2. Ortogonalite (Rijitlik) Matrisi [kN*m] C(R.S)							
R/S	0	1	2	3	4	5	6
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	0.00E+00	1.95E+06	-8.40E+02	7.32E+02	-7.27E+03	3.53E+03
3	0.00E+00	0.00E+00	-8.40E+02	1.47E+07	-2.09E+04	1.25E+04	-1.01E+05
4	0.00E+00	0.00E+00	7.32E+02	-2.09E+04	5.60E+07	-1.80E+05	8.51E+04
5	0.00E+00	0.00E+00	-7.27E+03	1.25E+04	-1.80E+05	1.52E+08	-8.68E+05
6	0.00E+00	0.00E+00	3.53E+03	-1.01E+05	8.51E+04	-8.68E+05	3.35E+08

Tablo 13 - 15’de verilen genelleştirilmiş sönüm matrisleri hesaplanırken kullanılan sönüm katsayıları [12]

$$v_3 = 0.010$$

$$v_4 = 0.012$$

$$v_5 = 0.015$$

$$v_6 = 0.019$$

$v_7 = 0.021$ olarak alınmıştır. Genelleştirilmiş sönüm matrisi $b_{rs} = 2 * v_r * \omega_r * a_{rs}$ değerine eşittir.

Tablo 5.14b Düzeltilmiş Timoshenko (Timoshenko) kirişi için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Yalın eğilme)

1. Ortogonalite (Kütle) Matrisi [Ton*m ²] A(R.S)							
R/S	0	1	2	3	4	5	6
0	4.45E+04	-2.96E-13	3.32E+01	2.35E+01	3.79E+01	9.45E+01	2.25E+01
1	-2.96E-13	1.48E+04	-2.27E+00	-3.45E+01	3.61E+01	-4.81E+01	1.10E+02
2	3.32E+01	-2.27E+00	1.29E+04	2.27E+00	7.60E+01	4.83E+01	6.76E+01
3	2.35E+01	-3.45E+01	2.27E+00	1.61E+04	1.63E+01	8.84E+01	5.81E+01
4	3.79E+01	3.61E+01	7.60E+01	1.63E+01	1.88E+04	3.33E+01	9.05E+01
5	9.45E+01	-4.81E+01	4.83E+01	8.84E+01	3.33E+01	2.15E+04	3.90E+01
6	2.25E+01	1.10E+02	6.76E+01	5.81E+01	9.05E+01	3.90E+01	2.41E+04
Sönüm Matrisi [Ton*m ² /sn] B(R.S)							
R/S	0	1	2	3	4	5	6
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	0.00E+00	2.82E+03	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
3	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	8.91E+03	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
4	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.99E+04	0.00E+00	0.00E+00
5	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	3.83E+04	0.00E+00
6	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	6.69E+04
2. Ortogonalite (Rijitlik) Matrisi [kN*m] C(R.S)							
R/S	0	1	2	3	4	5	6
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	0.00E+00	1.53E+06	-1.86E+03	6.74E+03	-1.99E+03	2.75E+04
3	0.00E+00	0.00E+00	-1.86E+03	8.52E+06	-8.08E+03	7.03E+04	1.69E+04
4	0.00E+00	0.00E+00	6.74E+03	-8.08E+03	2.35E+07	1.16E+04	3.13E+05
5	0.00E+00	0.00E+00	-1.99E+03	7.03E+04	1.16E+04	4.74E+07	1.44E+05
6	0.00E+00	0.00E+00	2.75E+04	1.69E+04	3.13E+05	1.44E+05	8.13E+07

Tablo 5.13-15'de verilen genelleştirilmiş kütle, sönüm ve rijitlik matrislerine ait sonuçlar bilgisayar programı çıktılarıdır ve burada A(R,S), B(R,S) ve C(R,S) olarak verilen matrisler sırasıyla, genelleştirilmiş kütle matrisi a(r,s)'yi, genelleştirilmiş sönüm matrisi b(r,s)'yi ve genelleştirilmiş rijitlik matrisi c(r,s)'yi ifade etmektedir.

Tablo 5.15a İnce Cidarlı kiriş için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Yalın burulma)

1. Ortogonalite (Kütle) Matrisi [Ton*m ²] A(R.S)						
R/S	0	1	2	3	4	5
0	4.33E+06	-2.74E+02	1.77E+04	-2.09E+03	4.86E+04	-1.15E+04
1	-2.74E+02	1.96E+06	-6.56E+03	6.62E+04	-1.51E+04	1.17E+05
2	1.77E+04	-6.56E+03	1.77E+06	-3.66E+04	1.72E+05	-6.77E+04
3	-2.09E+03	6.62E+04	-3.66E+04	1.90E+06	-1.23E+05	3.31E+05
4	4.86E+04	-1.51E+04	1.72E+05	-1.23E+05	2.38E+06	-3.61E+05
5	-1.15E+04	1.17E+05	-6.77E+04	3.31E+05	-3.61E+05	3.40E+06
Sönüm Matrisi [Ton*m ² /sn] B(R.S)						
R/S	0	1	2	3	4	5
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	5.85E+05	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	0.00E+00	1.41E+06	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
3	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	3.29E+06	0.00E+00	0.00E+00
4	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	8.15E+06	0.00E+00
5	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	2.14E+07
2. Ortogonalite (Rijitlik) Matrisi [kN*m] C(R.S)						
R/S	0	1	2	3	4	5
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	4.14E+08	-1.61E+06	5.64E+06	-1.06E+06	1.32E+07
2	0.00E+00	-1.61E+06	1.58E+09	-2.69E+07	3.58E+07	-1.65E+07
3	0.00E+00	5.64E+06	-2.69E+07	4.13E+09	-2.17E+08	1.44E+08
4	0.00E+00	-1.06E+06	3.58E+07	-2.17E+08	1.00E+10	-1.30E+09
5	0.00E+00	1.32E+07	-1.65E+07	1.44E+08	-1.30E+09	2.42E+10

Tablo 5.15b D. Timoshenko kirişi için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Yalın burulma)

1. Ortogonalite (Kütle) Matrisi [Ton*m ²] A(R.S)						
R/S	0	1	2	3	4	5
0	4.33E+06	1.02E+02	2.96E+03	5.85E+02	7.80E+03	1.11E+03
1	1.02E+02	1.85E+06	4.96E+01	6.30E+03	-3.63E+01	1.11E+04
2	2.96E+03	4.96E+01	1.42E+06	-1.25E+03	1.09E+04	-2.66E+03
3	5.85E+02	6.30E+03	-1.25E+03	1.20E+06	-4.24E+03	1.58E+04
4	7.80E+03	-3.63E+01	1.09E+04	-4.24E+03	1.13E+06	-8.84E+03
5	1.11E+03	1.11E+04	-2.66E+03	1.58E+04	-8.84E+03	1.11E+06
Sönüm Matrisi [Ton*m ² /sn] B(R.S)						
R/S	0	1	2	3	4	5
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	5.53E+05	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	0.00E+00	1.14E+06	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
3	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	2.11E+06	0.00E+00	0.00E+00
4	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	3.94E+06	0.00E+00
5	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	7.20E+06
2. Ortogonalite (Rijitlik) Matrisi [kN*m] C(R.S)						
R/S	0	1	2	3	4	5
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	4.14E+08	-3.19E+05	3.10E+05	7.78E+05	1.61E+06
2	0.00E+00	-3.19E+05	1.58E+09	5.62E+04	2.93E+06	8.66E+06
3	0.00E+00	3.10E+05	5.62E+04	4.07E+09	6.15E+06	1.27E+07
4	0.00E+00	7.78E+05	2.93E+06	6.15E+06	9.42E+09	1.94E+07
5	0.00E+00	1.61E+06	8.66E+06	1.27E+07	1.94E+07	1.99E+10

Tablo 5.15c Timoshenko kirişı için kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri (Yalın burulma)

1. Ortogonalite (Kütle) Matrisi [Ton*m ²] A(R.S)						
R/S	0	1	2	3	4	5
0	4.33E+06	5.92E+02	-5.88E+02	5.24E+03	-2.30E+03	1.41E+04
1	5.92E+02	2.18E+06	2.89E+03	-1.43E+03	9.55E+03	-3.58E+03
2	-5.88E+02	2.89E+03	2.22E+06	7.08E+03	-2.66E+03	1.51E+04
3	5.24E+03	-1.43E+03	7.08E+03	2.29E+06	1.24E+04	-4.06E+03
4	-2.30E+03	9.55E+03	-2.66E+03	1.24E+04	2.39E+06	1.79E+04
5	1.41E+04	-3.58E+03	1.51E+04	-4.06E+03	1.79E+04	2.53E+06
Sönüm Matrisi [Ton*m ² /sn] B(R.S)						
R/S	0	1	2	3	4	5
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	6.27E+05	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	0.00E+00	1.53E+06	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
3	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	2.94E+06	0.00E+00	0.00E+00
4	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	5.14E+06	0.00E+00
5	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	8.52E+06
2. Ortogonalite (Rijitlik) Matrisi [kN*m] C(R.S)						
R/S	0	1	2	3	4	5
0	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00
1	0.00E+00	4.51E+08	-6.43E+05	3.91E+05	-1.71E+06	2.64E+06
2	0.00E+00	-6.43E+05	1.83E+09	-4.50E+06	5.23E+06	-6.00E+06
3	0.00E+00	3.91E+05	-4.50E+06	4.20E+09	-1.12E+07	2.87E+07
4	0.00E+00	-1.71E+06	5.23E+06	-1.12E+07	7.72E+09	-9.78E+06
5	0.00E+00	2.64E+06	-6.00E+06	2.87E+07	-9.78E+06	1.26E+10

3-) Doğal frekanslar ve genelleştirilmiş kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri üzerinde yapılan sayısal karşılaştırmaların yanı sıra, (Adım 1 için daha önceden belirtilen amaca yönelik olarak) ince cidarlı kiriş ve düzeltilmiş Timoshenko kirişlerine ait mod değişimlerinin grafik bazda da karşılaştırmaları da yapılmıştır.

Çalışmalara bileşik eğilme – burulma mukavemet durumunun incelenmesi ile başlanmıştır. Düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisinde bileşik eğilme – burulma mukavemet durumunu incelenirken kesme alanı göz önüne alınmasına rağmen modellenen ve teorisi Bölüm 3.1.1’de verilen ince cidarlı kiriş teorisinde göz önüne alınmamaktadır. Çarpılma etkisi düzeltilmiş Timoshenko kirişinde ek terim olarak ele alınmıştır, buna karşın ince cidarlı kiriş teorisinde çarpılma rijitliği modellemenin içinde yer almaktadır. Bu nedenle çarpılma etkisi ince cidarlı kiriş teorisine ait programda incelenirken veri dosyasında çarpılma rijitliği sıfır değeri alınarak sonuçlar elde edilmiştir. Böylece iki ayrı modellemeye ait karşılaştırma yapılırken kolaylık sağlanmaya ve programlar arasında paralellik kurulmaya çalışılmıştır.

İlk olarak spesifik bir durum ele alınmıştır. Düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisinde bileşik eğilme – burulma mukavemet durumu için veri olarak girilen kesme alanı ve çarpılma değerleri sıfır alınmış (Paket 1-A) Şekil D.1-3’de ince cidarlı kiriş teorisinde sıfır çarpılma rijitliği için elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Şekil D.1a-b’de ince cidarlı kiriş teorisi ile düzeltilmiş Timoshenko kirişinde yerdeğiştirme ve dönme değişimleri ilk 7 mod için verilmiştir. Yapılan incelemede grafiklerin yapısal olarakta değer olarakta birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Bu beklenen bir sonuçtur. Zira doğal frekanslar bazındada durum aynıdır. Şekil D.1a-b’de verilen grafikler incelendiğinde mod şekillerinin, serbest simetrik titreşim hareketi yapan kirişler ile, yalın eğilme, yalın burulma serbest antisimetrik titreşim hareketi yapan kirişlere ait mod şekillerinden farklı yapıda olduğu görülmektedir. Bu durum serbest antisimetrik bileşik eğilme-burulma hareketleri için geçerlidir ve eğilme veya burulmanın bileşik hareket üzerindeki dominantlığı olarak ortaya çıkmaktadır. Eğilme veya burulmanın bileşik hareket üzerindeki dominantlığını incelemek için düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisinin Paket 1-A durumuna karşılık gelen, gerek yerdeğiştirmelere, gerekse dönmelere ait mod şekillerinin ilk 10 moduna karşılık gelen değerleri grafik bazda Şekil D.1c’de verilmiştir.

Bileşik eğilme - burulma antisimetrik titreşim hareketi yapan kirişlerde dominantlığın veya asal modların belirlenmesinde (veya literatürde geçen ifadesi ile ‘The effects of coupling’) yalın eğilme veya yalın burulmaya ait asal modlardan yararlanılır. Timoshenko, Young ve Weaver [8], iki ucu basit mesnetli ve üniform yüklü kirişler üzerinde yaptığı çalışmada, bileşik eğilme ve burulma mukavemet durumunda hesaplanan doğal frekansların (ω_c), yalın eğilmeye ait doğal frekanslar (ω_e) ile yalın burulma hareketi için hesaplanan doğal frekanslar (ω_b) arasında yeraldığını belirtmiştir. Aynı görüş, Gere ve Lin [9], ve Ohtaka, Kumai, Ushijima ve Ohji [11] tarafından da savunulmuş ve farklı sınır şartları içinde geçerliliği gösterilmiştir. Ayrıca araştırmacılar bileşik eğilme - burulma hareketinde dominantlığın belirlenmesi içinde bir takım yöntemler geliştirmişlerdir. Bu yöntemlerden Ohtaka ve arkadaşları [11], kiriş ucundaki dönmenin yerdeğiştirmeye oranını [$\phi_r(0) / v_r(0)$] baz almış, oranın büyük değerleri için burulmanın, küçük değerleri içinde eğilmenin dominant olacağını savunmuşlardır. Oranların değişim aralığı hakkında bir sınırlama getirmemişlerdir. Daha sonra yapılan çalışmalarda dönmenin yerdeğiştirmeye göre normalizasyonu $v_r(0) = 1$ ele alınmış, böylece

yukarıda verilen dönmenin yerdeğiştirmeye oranı; yerini dönmenin kiriş ucundaki değerine ($\phi_r(0)$ 'a) bırakmıştır. Yukarıda verilen kriter oldukça hızlı sonuç vermesine rağmen üniform kirişler için geçerlidir. Özellikle büyük kesme alanına sahip, diğer bir değişle açık kesitlerin de yer aldığı kompleks en kesitli kiriş modellemeleri için bu yöntem yeterli değildir. Özellikle açık güverteye sahip konteyner türü gemi görderi modellemeleri için farklı kriterler söz konusudur. Bunlardan bir tanesi gemi kıçında 1m'lik yerdeğiştirmeye karşı tüm dönme değerleri 10°'ye eşit veya küçükse eğilme dominant buna karşın; gemi kıçında 1m'lik yerdeğiştirmeye karşı herhangi bir dönme değerleri 30°'ye eşit veya büyükse burulma dominanttır. Bu kriter Bishop ve arkadaşları [108], tarafından uygulanmıştır. Buna karşın makalenin tartışma bölümünde Prof. Senjanovic kesme uzaklığının, dönme ile çarpım değerinin dominantlık için bir kriter olabileceğini önermiştir. Bununla birlikte burulma momentinin eğilme momentine oranının grafik bazda incelemesinde bir kriter olarak alınabileceği görüşü mevcuttur. Netice itibari ile bu tez çalışmasında üniform kiriş modellemesi yapıldığından en uygun kriterin Ohtaka ve arkadaşlarının önerdiği kriter olduğu sonucuna varılmıştır ve sonuçlar Tablo 5.16'da verilmiştir. Tablo 16'da belirlenen dominantlıklara göre (eğilme veya burulmanın kendi içinde) dönme ve yerdeğiştirmelere ait asal modların nod sayıları ile uyumlu olduğuda (şekil D.1c yardımı ile) görülmüştür.

Tablo 5.16 Dominant doğal frekanslar

Doğal Frekansların İncelenmesi						
R/S	ω_e Yalın Eğilme	ω_b Yalın Burulma	ω_c Bileşik	Dominat	Mod No:	ω_c/ω_e veya ω_c/ω_b
0	0	0	0	-	-	-
1	0	14.3941	0	-	-	-
2	12.5053	28.6994	0	-	-	-
3	33.8089	42.8278	12.4487	eğilme	2	0.9954739
4	64.4934	56.6921	14.3871	burulma	1	0.999514
5	102.9505	70.2069	28.7876	burulma	2	1.003073
6	147.5104	83.2889	32.9077	eğilme	3	0.973344
7	196.4433	95.8573	43.9019	burulma	3	1.025079
8	248.0823	107.8348	53.6545	burulma	4	0.946419
9	300.8923	119.14	67.8819	eğilme	4	1.052540
10	353.5025	129.7255	68.0606	burulma	5	0.969428

şekil D.2a-b'de ise eğilme ve burulma momenti değişimleri, şekil D.3'de ise kesme kuvveti değişimi her iki kiriş modellemesi için grafik bazda ilk beş elastik mod için

verilmiştir. Sonuçların birbirleri ile grafiklerin değişimi açısından uyumlu olduğu görülmüştür. Bununla birlikte özellikle yüksek modlarda değişim farklılıkları ortaya çıktığı ve bu duruma yüksek modlardaki doğal frekanslardaki değişimin neden olduğu sonucuna varılmıştır. Şekil D.1-3'te ilk üç mod rijit harekete ait gemi hareketleri olduğundan burada sunulmamıştır.

Bileşik eğilme – burulma hareketine ait ikinci bir çalışma olarak düzeltilmiş Timoshenko kirişi için kesme alanı etkisi ele alınarak program çalıştırılmıştır. Şekil D.4a-b'de sonuçlar toplu halde sunulmuştur. Kesme alanı etkisi, özellikle 5 numaralı moddan itibaren kendini hissettirmektedir. Yerdeğiştirme ve dönme değerlerinde ve bunlara bağlı olarak burulma ve eğilme momentinde mod 5'ten itibaren, sayısal ve grafik yapısı bakımından ortaya çıkan farklılıklar, dominant mod farklılığına bağlıdır. Zira Paket 1-A ve Paket 3-B'nin düzeltilmiş Timoshenko kirişine ait doğal frekans değerleri incelendiğinde de mod 5 itibari ile farklılıkların ortaya çıktığı görülmektedir.

Bu çalışmada çarpılma rijitliğinin mod şekilleri üzerindeki etkisi de araştırılmıştır. Bu amaçla modellenen ve teorisi Bölüm 3.1.1'de verilen ince cidarlı kirişin çarpılma rijitliği değeri göz önüne alınarak hazırlanan bilgisayar programı çalıştırılmıştır. Çarpılma rijitliğinin burulma momenti üzerindeki etkisi Şekil D.5'de verilmiştir. Bu özel örnek için çarpılmanın burulma momenti üzerindeki etkisi 5 numaralı moddan itibaren kendini hissettirmektedir. Diğer bir değişle, çarpılma rijitliğinin önemi ortaya çıkmaktadır. Doğal frekanslar bazında da Paket 3-a,b'de verilen ince cidarlı kirişe ait sonuçlar incelendiğinde de benzer yoruma varılmaktadır.

Bu aşamaya kadar ince cidarlı kiriş teorisi ile yapılan modelleme hazırlanan bilgisayar programı kullanılarak bileşik yanal eğilme - burulma hareketi için çalıştırılmış çarpılma rijitliğinin etkisi incelenmiştir. Düzeltilmiş Timoshenko kirişi ile yapılan modellemede kesme alanı etkisinin doğal frekanslar ve mod şekilleri üzerindeki değişimleri gözlenmiştir. Ayrıca modellenen ince cidarlı kirişte atalet momenti etkisinin incelenmeside mümkün olacaktır. Bu amaçla Şekil D.6a'da atalet momenti etkisinin kesme kuvvetini nasıl değiştirdiği gösterilmektedir. Ayrıca Şekil D.6b'de burulma momenti içinde benzer çalışma yapılmıştır. Şekiller incelendiğinde bileşik yanal eğilme ve burulma bileşik hareketi için atalet momenti etkisinin, çarpılma rijitliği etkisi ile karşılaştırıldığında (Şekil D.5) daha az olduğu

görülmektedir. Diğer bir değişle burulma momentinin hesabında çarpılma rijitliği, atalet momentine oranla daha etkindir.

4-) Çalışmanın son adımı ise yalın eğilme ve yalın burulma durumları için atalet momenti ve çarpılma rijitliği etkisinin incelenmesidir. Şekil D.7a'da yalın eğilme durumu için atalet momentinin kesme kuvvetine etkisi, Şekil D.7b'de yalın burulma hali için çarpılma rijitliği ve atalet momentinin burulma momentine etkisi verilmiştir. Sistem yalın eğilme veya yalın burulmaya çalışması halinde de atalet momenti ve çarpılma rijitliği etkileri bileşik hareketteki etkilere benzer formda olup, çarpılma rijitliği etkisi ön plana çıkmaktadır.

ADIM 2 : Adım 2 olarak adlandırılan bu tez araştırmasında ilk olarak; en kesit resmi Şekil 5.8'de ve yapısal parametre değerleri Tablo 5.4'de verilen Örnek 4 isimli model en kesiti için bir seri çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalarda amaç teorisi Bölüm 3'de verilen kiriş teorileri arasında karşılaştırmalar yapmaktır. Örnek 4 en kesitli üniform kiriş (200 m) Euler – Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorileri için yalın eğilme, yalın burulma ve bileşik eğilme-burulma hareketlerine karşılık gelen doğal frekanslar Tablo 5.17a'da, dominant modlar Tablo 5.17b'de, bileşik harekete karşılık gelen yerdeğiştirme ve dönmeye ait ilk 4 elastik mod şekilleri ise Şekil D.8a-b'de sunulmuştur. Tablo 5.17a incelendiğinde Euler-Bernoulli, Rayleigh ve Timoshenko kirişlerinin yalın burulma hareketine karşılık gelen doğal frekanslar birebir aynı, bununla birlikte düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisinde yalın burulmaya karşılık gelen doğal frekans değerlerinden küçüktür. Bunun nedeni ilk üç kiriş modellemesinde sadece St Venant burulmasının işlemlere dahil edilmesi, düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisinde çarpılma rijitliğinde göz önüne alınmasıdır. Çarpılma olayı özellikle 2 numaralı moddan itibaren kendini hissettirmektedir. Yalın eğilme hareketinde ise düzeltilmiş ince cidarlı kiriş ile Timoshenko kirişine ait doğal frekanslar üstüste düşmüştür. Zira her iki modellemede de eğilme, kesme deformasyonu, dönme ataleti gözönünde bulundurulmuştur. Euler-Bernoulli, Rayleigh ve Timoshenko kirişleri yalın eğilme durumunda doğal frekanslar bazında birbirine yakın sonuçlar vermesine rağmen modellemedeki farklılıklar kendini göstermiştir. Özellikle Euler kiriş modellemesinde kesme alanı ve dönme ataleti ihmal edilmiş, buna karşın Rayleigh kiriş modellemesinde sadece kesme alanı ihmal edilip, dönme ataletinin bulunduğu kabul edilmiştir. Kesme alanının ihmal edildiği Rayleigh kiriş teorisine ait sonuçlar

Timoshenko kiriş teorisine ait sonuçlardan (özellikle mod 2'ten itibaren) daha büyüktür. Ayrıca, dönme ataletinin etkisi yalın eğilme hareketinde daha ön plana çıkmakta, Euler ve Rayleigh kiriş teorileri karşılaştırıldığında ilk moddan itibaren Euler kirişine ait sonuçların daha büyük olduğu ve mod sayısı arttıkça, doğal frekanslar arasındada farklılığın arttığı görülmüştür. Bileşik eğilme- burulma hareketinde tüm modellemelere ait doğal frekans değerleri birbirinden farklıdır. Bu farklılık çarpılma olayının ihmal edildiği Euler-Bernoulli, Rayleigh ve Timoshenko kirişleri arasında daha az olup, tamamen yalın eğilme hareketinde yapılan kabullere ve çarpılmanın ihmal edilmesine, bağlı olarak kendini göstermektedir. Bununla birlikte düzeltilmiş ince cidarlı kirişte çarpılma rijitliğinin ele alınması bileşik harekette de kendini hissettirmiştir. Özellikle 6 numaralı elastik modtan itibaren doğal frekanslar arasında farklılıklar büyüktür. Doğal frekanslar bu örnek çalışmada gerek yalın burulma ve gerekse bileşik eğilme-burulma hareketlerinde yaklaşık 25 rd/sn 'lik değeri geçerse çarpılmanın önemi ortaya çıkmaktadır.

Tablo 5.17a Örnek 4 en kesitli kiriş için doğal frekanslar

KIRIŞ MODELLERİ	ANSYS BEAM 44 KAG≠0	ANSYS BEAM 44 KAG=0	EULER- BERNOULLI	RAYLEIGHT	TIMOSHENKO	DÜZ. İNCE CİDARLI
ω_r (rd/sn)	EĞİLME-BURULMA BİLEŞİK HAREKETİ					
3	9.060	9.129	9.2005	9.1426	9.0679	9.0682
4	12.786	12.786	12.7720	12.7719	12.7719	12.9375
5	24.265	24.950	25.2156	24.8745	24.1569	24.1657
6	25.591	25.591	25.4715	25.4706	25.4704	26.7647
7	38.428	38.434	38.0582	38.0513	38.0465	42.2600
ω_r (rd/sn)	YALIN EĞİLME HAREKETİ					
2	9.060	9.13	9.2033	9.1454	9.0706	9.0706
3	24.301	24.98	25.2549	24.9103	24.1884	24.1884
4	45.770	48.52	49.0755	47.9537	45.2029	45.2029
5	71.940	79.27	80.0531	77.3529	70.3833	70.3833
6	101.303	116.785	117.4668	112.0874	98.1880	98.1880
ω_r (rd/sn)	YALIN BURULMA					
1	12.792	12.792	12.7725	12.7725	12.7725	12.9344
2	25.585	25.585	25.4663	25.4663	25.4663	26.7313
3	38.380	38.380	38.0030	38.0030	38.0030	42.1289
4	51.200	51.200	50.3054	50.3054	50.3054	59.7981
5	64.020	64.020	62.2977	62.2977	62.2977	79.6614

Bileşik eğilme ve burulma hareketi için Şekil D.8a-b'de verilen yerdeğiştirme ve dönme mod şekilleri de incelendiğinde değişimlerin doğal frekanslardaki değişimlerle benzer formda olduğu görülmektedir. Örnek 4 için yapılan bu çalışmada

Tablo 5.17b incelendiğinde düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisindeki dominantlığın diğer kiriş teorilerindeki dominantlıklarla aynı olduğu görülmektedir. Bunun nedeni kapalı kesitlerde çarpılma rijitliğinin açık kesitlere oranla daha az etkin, burulma rijitliğinin ise daha fazla etkin olmasından kaynaklanmaktadır.

Tablo 5.17b Örnek 4 için dominantlık

Euler Kirişi						
R/S	ω_e [rd/sn] Yalın Eğilme	ω_b [rd/sn] Yalın Burulma	ω_c [rd/sn] Bileşik	Dominant	Mod No:	ω_c/ω_e veya ω_c/ω_b
0	0	0	0	-	-	-
1	0	12.7725	0	-	-	-
2	9.2033	25.4663	0	-	-	-
3	25.2549	38.0030	9.2005	Eğilme	2	0.99969
4	49.0755	50.3054	12.7720	Burulma	1	0.99996
5	80.0531	62.2977	25.2156	Eğilme	3	0.91243
6	117.4668		25.4715	Burulma	2	1.00020
7			38.0582	Burulma	3	1.00145
Rayleigh Kirişi						
0	0	0	0	-	-	-
1	0	12.7725	0	-	-	-
2	9.1454	25.4663	0	-	-	-
3	24.9103	38.0030	9.1426	Eğilme	2	0.99969
4	47.9537	50.3054	12.7719	Burulma	1	0.99995
5	77.3529	62.2977	24.8745	Eğilme	3	0.998562
6	112.0874		25.4706	Burulma	2	1.00016
7			38.0513	Burulma	3	1.00127
Timoshenko Kirişi						
0	0	0	0	-	-	-
1	0	12.7725	0	-	-	-
2	9.0706	25.4663	0	-	-	-
3	24.1884	38.0030	9.0679	Eğilme	2	0.999702
4	45.2029	50.3054	12.7719	Burulma	1	0.999953
5	70.3833	62.2977	24.1569	Eğilme	3	0.998697
6	98.1880		25.4704	Burulma	2	1.000160
7			38.0465	Burulma	3	1.001144
Düzeltilmiş İnce Cidarlı Kiriş						
0	0	0	0	-	-	-
1	0	12.9344	0	-	-	-
2	9.0706	26.7313	0	-	-	-
3	24.1884	42.1289	9.0682	Eğilme	2	0.999735
4	45.2029	59.7981	12.9375	Burulma	1	1.000239
5	70.3833	79.6614	24.1657	Eğilme	3	0.999040
6	98.1880		26.7647	Burulma	2	1.001249
7			42.2600	Burulma	3	1.003111

Örnek 4 için yapılan dominant modların bulunmasına ait çalışma ayrıca, Adım 1’de detaylı bir şekilde açıklanan dönme açısının ilk değerine bağlı olarak yapılmıştır. Tablo 5.17c’de kiriş başında (model gemi kıçında) 1m’lik yerdeğiştirmeye karşılık

gelen dönme değerleri verilmiştir. Tablo 5.17c incelendiğinde eğilmeye ait dominant modlardaki ilk dönme değerleri mertebe olarak aynı, dominant modlardaki dönmeye ait ilk değere oranla küçüktür. Zira dominant modlardaki dönme değerleride kendi içinde mertebe bakımından aynıdır.

Tablo 5.17c Dönme değerleri

Dönme $\phi(0)$ [Rd]	Euler	Rayleigh	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce
Mod 3	-1.28E-03	-1.26E-03	-1.24E-03	-1.21E-03
Mod 4	2.17E+00	2.17E+00	2.17E+00	2.23E+00
Mod 5	-7.90E-03	-7.65E-03	-7.20E-03	-6.27E-03
Mod 6	1.61E+00	1.63E+00	1.62E+00	1.80E+00
Mod 7	1.00E+00	1.05E+00	1.09E+00	1.42E+00

Adım 2 için yapılan bu çalışmada ayrıca Şekil D.8c-d'de bileşik harekete ait eğilme ve burulma momentlerinin değişimleri ilk 4 elastik mod için grafik olarak sunulmuştur. Grafiklerde kiriş teorilerine ait mod şekilleri birbirleri ile aynı formdadır. Burada antisimetrik hareketlerde dominant modların eğilme ve burulma momentleri üzerindeki etkisi açık olarak görülmektedir. Gerek Şekil D.8c'de verilen eğilme momentine ait grafikler, gerekse Şekil D.8d'de verilen burulma momentine ait grafikler incelenirken dominant modlar kendi arasında karşılaştırılmalıdır. Diğer bir değişle eğilmenin dominant olduğu 3-5 numaralı modlar, burulmanın dominant olduğu 4-6-7 numaralı modlar kendi arasında irdelenmelidir. Bu inceleme yapıldığında dominant mod sayısına bağlı olarak düğüm noktalarının elde edildiği görülecektir. Bununla birlikte grafiklerde sayısal olarak farklılıklar bulunmakta ve bu farklılıklar ölçek faktörünün etkisi olduğundan tam olarak görülmemektedir. Bu nedenle teoriler arasındaki farklılıklar sayısal olarakta incelenmiş, eğilme ve burulma momentlerindeki maksimum farklılıklar yüzde olarak Tablo 5.17d'de verilmiştir. Tablo 5.17d'de mutlak yüzde değeri olarak verilen eğilme ve burulma momentindeki değişimler incelendiğinde, en az farklılık değerinin Euler-Rayleigh kiriş teorileri arasında olduğu görülmektedir. Bu iki teori arasındaki farklılık sadece dönme ataletine bağlıdır. Dönme ataleti etkisi burulmanın dominant olduğu modlarda (4-6-7) daha etkin, eğilmenin dominant olduğu modlarda ise (3-5) daha az etkilidir. Örnek 4 için eğilme momentindeki maksimum fark % 4.63, burulma momentinde ise %5.91 olarak elde edilmiştir. Timoshenko kiriş teorisinin Rayleigh kiriş teorisi ile yüzde bazında yapılan karşılaştırmada eğilme momentinde % 8.80, burulma momentinde ise % 9.78'lik bir farklılık görülmektedir. Söz konusu farklılık kesme alanına bağlı

olarak ortaya çıkmıştır. Tablo 5.17d’de verilen Timoshenko kiriş teorisinin Euler kiriş teorisi ile yüzde bazında yapılan karşılaştırmasında ise eğilme momentinde % 12.58, burulma momentinde ise % 16.26’lık bir farklılık hesaplanmıştır. Söz konusu farklılık kesme alanına ve dönme ataletine bağlı olarak ortaya çıkmıştır.

Tablo 5.17d Momentlerdeki maksimum farklılıklar

Modlar	Eğilme Momentindeki Maksimum Farklılıklar (%)			
	Timoshenko-Euler	Timoshenko-Rayleigh	Euler-Rayleigh	Timoshenko-Düz.İnce
3	1.35	1.19	0.01	0.002
4	5.25	2.00	3.31	1.4
5	4.62	4.14	4.63	0.025
6	5.66	2.92	2.66	0.27
7	12.58	8.80	3.96	5.49
Modlar	Burulma Momentindeki Maksimum Farklılıklar (%)			
	Timoshenko-Euler	Timoshenko-Rayleigh	Euler-Rayleigh	Timoshenko-Düz.İnce
3	2.84	1.27	1.55	1.5
4	0.21	0.328	0.011	2.44
5	16.26	9.78	5.91	11.97
6	0.59	0.323	0.09	8.84
7	7.87	3.93	4.11	25.87

Bu ana kadar yapılan kiriş teorileri arasındaki karşılaştırmalarda çarpılma rijitliğinin bir etkisi bulunmamaktadır. Her üç teoride de sadece St. Venant burulma rijitliği mevcuttur. Fakat eğilme teorileri birebir aynı olan Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorileri arasında eğilme ve burulma momenti değişimlerindeki mutlak yüzde değer farklılığı incelendiğinde çarpılma rijitliğinin önemi ortaya çıkmaktadır. Çarpılma rijitliğinin etkisi eğilme momentinde maksimum % 5.49 olarak, burulma momentinde ise maksimum % 25.87 olarak hesaplanmıştır. Bu durumda çarpılma rijitliğinin etkisi burulma momentinde daha etkindir. Hatta burulmanın dominant olduğu modlarda ihmal edilemeyecek değerlere ulaşmaktadır. Eğilme momentinde çarpılma rijitliğinin etkisi yine burulmanın dominant olduğu modlarda daha fazladır ve modlar büyüdükçe etkisi de artmaktadır. Tablo 5.17d’de verilen karşılaştırma sonuçlarına bağlı olarak, Örnek 4 en kesitli üniform kiriş modellemesinde sadece kesme alanının ihmal edilmesi yaklaşık olarak (maksimum) % 10’luk, sadece dönme ataletinin ihmal edilmesi yaklaşık olarak (maksimum) % 6’lık, hem kesme alanı hem dönme ataletinin ihmal edilmesi yaklaşık olarak (maksimum) % 16.5’luk farklılığa neden olmaktadır. Bununla birlikte sadece çarpılma rijitliğinin ele alınıp, alınması yaklaşık olarak (maksimum) % 26’lık bir değer farklılığına neden olmaktadır. Bu

arada yapılan bu genel yorumun en kesit tipine bağılı olarak değışeceğıde unutulmamalıdır. Örnek 4 kapalı üniform en kesitli kiriştir. Açık en kesitlerinde bulunacağı üniform olmayan kiriş modellemelerinde bu maksimum değıer farklılıklarının sadece ön bilgi açısında kullanılması gerekmektedir. Nitekim, açık en kesitlerin bulunduğu, en kesit atlamalarının yer aldığı kiriş modellemelerinde, çarpılma rijitliğinin yanında, kesme uzaklığının ve St Venant burulma rijitliklerinin etkisi de önem kazanmaktadır. Zira açık en kesitte, kesme uzaklığı kapalı en kesite oranla büyük, St. Venant rijitliği ise açık en kesitte daha küçüktür. Çarpılma rijitliği ise açık en kesite kapalı en kesite oranla daha büyük değıer almaktadır. Bu bağlamda dominantlığın belirlenmesinde, 1m'lik yer değıştirmeye bağılı olarak dönmenin kiriş başındaki değıerinin ele alınması, veya eğilme ve burulma momentindeki değıişimlerin bileşik harekette sadece çarpılma rijitliğine bağılı olarak irdelenmesi doğru bir yaklaşım olmayacaktır. Zira açık ve kapalı en kesitlerin yer aldığı, özellikle konteyner türü gemilerde kiriş modellemesi yapılırken dominantlığın belirlenmesinde tam bir görüş birliği mevcut değıildir. Araştırmacılar dominantlığın belirlenmesinde dönme açısının incelenmesini, veya eğilme ve burulma momenti değıişimlerinin irdelenmesini veya kesme uzaklığının baz olarak alınmasını önermektedirler [12,131]. Diğıer bir değıişle, üniform olmayan kirişlerde dominantlığın belirlenmesi titiz bir çalışma gerektirecek, ortaya çıkacak olan eğilme ve burulma momentindeki farklılık, hem en kesitlerin yapısal parametre değıerlerine bağılı olarak hem de kiriş boyuna bağılı olarak değıişim gösterecektir.

Bu tez çalışmasında Adım 2 için belirlenen amaca yönelik olarak, Timoshenko, düzeltilmiş ince cidarlı ve ince cidarlı kirişler için Durum1- 4'e karşılık gelen doğal frekansları ve mod şekilleride incelenmiştir. Durum 1-4'e karşılık gelen kirişler üniform yapıda olmayıp, açık en kesitten kapalı en kesite ve kapalı en kesitten açık en kesite geçişler mevcuttur. Kiriş 200 m boyunda olup, iki ucundan 50 m'lık ve 70m'lik kısımları kapalı ortası açık olarak iki ayrı modellemesi yapılmıştır. Hesaplamalar bileşik eğilme-burulma, yalın eğilme ve yalın burulma hareketleri için doğal frekanslar bazında ve eğilme ve burulma momentlerine ait mod şekilleri ise grafik bazda verilmiştir.

Tablo 5.18a Durum1 için bileşik harekete ait doğal frekanslar

70 –60 -70		BİLEŞİK EĞİLME – BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	0	0	0	0
2	0	0	0	0
3	3.3727	6.5089	6.5072	3.4950
4	6.8883	9.6817	10.2135	6.3749
5	11.3106	24.0602	25.8459	11.6955
6	11.5484	27.2285	27.3954	12.4991
7	16.0731	37.8175	38.1085	17.9648
50 –100 -50		BİLEŞİK EĞİLME – BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	0	0	0	0
2	0	0	0	0
3	2.792	4.9421	4.942	3.1711
4	5.4287	10.1806	10.7242	4.5088
5	8.2835	24.8423	26.5037	8.1078
6	10.7877	27.3501	27.4909	10.8580
7	13.0737	45.6669	48.0223	13.9670

Tablo 5.18b Durum1 için eğilme hareketine ait doğal frekanslar

70 –60 –70		YALIN EĞİLME			
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS	ANSYS KAG=0
0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0
2	9.1699	9.1699	9.692	9.1577	9.237
3	24.316	24.316	26.2844	24.3599	25.152
4	45.5899	45.5899	50.8088	45.9143	49.035
5	71.1844	71.1844	82.137	72.0053	80.248
6	98.684	98.684	118.5146	100.4053	117.740
50 –100 –50		YALIN EĞİLME			
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS	ANSYS KAG=0
0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0
2	9.1814	9.1814	9.7064	9.1722	9.252
3	24.5962	24.5962	26.581	24.6389	25.435
4	45.7476	45.7476	51.0237	46.0715	49.233
5	71.1877	71.1877	82.4169	72.1512	80.531
6	99.5988	99.5988	119.803	101.4146	118.947

Tablo 5.18 a-c’de Durum1 için Timoshenko, düzeltilmiş ince cidarlı ve ince cidarlı kirişler için doğal frekans değerleri vermektedir. Doğal Frekanslar yalın eğilme, yalın burulma ve bileşik eğilme-burulma hareketleri göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Bilindiği üzere Timoshenko kirişinde burulma sadece St. Venant burulmasına eşit, diğer iki teorilerde ise toplam burulma değeri St. Venant ve çarpılma burulmasının toplamı olarak alınmıştır. Ayrıca kabuller gereği Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorilerinde kesme alanı söz konusudur. İnce cidarlı kiriş teorisinde ise kesme alanı etkisi ihmal edilmiştir. Bununla birlikte ince cidarlı kiriş teorisinde elastisite ve kayma modülleri Poisson oranına bağlı olarak alınmıştır. Durum 1’e ait doğal frekans değerleri Tablo 5.18a’da bileşik hareket için, Tablo 5.18b’de yalın eğilme için ve Tablo 5.18c’de yalın burulma hareketleri için verilmiştir. Doğal frekanslar ilk 7 mod değerleri gözönüne alınarak hesaplanmıştır. Bileşik harekette ilk üç mod, yalın eğilme hareketinde ilk iki mod ve yalın burulma hareketinde ilk mod rijit modlar olduğundan sıfırdır.

Tablo 5.18c Durum1 için burulma hareketine ait doğal frekanslar

70 –60 –70		YALIN BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	3.6277	6.8226	6.823	3.8546
2	10.8532	30.5807	30.5943	12.4683
3	19.2856	40.7928	40.8061	22.7639
4	27.113	70.6981	70.7885	31.8211
5	33.4748	91.4203	91.4948	36.1383
50 –100 –50		YALIN BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	3.2576	5.5804	5.5808	3.3564
2	7.8539	29.6097	29.6373	8.4735
3	13.2794	50.9806	51.0181	14.6957
4	18.8135	68.9305	69.0045	21.2585
5	24.1288	112.5087	112.7982	27.9093

Tablo 5.18a’da sunulan doğal frekans değerleri irdelendiğinde; bileşik eğilme ve burulma durumu için her iki kiriş tipi ele alındığında (50 kapalı -100 açık-50 kapalı, 70 kapalı –60 açık -70 kapalı) düzeltilmiş ince cidarlı ve ince cidarlı kirişlere ait

doğal frekas değerleri birbirine yakın sonuç vermektedir. Bu sonuçların birbirine yakınlık derecesi kiriş modellemesinde kapalı kesit ne kadar fazla ise o kadar yakın olarak kendini göstermektedir. Bununla birlikte çarpılma rijitliği açık kesitlerin bulunduğu durumlarda kendini hissettirmekte özellikle bu çalışma için 3 numaralı moddan itibaren doğal frekans değerleri üzerinde farklılıklar ortaya çıkmaktadır. Açık kesitlerin yer aldığı kiriş tiplerinde çarpılma rijitliğinin önemi Tablo 5.18c'de verilen yalın burulma durumu irdelendiğinde daha iyi anlaşılmaktadır. Açık kesit ne kadar fazla ise çarpılma rijitliğinin etkisi o derece fazladır. Yalın burulma durumunda ince cidarlı kiriş ile düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modellemelerinde ortaya çıkan farklılık Poisson oranından kaynaklanmaktadır. Zira her iki modellemelerde de çarpılma atalet etkisi bulunmaktadır. Oysa, Timoshenko kiriş modellemesinde çarpılma tamamıyla ihmal edilmiştir. Tablo 5.18b'de verilen yalın eğilme durumunda Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modellemelerine ait sonuçlar birebir aynıdır. Bu beklenen bir sonuçtur. Zira yalın eğilme durumunda modellemeler her iki teori için aynıdır ve kesme etkisi, dönme ataleti ve eğilme bir arada modellenmiştir. Bununla beraber kesme alanının ihmal edildiği ince cidarlı kiriş modellemesinde doğal frekanslar daha büyük olarak elde edilmiş, kesme alanı etkisinin irdelenmesi mümkün olmuştur. Bu aşamada Poisson oranının modüllere dahil edilmiş olduğu ve sonuçların farklı çıkmasında etkisinin de bulunduğu unutulmamalıdır. Tablo 5.19a-c'de verilen doğal frekans değerleri Durum 2 modellemesi içindir. Durum 2 için iki ayrı kiriş tipi ele alınmış ve farklı kiriş modellemeleri için sonuçlar elde edilmiştir. Tablo 5.19a'da bileşik hareket için, Tablo 5.19b'de yalın eğilme hareketi için Tablo 5.19c'de ise yalın burulma hareketi için doğal frekanslar sunulmuştur. Doğal frekansların değişimi Durum 1 ile benzerlik göstermekte olup, modellemelere ait farklılıkların özellikle çarpılma rijitliğinin ele alınıp alınmamasının önemli olduğu ve sonuçlar üzerindeki etkisinin belirginleştiği görülmüştür.

Tablo 5.19a'da verilen bileşik harekete ait doğal frekans değerleri ilk 7 mod için verilmiş olup, ilk üç mod rijit hareketi gösterdiğinden sıfırdır. Durum 2'e ait doğal frekans değerleri Timoshenko kiriş teorisinde daha küçük diğer iki teoride daha büyük olarak hesaplanmıştır. Tablo 5.19b ve 5.19c'de yalın eğilme ve yalın burulma hareketleri için elde edilen doğal frekans değerleri irdelendiğinde, yalın eğilme durumunda Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorilerinin birebir aynı

sonuç verdiği, yalın burulma hareketinde ise düzeltilmiş ince cidarlı ve ince cidarlı kiriş teorilerine ait sonuçların birbirine yakın olduğu görülmüştür.

Tablo 5.19a Durum 2 için bileşik harekete ait doğal frekanslar

70 –60 –70		BİLEŞİK EĞİLME – BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	0	0	0	0
2	0	0	0	0
3	3.2148	6.3472	6.3491	3.342
4	6.3447	10.0083	10.5584	5.628
5	9.7828	24.0235	25.7203	10.744
6	11.2113	26.9231	27.162	11.449
7	13.9602	36.5053	37.0062	15.429
50 –100 –50		BİLEŞİK EĞİLME – BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	0	0	0	0
2	0	0	0	0
3	2.553	4.6689	4.6716	3.0197
4	4.8744	10.7778	11.3583	3.8704
5	7.2659	25.4391	27.0993	6.8524
6	9.49	29.6626	30.1045	9.2375
7	11.7548	45.1984	47.8916	12.0900

Modellemenin neden olduğu bu sonuçlar Durum1’de ki sonuçlarla paralellik sağlamaktadır. İnce cidarlı ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorilerinde; yalın burulma hareketinde kiriş boyunca açık kesit uzunluğu arttıkça doğal frekans değerleride artmakta, buna karşın Timoshenko kiriş teorisinde açık kesit uzunluğu arttıkça doğal frekans değerleri azalmaktadır. Bu duruma Timoshenko kirişinde etkin olan burulma rijitliği neden olmaktadır. Burulma rijitlii açık en kesitlerde daha küçük değer almaktadır. Yalın eğilme durumunda kiriş modellemesindeki açık kesit uzunluğunun etkisi bu örnek durumda pek etkili olmayıp, açık kesit uzunluğu arttıkça, doğal frekansların değer artımı yüzde mertebesinde olmaktadır. Bu seçilen kiriş modellemesindeki en kesit tiplerinin yapısal parametre değerlerinden kaynaklanmaktadır.

Tablo 5.19b Durum 2 için eğilme hareketine ait doğal frekanslar

70 –60 –70		YALIN EĞİLME			
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS	ANSYS KAG=0
0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0
2	9.2518	9.2518	9.7817	9.195	9.276
3	24.3373	24.3373	26.2823	24.354	25.154
4	45.5249	45.5249	50.6832	45.819	48.973
5	70.9972	70.9972	81.9573	71.816	80.154
6	98.6865	98.6865	118.268	100.204	117.646
50 –100 –50		YALIN EĞİLME			
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS	ANSYS KAG=0
0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0
2	9.319	9.319	9.854	9.3048	9.318
3	24.6436	24.6436	26.6331	24.6911	25.051
4	45.7197	45.7197	50.9157	46.0753	49.184
5	71.1054	71.1054	82.1148	72.1355	80.399
6	99.3276	99.3276	119.326	101.351	118.727

Tablo 5.19c Durum 2 için burulma hareketine ait doğal frekanslar

70 –60 –70		YALIN BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	3.5976	6.8167	6.817	3.834
2	9.9922	30.4121	30.4257	11.933
3	17.4705	40.4546	40.4679	21.673
4	24.5233	74.3596	74.4539	30.642
5	30.5252	91.2009	91.2745	35.608
50 –100 –50		YALIN BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	3.1894	5.5439	5.5442	3.2779
2	7.323	32.5287	32.5633	7.8684
3	12.1153	50.9215	50.9581	13.3838
4	17.0257	74.1238	74.2383	19.2353
5	21.7618	121.1173	121.4172	25.1968

Durum 2’de hem açık kesitin (yarı açık) hemde kapalı kesitin birim boya karşılık gelen kütlesi aynıdır. Ayrıca kesme alanı aynı olarak hesaplanmıştır. Yalın eğilme durumunda çarpılma ve burulma rijitliklerinin etkisi yoktur. Dolayısıyla, önemli birer parametre olan bu rijitliklerin ihmal edildiği bu kiriş modellemesinde, diğer yapısal parametrelerin değişim miktarına bağlı olarak doğal frekanslar farklılıklar

göstermiştir. Ayrıca diğer bir önemli parametre olan ağırlık ve kayma merkezi arasındaki uzaklık yalın hareketlerde sıfırdır.

Tablo 5.20a Durum 3 için bileşik harekete ait doğal frekanslar

70 –60 –70		BİLEŞİK EĞİLME – BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	0	0	0	0
2	0	0	0	0
3	3.3425	6.464	6.4654	3.446
4	6.7887	9.5149	10.0326	6.3164
5	11.2706	23.8773	25.6476	11.495
6	11.4126	26.9772	27.2365	12.477
7	16.0203	37.6483	38.0824	17.926
50 –100 –50		BİLEŞİK EĞİLME – BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	0	0	0	0
2	0	0	0	0
3	2.7787	4.9291	4.9315	3.1365
4	5.3561	9.9554	10.4808	4.4604
5	8.2277	24.5583	26.1873	8.0840
6	10.6868	26.9941	27.3348	10.8033
7	12.9586	45.2646	47.9842	13.8243

Tablo 5.20a-c’de verilen doğal frekans değerleri Durum 3 modellemesi içindir. Durum 3 için iki ayrı kiriş tipi ele alınmış, Tablo 5.20a’da bileşik hareket için, Tablo 5.20b’de yalın eğilme hareketi için Tablo 5.20c’de ise yalın burulma hareketi için doğal frekanslar sunulmuştur. Modellemelerden kaynaklanan ve doğal frekanslar üzerinde etkisini gösteren çarpılma rijitliği etkisi bu örnekte de kendini hissettirmektedir. Durum 3 için kiriş varyasyonlarının neden olduğu açık ve kapalı en kesitlerin doğal frekanslar üzerindeki etkisi Durum1 ve Durum 2’ye benzer formda olup, nedenleri söz konusu durum modelleme tiplerinde (Durum1-2) yapılan açıklamalarda geniş olarak anlatılmıştır. Burada bu açıklamaların tekrarının yapılması yerine Durum 1’e ait sonuçlarla karşılaştırma yapılması gereği duyulmuştur. Zira Durum 1 ve Durum 2 modellemelerinde açık en kesitin formları birebir aynı olup, sadece kapalı kesit formları farklıdır. Durum 3’te kapalı kesit ara

güverteye sahip olmasına rağmen aynı boyutlara sahip kapalı kesit Durum 1’de aragüvertesizdir. Dolayısıyla kapalı kesitte aragüvertenin bulup, bulunmaması irdelenmek amacı ile Durum 3’e ait sonuçlar her iki giriş teorisi için elde edilmiştir.

Tablo 5.20b Durum 3 için eğilme hareketine ait doğal frekanslar

70 –60 –70		YALIN EĞİLME			
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS	ANSYS KAG=0
0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0
2	9.0529	9.0529	9.565	8.980	9.114
3	24.2045	24.2045	26.1834	23.930	25.046
4	45.5231	45.5231	50.7648	44.302	48.976
5	71.1145	71.1145	81.9737	67.556	80.066
6	98.3683	98.3683	118.262	92.909	117.495
50 –100 –50		YALIN EĞİLME			
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS	ANSYS KAG=0
0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0
2	9.0147	9.0147	9.5275	9.0088	9.082
3	24.4372	24.4372	26.4018	24.4912	25.262
4	45.5897	45.5897	50.8925	45.9503	49.107
5	71.016	71.016	82.331	72.1468	80.462
6	99.496	99.496	119.6414	101.7124	118.808

Tablo 5.20c Durum 3 için burulma hareketine ait doğal frekanslar

70 –60 –70		YALIN BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	3.5849	6.7635	6.7639	3.809
2	10.8238	30.3482	30.3615	12.438
3	19.2667	40.4227	40.4357	22.733
4	27.0856	70.1583	70.2478	31.673
5	33.3733	90.7445	90.8177	35.790
50 –100 –50		YALIN BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	3.2236	5.5396	5.54	3.2219
2	7.8208	29.4387	29.4659	8.4414
3	13.2568	50.6189	50.6556	14.6737
4	18.7981	68.4147	68.4878	21.2409
5	24.1175	111.9115	112.1986	27.8917

Durum 1 için Tablo 5.18a'da verilen bileşik harekete ait doğal frekans değerlerinin Tablo 5.20a'da verilen bileşik harekete ait doğal frekans değerlerinden daha büyük olduğu görülmüştür. Bununla birlikte bileşik harekete ait ince cidarlı kiriş teorisinde 50 m'lik açık 100 m'lik kapalı 50 m'lik açık en kesitli (5105) kiriş modelinde durum tam tersidir. Benzer karşılaştırma yalın eğilme hareketi içinde yapıldığında sonuçların aynı olduğu görülmüştür. Açık olarak ifade edilirse; Durum1 için Tablo 5.18b'de verilen yalın eğilme hareketine ait doğal frekans değerlerinin Durum 3 için Tablo 5.20b'de verilen yalın eğilme hareketine ait doğal frekans değerlerinden daha büyük olduğu görülmüştür. Buna karşın Durum1 için Tablo 5.18c'de verilen yalın burulma hareketine ait doğal frekans değerlerinin Durum 3 için Tablo 5.20c'de verilen yalın eğilme hareketine ait doğal frekans değerlerinden ince cidarlı ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorilerinde daha küçük olduğu saptanmıştır.

Tablo 5.21a Durum 4 için bileşik harekete ait doğal frekanslar

70 -60 -70		BİLEŞİK EĞİLME - BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	0	0	0	0
2	0	0	0	0
3	3.1902	6.3129	6.3147	3.407
4	6.2547	9.8345	10.3704	6.108
5	9.7375	23.8461	25.5233	11.342
6	11.0953	26.753	26.9942	11.843
7	13.8766	36.4831	37.0159	16.976
50 -100 -50		BİLEŞİK EĞİLME - BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	0	0	0	0
2	0	0	0	0
3	2.5439	4.6653	4.6679	2.9870
4	4.821	10.5425	11.1061	3.8277
5	7.2177	25.1367	26.7619	6.8285
6	9.4117	29.4915	29.9306	9.2099
7	11.7101	44.8957	47.5798	12.0813

Tablo 5.21a-c’de verilen doğal frekans değerleri Durum 4 modellemesi içindir. Durum 4 için iki ayrı kiriş tipi ele alınmış ve farklı kiriş modellemeleri için sonuçlar elde edilmiştir. Tablo 5.21a’da bileşik hareket için, Tablo 5.21b’de yalın eğilme hareketi için Tablo 5.21c’de ise yalın burulma hareketi için doğal frekanslar sunulmuştur. Doğal frekansların değişimi Durum 1-3 ile benzerlik göstermekte olup, modellemelere ait farklılıkların özellikle çarpılma rijitliğinin ele alınıp alınmamasının önemli olduğu ve sonuçlar üzerindeki etkisinin belirginleştiği görülmüştür.

Tablo 5.21b Durum 4 için eğilme hareketine ait doğal frekanslar

70 –60 –70		YALIN EĞİLME			
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS	ANSYS KAG=0
0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0
2	9.1379	9.1379	9.6579	9.057	9.197
3	24.2442	24.2442	26.2003	23.964	25.059
4	45.4454	45.4454	50.6248	44.180	48.841
5	70.9523	70.9523	81.8319	64.025	79.928
6	98.4185	98.4185	118.0932	92.928	117.319
50 –100 –50		YALIN EĞİLME			
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS	ANSYS KAG=0
0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0
2	9.1478	9.1478	9.6703	9.1351	9.211
3	24.5011	24.5011	26.4721	24.5453	25.318
4	45.5911	45.5911	50.8189	45.9371	49.023
5	70.9505	70.9505	82.0587	72.0130	80.186
6	99.2528	99.2528	119.2411	101.3637	118.419

Durum 4 için hesaplanan doğal frekans sonuçlarının irdelenmesinde Tablo 5.20a-c’de Durum 3 için verilen değerler baz alınmıştır. Zira Durum 3 ile Durum 4 kiriş modellemesinde kapalı kesitler birebir aynı olup, sadece açık kesit formları farklıdır. Durum 3’te açık kesit, Durum 4’te yarı açık kesit mevcuttur. Yalın eğilme hareketi için Tablo 5.20b ve 5.21b’de verilen sonuçlar karşılaştırıldığında yarı açık en kesit uzunluğunun artması (açık kesite oranla) doğal frekans değerlerini azaltmaktadır. Çarpılma rijitliğinin önem kazandığı yalın burulma hareketine ait Tablo 5.20c ve 5.21c’de hesaplanan sonuçlar karşılaştırıldığında, Timoshenko kiriş teorisinde doğal frekans değerlerinin yarı açık an kesitli Durum 4’te daha küçük, düzeltilmiş ince cidarlı ve ince cidarlı kiriş teorilerinde daha büyük olduğu görülmüştür. Bu sonuç

bileşik harekete ait Durum 3 için Tablo 5.20c'de ve Durum 4 için Tablo 5.21c'de sunulan doğal frekans değerleride irdelendiğinde görülmektedir.

Tablo 5.21c Durum 4 için burulma hareketine ait doğal frekanslar

70 –60 -70		YALIN BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	3.5559	6.7589	6.7593	3.770
2	9.9607	30.1809	30.1942	11.416
3	17.4514	40.0989	40.1119	24.215
4	24.5045	73.7706	73.864	29.356
5	30.4887	90.5376	90.61	34.712
50 –100 -50		YALIN BURULMA		
Modlar	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	ANSYS
0	0	0	0	0
1	3.1576	5.506	5.5063	3.2459
2	7.2892	32.3128	32.347	7.8357
3	12.0908	50.5671	50.603	13.3599
4	17.0087	73.5767	73.6901	19.2171
5	21.7497	120.4129	120.71	25.1805

Yukarıda Adım 2 için doğal frekanslar bazında yapılan çalışma genişletilmiş, özellikle mod şekilleri üzerindeki etkileride araştırılmıştır. Bu bağlamda eğilme ve burulma momentlerinin değişimi Şekil D.9-20'de verilmiştir. Durum 1- 4 için ilk üç elastik moda ait eğilme ve burulma moment değerleri grafik bazda iki kiriş tipi için (7607, 5105) , hem yalın burulma, hem yalın eğilme hem de bileşik hareketler için sunulmuştur. Durum 1'e ait yalın burulma hareketinde burulma momenti değişimi Şekil D.9'da verilmiştir. Yalın burulma hareketinde kiriş en kesit tipi önem kazanmaktadır. Bununla birlikte kiriş modellemesinde açık en kesit varsa ve çarpılma rijitliği hesaplamalara dahil ediliyorsa (ince cidarlı ve düzeltilmiş ince cidarlı) kiriş modelinde açık en kesit uzunluğu arttıkça burulma momenti değerleride artmaktadır. Yalın burulma hareketinde çarpılma rijitliği ihmal ediliyorsa (Timoshenko kirişi) burulma momentinin artma veya azalmasına St. Venant rijitliği diğer bir ifade ile St. Venant akması etken olmaktadır. Bu tez çalışmada St. Venant akması açık kollarda ihmal edilmiştir. Burulma rijitliğinin açık kollarda et kalınlığının kübü ile orantılıdır. Kapalı kesitlerde ise kayma akmasına bağlı olarak

hesaplanmıştır. Sonuç olarak Durum1 için yalın burulma hareketinde Timoshenko kiriş modellemesinde açık en kesit uzunluğu arttıkça burulma moment değeri azalmaktadır.

Durum 1'e ait yalın eğilme hareketinde eğilme momenti değişimi Şekil D.10'da ilk üç elastik mod için verilmiştir. Yalın eğilme hareketinde Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorilerindeki ortak modelleme eğilme momenti değişiminde de kendini göstermiş, eğilme momenti değerleri üst üste düşmüştür. Yalın eğilme hareketinde eğilme moment değeri ince cidarlı kirişte daha büyük değerler almaktadır. Kesme alanın ihmal edilmesi ve rijitlik modüllerinde poisson oranının hesaplara dahil edilmesi buna etkindir. Ayrıca mod değeri büyüdükçe eğilme moment değerleri arasındaki farklılıkta büyümektedir.

Durum 1'e ait bileşik eğilme -burulma hareketinde eğilme momenti değişimi Şekil D.11a'da, bileşik eğilme -burulma hareketinde burulma momenti değişimi Şekil D.11b'de ilk üç elastik mod için verilmiştir. Bileşik harekette eğilme momenti değeri ince cidarlı kiriş teorisine ait modellemeye en büyük değeri almaktadır. Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine ait modelleme ile elde edilen sonuçlar Timoshenko kiriş modellemesinden büyük, ince cidarlı kiriş modellemesine ait sonuçlardan küçüktür. Söz konusu yorum modlar ve kiriş modellemesinde açık en kesit uzunluğu arttıkça çarpılma rijitliğinin ve kesme alanının etkisine bağlı olarak başka bir boyut kazanmaktadır. Durum1'e ait bileşik eğilme – burulma hareketinde burulma momenti değişimi açık en kesit uzunluğuna bağlı olarak değişmektedir. Açık en kesit formları kiriş modellemesine dahil edildiğinde burulma momenti değerleri değişiklik göstererek artmaktadır.

Durum 2 için yalın burulma hareketine ait burulma momenti değişimi Şekil D.12a'da, yalın eğilme hareketine ait eğilme momenti değişimi Şekil D.13'te, bileşik eğilme - burulma hareketine ait eğilme momenti değişimi Şekil D.14a'da, burulma momenti değişimi Şekil D.13b'de sunulmuştur. Benzer şekilde Durum 3 için yalın burulma hareketine ait burulma momenti değişimi Şekil D.15'te, yalın eğilme hareketine ait eğilme momenti değişimi Şekil D.16'da, bileşik eğilme - burulma hareketine ait eğilme momenti değişimi Şekil D.17a'da, burulma momenti değişimi Şekil D.17b'de ve Durum 4 için yalın burulma hareketine ait burulma momenti değişimi Şekil D.18'de, yalın eğilme hareketine ait eğilme momenti değişimi Şekil

D.19'da, bileşik eğilme - burulma hareketine ait eğilme momenti değişimi Şekil D.20a'da, burulma momenti değişimi Şekil D.20b'de verilmiştir. Şekil D.9-20 irdelendiğinde her durumun kendi içinde Durum 1 ile aynı yolu izlediği dolayısıyla Durum1 için yapılan açıklamaların Durum 2 – 4 içinde geçerli olacağı sonucuna varılmıştır. Bununla birlikte özellikle açık en kesit uzunluğunun 100 m alındığı (50-100-50) kiriş modellemesinde bileşik harekette ortaya çıkan mod şekillerinde irdelenmesi gerektiği bir gerçektir. Bu bağlamda dominant doğal frekansların belirlenmesi, böylece eğilme ve burulmanın dominantlığının hangi modlarda olduğunun gösterilmesi gerekmektedir. Durum1 için iki ucundan 50 m'lik kısmı kapalı (5105 kirişi) kiriş modeli için dominantlık analizi Tablo 5.22a-b'de yapılmıştır. Tablo 5.22a uniform olmayan kirişlerde kullanılan maksimum dönme açısı baz alınarak yapılmıştır. $\phi(x)$ herhangi bir kiriş boyunda 30° ' yi geçerse, burulma dominant, $\phi(x)$ tüm kiriş boyunca 10° nin altında değer alırsa, eğilme dominanttır. Söz konusu kritere göre kiriş modellemelerinde dominantlık belirlenememektedir.

Tablo 5.22a Durum1 için dominantlık (maksimum $|\phi(x)|$)

Max $ \phi(x) $ (Rd)	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	Dominantlık (Timoshenko)	Dominantlık (Düz. İnce)	Dominantlık (İnce Cidarlı)
Mod 3	0.45 (25.78°)	0.53 (30.36°)	0.53 (30.36°)	?	Burulma	Burulma
Mod 4	0.26 (14.89°)	0.06 (03.43°)	0.06 (03.43°)	?	Eğilme	Eğilme
Mod 5	0.45 (25.78°)	0.09 (05.15°)	0.08 (04.58°)	?	Eğilme	Eğilme
Mod 6	0.13 (07.44°)	0.22 (12.60°)	0.19 (10.88°)	Eğilme	?	?

Durum1 için dominantlık analizi 1m'lik yerdeğiştirmeye karşılık burulma açısının kiriş başındaki ($\phi(0)$) değeri ele alınarak yapılan analizde dominant değerlerinin belirlenmesi mümkün olmuştur.

Tablo 5.22b Durum1 için dominantlık ($|\phi(0)|$)

$ \phi(0) $ (Rd)	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	Dominantlık (Timoshenko)	Dominantlık (Düz. İnce)	Dominantlık (İnce Cidarlı)
Mod 3	0.45	0.53	0.53	Burulma	Burulma	Burulma
Mod 4	0.26	0.06	0.06	Eğilme	Eğilme	Eğilme
Mod 5	0.45	0.09	0.08	Burulma	Eğilme	Eğilme
Mod 6	0.08	0.22	0.19	Eğilme	Burulma	Burulma

Durum1 için yapılan dominantlık analizi Durum4 içinde iki ucundan 70 m'lik kısmı kapalı (7607) kiriş modeli içinde yapılmış sonuçları Tablo 5.23a-b'de verilmiştir.

Tablo 5.23a Durum 4 için dominantlık (maksimum $|\phi(x)|$)

Max $ \phi(x) $ (Rd)	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	Dominantlık (Timoshenko)	Dominantlık (Düz. İnce)	Dominantlık (İnce Cidarlı)
Mod 3	0.70 (40.10°)	0.81 (46.40°)	0.82 (46.98°)	Burulma	Burulma	Burulma
Mod 4	0.26 (14.89°)	0.04 (02.29°)	0.04 (02.29°)	?	Eğilme	Eğilme
Mod 5	0.68 (38.96°)	0.06 (03.43°)	0.07 (04.01°)	Burulma	Eğilme	Eğilme
Mod 6	0.14 (08.02°)	0.31 (17.76°)	0.32 (18.33°)	Eğilme	?	?

Durum 4 için dominantlık analizi 1m'lik yerdeğiştirmeye karşılık burulma açısının kiriş başındaki ($\phi(0)$) değeri ele alınarak yapılan analizde dominant değerlerinin belirlenmesi mümkün olmuştur. Tablo 5.22-23'te verilen iki ayrı kiriş modellemesinin dominantlık analizi incelendiğinde düzeltilmiş ince cidarlı ve ince cidarlık kiriş teorilerinde dominantlık sırası aynı fakat Timoshenko kiriş teorisi ile farklılık göstermektedir.

Tablo 5.23b Durum 4 için dominantlık ($|\phi(0)|$)

$ \phi(0) $ (Rd)	Timoshenko	Düzeltilmiş İnce	İnce Cidarlı	Dominantlık (Timoshenko)	Dominantlık (Düz. İnce)	Dominantlık (İnce Cidarlı)
Mod 3	0.70	0.81	0.82	Burulma	Burulma	Burulma
Mod 4	0.21	0.04	0.04	Eğilme	Eğilme	Eğilme
Mod 5	0.68	0.06	0.07	Burulma	Eğilme	Eğilme
Mod 6	0.08	0.31	0.32	Eğilme	Burulma	Burulma

Şekil 5.10'da Durum 1 - 4 olaak isimlendirilen en kesit formlarının modellemeleri incelendiğinde toplam burulmanın en fazla önem kazandığı kiriş tipi Durum1'in (5105) kirişi, toplam burulmanın en az etkin olduğu kiriş tipi ise Durum 4 (7607) kirişi olarak görülür. Böylece bu tez çalışmasında modellenen gemi görderi kirişinde ince cidarlı ve düzeltilmiş ince cidarlı kirişte ilk elastik modta burulma, ikinci elastik modda ise eğilme dominanttır sonucuna varılmıştır. Timoshenko kiriş modellemesinde çarpılma rijitliğinin ihmal edilmiş olması dominantlık üzerinde de etkili olmaktadır. Özellikle açık en kesit formunun 100 m olduğu Durum1 için dominantlığın belirlenmesi oldukça güçtür. Buradan açık en kesitli kiriş modellemelerinde; Timoshenko kirişinin seçilmesinin dominantlığın belirlenmesinde

zorluklara neden olabileceği sonucuna varılmaktadır. Ayrıca gerek doğal frekansların, gerekse eğilme ve burulma momentlerinin değişim grafiklerinin incelenmesinde Timoshenko kiriş modellemesi ile diğer kiriş modellemeleri arasında farklılıklar olduğu görülmüştür.

Bu tez çalışmasında Adım 2 için son olarak iki ucundan 50 m'lik kısmı kapalı ortadaki 100 m'lik kısmı açık en kesitli (5105 isimli) kiriş modellemesi için bir seri çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmanın amacı en kesit formlarının bileşik eğilme – burulma hareketinde eğilme ve burulma momentini nasıl etkilediğini araştırmaktır. Çalışmalarda baz olarak Durum1-4'de ilk dominant eğilme ve burulma elastik modları alınmıştır. Söz konusu elastik modlarda maksimum burulma ve eğilme momentlerine karşılık gelen sayısal değerleri Tablo 5.24'te verilmiştir. Tablo 5.24'te verilen değerler düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine aittir.

Tablo 5.24 5105 Kirişi (Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modellemesi)

DURUMLAR	Burulma Momenti (max) Mod 3	Eğilme Momenti (max) Mod 4
1	0.140 E+6	0.531 E+6
2	0.125 E+6	0.581 E+6
3	0.135 E+6	0.546 E+6
4	0.122 E+6	0.597 E+6

En kesit formlarının dominant modlardaki eğilme ve burulma momentleri üzerindeki etkisi incelenirken ilk olarak açık kesit formlarının etkisi araştırılmıştır. Bu amaçla Şekil 5.10'da verilen Durum 1-2 arasında eğilme ve burulma momentlerinin yüzde olarak değişimi incelenmiştir. Durum 1 ve 2'de kapalı kesit aynı formdadır. Çift dipli ve ara destek elemansızdır Durum1 de açık en kesit çift dipli ve aragüvertelidir. Durum 2'de kapalı kesit formu Durum 1'deki kapalı kesit formu ile birebir aynı, açık kesit ise yarı açık, çift dipli ve aradestek elemanlıdır. Eğer kiriş modellemesi Durum 1 yerine Durum 2 olarak yapılırsa, diğer bir değişle açık kesit, yarı açık en kesitli formadönüştürülürse burulma momentinde %11'lik azalma, eğilme momentinde %8.6'lık bir artma söz konusudur. Benzer çalışma Şekil 5.10'da verilen Durum 3-4 arasında da yapılabilir. Durum 3 ve 4'de kapalı kesit çift diplidir ve ara destek elemanına sahiptir. Durum 3 'te açık kesit formu Durum1'deki açık kesitle, Durum 4 'te ise açık kesit formu Durum 2'deki açık kesit formu ile birebir aynıdır. Eğer kiriş modellemesi Durum 3 yerine Durum 4 olarak yapılırsa, diğer bir değişle açık kesit,

yarı açık en kesitli forma dönüştürülürse burulma momentinde %17.5'luk azalma, eğilme momentinde %8.5'lik bir artma söz konusudur.

Bu tez çalışmasında en kesit formlarının dominant modlardaki eğilme ve burulma momentleri üzerindeki etkisi incelenirken ikinci olarak kapalı kesit formlarının etkisi araştırılmıştır. Bu amaçla Şekil 5.10'da verilen Durum 1-3 arasında eğilme ve burulma momentlerinin yüzde olarak değişimi incelenmiştir. Durum 1 ve 3'de açık kesit aynı formdadır. Çift dipli ve ara destek elemanına sahiptir. Durum1'de kapalı en kesit çift dipli ve aragüvertesizdir. Durum 3'de ise kapalı kesit formu çift dipli ve aragüvertelidir. Eğer kiriş modellemesi Durum 1 yerine Durum 3 olarak yapılırsa, diğer bir deyişle kapalı kesite, ara destek elemanı konursa, burulma momentinde %3.9'luk azalma, eğilme momentinde %2.7'lik bir artma olur. Benzer çalışma Şekil 5.10'da verilen Durum 2-4 arasında da yapılabilir. Durum 2 ve 4'de açık en kesit çift dipli, ara destek elemanlı yarı açık enkesitlidir. Durum 2'de kapalı en kesit formu Durum1'deki kapalı kesitle, Durum 4 'te ise kapalı en kesit formu Durum 3'deki kapalı kesit formu ile birebir aynıdır. Eğer kiriş modellemesi Durum 2 yerine Durum 4 olarak yapılırsa, diğer bir deyişle kapalı en kesite, ara destek elemanı konursa burulma momentinde %2.9'luk azalma, eğilme momentinde %2.6'lık bir artma olur. Yukarıda açıklanmaya çalışılan eğilme ve burulma momentlerindeki değişim Tablo 5.25'te özetlenmiştir.

Tablo 5.25 En kesit formlarının etkisi

DURUMLAR	DEĞİŞİMLER (%)		
	Burulma Momenti	Eğilme Momenti	Açıklamalar
1 $\Rightarrow$ 2 (çift dipli kapalı en kesit)	11 Azalma	8.6 Artma	Kapalı en kesit sabit alınıyor.
3 $\Rightarrow$ 4 (çift dipli, aragüverteli kapalı en kesit)	17.5 Azalma	8.5 Artma	Açık en kesit yarı açık en kesit formuna çevriliyor.
1 $\Rightarrow$ 3 (çift dipli, aragüveteli açık en kesit)	3.9 Azalma	2.7 Artma	Açık en kesit sabit alınıyor.
2 $\Rightarrow$ 4 (çift dipli, aragüveteli yarı açık en kesit)	2.9 Azalma	2.6 Artma	Kapalı en kesitin ortasına destek elemanı konuyor.

Sonuç olarak; Tablo 5.25 incelendiğinde uzun açık en kesite sahip kiriş modellemelerinde burulma momenti değerinin azaltılması istenilirse, açık en kesit üzerinde yapılan değişimin kapalı en kesit üzerinde yapılan değişimden daha etkili olduğu saptanmıştır. Açık en kesite konulan bir destek elemanının söz konusu örnek çalışmada % 11 ile %17.5 'luk bir burulma moment değerinin azaltılmasına imkan sağlamaktadır. Oysa kapalı en kesitte yapılan form değişikliği (ara destek elemanının konması), söz konusu örnek çalışmada maksimum %3.9'luk bir burulma momenti değişimi sağlamaktadır. Böylece açık kesitte ara destek elemanının bulunması burulma momentini önemli ölçüde küçültmektedir sonucuna varılmıştır. Bu arada en kesit formlarında yapılan değişimler burulma momentinde azalmaya neden olurken eğilme momentini yükseltmektedir. Bu bağlamda eğilme momentindeki artım nedeni araştırılırken Şekil 5.10'da verilen Durum 1-4'de karşılık gelen ara kesit formlarının irdelenmesi gerekmektedir. Eğilme momentindeki artım kapalı kesit sabit tutulup, açık kesit üzerinde form değişikliği yapıldığında % 8.5 ve % 8.6'lık bir artıma neden olmaktadır. Ara kesitlerin açık en kesitten yarı açık en kesite geçiş yaptığı görülmüştür. Ayrıca ara destek elemanının konması durumunda eğilme momentindeki artmayı çok az düşürdüğü görülmüştür. Eğilme momentindeki artım açık kesit sabit tutulup, kapalı kesit üzerinde form değişikliği yapıldığında ise % 2.6 ve % 2.7'lik bir artıma neden olmaktadır. Durum 1'den 3'e ve Durum 2'den 4'e geçişte ara kesitlerin ara destek elemanlı ara kesit formlarına dönüştüğü görülmüştür. Bu durumda eğilme momentindeki artımın ara kesitteki değişime bağlı olduğu söylenebilir. Bu artım ara kesitin açık kesitten yarı açık haline getirilmesi durumunda daha fazla, ara kesitin ara destek elemanı ile kuvvetlendirilmesi durumunda ise daha az olduğu sonucuna varılmıştır.

Bu tez çalışmasında burulma momentindeki azalmanın ve eğilme momentindeki artımın incelenmesi, diğer bir değişle en kesit formlarının irdelenmesi amacıyla son olarak Durum 1 ve Durum 4 ele alınarak araştırılmıştır. Zira Tablo 5.24'te de verildiği üzere Durum 1'de burulma momenti en büyük, eğilme momenti en küçük değere, Durum 4'e ise burulma momenti en küçük, eğilme momenti en büyük değere sahiptir. Durum 1'den Durum 4'e geçiş hem iki ucundan 50m'lik kısmı kapalı (5105), hem de iki ucundan 70 m'lik kısmı kapalı (7607) kiriş tipleri için hesaplanmıştır. Dominant modlardaki eğilme ve burulma momenti değerleri Tablo 5.26'da verilmiştir.

Tablo 5.26 5105–7607 Kirişi (Durum 1- 4, Düzeltilmiş ince cidarlı)

DURUMLAR	Burulma Momenti (max) Mod 3	Eğilme Momenti (max) Mod 4
1 (5105)	0.140 E+6	0.531 E+6
4 (5105)	0.122 E+6	0.597 E+6
1 (7607)	0.467 E+6	0.482 E+6
4 (7607)	0.379 E+6	0.526 E+6

Tablo 5.26’da verilen değerler yardımı ile dominant elastik modlardaki eğilme ve burulma momentindeki yüzde değişim hesaplanmış ve sonuçları Tablo 5.27’de sunulmuştur. Tablo 5.27’de verilen yüzde değişimleri incelendiğinde ilk olarak burulma momentinde maksimum azalmanın ve minimum değerde eğilme momenti artımının kapalı en kesit uzunluğunun artırılması ile mümkün olacağı görülmüştür. Bununla birlikte ara en kesitteki form değişikliğinin eğilme momentinde kiriş modellemesine bağlı olarak (7607 için) % 8.3’lük ve (5105 için) %11’lik bir artıma neden olduğu saptanmıştır. Bu bağlamda; en kesit formunda yapılan değişimlerin, bileşik eğilme ve burulma hareketinde; eğilme momentindeki artımın sadece ara kesit formuna bağlı olmadığı, kiriş modellemesindeki açık ve kapalı en kesitlerin uzunluğuna da bağlı olduğu sonucuna varılmıştır. Söz konusu yargı, burulma momentindeki azalma baz alındığında da geçerliliğini korumaktadır.

Tablo 5.27 En kesit formlarının etkisi. Durum 1- 4

DURUMLAR	DEĞİŞİMLER (%)		
	Burulma Momenti	Eğilme Momenti	Açıklamalar
1 $\Rightarrow$ 4 Kiriş tipi :(5105)	12.8 Azalma	11 Artma	Kapalı en kesit ara elemanla destekleniyor.
1 $\Rightarrow$ 4 Kiriş tipi :(7607)	18.8 Azalma	8.3 Artma	Açık en kesit yarı açık en kesit formuna çevriliyor.

ADIM 3: Yukarıda yapılan sayısal çalışmalarda; gerek Adım 1 ve gerekse Adım 2’de model kirişlerinde farklı en kesitler arasında süreklilik gözönünde bulundurulmuştur. Oysa özellikle açık en kesitten kapalı en kesite veya kapalı en kesitten açık en kesite geçişte en kesitlere ait rijitlikler farklılık göstermektedir. Durum 1 - 4’e karşılık gelen uyum parametre değerleri Ek B’de ayrıntılı olarak hesaplanmış, U_1 ve U_2 değerleri Tablo 5.6’da verilmiş ve ince cidarlı kiriş teorisine etkileri grafik bazda Şekil D.21 –24’te sunulmuştur. İnce cidarlı kiriş teorisinde uyum parametrelerinin dominant modlarda eğilme ve burulma açıları üzerindeki

etkileri ve en kesit atlamalarında ortaya çıkan sapmalar Durum 1 - 4 için elde edilmiştir. Uyum parametrelerinin dominant modlarda eğilme ve burulma açıları üzerindeki etkisi; bileşik hareket için (5105) kiriş modelinde, yalın burulma hareketinde ise burulma açısı üzerindeki etkisi (7607) kiriş modelinde hesaplanmıştır.

Durum 1 için bileşik hareketteki uyum parametrelerinin etkisi Şekil D.21a'da, yalın burulma hareketindeki uyum parametrelerinin etkisi Şekil D.21b'de , Durum 2 için bileşik hareketteki uyum parametrelerinin etkisi Şekil D.22a'da, yalın burulma hareketindeki uyum parametrelerinin etkisi Şekil D.22b'de , Durum 3 için bileşik hareketteki uyum parametrelerinin etkisi Şekil D.23a'da, yalın burulma hareketindeki uyum parametrelerinin etkisi Şekil D.23b'de, Durum 4 için bileşik hareketteki uyum parametrelerinin etkisi Şekil D.24a'da, yalın burulma hareketindeki uyum parametrelerinin etkisi Şekil D.24b'de verilmiştir.

Bu tez çalışmasında, ince cidarlı kirişte uyum parametreleri enine eğilmeye neden olan dönme açısı ve sektörel koordinatların farklı olması nedeni ile sektörel fonksiyonlar (çarpılma fonksiyonları) için belirlenmiştir. Bu bağlamda, uyum parametreleri en kesitlerin geometrik özelliklerine bağlıdır. Gerek bileşik hareket için gerekse yalın burulma hareketi için sunulan grafikler irdelendiğinde, süreksizlik noktasının sağındaki ve solundaki en kesitler birbirlerinden yapısal olarak ne kadar farklı olurlarsa uyum parametrelerinin etkisi de o denli büyük olur. Zira Durum1-2'ye ait uyum parametrelerinin etkisi (Şekil D.21-22) Durum 3-4'ten daha fazladır (Şekil D.23-24). Ayrıca bu tez çalışmasında gerek 50-100-50'lik kiriş modeli, gerekse 70-60-70'lik kiriş modeli kiriş ortasına göre simetrik yapıya sahip olduğundan elde edilen sonuçlarda simetriktr.

6. HİDRODİNAMİK ÖZELLİKLERİN ELDE EDİLiŞİ

Gemi hareketlerinin ve akışkan kuvvetlerinin hesaplanmasında ilk adım, her bir gemi kesitine ait ek su kütesinin, sönümün ve etkilerinin belirlenmesidir. Bu tip bir çalışma oldukça karışık ve zaman alıcıdır. Günümüze kadar yapılan çalışmalar incelendiğinde; genel olarak gemi görderinin iki boyutlu olarak modellendiği ve değişik yöntemler yardımı ile hidrodinamik özelliklerin hesaplandığı görülmüştür. İki boyutlu hidrodinamik büyüklüklerin elde edilmesinde bilinen ve uygulanan üç değişik yöntem mevcuttur. Bunlar;

- i) Lewis Yöntemi
- ii) Tasai -- Porter Yöntemi (Close-fit mapping)
- iii) Frank Yöntemi (Source-distribution) 'dır.

Yukarıda verilen her üç yöntemde de viskoz etkiler ihmal edilmiştir ve lineer akışkan – dalga teorisi kullanılmıştır. Bu durumda problem, hız potansiyelinin elde edilmesine, Bernoulli denkleminin yardımı ile de söz konusu büyüklüklerin hesaplanmasına dönüşür.

Lewis yönteminde gemi en kesitinin geometrik şekli, aynı uzunluktaki genişlik, su çekimi ve alana sahip Lewis formu ile matematiksel olarak yeniden tanımlanır. Bu yöntem oldukça hızlıdır ve bilinen gemi formları için uygulanabilir. Bununla birlikte, balblı ve küçük en kesit alanına sahip formlar için iyi sonuçlar vermemektedir.

Tasai – Porter yöntemi kullanılarak gemi en kesiti “Conformal Mapping” yöntemi ile silindirik en kesite dönüştürülür.

Sonuncu sırada yer alan Frank yönteminde veya “Frank Source-Distribution” yönteminde Frank [24], incelenecek gemi en kesiti belirli sayıda koordinatı verilen nokta kullanılarak temsil edilir. Noktalar birbirleri ile doğru parçaları kullanılarak

birleştirilir. Kesite ilişkin hız potansiyelleri, herbir doğru hattı üzerinde yer aldığı düşünülen kaynaklar (source) ile sağlanır. Temelde bu metod çok yüksek frekans aralığı seçilerek düzensiz frekansların bu aralıkta yer alması esasına dayanır. Faltinsen [26], bu metodun güçlüğünü azaltmak ve uygulanabilirliğini kolaylaştırmak amacı ile sayısal düzgünleştirme tekniğini kullanmayı önermiştir.

Yukarıda verilen üç yöntem karşılaştırılarak birbirlerine göre üstünlükleri ve olumsuz yanları geniş olarak Salvesen, Tuck ve Faltinsen [29] tarafından verilmiştir.

Bu tez konusu çalışmada, gemi en kesiti, “Conformal Mapping” yöntemi ile yarı çapı birim uzunluktaki silindire dönüştürülmüş ve hidrodinamik özellikler elde edilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla Porter [18] tarafından simetrik gemi hareketlerine ait çalışma ile De Jong [4] tarafından geliştirilen çalışma baz alınmıştır. Fortran bilgisayar dili ile modelleme programı yazılmış ve gerekli olan ara işlemler ve ara sonuçlar söz konusu program ile elde edilmiştir. Aşağıda bu konu ile ilgili kabuller, yaklaşımlar ve teorik bilgiler verilmiştir. Geliştirilen bilgisayar programına ait detaylı bilgiler Bölüm 9’da sunulmuştur.

Herhangi bir en kesite sahip, sonsuz uzunluktaki bir silindir etrafındaki akıma ait özelliklerin hesaplanmasında konform dönüşümden yararlanılır. İncelenen en kesit formu yarı çapı birim uzunlukta olan silindire bu metod yardımı ile dönüştürülür. Çeyrek silindire ait $0 \leq \theta \leq \pi / 2$ aralığında konform dönüşüm,

$$\begin{aligned} x(\bar{\zeta} = 1, \theta) &= a_0 \left[\sin \theta + \sum_{n=0}^{N-1} (-1)^n a_{2n+1} \sin(2n+1)\theta \right] \\ y(\bar{\zeta} = 1, \theta) &= a_0 \left[\cos \theta + \sum_{n=0}^{N-1} (-1)^{n+1} a_{2n+1} \cos(2n+1)\theta \right] \end{aligned} \quad (6.1)$$

bağıntıları ile sağlanır.

Küçük yan öteleme ve yalpa titreşim hareketleri yapan bir silindir de simetriden dolayı hız potansiyeli iki bileşenden oluşur. Bunlardan ilki merkezdeki dipol potansiyeli, ikincisi ise multipole potansiyeldir. Bu teoriye ait detaylar De Jong [4] tarafından verilmiştir. Merkezdeki dipol potansiyeli

$$\phi_{\text{dipol}} = \frac{gb}{\pi\omega} (\phi_c \cos \omega t + \phi_s \sin \omega t) \quad (6.2)$$

olarak tanımlanmıştır. Burada dipol potansiyele ait bileşenler

$$\begin{aligned}\phi_c(\bar{\zeta}=1, \theta) &= -\pi e^{-ky} \sin kx \\ \phi_s(\bar{\zeta}=1, \theta) &= \pm \pi e^{-ky} \cos kx \mp \int_0^{\infty} \frac{e^{-vx}}{(v^2 + k^2)} (k \cos vy + v \sin vy) dv \mp \frac{x}{k(x^2 + y^2)}\end{aligned}\quad (6.3)$$

olarak verilmiştir. Burada k dalga sayısını göstermekte olup, $k = \omega^2 / g$ 'dir. Porter [18] 1960 yılında yapmış olduğu çalışmada dalıp-çıkma hareketini yapan silindire ait hız potansiyelini kuvvet serisine açmıştır. Söz konusu çalışma göz önüne alınarak bu tez çalışmasında yan öteleme ve yalpa hareketi yapan silindire ait hız potansiyeli tüm ara işlemleride içerecek şekilde yeniden elde edilmiş (EK.E), yapılan çalışmada açık literatürde kullanıma [179] sunulmuştur.

Dipol potansiyel kuvvet serisine açıldıktan sonra, hız potansiyeline ait multipole potansiyel aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\begin{aligned}\phi_{2m} &= \sin(2m+1)\theta \\ &+ ak \left\{ \sin \frac{2m\theta}{2m} + \sum_{n=1}^N (-1)^{n+1} (2n-1) a_{2n-1} \frac{\sin(2m+2n)}{2m+2n} \theta \right\} \begin{matrix} \cos wt \\ \sin wt \end{matrix}\end{aligned}\quad (6.4)$$

Hız potansiyeline ait bileşenler aşağıda verilen şartları sağlamaktadır.

1-) Akışkan içindeki her noktada Laplace's eşitliği geçerlidir.

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = 0 \quad (6.5)$$

2-)Lineer serbest yüzey koşulu geçerlidir.

$$k\phi + \frac{\partial \phi}{\partial y} = 0, \quad y = 0 \quad (6.6)$$

3-)Sonsuz uzaklıkta lineer radyasyon koşulu sağlanmaktadır.

$$(x \rightarrow \infty)$$

4-) Sonsuz derinlikte akışkan etkisi ihmal edilmektedir.

$(y \rightarrow \infty)$

Bu durumda toplam hız potansiyeli,

$$\phi_T = \frac{gb}{\pi\omega} \left[\left\{ \phi_c + \sum_{m=1}^{\infty} P_{2m} \phi_{2m} \right\} \cos \omega t + \left\{ \phi_s + \sum_{m=1}^{\infty} Q_{2m} \phi_{2m} \right\} \sin \omega t \right] \quad (6.7)$$

veya

$$\phi_T = \frac{gb}{\pi\omega} [N(\theta) \cos \omega t + M(\theta) \sin \omega t] \quad (6.8)$$

olarak elde edilmektedir. Burada,

$$\begin{aligned} N(\theta) &= \phi_c + \sum_{m=1}^{\infty} P_{2m} \phi_{2m} \\ M(\theta) &= \phi_s + \sum_{m=1}^{\infty} Q_{2m} \phi_{2m} \end{aligned} \quad (6.9)$$

dır.

Pratik olarak (6.8) numaralı denklemle verilen toplam hız potansiyelinde multipole exponansiyeller herhangi bir M sayısına kadar olan değerler için ele alınabilir. Belli bir yaklaşım sağlanabilmesi için $1 \leq m \leq M$ koşulunun sağlanması gerekmektedir. Elde edilen denklem takımına sınır şartlarının tatbik edilmesi ile sonlu farklar metodu yardımı ile P_{2m} ve Q_{2m} değerleri ile toplam hız potansiyeli elde edilebilir. Lineer Bernouilli denklemi kullanılarak en kesit sınırlarındaki akışkan basıncı hesaplanabilir. Akışkan basıncının sınırlarda elde edilmesi ile de toplam hidrodinamik özellikler yani; toplam yatay hidrodinamik kuvvet ile yalpa momenti hesaplanabilir. Bu hidrodinamik özellikler hareket halindeki silindire ait hız ve ivme bileşenlerini içermektedir. Böylece birim boya karşılık gelen,

1. yan öteleme hareketine ait ek su kütlesi ve sönüm
2. yalpa hareketine ait ek su kütlesi ve sönüm
3. her iki harekete ait bileşik ek su kütlesi ve sönüm

değerleri hesaplanabilir. Bazı durumlarda hidrodinamik özellikler boyutsuz frekans parametresine bağlı olarak boyutsuz hesaplanabilmektedir. Boyutsuzlaştırma faktörleri Tablo 6.1’de verilmiştir. Burada ρ akışkan yoğunluğu, B su hattındaki toplam genişlik ve S kesit alanını tanımlamaktadır.

Tablo 6.1 Boyutsuz hidrodinamik sabitlerin faktörleri

KATSAYILAR	BİRİM	BOYUT	FAKTÖR
Ek su kütlesi (Yan öteleme)	Kg / m	M / L	ρS
Sönüm (Yan öteleme)	Kg / (m. sn)	M / LT	$\rho S (2g / B)^{1/2}$
Ek su kütlesi (Yalpa)	Kg. m ² / m	ML	$\rho S B^2$
Sönüm (Yalpa)	Kg. m ² / (m. sn)	ML / T	$\rho S B^2 (2g / B)^{1/2}$
Ek su kütlesi (Bileşik hareket)	Kg. m / m	M	$\rho S B$
Sönüm (Bileşik hareket)	Kg. m / (m. sn)	M / T	$\rho S B (2g / B)^{1/2}$

Hız potansiyeline Cauchy - Riemann şartları uygulanır ve böylece akım fonksiyonu elde edilir. Akım fonksiyonu ile hız potansiyeli benzer yapıdadır.

$$\psi_T = \frac{gb}{\pi\omega} \left[\left\{ \psi_c + \sum_{m=1}^{\infty} P_{2m} \psi_{2m} \right\} \cos\omega t + \left\{ \psi_s + \sum_{m=1}^{\infty} Q_{2m} \psi_{2m} \right\} \sin\omega t \right] \quad (6.10)$$

veya

$$\psi_T = \frac{gb}{\pi\omega} [\alpha(\theta) \cos\omega t + \beta(\theta) \sin\omega t] \quad (6.11)$$

dır. Burada,

$$\begin{aligned} \alpha(\theta) &= \psi_c + \sum_{m=1}^{\infty} P_{2m} \psi_{2m} \\ \beta(\theta) &= \psi_s + \sum_{m=1}^{\infty} Q_{2m} \psi_{2m} \end{aligned} \quad (6.12)$$

olarak tanımlanmıştır. Akım fonksiyonunun bileşenleri

$$\begin{aligned}\psi_c(\bar{\zeta}=1, \theta) &= \pi e^{-ky} \cos kx \\ \psi_s(\bar{\zeta}=1, \theta) &= \pm \pi e^{-ky} \sin kx - \int_0^\infty \frac{e^{\mp v x}}{(v^2 + k^2)} (v \cos vy - k \sin vy) dv \\ &\quad - \frac{y}{k(x^2 + y^2)}\end{aligned}\quad (6.13)$$

veya

$$\psi_s(\bar{\zeta}=1, \theta) = e^{-ky} (U \sin kx + Q \cos kx) - \frac{\cos \chi}{kr} \quad (6.14)$$

ve

$$\begin{aligned}\psi_{2m}(\bar{\zeta}=1, \theta) &= -[\cos(2m+1)\theta]_{\sin \omega t}^{\cos \omega t} \\ &\quad - \left[a_0 k \left\{ \frac{\cos 2m\theta}{2m} + \sum_{n=0}^N \frac{(-1)^{n+1} (2n-1) a_{2n-1} \sin(2m+2n)\theta}{(2m+2n)} \right\} \right]_{\sin \omega t}^{\cos \omega t}\end{aligned}\quad (6.15)$$

olarak elde edilir.

$$x = x_0 \cos(\omega t + \varepsilon) \quad (6.16)$$

Yukarıda (6.16) formu ile tanımlanan harmonik yan öteleme titreşim hareketi yapan silindirin yüzey sınır şartı, yan öteleme hareketine ait hızın normal bileşeninin, akımın hız potansiyeline eşitlenmesi ile bulunur.

$$\frac{\partial \phi_T}{\partial n} = \frac{dx}{dt} \frac{\partial x}{\partial n} \quad (6.17)$$

Yukarıdaki denklemde yer alan n, s değişkenleri Şekil 6.1’de gösterilmiştir.

$$\frac{dx}{dt} = -x_0 \omega (\sin \varepsilon \cos \omega t + \cos \varepsilon \sin \omega t) \quad (6.18)$$

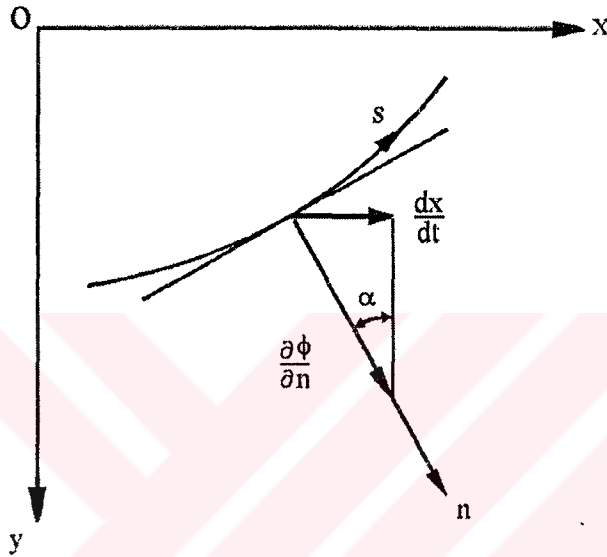
Eşlenik akım fonksiyonu ise,

$$\frac{\partial \psi}{\partial s} = \frac{dx}{dt} \frac{\partial y}{\partial s} \quad (6.19)$$

olarak elde edilir. Bu eşitlik integral edilir,

$$\int \frac{\partial \psi}{\partial s} ds = \int \frac{dx}{dt} \frac{\partial y}{\partial s} ds \Rightarrow \psi(\theta) = \frac{dx}{dt} y(\theta) + C \quad (6.20)$$

ve sınır şartından yararlanılırsa,



$$y(\pi/2) = 0 \Rightarrow C = \psi(\pi/2) \quad (6.21)$$

Şekil 6.1 Yan öteleme hareketi

(6.20) numaralı denklem,

$$\psi(\theta) - \psi(\pi/2) = \frac{dx}{dt} y(\theta) \quad (6.21)$$

olarak elde edilir. Yan öteleme hareketine ait hız,

$$\frac{dx}{dt} = -\frac{2gb}{\pi\omega B} (P_0 \cos\omega t + Q_0 \sin\omega t) \quad (6.22)$$

olarak alınmıştır. Literatürde (6.22) numaralı denklem eksi işaretsiz olarak da bulunmaktadır. Yan öteleme hareketine ait hız eşitliğinin yardımı ile de harekete ait ivme

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{2gb}{\pi B} (P_0 \sin \omega t - Q_0 \cos \omega t) \quad (6.23)$$

olarak elde edilir. Burada P_0 ve Q_0 değerleri bilinmeyen sabitlerdir. Tüm bu eşitlikler yukarıdaki eşitlikte yerine yazılır ve $\sin \omega t$ ve $\cos \omega t$ 'e ait sabit terimler taraf tarafa eşitlenir ve gerekli düzenlemeler yapılırsa ,

$$\begin{aligned} \psi_c(\theta) - \psi_c(\pi/2) &= \sum_{m=0}^{\infty} P_{2m} f_{2m} \\ \psi_s(\theta) - \psi_s(\pi/2) &= \sum_{m=0}^{\infty} Q_{2m} f_{2m} \end{aligned} \quad (6.24)$$

elde edilir. Burada ,

$$f_{2m}(\theta) = \psi_{2m}(\pi/2) - \psi_{2m}(\theta), \quad m = 1, 2, 3, \dots$$

$$\text{ve} \quad (6.25)$$

$$f_0(\theta) = -2y(\theta) / B$$

olarak alınmıştır.

$\phi = \phi_a \cos(\omega t + \varepsilon)$ formunda verilen orjindeki harmonik yalpa titreşim hareketine ait hız,

$$\frac{d\phi}{dt} = -\phi_0 \omega \sin(\omega t + \gamma) \quad (6.26)$$

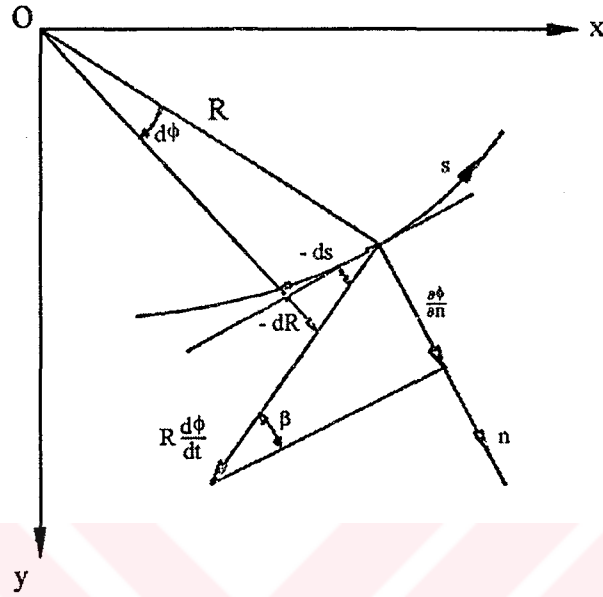
veya

$$\frac{d\phi}{dt} = -\phi_0 \omega (\sin \gamma \cos \omega t + \cos \gamma \sin \omega t) \quad (6.27)$$

olarak elde edilmekte ve silindirin yüzey sınır şartı, yalpa hareketinin açısal hızının normal bileşenini, akımın hız bileşenine eşitlenmesi ile bulunur.

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = R(\theta) \frac{d\phi}{dt} \sin \beta \quad (6.28)$$

Burada R silindirin yarıçapını, ve dolaylı olarak gemi en kesitinde karşılık gelen nokta koordinatını göstermekte, β ise yüzey normalini dik kesen ve hızın teğet bileşeni arasında kalan açı olup, Şekil 6.2'de görülmektedir.



Şekil 6.2 Yalpa hareketi

Yüzey sınır şartında, eşlenik akım fonksiyonu da kullanılırsa;

$$-\frac{\partial \Psi}{\partial s} = \frac{d\phi}{dt} \frac{\partial}{\partial s} \left[\frac{x^2(\theta) + y^2(\theta)}{2} \right] \quad (6.29)$$

eşitliği elde edilir. Yukarıdaki denklem integre edilir,

$$-\int \frac{\partial \Psi}{\partial s} ds = \int \frac{d\phi}{dt} \frac{\partial}{\partial s} \left[\frac{x^2(\theta) + y^2(\theta)}{2} \right] ds \Rightarrow \Psi(\theta) = -\frac{d\phi}{dt} \left(\frac{x^2 + y^2}{2} \right) + C \quad (6.30)$$

ve sınır şartlarından yararlanılırsa,

$$\theta = \pi/2 \quad \text{iç in} \quad x(\theta/2) = \frac{B}{2} \quad \text{ve} \quad y(\theta/2) = 0 \quad (6.31)$$

C integral sabiti kolayca hesaplanabilir. Bu durumda (6.30) numaralı denklem

$$\Psi(\theta) - \Psi(\pi/2) = -\frac{1}{2} \frac{d\phi}{dt} \left[x^2(\theta) + y^2(\theta) - \frac{B^2}{4} \right] \quad (6.32)$$

şekline dönüşür. Yalpa hareketine ait açısal hız aşağıdaki gibi kabul edilmiştir.

$$\frac{d\varphi}{dt} = -\frac{8gb}{\pi\omega B^2} (P_0 \cos\omega t + Q_0 \sin\omega t) \quad (6.33)$$

Açısal ivme ise,

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{8gb}{\pi B^2} (P_0 \sin\omega t - Q_0 \cos\omega t) \quad (6.34)$$

olarak elde edilmiştir. P_0 ve Q_0 değerleri bilinmeyen sabitlerdir ve yan öteleme hareketinde elde edilen değerlerden farklıdır.

Yukarıda verilen denklemler üzerinde gerekli işlemler ve düzenlemeler yapılır ve $\sin\omega t$ ve $\cos\omega t$ 'e ait değerler taraf tarafa toplanırsa,

$$\Psi_c(\theta) - \Psi_c(\pi/2) = \sum_{m=0}^{\infty} P_{2m} f_{2m} \quad (6.35)$$

$$\Psi_s(\theta) - \Psi_s(\pi/2) = \sum_{m=0}^{\infty} Q_{2m} f_{2m}$$

eşitlikleri elde edilir. Burada,

$$f_{2m}(\theta) = \Psi_{2m}(\pi/2) - \Psi_{2m}(\theta) \quad m = 1, 2, 3, \dots \quad (6.36)$$

ve

$$f_0(\theta) = \left[4\{x^2(\theta) + y^2(\theta)\} - B^2 \right] / B^2$$

olarak yazılır.

Çok parametrelili potansiyellerin sayısı gerçekte sonsuz sayıda olmasına rağmen, söz konusu parametre sayısı bir M sayısında kesilerek, daha çok sayıdaki potansiyeller ihmal edilir. Konu ile ilgili geniş bilgiler Prof. Dr. Pandelli Temarel'in doktora tezinde de (1980) verilmektedir. 6.25 Numaralı denklemle verilen yüzey sınır koşulu silindirin çevresindeki R noktalarına uygulanırsa, yani bu noktaları belirleyen açılar,

$$\theta = \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_r, \dots, \theta_R$$

olmak üzere $M + 1$ sayıda ($m=0,1,\dots,M$), P_{2m} değeri içeren denklem takımı elde edilir. Benzer sayıdaki bir denklem takımında Q_{2m} için elde edilir. Elde edilen bu denklem takımlarından P_{2m} ve Q_{2m} 'e bağlı olan her bir denklem takım grubu,

$$R \geq M+1$$

koşulu sağlanacak şekilde en küçük kareler metoduyla çözülür. Bu işlem (6.35) numaralı denklemle verilen yalpa yüzey sınır koşulu içinde tekrarlanır. Bu işlemlerin sonucunda toplam hız potansiyeli ϕ_T , (6.7) numaralı denklem kullanılarak silindirin çevresi boyunca tanımlanabilir.

Lineer Bernoulli denklemi, silindir çeperindeki hidrodinamik basıncın elde edilmesinde kullanılır.

$$p(\theta) = -\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} = -\rho \frac{gb}{\pi} [M(\theta) \cos \omega t - N(\theta) \sin \omega t] \quad (6.37)$$

Toplam yerel hidrodinamik kuvvet ise,

$$\begin{aligned} F_T &= -2 \int_{s(0 < \theta < \pi/2)} p(\theta) \sin \alpha ds \\ &= \frac{2\rho gb}{\pi} \left[\int M(\theta) \left(-\frac{\partial y}{\partial s}\right) \cos \omega t ds - \int N(\theta) \left(-\frac{\partial y}{\partial s}\right) \sin \omega t ds \right] \\ &= \frac{B\rho gb}{\pi} (M_0 \cos \omega t - N_0 \sin \omega t) \end{aligned} \quad (6.38)$$

(6.38) numaralı denklem ile elde edilmiştir. Hidrodinamik kuvvetin elde edilmesinde skew simetri $p(-\theta) = -p(\theta)$ göz önünde tutulmuştur. Burada,

$$N_0 = - \int_0^{\pi/2} 2a \frac{N(\theta)W(\theta)}{B} d\theta \quad (6.39)$$

$$M_0 = - \int_0^{\pi/2} 2a \frac{M(\theta)W(\theta)}{B} d\theta \quad (6.40)$$

ve

$$W(\theta) = \sin \theta + \sum_{n=0}^{N+1} (-1)^{n+1} a_{2n+1} \frac{\sin(2n+1)\theta}{2n+1} \quad (6.41)$$

dır. (6.37) numaralı denklem ile elde edilen hidrodinamik basınç yardımı ile de toplam hidrodinamik yalpa momenti ,

$$M_T = 2 \int_{s(0 < \theta < \pi/2)} [p(\theta)y(\theta) \sin \alpha - p(\theta)x(\theta) \cos \alpha] ds \quad (6.42)$$

olarak yazılır. Yukarıdaki denklemde gerekli eşitlikler yerlerine yazılır ve

$$\begin{aligned} \sin \alpha ds &= -\frac{\partial y}{\partial s} ds = -dy \\ \text{ve} \\ \cos \alpha ds &= \frac{\partial x}{\partial s} ds = dx \end{aligned} \quad (6.43)$$

eşitlikleri göz önünde tutulur ve gerekli düzenlemeler yapılırsa,

$$M_T = \frac{B^2 \rho g b}{2\pi} (Y \cos \omega t - X \sin \omega t) \quad (6.44)$$

denklemini elde edilir. Burada,

$$\begin{aligned} X &= -\int_0^{\pi/2} [x(\theta) - y(\theta)] N(\theta) d\theta \\ \text{ve} \\ Y &= -\int_0^{\pi/2} [x(\theta) - y(\theta)] M(\theta) d\theta \end{aligned} \quad (6.45)$$

olarak tanımlanmıştır. Harmonik yan öteleme titreşim hareketi, yerel hidrodinamik kuvvetini (F_s) ve hidrodinamik yalpa momentini (M_{RS}) oluşturmaktadır. Bu hidrodinamik büyüklükler yan öteleme hareketinin hız ve ivme bileşenleri olarak incelenebilir.

$$F_T = F_s = -m_y \frac{d^2 x}{dt^2} - N_y \frac{dx}{dt} \quad (6.46)$$

$$M_T = M_{RS} = -m_{\phi y} \frac{d^2 x}{dt^2} - N_{\phi y} \frac{dx}{dt} \quad (6.47)$$

Bu durumda (6.38) ve (6.44) numaralı denklemler yardımı ile iki boyutlu birim boya karşılık gelen hidrodinamik özellikler

$$m_y = \rho B^2 \frac{M_0 Q_0 + N_0 P_0}{2(P_0^2 + Q_0^2)} \quad (6.48)$$

$$N_y = \rho B^2 \omega \frac{M_0 P_0 - N_0 Q_0}{2(P_0^2 + Q_0^2)} \quad (6.49)$$

$$m_{\phi y} = \rho B^3 \frac{X P_0 + Y Q_0}{4(P_0^2 + Q_0^2)} \quad (6.50)$$

$$N_{\phi y} = \rho B^3 \omega \frac{Y P_0 - X Q_0}{4(P_0^2 + Q_0^2)} \quad (6.51)$$

olarak elde edilir. Harmonik yalpa titreşim hareketi; hidrodinamik yalpa momentini (M_R) ve yerel hidrodinamik kuvvetini (F_{SR}) oluşturur ve bu hidrodinamik bileşenler yalpa hareketinin açısal hızı ve açısal ivme bileşenleri olarak,

$$M_T = M_R = -I_x \frac{d^2 \phi}{dt^2} - N_\phi \frac{d\phi}{dt} \quad F_T = F_{SR} = -m_{y\phi} \frac{d^2 \phi}{dt^2} - N_{y\phi} \frac{d\phi}{dt} \quad (6.52)$$

ele alınır. Bu durumda, birim boya karşılık gelen iki boyutlu hidrodinamik özellikler 6.38 ve 6.44 numaralı denklemlerin yardımı ile,

$$I_x = \rho B^4 \frac{X P_0 + Y Q_0}{16(P_0^2 + Q_0^2)} \quad N_\phi = \rho B^4 \omega \frac{Y P_0 - X Q_0}{16(P_0^2 + Q_0^2)} \quad (6.53)$$

$$m_{y\phi} = \rho B^3 \frac{M_0 Q_0 + N_0 P_0}{8(P_0^2 + Q_0^2)} \quad N_{y\phi} = \rho B^3 \omega \frac{M_0 P_0 - N_0 Q_0}{8(P_0^2 + Q_0^2)} \quad (6.54)$$

olarak elde edilir. Yukarıda teorisi verilen ve irrotasyonel, sonsuz derinlikteki akışkan içinde yan öteleme ve yalpa hareketi yapan silindire ait hidrodinamik özellikler hem ayrı ayrı hareketler hem de bileşik hareketler için hesaplanmıştır. Bu çalışma yardımı ile gemi en kesitine ait iki boyutlu hidrodinamik özellikler elde edilmeye çalışılacaktır. Bu amaçla gemi en kesiti konform dönüşüm yardımı ile yarı çapı birim uzunlukta olan daire parçasına dönüştürülmekte ve bu dönüşüm sonunda elde edilen (deforme olmuş) gemi en kesitine ait hidrodinamik özellikler elde edilebilecektir.

7. KONFORM DÖNÜŞÜM

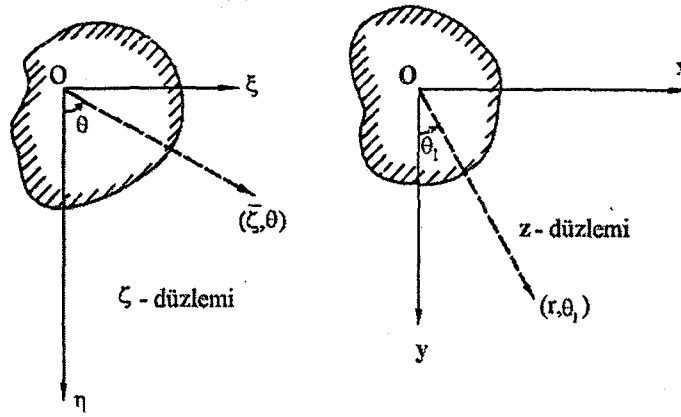
Gemi en kesiti etrafındaki potansiyel akımın matematiksel modellemesi güç ve karmaşıktır. Bu durumun en önemli nedeni gemi en kesitinin sınırlarını basit bir parametrik eşitlik kullanılarak tanımlanmasının zor oluşudur. Bununla birlikte basit bir geometrik şekil olan silindirin yatay konumdayken en kesit etrafındaki akım analitik olarak elde edilebilmektedir. İki koordinat sistemi arasında “Conformal Mapping” yöntemi yardımı ile gereken dönüşüm sağlanarak gemi en kesiti etrafındaki akım incelenebilmektedir. Gerçek z düzleminde, x, y kartezyen koordinatları silindirik koordinatlarda $\bar{\zeta}, \theta$ koordinatlarına ve ζ dönüşüm düzlemine dönüşmektedir. Şekil 7.1’de Ox ve $O'\zeta$ serbest yüzeyden geçen yatay eksenleri, Oy ve $O'\eta$ simetrik şeklin ortasından geçen düşey eksen göstermektedir. Bununla birlikte θ_1 ve θ açıları, Oy ve $O'\eta$ eksenlerinden ölçülen değerlerini vermektedir. Burada $f(\xi)$ kompleks fonksiyon olmak üzere,

$$z = f(\xi) \quad \text{ve,} \quad \begin{aligned} z &= x + iy = ir(\theta_1)e^{-i\theta_1} \\ \zeta &= \xi + \eta = i\bar{\zeta}(\theta)e^{-i\theta} \end{aligned} \quad (7.1)$$

olarak tanımlanmaktadır.

Herhangi bir frekans değerinde harmonik titreşim hareketi yapan dairesel kesitli silindir etrafındaki akımın potansiyel çözümü, Ursell [47,48] tarafından yapılmıştır. Theodersen dönüşüm yönteminde ise aerofoil kesitler birim yarıçaplı silindir en kesitleri ile temsil edilmektedir. Bu amaçla, genelde C_n kompleks sayı olmak üzere,

$$z = \sum_{n=-1}^{\infty} C_n \zeta^{-n} \quad (7.2)$$



Şekil 7.1 “Conformal Mapping” dönüşümü

ilişkisinden yararlanmıştır. Bu dönüşüm denklem eşitliği simetrik basit forma sahip şekiller için kullanılmaktadır. Simetrik kesitin sınırlarına ait parametrik denklemler (7.3-4) numaralı denklemler ile verilmektedir. N dönüşüm parametre sayısı, a_0 ise ölçek faktörüdür.

$$x(\theta) = a_0 \left[\sin \theta + \sum_{n=0}^{N-1} (-1)^n a_{2n+1} \sin(2n+1)\theta \right] \quad (7.3)$$

$$y(\theta) = a_0 \left[\cos \theta + \sum_{n=0}^{N-1} (-1)^{n+1} a_{2n+1} (\cos 2n+1)\theta \right] \quad (7.4)$$

1929 yılında bu konu ile ilgili Lewis [13] tarafından iki parametrelili ($N = 1$) çalışma yapılmış ve daha sonraları da adı aynı isimle literatürde yer almıştır. Lewis'in dönüşüm parametreleri (a_0 , a_1 ve a_3) en kesite ait genişlik, draft ve alana bağlı olarak elde edilmiştir. Lewis dönüşümleri genelde klasik yuvarlak karinalı tekne formlarında kullanılmaktadır. Landweber ve Macagno [16] 1957 yılında yaptıkları çalışmayla Lewis dönüşümünde kullanılan parametrelerin içerisinde yer alan h_0 ve C_A faktörleri için bazı sınırlar koymuşlar ve böylece Lewis dönüşümünü daha geniş kesitlere uygulanabilecek şekilde, daha kullanışlı hale getirmişlerdir. Konulan sınırlamalar klasik olmayan tekne formlarında da uygulanarak yöntemin etkisi detaylı olarak irdelenmiştir. Etrafında akım incelenecek cisim gözönüne alındığında, cismin x eksenine göre kesit alanının ikinci momentinin de hesaplamalara dahil edecek üçüncü bir parametreye daha ihtiyaç olduğu açığa çıkmıştır. Daha sonraları Porter [18] ve Tasai [19] tarafından 1960 yılında çok parametrelili dönüşüm yöntemi literatüre

$$\left. \begin{aligned}
a_3 &= \frac{3 - c_1 + \sqrt{9 - 2c_1}}{c_1} \\
a_1 &= \frac{h_0 - 1}{h_0 + 1} (1 + a_3) \\
a_0 &= \frac{B}{2(1 + a_1 + a_3)} \\
c_1 &= \left[3 + \frac{aC_A}{\pi} \right] + \left[1 - \frac{4C_A}{\pi} \right] \left[\frac{h_0 - 1}{h_0 + 1} \right]^2 \\
h_0 &= B / 2T \quad C_A = S / BT
\end{aligned} \right\} \quad (7.5)$$

geçmiş, bu yöntemde kullanıcı tarafından tayin edilecek uygun bir doğruluk derecesini sağlayacak şekilde dönüşüm parametreleri sıralanmıştır. Çok parametrelî “Conformal Mapping” yapacak çok sayıda metod literatürde vardır. Landweber ve Macagno [22] 1967 yılında yaptıkları çalışmada Bieberbach Yönteminin uygun olduğunu açığa çıkarmışlardır. Bu çalışmada temel prensip, dönüşümü yapılacak dairenin alanının maksimum olmasıdır. Ancak bu metod dönüşüm yapılarak sağlanan çözümün bulunma süresini daha uzatmış, ayrıca çalışmada en kesiti daireye yakın cisimler için daha hassas sonuçlar verdiği ortaya konmuştur. De Jong [4] 1973 yılında Filchakova Yöntemini ortaya koyarak çift gövdeli tekne kesitlerinin tam daireye dönüşüm sağlanarak, etrafındaki akımın incelenebileceğini vurgulamıştır. Dönüşüm parametreleri Fourier serilerinin ortogonalite koşulları kullanılarak elde edilmektedir. Smith 1967 [23] yılında benzer fakat daha basit bir yolun varlığını ortaya koydu. Ancak bu yöntemde ise dönüşüm ancak çeyrek daire ile sağlanıyordu. Burada dönüşüm parametreleri Newton – Raphson iterasyonu ile yani en küçük kareler metodu kullanılarak bulunmaktaydı. Gershgorin integral denkleminin kullanılması halinde dairesel kesite yakın formdaki en kesite yakın cisimlerin etrafındaki akımın incelenmesi daha hassas olmaktadır. Ayrıca, dairesel forma yakın kesitler için Jukowsky dönüşümünü, kesit dibinde ve serbest su yüzeyindeki kesit köşelerinde gereken yuvarlaklığı sağlamak üzere bir seri ardışık noktasal dönüşümlerin kullanılması gerektiğini ve bunların ardından Gershgorin integral

denkleminin kullanılması gerektiğini öngörmüştür. Bununla birlikte 1975 yılında Landweber ve Macagno [35] yöntemde bazı iyileştirmeler yaparak, diğer dönüşüm yöntemlerinin gereksiz olduğunu vurgulamışlardır. Temarel [12] 1980 yılında yaptığı çalışmada, incelenecek bir kesitin değeri girilerek, istenilen açı değerleri kadar sayıda türetilebilecek yeni koordinatların bulunması öngörülmüştür. Bu tez çalışmasında Bishop, Price ve Temarel'in [12] bu konuda yaptığı çalışma baz olarak alınmış ve gemi en kesitlerine ait konform dönüşümler elde edilmiştir. Konu ile ilgili geniş ve açıklayıcı teorik bilgiler anılan çalışmada bulunmaktadır. Burada sadece ana hatları ile yöntem özetlenmektedir. Kullanılan dönüşüm parametreleri (7.3-4) nolu denklemlerde uygun olarak seçilmiştir. Örneğin P.inci noktanın dönüşüm denklemleri,

$$x_p(\theta_p) = a_0 \left[\sin \theta_p + \sum_{n=0}^{N-1} (-1)^n a_{2n+1} \sin(2n+1)\theta_p \right] \quad (7.6)$$

$$y_p(\theta_p) = a_0 \left[\cos \theta_p + \sum_{n=0}^{N-1} (-1)^{n+1} a_{2n+1} (\cos 2n+1)\theta_p \right] \quad (7.7)$$

olarak bulunmaktadır. Böylece P sayıdaki nokta için 2P-2 sayıda denklem yazmak mümkün olmaktadır. Çünkü çeyrek daire gözönüne alınacak olursa, $x_p(\theta_p=0)$ ve $x_p(\theta_p=\pi/2)$ noktalarında çözümü olmayan (tekil çözüm - trivial) denklemler elde edilmektedir. Bununla birlikte θ_p dönüşüm düzleminde P-2 adet bilinmeyen vardır. ($\theta_1=0$ ve $\theta_p=\pi/2$ olduğundan sadece bu değerler bilinmektedir.) N parametrelili konform dönüşüm uygulamasında N+1 adet parametre ve P-2 adet açı değeri, 2P-2 sayıdaki transformasyon denkleminde kolayca bulunmaktadır. En küçük kareler metodu, düzgün ve sürekli kesit formuna imkan sağladığı için, çözümde kullanılmak üzere seçilmiştir. Sayısal çözüm yöntemi olarak Peckham tarafından 1970 [30] yılında literatüre kazandırılan yöntem seçilmiştir. Dönüşüm parametrelerinin toplam sayısı ile en kesiti oluşturan noktaların toplam sayısı arasındaki ilişki aşağıda verilmiştir.

$$P \geq N + 1 \quad (7.8)$$

Çözüm yönteminde, bilinmeyenler için başlangıçta tahmini değerler verilmektedir. Bu Lewis dönüşümü için bir zorunluluktur. Doğal olarak, başlangıçta atanan

değerler, klasik olmayan en kesitlerde uyumsuz sonuçlarda verebilmektedir. Bu tür bir seçim, aynı zamanda bilgisayarın hesaplama süresini de uzatmakta ve çözüme geç ulaşılmasına neden olmaktadır. Başlangıç değerlerinin tayinine ışık tutacak ve çözümü kolaylaştıracak çözümlerde literatürde yer almaktadır. Dönüşüm parametrelerinin belirli adımlarla arttırılması bu çözüm yöntemlerinden biridir. Bir önceki adımda hesaplanan değerler, ikinci adımda başlangıç değeri olarak atanır. Bir başka çözüm yöntemi ise dönüşümün önce geminin orta kesitine uygulanarak, bu kesitte bulunan değerlerin geminin her iki ucuna (başına ve kıçına) doğru ilerleyen kesitlerde başlangıç değerleri olarak kullanılmasıdır. Bishop ve arkadaşları [12] 1980 yılında yaptığı çalışmada sanki bir tür uygunsuz sonuç bulunacakmış gibi tüm bu yöntemleri irdelenmiş, ve Lewis dönüşümünün seçilen başlangıç değerleri kullanıldığında yeterince hassas sonuçlar verdiğini göstermiştir. Konform dönüşüm uygulandığında dikkat edilmesi gereken bazı noktalar vardır. Bunlardan ilki z-düzlemindeki noktalar ile ζ -düzlemindeki noktalar arasında bire-bir karşılığın olması gerekmektedir. Daha açık bir deyişle, daire merkezinden çembere çizilecek yarıçap doğruları sadece bir noktada kesişir. Eğer yalpa omurgası veya merkez omurga gibi kesit çıkıntıları varsa, bu çıkıntılar kesit dışında düşünülür. Bu tür bir gemi kesitinin Lewis formuna dönüştürülmesi ile ilgili olarak Kerczek ve Tuck 1969 [27] yılında yaptıkları çalışmada başlangıç değerine bağlı olarak iterasyon ilerledikçe form dışında normal olmayan ve gerçek gemi formundan uzaklaşan çevrilere (döngülere) erişmişlerdir.

(7.8) Numaralı denklem ile verilen form nokta koordinatları ile dönüşüm parametreleri arasındaki ilişki bir üst sınır gerektirir. Von Kerczek ve Tuck [27] yaptıkları araştırmada en iyi sonuçların N / P oranının $1/2 \approx 2/3$ değerleri arasında bir değer alması durumunda sağlanabileceğini ortaya koymuşlardır. Aynı zamanda dönüşüm parametrelerinin sayısı arttırıldığında, etraflarında akım incelenecek olan gemi formlarının temsilinde hata olacağı ve giderek gerçek formdan uzaklaşan formlara erişileceği görülmüştür. Konform dönüşümlerin kesin olarak yetersiz kaldıkları noktalar, temsil edilecek kesitlerin en alt noktalarında ($\theta = 0$ değerini aldığı noktada) ve serbest su yüzeylerinde kesit formunun su hattı ile kesiştiği noktada ($\theta = \pi / 2$ değerini aldığı noktada) olmaktadır. Bu noktalarda,

$$\begin{aligned}
\theta = 0 \quad \text{için} \quad \frac{\partial y}{\partial \theta} &= 0 \\
\theta = \frac{\pi}{2} \quad \text{için} \quad \frac{\partial x}{\partial \theta} &= 0
\end{aligned} \tag{7.9}$$

olmaktadır.

Yukarıda teorisi verilen konform dönüşüm yöntemi için bilgisayar programı hazırlanmış, seçilen örnek en kesitler için programın kullanabilirliği incelenmiştir. Geliştirilen bilgisayar programı ile, seçilen en kesitlerin Lewis formuna dönüşümleri ile maksimum 15 parametrelili konform dönüşümleri elde edilebilmektedir. Gemi formunu dairesel forma dönüştürmek üzere nokta koordinatları seçilirken, noktaların birbirinden merkeze göre aynı açı aralıklarında yer almalarına dikkat edilmiş, böylece işlem yapılırken olası hataların meydana gelmemesi ve işlemin kolaylaşması hedeflenmiştir. Böyle bir seçim aynı zamanda en küçük kareler metodunun uygulamasını kolaylaştırdığı gibi, daha kısa zamanda daha doğru ve düzgün formun elde edilmesini mümkün kılmıştır. Gerek Lewis ve gerekse çok parametrelili konform dönüşümün hidrodinamik özellikler üzerindeki etkileri ve çok parametrelili konform dönüşümün çok farklı kesitlere uygulanabilme esnekliği literatürde gösterilmiş [13,16-19,22,25,31,33,36-38] ve bu tez çalışmasında Bölüm 2.3’de ayrıntılı olarak sunulmuştur. Bu bölümde ise konu ile ilgili teorik bilgiler verilmektedir.

8. DALGA ETKİSİ VE ANTİSİMETRİK DURUM

Antisimetrik dalga kuvveti, gemi bünyesinin yan öteleme, yalpa ve savrulma hareketlerine neden olmakta, ve aynı zamanda yerel eğilme ve burulma etkilerine maruz kalmaktadır. Modal formlar yardımı ile bu etkiler daha önceki bölümlerde incelenmiştir. Antisimetrik hareketlerin neden olduğu etkilerin simetrik hareketlerin neden olduğu etkilerden daha karmaşık olduğu bir gerçektir. Bu nedenle belli bir düzen dahilinde ilk önce genel antisimetrik akışkan kuvvetinin neden olduğu etkiler incelenmeli ve daha sonrada özel durumlar göz önüne alınmalıdır.

8.1. Akışkanın Bağlı Hareketi

AX eksenini doğrultusunda hareket eden sinusoidal dalgaya ait potansiyel fonksiyonu,

$$\phi = -\frac{ag}{\omega} \frac{\cosh [k(Z+d)]}{\cosh kd} \sin (kX - \omega t) \quad (8.1.1)$$

şeklinde verilmektedir. Burada,

a: Dalga genliği

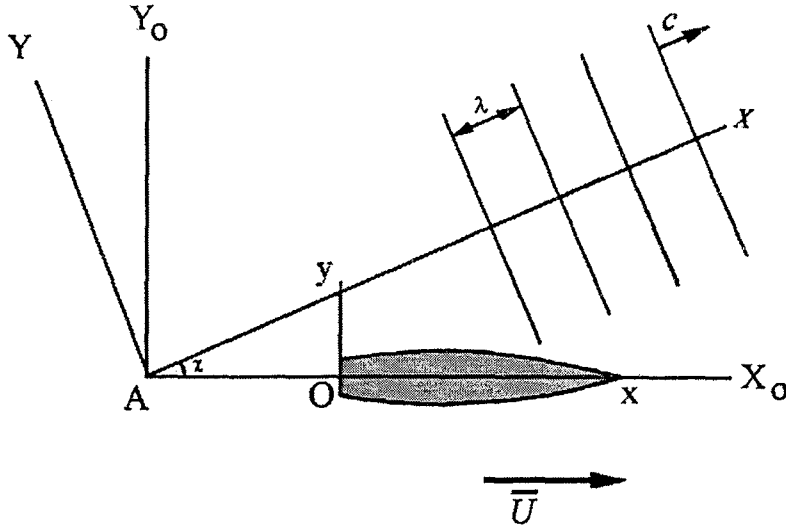
g: Yerçekimi ivmesi

ω : Dalga frekansı

k: Dalga sayısı

d: Derinlik

değerlerini ifade etmektedir.



Şekil.8.1 Sabit eksen takımı

Hiperbolik fonksiyonların tarifi gereği,

$$\begin{aligned} \text{Cosh } [k(Z+d)] &= \frac{e^{k(Z+d)} + e^{-k(Z+d)}}{2} \quad \text{ve} \\ \text{Cosh } kd &= \frac{e^{kd} + e^{-kd}}{2} \end{aligned} \quad (8.1.2)$$

değerlerine eşittir. Bununla birlikte sonsuz derinlik için $(kd \rightarrow \infty)$ 'a giderken $e^{-k(Z+d)}$ ve e^{-kd} terimleri ihmal edilebilir. Burada $|Z| \ll d$ kabulde geçerlidir. Bu durumda yukarıda verilmiş olan (8.1.1) numaralı denklem,

$$\phi = -\frac{ag}{\omega} e^{kz} \sin(kX - \omega t) \quad (8.1.3)$$

şekline dönüşür. Ve burada $Z \leq 0$ 'dır. Şekil 8.1'de verilen Oxyz eksen takımına dönüşüm sağlanırsa ,

$$\begin{aligned} X &= X_0 \cos \chi + Y_0 \sin \chi = (\bar{U}t + \chi) \cos \chi + y \sin \chi \\ \text{ve} \\ Z &= z \end{aligned} \quad (8.1.4)$$

olarak tanımlanmaktadır. Bu durumda,

$$\phi = -\frac{ag}{\omega} e^{kz} \sin (kx \cos \chi + ky \sin \chi - \omega_e t) \quad (8.1.5)$$

eşitliği elde edilir.

Bir geminin sinüsoidal dalgalar arasında Şekil 8.1'de görüldüğü gibi Ax_0 sabit eksenini doğrultusunda sabit bir $\bar{U}$ hızıyla ilerlediğini varsayılmış, geminin karşılaşacağı dalgaların formu,

$$\xi(x, y, t) = a \cos (kx \cos \chi + k \sin \chi - \omega_e t) \quad (8.1.6)$$

bağıntısı ile verilmiştir.. Geminin rotası ile dalgaların ilerleme yönü (Ax eksenini doğrultusu) arasında bir κ açısı mevcut olup, bu açığa karşılaşma açısı adı verilir. $Oxyz$ eksen takımına hareketli eksen takımıdır. Başlangıçta yani $t = 0$ anında hareketli eksen takımının O orijin noktası A noktası ile üst üste düşmektedir. Zaman ilerledikçe, gemi Ax_0 eksenini üzerinde ve $Ax_0y_0z_0$ eksen takımını içerisinde hareket edecek ve O noktası ile A noktası birbirinden uzaklaşacaktır. Şekil 8.1'den görüldüğü gibi $Ax_0y_0z_0$ eksen takımına sabit eksen takımını denir. Geminin sancak ve iskele yönünde simetrik olduğu, hareketli eksen takımının orijin noktasının (O) gemi kıkırında ve dümen ekseninden geçtiği kabul edilirse, $Ax_0y_0z_0$ sabit eksen takımını ile $Oxyz$ hareketli eksen takımının her zaman birbirine paralel olacağı kesinleşir. Söz konusu dalgaya Smith düzeltmesi yapılır ve dalga genliği ae^{-kT} olarak alınırsa, potansiyel fonksiyonu ve dalga profili,

$$\phi = -\frac{ag}{\omega} e^{-kT} \sin (kx \cos \chi + ky \sin \chi - \omega_e t) \quad (8.1.7)$$

$$\xi(x, y, t) = ae^{-kT} \cos (kx \cos \chi + k \sin \chi - \omega_e t) \quad (8.1.8)$$

şeklini dönüşür. Gemi bünyesine etkileyen antisimetrik hareket boyunca gemi ile akışkan arasındaki bağıl hareket iki ayrı katagoride incelenir. Bunlar,

- a) Dalga dönmesinin bağıl hareketi
- b) Yan öteleme hareketinde bağıl hız

olarak ele alınabilir.

a) Dalga Dönmesinin Bağlı Hareketi :

Gemi arkasındaki dalga meyilinin bileşeni γ olarak tanımlanmakta ve,

$$\gamma = \frac{\partial \xi}{\partial y} = -ak(\sin\chi)e^{-k\bar{t}}\sin(kx \cos\chi + ky \sin\chi - \omega_e t) \quad (8.1.9)$$

olarak elde edilmektedir. γ 'nin zamana bağlı olarak değişme oranı,

$$\frac{D\gamma}{Dt} = \left(\frac{\partial}{\partial t} - \bar{U} \frac{\partial}{\partial x} \right) \frac{\partial \xi}{\partial y} = ak\omega(\sin\chi)e^{-k\bar{t}}\cos(kx \cos\chi + ky \sin\chi - \omega_e t)$$

ve (8.1.10)

$$\frac{D^2\gamma}{Dt^2} = ak\omega^2(\sin\chi)e^{-k\bar{t}}\sin(kx \cos\chi + ky \sin\chi - \omega_e t)$$

olarak elde edilir ve herhangi bir en kesite ait ortalama dalga meyili,

$$\begin{aligned} \bar{\gamma}(x, t) &= \frac{1}{B(x)} \int_{-0.5B(x)}^{0.5B(x)} \gamma(x, y, t) dy \\ &= -ak(\sin\chi)\alpha(x)e^{-k\bar{t}}\sin(kx\cos\chi - \omega_e t) \end{aligned} \quad (8.1.11)$$

şeklinde ifade edilebilir ve bu denklemde

$$\alpha(x) = \frac{\sin[0.5kB(x)\sin\chi]}{0.5kB(x)\sin\chi} \quad (8.1.12)$$

dır. Bu son denklem Kaplan [64], Kaplan, Sargent ve Raff [65] ve Bishop ile Price [112] tarafından geliştirilmiştir. Ayrıca ortalama değişim miktarı da aynı şekilde elde edilebilir.

$$\begin{aligned} \frac{D\bar{\gamma}}{Dt} &= \frac{1}{B(x)} \int_{-0.5B(x)}^{0.5B(x)} \frac{D\gamma(x, y, t)}{Dt} dy \\ &= ak\omega(\sin\chi)\alpha(x)e^{-k\bar{t}}\cos(kx\cos\chi - \omega_e t) \end{aligned} \quad (8.1.13)$$

ve

$$\frac{D^2\bar{\gamma}}{Dt^2} = ak\omega^2(\sin\chi)\alpha(x)e^{-k\bar{t}}\sin(kx\cos\chi - \omega_e t) \text{ 'dır.} \quad (8.1.14)$$

Gemi görderinin yalpa açısına ait yaklaşık bağıl değeri,

$$\bar{\phi}(x, t) = \phi(x, t) - \bar{\gamma}(x, t) \quad (8.1.15)$$

olarak ele alınabilir ve burada $\phi(x, t)$ gemi görderinin local dönme açısıdır.

b) Yan Öteleme Hareketinde Bağıl Hız :

Konunun daha iyi anlaşılabilmesi için, kullanılacak değişkenler ve indislerin ayrıntılı olarak tarif edilmesi gereklidir. Bu amaca yönelik olarak; Oy doğrultusundaki akışkan hızı V sembolü ile, tekne formundaki yatay yönde meydana gelecek şekil bozuklukları da v sembolü ile gösterilsin. Bu tür bir notasyon kullanımı sadece bu bölümde geçerlidir.

Oy doğrultusundaki yörüngesel hız bileşeni,

$$V(x, y, t) = -\frac{\partial \phi}{\partial y} = \frac{agk \sin \chi}{\omega} e^{-k\bar{y}} \cos(kx \cos \chi + ky \sin \chi - \omega_e t) \quad (8.1.16)$$

bağıntısı ile verilmektedir. Tekne en kesitinin akışkan ile temas ettiği noktalarda hız bileşeninin ortalama değeri

$$\begin{aligned} \bar{V}(x, t) &= \frac{1}{B(x)} \int_{-0.5B(x)}^{0.5B(x)} V(x, y, t) dy \\ &= \frac{agk \sin \chi}{\omega} \alpha(x) e^{-k\bar{y}} \cos(kx \cos \chi - \omega_e t) \end{aligned} \quad (8.1.17)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Derin su dalgaları için $k = \omega^2 / g$ olarak alındığında yukarıdaki denklem

$$\bar{V}(x, t) = a\omega(\sin \chi)\alpha(x)e^{-k\bar{y}} \cos(kx \cos \chi - \omega_e t) \quad (8.1.18)$$

şekline dönüşür.

Oy yönündeki akımın yörüngesel ivmesi, hız bileşeninin zamana göre tam diferansiyeli alınarak,

$$\frac{DV(x, y, t)}{Dt} = agk(\sin \chi)e^{-k\bar{y}} \sin(kx \cos \chi + ky \sin \chi - \omega_e t) \quad (8.1.19)$$

ve

$$\begin{aligned}\frac{D\bar{V}(x, y, t)}{Dt} &= \frac{1}{B(x)} \int_{-0.5B(x)}^{0.5B(x)} \frac{DV(x, y, t)}{Dt} dy \\ &= agk(\sin\chi)\alpha(x)e^{-k\bar{T}} \sin(kx \cos\chi - \omega_e t)\end{aligned}\quad (8.1.20)$$

olarak yazılır.

Söz konusu gemi kesiti ile akışkan tanecikleri arasındaki bağıl hız, Ox-ekseni yönündeki hız ifadesini elde ederek ve elde edilen bu ifade ile Oy-ekseni yönündeki hız ifadesinin farkı alınarak bulunur. Bu amaçla gemi en kesitinde (Oxy düzleminde) su yüzeyinden belirli bir derinlikte veya önceden belirlenmiş bir su hattında gemiyi sancak ve iskeleye simetrik olarak ayıran orta düzlem üzerinde herhangi bir nokta seçilir. Oxy düzlemi durgun (sakin) su hattını göstermekte olup, orta simetri eksenine olan Ox ekseni en kesiti belirli bir A noktasında keser ki bu A noktası için bağıl hız ifadesi elde edilmeye çalışılır.

Gemi kesiti üzerinde bulunan bir A noktasının yer değiştirmesi,

$$v_A(x, t) = v(x, t) - z_s(x)\phi(x, t) \quad (8.1.21)$$

bağıntısı ile verilmektedir. Burada $v(x, t)$ yer değiştirmesi S kayma merkezindeki şekil bozukluğunu göstermekte olup, S kayma merkezi A noktasından düşey doğrultuda daha aşağıdaki bir noktayı göstermektedir. A noktasının hızı $Dv_A(x, t) / Dt$ olarak gösterilirse, bulunması istenen bağıl hız,

$$\frac{D\bar{V}(x, t)}{Dt} = \frac{Dv_A(x, t)}{Dt} - \bar{V}(x, t) \quad (8.1.22)$$

olarak yazılır. Bu son bağıntı yazılırken teknenin bağıl hızının suya göre çok daha fazla olduğu kabul edilmiştir. Benzer şekilde enine yöndeki bağıl ivme ise,

$$\frac{D^2\bar{V}(x, t)}{Dt^2} = \frac{D^2v_A(x, t)}{Dt^2} - \frac{D\bar{V}(x, t)}{Dt} \quad (8.1.23)$$

olarak elde edilir. Burada, $D\bar{V}/Dt$ terimi akışkanın yörüngesel ivmesinin ortalama değerini göstermektedir. Formüllerdeki artan terim sayıları karşısında, karışıklıkların

önlenmesi amacı ile, bundan sonraki notasyonda akışkan ile ilgili dalga bileşenlerini gösteren $D\bar{V}/Dt$, $\partial\bar{V}/\partial t$, gibi terimleri $\overline{D\bar{V}/Dt}$, $\overline{\partial\bar{V}/\partial t}$ ile gösterilecektir.

Kullanılan notasyonda bu tür bir değişiklik gereksinimi keyfiyetten değil, zorunluluktandır. Çünkü $D\bar{V}/Dt$ terimi konuya hakim olmayan araştırmacılar için $\bar{V}$ gibi ortalama bir değer değişimi gösterecektir. Oysa bağıl hız için yazılan formüllerde böyle bir anlam bulunmamaktadır. Daha açık bir değişle bağıl hız hesaplanırken, $D\bar{V}/Dt$ teriminin anlamı V teriminin değişimindeki ortalama değerdir. Bu nedenle tam diferansiyeli simgeleyen D sembolünde üzerinde bir çizgi olması zorunlu olmuş, böylece hız değişiminin ortalama değerinin temsil edilmesi mümkün kılınmıştır. Kısaca alabandadan alabandaya ortalama değerlerin tesbit edilmesinde, önce gereken türev alma işlemleri yapılır, daha sonra akışkanın yörüngesel hareketini ve dalga formunu belirleyen bileşenler göz önüne alınarak bağıl hız hesaplanmaya çalışılır.

Akışkanın potansiyel fonksiyonu $\phi(x,y,t)$ ve dalga fonksiyonu $\xi(x,y,t)$ aşağıda verildiği gibi tanımlanırsa,

$$\phi(x, y, t) = \frac{iag}{\omega} e^{-k\bar{T}} e^{i(kx \cos \chi + kys \sin \chi - \omega_e t)} \quad (8.1.24)$$

$$\xi(x, y, t) = ae^{-k\bar{T}} e^{i(kx \cos \chi + kys \sin \chi - \omega_e t)} \quad (8.1.25)$$

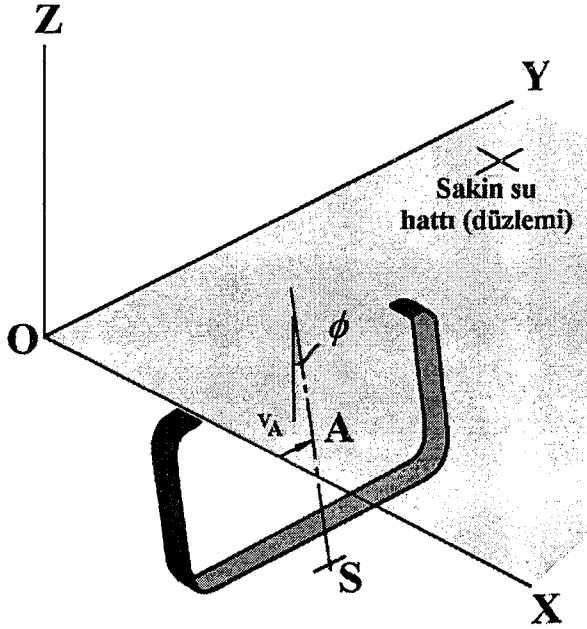
verilen bu kompleks fonksiyonların reel kısımları göz önüne alındığında,

$$\bar{\gamma}(x, t) = iak(\sin \chi)\alpha(x)e^{-k\bar{T}} e^{i(kx \cos \chi - \omega_e t)} \quad (8.1.26)$$

$$\overline{\frac{D\gamma}{Dt}} = ak\omega(\sin \chi)\alpha(x)e^{-k\bar{T}} e^{i(kx \cos \chi - \omega_e t)} \quad (8.1.27)$$

$$\overline{\frac{D^2\gamma}{Dt^2}} = -iak\omega^2(\sin \chi)\alpha(x)e^{-k\bar{T}} e^{i(kx \cos \chi - \omega_e t)} \quad (8.1.28)$$

$$\bar{V}(x, t) = a\omega(\sin \chi)\alpha(x)e^{-k\bar{T}} e^{i(kx \cos \chi - \omega_e t)} \quad (8.1.29)$$



Şekil 8.2 O_{XYZ} denge eksenleri

$$\frac{DV(x, y, t)}{Dt} = -iagk(\sin\chi)\alpha(x)e^{-k\bar{T}}e^{i(kx\cos\chi+ky\sin\chi-\omega_0 t)} \quad (8.1.30)$$

bağıntıları elde edilir.

Sakin suda yüzen bir geminin tipik en kesit dilimi gözönüne alındığında; gözönüne alınan bu dilimin yüzme su hattında boyuna simetri ekseninde bulunan bir A noktası için yukarıda yazılan denklemler geçerlidir. Bu yazılım ve yorum, Şekil 8.2’de gösterilen gemi en kesiti için bundan sonraki bölümlerde açıklık sağlayacaktır.

8.2. Akışkan Etkisi

Bir geminin bünyesine akışkanın yarattığı hidrodinamik etkiyi incelemek için bu hidrodinamik etkiyi yaratan unsurları aşağıda sınıflandırıldığı gibi ayrı ayrı gruplarda ele almak mümkündür.

1. Dinamik Etkiler (D indisi ile gösterilecektir.)
2. Froude – Krylow Yaklaşımı (FK indisi ile gösterilecektir.)

Böylece birim boy (gemi uzunluğu) başına etkiyen yanal akışkan kuvvetleri;

$$F_A(x, t) = F_D(x, t) + F_{FK}(x, t) \quad (8.2.1)$$

olarak yazılabilir. Bu durumda dalga tarafından A noktasına etkiyen birim boy başına etkiyen yalpa momenti ise,

$$K_A(x, t) = K_D(x, t) + K_{FK}(x, t) \quad (8.2.2)$$

olacaktır.

Daha önceki bölümlerde verilen hareket denklemleri, gemi en kesitinin kütle merkezi olan C noktası için uyarlanırsa, akışkan kuvvetleri

$$Y(x, t) = F_A(x, t) = F_D(x, t) + F_{FK}(x, t) \quad (8.2.3)$$

$$\begin{aligned} K(x, t) &= K_A(x, t) - z_C F_A(x, t) \\ &= K_D(x, t) - z_C F_D(x, t) + K_{FK}(x, t) - z_C F_{FK}(x, t) \\ &= K_D(x, t) - z_C F_D(x, t) + K_C(x, t) \end{aligned} \quad (8.2.4)$$

elde edilir. Burada, $K_C(x, t)$ fonksiyonu kesitin C ağırlık merkezine etkiyen yalpa momentindeki Froude – Kriloff yaklaşımını göstermektedir. Yukarıda verilen son bağıntılar elde edilirken; dinamik etkinin ek su kütlesi ve akışkanın sönüm katsayısından meydana geldiği kabul edilmiştir. Bu aşamada dinamik etkiler ve Froude – Kriloff yaklaşımları ayrı ayrı ele alınıp, incelenecektir.

1. Akışkan Kuvvetlerindeki Dinamik Etkiler

Salvesen, Tuck ve Faltinsen [29] ve Vugts [60] tarafından detaylı olarak irdelenen ve geliştirilen araştırmalarda, hidrodinamik kuvvetlerin potansiyel akım teorisi ile bulunacağı vurgulanmakta, bu arada akışkanın irrotasyonel, sıkıştırılmaz ve viskoz olmayan akışkan olarak kabul edilmektedir. Konu ile ilgili olarak dilim teorisi yaklaşımları daha sonraları benzer çalışmalarda yer almaya başlamıştır. Dilim teorisi ve potansiyel akım teorisine göre hidrodinamik etkiler ile uğraşan Wahab ve Vink [42] yapmış oldukları araştırmada birim boy başına etkiyen akışkanın dinamik kuvvetlerini,

$$F_D(x, t) = -\frac{D}{Dt} \left\{ \left[m_y(x) + \frac{i}{\omega_e} N_y(x) \right] \frac{D\bar{V}(x, t)}{Dt} \right\} - \frac{D}{Dt} \left\{ \left[m_{y\phi}(x) + \frac{i}{\omega_e} N_{y\phi}(x) \right] \frac{D\bar{\phi}(x, t)}{Dt} \right\} \quad (8.2.5)$$

ve birim boy başına dinamik yalpa momentini,

$$K_D(x, t) = -\frac{D}{Dt} \left\{ \left[m_{\phi y}(x) + \frac{i}{\omega_e} N_{\phi y}(x) \right] \frac{D\bar{V}(x, t)}{Dt} \right\} - \frac{D}{Dt} \left\{ \left[I_x(x) + \frac{i}{\omega_e} N_\phi(x) \right] \frac{D\bar{\phi}(x, t)}{Dt} \right\} \quad (8.2.6)$$

olarak tanımlamışlardır. Burada,

- $m_y(x)$: Yan öteleme hareketine ait ek su kütlesi katsayısı
- $N_y(x)$: Yan öteleme hareketine ait sönüm katsayısı
- $m_{y\phi}(x)$: Yan öteleme hareketine ait ve yalpadan kaynaklanan ek su kütlesi katsayısı
- $N_{y\phi}(x)$: Yan öteleme hareketine ait ve yalpadan kaynaklanan sönüm katsayısı
- $I_x(x)$: Yalpa hareketine ait ek su kütlesi katsayısı
- $N_\phi(x)$: Yalpa hareketine ait sönüm katsayısı
- $m_{\phi y}(x)$: Yalpa hareketine ait ve yan ötelemeden kaynaklanan ek su kütlesi katsayısı
- $N_{\phi y}(x)$: Yalpa hareketine ait ve yan ötelemeden kaynaklanan sönüm katsayısını

göstermektedir. Bu B-Teorisi için geçerlidir. Konunun daha rahat anlaşılabilmesi ve yazma kolaylığı açısından $m_y(x)$, $N_{y\phi}(x)$ gibi fonksiyonların tümü yalnızca durum değişkeni gibi yazılmış yani x – koordinatına bağlı gibi gösterilmiştir. Gerçekte bu fonksiyonların hal değişkenide olduğu, yani ω_e karşılaşma frekansında bağlı oldukları unutulmamalıdır. Kısaca söylemek gerekirse, $m_y(x)$ olarak yazılan fonksiyon gerçekte $m_y(x, \omega_e)$ olmaktadır. Fakat bu bölümde kolay anlaşılabilirlik için $m_y(x)$ olarak yazılması tercih edilmiştir.

Dilim teorisinin kullanılmasında tanımlardan kaynaklanan farklı uygulaması ise Raff [40] ve Flokstra [41] tarafından ortaya konulmuştur. Özellikle akışkanın dinamik etkilerinin tanımlanmasında farklılıkların görüldüğü bu araştırmalar ise A- teorisinde yer almaktadır. Açıklanmaya çalışılan bu A- teorisine göre akışkanın dinamik kuvvetleri,

$$F_D(x, t) = -\frac{D}{Dt} \left[m_y(x) \frac{D\bar{v}(x, t)}{Dt} \right] - N_y(x) \frac{D\bar{v}}{Dt} - \frac{D}{Dt} \left[m_{y\phi}(x) \frac{D\bar{\phi}(x, t)}{Dt} \right] - N_{y\phi}(x) \frac{D\bar{\phi}(x, t)}{Dt} \quad (8.2.7)$$

ve dinamik yalpa momenti

$$K_D(x, t) = -\frac{D}{Dt} \left[m_{\phi y}(x) \frac{D\bar{v}(x, t)}{Dt} \right] - N_{\phi y}(x) \frac{D\bar{v}}{Dt} - \frac{D}{Dt} \left[I_x(x) \frac{D\bar{\phi}(x, t)}{Dt} \right] - N_{\phi}(x) \frac{D\bar{\phi}(x, t)}{Dt} \quad (8.2.8)$$

olarak tanımlanmıştır.

Yukarıda hem A ve hem de B teorisine göre yazılmış dinamik kuvvet ve dinamik yalpa momenti fonksiyonları yer almaktadır. Bu fonksiyonlar birbirleri ile karşılaştırıldığında, akışkan sönümü içeren terimlerde farklılığın olduğu görülür. Farklılığın odak noktası, akışkan hareketinin momentiminun yorumlanmasında yatmaktadır. Yukarıda verilen (8.2.5) ve (8.2.6) numaralı denklemler çalışmanın ilerleyen bölümlerinde ele alınarak kullanılacaktır. Seçilen bu yaklaşımda (8.2.7) ve (8.2.8) numaralı denklemlerin farklılıkları, yani ilave gelecek terimler denklemlerde alt kısımları çizilerek belirtilmiştir. Dolayısıyla, bu konuda yapılacak araştırmalarda amaca yönelik olarak verilen bu teorilerin orjinal halinden bazı terimlerin kapsam dışına alınmabilmesi, etkisinin araştırılması mümkün olacaktır.

2. Akışkan Kuvvetlerinin Tesbitinde Froude – Kriloff Yaklaşımının Etkisi

Froude – Kriloff yaklaşımı hidrodinamik kuvvetler hesaplanırken, bazı ilave terimlerinde teoriye eklenmesini öngörmektedir. Dinamik kuvvetler hesaplanırken ilave terim $F_{FK}(x, t)$ ve yalpa momentleri hesaplanırken ilave terim $K_C(x, t)$ olmaktadır. Dalga formuna uygun olarak ortalama dalga eğimi $\bar{\gamma}$ ile

gösterilmektedir. Froude [43] ve Kriloff [46] tarafından yapılan araştırmalarda yaptıkları başlıca kabul, akışkan kuvvetinin birim boy başına sanki hidrostatik sephiye kuvveti $F_B(x,t)$ gibi düşünülmesi ve bu kuvvetin şiddetinin teknesin su ile yerdeğiştirmesine yol açacak büyüklükte olmasıdır. En kesitin su altında kalan alanı $S(x)$ olmak üzere bu sanki hidrostatik sephiye kuvveti,

$$F_B = \rho g S(x) \quad (8.2.9)$$

olarak belirlenir. Froude-Kriloff dinamik kuvveti buradan,

$$\begin{aligned} F_{FK}(x, t) &= -\rho g S(x) \bar{\gamma} \\ &= -i a k \rho g S(x) \alpha(x) \sin \chi e^{-k\bar{\gamma}} e^{i(kx \cos \chi - \omega_e t)} \end{aligned} \quad (8.2.10)$$

olarak elde edilir. Alanı $S(x)$ olarak verilen en kesitin alan merkezi olan B noktasından, metasanır noktası M noktasına olan uzaklık BM olup, aşağıdaki genel bağıntı ile hesaplanır.

$$BM = \frac{I}{\bar{V}} = \frac{I}{S(x) \Delta x} \quad (8.2.11)$$

Yukarıda hacim merkezi ile metasanır noktası arasındaki uzaklığı veren BM formülünde, su hattı alanının ikinci momenti I sembolü ile, gemi diliminin kalınlığı ise Δx sembolü ile gösterilmiştir. Böylece,

$$BM = \frac{[B(x)]^3}{12S(x)} \quad (8.2.12)$$

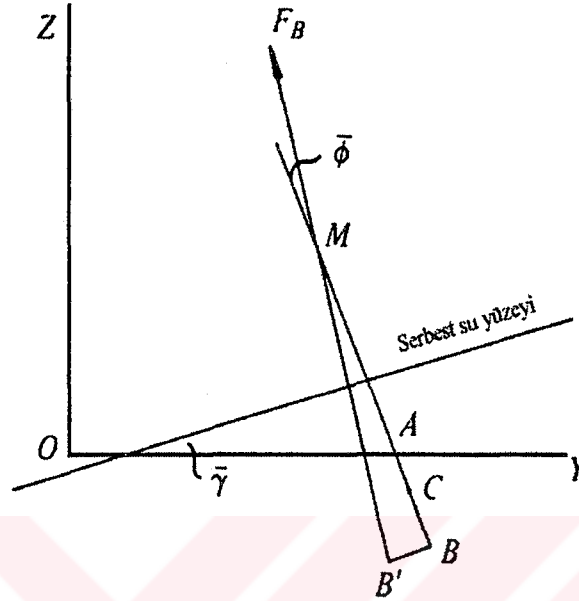
bağıntısı yazılabilir. Eğer gemi kesit dilimi ortalama dalga eğimine göre $\bar{\phi}$ gibi bir açı ile döndürülecek olursa, sephiye merkezi B noktasından B' noktasına kayar. Şekil 8.3'ten de görüldüğü gibi C ağırlık merkezinden etkiyen F_B kuvvetinin yarattığı moment bu yakaşıma göre,

$$\begin{aligned} K_C(x, t) \Delta x &= -F_B \overline{CM\phi} \\ &= -\rho g S(x) \Delta x [\overline{BM} - \overline{BC}] \bar{\phi} \end{aligned} \quad (8.2.13)$$

olarak elde edilir. Buradan,

$$K_c = -\rho g \left\{ \frac{[B(x)]^3}{12} - BCS(x) \right\} \bar{\phi} \quad (8.2.14)$$

formülü elde edilir.



Şekil 8.3 En kesit dilimi

8.3. Genel Akışkan Etkileri

Daha önceki bölümlerde verilen ve detaylı olarak irdelenen s.inci genel moda ait kuvvet,

$$\begin{aligned} & \int_0^l [(v_s - \bar{z}\phi_s)Y + \phi_s K] dx \\ &= \int_0^l [(v_s - z_s\phi_s)F_D + \phi_s(K_D + K_C) + (v_s - \bar{z}\phi_s)F_{FK}] dx \end{aligned} \quad (8.3.1)$$

eşitliği ile belirlenir. z_s teriminde s indisi ise kayma merkezini göstermektedir. Bağlı hızın zamana göre türevi yani bağlı ivme ise böylece,

$$\begin{aligned} \frac{D\bar{v}(x,t)}{Dt} &= \left(\frac{\partial}{\partial t} - \bar{U} \frac{\partial}{\partial x} \right) (v - z_s\phi) - \bar{V} \\ &= \sum_{r=0}^{\infty} \dot{p}_r (v_r - z_s\phi_r) - \bar{U} \sum_{r=0}^{\infty} p_r (v_r - z_s\phi_r)' - \bar{V} \end{aligned} \quad (8.3.2)$$

olarak yazılır. (8.2.5) numaralı denklemle verilen dinamik akışkan kuvveti $F_D(x,t)$ ifadesindeki ilk terim s.inci moda ait genel akışkan kuvveti için örnek olarak ele alınırsa,

$$\begin{aligned}
& - \int_0^1 (v_s - z_s \phi_s) \frac{D}{Dt} \left[\left(m_y + \frac{i}{\omega_e} N_y \right) \frac{D\bar{V}(x,t)}{Dt} \right] dx \\
& = - \sum_{r=0}^{\infty} \ddot{p}_r \int_0^1 \left(m_y + \frac{i N_y}{\omega_e} \right) (v_s - z_s \phi_s) (v_r - z_s \phi_r) dx \\
& + \bar{U}^2 \sum_{r=0}^{\infty} p_r \int_0^1 \left(m_y + \frac{i N_y}{\omega_e} \right) \left[(v_s - z_s \phi_s)' (v_r - z_s \phi_r)' \right] dx \\
& + \bar{U} \sum_{r=0}^{\infty} \dot{p}_r \left(m_y + \frac{i N_y}{\omega_e} \right) \left[(v_s - z_s \phi_s) (v_r - z_s \phi_r) \right]_0^1 \\
& - \bar{U}^2 \sum_{r=0}^{\infty} p_r \left(m_y + \frac{i N_y}{\omega_e} \right) \left[(v_s - z_s \phi_s) (v_r - z_s \phi_r)' \right]_0^1 \\
& + \int_0^1 (v_s - z_s \phi_s) \left[\left(m_y + \frac{i}{\omega_e} N_y \right) \frac{D\bar{V}(x,t)}{Dt} - \bar{U} \left(m_y + \frac{i}{\omega_e} N_y \right)' \bar{V} \right] dx
\end{aligned} \tag{8.3.3}$$

eşitliği yazılır. Sinüsoidal tepki kuvveti $p_r(t)$ için aşağıdaki kabul yapılırsa,

$$p_r(t) = p_r e^{-i\omega_e t} \tag{8.3.4}$$

$$\dot{p}_r(t) = -i\omega_e p_r(t) \tag{8.3.5}$$

$$\ddot{p}_r(t) = -\omega_e^2 p_r(t) \tag{8.3.6}$$

s.inci moda ait genel akışkan kuvveti kolayca hesaplanabilir. İfadelerin açık olarak yazılması halinde, aranılan akışkan kuvveti ifadesi içerdiği matematiksel bağıntılar nedeni ile oldukça uzun olacaktır. Bu nedenle aranılan genel ifade, sinüsoidal tepki kuvvetlerini açıkta bırakacak şekilde daha kısa, öz ve anlamlı aşağıda yeniden yazılmıştır.

$$- \sum_{r=0}^{\infty} \ddot{p}_r A_{rs} + \dot{p}_r B_{rs} + p_r C_{rs} \tag{8.3.7}$$

Yukarıdaki eşitlikte yer alan A_{rs} , B_{rs} ve C_{rs} katsayıları aşağıda açık olarak sunulmuştur.

$$\begin{aligned}
A_{rs} = & \int_0^l (v_s - z_s \phi_s) [m_y (v_r - z_s \phi_r) + m_{y\phi} \phi_r] dx \\
& + \int_0^l \phi_s [I_x \phi_r' + m_{\phi y} (v_r - z_s \phi_r)] dx \\
& + \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \int_0^l (v_s - z_s \phi_s) [N_y (v_r - z_s \phi_r)' + N_{y\phi} \phi_r'] dx \\
& + \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \int_0^l \phi_s [N_{\phi y} (v_r - z_s \phi_r)' + N_{\phi\phi} \phi_r'] dx \\
& + \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \int_0^l (v_s - z_s \phi_s) [N_y (v_r - z_s \phi_r) + N_{y\phi} \phi_r] dx \\
& + \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \int_0^l \phi_s [N_{\phi y} (v_r - z_s \phi_r) + N_{\phi\phi} \phi_r] dx \\
& - \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \int_0^l (v_s - z_s \phi_s) [m_y (v_r - z_s \phi_r)' + m_{y\phi} \phi_r'] dx \\
& - \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \int_0^l \phi_s [m_{\phi y} (v_r - z_s \phi_r)' + I_x \phi_r'] dx
\end{aligned} \tag{8.3.8}$$

B_{rs} katsayısının açık formda yazılmış şeklide aşağıda sunulmuştur.

$$\begin{aligned}
B_{rs} = & \int_0^l (v_s - z_s \phi_s) [N_y (v_r - z_s \phi_r) + N_{y\phi} \phi_r] dx \\
& + \int_0^l \phi_s [N_\phi \phi_r + N_{\phi y} (v_r - z_s \phi_r)] dx \\
& - \bar{U} \int_0^l (v_s - z_s \phi_s) [m_y (v_r - z_s \phi_r)' + m_{y\phi} \phi_r'] dx \\
& - \bar{U} \int_0^l \phi_s [I_x \phi_r' + m_{\phi y} (v_r - z_s \phi_r)'] dx \\
& + \bar{U} \int_0^l (v_s - z_s \phi_s)' [m_y (v_r - z_s \phi_r) + m_{y\phi} \phi_r] dx \\
& + \bar{U} \int_0^l \phi_s' [m_{\phi y} (v_r - z_s \phi_r) + I_x \phi_r] dx \\
& + \frac{\bar{U}^2}{\omega_e^2} \int_0^l \frac{(v_s - z_s \phi_s)' [N_y (v_r - z_s \phi_r)' + N_{y\phi} \phi_r']}{1} dx \\
& + \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \int_0^l \frac{\phi_s' [N_{\phi y} (v_r - z_s \phi_r)' + N_{\phi\phi} \phi_r']}{1} dx
\end{aligned} \tag{8.3.9}$$

ve

$$C_{rs} = \rho g \int_0^l \left[\frac{[B(x)]^3}{12} - \overline{BC}(x) \cdot S(x) \right] \phi_r \phi_s dx \tag{8.3.10}$$

olarak elde edilir. Bununla birlikte, genel akışkan kuvveti $p_r(t)$ 'den bağımsızdır. Diğer bir değişle genel akışkan kuvveti zamana bağlı değildir.

$$\begin{aligned}
Z_s(t) = & \int_0^l (v_s - z_s \phi_s) \left\{ \frac{D}{Dt} \left[\left(m_y + \frac{i}{\omega_e} N_y \right) \bar{V} \right] + \frac{D}{Dt} \left[\left(m_{y\phi} + \frac{i}{\omega_e} N_{y\phi} \right) \frac{D\bar{\gamma}}{Dt} \right] \right\} dx \\
& + \int_0^l \phi_s \left\{ \frac{D}{Dt} \left[\left(m_{\phi y} + \frac{i}{\omega_e} N_{\phi y} \right) \bar{V} \right] + \frac{D}{Dt} \left[\left(I_x + \frac{i}{\omega_e} N_\phi \right) \frac{D\bar{\gamma}}{Dt} \right] \right\} dx \\
& - \int_0^l (v_s - \bar{z}\phi_s) \rho g S(x) \bar{\gamma} dx + \int_0^l \phi_s \rho g \left[\frac{B^3}{12} - \overline{BCS}(x) \right] \bar{\gamma} dx
\end{aligned} \tag{8.3.11}$$

İşlemlere devam edilirse,

$$\begin{aligned}
Z_s(t) = & \int_0^l (v_s - z_s \phi_s) \left\{ \frac{D}{Dt} (m_y \bar{V}) + \frac{i N_y}{\omega_e} \frac{\partial \bar{V}}{\partial t} - \frac{i \bar{U}}{\omega_e} \frac{\partial (N_y \bar{V})}{\partial x} \right\} dx \\
& + \int_0^l \left\{ \frac{D}{Dt} \left(m_{y\phi} \frac{D\bar{\gamma}}{Dt} \right) + \frac{i N_{y\phi}}{\omega_e} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{D\bar{\gamma}}{Dt} \right) - \frac{i \bar{U}}{\omega_e} \frac{\partial}{\partial x} \left(N_{y\phi} \frac{D\bar{\gamma}}{Dt} \right) \right\} dx \\
& - \int_0^l (v_s - \bar{z}\phi_s) \rho g S(x) \bar{\gamma} dx \\
& + \int_0^l \phi_s \left\{ \frac{D}{Dt} (m_{\phi y} \bar{V}) + \frac{i}{\omega_e} N_{\phi y} \frac{\partial}{\partial t} \bar{V} - \frac{i \bar{U}}{\omega_e} \frac{\partial}{\partial x} (N_{\phi y} \bar{V}) \right\} dx \\
& + \int_0^l \phi_s \left\{ \frac{D}{Dt} \left(I_x \frac{D\bar{\gamma}}{Dt} \right) + \frac{i}{\omega_e} N_\phi \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{D\bar{\gamma}}{Dt} \right) - \frac{i \bar{U}}{\omega_e} \frac{\partial}{\partial x} \left(N_\phi \frac{D\bar{\gamma}}{Dt} \right) \right\} dx \\
& + \int_0^l \phi_s \left\{ \rho g \left[\frac{B^3}{12} - \overline{BCS}(x) \right] \bar{\gamma} \right\} dx
\end{aligned} \tag{8.3.12}$$

olarak bulunur. Sonuçta,

$$Z_s = \int_0^l [(v_s - \bar{z}\phi_s) T_1 + (v_s - z_s \phi_s) (T_2 - iT_3) + \phi_s (T_4 - iT_5)] dx \tag{8.3.13}$$

denklemleri elde edilir. (8.3.13) numaralı denklemde, T_j değişkenlerinin ($j = 1, \dots, 5$ için) açık şekli aşağıda verilmiştir.

$$T_1 = -i \rho g k S T_0 \tag{8.3.14}$$

$$T_2 = \omega T_0 \left[\left(1 + \frac{\bar{U} k \cos \chi}{\omega_e} \right) N_y - \bar{U} m'_y + k \left\{ \left(1 + \frac{\bar{U} k \cos \chi}{\omega_e} \right) N_{y\phi} - \bar{U} m'_{y\phi} \right\} \right] \tag{8.3.15}$$

$$T_3 = \omega^2 T_0 \left[m_y + \frac{\bar{U}}{\omega \omega_e} N'_y + k(m_{y\phi} + \frac{\bar{U}}{\omega \omega_e} N'_{y\phi}) \right] \quad (8.3.16)$$

$$T_4 = \omega T_0 \left[\left(1 + \frac{\bar{U}k \cos \chi}{\omega_e} \right) N_{\phi y} - \bar{U}m'_{\phi y} + k \left\{ \left(1 + \frac{\bar{U}k \cos \chi}{\omega_e} \right) N_{\phi} - \bar{U}I'_x \right\} \right] \quad (8.3.17)$$

$$T_5 = \omega^2 T_0 \left[m_{\phi y} + \frac{\bar{U}}{\omega \omega_e} N'_{\phi y} + k(I_x + \frac{\bar{U}}{\omega \omega_e} N'_{\phi}) \right] - \rho g k \left(\frac{B^3}{12} - \overline{BC.S} \right) T_0 \quad (8.3.18)$$

Yukarıdaki denklemlerde yer alan T_0

$$T_0 = \alpha \sin \chi e^{-kT} e^{ikx \cos \chi} \quad (8.3.19)$$

olarak alınmıştır.

$$\alpha = \frac{\{\sin 0.5B(x)k \sin \chi\}}{0.5B(x)k \sin \chi} \quad (8.3.20)$$

ve

$$T(x) = T(x) * (\text{alan katsayısı}) \text{ 'dır.} \quad (8.3.21)$$

Yukarıda genel olarak verilen katsayılar, $s = 0, 1, 2$ değerleri için özel olarak hesaplanabilir. Bu değerler gemi hareketlerine karşılık gelmektedir. Diğer bir deyişle, özel olarak hesaplanan bu katsayılar modellenen gemi kirişinin rijit modlarına karşılık gelmektedir. Bölüm 8 ile ilgili detalı bilgiler [39] numaralı kaynakta mevcut olup, burada yazar tarafından hazırlanan bilgisayar programında kullanılan förmüllerin elde edilmesinde izlenen yol ve kabuller hakkında özet bilgiler sunulmuştur.

$$A_{00} = \int_0^l m_y dx - \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \left| N_y \right|_0^l \quad (8.3.22)$$

$$B_{00} = \int_0^l N_y dx - \bar{U} \left| m_y \right|_0^l \quad (8.3.23)$$

$$A_{10} = \int_0^l v_1 m_y dx - \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \int_0^l v_1 N_y dx - \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \left| v_1 N_y \right|_0^l - \frac{\bar{U}^2}{\omega_e^2} \left| v_1' m_y \right|_0^l \quad (8.3.24)$$

$$B_{10} = \int_0^l v_1 N_y dx - \bar{U} \int_0^l v_1' m_y dx - \bar{U} \left| v_1 m_y \right|_0^l - \frac{\bar{U}^2}{\omega_e^2} \left| v_1' N_y \right|_0^l \quad (8.3.25)$$

$$A_{20} = \int_0^l m_{y\phi} dx - \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \left| N_{y\phi} \right|_0^l \quad (8.3.26)$$

$$B_{20} = \int_0^l N_{y\phi} dx - \bar{U} \left| m_{y\phi} \right|_0^l \quad (8.3.27)$$

$$C_{00} = C_{10} = 0 = C_{20} \quad (8.3.28)$$

$$A_{01} = \int_0^l v_1 m_y dx - \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \int_0^l v_1' N_y dx + \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \left| v_1 N_y \right|_0^l \quad (8.3.29)$$

$$B_{01} = \int_0^l v_1 N_y dx + \bar{U} \int_0^l v_1' m_y dx - \bar{U} \left| v_1 m_y \right|_0^l \quad (8.3.30)$$

$$A_{11} = \int_0^l v_1^2 m_y dx + \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \int_0^l (v_1')^2 m_y dx + \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \left| v_1^2 N_y \right|_0^l - \frac{\bar{U}^2}{\omega_e^2} \left| v_1 v_1' m_y \right|_0^l \quad (8.3.31)$$

$$B_{11} = \int_0^l v_1^2 N_y dx + \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \int_0^l (v_1')^2 N_y dx - \bar{U} \left| v_1^2 m_y \right|_0^l - \frac{\bar{U}^2}{\omega_e^2} \left| v_1 v_1' N_y \right|_0^l \quad (8.3.32)$$

$$A_{21} = \int_0^l v_1 m_{y\phi} dx - \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \int_0^l v_1' N_{y\phi} dx + \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \left| v_1 N_{y\phi} \right|_0^l \quad (8.3.33)$$

$$B_{21} = \int_0^l v_1 N_{y\phi} dx + \bar{U} \int_0^l v_1' m_{y\phi} dx - \bar{U} \left| v_1 m_{y\phi} \right|_0^l \quad (8.3.34)$$

$$C_{01} = C_{11} = 0 = C_{21} \quad (8.3.35)$$

$$A_{02} = \int_0^l m_{\phi y} dx + \frac{\bar{U}}{\omega_e^2} \left| N_{\phi y} \right|_0^l \quad (8.3.36)$$

$$B_{02} = \int_0^1 N_{\phi y} dx - \overline{U} |m_{\phi y}|_0^1 \quad (8.3.37)$$

$$A_{12} = \int_0^1 v_1 m_{\phi y} dx + \frac{\overline{U}}{\omega_e^2} \int_0^1 v_1' N_{\phi y} dx + \frac{\overline{U}}{\omega_e^2} |v_1 N_{\phi y}|_0^1 - \frac{\overline{U}^2}{\omega_e^2} |v_1' m_{\phi y}|_0^1 \quad (8.3.38)$$

$$B_{12} = \int_0^1 v_1 N_{\phi y} dx - \overline{U} \int_0^1 v_1' m_{\phi y} dx - \overline{U} |v_1 m_{\phi y}|_0^1 - \frac{\overline{U}^2}{\omega_e^2} |v_1' N_{\phi y}|_0^1 \quad (8.3.39)$$

$$C_{02} = C_{12} = 0 \quad (8.3.40)$$

$$A_{22} = \int_0^1 I_x dx + \frac{\overline{U}}{\omega_e^2} |N_{\phi}|_0^1 \quad (8.3.41)$$

$$B_{22} = \int_0^1 N_{\phi} dx - \overline{U} |I_x|_0^1 \quad (8.3.42)$$

$$C_{22} = \int_0^1 \rho g \left[\frac{B^3}{12} - \overline{BC.S(x)} \right] dx = \overline{CM} \Delta \quad (8.3.43)$$

9. HİDRODİNAMİK KARAKTERİSTİKLERİN HESAPLANMASI

Bu bölümde giriş olarak modellenen geminin yan öteleme, yalpa ve yan öteleme - yalpa bileşik hareketleri sırasında, hesaplanması gereken iki boyutlu hidrodinamik özelliklerin incelenmesi amacıyla geliştirilen bilgisayar programı hakkında genel bilgiler verilmektedir. Simetrik gemi hareketlerine ait hidrodinamik özelliklerin elde edilmesinde Dr. Belik, tarafından kullanılan UCLTDH (University College London Two Dimensional Hydrodynamics) bilgisayar programı baz alınmıştır. Teorisi daha önceki bölümlerde verilen antisimetrik hareketler için UCLTDH programında gerekli düzenlemeler ve eklemeler yapılarak son şekli verilmiştir. Böylece geliştirilen program yardımı ile gemiye ait hem simetrik hem de antisimetrik hareketler için iki boyutlu hidrodinamik özellikleri belirleyen bir program elde edilmiştir. Bu bölümde geliştirilen programda, geminin sadece antisimetrik hareketlerine ait hidrodinamik özelliklerin elde edilmesinde kullanılan programın yapısı hakkında bilgi verilecek, geminin simetrik hareketlerine ait hidrodinamik özelliklerin hesaplanmasında kullanılan programın yapısı incelenmiş olmasına rağmen, akademik saygı gereği bu konu ile ilgili bilgiler verilmeyecektir.

9.1. Bilgisayar Programı Hakkında Bilgi

Söz konusu program, akışkanın serbest su yüzeyinde, yan öteleme, yalpa ve yan öteleme – yalpa bileşik hareketlerine ait iki boyutlu hidrodinamik özellikleri, Lewis 2 parametrelili konform dönüşüm tekniğini ve çok parametrelili konform dönüşüm tekniğini kullanarak ayrı ayrı hesaplayabilmektedir. Hesaplamalarda kullanılan boyutsuz frekans parametresi $\delta = \frac{\omega^2}{g} b$ olarak alınmıştır. Burada, g yerçekimi ivmesi, b enine kesitlerin yarı genişliği ve ω frekans olarak tanımlanmıştır. Birim boya karşılık gelen iki boyutlu hidrodinamik özellikler;

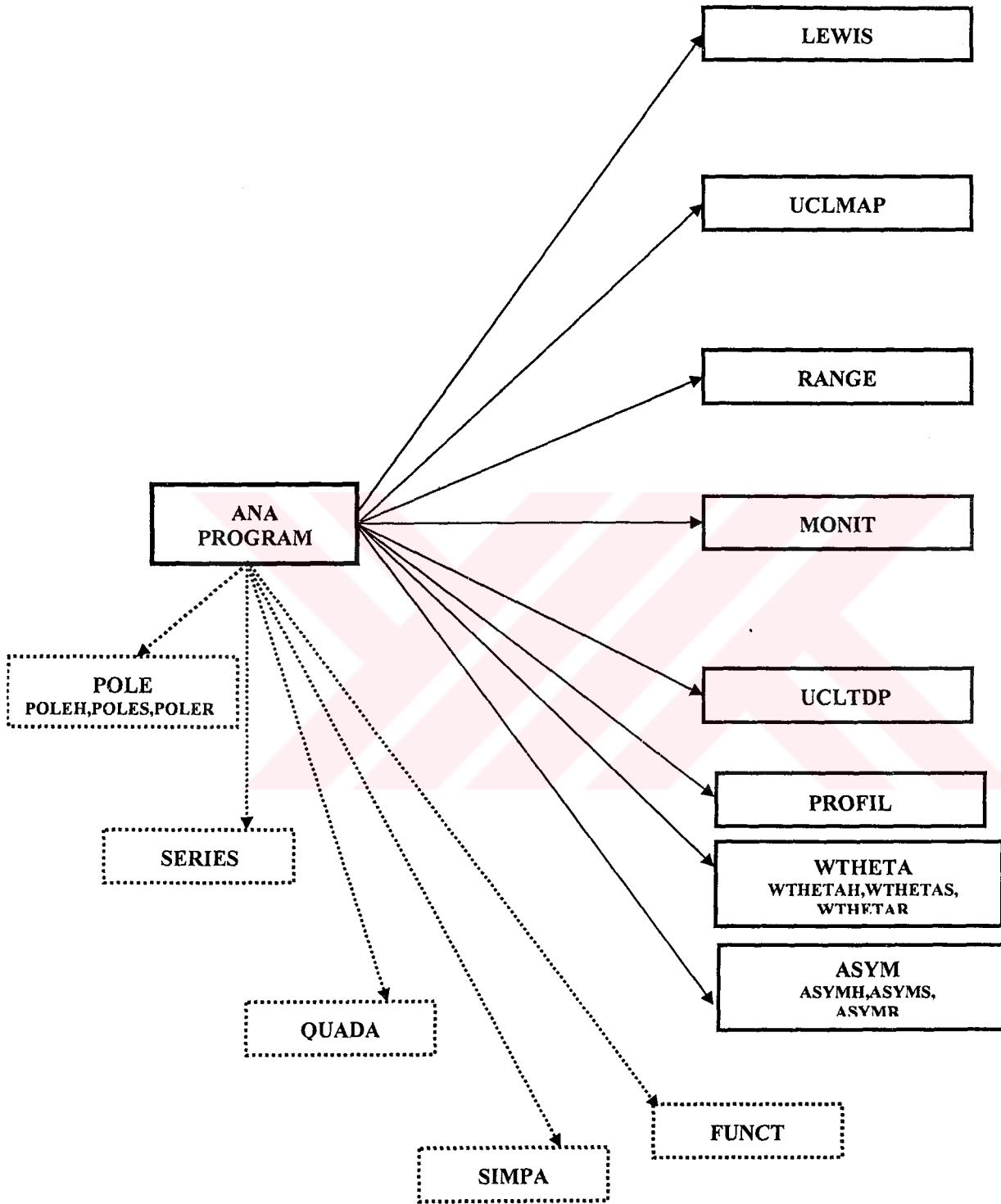
- Yan öteleme hareketine ait ek su kütlesi (**AMSS**, birimi ton/m)
- Yan öteleme hareketine ait sönüm (**ANSS**, birimi ton/m.sn)
- Yalpa hareketine ait ek su kütlesi (**AMR**, birimi ton.m²/m)
- Yalpa hareketine ait sönüm (**ANR**, birimi ton.m²/m.sn)
- Yan öteleme-yalpa çapraz bileşik hareketlerine ait ek su kütlesi (**AMSR**, birimi ton.m /m)
- Yan öteleme-yalpa çapraz bileşik hareketlerine ait sönüm (**ANSR**, birimi ton.m /m.sn) olarak ele alınmış ve hesaplanmıştır.

İşlevsel akış mantığı daha önceki bölümlerde anlatılan teoriler üzerine kurulu bilgisayar programı Fortran 77 programlama dili kullanılarak hazırlanmış olup, genel kuruluş şeması Şekil 9.1'den de görüleceği gibi, 1 ana program, 8 alt program ve 5 fonksiyon programından oluşmaktadır. Ayrıca kaynak dosya halinde bulunan 6 kütüphane dosyası yardımı ile programda gerekli olan matematiksel ara işlemler yapılabilmektedir. Derleyici olarak FTN 77 kullanılmıştır. Hazırlanan bilgisayar programında veriler, (datalar) serbest formatla verilmiştir.

Gerek hazırlanan programın büyüklüğü, gerekse veri olarak kullanılan değerlerin sayıca fazla olması bir takım hataların meydana gelmesine neden olabilir. Bu endişenin giderilebilmesi amacı ile hazırlanan programın bazı önemli noktalarına kontrol parametreleri konulmuş ve böylece oluşabilecek hata zincirlerinin yeri ve içeriğinin zamanında bulunabilmesi amaçlanmıştır.

Programın çalışma süresi, programın yüklendiği ve çalıştırıldığı bilgisayarın özelliklerine bağlı olduğu gibi, aynı zamanda program derleyicisinin niteliğine ve ayrıca da program tarafından kullanılacak olan verilerin kapsamına bağlıdır. Program gerek kişisel bilgisayarlarda ve gerekse merkezi sisteme bağlı terminallerde çalışabilmektedir.

Herhangi bir hata olmaksızın program çalıştığında sonuçlar belli bir formatta yeni açılan dosyalara yazılmakta, ve bu yeni açılan dosyalar Bölüm 5.6'da ki sonuç dosyaları ile birlikte PIVOT adlı programda veri dosyası olarak kullanılmaktadır.



Şekil 9.1 Programın yapısı

9.2. Sayısal Çalışma

Bu bölümde basit geometrik şekillerin ve gemi görderi sandık kiriş olarak modellenmiş örnek bir gemi kesiti için hidrodinamik özelliklerin elde edilmesine çalışılmış ve sonuçlar grafik olarak sunulmuştur. Amaç daha önceden yapılan çalışmalar yardımı ile programın uygulanabilirliğini kontrol etmek ve bu sayede gerekli yorumları yaparak irdelemektir.

9.2.1. Gemi yapısal datası

Bölüm 6'de teorisi verilen iki boyutlu hidrodinamik özellikler hazırlanan bilgisayar programı yardımı ile hesaplanırken ilk önce basit geometrik şekiller için incelemelerde bulunulmuş bu amaçla dikdörtgen ve üçgen en kesitler ele alınmıştır. Daha sonra ise geometrik özellikleri Tablo 9.1'de verilen gerçek gemi en kesiti için çözümler elde edilmeye çalışılmıştır.

1) Hidrodinamik özelliklerin incelenmesinde ilk örnek çalışma olarak ana boyutları

Genişlik: 30 m Draft : 10 m

olan dikdörtgen kesit ele alınmıştır. Bu durumda gemi dikdörtken enine kesitli üniform kiriş olarak modellenmiştir. Dolayısıyla kiriş boyunca herhangi bir uzaklıkta bulunan her bir enine kesitteki iki boyutlu hidrodinamik özellikler aynı değere sahiptir. Boyutsuz frekans katsayısı,

$$\delta = \frac{\omega^2}{g} b \quad (9.1)$$

olarak alınmıştır. Yukarıdaki eşitlikte b yarı genişliktir. Boyutsuz frekans katsayısı $0 \leq \delta \leq 25$ aralığında değişmektedir.

2) İkinci bir çalışma ise üçgen en kesitine ait yapılmıştır. Seçilen üçgen en kesitin genişliği 20 metre, yüksekliği (draftı) ise 16 metredir. Boyutsuz frekans katsayısı aynı sınırlar içinde değişmektedir.

3) Son olarak gemi en kesiti için bir çalışma yapılmıştır. Antisimetrik gemi hareketi yapan (yan öteleme ve yalpa) gemi kesitlerinin iki boyutlu hidrodinamik özellikleri

Lewis veya çok parametrelili konform dönüşüm yardımı ile hesaplanabilmektedir. ofset tablosu Tablo 9.1’de verilen örnek gemi kesiti için 9 parametrelili konform dönüşüm uygulanmış ve sonuç grafik bazda Şekil 9.2’de verilmiştir. Model gemi boyu 200 m olarak alınmış, su çekimi 5 m olarak seçilmiştir. Bu çalışmada amaç sonuçların uygulanabilirliğini araştırmak olduğundan, model gemi en kesitleri sabit alınmış, diğer bir değişle üniform en kesitli kiriş modellemesi yapılmıştır.

Tablo 9.1 Ofset tablosu

Yarı Genişlik (M)	Draft (M)
0.000000E+00	0.120000E+02
0.375000E+01	0.120000E+02
0.750000E+01	0.120000E+02
0.112500E+02	0.120000E+02
0.147500E+02	0.120000E+02
0.150000E+02	0.120000E+02
0.150000E+02	0.950000E+01
0.150000E+02	0.750000E+01
0.150000E+02	0.500000E+01
0.150000E+02	0.250000E+01
0.150000E+02	0.000000E+00

Tablo 9.2 Dönüşüm katsayıları

N=9	Katsayılar
a ₀	0.160200E+02
a ₁	0.102576E+00
a ₃	-0.173549E+00
a ₅	-0.131117E-01
a ₇	0.212011E-01
a ₉	0.629934E-02
a ₁₁	-0.543263E-02
a ₁₃	-0.265337E-02
a ₁₅	0.524211E-03
a ₁₇	0.476679E-03

Söz konusu gemi en kesitlerine ait dönüşüm parametreleri ise Tablo 9.2’de sunulmuştur. Yukarıda geometrik özellikleri verilen gemi en kesitine ait birim boya karşılık gelen iki boyutlu hidrodinamik özellikler ise Tablo 9.3’de verilmiştir. Burada kullanılan birimler;

Kütle :Ton ; Uzunluk :Metre ; Kuvvet :kNewton

Moment :kNewton*Metre ; Frekans :1/ sn’dir.

Tablo 9.3 Hidrodinamik özellikler

DELTA (δ)	Ek Su Küt. (Ton/m)	Sönüm (Ton/(m*sn))	Ek Su Küt. (Ton*m ² /m)	Sönüm (Ton*m ² /(m*sn))	Ek Su Küt. (Ton*m/m)	Sönüm (Ton*m/(m*sn))
0.01	377.61	0.0193	17803.0	0.043	-1228.4	-0.029
1.0	80.21	254.2	16400.2	2216.8	-566.0	-752.0
2.25	22.51	154.44	15089.1	1710.9	-251.1	-515.0
2.89	31.17	122.60	15031.9	1296.9	-253.1	-399.7
4.0	49.21	85.73	15159.1	747.7	-295.8	-254.0
6.25	77.94	48.07	15458.5	243.6	-380.8	-108.3
9.0	100.18	29.28	15619.1	88.72	-439.0	-47.1
12.25	117.62	19.87	15615.0	66.36	-473.1	-22.7
16.0	132.52	14.99	15429.5	92.12	-493.3	-12.25
25.0	159.91	11.15	14821.1	124.98	-513.8	-4.41
(YAN ÖTELEME)			(YALPA)		(BİLEŞİK HAREKET)	

Boyutsuz frekans katsayısı daha önceden de belirtildiği gibi $0 \leq \delta \leq 25$ aralığında değişmektedir. Tablo 9.3 incelendiğinde hidrodinamik özelliklerin bir kısmı pozitif bir kısmı ise negatif değer almaktadırlar. Bu bağlamda hidrodinamik karakteristiklerin pozitif ve negatif değer almasının fiziksel anlamlarını da açıklama ihtiyacı duyulmuştur. Bilindiği üzere, dalıp-çıkma, baş-kıç vurma veya yalpa hareketi yapan cisim veya kesit serbest su yüzeyinde dalgalar oluşturur. Kesit etrafında meydana gelen dalgalar sürekli olarak kesitten aldıkları enerjiyi sonsuza doğru taşırlar. Dolayısıyla kesitten alınan enerji karşılığı kesitte bir sönüm kuvveti oluşur. Bu kuvvet hareketin hızı ile orantılı olup, hareketin zıt yönündedir. Benzer şekilde, katı cisim veya kesit sıvı içindeki ivmeli hareketinde ivmesiyle orantılı olarak hareketinin zıt yönünde hidrodinamik bir atalet kuvvetiyle karşılaşır. Bu atalet kuvvetine ek su kütlesi ismi verilmektedir [178].

Hidrodinamik karakteristikler pratikte kullanım amaçlarına bağlı olarak birim boya karşılık gelen değerleri verildiği gibi, boyutsuz olarakta sonuçlar elde edilebilmektedir. Bölüm 6'da boyutsuzlaştırma faktörleri Tablo 6.1'de verilmiş olup, burada tekrarlanmamıştır.

9.2.2. Sonuçlar

Bölüm 9.2.1’de verilen üç ayrı en kesite ait iki boyutlu hidrodinamik özellikler elde edilirken De Jong [4] tarafından geliştirilen teori baz alınmış, çok parametrelili konform dönüşüm yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır. İki boyutlu hidrodinamik özellikler antisimetrik gemi hareketleri için elde edilirken; simetrik gemi hareketlerine ait hidrodinamik özelliklerin hesaplanmasında İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi öğretim elemanlarından Doç. Dr. Ömer Belik tarafından kullanılan UCLTDH (University College London Two Dimensional Hydrodynamics) bilgisayar programı baz alınmıştır. De Jong [4] tarafından geliştirilen teoriye bağlı kalınarak, antisimetrik hareketler için UCLTDH programında gerekli düzenlemeler ve eklemeler yapılarak son şekli verilmiş ve antisimetrik hareketler için bilgisayar programı modifiye edilmiştir. Söz konusu programın uygulanabilirliği, aynı teoriyi kullanan Southampton Üniversitesi, Gemi Bölümü (Ship Department) öğretim üyelerinden Prof. Dr. Pandelli Temarel’in programı ile sonuç karşılaştırılması yapılarak araştırılmıştır. Özetle, tez çalışmasının bu bölümünde aynı teoriyi kullanan iki ayrı bilgisayar programının sonuçları karşılaştırılmıştır. Yazar tarafından geliştirilen bilgisayar programı ile hem simetrik hareketlere, hemde antisimetrik hareketlere ait iki boyutlu hidrodinamik karakteristik değerleri hesaplanabilmektedir. Fakat akademik saygı gereği bu tez çalışmasında simetrik hareketlere ait herhangi bir sonuç burada sunulmamıştır. Gerek dikdörtgen en kesit gerekse üçgen en kesite ait yapısal değerler ve sonuçlar ayrıca Bishop & Price’ın [39] ‘Hydroelasticity of Ships’ adlı yayında da mevcuttur.

1) Dikdörtgen enine kesite ait yan öteleme, yalpa ve yan öteleme – yalpa bileşik hareketlerine ait sönüm ve ek su kütleleri hesaplanmıştır. Söz konusu büyüklüklerin değişimi, boyutsuz frekans katsayılarının değişimlerine göre verilmiştir. Şekil F.1-2’de dikdörtgen enine kesitin yalpa-yan öteleme bileşik hareketine ait ek su kütlesi ve sönüm değerlerinin boyutsuz frekans parametresine göre değişimleri Dr. Temarel’in program sonuçları ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bileşik hareketteki değişimlerin söz konusu kesitin belirlenen delta değişim aralığında oldukça uyumlu sonuç verdiği görülmektedir. Literatürde boyutsuz katsayılar farklı şekillerde tanımlanmaktadır. Temarel [12] yaptığı çalışmada boyutsuz frekans katsayısını,

$$\delta = \omega(B/2g)^{1/2} \quad (9.2)$$

olarak, De Jong [4] ise

$$\delta = \frac{\omega^2}{g} T \quad (9.3)$$

olarak tanımlamıştır. Burada B en kesit genişliği, T ise drafttır. Şekil F.3-4'te yan öteleme hareketi yapan dikdörtgen en kesitli bir örnek datanın boyutsuz frekans parametresine bağlı olarak iki boyutlu hidrodinamik özelliklerinin değişimi verilmiştir. Yan öteleme hareketinde ek su kütlelerinin değişimi $\delta=5$ 'ten itibaren bazı farklılıklar göstermektedir. Son olarak Şekil F.5-6 yalpa hareketi yapan dikdörtgen en kesitin boyutsuz frekans parametresine bağlı olarak değişen ek su kütlesi ve sönüm değerleri grafik olarak verilmiştir. Literatürdeki örnek çalışma ile yapılan karşılaştırmada her iki durum içinde boyutsuz franks parametresinin 10'dan büyük değerlerinde sapmaların olduğu sonucuna varılmıştır.

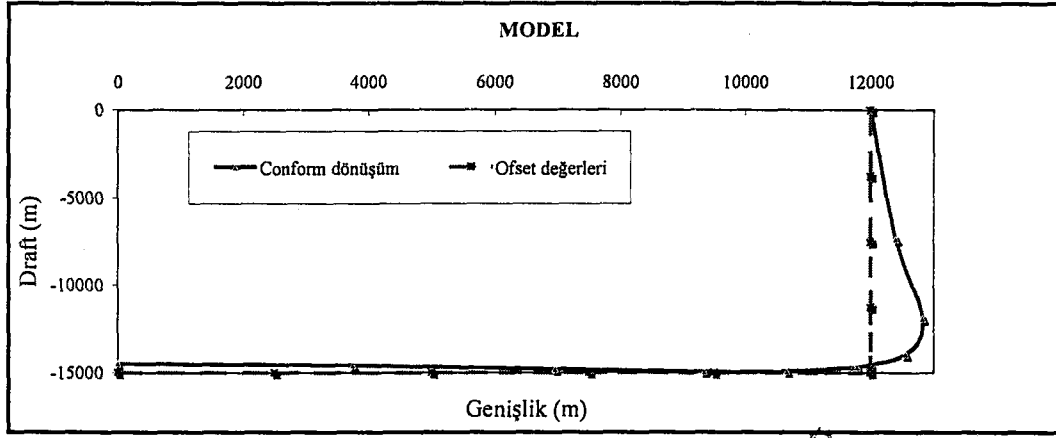
2) İkinci bir çalışma olarak ele alınan enine kesit tipi üçgendir ve bu en kesite ait yan öteleme, yalpa ve yan öteleme – yalpa bileşik hareketleri (couple) için sönüm ve ek su kütleleri hesaplanmıştır. Söz konusu büyüklerin değişimi, boyutsuz frekans katsayılarının değişimlerine göre verilmiştir. Üçgen en kesitin yalpa – yan öteleme bileşik hareketine ait sonuçları Şekil F.7-8'de sunulmuştur. Bileşik harekete ait ek su kütlesi ve sönüm elde edilmiş ve Dr. Temarel'in exe dosya halindeki bilgisayar programı çalıştırılarak elde edilen sonuçlar ile uyumlu olduğu görülmüştür. Yan öteleme hareketlerine ait sonuçlar (Şekil F.9-10), üçgen en kesitli modelde daha önceki çalışmalarla üst üste düşmüştür. Büyük delta değerlerinde ufak çaplı sapmalar görülmüştür. Yalpa hareketine ait iki boyutlu hidrodinamik özellikler Şekil F.11-12'de grafik halde verilmiştir. Genel anlamda grafikler incelendiğinde sonuçların uyumlu olduğu, bununla beraber, yalpa hareketine ait ek su kütlelerinin hesabında $\delta \approx 12$ değerinde bir sapmanın olduğu görülmüştür. Bu sapma değerinin bilgisayar programında kullanılan matematiksel işlemciden kaynaklandığı ve ihmal edilebilir olduğu aşıkardır. Gerek dikdörtgen en kesitli modelde, gerekse üçgen en kesitli modelde iki boyutlu hidrodinamik özelliklerin elde edilmesinde, ilk çalışma olarak konform dönüşümden yararlanılmıştır. Bu dönüşümlere ait teorik bilgiler Bölüm 7'de verilmiş olup, Bölüm 2.3'te literatürdeki iki boyutlu hidrodinamik

karakteristiklerin hesaplanmasında kullanılan yöntemler hakkında yapılan çalışmalar sunulmuştur. Verilen tüm grafiklerde, hidrodinamik özellikler birim boya karşılık gelen değerleri cinsinden hesaplanmıştır. Bununla birlikte iki boyutlu hidrodinamik özellikler boyutsuz olarak elde edilebilir. Bu amaçla Bölüm 6'de verilen Tablo 6.1'den yararlanılır. İki boyutlu hidrodinamik özellikler Tablo 6.1'de verilen faktörlere bölünerek, hazırlanan bilgisayar programı yardımı ile istenilen sonuçlar elde edilebilir.

3) Yukarıda, iki ayrı modele ait hidrodinamik özellikler elde edilmiş, grafiksel bazda karşılaştırmaları yapılmış, böylece hazırlanan bilgisayar programının uygulanabilirliği araştırılmıştır. Bu aşamadan sonra, ofset değerleri Tablo 9.1'de, dönüşüm katsayıları Tablo 9.2'de verilen, model gemi en kesitine ait hidrodinamik özellikler elde edilmiştir. Söz konusu geminin enine kesitleri üniform yapıdadır. Bununla birlikte değişken en kesitli modeller içinde hesaplamaların yapılabileceği, her bir enine kesit için sonuçların ayrı ayrı elde edilebilmesi mümkün olacaktır.

Model gemi kirişinin boyu 200 m olarak alınmış, su çekimi 5 m olarak seçilmiştir. Şekil 9.2'de modellenen gemi en kesitinin 9 parametrelili konformal dönüşümü 'CIZIM' programı yardımı ile çizilmiştir. Hazırlanan bilgisayar programı ile Lewis dönüşümü, çok parametrelili konformal dönüşümler elde edilebilmekte fakat burada Lewis dönüşümlerine ait sonuçları verilmemektedir. Çünkü yapılan çalışmada amaç yöntemlerin karşılaştırılması değil sadece konu hakkında bilgi sunulmasıdır. Seçilen modele ait iki boyutlu hidrodinamik özelliklerden yan öteleme hareketine karşılık gelen ek su kütlesi değişimi Şekil F.13'de sönüm değişimi ise Şekil F.14'de verilmiştir. Ek su kütlesinde deltanın yaklaşık 5'den büyük değerlerinde sapmalar görülmüştür. Bu farklılık en fazla $\delta = 25^\circ$ 'de %13 olarak hesaplanmıştır. Yalpa hareketi yapan model gemi en kesitinin ek su kütlesi değişimi ve sönüm değişimi Şekil F.15 ve F.16'de verilmiştir. Yapılan karşılaştırmalarda ek su kütlesinde maksimum %1'lik, sönüm değerinde ise maksimum %0.1'lik bir farklılık görülmektedir. Model gemiye ait yalpa-yan öteleme bileşik hareketinin iki boyutlu

hidrodinamik özelliklerin karşılaştırılmadaki sonuçlarla uyumlu olduğu ve Şekil F.17’de belirlenen ek su kütlesi değerinin maksimum farklılığın %6’yı geçmediği görülmüştür.



Şekil 9.2 9 Parametrel konformal dönüşüm

Sonuç olarak bu tez çalışmasında, hazırlanan bilgisayar programının uygulanabilirliği test edilmiştir. Bu amaçla basit geometrik şekillerden işe başlanmış, literatürde Bishop ve Price’ın [39] basit geometrik şekillerine ait datalar kullanılmış, bu datalar; İngiltere Southampton üniversitesinde Exe halde kullanılan Dr.Tameral’in ve yazarın bir fiil kendi tarafından hazırlanan bilgisayar programlarında çalıştırılmış, gerek aradeğerler ve gerekse sonuç bazında karşılaştırmalar yapılmıştır. İki boyutlu hidrodinamik özelliklerin elde edilmesinde teorik bakımdan bir farklılık bulunmamaktadır. Bununla birlikte hesaplamalarda kullanılan bilgisayar programının algoritması, programlama mantığı tamamen yazara aittir. Bu bağlamda söz konusu tez çalışmasının amacına yönelik olarak hesaplanması gereken iki boyutlu hidrodinamik özellikler elde edilmiştir. Zira bu bölümde yapılan çalışmanın amacı, yazarın iki boyutlu hidrodinamik özelliklerin elde edilmesinde izlenen yol veya yollar hakkında bilgi sahibi olmasını sağlamak ve, bu bilgileri içeren, doğru sonuç veren, kullanılabilir olan bir bilgisayar programının elde edilmesidir. Aynı teorik bilgilerle kurulan iki farklı mantıkla algoritması hazırlanan ve aynı datalarla elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında, küçük delta değerlerinde oldukça uyumlu sonuçlar elde edilmiş, büyük delta değerlerinde farklılıkların ortaya çıktığı görülmüştür. Bu farklılıklar bilgisayarın matematiksel işlemcisinden kaynaklanabileceği gibi, modelin geometrik yapısının konform

dönüşümünün de olabilir. Söz konusu program hazırlanırken, tüm aradeğerler Dr. Temarel'in program sonuçları ile kabul edilebilir sınırlar içinde uyumlu olmuş ve yazar tarafından algoritması yazılan programın kullanılabilir olduğu sonucuna varılmıştır. Bununla birlikte teorik açıdan bilinen bir gerçek vardırki, delta değerleri arttıkça elde edilen sonuçlar asimtota yaklaşır.

Bu çalışmada iki boyutlu hidrodinamik özelliklerin hesaplamasında vizkoz etkiler ile yalpa söndürücüler, takıntılar gibi elemanları ihmal edildiğidir. Bununla birlikte günümüzde, gemi dinamiği konusundaki çalışmalarda büyük genlikli dalgaların neden olduğu hidrodinamik kuvvetlerin hesaplanmasına yönelik çalışmalar artmıştır. Büyük genlikteki dalgaların neden olduğu gemi hareketlerinin zamana bağlı olarak çözümleri elde edilmeye çalışılmış [79-84], matematiksel modeller geliştirilmiştir. Huang ve arkadaşları [85] lineer olmayan gemi hareketleri ile kapsamlı bir çalışma yapmışlardır. Düzgün dalgalarda ilerleyen bir geminin çok serbestlik dereceli gemi hareketlerine ait modellemesi Chen ve arkadaşları tarafından [86] verilmiştir. Söz konusu kaynakta konu ile ilgili literatür araştırması bilgileride mevcuttur. Alışıl gelmiş gemi formları için 21.inci yüzyılın başında lineer ve lineer olmayan gemi hareketlerine ait hareket denklemlerinin elde edilmesine yönelik çalışmalara devam edilmiş [87-90], hidrodinamik karakteristiklerin (ek su kütlelerinin, lineer ve lineer olmayan sönüm etkisinin) elde edilmesi ve etkilerinin araştırılması konularına değinilmiştir [91]. Son yıllarda yapılan çalışmalar incelendiğinde lineer olmayan kuvvet ve/veya moment bileşenlerinin (nonlinear component) incelenmesinde hareket denklemline ek terim olarak eklenmesi yolunun seçildiği görülmüştür. Hareket denklemleri linear metodlarla çözüldüğü gibi, Weak-Scatterer hipotezi baz alınarak non-lineer metodlar yardımı ile de çözüm elde edilmeye çalışılmaktadır [85].

10. TEPKİSEL DAVRANIŞLARIN HESAPLANMASI

Bu bölümde antisimetrik gemi hareketi yapan, doğal frekansları ve hidrodinamik özellikleri hesaplanan geminin hazırlanan “Pivot” programı ile dalgalı denizdeki hareketleri incelenmeye çalışılmış ve geliştirilen bilgisayar programı hakkında genel bilgiler verilmiştir.

Herhangi bir r.inci moda ait, dalgalı bir denizdeki gemiye ait genelleştirilmiş dengeli davranış,

$$p_r(t) = p_r e^{-i\omega_e t} \quad (10.1)$$

olarak verilmekte olup, hareket denklem takımının matris formda gösterimi

$$[p(t)] = [p] e^{-i\omega_e t} \quad (10.2)$$

halindedir. Burada,

$$[p] = \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ \dots \\ \dots \\ p_n \end{Bmatrix} \quad (10.3)$$

verilen çözüm vektörü kullanılırsa, hareket denklemi matrisler halinde aşağıdaki gibi kısaca yazılabilir. Ayrıca katı modellemeye ait denklem ile akışkan modellemeye ait (8.3.7) numaralı denklem bir arada ele alınırsa, dalgalı bir denizdeki hareket denklemi matris formda aşağıda verildiği gibidir.

$$[(c) + [C]] - \omega_e^2 [(a) + [A]] - i\omega_e [(b) + [B]] [p] = [Z] \quad (10.4)$$

Burada,

$$[c] = \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & c_{22} & 0 & \dots & 0 \\ \dots & 0 & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \dots & c_{nn} \end{bmatrix} \quad (10.5)$$

diagonal yapısal dayanım matrisi,

$$[C] = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & \dots & \dots & C_{1n} \\ C_{21} & C_{22} & \dots & \dots & C_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ C_{n1} & C_{n2} & \dots & \dots & C_{nn} \end{bmatrix} \quad (10.6)$$

simetrik akışkan dayanım matrisi,

$$[a] = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & \dots & a_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & \dots & a_{nn} \end{bmatrix} \quad (10.7)$$

kuru modlara ait atalet matrisi,

$$[A] = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & \dots & \dots & A_{1n} \\ A_{21} & A_{22} & \dots & \dots & A_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{n1} & A_{n2} & \dots & \dots & A_{nn} \end{bmatrix} \quad (10.8)$$

ıslak modlara ait atalet matrisi,

$$[b] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & b_{44} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \dots & 0 & b_{nn} \end{bmatrix} \quad (10.9)$$

diyagonal yapısal sönüm matrisi,

$$[B] = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & \dots & \dots & B_{1n} \\ B_{21} & B_{22} & \dots & \dots & B_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ B_{n1} & B_{n2} & \dots & \dots & B_{nn} \end{bmatrix} \quad (10.10)$$

akışkan sönüm matrisi ve,

$$[Z] = \begin{Bmatrix} Z_{11} \\ Z_{21} \\ \dots \\ \dots \\ Z_{n1} \end{Bmatrix} \quad (10.11)$$

dalga kuvveti matrisi ve $\omega_e = \omega - \frac{U\omega^2}{g} \cos \kappa$ değerine eşittir. Yukarıda verilen (10.4)

numaralı denklemde (10.12) numaralı eşitlikler yerine yazılırsa,

$$\begin{aligned} [A] &= \{[a] + [A]\} \\ [B] &= \{[b] + [B]\} \end{aligned} \quad (10.12)$$

$$[C] = \{[c] + [C]\}$$

$$\{[C] - \omega_e^2 [A] - i\omega_e [B]\}[p] = [Z] \quad (10.13)$$

elde edilir. Son şekli (10.13) numaralı denklem ile verilen hareket denkleminde $[p]$ matrisi reel ve imajiner bileşenlerden oluşmaktadır. Elde edilen denklem takımı birden fazla serbestlik derecesine sahip lineer bir sistemdir ve yerdeğiştirme, eğilme ve burulma momentleri ile kesme kuvveti değeri

$$v(x, t) = e^{-i\omega_e t} \sum_{r=0}^n p_r v_r(x) \quad (10.14)$$

$$M(x, t) = e^{-i\omega_e t} \sum_{r=3}^n p_r M_r(x) \quad (10.15)$$

$$T(x, t) = e^{-i\omega_e t} \sum_{r=3}^n p_r T_r(x) \quad (10.16)$$

$$Q(x, t) = e^{-i\omega_e t} \sum_{r=3}^n p_r Q_r(x) \quad (10.17)$$

şeklinde hesaplanabilir. Bununla birlikte birim dalga genliğine karşılık gelen yerdeğiştirme, kesme kuvveti, eğilme ve burulma momentleri amplitüleri de aşağıda verilmiştir.

$$|v(x)| = \left| \sum_{r=0}^n p_r v_r(x) \right| \quad (10.18)$$

$$|M(x)| = \left| \sum_{r=3}^n p_r M_r(x) \right| \quad (10.19)$$

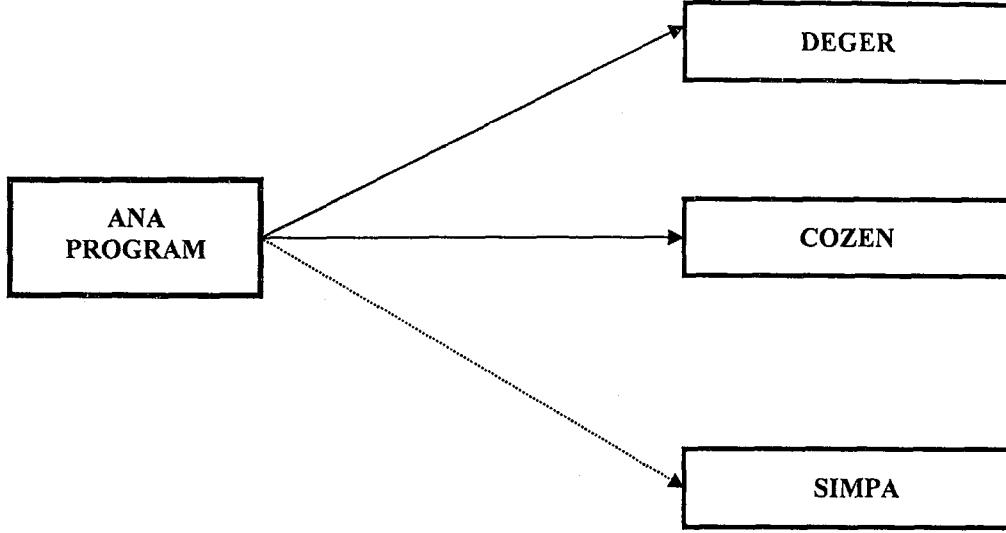
$$|T(x)| = \left| \sum_{r=3}^n p_r T_r(x) \right| \quad (10.20)$$

$$|Q(x)| = \left| \sum_{r=3}^n p_r Q_r(x) \right| \quad (10.21)$$

10.1. Bilgisayar Programı Hakkında Bilgi

Söz konusu program ile geminin değişik ileri hızlarda ve değişik karşılaşma açılarında dolayısıyla değişik karşılaşma frekanslarında göstermiş olduğu etkiler incelenmeye çalışılmış; antisimetrik gemi hareketi yapan modelin yerdeğiştirmesi, dönmesi, kesme kuvveti, eğilme ve burulma momentleri hesaplanmıştır.

Bilgisayar programı Fortran 77 programlama dili kullanılarak hazırlanmış olup, genel kuruluş şeması Şekil 10.1'den de görüleceği gibi, 1 ana program, 2 alt program ve 1 fonksiyon programından oluşmaktadır. Derleyici olarak FTN 77 kullanılmıştır.



Şekil 10.1 Pivot programın yapısı

Programın çalışma süresi, programın yüklendiği ve çalıştırıldığı bilgisayarın özelliklerine bağlı olduğu gibi, aynı zamanda program derleyicisinin niteliğine ve ayrıca da program tarafından kullanılacak olan verilerin kapsamına bağlıdır. Program gerek kişisel bilgisayarlarda ve gerekse merkezi sisteme bağlı terminallerde çalışabilmektedir.

Hazırlanan bilgisayar programında veri olarak kullanılan değerler, daha önceden hesaplanmış ve dosyalara yazdırılmış sonuçlardır. Bu amaçla oluşturulan 8 ayrı dosya bulunmaktadır.

Gerek hazırlanan programın büyüklüğü, gerekse veri olarak kullanılan değerlerin sayıca fazla olması bir takım hataların meydana gelmesine neden olabilir. Bu endişenin giderilebilmesi amacı ile hazırlanan programın bazı önemli noktalarına kontrol parametreleri konulmuş ve böylece oluşabilecek hata zincirlerinin yeri ve içeriğinin zamanında bulunabilmesi amaçlanmıştır.

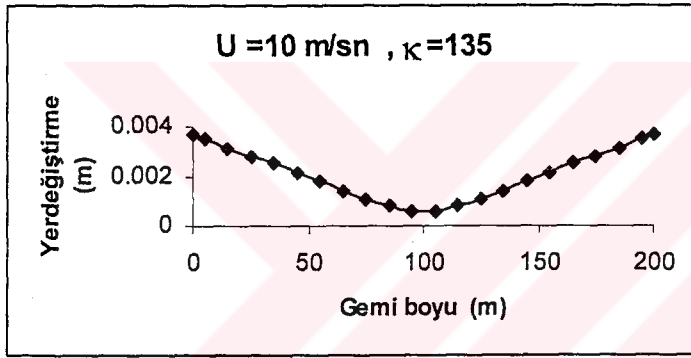
Veri dosyası hazırlanırken, bir takım sınırlamalar getirilmiş, bölünen kesit sayısı maksimum 50 olarak alınmış, boyutsuz frekans parametre sayısı en fazla 30 olarak kabul edilmiş ve karşılaşma frekansları maksimum 100 değer olarak alınmıştır. Ayrıca, herbir kesite ait ofset değerlerinin sayısı en fazla 25, Lagrange çarpanları ile eğri uydurulmasında nokta sayısı en fazla 2000 olarak belirlenmiştir. Bu sınırları geçen değerlerde program hata mesajı vermekte, kullanıcıyı uyarmaktadır.

Hazırlanan data dosyaları, programın çalışması esnasında okutulmuş ve böylece programın veri dosyalarındaki değerleri doğru okuyup, okumadığı kontrol edilmiştir.

Herhangi bir hata olmaksızın program çalıştığında sonuçlar belli bir formatta yeni açılan dosyalara yazılmakta böylece istenildiğinde grafik bazda çizim yapılabilmesi için kolaylık sağlanmaya çalışılmıştır.

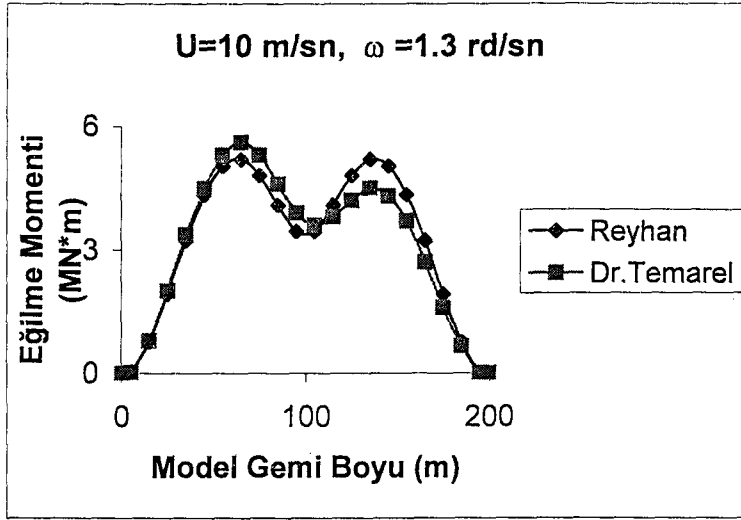
10.2. Sayısal Çalışma

Hazırlanan bilgisayar programı yardımı ile istenilen sayıda ve istenilen değerde karşılaşma açısı ve model gemi hızı seçilebileceği halde burada örnek çalışma olarak $U=10$ m/sn ve $\kappa=135^\circ$ 'lik değere karşılık gelen değer gözönüne



Şekil 10.2 $\omega_e=2.5186$ rd/sn için yerdeğiştirme amplitüdü

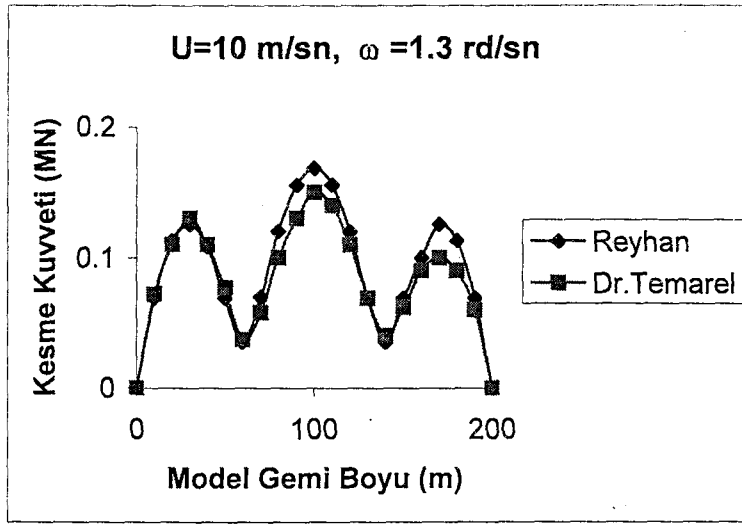
alınmış ve yerdeğiştirme, kesme kuvveti, eğilme ve burulma momentleri amplitüdlerinin gemi boyunca değişimleri grafik olarak sunulmuştur. Şekil 10.2'de karşılaşma açısı 2.5186 rd/sn değerine karşılık gelen model gemi kirişinin yerdeğiştirme amplitüdü verilmiş ve maksimum yerdeğiştirme amplitüdü sınırlarda, buna karşılık minimum yerdeğiştirme amplitüd değerinin gemi ortasında ve mastoriye göre simetrik değişim yaptığı görülmüştür. Model gemi kirişi üniform olarak modellendiği, kiriş boyunca yükleme ve yapısal özellikler aynı alındığı için yerdeğişimi amplitüdü değerinin simetrik olarak değişmesi beklenen bir sonuçtur. Model gemi kirişinin eğilme momenti amplitüdü değişimi Şekil 10.3'de, kesme kuvveti değişimi Şekil 10.4'de ve burulma momentleri değişimi ise Şekil 10.5'de verilmiştir. Her üç grafikte de sonuçlar Dr. Temarel'in program çıktıları ile karşılaştırılmış ve grafik olarak yapıların benzer olduğu görülmüştür.



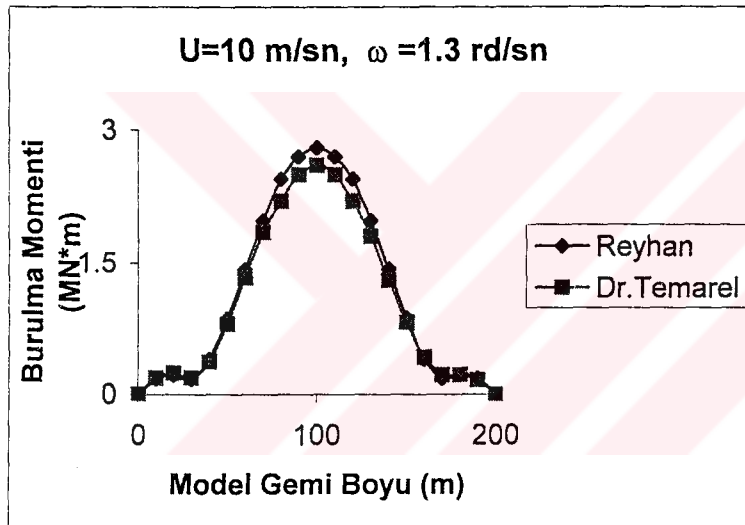
Şekil 10.3 $\omega_e=2.5186$ rd/sn için eğilme momenti amplitüdü

Katı modelleme sırasında gemi görderinin bileşik yanal eğilme ve burulma bileşik hareketi yaptığı kabul edilmiş ve doğal frekans sayısı 7 olarak alınmış, ince cidarlı kiriş olarak modellenmiştir. Modelleme farklılığı eğilme momenti amplitüdü değerinde $\pm \%20$ 'de kendini göstermiştir. Sınırlara yaklaştıkça sonuçlar üstüste düşmüştür. Kesme kuvveti amplitüdünde çalışmalar arasındaki fark daha geniş bir alanda buna karşın burulma momenti değişimi daha dar bir alandır. Bölüm 5'de ayrıntılı olarak verilen ve grafik olarak sunulan modelleme farklılıkları buradaki çalışmalarda kendini aynı şekilde hissettirmiştir. Sonuçlarda belirlenen değişimler aynı zamanda seçilen çözüm yönteminden ve kullanılan bilgisayarın matematiksel işlemcisinden de kaynaklanacağı ve dolayısı ile azda olsa etkisinin bulunacağı unutulmamalıdır.

Antisimetrik gemi hareketlerinde rezonans durumlarının irdelenmesi oldukça dikkatli bir çalışma gerektirmektedir. Hazırlanan bilgisayar programı ile model gemi kirişinin rezonansa düştüğü durumlarda incelenebilmekte fakat burada verilmemektedir. Çünkü bu bölümde amaç, modelleme farklılığının amplitüdlere üzerindeki etkisini incelemek ve nedenlerini ortaya koymaktır.



Şekil 10.4 $\omega_e=2.5186 \text{ rd/sn}$ için kesme kuvveti amplitüdü



Şekil 10.5 $\omega_e=2.5186 \text{ rd/sn}$ için burulma momenti amplitüdü

11. REZONANS

Bu çalışmada lineer bileşik antisimetrik hareketler yapan bir gemi modelinin, dalgalı bir denizdeki davranışları incelenirken rezonans durumunda irdelenmesi gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bilindiği üzere rezonans, en basit tanımı ile; iki ayrı sisteme ait doğal frekansların üstüste düştüğü durumdur.

Bu tez çalışmasında rezonans durumlarının incelenmesinde örnek gemi modeli olarak yapısal dataları Bölüm 5.3'te verilen ve Durum 1 - 4 olarak isimlendirilen modeller ele alınmıştır. Durum 1 - 4 olarak adlandırılan gemi modellerinin değişik hucum açılarında ve değişik hızlardaki davranışları irdelenmiştir. Rezonans durumlarının incelenmesinde ilk olarak çarpılma rijitliği ihmal edilmiş, diğer bir deyişle, katı modellemede Timoshenko kiriş teorisine ait ($C_1=0$) durum ele alınmıştır. Gemi hareketlerinde rezonans durumunun belirlenmesi çok detaylı bir inceleme gerektirdiğinden, araştırmalar geniş bir yalpaazede sistematik olarak yapılmıştır. Bu amaçla, gemi hızı 7.5 m/sn'den 13.5 m/sn'ye kadar 0.5'lik artımlarla 13 değer için; hucum açısı ise 90 dereceden 135 dereceye kadar 5 derecelik artımlarla 10 değer için, Durum 1 - 4 ait 5105 kirişinin (baş ve kıç tarafında 50 m'lik kiriş boyunun en kesiti kapalı, ortadaki 100 m'lik kiriş boyunun en kesiti açık) katı modelleme sonuçları Bölüm 10.1'de verilen bilgisayar programında data olarak kullanılmış, ve 520 adet sonuç dosyası elde edilmiştir. Birçok parametreye bağlı olan bu tez çalışmada amaç en kesit formlarının rezonans üzerindeki etkisini araştırmak olduğundan, özellikle akışkan modellemesinden kaynaklanan parametrelerin etkisini minimum değere indirmek için Pivot programında kullanılan ve data olarak verilen 110 adet dalga frekansı değerleri, ile 10 adet delta değeri her program çalıştırmasında sabit olarak alınmış, kullanılan data değerleri ne karşılık gelen dalga kuvvetleri hesaplanmış, örnek bir sonuç EK H'de verilmiştir. Hesaplamalarda dalga genliği 1 m olarak alınmıştır. Böylece iki boyutlu hidrodinamik özelliklerin sonuçlara etkisi ortadan kaldırılmış ve sadece katı modellemenin etkisi araştırılmıştır. İki boyutlu hidrodinamik özellikler 9 parametrelili konform dönüşüm için

hesaplanmıştır. Gemi modellerinin su çekimi 7 m olarak seçilmiştir. Söz konusu sonuç dosyalarındaki bulgular excel ortamında grafik olarak çizilmiş (EK G) ve grafikler incelendiğinde sonuçların belli gruplar altında yazar tarafından toplanması sağlanmıştır. Böylece 520 adet sonuç dosyası kendi arasında elenmiş spesifik durumlar burada sunulmuştur.

Tablo 11.1. $C_1=0$, $U=7.5$ m/sn, $\chi=100^\circ$ için pik noktaları

DURUMLAR	KARŞILAŞMA FREKANSLARI		
	ω_e [rd/sn]		
	P1	P2	P3
<u>Durum 1</u>	1.26	1.26, 1.91	1.50
<u>Durum 2</u>	1.26	1.26, 1.91	1.50
<u>Durum 3</u>	1.26	1.26, 1.91	1.56
<u>Durum 4</u>	1.26	1.26, 1.91	1.54

İlk olarak Durum 1- 4 gemi kiriş modellerinin 7.5 m/sn'lik gemi ilerleme hızında 100 derecelik hücum açısındaki hareketleri incelenmiş ve rezonans durumuna rastlanılmamıştır. Durum 1 - 4 gemi model kirişleri için ilk üç rijit harekete ait amplitüdler Şekil G.1a-c'de ilk elastik moda ait |P3| amplitüdü ise Şekil G.1d'de verilmiştir. Rijit modlara ait |P0|, |P1| ve |P2| asal koordinat amplitütlerine ait sırasıyla Şekil G.1a-c'de verilen grafikler irdelendiğinde sonuçların üstüste düştüğü görülmektedir. Bu beklenen bir sonuçtur. Zira rijit modların hesaplanmasındaki parametrelerden biri iki boyutlu hidrodinamik özelliklerdir ve Durum 1- 4 gemi model kirişleri için aynı değer alınmıştır. Diğer bir parametere ise özellikle 3.üncü rijit modda yani |P2| amplitüdünde etkin olan sephiye merkezi ile ağırlık merkezi arasındaki uzaklıktır. Söz konusu uzaklığın neden olduğu etki Şekil G.1c'de sunulmakta olup, bu etkinin grafik formunu değiştirmede sadece değer bazında farklılıklara neden olduğu saptanmıştır. Fakat değer bazındaki farklılıklar tepe noktasının yerini etkilememiştir. İlk elastik moddaki |P3| asal koordinat amplitüdü irdelendiğinde harmonik hareketin olduğu, diğer bir deyişle rezonans durumuna rastlanılmadığı Şekil G.1d'e açık olarak görülmektedir. Bu harmonik hareketlerin

Durum 1- 4 gemi kiriş modellerinde genel anlamda formları benzer olmakla beraber, tepe noktasının yeri ve değeri farklılık göstermektedir. Bu farklılığın nedeni; akışkan modellemedeki parametreler aynı alındığından katı modellemedeki kuru modlara ait eksu kütlesi, sönüm ve rijitlik matrisleri ile doğrudan ilgilidir. Dolayısıyla; yapılan bu çalışma ile gemi modelinin rezonans durumuna düşmediği, elastik hareketlerde katı modellemede kullanılan parametrelerin önemli olduğu sonucuna varılmıştır. Tablo 11.1’de Durum 1- 4 gemi model kirişlerine ait rijit modların ve ilk elastik modun tepe noktası değerleri verilmiştir.

Tablo 11.2a $C_1=0$, $U=7.5$ m/sn, $\chi=135^\circ$ için pik noktaları

DURUMLAR	KARŞILAŞMA FREKANSLARI			
	ω_e [rd/sn]			
	P1	P2	P3	P4
<u>Durum 1</u>	0.67	2.12	2.36	--
<u>Durum 2</u>	0.67	2.12	2.29	4.04
<u>Durum 3</u>	0.67	2.12	2.34	--
<u>Durum 4</u>	0.67	2.12	2.29	4.04

Durum 1- 4 gemi model kirişlerine ait dalgalı bir denizdeki hareketlerinin araştırılmasında ikinci bir örnek sonuç ise 7.5 m/sn’lik gemi hızının 135 derecelik hücum açısındaki davranışlarıdır. Daha açık bir ifade ile hız sabit tutulup, hucum açısı değiştirildiğinde gemi hareketlerinde ortaya çıkabilecek davranış farklılıklarının araştırılmasıdır. Örnek modeller için ilk üç rijit moda ait asal koordinat amplitütleri sırasıyla Şekil G.2a-c’de verilmiştir. Grafik bazda verilen sonuçlar irdelendiğinde yukarıdaki örnekte elde edilen bulgular ve nedenleri bu araştırma içinde kendini korumaktadır. Fakat Şekil G.2d-e’de verilen ilk iki elastik moda ait sonuçlar farklılıklar göstermektedir. Herşeyden önce ilk elastik moda ait |P3| amplitüdü harmonik hareket yapmamakta, karşılaşma frekansı Durum 2 ve 4’te 2.29 rd/sn’de, Durum 1’de ise 2.36 rd/sn’de, Durum 3’te ise 2.36 rd/sn’de rezonans durumu ortaya çıkmaktadır. Söz konusu karşılaşma frekansı Durum 1 – 4 gemi model kirişinde de aynıdır. İkinci elastik moda ait Şekil G.2e’de verilen |P4| amplitüdüne ait sonuçlar ise

daha ilgi çekicidir. Durum 2 ve 4 gemi model kirişinde karşılaşma frekansı 4.04 rd/sn değerinde rezonans oluşmakta, buna karşın Durum 1 ve 2 gemi model kirişleri ikinci elastik modda rezonansa düşmemektedir. Harmonik hareket yapmakta bu harmonik hareketin seyri 2.29 karşılaşma frekansında sapma göstermektedir. Elastik modlara ait tepe noktası değerleri ve katı modlardaki frekanslar karşılaştırılmalı olarak Tablo 11.2a-b'de verilmiştir. Tablo 11.2b'de verilen ω_e karşılaşma frekansı, ω_r ise katı mod frekanslarıdır. Durum 1- 4 gemi kiriş modellerine ait katı mod frekansları Bölüm 5.3'te hesaplanmıştır.

Tablo 11.2b. $C_1=0$, $U=7.5$ m/sn, $\chi=135^\circ$ için frekanslar

Amplitütler	P3			P4		
Frekanslar	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e
<u>Durum 1</u>	2.36	2.79	1.18	--	5.42	--
<u>Durum 2</u>	2.29	2.55	1.11	4.04	4.87	1.20
<u>Durum 3</u>	2.34	2.77	1.18	--	5.35	--
<u>Durum 4</u>	2.29	2.54	1.11	4.04	4.82	1.19

Yukarıda sonuçları grafik bazda verilen 7.5 m/sn'lik gemi hızının farklı hücum açılarındaki davranışlar belirgin olarak elastik modlarda kendini göstermektedir. Bu durumda gemi hareketlerinin dalgalı denizlerdeki davranışlarında etkin parametrelerden birinin hücum açısı olduğu sonucuna varılmıştır. Bununla birlikte özellikle elastik modlardaki davranışlarda katı modelin etkiside ihmal edilemeyecek derecede önemli olduğudur. Diğer bir değişle, en kesit formları gemi model kirişlerinde rezonans durumunun irdelenmesinde gözardı edilemeyecek derecede dikkat edilmesi gereken bir parametredir. Böylece ön dizayn ve dizayn aşamasında gemi en kesitleri üzerinde yapılacak form değişimlerinin titreşim olaylarının incelenmesinde veya rezonans durumunun ortaya çıkıp, çıkmamasında etkin olduğu, özellikle ön dizayn aşamasında gemi en kesit formlarının belirlenmesinde ele alınması gereken bir husus olduğu sonucunada varılabilinmektedir. Bu bağlamda rezonans sorunu ile karşılaşan dizayn edilmiş bir gemi içinde yapısal formlarda yapılacak değişikliklerin kalıcı bir çözüm olacağıda unutulmamalıdır.

Tablo 11.3a $C_1=0$, $U=13.5$ m/sn, $\chi=110^\circ$ için pik noktaları

DURUMLAR	KARŞILAŞMA FREKANSLARI				
	ω_e [rd/sn]				
	P1	P2	P3	P4	P5
<u>Durum 1</u>	0.65	1.88	2.88	3.77	7.66
<u>Durum 2</u>	0.65	1.88	2.88	4.18	7.66
<u>Durum 3</u>	0.65	1.88	2.88	--	--
<u>Durum 4</u>	0.65	1.88	2.88	4.18	7.82

Tablo 11.3b. $C_1=0$, $U=13.5$ m/sn, $\chi=110^\circ$ için frekanslar

Amplitütler	P3			P4			P5		
Frekanslar	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e
<u>Durum 1</u>	2.88	2.79	0.96	3.77	5.42	1.43	7.66	8.28	1.08
<u>Durum 2</u>	2.88	2.55	0.88	4.18	4.87	1.16	7.66	7.26	0.95
<u>Durum 3</u>	2.88	2.77	0.96	--	5.35	--	--	8.22	--
<u>Durum 4</u>	2.88	2.54	0.88	4.18	4.82	1.16	7.82	7.21	0.92

Gemi en kesit formlarının dalgalı denizlerdeki gemi hareketlerinin belirlenmesinde önemli bir etken olduğunu vurgulayan başka bir örnek çalışmada 13.5 m/sn'lik gemi hızında, 110 derecelik hucum açısında elde edilmiştir. Durum 1-4 gemi giriş modellerine ait ilk üç rijit modlar için amplitütler sırasıyla Şekil G.3a-c'de , ilk üç elastik moda ait amplitütler ise sırasıyla Şekil G.3d-f'de verilmiştir. Elastik modlara ait tepe noktalarının değerleri ile, doğal frekans ve karşılaşma frekans değerleri Tablo 11.3a,b'de sunulmuştur. İlk elastik modta yani |P3| amplitüdünde 2.88 rd/sn değerinde her giriş modelide rezonans durumu ile karşılaşmakta buna karşın, ikinci elastik modta yani |P4| amplitüdünde Durum 3'e karşılık gelen giriş modeli

rezonans durumuna girmemektedir. Durum 2 ve 4 kiriş modelleri 4.18 rd/sn'lik karşılaşma frekansında, Durum 1 kiriş modeli ise 3.77 rd/sn karşılaşma frekansında rezonansa maruz kalmaktadır. Şekil G.3f'de verilen üçüncü elastik modda ise kiriş modellerinin rezonans değerleri Durum 1 ve 2'de aynı olup, 7.66 rd/sn değerini almakta, Durum 4 'de ise 7.82 rd/sn olarak hesaplanmaktadır. Durum 3 için ise herhangi bir rezonans durumu belirlenmemektedir. Bu bağlamda elastik modlarda hesaplanan rezonans durumlarının belirli bir düzen içinde olmadığı, diğer bir deyişle Durum 1-4 gemi model kirişleri farklı davranışlar gösterip, farklı karşılaşma frekansında rezonansa düşmekte veya rezonans durumu ile karşılaşmamaktadır. Bu da bize; her gemi kiriş modelinin kendi bünyesinde değerlendirilmesi gerektiğini, yapılacak genellemelerin hatalı sonuçlar verebileceğini göstermektedir. Gemi kiriş modellerinde en kesitlerin açık veya kapalı olması, kapalı veya açık kesitlerdeki güverte veya aragüvertenin yerinin veya uzunluğunun, ayrıca arakesit formlarında birer etken olabileceği sonuçlarını beraberinde getirmektedir.

Tablo 11.4. $C_1=0$, $U=10.5$ m/sn, $\chi=120^\circ$ için frekanslar

Amplitütler	P3			P4		
Frekanslar	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e
Durum 1	2.37	2.79	1.17	3.86	5.42	1.4
Durum 2	2.41	2.55	1.05	4.02	4.87	1.2
Durum 3	2.37	2.77	1.16	3.93	5.35	1.3
Durum 4	2.41	2.54	1.05	4.02	4.82	1.2

Bu tez çalışmasında Durum 1-4 gemi kiriş modellerine ait bir araştırmada 10.5 m/sn'lik ilerleme hızında, 120 derecelik hucum açındaki davranışların incelenmesi ile devam edilmiştir. Elde edilen sonuçlar grafik olarak Şekil G.4a-e'de verilmiştir. Rijit hareketlere ait asal koordinat amplitüt değerleri Şekil G.4a-c'de verilmiş olup, yukarıdaki diğer örnek durumlarda elde edilen bulgularla benzerlik göstermektedir. Söz konusu ilerleme hızında ve hucum açısında ilk elastik moda ait asal koordinat amplitüt değerleri Şekil G.4d'de, ikinci elastik moda ait asal koordinat amplitütleri Şekil G.4e'de sunulmuştur. Tablo 11'4de ise doğal frekanslar ve elastik modlardaki

pik nokta değerleri verilmiştir. Bu çalışmada ilgi çekici olan nokta dört durum içinde ilk iki elastik modda rezonans değerlerinin hesaplanabilmesi daha yüksek modlarda ise rezonans değerlerinin hesaplanamamış olmasıdır. Bu açıdan bakıldığında Durum1- 4 gemi kiriş modellerine ait kritik ilerleme hızının 10.5 m/sn olduğuna karar verilmiş, hucum açıları değiştirilerek sonuçların nasıl değişeceği araştırılmıştır. Yapılan incelemeler sonucunda 135 derecelik hucum açısında Durum 1-4'e ait ilgi çekici bulgular elde edilmiştir.

Tablo 11.5. $C_1=0$, $U=10.5$ m/sn, $\chi=135^\circ$ için frekanslar

Amplitütler	P3			P4			P5		
Frekanslar	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e
<u>Durum 1</u>	2.67	2.79	1.04	4.07	5.42	1.33	8.22	8.28	1.00
<u>Durum 2</u>	2.73	2.55	0.93	4.67	4.87	1.04	8.22	7.26	0.88
<u>Durum 3</u>	2.67	2.77	1.03	4.07	5.35	1.31	8.22	8.22	1.00
<u>Durum 4</u>	2.73	2.54	0.93	4.67	4.82	1.03	8.42	7.21	0.85
Amplitütler	P6			P7					
Frekanslar	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e			
<u>Durum 1</u>	11.13	10.78	0.96	12.71	13.07	1.02			
<u>Durum 2</u>	12.03	9.49	0.78	12.46	11.75	0.94			
<u>Durum 3</u>	--	10.68	--	12.15	12.95	1.06			
<u>Durum 4</u>	12.21	9.41	0.77	12.65	11.71	0.92			

İlerleme hızı $U= 10.5$ m/sn ve hucum açısı $\chi=135^\circ$ için çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği durum ele alındığında model gemi kirişlerine ait asal koordinat amplitüt değerlerinin değişimi grafik bazda Şekil G.5a-h'de verilmiştir. Söz konusu ilerleme hızında ve hucum açısında Durum 1- 4 model kirişlerinin tümünde rezonans olayı ile karşılaşmıştır. Rezonans durumda kiriş modellerinin karşılaşma frekansları Tablo 11.5'de elastik katı modlara ait frekanslarla birlikte karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Gerek Tablo 11.5'te verilen ilk 5 elastik moda ait asal koordinat amplitütlerinin pik noktalarındaki doğal frekans değerlerinin karşılaşma frekanslarına olan oranları, gerekse grafik bazda verilen asal koordinatların amplitüt değerlerinin değişimi Şekil G.d-h incelendiğinde ilgi çekici sonuçlar elde edilmiştir. Durum 1'de elde edilen sonuçlar ile Durum 3'te elde edilen sonuçlar birbirine benzer olduğu, buna karşın 4. üncü elastik modda Durum 3 'te $|P_6|$ asal koordinat ampütüdünde rezonans hesaplanmamıştır. Bunun nedeni veri dosyasında sabit olarak alınan dalga frekans değerlerinin olabileceğidir. Bilindiği üzere, akışkan modellemedeki parametreler her durumda sabit olarak alınmıştır.

Bu tez çalışmasında, yukarıda toplu halde sunulan sonuçlar çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği durumlar için, gemi model kirişlerine ait rezonans araştırmalarını içermektedir. Bu araştırmalar irdelendiğinde rezonans durumunun ilk 5 elastik modda en belirgin olarak ilerleme hızı $U = 10.5$ m/sn ve hucum açısı $\chi = 135^\circ$ için ortaya çıktığı görülmüştür. Bu bağlamda söz konusu durum için çarpılma rijitliğinin de ele alındığı düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modellemesine ait sonuçlarla da karşılaştırmalar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar grafik olarak Şekil G.6a-e'de verilmiştir. Rijit hareketlere ait asal koordinat amplitüt değerleri Şekil G.6a-c'de verilmiştir. Söz konusu ilerleme hızında ve hucum açısında ilk elastik moda ait asal koordinat amplitüt değerleri Şekil G.6d'de, ikinci elastik moda ait asal koordinat amplitütleri Şekil G.6e'de sunulmuştur. Tablo 11.6'da ise doğal frekanslar ve elastik modlardaki pik nokta değerleri verilmiştir. Bu çalışmada, dört durum içinde ilk iki elastik modda rezonans değerlerinin hesaplanabilmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda 135 derecelik hucum açısında Durum 1-4'e ait ilgi çekici bulgular elde edilmiştir.

Rezonans durumuna ilişkin çalışmalara elastik modlardaki eğilme ve burulma momenti değişimlerinin ve kesme kuvveti amplitütlerinin irdelenmesi ile devam edilmiştir. Söz konusu değişimlere ait sonuçlar grafik bazda karşılaşma frekans değerlerine karşılık olarak Durum 1-4 için verilmiştir. Eğilme ve burulma momentlerinin ve kesme kuvvetlerinin amplitüt değişimleri, Şekil G.7'de çarpılma rijitliğinin dahil edildiği durum için, Şekil G.8'de ise çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği durum için; hucum açısı 135 derece ve model gemi hızı 10.5 m/sn için hesaplanmıştır. Şekil G.7a'da ilk elastik moddaki i) Eğilme Momenti, ii) Kesme

Kuvveti ve iii) Burulma Momenti değişimleri, Şekil G.7b'de ise ikinci elastik moddaki i) Eğilme Momenti, ii) Kesme Kuvveti ve iii) Burulma Momenti değişimleri verilmiştir. Şekil G.8a'da ikinci elastik moddaki i) Eğilme Momenti, ii) Kesme Kuvveti ve iii) Burulma Momenti değişimleri ve Şekil G.8b'de ise üçüncü elastik moddaki i) Eğilme Momenti, ii) Kesme Kuvveti ve iii) Burulma momentini değişimleri sunulmuştur.

Tablo 11.6. $C_1 \neq 0$, $U=10.5$ m/sn, $\chi=135^\circ$ için frekanslar

Amplitütler	P3			P4		
Frekanslar	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e	ω_e	ω_r	ω_r/ω_e
<u>Durum 1</u>	5.74	4.94	0.86	9.43	10.18	1.08
<u>Durum 2</u>	6.12	4.66	0.76	8.10	10.77	1.32
<u>Durum 3</u>	5.74	4.92	0.85	9.16	9.95	1.08
<u>Durum 4</u>	6.12	4.66	0.76	7.72	10.54	1.36

Çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği durum için ikinci elastik moddaki karşılaşma frekansındaki eğilme momenti, kesme kuvveti ve burulma momentini amplitüt değerleri ile çarpılma rijitliğinin dahil edildiği durumdaki ilk elastik moddaki eğilme momenti, kesme kuvveti ve burulma momentini amplitüt değerleri irdelendiğinde, gerek grafik bazda gerekse değer bazında farklılıklar mevcuttur. Bu beklenen bir sonuçtur. Zira karşılaşma frekans değerleri yakın olmasına rağmen elastik modların sayısal değerleri birbirinden farklıdır.

Yapılan çalışmalara ve araştırmalara yakınsaklık analizi ile devam edilmiştir. Çarpılma rijitliğinin ele alındığı ($C_1 \neq 0$) durum için ve hucum açısı $\kappa=135^\circ$ 'de ve model gemi hızı $U=10.5$ m/sn değerine karşılık 4 parametre için yakınsaklık analizi ($N=6,7,8,9$) yapılmış ve Şekil G.9a'da model kiriş ortasında eğilme momentinin, Şekil G.9b'de model kiriş ortasında kesme kuvvetinin, Şekil G.9c'de ise model kiriş ortasında burulma momentinin yakınsaklık analizi sonuçları grafik bazda dört durum için verilmiştir. Sunulan grafikler irdelendiğinde; genelde eğilme momenti değişiminde yakınsaklığın var olduğu, buna karşın kesme kuvveti ve burulma momentini değişiminde ise (genelde) yakınsaklığın olmadığı görülmüştür. Şekil G.9a'da

Durum 2 için model kiriş ortasında eğilme momentinin yakınsak olmadığı, Buna karşın Şekil G.9c’de ise Durum 1’de model kiriş ortasında burulma momentinin yakınsak olduğu görülmüştür. Bu sonuçlarda bize yakınsaklık analizinde genelleme yapılamıyacağı, yapısal parametrelerin, diğer bir değişle yapı özelliklerinin yakınsaklık analizindeki önemini ortaya çıkartmaktadır.

Çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği ($C_1 = 0$) durum için ve hucum açısı $\kappa=135^0$ ’de ve model gemi hızı $U=10.5$ m/sn değerine karşılık 5 parametre için yakınsaklık analizi ($N=3,4,6,7,9$) yapılmış ve Şekil G.10a’da model kiriş ortasında eğilme momentinin, Şekil G.10b’de model kiriş ortasında kesme kuvvetinin, Şekil G.10c’de ise model kiriş ortasında burulma momentinin yakınsaklık analizi sonuçları grafik bazda dört durum için verilmiştir. Sunulan grafikler irdelendiğinde sonuçların birbirine yakın olduğu ve çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği durum için yakınsaklığın olduğu yorumu yapılmıştır.

Bu tez çalışmasında yapılan yakınsaklık analizi araştırması bizlere özellikle çarpılma rijitliğinin, daha açık bir ifade ile en kesitlerin açık veya kapalı olmasının ve söz konusu en kesit tiplerinin yeri ve uzunluğunun, bu bağlamda çarpılma rijitliğinin ele alınıp, alınmamasının önemini vurgulamaktadır.

12. SAYISAL SONUÇLARIN YORUMLANMASI

Bu çalışmada lineer bileşik antisimetrik hareketler yapan bir gemi modelinin, dalgalı bir denizdeki davranışları incelenmiş ve irdelenmiştir. Bu amaçla antisimetrik gemi hareketleri için birleştirilmiş dinamik teorinin detaylı bir çalışması yapılmıştır. Yapısal ve akışkan dinamiği teorileri kullanılırken ideal akışkan kabulü ve lineerlik gözönünde bulundurulmuştur. Böylece ampirik bağıntılara dayalı incelemeler yerine oldukça dikkatli analiz gerektiren gemi hareketleri ile ilgili konulara değinilmiştir.

Esnek bir tekne yapısının antisimetrik hareketlerini incelemek için hareketi ve şekil bozukluklarını içeren yapı dinamiği teorisine ait formüller ile, dalgalar arasındaki bir gemiye etkiyen akışkan kuvvetlerini içeren hidrodinamik teoriye ait formüller ayrı ayrı elde edilmiştir.

Kuru tekne analizinde ince cidarlı kiriş gemiyi temsilen kullanılmış, ince cidarlı kirişin boşlukta serbest titreşim hareketi yaptığı düşünülerek boşlukta asılı vaziyette serbest salınım nedeni ile kiriş üzerine herhangi bir dış kuvvetin ve iç sönüm kuvvetinin etkilediği kabul edilmiştir. Bu tür bir yaklaşım sonucunda asal modlar veya kuru modlar hesaplanmış ve üniform yüklü bir kirişin bileşik antisimetrik titreşimine yönelik analitik çözüm geliştirilmiştir. Gerek üniform kiriş ve gerekse üniform olmayan kirişler için kullanılmak üzere sonlu farklar yöntemi çözüm için seçilmiştir. Katı modellemede; her bir gemi en kesitinin kütlesi, ağırlık merkezlerinden geçen düşey eksene göre kesit alanlarının ikinci momentleri ve birim boya karşılık gelen atalet momentleri, burulma rijitlikleri ve çarpılma rijitlikleri veri olarak göz önünde bulundurulmuştur. Elastisite ve kayma modülleri Poisson oranına bağlıdır. Hareket denklemleri ayrı ayrı ele alınarak incelenmiş, dönme ataleti, kesme alanı ve özellikle asal modlarda çarpılma rijitliğinin etkileri detaylı olarak irdelenmiştir. Yukarıda verilen kiriş modellemesine ait kabullerin ışığı altında bilgisayar programı ince cidarlı kiriş teorisi için geliştirilmiş, daha sonrada söz konusu bilgisayar programı baz alınarak Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorilerininide içine alan, teoriler arasında sonuç

karşılaştırmasını kolaylıkla yapabilen kapsamlı bir bilgisayar programı haline getirilmiştir.

Bu tez çalışmasında yukarıda hareket denklemleri verilen teorilere göre katı modellemede bir dizi çalışmalar yapılmış ve sonuçları aşağıda sunulmuştur.

A1a) Katı modellemeye ait yapılan çalışmalar üç ayrı adımda ele alınmıştır. Adım 1’de Model 1 olarak isimlendirilen açık en kesitli kiriş modelinin yazar tarafından geliştirilen ince cidarlı kiriş modellemesine ait program sonuçları, açık literatürde Price ve arkadaşları tarafından geliştirilen [128] Vlasov kiriş modellemesi ve Temarel tarafından geliştirilen [12] düzeltilmiş Timoshenko kiriş modellemesi sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sonuç karşılaştırmaları doğal frekanslar bazında, bileşik eğilme–burulma hareketine ait ilk 7 mod için yapılmıştır.

- Düzeltilmiş Timoshenko ve ince cidarlı kiriş modellemeleri ile elde edilen doğal frekansların özellikle ilk üç elastik modunda sonuçların birbirlerine daha yakın olduğu, bununla birlikte daha büyük elastik modlarda değer farklılıklarının arttığı görülmüştür. Böylece; çarpılma rijitliğinin her üç teoride de ele alındığı söz konusu Model 1’e ait doğal frekanslar bazında yapılan çalışmada, yüksek mertebeden doğal frekanslarda farklılıkların daha belirgin olacağı yorumu yapılmıştır.
- Sonlu farklar metodu üç kiriş teorisinin de matematiksel modellemesinde çözüm yöntemi olarak seçilmiş; böylece gözlenebilecek herhangi bir farklılığın çözüm yöntemine bağlı olmayıp, sadece teoriyi göstermesi sağlanmıştır. Zira literatürde farklı çözüm yöntemleri mevcut olup, özellikle sonlu elemanlar yöntemi [121-123] oldukça sık kullanılmaktadır. Bu bağlamda, yapılan araştırma sonucunda elde edilen bulgular değerlendirilirken; çözüm yönteminin etkisi ortadan kaldırılmış, sadece modellemelerin etkisi ele alınmıştır. Yinede aynı çözüm yöntemini ve aynı datayı kullanan, araştırmacıların sonuç dosyalarında ortaya çıkabilecek küçük farklılıkların bilgisayar derleyicisi, işlemcisi, seri açılımları gibi faktörlerde bağlı olacağı gözardı edilmemiştir. Söz konusu çalışmada, Düzeltilmiş Timoshenko kirişinde çarpılma ataleti ihmal edilmiş, elastisite ve kayma modüllerinde poisson oranı etkisi ele alınmamıştır.

Geliştirilen bilgisayar programının kullanılabilir olup olmamasını irdelemek amacıyla yapılan araştırmalar için Model 1 ile yetinilmemiş daha geniş ve daha detaylı bir çalışma, en kesiti kapalı gemi en kesiti olan Model 2 için yapılmıştır. En kesit gemi görderi boyunca sabit alınmış, üniform kiriş modellemesi yapılmıştır. Diğer bir deyişle, seçilen gemi görderi üniform sandık kiriş olarak modellenmiş, her bir kiriş parçasına ait yapısal parametreler aynı alınmış, kaimeler arası boyu 20 eşit parçaya bölünmüş ve sonlu farklar çözüm yöntemi kullanılarak sonuç elde edilmiştir. Model 2 için; Bishop ve Temarel [12] tarafından geliştirilen ve literatürde “Düzeltilmiş (Modified) Timoshenko Kiriş Teorisi” olarak bilinen kiriş teorisi sonuçları ile yazar tarafından geliştirilen ve değişik tipteki kiriş teorileri için varyasyonları bulunan bilgisayar programının sonuçları karşılaştırmaları olarak; doğal frekanslar, mod şekilleri ve genelleştirilmiş kütle ve rijitlik matrisleri bazında yapılmıştır. Düzeltilmiş (Modified) Timoshenko kiriş teorisine ait program sonuçları yazar tarafından Southampton Üniversitesi’ndeki ‘exe’ halindeki program çalıştırılarak elde edilmiştir. Bununla beraber söz konusu örnek için spesifik sonuçlar [12] numaralı kaynaktada verilmiş olup, açık literatürde kullanıma sunulmuştur. Ayrıca gerek yazar tarafından geliştirilen ve Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorilerine ait varyasyonları bulunan ince cidarlı kiriş teorisine ait program, gerekse Dr. Temarel tarafından geliştirilen düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisine ait program hazırlanış ve sunuş açısından bileşik burulma ve eğilme hareketini, sadece eğilme veya sadece burulma hareketlerini inceleyebilmekte, her bir durum da kendi içinde kesme alanı, çarpılma rijitliği ve atalet etkisinin irdelenmesine olanak sağlamaktadır. Bu bağlamda kiriş teorileri arasında gerek grafik bazda, gerekse sayısal olarak doğal frekanslar bazında sonuç karşılaştırılması hem bileşik hareketler için, hemde yalın hareketler için yapılabilmüş ve bu tez çalışmasında Paket 1-5 olarak isimlendirilmiştir.

A1b) Model 2 için bileşik eğilme-burulma hareketinin doğal frekanslar bazında değişik tipteki kiriş modellemelerinde yapılan kapsamlı çalışmalar sonucunda elde edilen bulgular aşağıda maddeler halinde sunulmuştur.

- İnce cidarlı kiriş ve Düzeltilmiş Timoshenko kiriş modellemesi arasında doğal frekanslar bazında yapılan çalışmalarda frekanslar arasında değer farklılıklarının olduğu görülmüş ve bunun nedeninin kesme defomasyonu,

Çarpılma ataleti etkisi ve elastisite ve kayma modullerindeki kabullere bağlı olduğu sonucuna varılmıştır.

- Düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisinde kesme alanı sıfır olarak alınır ve doğal frekanslar hesaplanırsa, elde edilen değerlerin ince cidarlı kiriş teorisine ait sonuçlara yakın olduğu görölmüştür. Bununla beraber doğal frekanslarda ortaya çıkan farklılıkların iki nedeni mevcuttur. Bunlardan ilki ince cidarlı kiriş teorisinde elastisite ve kayma modüllerinin poisson oranına bağlı olması, ikincisi ise çarpılma ataletinin ele alınmış olmasıdır.
- İnce cidarlı kiriş ve Düzeltilmiş Timoshenko kiriş modellemelerinde çarpılma rijitliği ihmal edilerek yapılan hesaplamalarda da, doğal frekanslar farklı sonuç vermiştir. Bu durumda bize kesme deformasyonu etkisinin kapalı en kesitli uniform kiriş modellemelerinde önemli bir parameter olduğunu göstermektedir.
- Düzeltilmiş Timoshenko kirişinde çarpılma rijitliğinin sıfır olarak alınması, kiriş modellemesini birebir Timoshenko kiriş modellemesine dönüşmektedir.
- Her iki kiriş modelinde de çarpılma rijitliği ihmal edildiğinde hesaplanan doğal frekanslar, çarpılma rijitliğinin ele alındığında hesaplanan doğal frekanslardan daha küçüktür.
- Dönme ataleti etkisi, bileşik eğilme burulma hareketinde kapalı en kesitli uniform kirişlerde kesme alanı etkisinden daha azdır.
- Gerek ince cidarlı kiriş teorisinde gerekse Düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisinde dönme ataleti, kesme alanı ve çarpılma rijitliği ihmal edilirse, doğal frekanslara ait sonuçlar birbirlerine çok yakın olarak elde edilmiştir. (Poisson oranı etkisi)
- Düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorisinde dönme ataleti, kesme alanı ve çarpılma rijitliği ihmal edilirse, birebir Euler-Bernoulli kiriş modellemesi, sadece kesme alanı ve çarpılma rijitliği ihmal edilirse, birebir Rayleigh modellemesi elde edilir.

Model 2 için yalın eğilme hareketine ait doğal frekanslar bazında ince cidarlı kiriş ile düzeltilmiş Timoshenko kiriş modellemerinde yapılan kapsamlı çalışmalar sonucunda elde edilen bulgular aşağıda maddeler halinde sunulmuştur.

- Kesme alanı her iki teoride de sıfır olarak alınırsa doğal frekans değerleri birbirine yakın sonuçlar vermektedir,
- Dönme ataletinin her iki teoride de sıfır olarak tanımlanmasında doğal frekans değerleri farklıdır.
- Kapalı en kesitli uniform kiriş modellemelerinde kesme alanı etkisi dönme ataleti etkisinden daha önemli bir parametredir.

Model 2 için yalın burulma hareketine ait doğal frekanslar bazında ince cidarlı kiriş ile düzeltilmiş Timoshenko kiriş modellemerinde yapılan kapsamlı çalışmalar sonucunda elde edilen bulgular aşağıda maddeler halinde sunulmuştur.

- Çarpılma rijitliği önemli bir parametredir
- Düzeltilmiş Timoshenko kirişinde çarpılma rijitliği sıfır olarak tanımlanırsa Timoshenko kiriş teorisi elde edilir.
- Timoshenko kiriş teorisinde elde edilen doğal frekans değerleri, ince cidarlı ve Düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorileri ile elde edilen doğal frekans değerlerinde oldukça farklıdır. Bu farklılıklar ikinci elastik moddan itibaren çok belirgindir.
- Uniform kapalı en kesitli kiriş modellemesinde çarpılma rijitliği etkisi, çarpılma atalet etkisinden daha fazladır.

Gerek bileşik hareketlerde gerekse yalın hareketlerde doğal frekanslar irdelendiğinde kesme alanı etkisinin ve çarpılma rijitliğinin önemli olduğu sonucuna varılmış ve bu bağlamda geliştirilen düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorileri ile elde edilen sonuçların teorik açıdan daha hassas olacağı yargısına varılmıştır. Tabii ki bu yargının kullanılabilirliği ve geçerliliği Model 2 ile sınırlandırılmış olmakla beraber, en doğru ve güvenilir yargının ancak deneylerle mevcut olacağı unutulmamalıdır. Bu

tez çalışmasında gerek ekonomik, gerekse fiziki ortamlar ve kaynaklar buna olanak vermediğinden deney sonuçlarına ait bir bilgi mevcut değildir.

A2a) Bu tez araştırmasında; katı modelleme için Adım 2 isimli yeni bir çalışma yapılmış, Örnek 4 adı verilen çift dipli, kapalı en kesitli, 200 m uzunluğundaki uniform kiriş için, Euler -Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorilerine ait yalın eğilme, yalın burulma ve bileşik eğilme-burulma hareketlerine karşılık gelen doğal frekanslar, dominant modlar ile, bileşik harekete karşılık gelen yerdeğiştirme ve dönmeye ait, ilk 4 elastik mod şekilleri elde edilmiştir. Yapılan araştırmalar sonucunda elde edilen sonuçlar maddeler halinde sıralanmıştır.

- Euler-Bernoulli, Rayleigh ve Timoshenko kirişlerinin yalın burulma hareketine karşılık gelen doğal frekansların birebir aynı olduğu, bununla birlikte düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisinde yalın burulmaya karşılık gelen doğal frekans değerlerinden küçük değer aldığı görülmüştür. Bunun nedeni ilk üç kiriş modellemesinde sadece St Venant burulmasının işlemlere dahil edildiği, düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisinde ise çarpılma rijitliği ve ataletinin ele alınmış olmasıdır.
- Yalın eğilme hareketinde ise düzeltilmiş ince cidarlı kirişi ile Timoshenko kirişine ait doğal frekanslar üstüste düşmüştür. Zira her iki modellemede de eğilme, kesme deformasyonu, dönme ataleti gözönünde bulundurulmuştur. Euler-Bernoulli, Rayleigh ve Timoshenko kirişleri yalın eğilme durumunda doğal frekanslar bazında birbirine yakın sonuçlar vermesine rağmen modellemedeki farklılıklar kendini göstermiştir. Özellikle Euler kiriş modellemesinde kesme alanı ve dönme ataleti ihmal edilmiş, buna karşın Rayleigh kiriş modellemesinde sadece kesme alanı ihmal edilip, dönme ataletinin bulunduğu kabul edilmiştir. Kesme alanının ihmal edildiği Rayleigh kiriş teorisine ait sonuçlar Timoshenko kiriş teorisine ait sonuçlardan daha büyüktür. Ayrıca, dönme ataletinin etkisi yalın eğilme hareketinde daha ön plana çıkmakta, Euler ve Rayleigh kiriş teorileri kendi aralarında karşılaştırıldığında ilk moddan itibaren Euler kirişine ait sonuçların daha büyük olduğu ve mod sayısı arttıkça, doğal frekanslar arasında da farklılığın arttığı görülmektedir.

- Bileşik eğilme- burulma hareketinde tüm modellemelere ait doğal frekans değerleri birbirinden farklıdır. Bu farklılık çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği Euler-Bernoulli, Rayleigh ve Timoshenko kirişleri arasında daha az olup, tamamen yalın eğilme hareketinde yapılan kabullere ve çarpılmanın ihmal edilmesine, bağlı olarak kendini göstermektedir. Bununla birlikte düzeltilmiş ince cidarlı kirişte çarpılma rijitliğinin ve ataletin ele alınması bileşik harekette de kendini hissettirmiştir. Bileşik eğilme ve burulma hareketi için grafik bazda, yerdeğiştirme ve dönmeye ait mod şekilleri incelendiğinde değişimlerin doğal frekanslardaki değişimlerle benzer formda olduğu görülmektedir.
- Bileşik eğilme ve burulma hareketinde, eğilme ve burulma momentindeki değişimlerin de incelenmesi gerekliliği vardır. Yapılan bu tez çalışmasında Örnek 4 için, söz konusu momentlerdeki en az farklılığın (7 mod için) Euler ile Rayleigh kiriş teorileri arasında olduğu görülmektedir. Bu iki teori arasındaki farklılık sadece dönme ataletine bağlıdır.
- Sayısal olarak bakıldığında Timoshenko kiriş teorisinin Rayleigh kiriş teorisi ile yüzde bazında yapılan karşılaştırmada eğilme momentinde % 8.80, burulma momentinde ise % 9.78'lik bir farklılık görülmektedir. Söz konusu farklılık kesme alanına bağlı olarak ortaya çıkmaktadır. Timoshenko kiriş teorisinin Euler kiriş teorisi ile yüzde bazında yapılan karşılaştırmasında ise eğilme momentinde % 12.58, burulma momentinde ise % 16.26'lık bir farklılık hesaplanmıştır. Söz konusu farklılık kesme alanına ve dönme ataletine bağlı olarak ortaya çıkmıştır.

Yukarıda verilen Timoshenko, Euler-Bernoulli ve Rayleigh kiriş teorilerine ait yargılarda sadece St. Venant burulma rijitliği mevcuttur. Fakat eğilme teorileri birebir aynı olan Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorileri arasında bileşik harekette; eğilme ve burulma momenti değişimlerinde çarpılma rijitliğinin önemi ortaya çıkmaktadır.

- Çarpılma rijitliğinin etkisi eğilme momentinde daha az, burulma momentinde ise daha fazladır. Bu durumda çarpılma rijitliğinin etkisi burulma

momentinde daha etkindir. Hatta burulmanın dominant olduğu modlarda ihmal edilemeyecek değerlere ulaşmaktadır.

- Eğilme momentinde çarpılma rijitliğinin etkisi yine burulmanın dominant olduğu modlarda daha fazladır ve modlar büyüdükçe etkiside artmaktadır.
- Sayısal bazda Örnek 4 en kesitli üniform kiriş modellemesinde (7 mod için) sadece kesme alanının ihmal edilmesi yaklaşık olarak (maksimum) % 10'luk, sadece dönme ataletinin ihmal edilmesi yaklaşık olarak (maksimum) % 6'luk, hem kesme alanı hem dönme ataletinin ihmal edilmesi yaklaşık olarak (maksimum) % 16.5'luk farklılığa neden olmaktadır. Bununla birlikte sadece çarpılma rijitliğinin ele alınıp, alınmaması yaklaşık olarak (maksimum) % 26'luk bir değer farklılığına neden olmaktadır.

Bir üst maddede yapılan sayısal değerlendirmelerin en kesit tipine bağlı olarak değişeceği unutulmamalıdır. Örnek 4 kapalı üniform en kesitli kiriştir. Açık en kesitlerinde bulunacağı üniform olmayan kiriş modellemelerinde bu maksimum değer farklılıklarının sadece ön bilgi açısından kullanılması gerekmektedir. Nitekim, açık en kesitlerin bulunduğu, en kesit atlamalarının yer aldığı kiriş modellemelerinde, çarpılma rijitliğinin yanında, kesme uzaklığının ve St Venant burulma rijitliklerinin etkisi de önem kazanmaktadır. Açık en kesitte, kesme uzaklığı kapalı en kesite oranla büyük, St. Venant rijitliği ise açık en kesitte daha küçüktür. Çarpılma rijitliği ise açık en kesite kapalı en kesite oranla daha büyük değer almaktadır.

Bileşik eğilme-burulma hareketi yapan model kirişlerinde dominant modların belirlenmesi oldukça hassas bir çalışma gerektirmektedir. Araştırmacılar dominantlığın belirlenmesinde dönme açısının incelenmesini, veya eğilme ve burulma momenti değişimlerinin irdelenmesini veya kesme uzaklığının baz olarak alınmasını önermektedirler [12,131]. Dominant modların belirlenmesinde üniform kiriş modellemeleri için; kiriş başında (model gemi kıçında) 1m'lik yerdeğiştirmeye karşılık gelen dönme değerlerinin incelenmesi ve mertebe tayini ile eğilme veya burulmanın dominant olmasına karar verilmesi önerilmektedir. Bununla birlikte, üniform olmayan kirişlerde dominantlığın belirlenmesi daha zordur ve daha titiz bir çalışma gerektirir. Zira ortaya çıkacak olan eğilme ve burulma momentindeki

farklılık, hem en kesitlerin yapısal parametre değerlerine bağlı olarak hem de kiriş boyuna bağlı olarak değişim göstermektedir. Dominantlık; üniform olmayan kirişlerde kullanılan maksimum dönme açısı baz alınarak yapılmaktadır. $\phi(x)$ dönme değeri herhangi bir kiriş boyunda 30° yi geçerse, burulma dominant, $\phi(x)$ dönme değeri tüm kiriş boyunca 10° nin altında değer alırsa, eğilme dominanttır. Söz konusu kritere göre kiriş modellemelerinde dominantlık belirlenebilmektedir.

A2b) Bu tez çalışmasında Adım 2 için yapılan çalışmalarda, kapalı ve açık kesitlerin yer aldığı, böylece kesit atlamalarının bulunduğu üniform olmayan kiriş modelleri içinde detaylı çalışmalar yapılmış ve elde edilen bulgular aşağıda sunulmuştur. Belirlenen amaca yönelik olarak, Timoshenko, düzeltilmiş ince cidarlı ve ince cidarlı kiriş teorileri için Durum1- 4'e karşılık gelen doğal frekanslar ve mod şekilleri incelenmiştir. Durum 1-4'e karşılık gelen kirişler üniform yapıda olmayıp, açık en kesitten kapalı en kesite ve kapalı en kesitten açık en kesite geçişler mevcuttur. Kiriş 200 m boyunda olup, iki ucundan 50 m'lik ve 70m'lik kısımları kapalı ortası açık olarak iki ayrı modellemesi yapılmıştır.

- Durum 1-4 için doğal frekans değerleri irdelendiğinde; bileşik eğilme ve burulma durumu için her iki kiriş tipi ele alındığında (50 kapalı -100 açık-50 kapalı, 70 kapalı -60 açık -70 kapalı) düzeltilmiş ince cidarlı ve ince cidarlı kirişlere ait doğal frekans değerleri birbirine yakın sonuç vermektedir ve bu sonuçların birbirine yakınlık derecesi kiriş modellemesinde kapalı kesit ne kadar fazla ise o kadar az olarak kendini göstermektedir.
- Çarpılma rijitliği açık kesitlerin bulunduğu durumlarda kendini hissettirmekte, doğal frekans değerleri üzerinde farklılıklar ortaya çıkmaktadır. Açık kesitlerin yer aldığı kiriş tiplerinde çarpılma rijitliğinin önemi yalın burulma hareketinde daha belirgindir. Açık kesit ne kadar fazla ise çarpılma rijitliğinin etkisi o derece fazladır. Yalın burulma durumunda ince cidarlı kiriş ile düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modellemesinde ortaya çıkan farklılık poisson oranından kaynaklanmaktadır. Zira her iki modellemeye de çarpılma atalet etkisi bulunmaktadır. Oysa, Timoshenko kiriş modellemesinde çarpılma rijitliği tamamiyle ihmal edilmiştir.

- Yalın eğilme durumunda Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modellemelerine ait sonuçlar birebir aynıdır. Bu beklenen bir sonuçtur. Zira yalın eğilme durumunda modellemeler her iki teori için aynıdır ve kesme etkisi, dönme ataleti ve eğilme bir arada modellenmiştir. Bununla beraber kesme alanın ihmal edildiği ince cidarlı kiriş modellemesinde doğal frekanslar daha büyük olarak elde edilmiş, kesme alanı etkisinin irdelenmesi mümkün olmuştur. Bu aşamada poisson oranının modüllere dahil edilmiş olduğu ve sonuçların farklı çıkmasında etkisinin de bulunduğu unutulmamalıdır.
- İnce cidarlı ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorilerinde; yalın burulma hareketinde kiriş boyunca açık kesit uzunluğu arttıkça doğal frekans değerleride artmakta , buna karşın Timoshenko kiriş teorisinde açık kesit uzunluğu arttıkça doğal frekans değerleri azalmaktadır. Bu duruma Timoshenko kirişinde etkin olan burulma rijitliği neden olmaktadır.

Yapılan çalışmada Durum 1-4 kiriş modellemesine ait eğilme ve burulma momentleri için elde edilen bulgular aşağıda sunulmuştur.

- Yalın burulma hareketinde kiriş en kesit tipi önem kazanmaktadır. Bununla birlikte kiriş modellemesinde açık en kesit varsa ve çarpılma rijitliği hesaplamalara dahil ediliyorsa (ince cidarlı ve düzeltilmiş ince cidarlı) kiriş modelinde açık en kesit uzunluğu arttıkça burulma momenti değerleride artmaktadır. Yalın burulma hareketinde çarpılma rijitliği ihmal ediliyorsa (Timoshenko kirişi) burulma momentinin artma veya azalmasına St. Venant rijitliği diğer bir ifade ile St. Venant akması etken olmaktadır.

Bu tez çalışmasında St. Venant akması açık kollarda ihmal edilmiştir. Burulma rijitliği açık kollarda et kalınlığının kübü ile orantılıdır. Kapalı kesitlerde ise kayma akmasına bağlı olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak yalın burulma hareketinde Timoshenko kiriş modellemesinde açık en kesit uzunluğu arttıkça burulma moment değeri azalmaktadır.

- Yalın eğilme hareketinde Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorilerindeki ortak modelleme eğilme momenti değişiminde kendini göstermiş, eğilme momenti değerleri üst üste düşmüştür. Yalın eğilme

hareketinde eğilme moment değeri ince cidarlı kirişte daha büyük değerler almaktadır. Kesme alanın ihmal edilmesi ve rijitlik modüllerinde poison oranının hesaplara dahil edilmesi buna etkindir. Ayrıca mod değeri büyüdükçe eğilme moment değerleri arasındaki farklılıkta büyümektedir.

- Bileşik harekette eğilme momenti değeri ince cidarlı kiriş teorisine ait modellemede en büyük değeri almaktadır. Düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine ait modelleme ile elde edilen sonuçlar Timoshenko kiriş modellemesinden büyük, ince cidarlı kiriş modellemesine ait sonuçlardan küçüktür. Söz konusu yorum modlar ve kiriş modellemesinde açık en kesit uzunluğu arttıkça çarpılma rijitliğinin ve kesme alanının etkisine bağlı olarak başka bir boyut kazanmaktadır.
- Bileşik eğilme – burulma hareketinde burulma momenti değişimi açık en kesit uzunluğuna bağlı olarak değişmektedir. Açık en kesit formları kiriş modellemesine dahil edildiğinde burulma momenti değerleri değişiklik göstererek (ilk elastik mod hariç) artmaktadır.

Bu tez çalışmasında Adım 2 için son olarak iki ucundan 50 m'lik kısmı kapalı ortadaki 100 m'lik kısmı açık en kesitli (5105 isimli) kiriş modellemesi için bir seri çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışma ile en kesit formlarının bileşik eğilme – burulma hareketinde eğilme ve burulma momentini nasıl etkilediğini araştırmaktır. Yapılan çalışma sonucunda elde edilen bulgular aşağıda sunulmuştur. En kesit formlarının dominant modlardaki eğilme ve burulma momentleri üzerindeki etkisi incelenirken ilk olarak açık kesit formlarının etkisi araştırılmıştır.

- Durum 1 ve 2'de kapalı kesit aynı formdadır. Çift dipli ve ara destek elemansızdır Durum1 de açık en kesit çift dipli ve aragüvertelidir. Durum 2'de kapalı kesit formu Durum 1'deki kapalı kesit formu ile birebir aynı, açık kesit ise yarı açık, çift dipli ve ara destek elemanlıdır. Eğer kiriş modellemesi Durum 1 yerine Durum 2 olarak yapılırsa, diğer bir değişle açık kesit, yarı açık en kesitli forma dönüştürülürse burulma momentinde %11'lik azalma, eğilme momentinde %8.6'lık bir artma söz konusudur.
- Benzer çalışma Durum 3-4 arasında da yapılmıştır. Durum 3 ve 4'de kapalı kesit çift diplidir ve ara destek elemanına sahiptir. Durum 3 'te açık kesit

formu Durum1'deki açık kesitle, Durum 4 'te ise açık kesit formu Durum 2'deki açık kesit formu ile birebir aynıdır. Eğer kiriş modellemesi Durum 3 yerine Durum 4 olarak yapılırsa, diğer bir değişle açık kesit, yarı açık en kesitli forma dönüştürülürse burulma momentinde %17.5'luk azalma, eğilme momentinde %8.5'lik bir artma söz konusudur.

Bu araştırmada, en kesit formlarının dominant modlardaki eğilme ve burulma momentleri üzerindeki etkisi incelenirken ikinci olarak kapalı kesit formlarının etkisi irdelenmiştir.

- Bu amaçla Durum 1 ve 3'de açık kesit aynı formdadır. Çift dipli ve ara destek elemanına sahiptir. Durum1'de kapalı en kesit çift dipli ve aragüvertesizdir. Durum 3'de ise kapalı kesit formu çift dipli ve aragüvertelidir. Eğer kiriş modellemesi Durum 1 yerine Durum 3 olarak yapılırsa, diğer bir değişle kapalı kesite, ara destek elemanı konursa, burulma momentinde %3.9'luk azalma, eğilme momentinde %2.7'lik bir artma olur.
- Benzer çalışma Durum 2-4 arasında da yapılmıştır. Durum 2 ve 4'de açık en kesit çift dipli, ara destek elemanlı yarı açık enkesitlidir. Durum 2'de kapalı en kesit formu Durum1'deki kapalı kesitle, Durum 4 'te ise kapalı en kesit formu Durum 3'deki kapalı kesit formu ile birebir aynıdır. Eğer kiriş modellemesi Durum 2 yerine Durum 4 olarak yapılırsa, diğer bir değişle kapalı en kesite, ara destek elemanı konursa burulma momentinde %2.9'luk azalma, eğilme momentinde %2.6'lık bir artma olur.

Sonuçta uzun açık en kesite sahip kiriş modellemelerinde burulma momenti değerinin azaltılması istenilirse, açık en kesit üzerinde yapılan değişimin kapalı en kesit üzerinde yapılan değişimden daha etkili olduğu saptanmıştır. En kesit formlarında yapılan değişimler burulma momentinde azalmaya neden olurken eğilme momentini yükseltmektedir.

- Eğilme momentindeki artım kapalı kesit sabit tutulup, açık kesit üzerinde form değişikliği yapıldığında % 8.5 ve % 8.6'lık ,açık kesit sabit tutulup, kapalı kesit üzerinde form değişikliği yapıldığında ise % 2.6 ve % 2.7'lik bir artıma neden olmaktadır.

- Ayrıca eğilme momentindeki artım değeri ara kesitteki değişimlerde bağlıdır. Ara kesittin açık kesitten yarı açık haline getirilmesi durumunda eğilme momentinde daha fazla, ara kesitin ara destek elemanı ile kuvvetlendirilmesi durumunda ise daha az olduğu sonucuna varılmıştır.

A3) Bu tez çalışmasında katı modellemeye ait, üçüncü adımını ince cidarlı kirişte uyum parametrelerinin hesaplanması oluşturmaktadır. Yukarıda sunulan yargılarda (gerek Adım 1 ve gerekse Adım 2’de) model kirişlerinde farklı en kesitler arasında süreklilik gözönünde bulundurulmuştur. Oysa özellikle açık en kesitten kapalı en kesite veya kapalı en kesitten açık en kesite geçişte en kesitlere ait rijitlikler farklılık göstermektedir. Bu bağlamda en kesit atlamalarında uyum parametrelerinin hesaplanması gerekmektedir.

- Uyum parametreleri enine eğilmeye neden olan dönme açısı ve sektörel koordinatların farklı olması nedeni ile sektörel fonksiyonlar (çarpılma fonksiyonları) için belirlenmiştir. Bu bağlamda, uyum parametreleri en kesitlerin geometrik özelliklerine bağlıdır.
- Gerek bileşik hareket için gerekse yalın burulma hareketi için süreksizlik noktasının sağındaki ve solundaki en kesitler birbirlerinden yapısal olarak ne kadar farklı olurlarsa uyum parametrelerinin etkisinde o denli büyük olur.
- Bu tez çalışmasında gerek 50-100-50’lik kiriş modeli, gerekse 70-60-70’lik kiriş modeli kiriş ortasına göre simetrik yapıya sahip olduğundan elde edilen sonuçlarda simetriktir.
- Uyum parametrine bağlı olarak elde edilen yerdeğiştirme, dönme, eğilme ve burulma momentlerine ait grafikler incelendiğinde süreksizlik noktalarında ani değişimler diğer bir değişle enerji birikmesi olmaktadır.

Yukarıda yorumları verilen katı modellemeye ait sayısal çalışmaların, data verileri, ara işlemleri, hesap sonuçları gerek tablolar yardıyla gerekse grafik olarak Bölüm 5.3’da detaylı olarak sunulmuştur.

B) Model gemi kirişlerine ait kuru modlar elde edildikten sonra, geminin dalgalı bir denizdeki hareketlerini belirleyebilmek amacıyla iki boyutlu hidrodinamik teori kullanılarak gemiye etkiyen akışkan kuvvetleri hesaplanmıştır. Dalgadan

kaynaklanan akışkan kuvvetlerinin elde edilmesi için düzeltilmiş dilim teorisi kullanılmış, kuru teknenin asal koordinatlarına etkiyen genelleştirilmiş kuvvetlerden hareket ederek, dalga ve tekne dilimleri arasındaki bağıl hareket belirlenmiştir.

- Akışkan kuvvetlerini saptamak üzere seçilen dilim teorisinin gerektirdiği hidrodinamik özellikler De Jong [4] tarafından ortaya konulan ve sonsuz derinlikteki ideal bir akışkanın serbest yüzeyinde yan öteleme ve yalpa hareketi yapan silindirler için geliştirilmiş iki boyutlu potansiyel akım analizi ile tahmin edilmiştir.
- Dilim teorisi uygulanırken yapısal sönüm hesaplara dahil edilmiş, fakat vizkoz etkiler ihmal edilmiştir. Yapısal sönüm değerleri açık literatürdeki verilere [12,39,113] göre seçilmiştir.
- Gerek Lewis ve gerekse çok parametrelili konform dönüşümün hidrodinamik özellikler üzerindeki etkileri ve çok parametrelili konform dönüşümün çok farklı kesitlere (dikdörtgen, üçgen, gerçek gemi formu) uygulanabilme esnekliği ve hidrodinamik karakteristiklerin hesaplanmasında kullanılan diğer yöntemler ile söz konusu yöntemlerin avantaj ve dezavantajları literatürde [13-39] detaylı ve çok sayıda mevcut olup, bu tez çalışmasında bu yönde bir araştırma yapılmamıştır. Fakat yazar tarafından geliştirilen bilgisayar programı ile söz konusu hidrodinamik karakteristikler elde edilmiştir.
- İki boyutlu hidrodinamik özellikler antisimetrik gemi hareketleri için hesaplanırken; simetrik gemi hareketlerine ait hidrodinamik özelliklerin hesaplanmasında Doç. Dr. Ömer Belik tarafından kullanılan UCLTDH (University College London Two Dimensional Hydrodynamics) bilgisayar programı baz alınmıştır. Antisimetrik hareketler için UCLTDH programında gerekli düzenlemeler ve eklemeler yapılarak son şekli verilmiş ve antisimetrik hareketler için modifiye edilmiş programın uygulanabilirliği, aynı teoriyi kullanan Prof. Dr. Pandelli Temarel'in programı ile sonuç karşılaştırılması yapılarak araştırılmıştır. Sonuç karşılaştırmaları yazarın Southampton Üniversitesindeki çalışmaları sırasında elde edilmiştir.

- Teorisi ve kabulleri ilgili bölümlerde verilen, gemilerin hem simetrik hemde antisimetrik hareketlerine ait iki boyutlu hidrodinamik karakterislik değerlerini hesaplayan kapsamlı bir bilgisayar programı geliştirilmiştir.
- Bu tez çalışmasında hem dikdörtgen hemde üçgen kesite ait, yan öteleme hareketi, yalpa hareketi ve bileşik yalpa-yan öteleme hareketleri için eksu kütlesi ve sönüm değerleri boyutsuz frekans parametresine bağlı olarak hesaplanmıştır.
- Serbest su yüzeyinde yan öteleme ve yalpa harmonik hareketi yapan tekne dilimleri için de hidrodinamik özellikler belirlenerek, üniform en kesitli geminin davranışları incelenmiştir

Yapılan çalışmalar sonucunda hazırlanan bilgisayar programının uygulanabilirliği test edilmiş, büyük delta değerlerinde (boyutsuz frekans parametresi) farklılıklar ortaya çıkmıştır. Bu farklılıkların bilgisayarın matematiksel işlemcisinden kaynaklanabileceği gibi, modelin geometrik yapısının konform dönüşümünden de oluşabileceği sonucuna varılmıştır.

Yukarıda belirtilen sayısal çalışmalara ait, data verileri, ara işlemleri, hesap sonuçları gerek tablolar yardıyla gerekse grafik olarak Bölüm 9.5.2'de detaylı olarak sunulmuştur.

C) Sunulan bu tez araştırmasında, yapısal ve akışkan teorileri yardımı ile incelenmek üzere model gemi için düzgün sinüsoidal dalgalar arasında ve farklı hucum açılarındaki davranışları araştırılmış ve yorumlanmıştır.

- Birçok parametreye bağlı olan bu tez çalışmada amaç en kesit formlarının rezonans üzerindeki etkisini araştırmak olduğundan, özellikle akışkan modellemesinden kaynaklanan parametrelerin etkisini minimum değere indirmek için data olarak verilen 110 adet dalga frekansı değerleri, ile 10 adet delta (boyutsuz frekans parametresi) değeri her program çalıştırmasında sabit olarak alınmıştır. Dalga genliği 1 m'dir.
- İki boyutlu hidrodinamik özellikler 9 parametrelili konform dönüşüm için hesaplanmıştır. Gemi modellerinin su çekimi 7 m olarak seçilmiştir.

- Gemi ilerleme hızı 7.5 m/sn'den 13.5 m/sn'ye kadar 0.5'lik artımlarla 13 değer için; hucum açısı ise 90 dereceden 135 dereceye kadar 5 derecelik artımlarla 10 değer için, Durum 1 - 4 ait 5105 kirişinin (baş ve kıç tarafında 50 m'lik kiriş boyunun en kesiti kapalı, ortadaki 100 m'lik kiriş boyunun en kesiti açık) katı modelleme sonuçları kullanılmıştır
- Gemi ilerleme hızları ve hucum açıları geniş bir yelpazede incelenmiş olmasına rağmen, bu tez çalışmasında ilgi çekici sonuçlar sunulmuş ve irdelenmiştir. Modellenen geminin aktif dengeleyicilere sahip olabileceği ve viskozite etkileri düşünülerek doğabilecek yalpa sönümü etkisi, bu tez çalışmasında gözönüne alınmayarak ihmal edilmiştir.

C1) Rezonans durumlarının incelenmesinde ilk olarak çarpılma rijitliği ihmal edilmiş, diğer bir değişle, katı modellemede Timoshenko kiriş teorisine ait ($C_1=0$) durum ele alınmıştır.

- Durum 1- 4 gemi kiriş modellerinin 7.5 m/sn'lik gemi ilerleme hızında 100 derecelik hücum açısındaki hareketleri incelenmiş ve rezonans durumuna rastlanılmamıştır. Durum 1 - 4 gemi model kirişleri için ilk üç rijit harekete ait $|P0|$, $|P1|$ ve $|P2|$ asal koordinat amplitütlerinde sonuçlar üstüste düşmektedir. Bu beklenen bir sonuçtur. Zira rijit modların hesaplanmasındaki parametrelerden biri iki boyutlu hidrodinamik özelliklerdir ve Durum 1- 4 gemi model kirişleri için aynı değer alınmıştır. Diğer bir parametere ise özellikle 3.üncü rijit modda yani $|P2|$ amplitüdünde etkin olan sephiye merkezi ile ağırlık merkezi arasındaki uzaklıktır. Söz konusu uzaklığın neden olduğu bu etkinin grafik formlarını değiştirmedeği sadece değer bazında farklılıklara neden olduğu saptanmıştır. Fakat değer bazındaki farklılıklar tepe noktasının yerini etkilememiştir. İlk elastik moddaki $|P3|$ asal koordinat amplitüdü irdelendiğinde harmonik hareketin oluşmuş, diğer bir değişle rezonans durumuna rastlanılmamıştır. Bu harmonik hareketlerin Durum 1- 4 gemi kiriş modellerinde genel anlamda formları benzer olmakla beraber, tepe noktasının yeri ve değeri farklılık göstermektedir. Bu farklılığın nedeni; akışkan modellemedeki parametreler aynı alındığından katı modellemedeki kuru modlara ait eksu kütlesi, sönüm ve rijitlik matrisleri ile doğrudan ilgilidir.

Yapılan bu çalışma ile gemi modelinin rezonans durumuna düşmediği, elastik hareketlerde katı modellemede kullanılan parametrelerin önemli olduğu sonucuna varılmıştır.

- Durum 1- 4 gemi model kirişlerine ait dalgalı bir denizdeki hareketlerinin araştırılmasında ikinci bir örnek sonuç ise 7.5 m/sn'lik gemi hızının 135 derecelik hücum açısındaki davranışlarıdır. Daha açık bir ifade ile hız sabit tutulup, hucum açısı değiştirildiğinde gemi hareketlerinde ortaya çıkabilecek davranış farklılıklarının araştırılmasıdır. Örnek modeller için ilk üç rijit moda ait asal koordinat amplitütleri irdelendiğinde yukarıdaki örnekte elde edilen bulgular ve nedenleri bu araştırma içinde de kendini korumaktadır. Fakat ilk iki elastik moda ait sonuçlar farklılıklar göstermektedir. Herşeyden önce ilk elastik moda ait $|P3|$ amplitüdü harmonik hareket yapmamakta, karşılaşma açısı Durum 2 ve 4'te 2.29 rd/sn'de, Durum 1'de ise 2.36 rd/sn'de, Durum 3'te ise 2.36 rd/sn'de rezonans durumu ortaya çıkmaktadır.. İkinci elastik modaki $|P4|$ amplitüdüne ait sonuçlar ise daha ilgi çekicidir. Durum 2 ve 4 gemi model kirişinde karşılaşma açısı 4.04 rd/sn değerinde rezonans oluşmakta, buna karşın Durum 1 ve 2 gemi model kirişleri ikinci elastik modda rezonansa düşmemektedir. Harmonik hareket yapmakta bu harmonik hareketin seyri 2.29 karşılaşma açısında sapma göstermektedir.

Yukarıda sonuçları yorumlanan 7.5 m/sn'lik gemi hızının farklı hücum açılarındaki davranışlar belirgin olarak elastik modlarda kendini göstermektedir. Bu durumda gemi hareketlerinin dalgalı denizlerdeki davranışlarında etkin parametrelerden birinin hücum açısı olduğu sonucuna varılmıştır. Bununla birlikte özellikle elastik modlardaki davranışlarda katı modellen etkiside ihmal edilemeyecek derecede önemli olduğudur. Diğer bir deyişle, en kesit formları gemi model kirişlerinde rezonans durumunun irdelenmesinde gözardı edilemeyecek derecede dikkat edilmesi gereken bir parametredir. Böylece ön dizayn ve dizayn aşamasında gemi en kesitleri üzerinde yapılacak form değişimlerinin titreşim olaylarının incelenmesinde veya rezonans durumunun ortaya çıkıp, çıkmamasında etkin olduğu, özellikle ön dizayn aşamasında gemi en kesit formlarının belirlenmesinde ele alınması gereken bir husus olduğu sonucunada varılabilinmektedir. Bu bağlamda rezonans sorunu ile karşılaşan dizayn

edilmiş bir gemi içinde yapısal formlarda yapılacak değişikliklerin kalıcı bir çözüm olacağıda unutulmamalıdır.

- Gemi en kesit formlarının dalgalı denizlerdeki gemi hareketlerinin belirlenmesinde önemli bir etken olduğunu vurgulayan başka bir örnek çalışmada 13.5 m/sn'lik gemi hızında, 110 derecelik hucum açısında elde edilmiştir. İlk elastik modta yani $|P3|$ amplitüdünde 2.88 rd/sn değerinde her kiriş modelide rezonans durumu ile karşılaşmakta buna karşın, ikinci elastik modta yani $|P4|$ amplitüdünde Durum 3'e karşılık gelen kiriş modeli rezonans durumuna girmemektedir. Durum 2 ve 4 kiriş modelleri 4.18 rd/sn'lik karşılaşma açısında, Durum 1 kiriş modeli ise 3.77 rd/sn karşılaşma açısında rezonansa maruz kalmaktadır. Üçüncü elastik modda ise kiriş modellerinin rezonans değerleri Durum 1 ve 2'de aynı olup, 7.66 rd/sn değerini almakta, Durum 4 'de ise 7.82 rd/sn olarak hesaplanmaktadır. Durum 3 için ise herhangi bir rezonans durumu belirlenmemektedir.

Yukarıda verilen sonuçlar toplu olarak ele alınıp, değerlendirildiğinde elastik modlarda hesaplanan rezonans durumlarının belirli bir düzen içinde olmadığı, diğer bir deyişle Durum 1-4 gemi model kirişleri farklı davranışlar gösterip, farklı karşılaşma açılarında rezonansa düşmekte veya rezonans durumu ile karşılaşmamaktadır. Sonuç olarak; her gemi kiriş modelinin kendi bünyesinde değerlendirilmesi gerektiğini, yapılacak genellemelerin hatalı sonuçlar verebileceğini göstermektedir. Gemi kiriş modellerinde en kesitlerin açık veya kapalı olması, kapalı veya açık kesitlerdeki güverte veya aragüvertenin yerinin veya uzunluğunun, ayrıca arakesit formlarında birer etken olabileceği sonuçlarını da beraberinde getirmektedir.

- Bu tez çalışmasında Durum 1-4 gemi kiriş modellerine ait bir araştırmada 10.5 m/sn'lik ilerleme hızında, 120 derecelik karşılaşma açısı için yapılmıştır. Rijit hareketlere ait asal koordinat amplitüt değerleri yukarıdaki diğer örnek durumlarda elde edilen bulgularla benzerlik göstermektedir. Bu çalışmada ilgi çekici olan nokta dört durum içinde ilk iki elastik modda rezonans değerlerinin hesaplanabilmesi daha yüksek modlarda ise rezonans değerlerinin hesaplanamamış olmasıdır. Bu açıdan bakıldığında Durum1- 4

gemi kiriş modellerine ait kritik ilerleme hızının 10.5 m/sn olduğuna karar verilmiştir.

- İlerleme hızı $U = 10.5$ m/sn ve hucum açısı $\chi = 135^\circ$ için çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği hal için Durum 1- 4 model kirişlerinin tümünde rezonans olayı ile karşılaşmıştır. Rezonans durumda kiriş modellerinin karşılaşma frekansları Tablo 11.5’de elastik katı modlara ait frekanslarla birlikte karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Gerek Tablo 11.5’te verilen ilk 5 elastik moda ait asal koordinat amplitütlerinin pik noktalarındaki doğal frekans değerlerinin karşılaşma frekanslarına olan oranları, gerekse grafik bazda verilen asal koordinatların amplitüt değerlerinin değişimi Şekil G.d-h incelendiğinde ilgi çekici sonuçlar elde edilmiştir. Durum 1’de elde edilen sonuçlar ile Durum 3’te elde edilen sonuçlar birbirine benzer olduğu, buna karşın 4. üncü elastik modda Durum 3 ‘te $|P_6|$ asal koordinat amplitütünde rezonans hesaplanmamıştır. Bunun nedeni veri dosyasında sabit olarak alınan dalga frekans değerlerinin olabileceğidir. Bilindiği üzere, akışkan modellemedeki parametreler her durumda sabit olarak alınmıştır.

C2) Yukarıda verilen araştırmalar irdelendiğinde rezonans durumunun ilk 5 elastik modda en belirgin olarak ilerleme hızı $U = 10.5$ m/sn ve hucum açısı $\chi = 135^\circ$ için ortaya çıktığı görülmüştür. Bu bağlamda söz konusu durum için çarpılma rijitliğinin de ele alındığı düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modellemesine ait sonuçlarla da karşılaştırmalar yapılmış ve rezonans durumuna ilişkin çalışmalara elastik modlardaki eğilme ve burulma momenti değişimlerinin ve kesme kuvveti amplitütlerinin irdelenmeside yapılmıştır.

- Eğilme ve burulma momentlerinin ve kesme kuvvetlerinin amplitüt değişimleri, çarpılma rijitliğinin dahil edildiği durum için, ve çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği durum için; hucum açısı 135 derece ve model gemi hızı 10.5 m/sn için hesaplanmıştır. Çarpılma rijitliğinin dahil edildiği durum için ilk iki elastik modlardaki eğilme momenti, kesme kuvveti ve burulma momenti değişimleri, çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği durum içinde ikinci ve üçüncü elastik modlardaki eğilme momenti, kesme kuvveti ve burulma momenti değişimleri, elde edilmiştir.

- Çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği durum için ikinci elastik moddaki eğilme momenti, kesme kuvveti ve burulma momenti amplitüt değerleri ile çarpılma rijitliğinin dahil edildiği durumdaki ilk elastik moddaki eğilme momenti, kesme kuvveti ve burulma momenti amplitüt değerleri irdelendiğinde, gerek grafik bazda gerekse değer bazında farklılıklar mevcuttur. Bu beklenen bir sonuçtur. Zira karşılaşma frekans değerleri yakın olmasına rağmen elastik modlar birbirinden farklıdır.

C3) Yapılan çalışmalara yalınsaklık analizi ile devam edilmiştir.

- Çarpılma rijitliğinin ele alındığı ($C_1 \neq 0$) durum için ve hucum açısı $\kappa=135^\circ$ 'de ve model gemi hızı $U=10.5$ m/sn değerine karşılık 4 parametre için yakınsaklık analizi ($N=6,7,8,9$) yapılmış ve model kiriş ortasında eğilme momentinin, kesme kuvvetinin, burulma momentinin yakınsaklık analizi sonuçları grafik bazda dört durum için verilmiştir. Sunulan grafikler irdelendiğinde; genelde eğilme momenti değişiminde yakınsaklığın var olduğu, buna karşın kesme kuvveti ve burulma momenti değişiminde ise (genelde) yakınsaklığın olmadığı görülmüştür. Durum 2 için model kiriş ortasında eğilme momentinin yakınsak olmadığı, Durum 1'de model kiriş ortasında burulma momentinin yakınsak olduğu görülmüştür. Bu sonuçlarda bize yakınsaklık analizinde genelleme yapılamıyacağı, yapısal parametrelerin, diğer bir değişle yapı özelliklerinin yakınsaklık analizindeki önemini ortaya çıkartmaktadır.
- Çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği ($C_1 = 0$) durum için ve hucum açısı $\kappa=135^\circ$ 'de ve model gemi hızı $U=10.5$ m/sn değerine karşılık 5 parametre için yakınsaklık analizi ($N=3,4,6,7,9$) yapılmış ve model kiriş ortasında eğilme momentinin, kesme kuvvetinin, burulma momentinin yakınsaklık analizi sonuçları grafik bazda dört durum için verilmiştir. Sunulan grafikler irdelendiğinde sonuçların birbirine yakın olduğu ve çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği durum için yakınsaklığın olduğu yorumu yapılmıştır.

Bu tez çalışmasında yapılan yakınsaklık analizi araştırması bizlere özellikle çarpılma rijitliğinin, daha açık bir ifade ile en kesitlerin açık veya kapalı olmasının ve söz konusu en kesit tiplerinin yeri ve uzunluğunun, bu bağlamda çarpılma rijitliğinin ele

alınıp, alınmamasının önemini vurgulamaktadır. Yukarıda yorumları verilen model gemi kirişlerinin rezonans durumları ile ilgili sayısal çalışmaların, data verileri, ara işlemleri, hesap sonuçları gerek tablolar yardımıyla gerekse grafik olarak Bölüm 11’de detaylı olarak sunulmuştur.

Özet olarak, sunulan teorilere bağlı kalınarak geliştirilen bilgisayar programları yardımıyla, antisimetrik gemi hareketi yapan bir geminin modellenmesi; literatürde verilen kiriş teorileri ile veya düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisi ile yapılarak; rezonans durumlarının belirlenebileceği, rezonansa etken olan parametrelerden birinde modele ait yapısal özelliklerin olduğu, özellikle açık en kesitli yapılarda çarpılma rijitliğinin ele alınması gerekliliği ve kesme alanı etkisinin ihmal edilemeyeceği sonucuna varılmıştır.

12.1. Sonuçlar ve Öneriler

Sunulan bu tez çalışmasında, yazar tarafından geliştirilen teoriye uygun olarak geliştirilmiş bilgisayar programları kullanılmış ve elde edilen sonuçlar için yorumlar verilmiştir. Bununla birlikte; yapılan incelemeler sonucunda pratikte kullanılabilecek yargılara da varılmıştır. Ayrıca, gelecekte üzerinde çalışılması mümkün olabilecek konular hakkında da bazı öneriler aşağıda gruplandırılmıştır.

1. Yapısal ve akışkan modellemesi tek veya çift cidarlı gemilere, geniş ambar açıklığına sahip gemilere, konteyner veya tanker türü gemilere uygulanabilir. Diğer bir deyişle geminin seçimine ait bir kısıtlama yoktur.
2. Günümüzde 7000 TEU kapasiteye sahip, 350 m boyunda, 45 m genişliğinde ve 13 m su çekimine sahip [133] konteyner tipi gemiler inşa edilmektedir. Büyük bir bölümü açık en kesite sahip bu tip gemiler, büyük kesme uzaklığına sahiptirler ve bu gemilerin antisimetrik bileşik hareketleri dikkat çekicidir. Ayrıca konteyner tipi gemilerde çarpılmanın etkileri de yazarın geliştirdiği program ile araştırılmıştır. Bu nedenle yanal eğilme ve burulma bileşik hareketi, geniş ambar ağız açıklığına sahip konteyner türü gemilerde oldukça önemli olduğu gözlenmiştir.

3. Gemiler dalgalı denizde yanal ve boyuna hareketler yapmaktadır [178]. Bu hareketlerin oluşmasında geminin tipi, hızı, yapısı ve ayrıca deniz şartları önemli birer etkindir. Maddi ve manevi kayıpların en aza indirilmesinin, gemi tipinin uygun seçimine, doğru yapısal dizayna, hıza ve rotaya bağlı olduğu birer gerçektir.
4. Ön dizayn ve dizayn aşamasında günümüz teknolojisinin bize sunduğu imkanlar kullanılarak, bilgisayar programları yardımı ile dizayn edilecek gemiye ait olumsuzluklar belirlenebilir. Bu olumsuzluklardan biri de iç ve dış kuvvetlerin neden olduğu titreşim biçimlerinin belirlenmesi ve etkilerinin incelenmesidir.
5. Günümüzde Loydlar, IMO, Ulusal ve Uluslararası yetkili ve sorumlu denetim organlarının yaptırımları da gözönünde bulundurulduğunda; gemi titreşim etkilerinin ortadan kaldırılması veya minimum değere indirgenmesi zaruridir. Diğer bir deyişle, seyir halindeki bir gemide sağlık, güvenlik ve konfor vazgeçilemez öğelerdir. Bu çalışmada verilen bilgisayar programları yardımı ile problemler önceden belirlenebilir, rezonans durumunun neden olacağı sonuçların ortadan kalkmasına yönelik çalışmalar yapılabilir. Bununla birlikte dizayn edilmiş bir gemi içinde aynı tipte incelemeler yapılabileceği unutulmamalıdır.
6. Bu tez çalışması, geleceğe dönük çalışmalarda baz olarak alınabilir. Yapısal ve akışkan teorileri kullanılırken göz önünde bulundurulan kabuller değiştirilebilir veya geliştirilebilir.
 - 6.1 Katı modellemede doğal frekansların ve mod şekillerinin elde edilmesinde farklı yöntemler (sınır elemanları yöntemi, Transfer matris v.b.) kullanılabilir ve böylece yöntemler arası sonuç karşılaştırılması yapılabilir. Ayrıca bu tezde doğal frekansların hesaplanmasında ANSYS V5.6 sonlu elemanlar paket programının Beam 44 kiriş elemanı da kullanılmıştır. Sonlu elemanlar paket programında shell elemanı kullanılarak gemi görderrinin 3 boyutlu modellemesi de yapılabilir.

- 6.2 En kesit atlamalarının olduğu kiriş modelinde, süreksizlik noktalarında oluşan ani değişimler diğer bir değişle enerji birikmesi, difüzyon metodu kullanılarak seçilen uygun bir aralıkta absorbe edilebilir.
- 6.3 Son yıllarda üçlü bileşik titreşim (triply coupled vibration) analizi konusundaki çalışmalara ağırlık verilmiştir. Tez de verilen bilgisayar programları geliştirilerek bu konudaki çalışmalara ortak olunabilir ve özel tipteki gemi kiriş modellemeleri için uygulamaları yapılabilir.
- 6.4 İki boyutlu hidrodinamik karakteristikler hesaplanırken vizkoz etkiler ile yalpa söndürücüler, takıntılar gibi elemanlar ihmal edilmiştir. Akışkan modellemede takıntı elemanlarının etkisi irdelenebilir.
- 6.5 Aşırı deniz şartlarında antisimetrik gemi hareketlerinin incelenmesi ayrı bir çalışma konusu olarak da seçilebilir.
- 6.6 Teknik, fiziki ve maddi imkanlar el verdiğinde tez konusuna paralel olarak deney yapılabilir ve deney sonuçları ile bu çalışmadaki sonuçlar karşılaştırılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Okan, M.B., 1981. Gemilerde Yerel Titreşimler, *Doktora Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] Webster, W.C., 1979. Computation of the Hydrodynamic Forces Induced by General Vibration of Cylinders, *Journal of Ship Reserches*, **23/1**, 9-19.
- [3] Muckle, W., 1975. Naval Architecture For Marine Engineers, The Chaucer Press, London.
- [4] De Jong, B., 1973. Computation of the Hydrodynamic Coefficients of Oscillating Cylinders, *Neth. Ship Research Centre TNO*, Report No. 1455.
- [5] Gere, J. M., 1954. Torsional Vibrations of Beams of Thin-Walled Open Section, *Journal of Applied Mechanics*, **21**, 381-387.
- [6] Vlasov, V. Z., 1961. Thin Walled Elastic Beams, National Science Foundation, 2nd Edn., Washington, DC.
- [7] Chen, W. F. and Atsuta, T., 1977. Theory of Beam-Columns, **2**, Mcgraw-Hill.
- [8] Timoshenko, S.P., Young, D. and Weaver W., 1974. Vibration Problems in Engineering, Wiley Press, New York.
- [9] Gere, J. M. and Lin, Y.K., 1958. Coupled Vibrations of Thin-Walled Beams of Open Cross Section, *Journal of Applied Mechanics*, **25**, 373-378.
- [10] Haslum, K. and Tonnessen, A., 1972. An Analysis of Torsion in Ship Hulls, *European Shipbuilding*, **5/6**, 67-90.
- [11] Othaka, K., Kumai, T., Ushijima, M. and Ohji, M., 1967. On the Couple Torsional-Horizantal Vibration of Ship, *Mitsubishi Tech. Bulletin*, No:54.
- [12] Bishop, R., Price, W. and Temarel, P., 1980. Antisymmetric Vibration of Ship Hulls. *RINA*, **122**, 197-208.
- [13] Lewis F. M., 1929. The Inertia of the Water Surrounding a Vibrating Ship, *Trans. SNAME*, **37**, 1-20.

- [14] John, F., 1949. On the Motion of Floating Bodies: Part I, *Communications on Pure and Applied Mathematics*, **2**, 13-57.
- [15] John, F., 1950. On the Motion of Floating Bodies: Part II, *Communications on Pure and Applied Mathematics*, **3**, 45-101.
- [16] Landwber, L. and Macagno, M., 1957. Added Mass of Two Dimensional Forms Oscillating in a Free Surface, *J. of Ship Research*, **1/3**, 20-30.
- [17] Landwber, L. and Macagno, M., 1959. Added Mass of a Three Parameter Family of Two Dimensional Forms Oscillating in a Free Surface, *Journal of Ship Research*, **2**, No.4, 36-48.
- [18] Porter, W., 1960. Pressure Distributions Added Mass and Damping Coefficients for Cylinders Oscillating in a Free Surface, *Eng. Publ.*, University of California, **82**, No.16.
- [19] Tasai, F., 1960(a). Formula for Calculating Hydrodynamic Force of Cylinder Heaving on a Free Surface (N Parameter Family), *Reports of Reseach Inst. for Applied Mechanics*, Kyushu University, **8**, No.31, 71-74.
- [20] Paulling, J. R. and Richardson R.K., 1962. Measurements of Pressure, Forces and Radiating Waves for Cylinders Oscillating in a Free Surface. *Int. of Eng. Research*, Berkeley, **82**, No.23.
- [21] Kim, W.D., 1965. On the Harmonic Oscillations of a Rigid Motions in Regular Waves, *Journal of Fluid Mecanics*, **21**, 427-451.
- [22] Landwber, L. and Macagno, M., 1967. Added Mass of Two Dimensional Forms by Conformal Mapping, *Journal of Ship Research*, **11**, 109-116.
- [23] Smith, W. E., 1967. Computation Of Pitch And Heave Motions For Arbitrary Ship Forms, *Ship Research Centre TNO*, Report No. 90S.
- [24] Frank, W., 1967. Oscillations of Cylinders in or Below the Free Surface of Deep Fluids, *NSRDC*, Report No. 2375.
- [25] Vugts, J. H., 1968. The Hydrodynamic Coefficients for Swaying, Heaving and Rolling Cylinders in a Free Surface, *International Shipbuilding Progress*, **15**, 251-276.
- [26] Faltinsen, O., 1969. A Study of the Two-Dimensional Added Mass and Damping Coefficients by the Frank's Close-Fit Method, *Det Norske Veritas*, No.69-10S.
- [27] Von Kerczek, C. and Tuck, E.O., 1969. The Representation of Ship Hulls by Conformal Mapping Functions, *Journal of Ship Research*, **13**, 284-298

- [28] Salvesen, N. and Smith, W.E., 1970. Comparison of Ship Motion Theory and Experiment for Mariner Hull and Destroyer with Modified Bow, *NSRDC*, Report No.3337.
- [29] Salvesen, N., Tuck, E.O. and Faltinsen, O., 1970. Ship Motions and Sea Loads, *Trans. SNAME*, **78**, 250-287.
- [30] Peckham, S.G., 1970. A New Method for Minimising a Sum of Squares Without Calculating Gradients, *Computer Journal*, **13**, 418-420.
- [31] Maeda, H., 1971. Wave Excitation Forces on Two-Dimensional Ship of Arbitrary Sections, *JSNA*, **7**, 63-91.
- [32] Söding, H., 1973. The Flow Around Ship Sections in Waves, *Schiffstechnik*, **20**, 9-15.
- [33] Maeda, H., 1974. Hydrodynamical Forces on a Cross Section of a Stationary Structure, *Int. Symp. of the Dynamics of Marine Vehicles and Structures in Waves*, 87-97.
- [34] Söding, H. and Lee, K.Y., 1975. The Two-Dimensional Potential Flow Excited by a Body Oscillating at a Free Surface, *ASYM*, Report No.12.
- [35] Landwber, L. and Macagno, M., 1975. Accurate Parametric Representation of Ship Section by Conformal Mapping, *Proc. First Int. Conf. on Numerical Ship Hydrodynamics*, 665-682.
- [36] Bishop, R.E.D., Price, W.G. and Tam, P.K.Y., 1978(b). Hydrodynamic Coefficients of Some Heaving Cylinders of Arbitrary Shape, *Int. Journal for Numerical Methods in Engineering*, **13**, 17-33.
- [37] Bishop, R.E.D., Price, W.G. and Tam, P.K.Y., 1979. The Representation of Hull Sections and its Effects on Estimated Hydrodynamic Actions and Wave Responses, *Trans.RINA*, **121**, 115-126.
- [38] Landwber, L., 1979. Added Moment of Inertia of a Rotating Ship Section, *Journal of Ship Research*, **23**, 171-174.
- [39] Bishop, R. and Price, W., 1979. Hydroelasticity Of Ships, Cambridge University, London.
- [40] Raff, A.I., 1972. Program SCORES- Ship Structural Responses in Waves, *Ship Structures Committee*, Report No.230.
- [41] Flokstra, C., 1974. Comparison of Ship Motion Theories with Experiments for a Container Ship, *Inter. Shipbuilding Progress*, **21**, 168-189.
- [42] Wahab, R. and Vink, J.H., 1975. Waves Induced Motions and Loads on Ships in Oblique Waves, *Int. Shipbuilding Progress*, **22**, 151-184.

- [43] Froude, W., 1861. On the Rolling of Ships, *Transactions INA*, **2**, 180-229.
- [44] Froude, R.E., 1896. The Non-Uniform Rolling of Ships, *Transactions INA*, **37**, 293-325.
- [45] Kriloff A., 1896. A New Theory on the Pitching Motion of Ships on Waves, and of the Stresses Produced by This Motion, *Trans. INA*, **37**, 326-368.
- [46] Kriloff A., 1898(a-b). A General Theory of the Oscillations of a Ships on Waves, on the Stresses Experienced by a Ship in a Seaway, *Trans. INA*, **40**, 135-212.
- [47] Ursell F., 1949(a). On the Heaving Motion of a Circular Cylinder in the Surface of a Fluid, *Quart. Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, **2**, 218-231.
- [48] Ursell F., 1949(b). On the Rolling Motion of Cylinders in the Surface of a Fluid, *Quart. Journal of Mechanics and App. Mathematics*, **2**, 335-353
- [49] Weinblum F. and St. Denis M., 1950. On the Motions of Ships at Sea, *Trans. SNAME*, **58**, 184-248.
- [50] St.Denis M. and Pierson W.J., 1953. On the Motions of Ships in Confused Seas, *Trans. SNAME*, **61**, 280-354.
- [51] Pierson W.J. and Moskowitz, L., 1963. A Proposed Spectral Form for Fully Developed Wind Seas Based on the Similarity Theory of S.A. Kitaigorodsku, *Technic Report*. No. 62306-1042.
- [52] Korvin-Kroukovsky, B.V., 1955. Investigation of Ship Motions in Regular Waves, *Trans. SNAME*, **63**, 386-435.
- [53] Korvin-Kroukovsky, B.V. and Jacobs, W.R., 1957. Pitching and Heaving Motions of a Ship in Regular Waves, *Trans. SNAME*, **65**, 590-632.
- [54] Jacobs, W.R., 1958. The Analytical Calculation of Ship Bending Moments in Regular Waves, *Journal of Ship Research*, **2/1**, 20-29.
- [55] Timman, R. and Newman, J.N., 1962. The Coupled Damping Coefficients of a Symmetric Ship, *Journal of Ship Research*, **5/4**, 1-7
- [56] Gerritsma, J. and Beukelman, W., 1967. Analysis of the Modified Strip Theory for the Calculation of Ship Motions and Wave Bending Moments, *Int. Shipbuilding Progress*, **14**, 319-337.
- [57] Tasai, F., 1960(a). On Damping Force and Added Mass of Ships Heaving and Pitching, *Eng. Publ.*, University of California, **82**.

- [58] Tasai, F., 1967. On the Swaying, Yawing and Rolling Motions of Ships in Oblique Waves, *International Shipbuilding Progress*, **14**, 216-228.
- [59] Tasai, F., 1971. On the Sway, Yaw and Roll Motions of a Ship in Short-Crested Waves, *Reports of Reseach Inst. For Applied Mechanics*, Kyushu University, **19**, No.62.
- [60] Vugts, J. H., 1971. The Hydrodynamic Forces and Ship Motions in Oblique Waves, *Neth. Ship Research Centre TNO*, Report No. 150S.
- [61] Tasai, F., 1972. The State of the Art of Calculations for Lateral Motions, *Proc. 13. Int. Towing Tank Conf.*, Berlin/Hamburg, 918-942.
- [62] Wahab, R., 1967. A Midships Forces and Moments on a $C_B = 0.80$ Series Sixty Model in Waves from Various Directions, *Neth. Ship Research Centre TNO*, Report No. 100S.
- [63] Newman, J.N., 1965. The Exciting Forces on a Moving Body in Waves, *Journal of Ship Research*, **9**, 190-199.
- [64] Kaplan, P., 1969. Development of Mathematical Models for Describing Ship Structural Response in Waves, *Ship Structures Committee*, Report No.193.
- [65] Kaplan, P., Sargent, T. P., and Raff, A.I., 1969. An Investigation of the Utility of Computer Simulation to Predict Ship Structural Response In Waves, *Ship Structures Committee*, Report No.197.
- [66] Grim, O., 1953. Berechnung Der Durch Schwingungen Eines Schiffskörpers Erzeugten Hydrodyna. Kräfte, *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*, pp. 277-299.
- [67] Grim, O., 1959. Oscillation of Buoyant Two Dimensional Bodies and the Calculation of the Hydrodynamic Forces, *Schiffbauversuchsanstalt*, Report No. 1171.
- [68] Tasai, F., 1961. Hydrodynamic Force and Moment Produced by Swaying and Rolling Oscillation of Cylinders on the Free Surface, *Reports of Reseach Inst. for Applied Mechanics*, Kyushu U., **9**, No.35, 91-119.
- [69] Mitchell, J.H., 1898. The Wave Resistance of a Ship, *Phill. Magazine*, London, **45**, 106-123.
- [70] Peters, A.S. and Stoker, J.J., 1957. The Motion of a Ship as a Floating Rigid Bodie in a Seaway, *Communications on Pure and Applied Mathematics*, **10**, 399-420.
- [71] Newman, J.N., 1961. A Linearised Theory for the Motion of Ship in Regular Waves, *Journal of Ship Research*, **5/1**, 34-55.

- [72] **MacCamy, R.C.**, 1961. On the Heaving Motion of Cylinders of Shallow Draft, *Journal of Ship Research*, 5/3, 34-43.
- [73] **Kim, W.D.**, 1963. On the Forced Oscillations of Shallow Draft Ships, *Journal of Ship Research*, 7/2, 7-18.
- [74] **Ursell, F.**, 1962. Slender Oscillating Ships at Zero Forward Speed, *Journal of Fluid Mechanics*, 14, 496-516.
- [75] **Newman, J.N.**, 1964. A Slender Body Theory for Ship Oscillations in Waves, *Journal of Fluid Mechanics*, 18, 602-618.
- [76] **Newman, J.N. and Tuck, E.O.**, 1964. Current Progress in the Slender Body Theory of Ship Motions, *Fifth Symp. on Naval Hydrodynamics*, Bergen, 129-166.
- [77] **Inglis, R.B. and Price, W.G.**, 1980(a). Motions of Ships in Shallow Water, *Trans. RINA*, 122, 269-284.
- [78] **Inglis, R.B. and Price, W.G.**, 1980(b). Comparison of Calculated Responses for Arbitrary Shaped Bodies Using Two and Three Dimensional Theories, *International Shipbuilding Progress*, 27, 86-95.
- [79] **Pawlowski, J.S. et al.**, 1988. A Time Domain Simulation of Ship Motions in Waves. *Proc. Naval Hydrodynamics*, Netherlands.
- [80] **Kat J.O. and Paulling J.R.**, 1989. The Simulation of Ship Motions and Capsizing in Severe Seas. *SNAME Transactions*, 97.
- [81] **Pawlowski, J.S. and Bass D.J.**, 1991. A Theoretical and Numerical Model of Ship Motions in Heavy Seas. *SNAME Transactions*, 99.
- [82] **Lin W.M. and Yue, D.K.**, 1991. Numerical Solutions for Large Amplitude Ship Motions in The Time Domain., *Proc. Naval Hydrodynamics*, MI.
- [83] **Lin W.M. and Yue, D.K.**, 1994. Large Amplitude Motions and Wave Loads for Ship Design, *Proc. Naval Hydrodynamics*, Santa Barbara.
- [84] **Grochowalski, S.Y. et al.**, 1998. Theoretical Modeling of Ship Motions and Capsizing in Large and Steep Waves. *SNAME Trans.*, 106, 241-267.
- [85] **Huang, Y., and Slavounos, P.**, 1998. Non-Linear Ship Motions. *Journal of Ship Research*, 2, 120-130.
- [86] **Chen, S., Shaw, S. and Troesch A.**, 1999. A Sistematical Approach to Modeling Non-Linear Multi-DOF Ship Motions in Regular Seas. *Journal of Ship Research*, 1, 25-37.

- [87] Ramos, J., Incecik, A. and Soares C.G., 2000. Experimental Study of Slam-Induced Stresses in a Container Ship. *Marine Structures*, **13/1**, 25-51.
- [88] Senjanovic, I., Parunov, J. and Tomasevic, S., 2000. Contribution to Ship Slamming and Whipping Analysis. *Brodogradnja*, **48/3**, 203-214.
- [89] Senjanovic, I., and Parunov, J., 2001. Slamming and Whipping Analysis of Large Container Ship. *Proc. International Offshore and Polar Engineering Conference, ISOPE*, **4**, 343-348.
- [90] Aryanpour, M., and Ghorasshi, M., 2001. Heave and Pitch Motions of a Ship Due to Moving Masses and Forces. *JSV*, **241/2**, 185-195.
- [91] Tao, Z., and Incecik, A., 2000. Non Linear Ship Motions and Global Bending Moment Predictions in Regular Head Seas. *International Shipbuilding Progress*, **47/452**, 353-378.
- [92] Odabası, A.Y. and Hearn, G.E. 1978. Sea Keeping Theories: What is the Choice?. *NECIES Trans.*, **94**, 53-84.
- [93] Hearn, G.E. 1991. Sea Keeping Theories: Spoilt for Choice?. *NECIES Trans.*, **107**, 45-66.
- [94] Senjanovic, I., Grubisic, R., Fan, Y and Smiljanic B., 1994. Vibration Analysis of Ship's with Modal Parametters, *Journal of Structural Engineering*, **21/1**, 25-36.
- [95] Ozsoysal, R., 2004. Hydrodynamics Characteristics of Special Type Ship. *Naval Engineers Journal*, **116/1**, 91-95.
- [96] Argyris, J.H., 1954. Aircraft Engineering **26**, 102-112.
- [97] Goodman, R.A., 1971. Wave-Excited Main Hull Vibration in Large Tankers and Bulk Carriers, *Transactions RINA.*, **113**, 167-184.
- [98] Van Gunsteren, F.F., 1970. Springing Wave-Induced Ship Vibrations, *Int. Shipbuilding Progress*, **17**, 333-347.
- [99] Van Gunsteren, F.F., 1974. Some Further Calculations of Wave-Induced Ship Hull Vibrations, *Int. Symp. on the Dynamics of Marine Vehicles and Structures in Waves*, Mech. Eng. Publ. pp.331-346.
- [100] Bishop, R.E.D., 1971. On the Strength of Large Ships in Heavy Seas, *South African Mechanical Engineer*, **21**, 338-353.
- [101] Bishop, R.E.D., Eatock Taylor, R. and Jackson, K.L., 1973. On the Structural Dynamics of Ship Hulls in Waves, *Transactions RINA*, **115**, 257-274

- [102] Bishop, R.E.D. and Eatock Taylor, R., 1973. On Wave-Induced Stress In A Ship Executing Symmetric Motions, *Trans. Royal Soc.*, London, 1-32
- [103] Bishop, R.E.D. and Price, W.G., 1974. On Modal Analysis of Ship Strength, *Proc. Royal Soc.*, London, 121-134.
- [104] Bishop, R.E.D. and Price, W.G., 1976 (a). On the Relationship Between "Dry Modes " and "Wet Modes" in the Theory of Ship Response, *Journal of Sound and Vibration*, 45/2, 157-164.
- [105] Bishop, R.E.D., and Price, W.G., 1976 (b). Allowance for Shear Distortion and Rotary Inertia of Ship Hulls, *Journal of Sound and Vibration*, 47/3, 303-311.
- [106] Bishop, R.E.D., Price, W.G. and Tam. P.K.Y., 1977 (a). The Dynamical Characteristics of Some Dry Hulls, *Journal of Sound and Vibration*, 54/1, 29-38.
- [107] Betts, C.V., Bishop, R.E.D. and Price, W.G., 1977(b). The Symmetric Generalised Fluid Forces Applied to a Ship in a Seaway, *Transaction RINA*, 119, 265-278.
- [108] Bishop, R.E.D., Price, W.G. and Tam. P.K.Y., 1977 (b). A Unified Dynamic Analysis of Ship Response to Waves, *Trans. RINA*, 119, 363-390.
- [109] Bishop, R.E.D. and Price, W.G., 1976(c). Antisimetrik Response of a Box-Like Ship *Proc. Royal Soc.*, London, pp. 157-167.
- [110] Bishop, R.E.D. and Price, W.G., 1977 (a). Coupled Bending and Twisting of a Timoshenko Beam, *Journal of Sound and Vibration*, 50/4, 469-477.
- [111] Bishop, R.E.D. and Price, W.G., 1976 (d). On the Transverse Strength of Ships with Large Deck Openings, *Proc. Royal Soc.*, London, pp.169-182.
- [112] Bishop, R.E.D. and Price, W.G., 1977 (b). The Generalised Antisymmetric Fluid Forces Applied to a Ship in Seaway, *Int. Shipbuilding Progress*, 24, 3-14.
- [113] Bishop, R.E.D., Price, W.G. and Temarel, P., 1979. Wave-Induced Antisymmetric Response of Flexible Ship. *Euromech*, 122, 129-143.
- [114] Bishop, R.E.D., Price, W.G. and Tam. P.K.Y., 1978 (a). On the Dynamics of Slamming, *Transactions RINA*, 120, 259-280.
- [115] Belik, Ö., Bishop, R.E.D. and Price, W.G., 1980. On the Slamming Response of Ships to Regular Head Waves, *Transactions RINA*, 122, 325-337.

- [116] Wereldsma, R., 1974. Normal Mode Approach for Ship Strength Experiments, a Proposal, *Int. Symp. on the Dynamics of Marine Vehicles and Structures in Waves*, Mech. Eng. Publ. pp.317-322.
- [117] Wereldsma, R. and Moeyes G., 1977. Wave and Structural Load Experiments for Elastic Ships, *Eleventh. Symp. on Naval Hydrodynamics*, London, 567-586.
- [118] Todd, F. H., 1961. Ship Hull Vibration, The Universities Pres, Belfast.
- [119] Kagawa, K. and Miyamoto, K., 1972. Hull Vibration of Container Ship. *MTB*, 81, 1-18.
- [120] Chan H.S.Y., 1979. Torsion of Ships with Large Deck Openings. *Computer Applications in the Automation of Shipyard Operation and Ship Design*, 3, 155-159.
- [121] Gallagher, R.H., Oden, J.T., Taylor, C. and Zienkiewicz, O.C., 1974 a-b. Finit Elements in Fluids, 1-2, Wiley-Interscience Publ.
- [122] Volcy, G.C., Morel, P., Bereau, M. and Tanida, K., 1979. Some Studies and Researches Related to the Hydro-elasticity of Steel Work, *Proc. Euromech Coll.*, Paris, pp. 403-436.
- [123] Mackerle, J., 2000. Finite Element Vibration and Dynamic Response Analysis of Engineering Structures, *Shock and Vibration*, 7, 39-56.
- [124] Friberg, P.O., 1985. Beam Element Matrices Derived from Vlasov's Theory of Open Thin-Walled Elastic Beams, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 21, 1205-1228.
- [125] Tralli, A., 1986. A Simple Hybrid Model for Torsion and Flexure of Thin-Walled Beams, *Computers & Structures*, 4, 649-658.
- [126] Mottershead, J.E., 1988. Warping Torsion in Thin-Walled Open Section Beams Using the Semiloof Beam Element, *International Journal for Numerical Methods in Eengineering*, 26, 231-243.
- [127] Dvorkin, E., Celentano, E., Cuitino, A. and Giota, G., 1989. A Vlasov Beam Element, *Computers & Structures*, 33/1, 187-196.
- [128] Bishop, R.E.D., Price W. and Cheng, Z., 1983. On the Structural of a Vlasov Beam, *Proc. R. Lond. A* 388, 49-73.
- [129] Chen, H. and Blandford, G., 1989. A C^0 Finite Element Formulation for Thin Walled Beams. *Int. J. for Numerical Methods in Eng.*, 28, 2239-2255.
- [130] Gunnlaugsson, G. and Pedersen, T., 1982. A Finite Element Formulation for Beams with Thin Walled Cross-Sections, *Comp. & Struc.*, 15, 691-699.

- [131] Pedersen, T., 1982, A Beam Model for the Torsional-Bending Response of Ship Hulls. *RINA*, 171-182.
- [132] Östergaard C., Dogliani, M., Soares, C., Parmentier G. and Pedersen P., 1996. Measures of Model Uncertainty in the Assessment of Primary Stresses in Ship Structure, *Marine Structures*, 9, 427-447.
- [133] Paik, K.J., Thayamballi A.K.I., Pedersen P. T. and Park, Y., 2001. Ultimate Strength of Ship Hulls Under Torsion, *Ocean Engineering*, 28, 1097-1133
- [134] Gruttmann F., Sauer R. and Wagner W., 1999. Shear Stresses in Prismatic Beams with Arbitrary Cross - Section, *Int. Journal for Numerical Methods in Engineering*, 45, 865-889.
- [135] Cowper, G. R., 1966. The Shear Coefficient in Timoshenko's Beam Theory, *Journal of Applied Mechanics, ASME Transactions*, 335-340.
- [136] Ebner, M. and Billington, D., 1968. Steady State Vibration of Damped Timoshenko Beam, *Journal of the Structural Div.*, 30, 737-760.
- [137] Bhat, U. and Oliveira, J., 1985. A Formulation for the Shear Coefficient of Thin Walled Prismatic Beam, *Journal of Ship Research*, 29, 51-58.
- [138] Senjanović, I. and Fan, Y., 1991. On Torsional and Warping Stiffness of Thin-Walled Girders, *Thin-Walled Structures*, 11, 233-276.
- [139] Senjanović, I. and Fan, Y., 1992. Higher-Order Theory of Thin-Walled Girders with Application to Ship Structures, *Computers & Structures*, 43, 31-52.
- [140] Jönsson, J., 1998. Determination of Shear Stresses, Warping Functions and Section Properties of Thin-Walled Beams Using Finite Elements, *Computers & Structures*, 68, 393-410.
- [141] Prokic, A., 2000, Computer Program for Determination of Geometrical Properties of Thin-Walled Beams with Open-Closed Section. *Computers & Structures*, 74, 705-715.
- [142] Lyubenucello, D. I., 2001. Probabilistic Presentation of the Geometric Properties of Shipbuilding Structural Profiles when Assessing Elastic Bending Strength. *Ameracan Bureau Of Shipping Technical Report*, RD-2001-19, Vol.1
- [143] Dokumaci, E., 1987. An Exact Solution For Coupled Bending and Torsional Vibrations of Uniform Beams Having Single Cross-Sectional Symmetry, *Journal of Sound and Vibration*. 119/3, 443-449.

- [144] Bishop, R.E.D, Cannon, S.M. and Miao, S., 1989. On Coupled Bending and Torsional Vibration of Uniform Beams, *JSV*, **131/3**, 457-464.
- [145] Banerjee, J.R., 1989. Coupled Bending-Torsional Dynamic Stiffness Matrix For Beam Elements, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. **28**, 1283-1298
- [146] Dökmeci, M.C., 1979, A Theory of Vibrations of Ship Beams. Proc. EUROMECH. Collog. Paris, 523-538.
- [147] Friberg, P.O., 1983. Coupled Vibrations of Beams – An Exact Dynamic Elements Stiffness Matrix, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. **19**, 479-493.
- [148] Pedersen, T., 1991. Beam Theories For Torsional - Bending Response of Ship Hulls, *Journal of Ship Research*, **35**,
- [149] Senjanović, I. and Grubisic, R., 1991. Coupled Horizontal and Torsional Vibration of a Ship Hull with Large Hatch Opening, *Computers and Structures*, **41**, 213-226.
- [150] Gendy, A.S. and Saleeb, A.F., 1992., Generalized Thin-Walled Beam Models for Flexural - Torsional Analysis, *Computers and Structures*, **42/4**, 531-550.
- [151] Yaman, Y., 1997. Vibrations of Open-Section Channels: A Coupled Flexural and Torsional Wave Analysis. *Journal of Sound And Vibration*. **204/1**, 131-158.
- [152] Tanaka, M. and Bercin A.N., 1997. Finite Element Modelling of the Bending and Torsional Free Vibration of Uniform Beams with an Arbitrary Cross-Section, *Appl. Math. Modelling*, **21**, 339-344.
- [153] Tanaka, M. and Bercin A.N., 1999. Free Vibrations for Uniform Beams of Nonsymmetrical Cross Section Using Mathematica, *Computer and Structures*, **71**, 1-8.
- [154] Arpacı, A. and Bozdağ, E., 2002. On Free Analysis of Thin-Walled Beams with Nonsymmetrical Open Cross-Section, *Computers and Structures*, **80**, 681-695.
- [155] Arpacı, A., Bozdağ, S.E. and Sunbuloglu, E., 2003. Triply Coupled of Thin-Walled Open Cross-Section Beams Including Rotary Inertia Effects, *Journal of Sound And Vibration*. **260**, 889-900.
- [156] Prokić, A., 2004. On Triply Coupled Vibrations of Thin-Walled Beams with Arbitrary Cross-Section. *Journal of Sound and Vibration*, **In Press**.

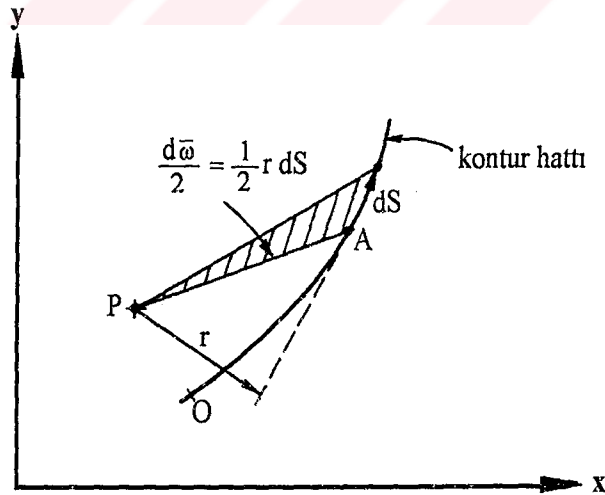
- [157] Rehfield W. and Murthy P., 1982. Toward a New Engineering Theory of Bending: Fundamental, *AIAA Journal*, **20**, 693-699.
- [158] Wang., C. M., 1995. Timoshenko Beam-Bending Solutions in Terms of Euler-Bernoulli Solutions. *Journal of Engineering Mechanics*, 763-765
- [159] Fu, C.C. and Hsu, Y.T., 1995. The Development of an Improved Curvilinear Thin-Walled Vlasov Beam, *Computers and Structures*, **54** /1, 147-159
- [160] Bhaskar, K. and Librescu, L., 1995. A Geometrically Non-Linear Theory for Laminated Anisotropic Thin-Walled Beams. *Int. Journal Engineering Sciens*, **33**/9, 1331-1344.
- [161] Mentrasti, L., 1995. Curved Thin-Walled Open-Closed Cross Section Beams with Finite Width, *International J. Engineering Sciens*, **33**/4, 497-524.
- [162] Mentrasti, L., 1996. Shear-Torsion of Large Curvature Beams Part 1. General Theory, *International Journal Mechanical Sciens*, **38**/ 237, 1-14.
- [163] Mentrasti, L., 1996. Shear-Torsion of Large Curvature Beams Part2. Applications to Thin Bodies, *Int. J. Mechanical Sciens*, **38**/238, 1-11.
- [164] Vlasov L., 1996. Shear-Torsion Of Large Curvature Beams Part 1. General Theory, *International Journal Mechanical Sciens*, **38**/ 237, 1-14.
- [165] Kim, Y. and Kim H., 1999. Thin-Walled Closed Box Beam Element for Static and Dynamic Analysis. *Int. Journal Num. Meth. Engng.*, **45**, 473-490.
- [166] Ambrosini, R., Riera, J. and Danesi R., 1999. A Modifield Vlasov Theory for Dynamic Analysis of Thin-Walled and Variable Open Section Beams, *Engineering Structures*, **22**, 890-900.
- [167] Esmailzadeh, E. and Ohadi, A.R., 2000. Vibration and Stability Analysis of Non-Uniform Timoshenko Beams Under Axial and Distributed Tangential Loads, *Journal of Sound and Vibration*, **236**, 443-456.
- [168] Zhou, D. and Cheung, Y. K., 2000. The Free Vibration of a Type of Tapered Beams, *Computers Methods Appl. Mech. Engng.*, **188**, 203-216.
- [169] Liang, J. and Petersson, A.T., 2000. Estimation of Vibration Distribution for Finite Structures, *Journal of Sound and Vibration*, **238**, 271-293.
- [170] Li, W.L., 2000. Free Vibrations of Beams with General Boundary Conditions, *Journal of Sound and Vibration*, **237**, 709-725.

- [171] Auciello, N. M., 2000. Free Vibration of a Restrained Shear- Deformable Tapered Beam with a Tip Mass at its Free End, *Journal of Sound and Vibration*, **237**, 542-549.
- [172] Chen, C., 2000. The Nonprismatic Thin-Walled Beam Model of the Differential Quadrature Element Method, *Journal of Ship Research*, **44**, 231-246.
- [173] Katori, H., 2001. Consideration of the Problem of Shearing and Torsion of Thin Walled Beams with Arbitrary Cross-Section, *Thin-Walled Structures*, **39**, 671-684.
- [174] Ozsoysal, R., 2004. A Review of Recent Ship Vibration Papers. *Shock and Vibration Digest*, **36/3**, 207-214.
- [175] Timoshenko, S. P., 1953. History of Strength of Materials, McGraw-Hill, NY.
- [176] Gjelsvik, A., 1981. The Theory Of Thin Walled Beam, New York.
- [177] İnan, M., 1980. Cisimlerin Mukavemeti, İ.T.Ü, İstanbul.
- [178] Sabuncu, T., 1983. Gemi Hareketleri, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İst.
- [179] Ozsoysal, R., 2004. A Mathematical Note: The Dipol Potential for the Swaying and Rolling Cylinder. *Meccanica*, **In Press**.

EK A. İNCE CİDARLI KİRİŞ TEORİSİ

Çubuğun ortalama aksenal yerdeğiştirmesini gösteren integral fonksiyonu w ile, kontur üzerindeki orijin noktası ile kontur üzerindeki herhangi bir nokta arasında kalan eğrisel uzaklıklık $C(s)$ fonksiyonu ile hesaplamalara dahil edilmektedir. İntegral almada kontur üzerindeki orijin noktasından başlayarak kontur ilerleme yönünü izlemek esas alınmaktadır. Kavşak noktasına gelindiğinde, kavşaktaki kolların veya elemanların birleşen noktalarında fonksiyon değerlerinin birbirine eşit olduğu düşünölmektedir. Bölüm 3.1.1.'de verilen (3.1.1.12) numaralı denklemde $\bar{w}$ fonksiyonunun bu özelliğe sahip olabilmesi için, konturu oluşturan kollardan orijin noktasının bulunduğu kol hariç diğör tüm noktalarda $\bar{w}$ değeri tek tek hesaplanır. Orijin noktasında $\bar{w}(0) = 0$ olacaktır. Eğrisel yüzeylerde $\bar{w}(s)$ değeri değışken, diğör kollarda $\bar{w}$ değeri sabit olacaktır. Orijin noktasında $\bar{w}(0) = 0$ değerinden başlamak üzere eğer orijin eğrisel yüzeyde ise, $\bar{w}$ 'nın değeri orijin noktasından itibaren giderek artan bir değere sahip olacak kavşak noktalarına gelindiğinde ise yeni kol başlangıcı olan bu noktalarda $\bar{w}$ değeri tüm birleşen kollar için aynı ve sabit olacak eğer eğrisel bir yüzeye sahip kol ise $\bar{w}$ değeri bu kolda yine artan değerler almaya devam edecek, eğer düzgün bir hatta veya doğrusal bir hatta sahip kol ise kol boyunca sabit kalacaktır.

Şekil A.1.'den de göröldüğü gibi $d\bar{w}$ ifadesi, yarıçap vektörü PA 'nın kontur üzerindeki herhangi bir A noktasından başlayarak kontur üzerinde ds mesafesi uzaklığındaki ikinci bir noktaya kadar taradığı alanını iki katına eşittir.



Şekil A.1. Kontur hattında çarpılma fonksiyonunun etkisi

Vlasov [127] çalışmasında O noktasını daire dilimine eşit orijin noktası, P noktasını daire diliminin kutup noktası olarak tanımladıktan sonra $\bar{w}$ fonksiyonunu dilim alanı olarak tarif etmiştir. Eğer A noktası pozitif s yönünde hareket ederken, PA eğrilik

yarıçap vektörü de z eksenini etrafında pozitif yönde dönerse, $d\bar{\omega}$ ifadesi pozitif değerliklidir. $\bar{\omega}(s)$ fonksiyonu P kutup noktası ile O orijin noktasının konumunu ve s kontur hattını ifade eden eksen takımına bağlı olup, kontur üzerindeki herhangi bir fiziksel noktadaki noktasal değeri ise sadece P ve O noktalarının konumuna bağlıdır.

Kirchhoff kabulü gereği, çubuk en kesitinde orta yüzeyi üzerinde veya dışındaki herhangi bir noktada eksenel yerdeğiştirme w ,

$$w = \bar{w} - n \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \quad (A.1)$$

olup, Bölüm 3.1.1'de verilen (3.1.1.10a) ve (3.1.1.12) numaralı denklemlerde, $\bar{u}$ ve $\bar{w}$ değerleri yerlerine yazılacak olursa,

$$w(x, y, z) = W(z) - U'(z)x - V'(z)y - \phi'(z)\omega(x, y) \quad (A.2)$$

bağıntısı elde edilir. Burada x , y ve ω değerleri,

$$x = \bar{x} + n \sin \theta \quad (A.3a)$$

$$y = \bar{y} - n \cos \theta \quad (A.3b)$$

$$\omega = \bar{\omega} - nq \quad (A.3c)$$

bağıntılarından hesaplanacak olup, x ve y değerleri aynı zamanda en kesit üzerindeki herhangi bir noktanın koordinatları olarak nitelendirilebilir. (A.2) numaralı denklemdeki son terim en kesitin çarpılmasından kaynaklanan şekil bozukluğunu göstermektedir. Bu nedenle de ω çarpılma fonksiyonu olarak isimlendirilir. Çarpılmadan kaynaklanan şekil bozukluğu ile ifade edilmek istenen husus, kontur hatlarındaki herhangi bir çarpılma ve kontura göre cidarlarda çarpılma meydana gelmiş olmasıdır. Dolayısıyla,

$$\omega = \bar{\omega} + \tilde{\omega} \quad (A.4)$$

yazılarak, burada,

$$\tilde{\omega}(n, s) = -nq(s) \quad (A.5)$$

olmakta, yani kontur çarpılma fonksiyonu $\bar{\omega}(s)$ ve cidar kalınlığındaki çarpılma fonksiyonu $\tilde{\omega}(s)$ birlikte çarpılmadan kaynaklanan şekil bozukluğunu göstermektedir. Timoshenko [175] gibi çoğu yazarlar çarpılma fonksiyonu olarak sadece $\bar{\omega}(s)$ fonksiyonunu kullanmışlardır. Kontur çarpılma fonksiyonunun ($\bar{\omega}(s)$) cidar kalınlığındaki çarpılmaya ($\tilde{\omega}(s)$) göre çok büyük olduğu bazı kesitlerde bu yaklaşım uygundur. Bununla birlikte, $\tilde{\omega}(s)$ değerinin diğerine göre genellikle daha baskın ve etkili olduğu düşünülürse, bu isimlendirme yanlış anlaşılmalara yol açmaktadır. Bölüm 3.1.1'de verilen (3.1.1.12) numaralı denklemdeki $\bar{\omega}(s)$ birim ϕ' başına kontur dışındaki kesitte herhangi bir noktanın eksenel yer değiştirmesini göstermekte olup, onların pozitif değerleri negatif z eksenini yönündeki yer değiştirmelerini ifade etmektedir. (A.2) ve (A.5) numaralı denklemlerdeki q fonksiyonu birim ϕ' başına orta yüzey normalinin kontur etrafındaki dönmesini göstermekte olup, onun pozitif değerleri pozitif s yönündeki dönmeyi ifade etmektedir.

Mevcut teoride kavşak noktalarında kalınlık çarpımlarının sürekliliğini sağlamak mümkün olmamaktadır. Kavşak noktalarında gerilme dağılımı gözönüne alındığında kavşak noktalarındaki gerilme değerlerinde artışı kalınlık çarpımlarındaki çok hızlı değişiklikler neden olmaktadır. Kalınlık çarpımlarının etkileri yereldir. Bölüm 3.1.1'de verilen (3.1.1.12) numaralı denklemin son terimi ile (3.1.1.3) numaralı denklemin son terimi birbirinin aynısı olup, Vlasov ve Wagner'in kabulleri bu nedenle birbirine eş değerdir. Vlasov ve Kirchhoff kabullerinin birlikte ele alınması ω çarpılma fonksiyonunu ortaya koymuştur. Vlasov ve Kirchhoff kabullerinin birlikte ele alan Goodier çarpılma fonksiyonunu (A.4) numaralı denklem halinde elde etmiştir. Aynı denklem Wagner'in birim çarpılma kabulü kontur yerine tüm en kesite uygulandığında da elde edilebilmektedir.

Teorinin pratikteki uygulaması sırasında yukarıda açıklanmaya çalışılan s kontur koordinatı hesaplamalar için uygun bir tercih olmamakta, birden fazla kola sahip konturlarda işlemleri azaltacak biçimde her bir kontur için kol koordinatı tanımlamak gerekmektedir.

Bir çubuktaki iç kuvvetlerin hesabı ve etkilerin incelenmesi üç aşamalı bir çalışmayı gerektirir. Öncelikle 6 gerilme bileşeni tayin edilir, sonra cidarlarda oluşan gerilme hesaplanır, son olarak da çubuğun tüm en kesitine etkiyen gerilme değerleri saptanmaya çalışılır. Bu işlem sırasında bağımsız değişken sayısının birer birer azaltılması öngörülür. Sonuçta gerilmeler n, s ve z'ye bağlı birer fonksiyon olarak, cidarlarda meydana gelen gerilmeler s ve z'ye bağlı olarak, ve çubuk en kesitinde oluşan gerilmeler ise sadece z'ye bağlı olarak elde edilir. Bağımsız değişken sayısının üçten bire indirgenmesi ilkesi basit kiriş teorilerinde olduğu kadar, kabuk kuvvetlerinin hesabı ile ilgili teorilerde de temel yaklaşım noktasıdır.

Çubuk cidarına etkiyen gerilmeler, kabuk teorisinde uygun bir şekilde hesaplanır. Notasyon ve tanımlarda genel bir bütünlük sağlamak amacı ile cidarda oluşan gerilmeler kabuk kuvvetleri olarakta isimlendirilir. Kabuk kuvvetleri ya da çubuk cidar kuvvetleri Şekil 3.6'de gösterilmiş olup, bunlar arasında zar kuvvetleri;

$$N_z(s,z), N_s(s,z), N_{sz}(s,z), N_{zs}(s,z) \quad (A.6)$$

enine kesme kuvvetleri,

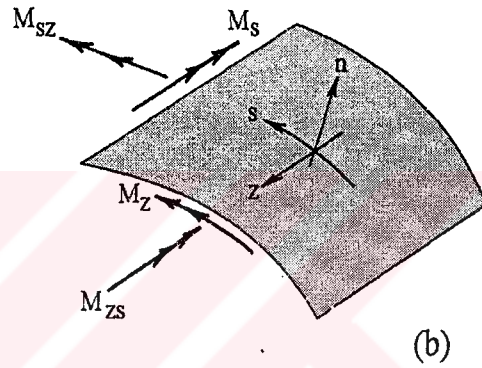
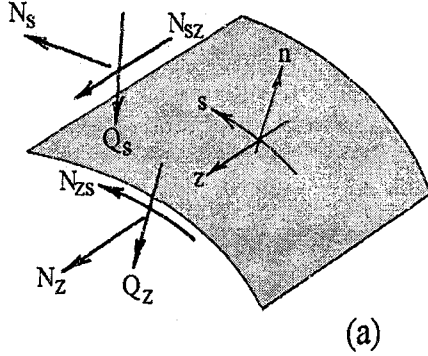
$$Q_z(s,z), Q_s(s,z) \quad (A.7)$$

eğilme ve burulma momentleri ise,

$$M_z(s,z), M_s(s,z), M_{sz}(s,z), M_{zs}(s,z) \quad (A.8)$$

fonksiyonları ile temsil edilmektedir.

Çubuk uç noktalarında ve kavşak noktalarında kabuk kuvvetlerinin tanımlanmasına özel bir dikkat göstermek gereklidir. Levha ve kabuk teorisinden bilindiği gibi, hem burulma momenti M_{sz} ve hem de enine kesme kuvveti Q_s yüzeye s yönünde etkimekte olup, statik kuvvetlerin denge denkleminde göre,



Şekil A.2 Kabuk kuvvetlerinin tanımlanmasına bağlı toplu gösterimi

$$V_s = Q_s + \frac{\partial M_{sz}}{\partial z} \quad (A.9)$$

yazılabilir. Köşelerde (kavşaklarda) etkiyen enine kuvvet ise

$$P = M_{sz} \quad (A.10)$$

olacaktır. Şekil A.3'ün de yardımı ile kavşak noktasındaki enine kuvvet z'ye bağlı fonksiyon olup,

$$P(z) = M_{sz}(z) \quad (A.11)$$

en kesite etkiyen kuvveti oluşturacaktır.

Çubuğun yan yüzeylerine etki eden kuvvetler Şekil A.4'de gösterilmektedir. Her bir elemana etkiyen yükler,

$$p_n(s,z), p_s(s,z), p_z(s,z) \quad (A.12)$$

fonksiyonları ile belirlenmiş olup, orta yüzeyde n, s ve z yönlerinde etkimektedir. Uç noktalarındaki yükler ise kabuk kuvvetleri olup,

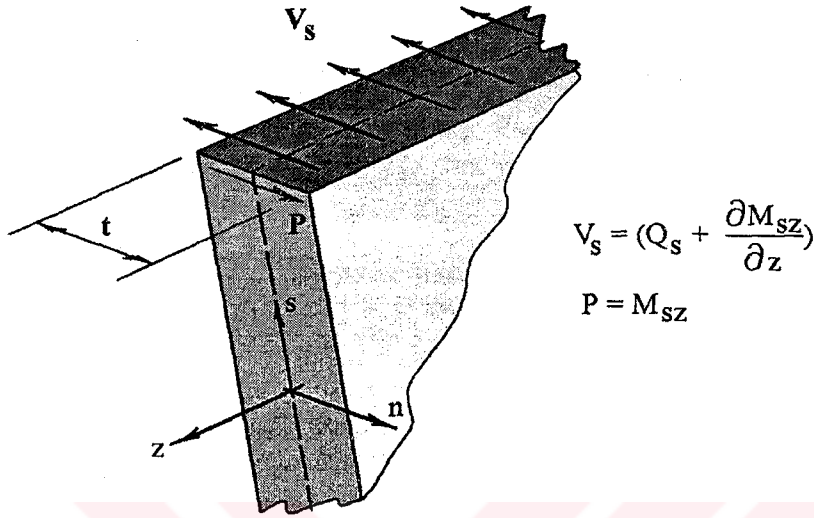
$$M_s(z), N_s(z), N_{sz}(z), V_s(z) \quad (A.13)$$

fonksiyonlarıyla ve kavşaktaki tekil yükler ise,

$$T_x(z), T_y(z), T_z(z)$$

(A.14)

fonksiyonlarıyla gösterilmekte olup, x, y, z yönlerinde etkimektedir,



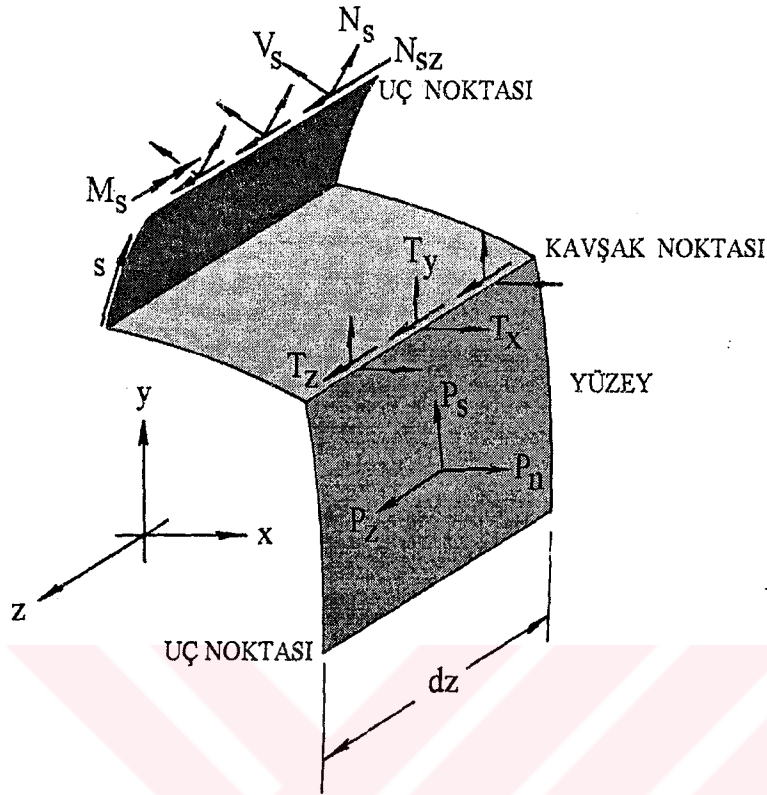
Şekil A.3 Uç noktasında tepki kuvvetlerinin gösterimi

Kavşak noktasında statik kuvvetlerin denge denklemi yazılırsa, N_{sz} kesme kuvvetlerinin T_z 'ye eşit olduğu, N_s eksenel kuvvetlerinin T_x ve T_y ile dengelendiği, M_s eğilme momentinin ise dış kuvvetler olmaksızın dengede olduğu görülür. Kavşağa etkiyen dış tekil kuvvetler ise her birisi sanki birer ayrı kavşakmış gibi düşünülerek ayrı kuvvetler olarak teoriye katılır.

Kabuk kuvvetleri ile yerdeğiştirmelerin hesaplanması sırasında statik kabullenme yapılır. Yapılan bu statik kabule göre; kontur hattı yönündeki σ_{ss} gerilmesi σ_{zz} eksenel gerilmesine göre oldukça küçüktür ve bu nedenle Hook yasasının uygulanması sırasında ihmal edilebilir. Bu yaklaşım çubuklar ile ilgili daha önce verilen başlıca üç kabulden sonuncusunada uygundur. İnce cidarlı çubuklarda Kirchhoff kabullenmesi gereği şekil bozuklukları sırasında düz doğrusal hatların orta yüzeye dik olduğu varsayıldığından σ_{nn} gerilmesinin ihmal edilmesi sonucuna varılmaktaydı. Dolayısıyla Hooke yasasının uygulanması sırasında enine gerilmelerin tamamen göz ardı edilmesi bu nedenle ön görülmüştür. Bu kabullenme basit kiriş teorilerinde de yapılmaktadır. Bu yorumlar ve kabullenmeler ışığı altında kabuk teorisinden,

$$N_z = Et \bar{\epsilon}_z = Et \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \quad (A.15a)$$

$$M_z = \frac{Et^3}{12} \bar{k}_z = \frac{Et^3}{12} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z^2} \quad (A.15b)$$



Şekil A.4 Kabuk kuvvetlerinin toplu gösterimi

bağıntıları yazılabilir. Burada $\bar{\epsilon}_z$ aksenal zar gerilmesi, $\bar{k}_z$ ise orta yüzeyin aksenal eğriligi, E elastisite modülünü göstermektedir. σ_{ss} gerilmesi küçük olduğu için N_s ve M_s değerleride küçüktür. Bununla birlikte N_s ve M_s değerleri ne kadar küçük olursa olsun denge denklemlerinde ihmal edilemezler. Hooke yasasının uygulanması sırasında kontur hattı yönündeki σ_{ss} gerilmesinin σ_{zz} aksenal gerilmesine göre küçük olup, ihmal edilebilirliği, ya da diğer bir değişle kontur hattı yönündeki ϵ_{ss} gerilmesinin ϵ_{zz} aksenal gerilmesine göre küçük olması ince cidarlı çubuk teorisinde geçerli başlıca üç kabulden ilki olan ve kontur hattının kendi düzleminde bozulmayacağı teorisine tezat oluşturmaktadır. Bu nedenle özellikle birbirine yakın ve sık aralıklarla yerleştirilmiş zar benzeri levhalarla desteklenmiş en kesitlerde kontur hattının kendi düzleminde şekil bozukluğuna uğramıyacağı kabullenmesi göz önüne alınarak gerçeğe yakın modellemeye yaklaşılır. Eğer zar benzeri destek elemanları az sayıda ve birbirlerinden uzak aralıklarda yerleştirilmiş ise yukarıda verilen statik kabullenmeye ilişkin dördüncü yeni alternatif kabullenme yapılarak gerçeğe yaklaşılmaya çalışılır. Bu yaklaşım tarzları arasındaki farklılık majör değil minör düzeyde olup, elastisite veya Young modülünde kendisini göstermektedir. Dolayısıyla yeni bir elastisite modülü tanımlamasıyla v Poisson oranı hesaplamalara dahil edilir.

$$E^* = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad (A.16)$$

Kabuk teorisine göre burulma momentleri

$$M_{sz} = \frac{Gt^3}{6} \bar{k}_{sz} \quad (A.17a)$$

$$M_{zs} = \frac{Gt^3}{6} \bar{k}_{zs} \quad (A.17b)$$

olarak tarif edilmektedir. Burada G kayma (kesme) modülü, $\bar{k}_{sz}$ ve $\bar{k}_{zs}$ ise orta yüzeyin burulma katsayıları olup,

$$\bar{k}_{sz} = \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z \partial s} + \frac{1}{2a} \left[\frac{\partial \bar{w}}{\partial s} - \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right] \quad (A.18a)$$

$$\bar{k}_{zs} = \bar{k}_{sz} + \frac{\bar{\gamma}_{sz}}{2a} \quad (A.18b)$$

bağıntıları hesaplanmaktadır. İnce cidarlı çubuk teorisinde başlıca üç kabulden ikincisi olan her bir elemanda orta yüzey kesme gerilmesi $\bar{\gamma}_{sz}$ 'in sıfır değerinde olduğu düşünüldüğünde yukarıda (A.17a-b) formülleri ile verilen burulma momentleri de birbirine eşit olacaktır.

Bölüm 3.1.1'de verilen (3.1.1.10) ve (3.1.1.12) nolu denklemler ile verilen kabuk yerdeğiştirmeleri (A.15), (A.17) ve (A.19) nolu denklemlerde yerine konursa; ve ayrıca (3.1.1.5) ve (3.1.1.6) nolu denklemler ile verilen geometrik ilişki bağıntıları kullanılacak olursa; o zaman kabuk kuvvetleri ile çubuk yer değiştirmeleri arasındaki ilişkiyi içeren

$$N_z = Et[W' - U''\bar{x} - V''\bar{y} - \phi''\bar{w}(s)] \quad (A.19a)$$

$$M_z = \frac{Et^3}{12} [U'' \sin \theta - V'' \cos \theta - \phi'' q] \quad (A.19b)$$

$$M_{zs} = M_{sz} = -\frac{Gt^3}{6} \phi' \quad (A.19c)$$

bağıntılar elde edilir. Bu aşamada kabuk kuvvetlerini aktif ve reaktif kuvvetler ya da etki ve tepki kuvvetleri olarak ikiye ayırmak yararlı olacaktır. Etki kuvvetleri şekil bozukluğu ile doğrudan ilgili olan N_z , M_z , M_{sz} ve M_{zs} gibi büyüklüklerdir. Daha yalın bir anlatımla, kabuk etki kuvvetleri yapısal iç enerji ile ilişkili olup, çubuktaki gerilme enerjisini belirler. Çubuğun birim boyu başına gerilme enerjisi U_s ile gösterilirse,

$$2U_s = \int_c (N_z \bar{\epsilon}_z + M_z \bar{k}_z + M_{sz} \bar{k}_{sz} + M_{zs} \bar{k}_{zs}) ds \quad (A.20)$$

integrali ile hesaplanabilecektir.

Tepki kuvvetleri ise şekil bozukluklarına yol açmayıp, sadece denge denklemlerinin kurulması sırasında gözönüne alınırlar. Kabuk teorisinde Kirchhoff kabullenmesi ile Q_s ve Q_z değerleri hesaplarda gözönüne alınmaz. Çubuk teorisinde kullanılan başlıca üç kabulden birincisine göre N_s ve M_s değerleri, ikinci kabule göre de N_{sz} ve N_{zs} değerleri düşer. Bu nedenle ince cidarlı çubuk teorisinde bu kabuk kuvvetleri tepki kuvvetleri

olarak isimlendirilir. Kavşak noktalarında oluşan P kuvveti de tepki kuvvetidir. Etki ve tepki kuvvetleri ağız açık çubuklar için Tablo A.1'de topluca verilmiştir. Tepki denklemlerinin elde edilebilmesi için aşağıda verilen denge denklemleri kullanılır.

$$\frac{\partial Q_s}{\partial s} + \frac{\partial Q_z}{\partial z} + \frac{N_s}{a} - p_n = 0 \quad (A.21a)$$

$$\frac{\partial N_s}{\partial s} + \frac{\partial N_{sz}}{\partial z} - \frac{Q_s}{a} + p_s = 0 \quad (A.21b)$$

$$\frac{\partial N_z}{\partial z} + \frac{N_{sz}}{\partial s} + p_z = 0 \quad (A.21c)$$

$$N_{zs} - N_{sz} + \frac{M_{sz}}{a} = 0 \quad (A.21d)$$

$$\frac{\partial M_z}{\partial z} + \frac{M_{sz}}{\partial s} - Q_z = 0 \quad (A.21e)$$

$$\frac{\partial M_s}{\partial s} + \frac{M_{zs}}{\partial z} - Q_s = 0 \quad (A.21f)$$

Yukarıdaki denge denklemlerinden ilk üçü sırasıyla n, s ve z doğrultularındaki kuvvetlerin dengesine göre, son üç denge denklemi ise sırasıyla n, s ve z doğrultularındaki momentlerin dengesine göre yazılmıştır.

Tablo A.1. Açık kesitli çubuklarda kabuk etki ve tepki kuvvetleri

Etki kuvvetleri	Tepki kuvvetleri
N_s	N_s
M_z	N_{sz}, N_{zs}
M_{sz}, M_{zs}	Q_s, Q_z
	M_s
	P

Kontur hattını belirleyen s fonksiyonu süreksizlik gösterdiği için, gözönüne alınan çubuğun herhangi bir sonlu parçasında denge denklemlerinin kurulması daha kolaydır. İncelenmek üzere seçilen rasgele bir çubuk eğer boyuna doğrultuda dilimlenerek dz uzunluktaki bir parçası gözönüne alınırsa, eksenel denge denklemleride kullanılarak N_{sz} tepki kuvveti

$$N_{sz}(s, z) = \int_{s^*(s)} \frac{\partial N_z(s, z)}{\partial z} ds + \int_{s^*(s)} p_z(s, z) ds + \sum_{\text{sını}} N_{sz}(z) + \sum_{\text{Birleşir noktası}} T_z(z) \quad (A.22)$$

bağıntısıyla hesaplanacaktır. Formülde geçen $C^*(s)$ fonksiyonu çubuk eksenel doğrultuda kesildiği zaman kesilme noktasının üzerinde kalan kontur hattının uzunluğu

olup, Şekil A.5’de koyu taralı bölgeler olarak gösterilmiştir. Çubuk etki kuvvetlerinden (A.19) nolu denklem ile verilen N_z ifadesi (A.22) nolu denklemde yerine konulursa, çubuk yerdeğiştirme büyüklükleri cinsinden N_{sz} için

$$N_{sz}(s, z) = EA^*(s)W''(z) - ES_y^*(s)U'''(z) - ES_x^*(s)V'''(z) - ES_\omega^*(s)\phi'''(z) + \mathbf{N}^*(s, z) \quad (\text{A.23})$$

bağıntısı elde edilir. Burada;

$$A^*(s) = \int_{C^*(s)} t(s) ds \quad (\text{A.24a})$$

$$S_y^*(s) = \int_{C^*(s)} \bar{x}(s)t(s) ds \quad (\text{A.24b})$$

$$S_x^*(s) = \int_{C^*(s)} \bar{y}(s)t(s) ds \quad (\text{A.24c})$$

$$S_\omega^*(s) = \int_{C^*(s)} \bar{\omega}(s)t(s) ds \quad (\text{A.24d})$$

$$\mathbf{N}^*(s, z) = \int_{C^*(s)} p_z(s, z) ds + \sum_{\text{sını}} N_{sz}(z) + \sum_{\text{Birleşir noktası}} T_z(z) \quad (\text{A.24e})$$

integralleriyle hesaplanan ve kontur hattı yönünde N_{sz} dağılımını veren fonksiyonlar literatürde dağılım fonksiyonları olarak da isimlendirilmektedir. İntegral alınırken başlangıç noktası kesme noktasından ileri uç noktasına doğru bölgenin seçilmesi gereklidir. Dağılım fonksiyonlarının değeri hesaplanırken, kesme noktasından ileri uca doğru gidildiğinde tam uç noktasında sıfır değerde olduğu öngörülmektedir.

Kabuk tepki kuvvetlerinden N_{sz} hesaplandıktan sonra N_{zs} ve Q_z değerleri

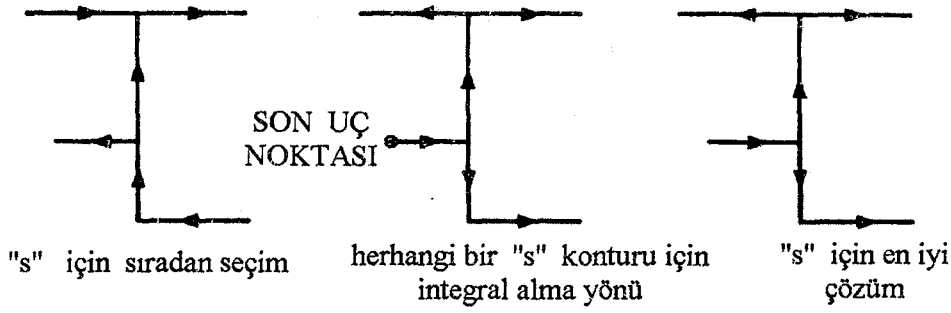
$$N_{sz} = N_{zs} + \frac{Gt^3}{6a} \phi' \quad (\text{A.25a})$$

$$Q_z = \frac{Et^3}{12} [U''' \sin \theta - V''' \cos \theta - \phi''' q] - \frac{Gt^2 t}{2} \phi' \quad (\text{A.25b})$$

bağıntıları yardımıyla kolaylıkla hesaplanır. Burada üstel nokta işareti ile gösterilen (t) terimi s 'ye göre türevi göstermektedir.

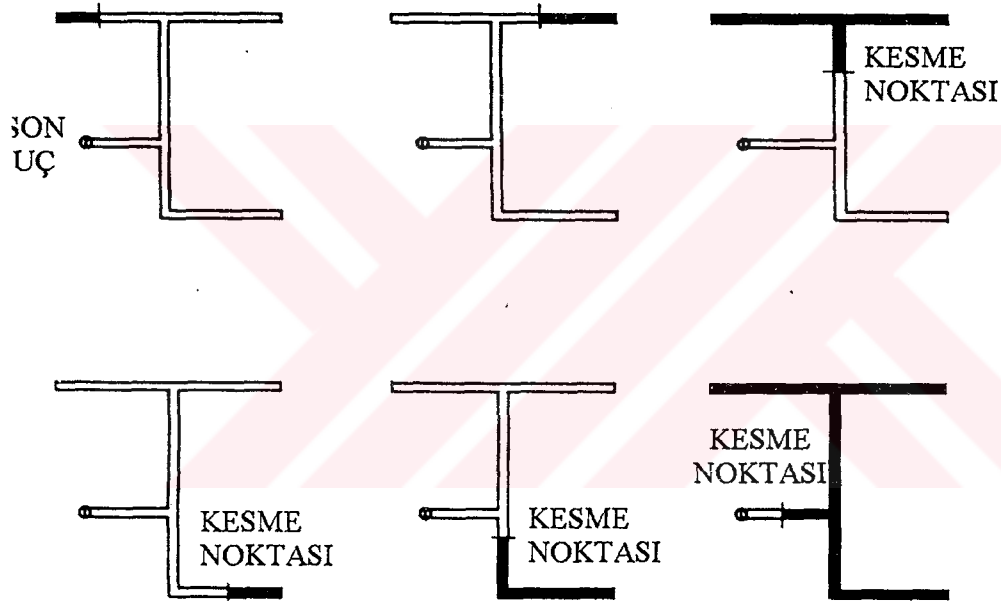
Bir çubuk en kesitin bütününe etki eden kuvvetler çubuk kuvvetleri olarak isimlendirilmektedir. Genel kiriş teorisinde çubuk kuvvetleri denilince bir eksenel kuvvet, iki eğilme momenti, iki kesme (kayma) kuvveti ve bir burulma momenti anlaşılmaktadır. Bu altı tip kuvvete ince cidarlı kiriş teorisinde ilave bir kuvvet tanımı daha eklenmektedir. En kesitte virtüel yerdeğiştirmeler sırasında yapılan işin hesaplanmasıyla çubuk kuvvetleri ile kabuk kuvvetleri arasında ilişki kurulmaktadır. Yapılan iş; kabuk kuvvetleri ve yerdeğiştirmeler cinsinden

$$\int_C \left[N_z \bar{w} + M_z \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + N_{zs} \bar{v} - Q_z \bar{u} - M_{zs} \phi \right] ds + \sum_{\text{Dal}} (M_{sz}^j \bar{u}^{ij} - M_{sz}^i \bar{u}^i) \quad (\text{A.26})$$



KESME NOKTASI

KESME NOKTASI



Şekil A.5 $C^*(s)$ Fonksiyonunun hesaplanmasında integral yönü ve bölgesi

integraline eşittir. Burada C kontur hattının toplam uzunluğunu, seçilen i ve j indisleri ise kavşakta birleşen her bir kontur kolunun uç noktasını göstermektedir. İş integralinde geçen yerdeğiştirmeler Bölüm 3.1.1'deki (3.1.1.10) ve (3.1.1.12) nolu denklemlerden çekilerek yerine konursa, daha sade bir ifadeyle yapılan iş;

$$WN + UV_x + VV_y + \phi T + U'M_y - V'M_x + \phi'M_\omega \quad (A.27)$$

olacaktır. İnce cidarlı kiriş teorisinde kullanılan toplam 7 kuvvet ve moment fonksiyonları

$$N(z) = \int_C N_z(s, z) ds \quad (A.28a)$$

$$V_x(z) = \int_c [N_{zs}(s, z) \cos \theta(s) - Q_z(s, z) \sin \theta(s)] ds + \sum_{Dal} (M_{sz}^j(z) \sin \theta^j - M_{sz}^{i'} \sin \theta^i) \quad (A.28b)$$

$$V_y(z) = \int_c [N_{zs}(s, z) \sin \theta(s) + Q_z(s, z) \cos \theta(s)] ds + \sum_{Dal} (-M_{sz}^j(z) \cos \theta^j + M_{sz}^{i'} \cos \theta^i) \quad (A.28c)$$

$$T(z) = \int_c [N_{zs}(s, z)r(s) + Q_z(s, z)q(s) - M_{zs}(s, z)] ds + \sum_{Dal} (M_{sz}^j(z)q^j + M_{sz}^{i'}q^i) \quad (A.28d)$$

$$M_z(z) = \int_c [N_z(s, z)\bar{y}(s) + M_z(s, z) \cos \theta(s)] ds \quad (A.28e)$$

$$M_y(z) = - \int_c [N_z(s, z)\bar{x}(s) - M_z(s, z) \sin \theta(s)] ds \quad (A.28f)$$

$$M_\omega(z) = - \int_c [N_z(s, z)\bar{\omega}(s) + M_z(s, z)q(s)] ds \quad (A.28g)$$

integral formülleriyle hesaplanmaktadır. Genel kiriş teorisinde çubuk kuvvetleri olarak geçen N eksenel kuvveti, V_x ve V_y x ve y yönlerindeki kesme kuvvetlerini, T kutup eksenine göre burulma momentini, M_x ve M_y ise x ve y eksenlerine göre eğilme momentini göstermekte olup, ince cidarlı kiriş teorisinde kullanılan ek kuvvet terimi ise Timoshenko [137] tarafından *Çarpılma Momenti* ve Vlasov tarafından *Bimoment* olarak tanımlanan M_ω olmaktadır. Tüm kuvvet ve momentler tanımlama yönleri ile birlikte Şekil A.6'da gösterilmiştir. Eksenel σ_{zz} gerilmesi cinsinden N_z ve M_z kabuk kuvvetleri (A.28g) nolu çarpılma momenti denkleminde yerine yazılırsa

$$M_\omega(z) = - \int_c \int_{-t/2}^{t/2} \omega \sigma_{zz} dndz \quad (A.29)$$

ifadesi elde edilir. Burada ω çarpılma fonksiyonunu göstermektedir.

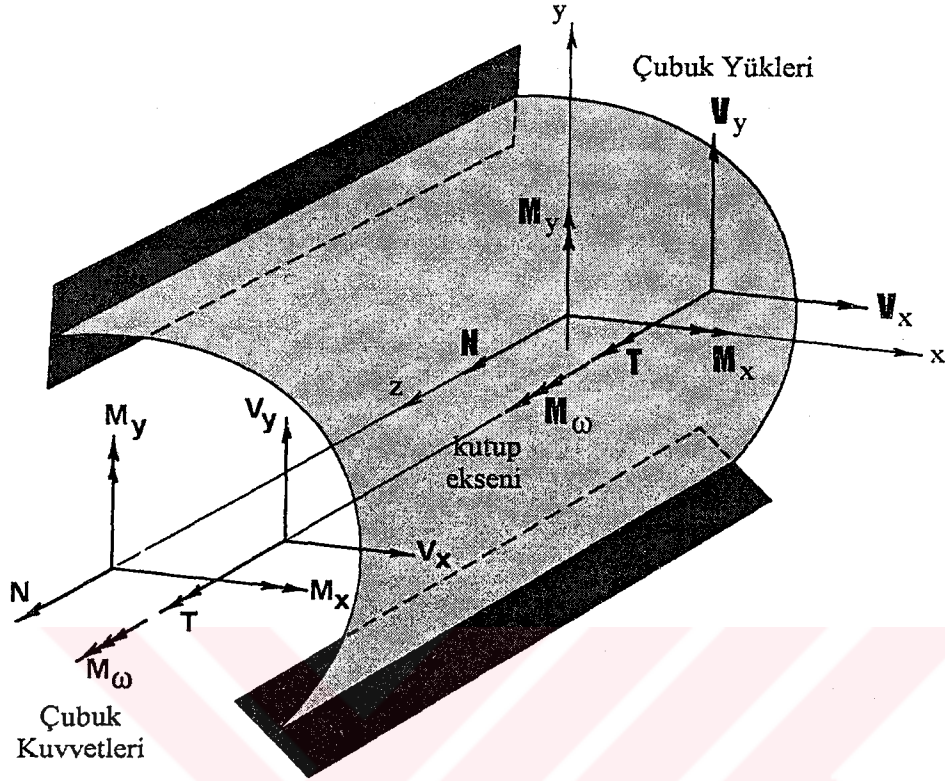
Kabuk yükleri tarafından yapılan birim çubuk boyu başına iş

$$\int (p_n \bar{u} + p_s \bar{v} + p_z \bar{w}) ds + \sum_{sınırd} (N_{sz} \bar{w} - V_s \bar{u} + N_s \bar{v} - M_s \phi) + \sum_{\substack{\text{birleşir} \\ \text{noktası}}} \{T_x [U - \phi(\bar{y} - y_p)] + T_y [V + \phi(\bar{x} - x_p)] + T_z \bar{w}\} \quad (A.30)$$

olmaktadır. Yapılan iş ifadesinde geçen yerdeğiştirmeler (3.1.1.10) ve (3.1.1.12) nolu denklemler kullanılarak yerlerine yazılırsa, iş ifadesinin karşılığı

$$W\mathbf{N} + U\mathbf{V}_x + V\mathbf{V}_y + \phi\mathbf{T} + U'\mathbf{M}_y - V'\mathbf{M}_x + \phi'\mathbf{M}_\omega \quad (A.31)$$

olarak yazılabilir. Burada kısa formu yazılan fonksiyonlar açık ifadeleriyle



Şekil A.6 Çubuk kuvvetleri ve yüklerinin topluca gösterimi

$$\mathbf{N}(z) = \int_C p_z(s, z) ds + \sum_{\text{sınırd}} N_{sz}(z) + \sum_{\text{birleşir noktası}} T_s(z) \quad (\text{A.32a})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{V}_x(z) = & \int_C [p_n(s, z) \sin \theta(s) + p_s(s, z) \cos \theta(s)] ds \\ & + \sum_{\text{sınırd}} [N_s(z) \cos \theta - V_s(z) \sin \theta] + \sum_{\text{birleşir noktası}} T_x(z) \end{aligned} \quad (\text{A.32b})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{V}_y(z) = & \int_C [-p_n(s, z) \cos \theta(s) - p_s(s, z) \sin \theta(s)] ds \\ & + \sum_{\text{sınırd}} [N_s(z) \sin \theta + V_s(z) \cos \theta] + \sum_{\text{birleşir noktası}} T_y(z) \end{aligned} \quad (\text{A.32c})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{T}(z) = & \int_C [-p_n(s, z)q(s) + p_s(s, z)r(s)] ds \\ & + \sum_{\text{sınırd}} [N_s(z)r + V_s(z)q - M_s(z)] \\ & + \sum_{\text{birleşir noktası}} [-T_x(z)(\bar{y} - y_p) + T_y(z)(\bar{x} - x_p)] \end{aligned} \quad (\text{A.32d})$$

$$\mathbf{M}_z(z) = \int_C [p_z(s, z) \bar{y}(s)] ds + \sum_{\text{sınırd}} N_{sz}(z) \bar{y} + \sum_{\text{birleşir noktası}} T_z(z) \bar{y} \quad (\text{A.32e})$$

$$\mathbf{M}_y(z) = - \int_C [p_z(s, z) \bar{x}(s)] ds - \sum_{\text{sınırd}} N_{sz}(z) \bar{x} - \sum_{\text{birleşir noktası}} T_z(z) \bar{x} \quad (\text{A.32f})$$

$$\mathbf{M}_\omega(z) = - \int_C [p_z(s, z) \bar{\omega}(s)] ds - \sum_{\text{sınırd}} N_{sz}(z) \bar{\omega} - \sum_{\text{birleşir noktası}} T_z(z) \bar{\omega} \quad (\text{A.32g})$$

integrallerine eşittir.

Genel eğilme ve burulma teorisinde gözönüne alınan çubuk yükleri $\mathbf{V}_x$, $\mathbf{V}_y$, $\mathbf{T}$ ve $\mathbf{N}$ olmaktadır. İnce uzun çubuklarda $\mathbf{V}_x$, $\mathbf{V}_y$ yandan etkiyen kesme yüklerini, $\mathbf{T}$ burulma yükünü ve $\mathbf{N}$ eksenel yönde etkiyen normal yükü simgelemektedir. İnce ve uzun çubuklarda x ve y eksenlerine göre etkiyen $\mathbf{M}_x$ ve $\mathbf{M}_y$ momentlerinin değerleri oldukça küçük olup, ihmal edilebilmektedir. Çarpılma yükü olan $\mathbf{M}_\omega$ fonksiyonu ise sadece z'ye bağlıdır. (A.28d) formülüyle verilen T çubuk burulma momenti ifadesi ele alınarak $\mathbf{T}$ burulma yükünün karşılığı yeniden yazılırsa

$$\int_C (N_{zs} r + Q_z q - M_{zs}) ds - M_{sz}^j q^j + M_{sz}^i q^i \quad (\text{A.33})$$

elde edilir. Kabuk denge denklemleri olan (A.21d) ve (A.21e) denklemleri kullanılarak Q_z ve N_{zs} değerleri (A.33) nolu denklemde yerlerine yazılırsa çubuk burulma momentinin ifadesinin yeni şekli

$$\int_C \left(N_{sz} r - \frac{M_{sz}}{a} r + \frac{\partial M_{sz}}{\partial s} q + \frac{\partial M_z}{\partial z} q - M_{zs} \right) ds - M_{sz}^j q^j + M_{sz}^i q^i \quad (\text{A.34})$$

olacaktır. Yukarıdaki integralde üçüncü terim için kısmi integral uygulanırsa, sadece üçüncü terim

$$\int_C \left(\frac{\partial M_{sz}}{\partial s} q \right) ds = M_{sz}^j q^j + M_{sz}^i q^i - \int_C M_{sz} \frac{dq}{ds} ds \quad (\text{A.35})$$

haline dönüşecektir. Elde edilen bu ifade (A.34) nolu integral denkleminde yerine konursa, çubuk burulma momenti

$$\int_C \left(N_{sz} r - M_{sz} \left(\frac{r}{a} + \frac{dq}{ds} \right) - M_{zs} + \frac{\partial M_z}{\partial z} q \right) ds \quad (\text{A.36})$$

olarak yazılabilecektir. Geometrik ilişkilerin gösterildiği Bölüm 3.1.1'de verilen (3.1.1.5) nolu denklem yardımıyla ve kontur hattı uzunluğu C sembolü ile gösterilerek tüm en kesit için çubuk burulma momenti yeniden düzenlenirse

$$T = \int_C \left(N_{sz} r + \frac{\partial M_z}{\partial z} q \right) ds - \int_C (M_{sz} + M_{zs}) ds \quad (\text{A.37})$$

bağıntısı elde edilir. Elde edilen bu son integral formülü başlıca 2 kısımdan oluşmaktadır.

$$T = T_s + T_\omega \quad (A.38)$$

Burada T_s ve T_ω

$$T_s = - \int_C (M_{sz} + M_{zs}) ds \quad (A.39a)$$

$$T_\omega = \int_C \left(N_{sz} r + \frac{\partial M_z}{\partial z} q \right) ds \quad (A.39b)$$

integrallerini simgelemektedir. Literatürde St. Venant momenti olarak isimlendirilen T_s için (A.19c) nolu denklem kullanılırsa

$$T_s = \frac{1}{3} G \phi' \int_C t^3 ds \quad (A.40)$$

bağıntısı elde edilir ki; bu ifade açık ve ince cidarlı kesitlere Prandtl zar analogisi uygulanarak elde edilecek moment ifadesiyle eşdeğerdir

Çubuk burulma momentini oluşturan ikinci terim olan T_ω ise Vlasov burulma momenti ve çarpılma momenti olarak isimlendirilmektedir. Çubuğun bir tek kolu için (A.39b) nolu denklem yardımıyla kabuk etki kuvvetleri cinsinden T_ω çarpılma momentinin ifadesi

$$\int_C \left(N_{sz} r + \frac{\partial M_z}{\partial z} q \right) ds \quad (A.41)$$

olarak yazılabilir. Kısmi integral alınarak ve ayrıca

$$r ds = d\bar{\omega} \quad (A.42)$$

ilişkisi kullanılarak (A.41) nolu integral yeniden yazılırsa

$$\int_C \left(\frac{\partial N_{sz}}{\partial s} \bar{\omega} + \frac{\partial M_z}{\partial z} q \right) ds + (N_{sz}^j \bar{\omega}^j - N_{sz}^i \bar{\omega}^i) \quad (A.43)$$

elde edilir. Eğer integral tüm kontur boyunca alınırsa ve parantez içerisindeki ifadeler de toplama katılırsa; T_ω 'nin karşılığı

$$\sum_{\text{sınır}} N_{sz}(z) \bar{\omega} - \sum_{\text{birleşir noktası}} T_z(z) \bar{\omega} \quad (A.44)$$

olacaktır. Kabuk denge denklemlerinin verildiği (A.1c) nolu denklem yardımıyla (A.43) nolu denklemdeki N_{zs} ifadesi yok edilirse ve çarpılma yükleri yerine (A.32g) denklemini yerine yazılacak olursa, T_ω çarpılma momenti

$$T_\omega = \int_C \left(\frac{\partial N_z}{\partial z} \bar{\omega} + \frac{\partial M_z}{\partial z} q \right) ds - \mathbf{M}_\omega \quad (A.45)$$

olarak elde edilir.

Kesme kuvvetlerinin elde edilmesi için (A.28b) ve (A.28c) nolu denklemler yeniden düzenlenirse;

$$\begin{aligned} V_x &= \int_C \left[N_{zs} \cos \theta - \frac{\partial M_z}{\partial z} \sin \theta \right] ds \\ &= \int_C \left[\bar{x} \frac{\partial N_z}{\partial z} - \frac{\partial M_z}{\partial z} \sin \theta \right] ds - \mathbf{M}_y \end{aligned} \quad (\text{A.46a})$$

$$\begin{aligned} V_y &= \int_C \left[N_{zs} \sin \theta + \frac{\partial M_z}{\partial z} \cos \theta \right] ds \\ &= \int_C \left[\bar{y} \frac{\partial N_z}{\partial z} + \frac{\partial M_z}{\partial z} \cos \theta \right] ds + \mathbf{M}_x \end{aligned} \quad (\text{A.46b})$$

elde edilir. Eğilme momenti ve çarpılma momentinin tanımlandığı (A.28e-g), (A.45) ve (A.46) nolu denklemler ele alınarak yeniden düzenlenirse;

$$V_x = -M'_y - \mathbf{M}_y \quad (\text{A.47a})$$

$$V_y = M'_x + \mathbf{M}_x \quad (\text{A.47b})$$

$$T_\omega = -M'_\omega - \mathbf{M}_\omega \quad (\text{A.47c})$$

ilişkileri kurulur. Çubuk kuvvetleri de kabuk kuvvetleri gibi etki ve tepki kuvvetleri olarak 2 gruba ayrılabilir. Çubuğun şekil bozukluğuna uğraması ile doğrudan ilgili ve etkili olan N , M_x , M_y , M_ω ve T_s gibi kuvvetler etki kuvvetleri olarak; geride kalan diğer V_x , V_y ve T_ω gibi kuvvetler ise tepki kuvvetleri olarak isimlendirilmektedir. Etki ve tepki kuvvetleri Tablo A.2'de toplu halde görülmektedir.

Çubuk kuvvetlerinin genel karakteristikleri birim çubuk boyu başına gerilme enerjisi U_s 'in incelenmesiyle de görülebilir. (A.15), (A.17) ve (A.19) nolu denklemler (A.20) nolu gerilme enerjisi denkleminde yerine konulursa;

$$\begin{aligned} 2U_s &= W' \int_C N_z ds - U'' \int_C (N_z \bar{x} - M_z \sin \theta) ds - V'' \int_C (N_z \bar{y} + M_z \cos \theta) ds \\ &\quad - \phi'' \int_C (N_z \bar{\omega} + M_z q) ds - \phi' \int_C (M_{sz} + M_{zs}) ds \end{aligned} \quad (\text{A.48})$$

Tablo A.2 Çubukta etki ve tepki kuvvetleri

Etki kuvvetleri	Tepki kuvvetleri
N	V_x, V_y
M_x, M_y	T_ω
M_ω	
T_s	

integrali elde edilir. İntegral denklemindeki fonksiyonlar (A.28) ve (A.39a) denklem takımları kullanılarak etki ve tepki kuvvetleri cinsinden yeniden yazılırsa

$$2U_s = W'N + U''M_y - V''M_x + \phi''M_\omega + \phi'T_s \quad (A.49)$$

eşitliği elde edilir. Görüleceği gibi çubuk etki kuvvetleri gerilme enerjisi formülünde yer almaktadırlar. Bu nedenle de (A.49) nolu denklem genelleştirilmiş kuvvetler ile genelleştirilmiş şekil bozukluklarının çarpımları olarak düşünülebilir. (A.28) ve (A.39a) nolu denklemler (A.19) nolu denklemde yerine konursa çubuk etki kuvvetleri çubuktaki yer değiştirmeler cinsinden ifade edilebilmektedir. Elde edilecek denklem takımları bir arada matris formunda yazılacak olursa;

$$\begin{Bmatrix} N \\ -M_x \\ M_y \\ M_\omega \\ T_s \end{Bmatrix} = E \begin{bmatrix} A & -S_x & -S_y & -S_\omega & 0 \\ -S_x & I_{xx} & I_{yx} & I_{\omega x} & 0 \\ -S_y & I_{xy} & I_{yy} & I_{\omega y} & 0 \\ -S_\omega & I_{x\omega} & I_{\omega y} & I_{\omega\omega} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{GJ}{E} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W' \\ V'' \\ U'' \\ \phi'' \\ \phi' \end{Bmatrix} \quad (A.50)$$

denklem takımının simetrik olduğu görülür. Katsayılar matrisini oluşturan değişkenler

$$A = \int_C t(s) ds \quad (A.51a)$$

$$S_x = \int_C \bar{y}(s)t(s) ds \quad S_y = \int_C \bar{x}(s)t(s) ds \quad S_\omega = \int_C \bar{\omega}(s)t(s) ds \quad (A.51b)$$

$$I_{xy} = I_{yx} = \int_C \left[\bar{x}(s)\bar{y}(s) - \frac{t^2(s)}{12} \sin \theta(s) \cos \theta(s) \right] t(s) ds \quad (A.51c)$$

$$I_{xx} = \int_C \left[\bar{y}^2(s) - \frac{t^2(s)}{12} \cos^2 \theta(s) \right] t(s) ds \quad (A.51d)$$

$$I_{yy} = \int_C \left[\bar{x}^2(s) - \frac{t^2(s)}{12} \sin^2 \theta(s) \right] t(s) ds \quad (A.51e)$$

$$I_{\omega y} = I_{y\omega} = \int_C \left[\bar{x}(s)\bar{\omega}(s) - \frac{q(s)t^2(s)}{12} \sin \theta(s) \right] t(s) ds \quad (A.51f)$$

$$I_{\omega x} = I_{x\omega} = \int_C \left[\bar{y}(s)\bar{\omega}(s) + \frac{q(s)t^2(s)}{12} \cos \theta(s) \right] t(s) ds \quad (A.51g)$$

$$I_{\omega\omega} = \int_C \left[\bar{\omega}^2(s) - \frac{q^2(s)t^2(s)}{12} \sin \theta(s) \right] t(s) ds \quad (A.51h)$$

$$J = \frac{1}{3} \int_C t^3(s) ds \quad (A.51i)$$

integralleri ile hesaplanmaktadır. Burada A çubuk en kesit alanını, S_x ve S_y birinci alan momentini, S_ω birinci sektörel momentini, I_{xy} , I_{xx} ve I_{yy} ikinci alan momentini ya da diğer bir deyişle en kesit atalet momentini, $I_{\omega\omega}$ en kesit çarpılma sabitini, J sembolü ise St.Venant burulma sabitini göstermektedir. Literatürde yapısal dizayna yönelik kaynakların bazılarında $I_{\omega\omega}$ en kesit çarpılma sabiti C_w sembolü ile de gösterilmektedir. Matris halinde (A.50) nolu denklem ile verilen çubuk etki kuvvetleri ifadesi, (A.47) nolu denklemde yerine konularak çubuk tepki kuvvetleri elde edilir.

$$\begin{Bmatrix} V_x \\ V_y \\ T_\omega \end{Bmatrix} = -E \begin{bmatrix} -S_y & I_{xy} & I_{yy} & I_{\omega y} \\ -S_x & I_{xx} & I_{yx} & I_{\omega x} \\ -S_\omega & I_{x\omega} & I_{y\omega} & I_{\omega\omega} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W'' \\ V''' \\ U''' \\ \phi''' \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} M_y \\ -M_x \\ M_\omega \end{Bmatrix} \quad (A.52)$$

Kartezyen koordinat sisteminde ve kontur koordinat sisteminde verilen fonksiyonların asal koordinat sistemine dönüştürülmesiyle, çubuk etki ve tepki kuvvetlerini gösteren (A.50) ve (A.52) nolu denklem takımları birbirinden ayrıklaştırılabilir. Bu aşamadan sonra

$$S_x = S_y = I_{xy} = 0 \quad (A.53)$$

yaklaşımı ile asal (X,Y) koordinat sisteminin en kesite göre sabit kalması sağlanır. Asal koordinat sisteminin tanımlanması sırasında, S için

$$S_\Omega = I_{\Omega y} = I_{\Omega x} = 0 \quad (A.54)$$

gerçeklenme koşulu aranır. Yalnızca çubuk etki kuvvetlerini içeren gerilme enerjisi denklemi de bu durumda simetrik olacağından, literatürde Betti Teoremi olarak bilinen kesme (kayma) merkezi ile dönme merkezinin üst üste düşme durumu gerçekleşecek, böylece asal kutup noktası birbiriyle çakışan bu merkezden geçecektir. Asal koordinat sisteminin kullanılmasıyla birlikte (A.50) nolu denklem ile verilen çubuk etki kuvvetleri ve (A.52) nolu denklemle verilen çubuk tepki kuvvetleri çok daha sade ve daha kullanışlı olarak aşağıda yazıldığı hale dönüşecektir.

$$N = AEW' \quad (A.55a)$$

$$-M_x = EI_{xx} V'' \quad (A.55b)$$

$$M_y = EI_{yy} U'' \quad (A.55c)$$

$$M_\Omega = EI_{\Omega\Omega} \phi'' \quad (A.55d)$$

$$T_s = GJ\phi' \quad (A.55e)$$

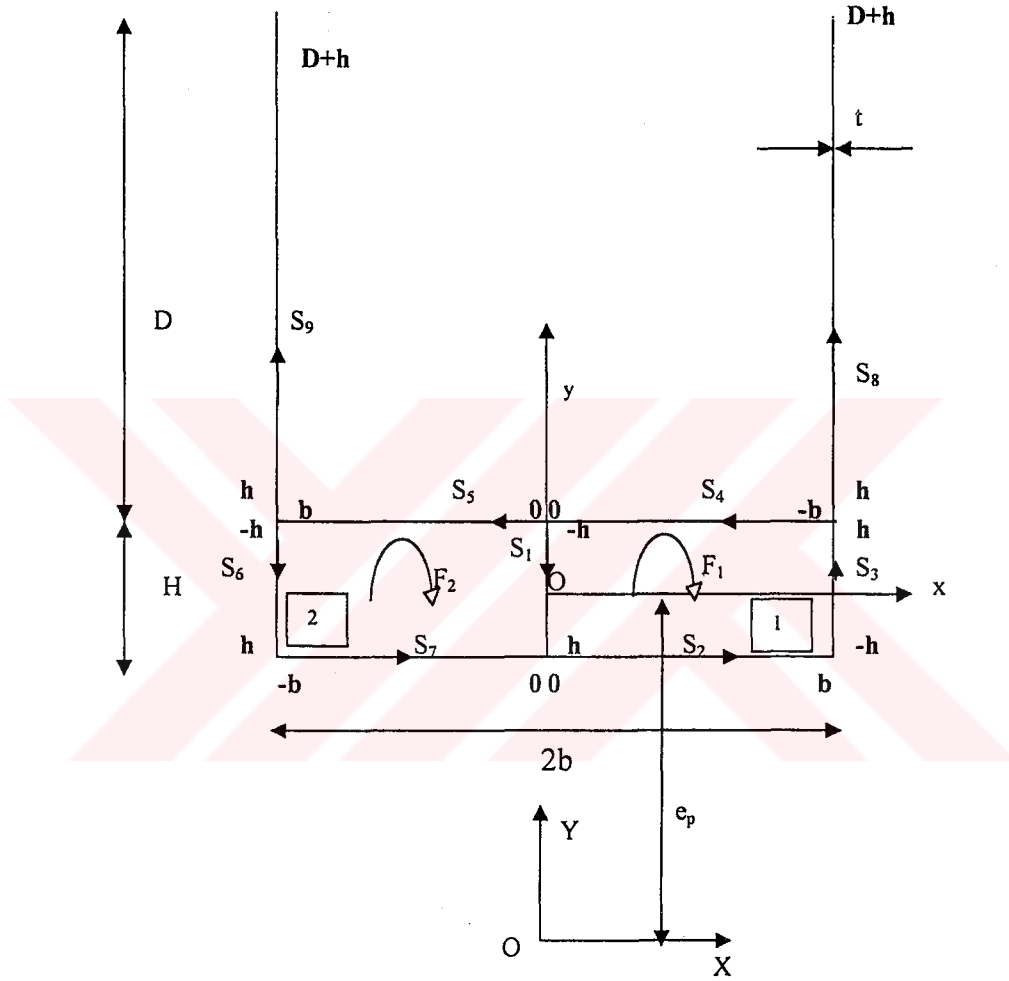
$$V_x = -EI_{yy} U''' - M_y \quad (A.55f)$$

$$V_y = -EI_{xx} V''' - M_x \quad (A.55g)$$

$$T_\Omega = -EI_{\Omega\Omega} \phi''' - M_\Omega \quad (A.55h)$$

EK B. YAPISAL PARAMETRELER (Örnek 1-5)

Örnek 1 :



Şekil B.1 Örnek 1

Bölüm 5’te verilen bilgisayar programında kullanılmak üzere beş ayrı en kesit şekli seçilmişti. En kesit formları seçilirken; en kesitin gemi en kesitlerine benzer formda olmasına özen gösterilmiş, ve bu amaçla (basitten başlayarak) karmaşık en kesit şekilleri için yapısal parametreler bu bölümde hesaplanmıştır. Şekil B.1’de çift dipli açık en kesitli gemi en kesiti modellenmeye çalışılmıştır. Örnek 1 olarak isimlendirilen en kesitin boyutları Tablo B.1’de verilmiştir. Modelleme sırasında et kalınlığı sabit alınmıştır. Örnek 1 isimli simetrik en kesit için iki eksen takımı

tanımlanmıştır. Bunlardan ilki çift dibin ortasından geçen (o-xy) eksen takımı, ikincisi ise kayma merkezinden geçen (O-XY) asal eksen takımıdır. (o-z) ve (O-Z) eksenleri ise kiriş boyuna eksenlerini göstermekte olup, kiriş boyunca en kesit sabittir. En kesit 7'si kapalı 2'si açık olmak üzere toplam 9 koldan oluşmaktadır.

Tablo B.1. Örnek 1'e ait boyutlar

Yükseklik (D+H) : 12 m	D = 10 m
Genişlik (2b) : 8 m	H = 2 m
Boy (L) : 200 m	b = 4 m
Kalınlık (t) : 10 mm	h = 1 m

Her bir kola ait koordinat fonksiyonlarına bağlı integral yönleri Şekil B.1'de verilmiş olup, Tablo B.2'de koordinat fonksiyonları ve değişim aralıkları sunulmuştur. Yön seçimine ve koordinat fonksiyonlarına ait geniş bilgiler Bölüm 3.2'de ve Ek A'de ince cidarlı kiriş teorisi bölümünde verilmiştir.

Tablo B.2. Örnek 1'e ait koordinat fonksiyonları

KOLLAR	S _i DEĞİŞİMİ	r (o-xy)	R (O-XY)	x	y
1	-h h	0	0	0	S ₁
2	0 b	h	-(e _p -h)	S ₂	-h
3	-h h	b	b	b	S ₃
4	-b 0	h	(e _p +h)	-S ₄	h
5	0 b	h	(e _p +h)	-S ₅	h
6	-h h	b	b	-b	S ₆
7	-b 0	h	-(e _p -h)	S ₇	-h
8	h D+h	b	b	b	S ₈
9	h D+h	-b	-b	-b	S ₉

Toplam Kütlenin ve Ağırlık Merkezinin Hesabı:

Şekil B.1'de verilen Örnek 1'e ait yapısal parametreler elde edilirken ilk olarak en kesitin kütlesi ve (o-xyz) eksenlerine göre ağırlık merkezinin yeri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda $\rho = 7.85 \text{ t/m}^3$ olarak alınmış, $L=200 \text{ m}$ için en kesitin toplam kütlesi,

$$\begin{aligned}
 m &= \rho * V \\
 m &= 7.85 * 42 * 0.01 * 200 \\
 m &= 659.4 \text{ ton}
 \end{aligned}
 \tag{B.1}$$

ve, birim boya karşılık gelen kütle ise,

$$\begin{aligned}
 \mu &= \frac{m}{L} = \frac{659.4}{200} \\
 \mu &= 3.297 \text{ t/m}
 \end{aligned}
 \tag{B.2}$$

olarak elde edilmiştir. (o-xyz) eksen takımına göre en kesitin ağırlık merkezinin yeri Tablo B.3 yardımı ile hesaplanmıştır.

Tablo B.3.Örnek 1 için ağırlık merkezinin yeri

Eleman No:	$e_{gi} (i=1,..9)$	$m_i (i=1,..9)$	$e_{gi} * m_i (i=1,..9)$
1	0	31.4	0
2	-1	62.8	-62.8
3	0	31.4	0
4	1	62.8	62.8
5	1	62.8	62.8
6	0	31.4	0
7	-1	62.8	-62.8
8	6	157	942
9	6	157	942
Toplam:		659.4	1884

$e_g = 1884/659.4$
 $e_g = 2.857 \text{ m}$

Böylece Şekil B.1’de verilen en kesitin ağırlık merkezinin koordinatları simetride gözönünde tutularak (o-xyz) eksen takımına göre $e_g (0,2.857,0)$ olarak elde edilir.

Kesme Akmasının Hesabı:

Örnek 1 isimli en kesite ait St. Venant kesme akmasının (shear flow) açık kollarda (8 ve 9 numaralı kollar) bulunmadığı kabul edilmiş ve kapalı kollarda ise St.Venant kesme akması [176]; $F_{s1} = F_1 - F_2$, $F_{s2} = F_1$, $F_{s3} = F_1$, $F_{s4} = F_1$, $F_{s5} = F_2$, $F_{s6} = F_2$, $F_{s7} = F_2$ olarak alınmıştır. Bu durumda kapalı kolların oluşturduğu 1 ve 2 numaralı hücreler için denge denklemleri $\oint_c \frac{F_s}{t} ds = 2A$ formülü [176] gözönünde tutularak yazılır ve ara işlemler yapılırsa;

$$\oint_c \frac{F_s}{t} ds = 2A \quad \left. \begin{aligned} 2\left(\frac{b+2h}{t}\right)F_1 - \frac{2h}{t}F_2 &= 4bh \\ -\frac{2h}{t}F_1 + 2\left(\frac{b+2h}{t}\right)F_2 &= 4bh \end{aligned} \right\} F_1 = F_2 = \alpha = \frac{2bh}{b+h} t \quad (B.3)$$

F_1 ve F_2 değerleri birbirine eşit olarak elde edilir. Yukarıda verilen eşitlikte sayısal değerler yerine yazılırsa,

$$F_1 = \alpha = \frac{2 * 4 * 1}{(4+1)} t = \frac{8}{5} t \quad (i=1,2 \text{ için}) \quad (B.4)$$

olarak hesaplanır.

(o-xy) Eksen Takımında Kontur Çarpılma Fonksiyonlarının Hesaplanması

Kontur çarpılma fonksiyonları kapalı kollarda için $\omega_i = \int_C (r_i - \frac{F_{si}}{t_i}) ds_i$, açık kollarda

ise $\omega_i = \int_C r_i ds_i$ olarak verilmektedir [176].

$$\begin{aligned}
 \omega_1 &= \int_{-h}^{h_1} \left[0 - \frac{\alpha - \alpha}{t} \right] ds_1 + C_1 = 0 \\
 \omega_2 &= \int_0^{s_2} \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_2 + C_2 = -\beta h s_2 \\
 \omega_3 &= \int_{-h}^{s_3} \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_3 + C_3 = \beta b s_3 \\
 \omega_4 &= \int_{-b}^{s_4} \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_4 + C_4 = -\beta h s_4 \\
 \omega_5 &= \int_0^{s_5} \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_5 + C_5 = -\beta h s_5 \\
 \omega_6 &= \int_{-h}^{s_6} \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_6 + C_6 = \beta b s_6 \\
 \omega_7 &= \int_{-b}^{s_7} \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_7 + C_7 = -\beta h s_7 \\
 \omega_8 &= \int_{-h}^{s_8} [b] ds_8 + C_8 = b(s_8 - h) + \beta b h \\
 \omega_9 &= \int_{-h}^{s_9} [-b] ds_9 + C_9 = -b(s_9 - h) - \beta b h
 \end{aligned} \tag{B.5}$$

Yukarıda (o-xy) eksen takımına göre Tablo B.2’de verilen r değerleri ve tanımlanan sınırlar için Şekil B.1’de verilen kesit boyunca integraller alınırsa çarpılma fonksiyonları elde edilir. C_i ($i = 1, 9$) integral sabitleri çarpılma fonksiyonunun birleşme noktalarında sürekli, orjinde sıfır değerini alması şartları kullanılarak hesaplanır. Süreklilik şartları,

$$\begin{aligned}
 \omega_1(h) &= \omega_2(0) = \omega_7(0) & , & \quad \omega_4(0) = \omega_5(0) = \omega_1(-h) \\
 \omega_3(h) &= \omega_4(-b) = \omega_8(h) & , & \quad \omega_5(b) = \omega_6(-h) = \omega_9(h) \quad \text{ve} \quad \omega_1(0) = 0 \\
 \omega_2(b) &= \omega_3(-h) & , & \quad \omega_6(h) = \omega_7(-b)
 \end{aligned} \tag{B.6}$$

olarak alınmış, $\beta = \frac{b-h}{b+h} = \frac{3}{5}$ olarak hesaplanmıştır. Tablo B.1’de verilen sayısal değerler yerine yazılırsa; (o-xy) eksen takımına göre çarpılma fonksiyonları

$$\begin{aligned}
 \omega_1 &= 0 & \omega_5 &= -0.6s_5 \\
 \omega_2 &= -0.6s_2 & \omega_6 &= 2.4s_6 \\
 \omega_3 &= 2.4s_3 & \omega_7 &= -0.6s_7 \\
 \omega_4 &= -0.6s_4 & \omega_8 &= 4s_8 - 1.6 & \omega_9 &= -4s_9 + 1.6
 \end{aligned} \tag{B.7}$$

olarak elde edilir. Ayrıca en kesitin kayma merkezinin yeri bulunurken gerekli olan çarpım kontur değerlerindeki $I_{\omega y} = \int_c \omega x t d s$ hesaplanması gerekmektedir [176]. Bu durumda, (B.8) eşitliğinde çarpım kontur değerleri $I_{\omega y} = 17.92 \text{ m}^5$ olarak elde edilir.

$$\begin{aligned}
 I_{\omega y1} &= \int_{-h}^h [0] ds_1 & \Rightarrow I_{\omega y1} &= 0 \\
 I_{\omega y2} &= \int_b^0 [-0.6s_2] [ts_2] ds_2 & \Rightarrow I_{\omega y2} &= -12.8t \\
 I_{\omega y3} &= \int_{-h}^h [2.4s_3] [bt] ds_3 & \Rightarrow I_{\omega y3} &= 0 \\
 I_{\omega y4} &= \int_b^0 [-0.6s_4] [-ts_4] ds_4 & \Rightarrow I_{\omega y4} &= 12.8t \\
 I_{\omega y5} &= \int_b^0 [-0.6s_5] [-ts_5] ds_5 & \Rightarrow I_{\omega y5} &= 12.8t \\
 I_{\omega y6} &= \int_{-h}^h [2.4s_6] [-bt] ds_6 & \Rightarrow I_{\omega y6} &= 0 \\
 I_{\omega y7} &= \int_b^0 [-0.6s_7] [ts_7] ds_7 & \Rightarrow I_{\omega y7} &= -12.8t \\
 I_{\omega y8} &= \int_{-h}^{D+h} [4s_8 - 1.6] [bt] ds_8 & \Rightarrow I_{\omega y8} &= 896t \\
 I_{\omega y9} &= \int_{-h}^{D+h} [-4s_9 + 1.6] [-bt] ds_9 & \Rightarrow I_{\omega y9} &= 896t
 \end{aligned}
 \left. \vphantom{\begin{aligned} I_{\omega y1} \\ I_{\omega y2} \\ I_{\omega y3} \\ I_{\omega y4} \\ I_{\omega y5} \\ I_{\omega y6} \\ I_{\omega y7} \\ I_{\omega y8} \\ I_{\omega y9} \end{aligned}} \right\} I_{\omega y} = 1792 \text{ t } [\text{m}^5] \quad (\text{B.8})$$

Atalet Momentlerinin Hesabı:

(o-xyz) eksen takımına göre atalet momentleri aşağıda verilmiştir [176].

$$I_{xx} = \int_c y^2 t ds \quad I_{yy} = \int_c x^2 t ds \quad (\text{B.9})$$

$$\begin{aligned}
 I_{xx1} &= \int_{-h}^h [s_1]^2 ds_1 & \Rightarrow I_{xx1} &= \frac{2}{3}t \\
 I_{xx2} &= \int_b^0 t [-h]^2 ds_2 & \Rightarrow I_{xx2} &= 4t \\
 I_{xx3} &= \int_{-h}^h t [s_3]^2 ds_3 & \Rightarrow I_{xx3} &= \frac{2}{3}t \\
 I_{xx4} &= \int_b^0 t [h]^2 ds_4 & \Rightarrow I_{xx4} &= 4t \\
 I_{xx5} &= \int_b^0 t [h]^2 ds_5 & \Rightarrow I_{xx5} &= 4t \\
 I_{xx6} &= \int_{-h}^h t [s_6]^2 ds_6 & \Rightarrow I_{xx6} &= \frac{2}{3}t \\
 I_{xx7} &= \int_b^0 t [-h]^2 ds_7 & \Rightarrow I_{xx7} &= 4t \\
 I_{xx8} &= \int_{-h}^{D+h} t [s_8]^2 ds_8 & \Rightarrow I_{xx8} &= \frac{1330}{3}t \\
 I_{xx9} &= \int_{-h}^{D+h} t [s_9]^2 ds_9 & \Rightarrow I_{xx9} &= \frac{1330}{3}t
 \end{aligned}
 \left. \vphantom{\begin{aligned} I_{xx1} \\ I_{xx2} \\ I_{xx3} \\ I_{xx4} \\ I_{xx5} \\ I_{xx6} \\ I_{xx7} \\ I_{xx8} \\ I_{xx9} \end{aligned}} \right\} I_{xx} = 904.67 \text{ t } [\text{m}^4] \quad (\text{B.10})$$

(o-x) eksenine göre atalet momenti (B.10) numaralı eşitlikte, en kesitin ağırlık merkezinden geçen yanal eksene göre atalet momenti, (B.11) numaralı eşitlikte ve (o-y) Eksenine göre atalet momenti ise, (B.12) numaralı eşitlikte hesaplanmıştır.

$$I_{xc} = I_{xx} - e_g^2 * A$$

$$I_{xc} = 9.0467 - 2.85^2 * 0.42 \quad (B.11)$$

$$I_{xc} = 5.63 \text{ m}^4$$

$$\left. \begin{aligned} I_{yy1} &= \int_{-h}^h [0] ds_1 & \Rightarrow I_{yy1} &= 0 \\ I_{yy2} &= \int_0^b t[s_2]^2 ds_2 & \Rightarrow I_{yy2} &= \frac{64}{3} t \\ I_{yy3} &= \int_{-h}^h t[b]^2 ds_3 & \Rightarrow I_{yy3} &= 32 t \\ I_{yy4} &= \int_{-b}^0 t[-s_4]^2 ds_4 & \Rightarrow I_{yy4} &= \frac{64}{3} t \\ I_{yy5} &= \int_0^b t[-s_5]^2 ds_5 & \Rightarrow I_{yy5} &= \frac{64}{3} t \\ I_{yy6} &= \int_{-h}^h t[-b]^2 ds_6 & \Rightarrow I_{yy6} &= 32 t \\ I_{yy7} &= \int_{-b}^0 t[s_7]^2 ds_7 & \Rightarrow I_{yy7} &= \frac{64}{3} t \\ I_{yy8} &= \int_{-h}^{D+h} t[b]^2 ds_8 & \Rightarrow I_{yy8} &= 160t \\ I_{yy9} &= \int_{-h}^{D+h} t[-b]^2 ds_9 & \Rightarrow I_{yy9} &= 160t \end{aligned} \right\} I_{yy} = 469.4 t \quad (B.12)$$

Kayma Merkezinin Yeri :

0-xy eksen takımına göre elde edilen kontur çarpılma fonksiyonları yardımı ile açık kesite ait kayma merkezinin yeri [176],

$$e_p = -\frac{I_{\omega y}}{I_{yy}} = -\frac{1792t}{469.4t} = -3.82m \quad (B.13)$$

değerine eşit olur.

O-XY Eksen Takımına Göre (asal eksen) Çarpılma Fonksiyonları:

Verilen en kesite ait kayma merkezinden geçen (O-XY) eksen takımına göre (asal eksen) çarpılma fonksiyonları hesaplanırken (O-XY) eksen takımına göre Tablo B.2'de verilen R değerleri ve tanımlanan sınırlar için Şekil B.1'de verilen kesit boyunca integraller alınırsa çarpılma fonksiyonları elde edilir. Kontur çarpılma

fonksiyonları kapalı kollarda $\Omega_i = \int_C (R_i - \frac{F_{si}}{t_i}) ds_i$, açık kollarda ise $\Omega_i = \int_C R_i ds_i$

olarak verilmektedir [176].

$$\begin{aligned}
\Omega_1 &= \int_{-h}^{s_1} \left[0 - \frac{\alpha - \alpha}{t} \right] ds_1 & + C_1 &= 0 \\
\Omega_2 &= \int_b^{s_2} \left[-(e_p - h) - \frac{\alpha}{t} \right] ds_2 & + C_2 &= -4.42s_2 \\
\Omega_3 &= \int_h^{s_3} \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_3 & + C_3 &= 2.4s_3 - 15.28 \\
\Omega_4 &= \int_b^{s_4} \left[e_p + h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_4 & + C_4 &= 3.22s_4 \\
\Omega_5 &= \int_b^{s_5} \left[e_p + h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_5 & + C_5 &= 3.22s_5 \\
\Omega_6 &= \int_h^{s_6} \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_6 & + C_6 &= 2.4s_6 + 15.28 \\
\Omega_7 &= \int_b^{s_7} \left[-(e_p - h) - \frac{\alpha}{t} \right] ds_7 & + C_7 &= -4.42s_7 \\
\Omega_8 &= \int_h^{s_8} [b] ds_8 & + C_8 &= 4s_8 - 16.88 \\
\Omega_9 &= \int_h^{s_9} [-b] ds_9 & + C_9 &= -4s_9 + 16.88
\end{aligned} \tag{B.14}$$

C_i ($i = 1, 9$) İntegral sabitleri çarpılma fonksiyonunun birleşme noktalarında sürekli, orjinde sıfır değerini alması şartları kullanılarak elde edilir. Süreklilik şartları,

$$\begin{aligned}
\Omega_1(-h) &= \Omega_4(0) = \Omega_5(0) & , & \quad \Omega_3(h) = \Omega_4(-b) = \Omega_8(h) \\
\Omega_1(h) &= \Omega_2(0) = \Omega_7(0) & , & \quad \Omega_5(b) = \Omega_6(-h) = \Omega_9(h) \\
\Omega_2(b) &= \Omega_3(-h) & , & \quad \Omega_6(h) = \Omega_7(-b)
\end{aligned} \tag{B.15}$$

dır. Şekil B.2’de Örnek 1 için (O-XY) eksen takımına göre kontur çarpılma fonksiyonlarının değişimi verilmiştir.

Sektörel Atalet Momenti :

$$\left. \begin{aligned}
I_{\Omega\Omega_1} &= \int_{-h}^h [0]^2 t ds_1 & = 0 \\
I_{\Omega\Omega_2} &= \int_b^h [-4.42s_2]^2 t ds_2 & = 416.77t \\
I_{\Omega\Omega_3} &= \int_h^h [2.4s_3 - 15.28]^2 t ds_3 & = 470.84t \\
I_{\Omega\Omega_4} &= \int_b^0 [3.22s_4]^2 t ds_4 & = 221.2t \\
I_{\Omega\Omega_5} &= \int_b^0 [3.22s_5]^2 t ds_5 & = 221.2t \\
I_{\Omega\Omega_6} &= \int_h^h [2.4s_6 + 15.28]^2 t ds_6 & = 470.84t \\
I_{\Omega\Omega_7} &= \int_b^0 [-4.42s_7]^2 t ds_7 & = 416.77t \\
I_{\Omega\Omega_8} &= \int_h^{0+h} [4s_8 - 16.88]^2 t ds_8 & = 1840.9t \\
I_{\Omega\Omega_9} &= \int_h^{0+h} [-4s_9 + 16.88]^2 t ds_9 & = 1840.9t
\end{aligned} \right\} \Rightarrow I_{\Omega\Omega} = 58.99 \text{ [m}^6\text{]} \tag{B.16}$$

Sektörel atalet momenti $J_w = I_{\Omega\Omega} = \int_c \Omega^2 t ds$ formülü ile hesaplanır [176].

Burulma Sabiti :

Burulma sabiti kapalı kesitler için $J_d = \int_c \frac{F_s^2}{t} ds$ formülü ile, açık kesitler için $J_d = \frac{1}{3} \int_c t^3 ds$ formülü ile hesaplanır [176].

Kapalı kollar için buruma sabiti;

$$J_{dK} = \int_h^h \frac{[0]^2}{t} ds_1 + \int_b^b \frac{[1.6t]^2}{t} ds_2 + \int_h^h \frac{[1.6t]^2}{t} ds_3 + \int_b^b \frac{[1.6t]^2}{t} ds_4 + \int_b^b \frac{[1.6t]^2}{t} ds_5 + \int_h^h \frac{[1.6t]^2}{t} ds_6 + \int_b^b \frac{[1.6t]^2}{t} ds_7 = 0.512 [m^4] \quad (B.17)$$

olarak hesaplanır. Açık kollarda ise burulma sabiti;

$$J_{dA} = \frac{1}{3} \int_h^{D+h} t^3 ds_8 + \frac{1}{3} \int_h^{D+h} t^3 ds_9 = 6.67 * e^{-6} [m^4] \quad (B.18)$$

değerine eşit olur. Örnek 1 için toplam burulma sabiti

$$J_d = J_{dK} + J_{dA} = 0.512 [m^4] \quad (B.19)$$

olarak elde edilir.

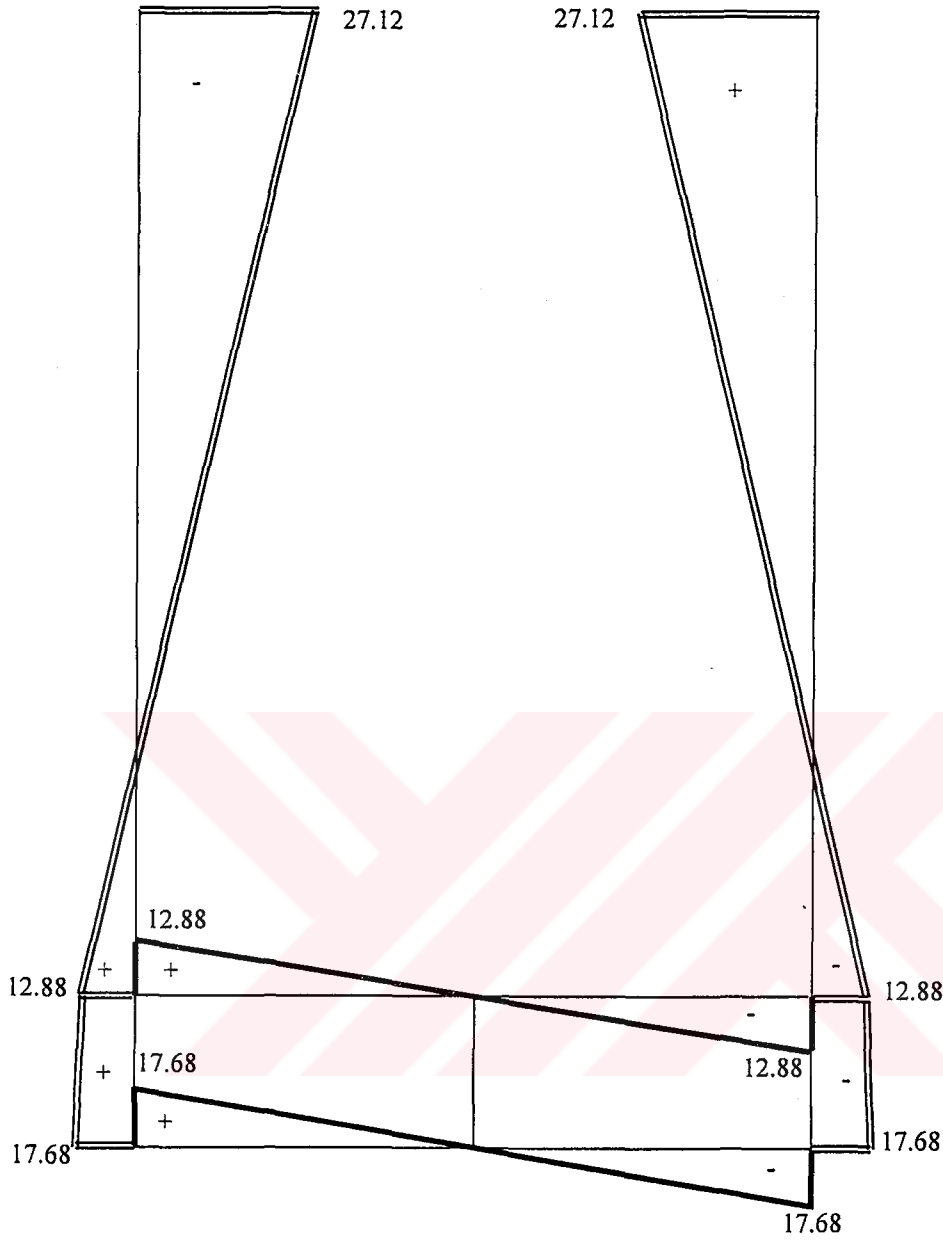
Kesme Alanı :

kA kesme alanı hesaplanırken k kayma sabiti ince cidarlı çok bölmeli dikdörtgen kesitler için verilen [137],

$$k = \frac{640(1 + \nu)}{1506 + 923\nu} \quad (B.20)$$

formülü ile hesaplanacaktır. Burada ($\nu=0.3$) poisson oranıdır. Bu durumda $k = 0.47$ değerine eşit olur. Örnek 1 en kesiti için kesme alanı aşağıda hesaplanmıştır.

$$kA = 0.47 * 0.42 = 0.1974 m^2 \quad (B.21)$$



Şekil B.2. Örnek 1 için (O-XY) eksen takımında kontur çarpılma fonksiyonları

Kütlesel Atalet Momenti :

En kesitin ağırlık merkezinden geçen eksenlere göre kütleli atalet momentlerinin hesabında yoğunluk $\rho=7.85 \text{ ton /m}^3$ olarak alınmıştır. En kesitin ağırlık merkezinden geçen dikey eksene göre birim boy kütleli atalet momenti;

$$I_{mcy} = I_{yy} * (\rho * L) / L$$

$$I_{mcy} = 4.694 * 7.85$$

(B.22)

$$I_{mcy} = 36.848 \text{ ton * m}^2 / \text{m}$$

En kesitin ağırlık (I_{mc}) ve kayma (I_{ms}) merkezlerinden geçen boyuna eksene göre birim boy kütlelesel atalet momentleri;

$$I_{m_c} = \rho * (I_{yy} + I_{xc})$$

$$I_{m_s} = I_{m_c} + \mu * (e_g - e_p)^2$$

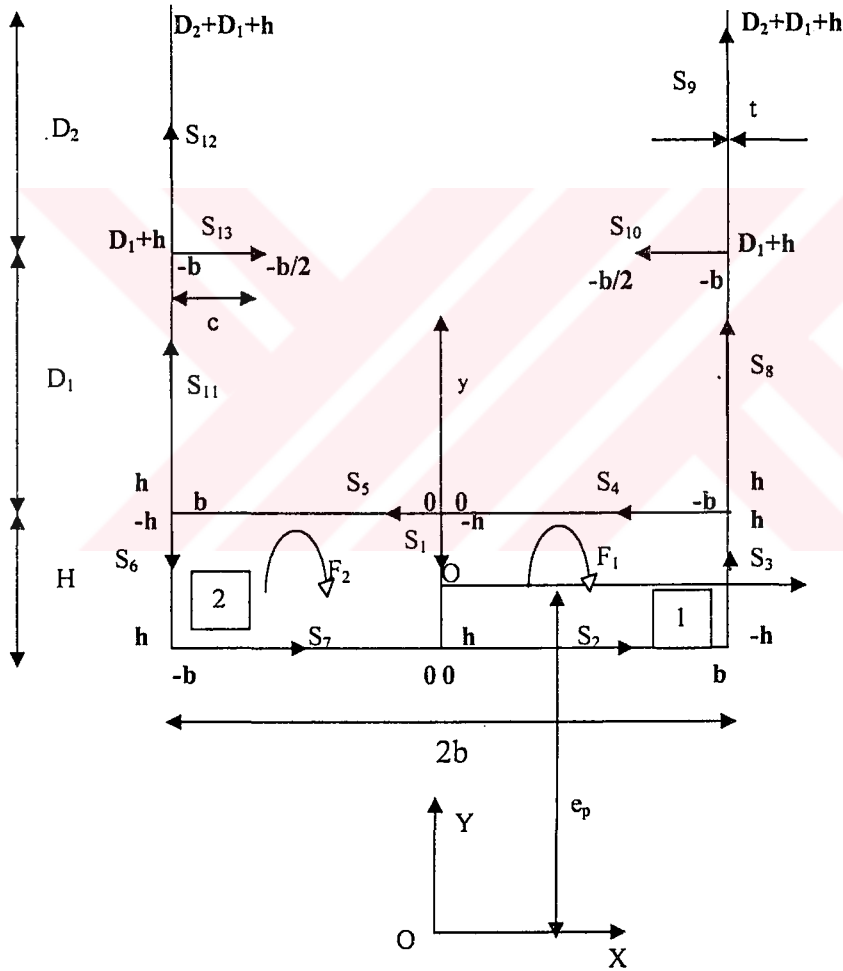
$$I_{m_c} = 7.85 * (4.694 + 5.63) \quad \text{ve} \quad I_{m_s} = 81.04 + 3.297 * (2.587 + 3.82)^2 \quad (B.23)$$

$$I_{m_c} = 81.04 \text{ ton} * \text{m}^2 / \text{m}$$

$$I_{m_s} = 118.8 \text{ ton} * \text{m}^2 / \text{m}$$

olarak hesaplanır.

Örnek 2 :



Şekil B.3 Örnek 2

Bölüm 5'te verilen bilgisayar programında kullanılmak üzere ikinci bir örnek en kesit Şekil B.3'te verilmiştir. Seçilen örnek en kesit açık en kesitli, çift dipli ve aragüvertelidir. Örnek 2 olarak isimlendirilen en kesitin boyutları Tablo B.4'de verilmiştir. Modelleme sırasında et kalınlığı sabit alınmıştır.

Tablo B.4 : Örnek 2'e ait boyutlar

Yükseklik (D_1+D_2+H) : 12 m	$D_1=D_2=5$ m
Genişlik ($2b$) : 8 m	$H=2$ m
Boy (L) : 200 m	$b=4$ m
Kalınlık (t) : 10 mm	$h=1$ m $c=b/2=2$ m

Örnek 2'de seçilen simetrik en kesite ait iki eksen takımı tanımlanmıştır. Bunlardan ilki çift dibin ortasından geçen (o-xy) eksen takımı, ikincisi ise kayma merkezinden geçen (O-XY) asal eksen takımıdır. (o-z) ve (O-Z) eksenleri ise kiriş boyuna eksenlerini göstermekte olup, kiriş boyunca en kesit sabittir. En kesit 7'si kapalı 6'sı açık olmak üzere toplam 13 koldan oluşmaktadır. Her bir kola ait koordinat fonksiyonlarına bağlı integral yönleri Şekil B.3'de verilmiş olup, Tablo B.5'de koordinat fonksiyonları ve değişim aralıkları sunulmuştur. Yön seçimine ve koordinat fonksiyonlarına ait geniş bilgiler Bölüm 3.2'de İnce cidarlı kiriş teorisi bölümünde ve Ek A'da verilmiştir.

Tablo B.5: Örnek 2'e ait koordinat fonksiyonları

KOLLAR	S_i DEĞİŞİMİ	r (o-xy)	R (O-XY)	x	y
1	-h h	0	0	0	S_1
2	0 b	h	$-(e_p-h)$	S_2	-h
3	-h h	b	b	b	S_3
4	-b 0	h	(e_p+h)	$-S_4$	h
5	0 b	h	(e_p+h)	$-S_5$	h
6	-h h	b	b	-b	S_6
7	-b 0	h	$-(e_p-h)$	S_7	-h
8	h D_1+h	b	b	b	S_8
9	D_1+h D_2+D_1+h	b	b	b	S_9
10	-b -b/2	D_1+h	D_1+h+e_p	$-S_{10}$	D_1+h
11	h D_1+h	-b	-b	-b	S_{11}
12	D_1+h D_2+D_1+h	-b	-b	-b	S_{12}
13	-b -b/2	$-(D_1+h)$	$-(D_1+h+e_p)$	S_{13}	D_1+h

Toplam Kütlenin ve Ağırlık Merkezinin Hesabı:

Örnek 2'e ait yapısal parametreler elde edilirken ilk olarak en kesitin kütlesi ve (o-xyz) eksenlerine göre ağırlık merkezinin yeri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda yoğunluk $\rho = 7.85 \text{ t/m}^3$ olarak alınmış, $L=200$ m için en kesitin toplam kütlesi,

$$\begin{aligned}
 m &= \rho * V \\
 m &= 7.85 * 46 * 0.01 * 200 \\
 m &= 722.2 \text{ ton}
 \end{aligned} \tag{B.24}$$

ve, birim boya karşılık gelen kütle ise,

$$\begin{aligned}
 \mu &= \frac{m}{L} = \frac{722.2}{200} \\
 \mu &= 3.611 \text{ t/m}
 \end{aligned} \tag{B.25}$$

olarak elde edilmiştir. (o-xyz) eksen takımına göre en kesitin ağırlık merkezinin yeri Tablo B.6 yardımı ile hesaplanmıştır.

Tablo B.6. Örnek 2 için ağırlık merkezinin yeri.

Eleman No:	$e_{gi} (i=1,..9)$	$m_i (i=1,..9)$	$e_{gi} * m_i (i=1,..9)$
1	0	31.4	0
2	-1	62.8	-62.8
3	0	31.4	0
4	1	62.8	62.8
5	1	62.8	62.8
6	0	31.4	0
7	-1	62.8	-62.8
8	3.5	78.5	274.75
9	8.5	78.5	677.25
10	6	31.4	188.4
11	3.5	78.5	274.75
12	8.5	78.5	677.25
13	6	31.4	188.4
Toplam:		722.2	2280.8

$e_g = 2280.8/722.2$
 $e_g = 3.158 \text{ m}$

Şekil B.3’de verilen en kesitin ağırlık merkezinin koordinatları simetride gözönünde tutularak (o-xyz) eksen takımına göre; $e_g (0,3.158,0)$ olarak elde edilir.

Kesme Akmasının Hesabı:

Örnek 2 isimli en kesite ait St. Venant kesme akmasının (shear flow) açık kollarda (8-13 numaralı kollar) bulunmadığı kabul edilmiş ve kapalı kollarda ise St.Venant kesme akması [133] $F_{s1}=F_1-F_2$, $F_{s2}=F_1$, $F_{s3}=F_1$, $F_{s4}=F_1$, $F_{s5}=F_2$, $F_{s6}=F_2$ ve $F_{s7}=F_2$ olarak alınmıştır. Bu durumda kapalı kolların oluşturduğu 1 ve 2 numaralı hücreler için denge denklemleri $\int_c \frac{F_s}{t} ds = 2A$ formülü [176] gözönünde tutularak yazılır ve ara işlemler yapılırsa;

$$\left. \begin{aligned} \int_c \frac{F_s}{t} ds = 2A \\ 2\left(\frac{b+2h}{t}\right)F_1 - \frac{2h}{t}F_2 = 4bh \\ -\frac{2h}{t}F_1 + 2\left(\frac{b+2h}{t}\right)F_2 = 4bh \end{aligned} \right\} F_1 = F_2 = \alpha = \frac{2bh}{b+h}t \quad (B.26)$$

F_1 ve F_2 Örnek1’deki değerlerine eşit olarak elde edilir. Yukarıda verilen eşitlikte sayısal değerler yerine yazılırsa,

$$F_i = \alpha = \frac{2 * 4 * 1}{(4+1)}t = \frac{8}{5}t \quad (i=1,2 \text{ için}) \quad (B.27)$$

olarak hesaplanır.

(o-xy) Eksen Takımında Kontur Çarpılma Fonksiyonlarının Hesaplanması

Kontur çarpılma fonksiyonları kapalı kollarda $\omega_i = \int_c \left(r_i - \frac{F_{si}}{t_i}\right) ds_i$, açık kollarda ise

$\omega_i = \int_c r_i ds_i$ olarak verilmektedir [176].

$$\begin{aligned}
\omega_1 &= \int_h^{s_1} \left[0 - \frac{\alpha - \alpha}{t} \right] ds_1 + C_1 = 0 \\
\omega_2 &= \int_b^{s_2} \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_2 + C_2 = -\beta h s_2 \\
\omega_3 &= \int_h^{s_3} \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_3 + C_3 = \beta b s_3 \\
\omega_4 &= \int_b^{s_4} \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_4 + C_4 = -\beta h s_4 \\
\omega_5 &= \int_b^{s_5} \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_5 + C_5 = -\beta h s_5 \\
\omega_6 &= \int_h^{s_6} \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_6 + C_6 = \beta b s_6 \\
\omega_7 &= \int_b^{s_7} \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_7 + C_7 = -\beta h s_7 \\
\omega_8 &= \int_{-1}^{s_8} [b] ds_8 + C_8 = b(s_8 - h) + \beta b h \\
\omega_9 &= \int_{D_1+h}^{s_9} [b] ds_9 + C_9 = b(s_9 - h) + \beta b h \\
\omega_{10} &= \int_b^{s_{10}} [D_1 + h] ds_{10} + C_{10} = (D_1 + h)s_{10} + b h + \beta b h + 2b D_1 \\
\omega_{11} &= \int_h^{s_{11}} [-b] ds_{11} + C_{11} = -b(s_{11} - h) - \beta b h \\
\omega_{12} &= \int_{D_1+h}^{s_{12}} [-b] ds_{12} + C_{12} = -b(s_{12} - h) - \beta b h \\
\omega_{13} &= \int_b^{s_{13}} [-D_1 - h] ds_{13} + C_{13} = -(D_1 + h)s_{13} - b h - \beta b h - 2b D_1
\end{aligned} \tag{B.28}$$

Yukarıda verilen (o-xy) eksen takımına göre Tablo B.5’de verilen r değerleri ve tanımlanan sınırlar için Şekil B.3’de verilen kesit boyunca integraller alınırsa çarpılma fonksiyonları elde edilir. C_i ($i = 1,13$) integral sabitleri çarpılma fonksiyonunun birleşme noktalarında sürekli, orjinde sıfır değerini alması şartları kullanılarak elde edilir. Süreklilik şartları,

$$\begin{aligned}
\omega_1(h) &= \omega_2(0) = \omega_7(0) & , & \quad \omega_4(0) = \omega_5(0) = \omega_1(-h) \\
\omega_3(h) &= \omega_4(-b) = \omega_8(h) & , & \quad \omega_5(b) = \omega_6(-h) = \omega_{11}(h) \\
\omega_2(b) &= \omega_3(-h) & , & \quad \omega_6(h) = \omega_7(-b) \\
\omega_{12}(D_1 + h) &= \omega_{11}(D_1 + h) = \omega_{13}(-b) & , & \quad \omega_1(0) = 0 \\
\text{ve } \omega_8(D_1 + h) &= \omega_9(D_1 + h) = \omega_{10}(-b)
\end{aligned} \tag{B.29}$$

olarak alınmış, $\beta = \frac{b-h}{b+h} = \frac{3}{5}$ olarak hesaplanmıştır. Tablo B.4’de verilen sayısal değerler yerine yazılırsa; (o-xy) eksen takımına göre çarpılma fonksiyonları

$$\begin{aligned}
\omega_1 &= 0 & \omega_8 &= 4s_8 - 1.6 \\
\omega_2 &= -0.6s_2 & \omega_9 &= 4s_9 - 1.6 \\
\omega_3 &= 2.4s_3 & \omega_{10} &= 6s_{10} + 46.4 \\
\omega_4 &= -0.6s_4 & \omega_{11} &= -4s_{11} + 1.6 \\
\omega_5 &= -0.6s_5 & \omega_{12} &= -4s_{12} + 1.6 \\
\omega_6 &= 2.4s_6 & \omega_{13} &= -6s_{10} - 46.4 \\
\omega_7 &= -0.6s_7
\end{aligned} \tag{B.30}$$

olarak elde edilir. Ayrıca en kesitin kayma merkezinin yeri bulunurken gerekli olan çarpım kontur değerlerindeki $I_{\omega y} = \int_c \omega x t ds$ hesaplanması gerekmektedir [176]. Bu durumda çarpım kontur fonksiyonu (B.31) eşitliğinde $I_{\omega y} = 21.248 \text{ m}^5$ olarak elde edilir.

$$\begin{aligned}
I_{\omega y1} &= \int_h^h [0] ds_1 & \Rightarrow I_{\omega y1} &= 0 \\
I_{\omega y2} &= \int_0^b [-0.6s_2] [ts_2] ds_2 & \Rightarrow I_{\omega y2} &= -12.8t \\
I_{\omega y3} &= \int_h^h [2.4s_3] [bt] ds_3 & \Rightarrow I_{\omega y3} &= 0 \\
I_{\omega y4} &= \int_b^0 [-0.6s_4] [-ts_4] ds_4 & \Rightarrow I_{\omega y4} &= 12.8t \\
I_{\omega y5} &= \int_0^b [-0.6s_5] [-ts_5] ds_5 & \Rightarrow I_{\omega y5} &= 12.8t \\
I_{\omega y6} &= \int_h^h [2.4s_6] [-bt] ds_6 & \Rightarrow I_{\omega y6} &= 0 \\
I_{\omega y7} &= \int_b^0 [-0.6s_7] [ts_7] ds_7 & \Rightarrow I_{\omega y7} &= -12.8t \\
I_{\omega y8} &= \int_h^{D_1+h} [4s_8 - 1.6] [bt] ds_8 & \Rightarrow I_{\omega y8} &= 248t \\
I_{\omega y9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [4s_9 - 1.6] [bt] ds_9 & \Rightarrow I_{\omega y9} &= 648t \\
I_{\omega y10} &= \int_b^{b/2} [6s_{10} + 46.4] [-ts_{10}] ds_{10} & \Rightarrow I_{\omega y10} &= 166.4t \\
I_{\omega y11} &= \int_h^{D_1+h} [-4s_{11} + 1.6] [-bt] ds_{11} & \Rightarrow I_{\omega y11} &= 248t \\
I_{\omega y12} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [-4s_{12} + 1.6] [-bt] ds_{12} & \Rightarrow I_{\omega y12} &= 648t \\
I_{\omega y13} &= \int_b^{b/2} [-6s_{13} - 46.4] [s_{13}] ds_{13} & \Rightarrow I_{\omega y13} &= 166.4t
\end{aligned} \tag{B.31}$$

Atalet Momentlerinin Hesabı:

(o-xyz) eksen takımına göre atalet momentleri

$$I_{xx} = \int_c y^2 t ds \quad \text{ve} \quad I_{yy} = \int_c x^2 t ds \tag{B.32}$$

olarak verilmektedir [176] ve (o-x) eksenine göre atalet momenti aşağıda hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned}
I_{xx1} &= \int_{-h}^h [s_1] ds_1 & \Rightarrow I_{xx1} &= \frac{2}{3}t \\
I_{xx2} &= \int_b^0 t[-h]^2 ds_2 & \Rightarrow I_{xx2} &= 4t \\
I_{xx3} &= \int_{-h}^h t[s_3]^2 ds_3 & \Rightarrow I_{xx3} &= \frac{2}{3}t \\
I_{xx4} &= \int_b^0 t[h]^2 ds_4 & \Rightarrow I_{xx4} &= 4t \\
I_{xx5} &= \int_b^0 t[h]^2 ds_5 & \Rightarrow I_{xx5} &= 4t \\
I_{xx6} &= \int_{-h}^h t[s_6]^2 ds_6 & \Rightarrow I_{xx6} &= \frac{2}{3}t \\
I_{xx7} &= \int_{-b}^0 t[-h]^2 ds_7 & \Rightarrow I_{xx7} &= 4t \\
I_{xx8} &= \int_{-h}^{D_1+h} t[s_8]^2 ds_8 & \Rightarrow I_{xx8} &= \frac{215}{3}t \\
I_{xx9} &= \int_{D_1+h}^{D_1+D_2+h} t[s_9]^2 ds_9 & \Rightarrow I_{xx9} &= \frac{1115}{3}t \\
I_{xx10} &= \int_b^{b/2} t[D_1+h]^2 ds_{10} & \Rightarrow I_{xx10} &= 72t \\
I_{xx11} &= \int_{-h}^{D_1+h} t[s_{11}]^2 ds_{11} & \Rightarrow I_{xx11} &= \frac{1115}{3}t \\
I_{xx12} &= \int_{D_1+h}^{D_1+D_2+h} t[s_{12}]^2 ds_{12} & \Rightarrow I_{xx12} &= \frac{85}{3}t \\
I_{xx13} &= \int_b^{b/2} t[D_1+h]^2 ds_{13} & \Rightarrow I_{xx13} &= 72t
\end{aligned}
\quad \left. \vphantom{\begin{aligned} I_{xx1} \\ I_{xx2} \\ I_{xx3} \\ I_{xx4} \\ I_{xx5} \\ I_{xx6} \\ I_{xx7} \\ I_{xx8} \\ I_{xx9} \\ I_{xx10} \\ I_{xx11} \\ I_{xx12} \\ I_{xx13} \end{aligned}} \right\} I_{xx} = 1048.67 \text{ t}$$

(B.33)

En kesitin ağırlık merkezinden geçen yanal eksene göre atalet momenti;

$$\begin{aligned}
I_{xc} &= I_{xx} - e_g^2 * A \\
I_{xc} &= 10.4867 - 3.158^2 * 0.46 \\
I_{xc} &= 5.9 \text{ m}^4
\end{aligned}
\quad (B.34)$$

(o-y) Eksenine göre atalet momenti ise

$$\begin{aligned}
I_{yy1} &= \int_{-h}^h [0] ds_1 & \Rightarrow I_{yy1} &= 0 \\
I_{yy2} &= \int_b^0 t[s_2]^2 ds_2 & \Rightarrow I_{yy2} &= \frac{64}{3}t \\
I_{yy3} &= \int_{-h}^h t[b]^2 ds_3 & \Rightarrow I_{yy3} &= 32 \text{ t} \\
I_{yy4} &= \int_b^0 t[-s_4]^2 ds_4 & \Rightarrow I_{yy4} &= \frac{64}{3}t
\end{aligned}
\quad \left. \vphantom{\begin{aligned} I_{yy1} \\ I_{yy2} \\ I_{yy3} \\ I_{yy4} \end{aligned}} \right\}$$

$$\begin{aligned}
I_{yy5} &= \int_0^b t [-s_5]^2 ds_5 & \Rightarrow I_{yy5} &= \frac{64}{3}t \\
I_{yy6} &= \int_{-h}^h t [-b]^2 ds_6 & \Rightarrow I_{yy6} &= 32t \\
I_{yy7} &= \int_{-b}^0 t [s_7]^2 ds_7 & \Rightarrow I_{yy7} &= \frac{64}{3}t \\
I_{yy8} &= \int_{-h}^{D_1+h} t [b]^2 ds_8 & \Rightarrow I_{yy8} &= 80t \\
I_{yy9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} t [b]^2 ds_9 & \Rightarrow I_{yy9} &= 80t \\
I_{yy10} &= \int_{-b}^{-b/2} t [-s_{10}]^2 ds_{10} & \Rightarrow I_{yy10} &= 18.67t \\
I_{yy11} &= \int_{-h}^{D_1+h} t [-b]^2 ds_{11} & \Rightarrow I_{yy11} &= 80t \\
I_{yy12} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} t [-b]^2 ds_{12} & \Rightarrow I_{yy12} &= 80t \\
I_{yy13} &= \int_{-b}^{-b/2} t [s_{13}]^2 ds_{13} & \Rightarrow I_{yy13} &= 18.67t
\end{aligned}
\quad \left. \vphantom{\begin{aligned} I_{yy5} \\ I_{yy6} \\ I_{yy7} \\ I_{yy8} \\ I_{yy9} \\ I_{yy10} \\ I_{yy11} \\ I_{yy12} \\ I_{yy13} \end{aligned}} \right\} I_{yy} = 506.73 \text{ t[m}^4] \quad (\text{B.35})$$

olarak hesaplanır.

Kayma Merkezinin Yeri :

Kayma merkezinin boyuna yeri ise aşağıda verilmiştir.

$$e_p = -\frac{I_{\omega y}}{I_{yy}} = -\frac{2124.8t}{506.73t} = -4.2m \quad (\text{B.36})$$

O-XY Eksen Takımına Göre (asal eksen) Çarpılma Fonksiyonları:

Verilen en kesite ait kayma merkezinden geçen O-XY eksen takımına göre (asal eksen) çarpılma fonksiyonları Tablo B.5’de verilen R değerleri ve tanımlanan sınırlar için Şekil B.3’de verilen kesit boyunca integraller alınarak elde edilir [176]. C_i ($i = 1, 13$) integral sabitleri çarpılma fonksiyonunun birleşme noktalarında sürekli, orjinde sıfır değerini alması şartları kullanılarak elde edilir. Süreklilik şartları,

$$\begin{aligned}
\Omega_1(h) &= \Omega_2(0) = \Omega_7(0) & , \quad \Omega_4(0) &= \Omega_5(0) = \Omega_1(-h) \\
\Omega_3(h) &= \Omega_4(-b) = \Omega_8(h) & , \quad \Omega_5(b) &= \Omega_6(-h) = \Omega_{11}(h) \\
\Omega_2(b) &= \Omega_3(-h) & , \quad \Omega_6(h) &= \Omega_7(-b) \\
\Omega_{12}(D_1+h) &= \Omega_{11}(D_1+h) = \Omega_{13}(-b) & , \quad \Omega_1(0) &= 0 \\
\Omega_8(D_1+h) &= \Omega_9(D_1+h) = \Omega_{10}(-b)
\end{aligned}
\quad (\text{B.37})$$

dır. Şekil B.4’de Örnek 2 için (O-XY) eksen takımına göre çarpım fonksiyonlarının değişimi verilmiştir.

$$\begin{aligned}
\Omega_1 &= \int_{-h}^{e_1} \left[0 - \frac{\alpha - \alpha}{t} \right] ds_1 + C_1 = 0 \\
\Omega_2 &= \int_b^{e_2} \left[-e_p + h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_2 + C_2 = -4.8s_2 \\
\Omega_3 &= \int_{-h}^{e_3} \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_3 + C_3 = 2.4s_3 - 16.8 \\
\Omega_4 &= \int_b^{e_4} \left[e_p + h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_4 + C_4 = 3.6s_4 \\
\Omega_5 &= \int_b^{e_5} \left[e_p + h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_5 + C_5 = 3.6s_5 \\
\Omega_6 &= \int_{-h}^{e_6} \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_6 + C_6 = 2.4s_6 + 16.8 \\
\Omega_7 &= \int_b^{e_7} \left[-e_p + h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_7 + C_7 = -4.8s_7 \\
\Omega_8 &= \int_{-h}^{e_8} [b] ds_8 + C_8 = 4s_8 - 18.4 \\
\Omega_9 &= \int_{D_1+h}^{e_9} [b] ds_9 + C_9 = 4s_9 - 18.4 \\
\Omega_{10} &= \int_b^{e_{10}} [e_p + h + D_1] ds_{10} + C_{10} = 10.2s_{10} - 46.4 \\
\Omega_{11} &= \int_{-h}^{e_{11}} [-b] ds_{11} + C_{11} = -4s_{11} + 18.4 \\
\Omega_{12} &= \int_{D_1+h}^{e_{12}} [-b] ds_{12} + C_{12} = -4s_{12} + 18.4 \\
\Omega_{13} &= \int_b^{e_{13}} [-e_p - h - D_1] ds_{13} + C_{13} = -10.2s_{13} - 46.4
\end{aligned}$$

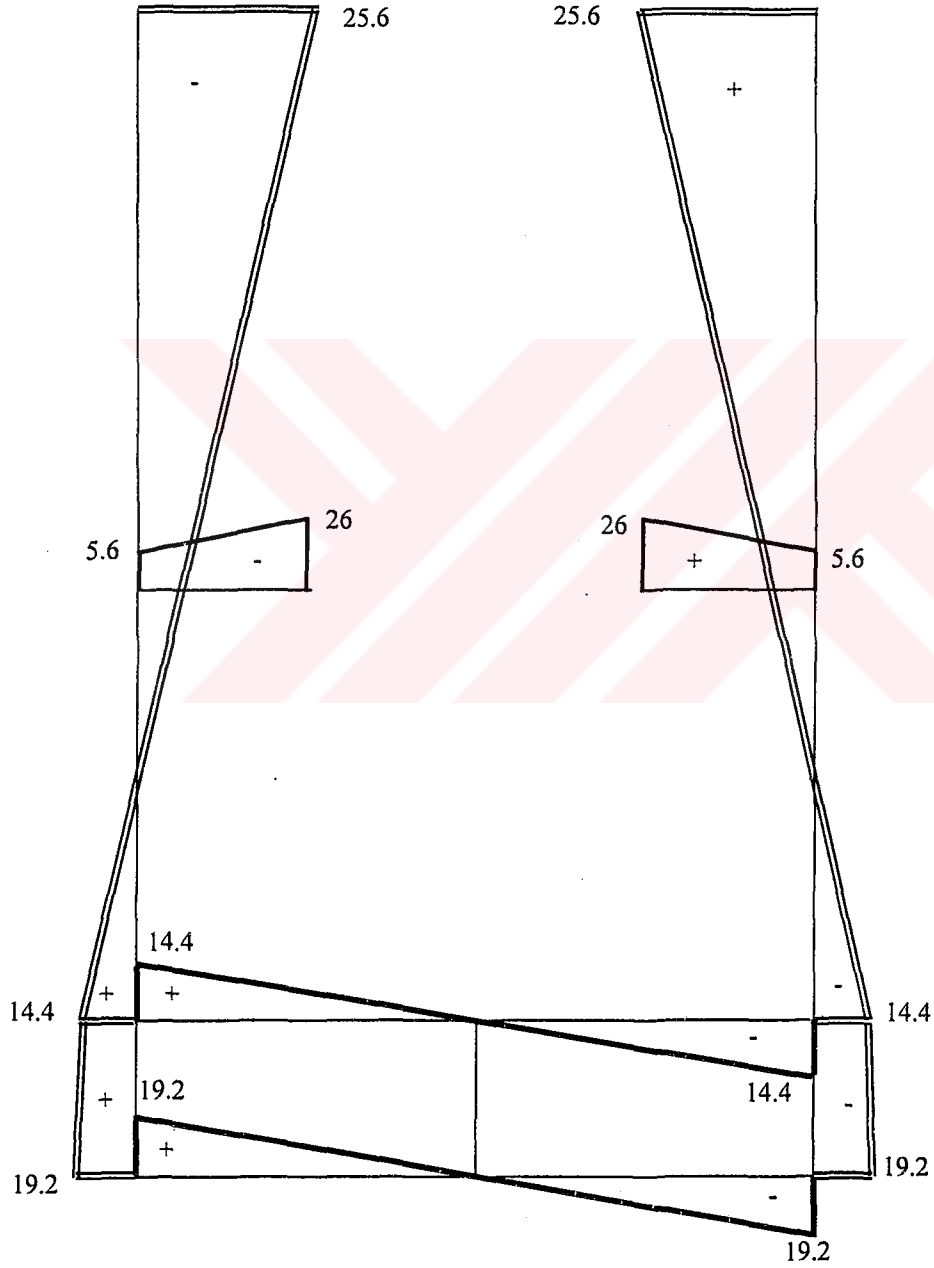
(B.38)

Sektörel Atalet Momenti :

Sektörel atalet momenti $J_w = I_{\Omega\Omega} = \int_c \Omega^2 t ds$ formülü ile hesaplanır.

$$\left. \begin{aligned}
I_{\Omega\Omega_1} &= \int_{-h}^h [0]^2 t ds_1 &= 0 \\
I_{\Omega\Omega_2} &= \int_b^{e_2} [-4.8s_2]^2 t ds_2 &= 491.52t \\
I_{\Omega\Omega_3} &= \int_{-h}^h [2.4s_3 - 16.8]^2 t ds_3 &= 568.32t \\
I_{\Omega\Omega_4} &= \int_b^{e_4} [3.6s_4]^2 t ds_4 &= 276.48t \\
I_{\Omega\Omega_5} &= \int_b^{e_5} [3.6s_5]^2 t ds_5 &= 276.48t \\
I_{\Omega\Omega_6} &= \int_{-h}^h [2.4s_6 + 16.8]^2 t ds_6 &= 568.32t \\
I_{\Omega\Omega_7} &= \int_b^{e_7} [-4.8s_7]^2 t ds_7 &= 491.52t \\
I_{\Omega\Omega_8} &= \int_{D_1+h}^{e_8} [4s_8 - 18.44]^2 t ds_8 &= 263.5t
\end{aligned} \right\}$$

$$\begin{aligned}
 I_{\Omega\Omega_9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [4s_9 - 18.44]^2 t ds_9 = 1383.5t \\
 I_{\Omega\Omega_{10}} &= \int_b^{b/2} [10.2s_{10} + 46.4]^2 t ds_{10} = 568.64t \\
 I_{\Omega\Omega_{11}} &= \int_h^{D_1+h} [-4s_{11} + 18.4]^2 t ds_{11} = 263.5t \\
 I_{\Omega\Omega_{12}} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [-4s_{12} + 18.4]^2 t ds_{12} = 1383.5t \\
 I_{\Omega\Omega_{13}} &= \int_b^{b/2} [-10.2s_{13} - 46.4]^2 t ds_{13} = 568.64t
 \end{aligned}
 \left. \vphantom{\int} \right\} \Rightarrow I_{\Omega\Omega} = 71.04 \text{ [m}^6\text{]} \quad (\text{B.39})$$



Şekil B.4 Örnek 2 için kontur çarpılma fonksiyonları

Burulma Sabiti :

Burulma sabiti kapalı kesitler için $J_d = \int_c \frac{F_s^2}{t} ds$ formülü ile, açık kesitler için

$J_d = \frac{1}{3} \int_c t^3 ds$ formülü ile hesaplanır [176]. Kapalı kollar için buruma sabiti;

$$J_{dK} = \int_h^h \frac{[0]^2}{t} ds_1 + \int_b^b \frac{[1.6t]^2}{t} ds_2 + \int_h^h \frac{[1.6t]^2}{t} ds_3 + \int_b^b \frac{[1.6t]^2}{t} ds_4 + \int_b^b \frac{[1.6t]^2}{t} ds_5 + \int_h^h \frac{[1.6t]^2}{t} ds_6 + \int_b^b \frac{[1.6t]^2}{t} ds_7 = 0.512 \text{ [m}^4\text{]} \quad (B.40)$$

olarak hesaplanır. Açık kollarda ise burulma sabiti;

$$J_{dA} = \frac{1}{3} \int_h^{D_1+h} t^3 ds_8 + \frac{1}{3} \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} t^3 ds_9 + \frac{1}{3} \int_{-b}^{-b/2} t^3 ds_{10} + \frac{1}{3} \int_h^{D_1+h} t^3 ds_{11} + \frac{1}{3} \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} t^3 ds_{12} + \frac{1}{3} \int_{-b}^{-b/2} t^3 ds_{13} \Rightarrow J_{dA} = 8 * E^{-6} \text{ [m}^4\text{]} \quad (B.41)$$

olarak elde edilir. Örnek 2 için toplam burulma sabiti aşağıda hesaplanmıştır.

$$J_d = J_{dK} + J_{dA} = 0.512 \text{ [m}^4\text{]} \quad (B.42)$$

Kesme Alanı :

kA kesme alanı hesaplanırken k kayma sabiti ince cidarlı çok bölmeli dikdörtgen kesitler için B.20 formülü yardımı ile $k = 0.47$ olarak hesaplanmıştır. Örnek 2'e ait kesme alanı aşağıda verilmiştir.

$$kA = 0.47 * 0.46 = 0.2162 \text{ m}^2 \quad (B.43)$$

Kütlesel Atalet Momenti :

En kesitin ağırlık merkezinden geçen eksenlere göre kütleli atalet momentlerinin hesabında yoğunluk $\rho = 7.85 \text{ ton/m}^3$ olarak alınmıştır. En kesitin ağırlık merkezinden geçen düşey eksene göre birim boy kütleli atalet momenti;

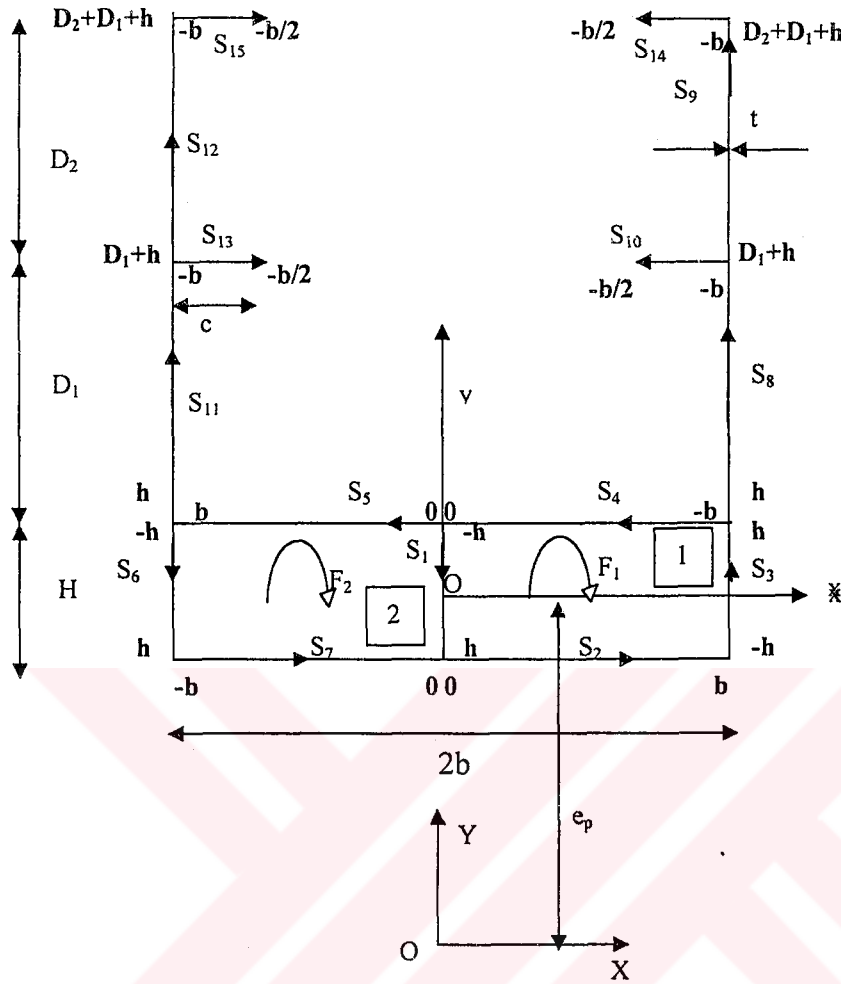
$$I_{m_{cy}} = I_{yy} * (\rho * L) / L \Rightarrow I_{m_{cy}} = 39.78 \text{ ton} * \text{m}^2 / \text{m} \quad (B.44)$$

Kesitin ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre birim boy kütleli atalet momenti (B.45)'de, kayma merkezinden geçen boyuna eksene göre birim boy kütleli atalet momenti ise (B.46)'da hesaplanmıştır.

$$I_{m_c} = \rho * L * (I_{yy} + I_{xc}) / L \Rightarrow I_{m_c} = 86.09 \text{ ton} * \text{m}^2 / \text{m} \quad (B.45)$$

$$I_{m_s} = 86.09 + 3.611 * (3.158 + 4.2)^2 = 281.6 \text{ ton} * \text{m}^2 / \text{m} \quad (B.46)$$

Örnek 3 :



Şekil B.5. Örnek 3

Bölüm 5'te verilen bilgisayar programında kullanılmak üzere üçüncü bir örnek en kesit Şekil B.5'te verilmiştir. Seçilen örnek en kesit yarı açık en kesitli, (üst güverteli) çift dipli ve ara güvertelidir. Örnek 3 olarak isimlendirilen en kesitin boyutları Tablo B.7'de verilmiştir. Modelleme sırasında et kalınlığı sabit alınmıştır.

Tablo B.7. Örnek 3'e ait boyutlar:

Yükseklik (D_1+D_2+H) :	12 m	$D_1=D_2=5$ m
Genişlik ($2b$) :	8 m	$H=2$ m
Boy (L) :	200 m	$b=4$ m
Kalınlık (t) :	10 mm	$h=1$ m
		$c=b/2=2$ m

Örnek 3'de seçilen simetrik en kesite ait iki eksen takımı tanımlanmıştır. Bunlardan ilki çift dibin ortasından geçen (o-xy) eksen takımı, ikincisi ise kayma merkezinden geçen (O-XY) asal eksen takımıdır. (o-z) ve (O-Z) eksenleri ise kiriş boyuna eksenlerini göstermekte olup, kiriş boyunca en kesit sabittir. En kesit 7'si kapalı 8'si açık olmak üzere toplam 15 koldan oluşmaktadır. Her bir kola ait koordinat

fonksiyonlarına bağlı integral yönleri Şekil B.5’de verilmiş olup, Tablo B.8’de koordinat fonksiyonları ve değişim aralıkları sunulmuştur. Yön seçimine ve koordinat fonksiyonlarına ait geniş bilgiler Bölüm 3.2’de İnce cidarlı kiriş teorisi bölümünde ve Ek A’da verilmiştir.

Tablo B.8. Örnek 3 için koordinat fonksiyonları

KOLLAR	S_i DEĞİŞİMİ	$r (o-xy)$	$R (O-XY)$	x	y
1	-h h	0	0	0	S_1
2	0 b	h	$-(e_p-h)$	S_2	-h
3	-h h	b	b	b	S_3
4	-b 0	h	(e_p+h)	$-S_4$	h
5	0 b	h	(e_p+h)	$-S_5$	h
6	-h h	b	b	-b	S_6
7	-b 0	h	$-(e_p-h)$	S_7	-h
8	h D_1+h	b	b	b	S_8
9	D_1+h D_2+D_1+h	b	b	b	S_9
10	-b -b/2	D_1+h	D_1+h+e_p	$-S_{10}$	(D_1+h)
11	h D_1+h	-b	-b	-b	S_{11}
12	D_1+h D_2+D_1+h	-b	-b	-b	S_{12}
13	-b -b/2	$-(D_1+h)$	$-(D_1+h+e_p)$	S_{13}	(D_1+h)
14	-b -b/2	(D_1+D_2+h)	$(D_1+D_2+h+e_p)$	$-S_{14}$	(D_1+D_2+h)
15	-b -b/2	$-(D_1+D_2+h)$	$-(D_1+D_2+h+e_p)$	S_{15}	(D_1+D_2+h)

Toplam Kütlenin ve Ağırlık Merkezinin Hesabı:

Tablo B.9. Örnek 3 için ağırlık merkezinin yeri

Eleman No:	$e_{gi} (i=1,..9)$	$m_i (i=1,..9)$	$e_{gi} * m_i (i=1,..9)$
1	0	31.4	0
2	-1	62.8	-62.8
3	0	31.4	0
4	1	62.8	62.8
5	1	62.8	62.8
6	0	31.4	0
7	-1	62.8	-62.8
8	3.5	78.5	274.75
9	8.5	78.5	677.25
10	6	31.4	188.4
11	3.5	78.5	274.75
12	8.5	78.5	677.25
13	6	31.4	188.4
14	11	31.4	345.4
15	11	31.4	345.4
Toplam:		785.0	2971.6

$e_g = 2971.6/785.0$
 $e_g = 3.785 \text{ m}$

Örnek 3’e ait yapısal parametreler elde edilirken ilk olarak en kesitin kütlesi ve (o-xyz) eksenlerine göre ağırlık merkezinin yeri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda yoğunluk $\rho = 7.85 \text{ t/m}^3$ olarak alınmış, $L=200 \text{ m}$ için en kesitin toplam kütlesi,

$$m = \rho * V$$

$$m = 7.85 * 50 * 0.01 * 200 \Rightarrow m = 785.0 \text{ ton} \quad (A.47)$$

ve, birim boya karşılık gelen kütle ise,

$$\mu = \frac{m}{L} = \frac{785.0}{200} \Rightarrow \mu = 3.925 \text{ t/m} \quad (\text{B.48})$$

olarak elde edilmiştir. (o-xyz) eksen takımına göre en kesitin ağırlık merkezinin yeri Tablo B.9 yardımı ile hesaplanır

Kesme Akmasının Hesabı:

Örnek 3’de verilen en kesite ait St. Venant kesme akmasının (shear flow) açık kollarda (8-15 numaralı kollar) bulunmadığı kabul edilmiş ve kapalı kollarda ise St.Venant kesme akması daha önceden Örnek1 ve 2’de hesaplanan değere eşittir.

$$F_i = \alpha = \frac{2 \cdot 4 \cdot 1}{(4+1)} t = \frac{8}{5} t \quad (i = 1,2 \text{ için}) \quad (\text{B.49})$$

(o-xy) Eksen Takımında Kontur Çarpılma Fonksiyonlarının Hesaplanması

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \int_{-h}^0 \left[0 - \frac{\alpha - \alpha}{t} \right] ds_1 + C_1 = 0 \\ \omega_2 &= \int_0^h \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_2 + C_2 = -\beta h s_2 \\ \omega_3 &= \int_h^b \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_3 + C_3 = \beta b s_3 \\ \omega_4 &= \int_b^h \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_4 + C_4 = -\beta h s_4 \\ \omega_5 &= \int_h^b \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_5 + C_5 = -\beta h s_5 \\ \omega_6 &= \int_b^h \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_6 + C_6 = \beta b s_6 \\ \omega_7 &= \int_h^b \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_7 + C_7 = -\beta h s_7 \\ \omega_8 &= \int_{-h}^b [b] ds_8 + C_8 = b(s_8 - h) + \beta b h \\ \omega_9 &= \int_{D_1+h}^b [b] ds_9 + C_9 = b(s_9 - h) + \beta b h \\ \omega_{10} &= \int_b^{D_1+h} [D_1 + h] ds_{10} + C_{10} = (D_1 + h)s_{10} + b h + \beta b h + 2b D_1 \\ \omega_{11} &= \int_{D_1+h}^b [-b] ds_{11} + C_{11} = -b(s_{11} - h) - \beta b h \\ \omega_{12} &= \int_{D_1+h}^b [-b] ds_{12} + C_{12} = -b(s_{12} - h) - \beta b h \\ \omega_{13} &= \int_b^{D_1+h} [-D_1 - h] ds_{13} + C_{13} = -(D_1 + h)s_{13} - b h - \beta b h - 2b D_1 \\ \omega_{14} &= \int_b^{D_2+D_1+h} [D_2 + D_1 + h] ds_{14} + C_{14} = (D_2 + D_1 + h)s_{14} + b h + \beta b h + 2b(D_2 + D_1) \\ \omega_{15} &= \int_b^{D_2+D_1+h} [-D_2 - D_1 - h] ds_{15} + C_{15} = -(D_2 + D_1 + h)s_{15} - b h - \beta b h - 2b(D_2 - D_1) \end{aligned} \quad (\text{B.50})$$

Kontur çarpılma fonksiyonları kapalı kollarda $\omega_i = \int_C (r_i - \frac{F_{si}}{t_i}) ds_i$, açık kollarda ise $\omega_i = \int_C r_i ds_i$ olarak verilmektedir. Yukarıda verilen (o-xy) eksen takımına göre ve tanımlanan sınırlar için Şekil B.5’de verilen kesit boyunca integraller alınır.

$$\begin{aligned}
 \omega_1(h) &= \omega_2(0) = \omega_7(0) & , & \quad \omega_4(0) = \omega_5(0) = \omega_1(-h) \\
 \omega_3(h) &= \omega_4(-b) = \omega_8(h) & \quad \omega_5(b) &= \omega_6(-h) = \omega_{11}(h) \\
 \omega_9(D_2 + D_1 + h) &= \omega_{14}(-b) & , & \quad \omega_{12}(D_2 + D_1 + h) = \omega_{15}(-b) \\
 \omega_2(b) &= \omega_3(-h) & , & \quad \omega_6(h) = \omega_7(-b) \\
 \omega_8(h) &= \omega_3(h) = \omega_4(-b) & , & \quad \omega_8(D_1 + h) = \omega_9(D_1 + h) = \omega_{10}(-b) \\
 \omega_{12}(D_1 + h) &= \omega_{11}(D_1 + h) = \omega_{13}(-b) & , & \quad \text{ve} \quad \omega_1(0) = 0
 \end{aligned} \tag{B.51}$$

C_i ($i = 1, 15$) integral sabitleri çarpılma fonksiyonunun birleşme noktalarında sürekli, orjinde sıfır değerini alması şartları kullanılarak elde edilir. Süreklilik şartları (B.51)’de verilmiş ve, $\beta = \frac{b-h}{b+h} = \frac{3}{5}$ olarak tanımlanmıştır. Tablo B.7’de verilen sayısal değerler yerine yazılırsa; (o-xy) eksen takımına göre çarpılma fonksiyonları hesaplanır. Ayrıca en kesitin kayma merkezinin yeri bulunurken gerekli olan çarpım kontur değerlerinde $I_{\omega_y} = \int_C \omega x t ds$ hesaplanması gerekmektedir. Bu durumda çarpım kontur fonksiyonu (B.53)’de $I_{\omega_y} = 27.594 \text{ m}^5$ olarak elde edilir.

$$\begin{aligned}
 \omega_1 &= 0 \\
 \omega_2 &= -0.6s_2 \\
 \omega_3 &= 2.4s_3 \\
 \omega_4 &= -0.6s_4 \\
 \omega_5 &= -0.6s_5 \\
 \omega_6 &= 2.4s_6 \\
 \omega_7 &= -0.6s_7 \\
 \omega_8 &= 4s_8 - 1.6 \\
 \omega_9 &= 4s_9 - 1.6 \\
 \omega_{10} &= 6s_{10} + 46.4 \\
 \omega_{11} &= -4s_{11} + 1.6 \\
 \omega_{12} &= -4s_{12} + 1.6 \\
 \omega_{13} &= -6s_{13} - 46.4 \\
 \omega_{14} &= 11s_{14} + 86.4 \\
 \omega_{15} &= -11s_{15} - 86.4
 \end{aligned} \tag{B.52}$$

$$\begin{aligned}
I_{\omega y1} &= \int_h^h [0] ds_1 & \Rightarrow I_{\omega y1} &= 0 \\
I_{\omega y2} &= \int_0^b [-0.6s_2] [ts_2] ds_2 & \Rightarrow I_{\omega y2} &= -12.8t \\
I_{\omega y3} &= \int_h^h [2.4s_3] [bt] ds_3 & \Rightarrow I_{\omega y3} &= 0 \\
I_{\omega y4} &= \int_b^0 [-0.6s_4] [-ts_4] ds_4 & \Rightarrow I_{\omega y4} &= 12.8t \\
I_{\omega y5} &= \int_0^b [-0.6s_5] [-ts_5] ds_5 & \Rightarrow I_{\omega y5} &= 12.8t \\
I_{\omega y6} &= \int_h^h [2.4s_6] [-bt] ds_6 & \Rightarrow I_{\omega y6} &= 0 \\
I_{\omega y7} &= \int_b^0 [-0.6s_7] [ts_7] ds_7 & \Rightarrow I_{\omega y7} &= -12.8t \\
I_{\omega y8} &= \int_{D_1+h}^{D_1+h} [4s_8 - 1.6] [bt] ds_8 & \Rightarrow I_{\omega y8} &= 248t \\
I_{\omega y9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+h} [4s_9 - 1.6] [bt] ds_9 & \Rightarrow I_{\omega y9} &= 648t \\
I_{\omega y10} &= \int_b^{b/2} [6s_{10} + 46.4] [-ts_{10}] ds_{10} & \Rightarrow I_{\omega y10} &= 166.4t \\
I_{\omega y11} &= \int_h^{D_1+h} [-4s_{11} + 1.6] [-bt] ds_{11} & \Rightarrow I_{\omega y11} &= 248t \\
I_{\omega y12} &= \int_{D_1+h}^{D_2+h} [-4s_{12} + 1.6] [-bt] ds_{12} & \Rightarrow I_{\omega y12} &= 648t \\
I_{\omega y13} &= \int_b^{b/2} [-6s_{13} - 46.4] [ts_{13}] ds_{13} & \Rightarrow I_{\omega y13} &= 166.4t \\
I_{\omega y14} &= \int_b^{b/2} [11s_{14} + 86.4] [-ts_{14}] ds_{14} & \Rightarrow I_{\omega y14} &= 313.06t \\
I_{\omega y15} &= \int_b^{b/2} [-11s_{15} - 86.4] [ts_{15}] ds_{15} & \Rightarrow I_{\omega y15} &= 313.06t
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} I_{\omega y1} \\ I_{\omega y2} \\ I_{\omega y3} \\ I_{\omega y4} \\ I_{\omega y5} \\ I_{\omega y6} \\ I_{\omega y7} \\ I_{\omega y8} \\ I_{\omega y9} \\ I_{\omega y10} \\ I_{\omega y11} \\ I_{\omega y12} \\ I_{\omega y13} \\ I_{\omega y14} \\ I_{\omega y15} \end{aligned}} \right\} I_{\omega y} = 2750.92t \text{ m}^5$$

(B.53)

Atalet Momentlerinin Hesabı:

(o-xyz) eksen takımına göre atalet momentleri [176],

$$I_{xx} = \int_c y^2 t ds \quad \text{ve} \quad I_{yy} = \int_c x^2 t ds \quad (B.54)$$

olarak verilmektedir. (o-x) eksenine göre atalet momenti ise,

$$\left. \begin{aligned}
I_{xx1} &= \int_h^h [s_1] ds_1 & \Rightarrow I_{xx1} &= \frac{2}{3}t \\
I_{xx2} &= \int_0^b t[-h]^2 ds_2 & \Rightarrow I_{xx2} &= 4t \\
I_{xx3} &= \int_h^h t[s_3]^2 ds_3 & \Rightarrow I_{xx3} &= \frac{2}{3}t \\
I_{xx4} &= \int_b^0 t[h]^2 ds_4 & \Rightarrow I_{xx4} &= 4t
\end{aligned} \right\}$$

$$\begin{aligned}
I_{xx5} &= \int_0^b t [h]^2 ds_5 \Rightarrow I_{xx5} = 4t \\
I_{xx6} &= \int_{-h}^h t [s_6]^2 ds_6 \Rightarrow I_{xx6} = \frac{2}{3}t \\
I_{xx7} &= \int_{-b}^0 t [-h]^2 ds_7 \Rightarrow I_{xx7} = 4t \\
I_{xx8} &= \int_h^{D_1+h} t [s_8]^2 ds_8 \Rightarrow I_{xx8} = \frac{215}{3}t \\
I_{xx9} &= \int_{D_1+h}^{D_1+D_2+h} t [s_9]^2 ds_9 \Rightarrow I_{xx9} = \frac{1115}{3}t \\
I_{xx10} &= \int_{-b}^{-b/2} t [D_1+h]^2 ds_{10} \Rightarrow I_{xx10} = 72t \\
I_{xx11} &= \int_{-b/2}^0 t [s_{11}]^2 ds_{11} \Rightarrow I_{xx11} = \frac{1115}{3}t \\
I_{xx12} &= \int_{D_1+h}^{D_1+D_2+h} t [s_{12}]^2 ds_{12} \Rightarrow I_{xx12} = \frac{85}{3}t \\
I_{xx13} &= \int_{-b}^{-b/2} t [D_1+h]^2 ds_{13} \Rightarrow I_{xx13} = 72t \\
I_{xx14} &= \int_{-b}^{-b/2} t [D_1+D_2+h]^2 ds_{14} \Rightarrow I_{xx14} = 242t \\
I_{xx15} &= \int_{-b}^{-b/2} t [D_1+D_2+h]^2 ds_{15} \Rightarrow I_{xx15} = 242t
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} I_{xx5} \\ I_{xx6} \\ I_{xx7} \\ I_{xx8} \\ I_{xx9} \\ I_{xx10} \\ I_{xx11} \\ I_{xx12} \\ I_{xx13} \\ I_{xx14} \\ I_{xx15} \end{aligned}} \right\} I_{xx} = 1532.67 \text{ t m}^4 \quad (B.55)$$

olarak hesaplanır. Ayrıca en kesitin ağırlık merkezinden geçen yanal eksene göre atalet momenti;

$$\begin{aligned}
I_{xc} &= I_{xx} - e_g^2 * A \\
I_{xc} &= 15.3267 - 3.785^2 * 0.50 \\
I_{xc} &= 8.16 \text{ m}^4
\end{aligned} \quad (B.56)$$

(o-y) Eksenine göre atalet momenti ise

$$\begin{aligned}
I_{yy1} &= \int_{-h}^h [0]^2 ds_1 \Rightarrow I_{yy1} = 0 \\
I_{yy2} &= \int_0^b t [s_2]^2 ds_2 \Rightarrow I_{yy2} = \frac{64}{3}t \\
I_{yy3} &= \int_{-h}^h t [b]^2 ds_3 \Rightarrow I_{yy3} = 32t \\
I_{yy4} &= \int_{-b}^0 t [-s_4]^2 ds_4 \Rightarrow I_{yy4} = \frac{64}{3}t \\
I_{yy5} &= \int_0^b t [-s_5]^2 ds_5 \Rightarrow I_{yy5} = \frac{64}{3}t \\
I_{yy6} &= \int_{-h}^h t [-b]^2 ds_6 \Rightarrow I_{yy6} = 32t \\
I_{yy7} &= \int_{-b}^0 t [s_7]^2 ds_7 \Rightarrow I_{yy7} = \frac{64}{3}t \\
I_{yy8} &= \int_{-h}^{D_1+h} t [b]^2 ds_8 \Rightarrow I_{yy8} = 80t
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{yy9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+h} t [b]^2 ds_9 & \Rightarrow I_{yy9} &= 80t \\
I_{yy10} &= \int_b^{b/2} t [-s_{10}]^2 ds_{10} & \Rightarrow I_{yy10} &= 18.67t \\
I_{yy11} &= \int_h^{D_1+h} t [-b]^2 ds_{11} & \Rightarrow I_{yy11} &= 80t \\
I_{yy12} &= \int_{D_1+h}^{D_2+h} t [-b]^2 ds_{12} & \Rightarrow I_{yy12} &= 80t \\
I_{yy13} &= \int_b^{b/2} t [s_{13}]^2 ds_{13} & \Rightarrow I_{yy13} &= 18.67t \\
I_{yy14} &= \int_b^{b/2} t [s_{14}]^2 ds_{14} & \Rightarrow I_{yy14} &= 18.67t \\
I_{yy15} &= \int_b^{b/2} t [s_{15}]^2 ds_{15} & \Rightarrow I_{yy15} &= 18.67t
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} I_{yy9} \\ I_{yy10} \\ I_{yy11} \\ I_{yy12} \\ I_{yy13} \\ I_{yy14} \\ I_{yy15} \end{aligned}} \right\} I_{yy} = 544.06 \text{ t[m}^4\text{]} \quad (B.57)$$

Kayma Merkezinin Yeri :

Kayma merkezinin boyuna yeri ise aşağıda hesaplanmıştır.

$$e_p = -\frac{I_{\omega y}}{I_{yy}} = -\frac{2750.92t}{544.06t} = -5.05m \quad (B.58)$$

O-XY Eksen Takımına Göre (asal eksen) Çarpılma Fonksiyonları:

Verilen en kesite ait kayma merkezinden geçen O-XY eksen takımına göre (asal eksen) çarpılma fonksiyonları (B.59) numaralı eşitlikler yardımı ile hesaplanmıştır. C_i ($i = 1, 15$) integral sabitleri çarpılma fonksiyonunun birleşme noktalarında sürekli, orjinde sıfır değerini alması şartları (B.59) kullanılarak elde edilir.

$$\begin{aligned}
\Omega_1(h) &= \Omega_2(0) = \Omega_7(0) & , \quad \Omega_4(0) &= \Omega_5(0) = \Omega_1(-h) \\
\Omega_{12}(D_2 + D_1 + h) &= \Omega_{15}(-b) & , \quad \Omega_9(D_2 + D_1 + h) &= \Omega_{14}(-b) \\
\Omega_3(h) &= \Omega_4(-b) = \Omega_8(h) & , \quad \Omega_5(b) &= \Omega_6(-h) = \Omega_{11}(h) \\
\Omega_2(b) &= \Omega_3(-h) & , \quad \Omega_6(h) &= \Omega_7(-b) \\
\Omega_8(h) &= \Omega_3(h) = \Omega_4(-b) & , \quad \Omega_8(D_1 + h) &= \Omega_9(D_1 + h) = \Omega_{10}(-b) \\
\Omega_{11}(h) &= \Omega_6(-h) = \Omega_5(b) & , \quad \Omega_{12}(D_1 + h) &= \Omega_{11}(D_1 + h) = \Omega_3(-b) \\
\text{ve } \Omega_1(0) &= 0
\end{aligned} \quad (B.59)$$

$$\begin{aligned}
\Omega_1 &= \int_h^{s_1} \left[0 - \frac{\alpha - \alpha}{t} \right] ds_1 & + C_1 &= 0 \\
\Omega_2 &= \int_b^{s_2} \left[-e_p + h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_2 & + C_2 &= -5.6s_2 \\
\Omega_3 &= \int_h^{s_3} \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_3 & + C_3 &= 2.4s_3 - 20 \\
\Omega_4 &= \int_b^{s_4} \left[e_p + h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_4 & + C_4 &= 4.4s_4
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Omega_5 &= \int_b^{e_5} \left[e_p + h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_5 & + C_5 &= 4.4s_5 \\
\Omega_6 &= \int_h^{e_6} \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_6 & + C_6 &= 2.4s_6 + 20 \\
\Omega_7 &= \int_b^{e_7} \left[-e_p + h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_7 & + C_7 &= -5.6s_7 \\
\Omega_8 &= \int_h^{e_8} [b] ds_8 & + C_8 &= 4s_8 - 21.6 \\
\Omega_9 &= \int_{D_1+h}^{e_9} [b] ds_9 & + C_9 &= 4s_9 - 21.6 \\
\Omega_{10} &= \int_b^{e_{10}} [e_p + h + D_1] ds_{10} & + C_{10} &= 11s_{10} + 46.4 \\
\Omega_{11} &= \int_h^{e_{11}} [-b] ds_{11} & + C_{11} &= -4s_{11} + 21.6 \\
\Omega_{12} &= \int_{D_1+h}^{e_{12}} [-b] ds_{12} & + C_{12} &= -4s_{12} + 21.6 \\
\Omega_{13} &= \int_b^{e_{13}} [-e_p - h - D_1] ds_{13} & + C_{13} &= -11s_{13} - 46.4 \\
\Omega_{14} &= \int_b^{e_{14}} [e_p + h + D_2 + D_1] ds_{14} & + C_{14} &= 16s_{14} + 86.4 \\
\Omega_{15} &= \int_b^{e_{15}} [-e_p - h - D_2 - D_1] ds_{15} & + C_{15} &= -16s_{15} - 86.4
\end{aligned} \tag{B.60}$$

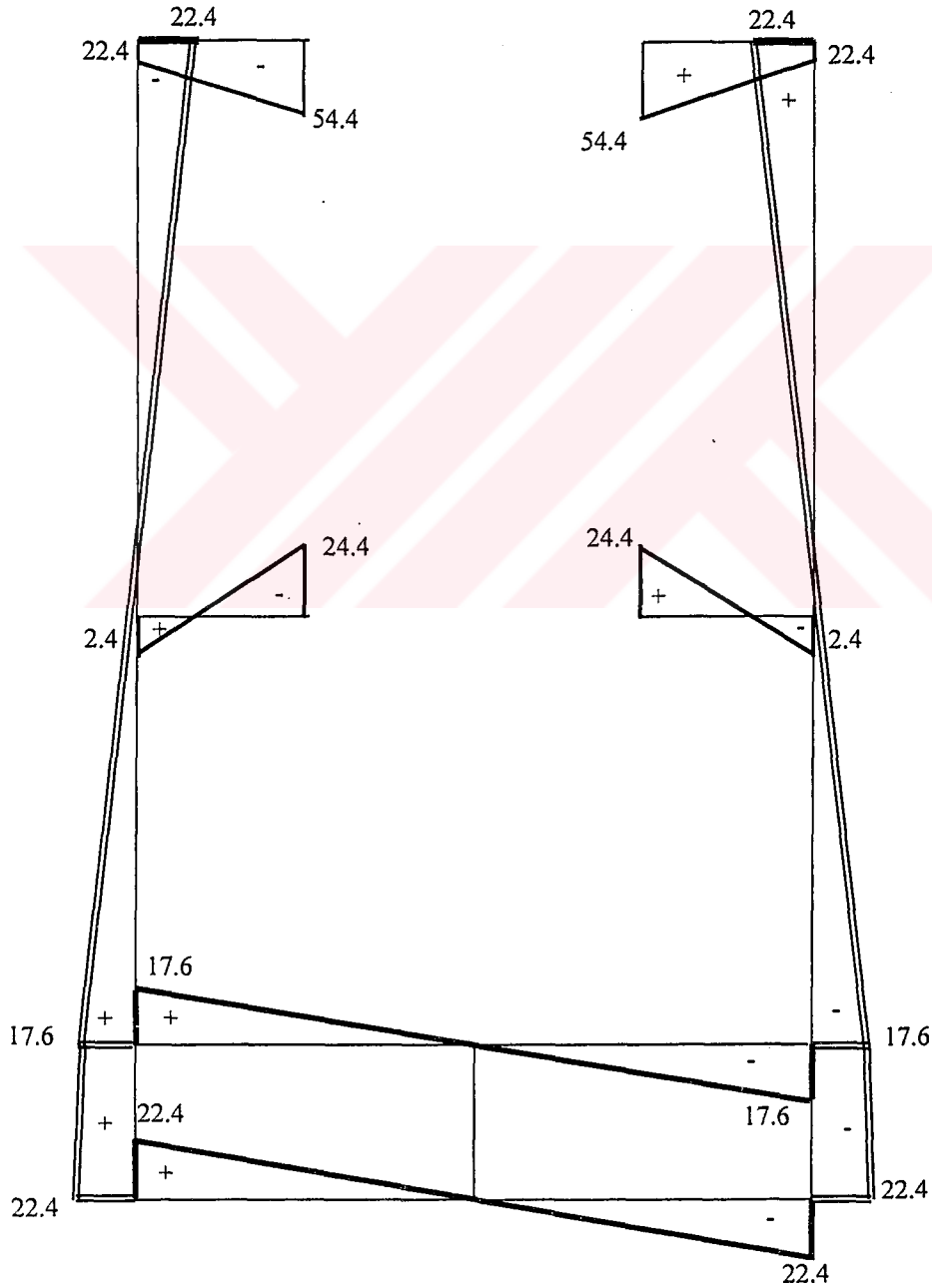
Şekil B.6'da Örnek 3 için kontur çarpılma fonksiyonlarının (O -XY) eksen takımına göre değişimi verilmiştir.

Sektörel Atalet Momenti :

Sektörel atalet momenti $J_w = I_{\Omega\Omega} = \int_c \Omega^2 t ds$ formülü ile hesaplanır [176].

$$\begin{aligned}
I_{\Omega\Omega_1} &= \int_h^h [0]^2 t ds_1 &= 0 \\
I_{\Omega\Omega_2} &= \int_b^b [-5.6s_2]^2 t ds_2 &= 669t \\
I_{\Omega\Omega_3} &= \int_h^h [2.4s_3 - 20]^2 t ds_3 &= 803.84t \\
I_{\Omega\Omega_4} &= \int_b^b [4.4s_4]^2 t ds_4 &= 413t \\
I_{\Omega\Omega_5} &= \int_b^b [4.4s_5]^2 t ds_5 &= 413t \\
I_{\Omega\Omega_6} &= \int_h^h [2.4s_6 + 20]^2 t ds_6 &= 803.84t \\
I_{\Omega\Omega_7} &= \int_b^b [-5.6s_7]^2 t ds_7 &= 669t \\
I_{\Omega\Omega_8} &= \int_{D_1+h}^h [4s_8 - 21.6]^2 t ds_8 &= 455.5t
\end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned}
I_{\Omega 9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [4s_9 - 21.6]^2 t ds_9 &= 935.5t \\
I_{\Omega 10} &= \int_b^{b/2} [11s_{10} + 42.4]^2 t ds_{10} &= 257.42t \\
I_{\Omega 11} &= \int_h^{D_1+h} [-4s_{11} + 21.6]^2 t ds_{11} &= 455.5t \\
I_{\Omega 12} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [-4s_{12} + 21.6]^2 t ds_{12} &= 935.5t \\
I_{\Omega 13} &= \int_b^{b/2} [-11s_{13} - 42.4]^2 t ds_{13} &= 257.42t \\
I_{\Omega 14} &= \int_b^{b/2} [16s_{14} + 86.4]^2 t ds_{14} &= 3120t \\
I_{\Omega 15} &= \int_b^{b/2} [-16s_{15} - 86.4]^2 t ds_{15} &= 3120t
\end{aligned} \right\} \Rightarrow I_{\Omega\Omega} = 133.0852 \text{ [m}^6\text{]} \quad (\text{B.61})$$



Şekil B.6. Örnek 3 için kontur çarpılma fonksiyonları

Burulma Sabiti :

Burulma sabiti kapalı kesitler için $J_d = \int_c \frac{F_s^2}{t} ds$ formülü ile, açık kesitler için

$J_d = \frac{1}{3} \int_c t^3 ds$ formülü ile hesaplanır [176]. Kapalı kollar için buruma sabiti;

$$J_{dK} = \int_{-h}^h \frac{[0]^2}{t} ds_1 + \int_b^0 \frac{[1.6t]^2}{t} ds_2 + \int_{-h}^h \frac{[1.6t]^2}{t} ds_3 + \int_{-b}^0 \frac{[1.6t]^2}{t} ds_4 \\ + \int_b^0 \frac{[1.6t]^2}{t} ds_5 + \int_{-h}^h \frac{[1.6t]^2}{t} ds_6 + \int_{-b}^0 \frac{[1.6t]^2}{t} ds_7 = 0.512 [m^4]$$

(B.62)

Açık kollarda burulma sabiti;

$$J_{dA} = \frac{1}{3} \int_h^{D_1+h} t^3 ds_8 + \frac{1}{3} \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} t^3 ds_9 + \frac{1}{3} \int_{-b}^{-b/2} t^3 ds_{10} + \frac{1}{3} \int_h^{D_1+h} t^3 ds_{11} \\ + \frac{1}{3} \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} t^3 ds_{12} + \frac{1}{3} \int_{-b}^{-b/2} t^3 ds_{13} + \frac{1}{3} \int_{-b}^{-b/2} t^3 ds_{14} + \frac{1}{3} \int_{-b}^{-b/2} t^3 ds_{15} \Rightarrow \\ J_{dA} = 9.33 * E^{-6} [m^4]$$

olarak hesaplanır. Toplam burulma sabiti ise aşağıda verilmiştir.

$$J_d = J_{dK} + J_{dA} = 0.512 [m^4] \quad (B.64)$$

Kesme Alanı :

kA kesme alanı hesaplanırken k kayma sabiti ince cidarlı çok bölmeli dikdörtgen kesitler için verilen [137]

$$k = \frac{640(1+\nu)}{1506 + 923\nu} \quad (B.65)$$

forulu ile hesaplanacaktır. Burada $\nu = 0.3$ poisson oranıdır. Bu durumda $k = 0.47$ değerine eşit olur ve kesme alanı değeri aşağıda verilmiştir.

$$kA = 0.47 * 0.50 = 0.235 m^2 \quad (B.66)$$

Kütlesel Atalet Momenti :

Kütlesel atalet momentlerinin hesabında yoğunluk $\rho = 7.85 \text{ ton}/m^3$ olarak alınmış ve ağırlık merkezinden geçen düşey eksene göre birim boy kütlesel atalet momenti;

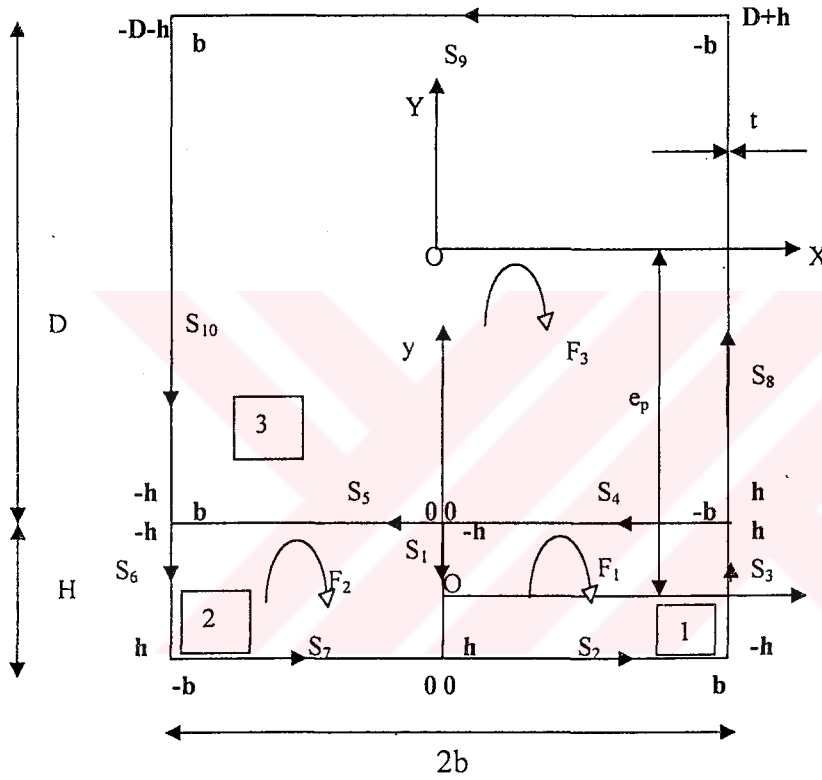
$$I_{m_{cy}} = I_{yy} * \rho \\ I_{m_{cy}} = 5.4406 * 7.85 \Rightarrow I_{m_{cy}} = 42.71 \text{ ton} * m^2 / m \quad (B.67)$$

olarak hesaplanmıştır. En kesitin ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre birim boy kütlelesel atalet momenti ise aşağıda verilmiştir.

$$I_{m_c} = \rho * (I_{yy} + I_{xc})$$

$$I_{m_c} = 7.85 * (5.4406 + 8.16) \Rightarrow I_{m_c} = 106.76 \text{ ton} * \text{m}^2 / \text{m} \quad (\text{B.68})$$

Örnek 4 :



Şekil B.7 Örnek 4

Örnek 1-3 Bölüm 5’te verilen bilgisayar programında kullanılmak üzere seçilen açık en kesitli modellerdi. Bununla birlikte gemi gövdesinde kapalı kesitlerinde bulunduğu göz önüne alınmış, ve Şekil B.7’de Örnek 4 olarak isimlendirilen kapalı en kesit için yapısal parametreler hesaplanmıştır.

Tablo B.10. Örnek 4’e ait boyutlar

Yükseklik (D+H) :	12 m	D = 5 m
Genişlik (2b) :	8 m	H = 2 m
Boy (L) :	200 m	b = 4m
Kalınlık (t) :	10 mm	h = 1 m

Örnek 4 olarak isimlendirilen en kesitin boyutları Tablo B.10'da verilmiştir. Modelleme sırasında et kalınlığı sabit alınmıştır. Örnek 4'de seçilen simetrik en kesite ait iki eksen takımı tanımlanmıştır. Bunlardan ilki çift dibin ortasından geçen (o-xy) eksen takımı, ikincisi ise kayma merkezinden geçen (O-XY) asal eksen takımıdır. (o-z) ve (O-Z) eksenleri ise kiriş boyuna eksenlerini göstermekte olup, kiriş boyunca en kesit sabittir. En kesit 10 tane kapalı koldan oluşmaktadır. Her bir kola ait koordinat fonksiyonlarına bağlı integral yönleri Şekil B.7'de verilmiş olup, Tablo B.11'de koordinat fonksiyonları ve değişim aralıkları sunulmuştur.

Tablo B.11. Örnek 4 için koordinat fonksiyonları

KOLLAR	S_i DEĞİŞİMİ	r (o-xy)	R (O-XY)	x	y
1	-h h	0	0	0	S_1
2	0 b	h	(e_p+h)	S_2	-h
3	-h h	b	b	B	S_3
4	-b 0	h	$-(e_p-h)$	$-S_4$	h
5	0 b	h	$-(e_p-h)$	$-S_5$	h
6	-h h	b	b	-b	S_6
7	-b 0	h	(e_p+h)	S_7	-h
8	h D+h	b	b	B	S_8
9	-b b	D+h	$D+h-e_p$	$-S_9$	D+h
10	-D-h -h	b	b	-b	S_{10}

Toplam Kütlenin ve Ağırlık Merkezinin Hesabı:

Şekil B.7'de verilen Örnek 4'e ait yapısal parametreler elde edilirken ilk olarak en kesitin kütlesi ve (o-xyz) eksenlerine göre ağırlık merkezinin yeri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda yoğunluk $\rho = 7.85 \text{ t/m}^3$ olarak alınmış, $L=200 \text{ m}$ için en kesitin toplam kütlesi,

$$m = \rho * V$$

$$m = 7.85 * 50 * 0.01 * 200 \Rightarrow m = 785.0 \text{ ton} \quad (\text{B.69})$$

ve, birim boya karşılık gelen kütle ise aşağıda verilmiştir.

$$\mu = \frac{m}{L} = \frac{785.0}{200} \Rightarrow \mu = 3.925 \text{ t/m} \quad (\text{A.70})$$

Tablo B.12. Örnek 4 için ağırlık merkezinin hesabı

Eleman No:	e_{gi} (i=1,..9)	m_i (i=1,..9)	$e_{gi} * m_i$ (i=1,..9)
1	0	31.4	0
2	-1	62.8	-62.8
3	0	31.4	0
4	1	62.8	62.8
5	1	62.8	62.8
6	0	31.4	0
7	-1	62.8	-62.8
8	6	157	942
9	11	125.6	1381.6
10	6	157	942
Toplam:		785	3265.6

$e_g = 3265.6/785$
 $e_g = 4.16 \text{ m}$

(o-xyz) eksen takımına göre en kesitin ağırlık merkezinin yeri Tablo B.12 yardımı ile hesaplanmıştır.

Kesme Akmasının Hesabı:

Örnek 4 isimli en kesite ait St. Venant kesme akması [176]; $F_{s1}=F_1-F_2$, $F_{s6}=F_2$, $F_{s2}=F_1$, $F_{s7}=F_2$, $F_{s3}=F_1$, $F_{s8}=F_3$, $F_{s4}=F_1-F_3$, $F_{s9}=F_3$, $F_{s5}=F_2-F_3$ ve $F_{s10}=F_3$ olarak alınmıştır. Bu durumda kapalı kolların oluşturduğu 1, 2 ve 3 numaralı hücreler için denge denklemleri $\oint_C \frac{F_s}{t} ds = 2A$ formülü gözönünde tutularak yazılır ve ara işlemler yapılırsa;

$$\left. \begin{aligned} 2\left(\frac{b+2h}{t}\right)F_1 - \frac{2h}{t}F_2 - \frac{b}{t}F_3 &= 4bh \\ -\frac{2h}{t}F_1 + 2\left(\frac{b+2h}{t}\right)F_2 - \frac{b}{t}F_3 &= 4bh \\ -\frac{b}{t}F_1 - \frac{b}{t}F_2 + 2\left(\frac{2b+D}{t}\right)F_3 &= 4bD \end{aligned} \right\} \begin{aligned} F_1 = F_2 = \alpha &= \frac{f.c. - d.e.}{2c.^2 - e.(a. + b.)} \\ F_3 = \Gamma &= \frac{2d.c. - f.(a. + b.)}{2c.^2 - e.(a. + b.)} \end{aligned} \quad (B.71)$$

F_1 , F_2 ve F_3 değerleri elde edilir. Tablo B.10'da verilen sayısal değerler yardımı ile kesme akması değerleri hesaplanır. Burada;

$$\begin{aligned} a. &= \frac{4h+2b}{t} & d. &= 4bh \\ b. &= -\frac{2h}{t} & e. &= \frac{2D+4b}{t} \\ c. &= -\frac{b}{t} & f. &= 4bD \end{aligned} \quad (B.72)$$

olarak tanımlanmıştır. Bu durumda $\alpha \cong 3.7t$ ve $\Gamma \cong 5.25t$ olarak elde edilir.

(0-xy) Eksen Takımında Kontur Çarpılma Fonksiyonlarının Hesaplanması

Kontur çarpılma fonksiyonları kapalı kollarda $\omega_i = \int_C \left(r_i - \frac{F_{si}}{t_i}\right) ds_i$, olarak

verilmiştir. Yukarıda (o-xy) eksen takımına göre Tablo B.11'de verilen r değerleri ve tanımlanan sınırlar için Şekil B.7'de verilen kesit boyunca integraller alınırsa çarpılma fonksiyonları elde edilir. C_i ($i = 1, 10$) integral sabitleri çarpılma fonksiyonunun birleşme noktalarında sürekli, orjinde sıfır değerini alması şartları kullanılarak elde edilir. Süreklilik şartları (B.73)'de verilmiştir.

$$\begin{aligned} \omega_1(-h) &= \omega_4(0) = \omega_5(0) & , & \quad \omega_3(h) = \omega_4(-b) = \omega_8(h) \\ \omega_2(0) &= \omega_1(h) & , & \quad \omega_9(b) = \omega_{10}(-D-h) \\ \omega_2(b) &= \omega_3(-h) & , & \quad \omega_6(h) = \omega_7(-b) \\ \omega_8(D+h) &= \omega_9(-b) & , & \quad \omega_{10}(0) = 0 \end{aligned} \quad (B.73)$$

$$\begin{aligned}
\omega_1 &= \int_h^{s_1} \left[0 - \frac{\alpha - \alpha}{t} \right] ds_1 + C_1 \Rightarrow \omega_1 = 0 \\
\omega_2 &= \int_0^{s_2} \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_2 + C_2 \Rightarrow \omega_2 = -2.7s_2 \\
\omega_3 &= \int_h^{s_3} \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_3 + C_3 \Rightarrow \omega_3 = 0.3s_3 - 10.5 \\
\omega_4 &= \int_b^{s_4} \left[h - \frac{\alpha - \Gamma}{t} \right] ds_4 + C_4 \Rightarrow \omega_4 = 2.55s_4 \\
\omega_5 &= \int_0^{s_5} \left[h - \frac{\alpha - \Gamma}{t} \right] ds_5 + C_5 \Rightarrow \omega_5 = 2.55s_5 \\
\omega_6 &= \int_h^{s_6} \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_6 + C_6 \Rightarrow \omega_6 = 0.3s_6 + 10.5 \\
\omega_7 &= \int_b^{s_7} \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_7 + C_7 \Rightarrow \omega_7 = -2.7s_7 \\
\omega_8 &= \int_h^{s_8} \left[b - \frac{\Gamma}{t} \right] ds_8 + C_8 \Rightarrow \omega_8 = -1.25s_8 - 8.95 \\
\omega_9 &= \int_h^{s_9} \left[D_2 + h - \frac{\Gamma}{t} \right] ds_9 + C_9 \Rightarrow \omega_9 = 5.675s_9 \\
\omega_{10} &= \int_{D-h}^{s_{10}} \left[b - \frac{\Gamma}{t} \right] ds_{10} + C_{10} \Rightarrow \omega_{10} = -1.25s_{10} + 8.95
\end{aligned} \tag{B.74}$$

Ayrıca en kesitin kayma merkezinin yeri hesaplanırken gerekli olan çarpım kontur fonksiyonunun $I_{\omega y} = \int_c \omega x t ds$ hesaplanması gerekmektedir [176]. Bu durumda,

$$\begin{aligned}
I_{\omega y 1} &= \int_h^h [0] ds_1 \Rightarrow I_{\omega y 1} = 0 \\
I_{\omega y 2} &= \int_0^h [-2.7s_2] [ts_2] ds_2 \Rightarrow I_{\omega y 2} = -57.6t \\
I_{\omega y 3} &= \int_h^h [0.3s_3 - 10.5] [bt] ds_3 \Rightarrow I_{\omega y 3} = -84t \\
I_{\omega y 4} &= \int_b^0 [2.55s_4] [-ts_4] ds_4 \Rightarrow I_{\omega y 4} = -54.4t \\
I_{\omega y 5} &= \int_0^b 2.55s_5 [-ts_5] ds_5 \Rightarrow I_{\omega y 5} = -54.4t \\
I_{\omega y 6} &= \int_h^h [0.3s_6 + 10.5] [-bt] ds_6 \Rightarrow I_{\omega y 6} = -84t \\
I_{\omega y 7} &= \int_b^0 [-2.7s_7] [ts_7] ds_7 \Rightarrow I_{\omega y 7} = -57.6t \\
I_{\omega y 8} &= \int_h^{D+h} [-1.25s_8 - 8.95] [bt] ds_8 \Rightarrow I_{\omega y 8} = -658t \\
I_{\omega y 9} &= \int_b^0 [-5.675s_9] [s_9 t] ds_9 \Rightarrow I_{\omega y 9} = -242.13t \\
I_{\omega y 10} &= \int_{D-h}^h [-1.25s_8 + 8.95] [-bt] ds_{10} \Rightarrow I_{\omega y 10} = -658t
\end{aligned} \left. \vphantom{\begin{aligned} I_{\omega y 1} \\ I_{\omega y 2} \\ I_{\omega y 3} \\ I_{\omega y 4} \\ I_{\omega y 5} \\ I_{\omega y 6} \\ I_{\omega y 7} \\ I_{\omega y 8} \\ I_{\omega y 9} \\ I_{\omega y 10} \end{aligned}} \right\} I_{\omega y} = -1950.13 t [m^3] \tag{B.75}$$

çarpım kontur fonksiyonu $I_{\omega y} = -19.5013 m^5$ olarak elde edilir.

Atalet Momentlerinin Hesabı:

(o-xyz) eksen takımına göre atalet momentleri [176],

$$I_{xx} = \int_c y^2 t ds \quad \text{ve} \quad I_{yy} = \int_c x^2 t ds \quad (B.76)$$

olarak verilmektedir. (o-x) eksenine göre atalet momenti,

$$\left. \begin{aligned} I_{xx1} &= \int_h^h [s_1]^2 ds_1 & \Rightarrow I_{xx1} &= \frac{2}{3} t \\ I_{xx2} &= \int_0^b t [-h]^2 ds_2 & \Rightarrow I_{xx2} &= 4t \\ I_{xx3} &= \int_h^h t [s_3]^2 ds_3 & \Rightarrow I_{xx3} &= \frac{2}{3} t \\ I_{xx4} &= \int_b^0 t [h]^2 ds_4 & \Rightarrow I_{xx4} &= 4t \\ I_{xx5} &= \int_0^b t [h]^2 ds_5 & \Rightarrow I_{xx5} &= 4t \\ I_{xx6} &= \int_h^h t [s_6]^2 ds_6 & \Rightarrow I_{xx6} &= \frac{2}{3} t \\ I_{xx7} &= \int_b^0 t [-h]^2 ds_7 & \Rightarrow I_{xx7} &= 4t \\ I_{xx8} &= \int_{-h}^{D+h} t [s_8]^2 ds_8 & \Rightarrow I_{xx8} &= \frac{1330}{3} t \\ I_{xx9} &= \int_b^0 t [D+h]^2 ds_9 & \Rightarrow I_{xx9} &= 968t \\ I_{xx10} &= \int_{-h}^{D+h} t [s_{10}]^2 ds_{10} & \Rightarrow I_{xx10} &= \frac{1330}{3} t \end{aligned} \right\} I_{xx} = 1872.67 \text{ t m}^4 \quad (B.77)$$

olarak hesaplanır. Ayrıca en kesitin ağırlık merkezinden geçen yanal eksene göre atalet momenti aşağıda hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} I_{xc} &= I_{xx} - e_g^2 * A \\ I_{xc} &= 18.7267 - 4.16^2 * 0.50 \Rightarrow I_{xc} = 10.07 \text{ m}^4 \end{aligned} \quad (B.78)$$

(o-y) Eksenine göre atalet momenti ise

$$\left. \begin{aligned} I_{yy1} &= \int_h^h [0]^2 ds_1 & \Rightarrow I_{yy1} &= 0 \\ I_{yy2} &= \int_0^b t [s_2]^2 ds_2 & \Rightarrow I_{yy2} &= \frac{64}{3} t \\ I_{yy3} &= \int_h^h t [b]^2 ds_3 & \Rightarrow I_{yy3} &= 32 t \\ I_{yy4} &= \int_b^0 t [-s_4]^2 ds_4 & \Rightarrow I_{yy4} &= \frac{64}{3} t \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned}
I_{yy5} &= \int_b^0 t [-s_5]^2 ds_5 & \Rightarrow I_{yy5} &= \frac{64}{3} t \\
I_{yy6} &= \int_{-h}^h t [-b]^2 ds_6 & \Rightarrow I_{yy6} &= 32 t \\
I_{yy7} &= \int_b^0 t [s_7]^2 ds_7 & \Rightarrow I_{yy7} &= \frac{64}{3} t \\
I_{yy8} &= \int_{-h}^{D+h} t [b]^2 ds_8 & \Rightarrow I_{yy8} &= 160t \\
I_{yy9} &= \int_{-b}^0 t [-s_9]^2 ds_9 & \Rightarrow I_{yy9} &= \frac{128}{3} t \\
I_{yy10} &= \int_{D-h}^h t [-b]^2 ds_{10} & \Rightarrow I_{yy10} &= 160t
\end{aligned} \right\} I_{yy} = 512 t [m^4] \quad (B.79)$$

olarak elde edilir.

Kayma Merkezinin Yeri :

(o-xy) Eksen takımına göre elde edilen kontur çarpılma fonksiyonları yardımı ile açık kesite ait kayma merkezinin yeri aşağıda hesaplanmıştır [176].

$$e_p = -\frac{I_{oy}}{I_{yy}} = -\frac{-1950.13t}{512t} = 3.8m \quad (B.80)$$

O-XY Eksen Takımına Göre (asal eksen) Çarpılma Fonksiyonları:

En kesite ait kayma merkezinden geçen O-XY eksen takımına göre (asal eksen) çarpılma fonksiyonları Tablo B.11'de verilen R değerleri gözönünde tutularak ve Şekil B.7'de verilen integral yönlerinin yardımı ile hesaplanır. C_i ($i = 1, 10$) integral sabitleri çarpılma fonksiyonunun birleşme noktalarında sürekli, orjinde sıfır değerini alması şartları kullanılarak elde edilir. Süreklilik şartları aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned}
\Omega_1(-h) &= \Omega_4(0) = \Omega_5(0) & , & \quad \Omega_3(h) = \Omega_4(-b) = \Omega_8(h) \\
\Omega_1(h) &= \Omega_2(0) = \Omega_7(0) & , & \quad \Omega_5(b) = \Omega_6(-h) = \Omega_{10}(-h) \\
\Omega_2(b) &= \Omega_3(-h) & , & \quad \Omega_6(h) = \Omega_7(-b) \\
\Omega_9(-b) &= \Omega_8(D+h) & , & \quad \Omega_9(b) = \Omega_{10}(-D-h)
\end{aligned} \quad (B.81)$$

Şekil B.8'de (O-XYZ) eksen takımına göre çarpılma fonksiyonlarının değişimi verilmiştir.

$$\left. \begin{aligned}
\Omega_1 &= \int_h^0 \left[0 - \frac{\alpha - \alpha}{t} \right] ds_1 & + C_1 & \Rightarrow \Omega_1 = 0 \\
\Omega_2 &= \int_b^0 \left[h + e_p - \frac{\alpha}{t} \right] ds_2 & + C_2 & \Rightarrow \Omega_2 = 1.1s_2 \\
\Omega_3 &= \int_h^0 \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_3 & + C_3 & \Rightarrow \Omega_3 = 0.3s_3 + 4.7 \\
\Omega_4 &= \int_{-b}^0 \left[-e_p + h - \frac{\alpha - \Gamma}{t} \right] ds_4 & + C_4 & \Rightarrow \Omega_4 = -1.25s_4
\end{aligned} \right\}$$

Sektörel Atalet Momenti :

Sektörel atalet momenti $J_w = I_{\Omega\Omega} = \int_c \Omega^2 tds$ formülü ile hesaplanır [176].

$$\left. \begin{aligned} I_{\Omega\Omega_1} &= \int_{-h}^h [0]^2 tds_1 &= 0 \\ I_{\Omega\Omega_2} &= \int_b^0 [1.1s_2]^2 tds_2 &= 25.81t \\ I_{\Omega\Omega_3} &= \int_{-h}^h [0.3s_3 + 4.7]^2 tds_3 &= 44.24t \\ I_{\Omega\Omega_4} &= \int_b^0 [-1.25s_4]^2 tds_4 &= 33.33t \\ I_{\Omega\Omega_5} &= \int_b^0 [-1.25s_5]^2 tds_5 &= 33.33t \\ I_{\Omega\Omega_6} &= \int_{-h}^h [0.3s_6 - 4.7]^2 tds_6 &= 44.24t \\ I_{\Omega\Omega_7} &= \int_b^0 [1.1s_7]^2 tds_7 &= 25.81t \\ I_{\Omega\Omega_8} &= \int_{-h}^{D+h} [-1.25s_8 + 6.25]^2 tds_8 &= 145.825t \\ I_{\Omega\Omega_9} &= \int_b^0 [1.875s_9]^2 tds_9 &= 150t \\ I_{\Omega\Omega_{10}} &= \int_{-D-h}^h [-1.25s_{10} - 6.25]^2 tds_{10} &= 145.825t \end{aligned} \right\} \Rightarrow I_{\Omega\Omega} = 6.484 \text{ [m}^6]$$

(B.83)

Burulma Sabiti :

Burulma sabiti kapalı kesitler için $J_d = \int_c \frac{F_s^2}{t} ds$ formülü ile hesaplanır [176]. Kapalı

kollar için buruma sabiti aşağıda hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} J_d &= \int_{-h}^0 \frac{0}{t} ds_1 + \int_0^b \frac{[3.7t]^2}{t} ds_2 + \int_{-h}^h \frac{[3.7t]^2}{t} ds_3 + \int_{-b}^0 \frac{[1.55t]^2}{t} ds_4 + \int_0^b \frac{[1.55t]^2}{t} ds_5 \\ &+ \int_{-h}^h \frac{[3.7t]^2}{t} ds_6 + \int_{-b}^0 \frac{[3.7t]^2}{t} ds_7 + \int_h^{D+h} \frac{[5.25t]^2}{t} ds_8 + \int_{-b}^b \frac{[5.25t]^2}{t} ds_9 \\ &+ \int_{-D-h}^{-h} \frac{[5.25t]^2}{t} ds_{10} = 9.55 \text{ [m}^4] \end{aligned} \quad (B.84)$$

Kesme Alanı :

kA kesme alanı hesaplanırken k kayma sabiti ince cidarlı çok bölmeli dikdörtgen kesitler için verilen [137] formülü ile hesaplanmış ve poisson oranı $\nu = 0.3$ olarak alınmıştır. Bu durumda $k = 0.47$ değerine eşit olur.

$$k = \frac{640(1 + \nu)}{1506 + 923\nu} \quad (B.85)$$

En kesit için kesme alanı değeri aşağıda verilmiştir.

$$kA = 0.47 \cdot 0.50 = 0.235 \text{ m}^2$$

(B.86)

Kütlesel Atalet Momentleri :

En kesitin ağırlık merkezinden geçen düşey eksene göre birim boy kütleli atalet momenti;

$$I_{m_c y} = I_{yy} \cdot \rho$$

$$I_{m_c y} = 5.12 \cdot 7.85 \Rightarrow I_{m_c y} = 40.192 \text{ ton} \cdot \text{m}^2 / \text{m}$$

(B.87)

En kesitin ağırlık geçen boyuna eksene göre birim boy kütleli atalet momenti;

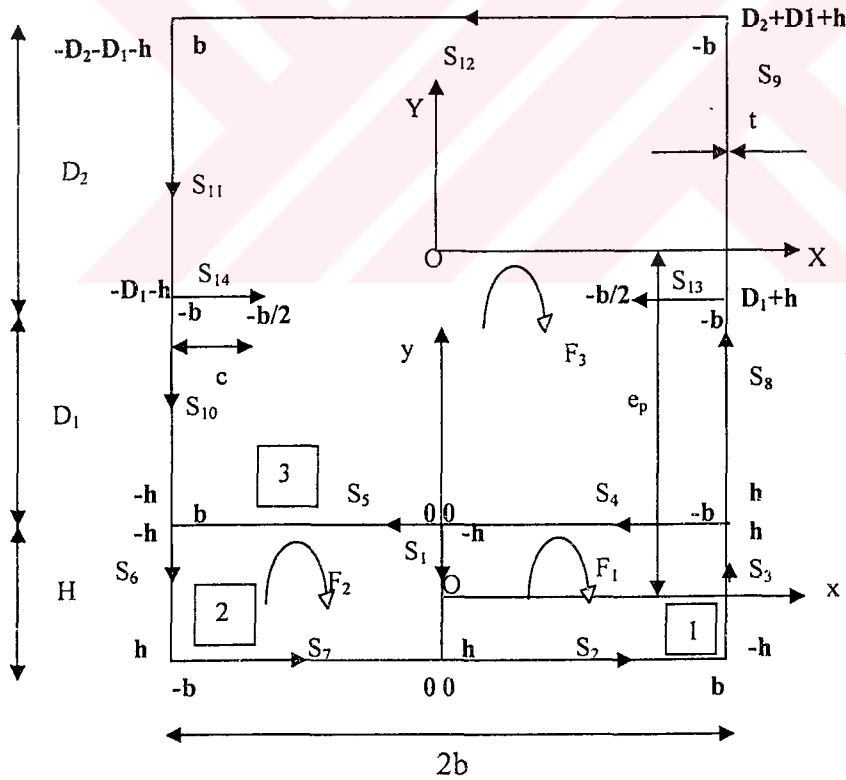
$$I_{m_c} = \rho \cdot (I_{yy} + I_{xc})$$

$$I_{m_c} = 7.85 \cdot (5.12 + 10.07) \Rightarrow I_{m_c} = 119.24 \text{ ton} \cdot \text{m}^2 / \text{m}$$

(B.88)

olarak hesaplanır.

Örnek 5:



Şekil B.9. Örnek 5

Bölüm 5'te verilen bilgisayar programında kullanılmak üzere son olarak seçilen en kesit Şekil B.9'da verilmiştir. Seçilen örnek en kesit kapalı en kesitli, çift dipli ve ara güvertelidir. Örnek 5 olarak isimlendirilen en kesitin boyutları Tablo B.13'te verilmiştir. Modelleme sırasında et kalınlığı sabit alınmıştır.

Tablo B.13. Örnek 5'e ait boyutlar

Yükseklik (D_1+D_2+H) :	12 m	$D_1=D_2=5$ m
Genişlik (2b) :	8 m	$H=2$ m
Boy (L) :	200 m	$b=4$ m
Kalınlık (t) :	10 mm	$h=1$ m $c=b/2=2$ m

Örnek 5'de seçilen simetrik en kesite ait iki eksen takımı tanımlanmıştır. Bunlardan ilki çift dibin ortasından geçen (o-xy) eksen takımı, ikincisi ise kayma merkezinden geçen (O-XY) asal eksen takımıdır. (o-z) ve (O-Z) eksenleri ise kiriş boyuna eksenlerini göstermekte olup, kiriş boyunca en kesit sabittir. En kesit 12'si kapalı 2'si açık olmak üzere toplam 14 koldan oluşmaktadır. Her bir kola ait koordinat fonksiyonlarına bağlı integral yönleri Şekil B.9'da verilmiş olup, Tablo B.14'de koordinat fonksiyonları ve değişim aralıkları sunulmuştur. Yön seçimine ve koordinat fonksiyonlarına ait geniş bilgiler Bölüm 3.2'de İnce cidarlı kiriş teorisi bölümünde ve Ek A'da verilmiştir.

Tablo B.14. Örnek 5 için koordinat fonksiyonları

KOLLAR	S_1 DEĞİŞİMİ		r (o-xy)	R (O-XY)	x	y
1	-h	h	0	0	0	S_1
2	0	b	h	(e_p+h)	S_2	-h
3	-h	h	b	b	b	S_3
4	-b	0	h	$-(e_p-h)$	$-S_4$	h
5	0	b	h	$-(e_p-h)$	$-S_5$	h
6	-h	h	b	b	-b	S_6
7	-b	0	h	(e_p+h)	S_7	-h
8	h	D_1+h	b	b	b	S_8
9	D_1+h	D_2+D_1+h	b	b	b	S_9
10	$-D_1-h$	-h	b	b	-b	S_{10}
11	$-D_2-D_1-h$	$-D_1-h$	b	b	-b	S_{11}
12	-b	b	$h+D_1+D_2$	$D_2+D_1+h-e_p$	$-S_{12}$	(D_1+D_2+h)
13	-b	-b/2	D_1+h	D_1+h-e_p	$-S_{13}$	(D_1+h)
14	-b	-b/2	$-(D_1+h)$	$-(D_1+h-e_p)$	S_{14}	(D_1+h)

Toplam Kütlenin ve Ağırlık Merkezinin Hesabı:

Örnek 5'e ait yapısal parametreler elde edilirken ilk olarak en kesitin kütlesi ve ağırlık merkezinin yeri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda $\rho = 7.85 \text{ t/m}^3$ olarak alınmış, $L=200$ m için en kesitin toplam kütlesi,

$$m = \rho * V$$

$$m = 7.85 * 54 * 0.01 * 200 \Rightarrow m = 847.8 \text{ ton}$$

(B.89)

ve, birim boya karşılık gelen kütle ise,

$$\mu = \frac{m}{L} = \frac{847.8}{200} \Rightarrow \mu = 4.24 \text{ t/m} \quad (\text{B.90})$$

olarak elde edilmiştir. (o-xyz) eksen takımına göre en kesitin ağırlık merkezinin yeri Tablo B.15 yardımı ile hesaplanmıştır.

Tablo B.15. Örnek 5 için ağırlık merkezinin yeri

Eleman No:	$e_{gi} (i=1,..9)$	$m_i (i=1,..9)$	$e_{gi} * m_i (i=1,..9)$	
1	0	31.4	0	
2	-1	62.8	-62.8	
3	0	31.4	0	
4	1	62.8	62.8	
5	1	62.8	62.8	
6	0	31.4	0	
7	-1	62.8	-62.8	
8	3.5	78.5	274.75	
9	8.5	78.5	677.25	
10	3.5	78.5	274.75	
11	8.5	78.5	677.25	
12	11	125.6	1381.6	
13	6	31.4	188.4	
14	6	31.4	188.4	
Toplam:		847.8	3662.4	$e_g = 3662.4/847.8$ $e_g = 4.32 \text{ m}$

Bu durumda Şekil B.9'da verilen en kesitin ağırlık merkezinin koordinatları simetride gözönünde tutularak $e_g(0,4.32,0)$ olarak elde edilir.

Kesme Akmasının Hesabı:

Şekil A.9'da verilen en kesit üç hücrelidir. Ve kapalı kollara ait kesme akması Örnek 4 ile aynı değere eşit olur. Burada kesme akmasının değeri hesaplanırken açık kollarda St Venant kesme akmasının olmadığı düşünülmüştür.

$$\begin{aligned} F_{s1} &= F_1 - F_2 & F_{s6} &= F_2 \\ F_{s2} &= F_1 & F_{s7} &= F_2 \\ F_{s3} &= F_1 & F_{s8} &= F_3 \\ F_{s4} &= F_1 - F_3 & F_{s9} &= F_3 \\ F_{s5} &= F_2 - F_3 & F_{s10} &= F_3 \end{aligned}$$

Kapalı kollar için kesme akması $\oint_C \frac{F_s}{t} ds = 2A$ formülü ile elde edilmiştir. Ve burada

(B.72)'nin yardımıyla $\alpha \cong 3.7t$ ve $\Gamma \cong 5.25$ olarak elde edilmiştir.

$$\left. \begin{aligned} 2\left(\frac{b+2h}{t}\right)F_1 - \frac{2h}{t}F_2 - \frac{b}{t}F_3 &= 4bh \\ -\frac{2h}{t}F_1 + 2\left(\frac{b+2h}{t}\right)F_2 - \frac{b}{t}F_3 &= 4bh \\ -\frac{b}{t}F_1 - \frac{b}{t}F_2 + 2\left(\frac{2b+D}{t}\right)F_3 &= 4bD \end{aligned} \right\} \quad \begin{aligned} F_1 = F_2 = \alpha &= \frac{f.c. - d.e.}{2c.^2 - e.(a. + b.)} \\ F_3 = \Gamma &= \frac{2d.c. - f.(a. + b.)}{2c.^2 - e.(a. + b.)} \end{aligned} \quad (\text{B.91})$$

(o - xy) Eksen Takımında Kontur Çarpılma Fonksiyonlarının Hesaplanması

Kontur çarpılma fonksiyonları kapalı kollarda $\omega_i = \int_C (r_i - \frac{F_{si}}{t_i}) ds_i$, açık kollarda ise

$\omega_i = \int_C r_i ds_i$ olarak verilmektedir [176].

$$\begin{aligned}
 \omega_1 &= \int_{-h}^0 \left[0 - \frac{\alpha - \alpha}{t} \right] ds_1 + C_1 \Rightarrow \omega_1 = 0 \\
 \omega_2 &= \int_0^b \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_2 + C_2 \Rightarrow \omega_2 = -2.7s_2 \\
 \omega_3 &= \int_{-h}^b \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_3 + C_3 \Rightarrow \omega_3 = 0.3s_3 - 10.5 \\
 \omega_4 &= \int_{-b}^b \left[h - \frac{\alpha - \Gamma}{t} \right] ds_4 + C_4 \Rightarrow \omega_4 = 2.55s_4 \\
 \omega_5 &= \int_b^b \left[h - \frac{\alpha - \Gamma}{t} \right] ds_5 + C_5 \Rightarrow \omega_5 = 2.55s_5 \\
 \omega_6 &= \int_{-h}^b \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_6 + C_6 \Rightarrow \omega_6 = 0.3s_6 + 10.7 \\
 \omega_7 &= \int_{-b}^b \left[h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_7 + C_7 \Rightarrow \omega_7 = -2.7s_7 \\
 \omega_8 &= \int_h^b \left[b - \frac{\Gamma}{t} \right] ds_8 + C_8 \Rightarrow \omega_8 = -1.25s_8 - 8.95 \\
 \omega_9 &= \int_{D_1}^b \left[b - \frac{\Gamma}{t} \right] ds_9 + C_9 \Rightarrow \omega_9 = -1.25s_9 - 8.95 \\
 \omega_{10} &= \int_{-h}^b \left[b - \frac{\Gamma}{t} \right] ds_{10} + C_{10} \Rightarrow \omega_{10} = -1.25s_{10} + 8.95 \\
 \omega_{11} &= \int_{D_1}^b \left[b - \frac{\Gamma}{t} \right] ds_{11} + C_{11} \Rightarrow \omega_{11} = -1.25s_{11} + 8.95 \\
 \omega_{12} &= \int_{-b}^b \left[D_2 + D_1 + h - \frac{\Gamma}{t} \right] ds_{12} + C_{12} \Rightarrow \omega_{12} = 5.675s_{12} \\
 \omega_{13} &= \int_b^{b_1} [D_1 + h] ds_{13} + C_{13} \Rightarrow \omega_{13} = 6s_{13} + 7.55 \\
 \omega_{14} &= \int_b^{b_1} [-D_1 - h] ds_{14} + C_{14} \Rightarrow \omega_{14} = -6s_{14} - 7.55
 \end{aligned} \tag{B.92}$$

Yukarıda verilen (o-xy) eksen takımına göre ve tanımlanan sınırlar için Şekil B.9'da verilen kesit boyunca integraller alınır.

$$\begin{aligned}
 \omega_1(-h) &= \omega_4(0) = \omega_5(0) & , & \quad \omega_3(h) = \omega_4(-b) = \omega_8(h) \\
 \omega_2(0) &= \omega_1(h) & , & \quad \omega_{13}(b) = \omega_8(D_1 + h) = \omega_9(D_1 + h) \\
 \omega_2(b) &= \omega_3(-h) & , & \quad \omega_6(h) = \omega_7(-b) \\
 \omega_8(D_1 + h) &= \omega_9(D_1 + h) & , & \quad \omega_{11}(-D_2 - D_1 - h) = \omega_{10}(-D - h) \\
 \omega_9(D_2 + D_1 + h) &= \omega_{12}(-b) & , & \quad \omega_{11}(-D_1 - h) = \omega_{14}(-b) \\
 \omega_1(0) &= 0
 \end{aligned} \tag{B.93}$$

C_i ($i = 1, 14$) integral sabitleri çarpılma fonksiyonunun birleşme noktalarında sürekli, orijinde sıfır değerini alması şartları kullanılarak elde edilir. Süreklilik şartları (B.93)'de verilmiştir. Ayrıca en kesitin kayma merkezinin yeri bulunurken gerekli olan çarpım kontur değerinde $I_{\omega y} = \int_C \omega x t ds$ hesaplanması gerekmektedir. Bu durumda çarpım kontur değeri (B.94)'de $I_{\omega y} = -20.8353 \text{ m}^5$ olarak elde edilir.

$$\begin{aligned}
 I_{\omega y1} &= \int_h^h [0] ds_1 & \Rightarrow I_{\omega y1} &= 0 \\
 I_{\omega y2} &= \int_b^b [-2.7s_2] [ts_2] ds_2 & \Rightarrow I_{\omega y2} &= -57.6t \\
 I_{\omega y3} &= \int_h^h [0.3s_3 - 10.5] [bt] ds_3 & \Rightarrow I_{\omega y3} &= -84t \\
 I_{\omega y4} &= \int_b^b [2.55s_4] [-ts_4] ds_4 & \Rightarrow I_{\omega y4} &= -54.4t \\
 I_{\omega y5} &= \int_b^b [2.55s_5] [-ts_5] ds_5 & \Rightarrow I_{\omega y5} &= -54.4t \\
 I_{\omega y6} &= \int_h^h [0.3s_6 + 10.5] [-bt] ds_6 & \Rightarrow I_{\omega y6} &= -84t \\
 I_{\omega y7} &= \int_b^b [-2.7s_7] [ts_7] ds_7 & \Rightarrow I_{\omega y7} &= -57.6t \\
 I_{\omega y8} &= \int_{D_1}^{D_1+h} [-1.25s_8 - 8.95] [bt] ds_8 & \Rightarrow I_{\omega y8} &= -266.5t \\
 I_{\omega y9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [-1.25s_9 - 8.95] [s_9 t] ds_9 & \Rightarrow I_{\omega y9} &= -391.5t \\
 I_{\omega y10} &= \int_{D_1-h}^h [-1.25s_{10} + 8.95] [-bt] ds_{10} & \Rightarrow I_{\omega y10} &= -266.5t \\
 I_{\omega y11} &= \int_{D_2-D_1-h}^{D_1-h} [1.25s_{11} + 8.95] [-bt] ds_{11} & \Rightarrow I_{\omega y11} &= -391.5t \\
 I_{\omega y12} &= \int_b^b [5.675s_{12}] [-s_{12}] ds_{12} & \Rightarrow I_{\omega y12} &= -242.13t \\
 I_{\omega y13} &= \int_b^{b/2} [6s_{13} + 7.55] [-s_{13} t] ds_{13} & \Rightarrow I_{\omega y13} &= -66.7t \\
 I_{\omega y14} &= \int_b^{b/2} [-6s_{14} - 7.55] [s_{14} t] ds_{14} & \Rightarrow I_{\omega y14} &= -66.7t
 \end{aligned}
 \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} I_{\omega y1} \\ I_{\omega y2} \\ I_{\omega y3} \\ I_{\omega y4} \\ I_{\omega y5} \\ I_{\omega y6} \\ I_{\omega y7} \\ I_{\omega y8} \\ I_{\omega y9} \\ I_{\omega y10} \\ I_{\omega y11} \\ I_{\omega y12} \\ I_{\omega y13} \\ I_{\omega y14} \end{aligned}} \right\} I_{\omega y} = -2083.53 \text{ t[m}^5]$$

(B.94)

Atalet Momentlerinin Hesabı:

(o-xyz) eksen takımına göre atalet momentleri $I_{xx} = \int_C y^2 t ds$ ve $I_{yy} = \int_C x^2 t ds$ olarak verilmektedir[176]. (o-x) eksenine göre atalet momenti,

$$\begin{aligned}
 I_{xx1} &= \int_h^h [s_1] ds_1 & \Rightarrow I_{xx1} &= \frac{2}{3}t \\
 I_{xx2} &= \int_b^b t [-h]^2 ds_2 & \Rightarrow I_{xx2} &= 4t \\
 I_{xx3} &= \int_h^h t [s_3]^2 ds_3 & \Rightarrow I_{xx3} &= \frac{2}{3}t \\
 I_{xx4} &= \int_b^b t [h]^2 ds_4 & \Rightarrow I_{xx4} &= 4t
 \end{aligned}
 \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} I_{xx1} \\ I_{xx2} \\ I_{xx3} \\ I_{xx4} \end{aligned}} \right\}$$

$$\begin{aligned}
I_{xx5} &= \int_0^b t [h]^2 ds_5 \Rightarrow I_{xx5} = 4t \\
I_{xx6} &= \int_h^h t [s_6]^2 ds_6 \Rightarrow I_{xx6} = \frac{2}{3}t \\
I_{xx7} &= \int_b^0 t [-h]^2 ds_7 \Rightarrow I_{xx7} = 4t \\
I_{xx8} &= \int_0^{D_1+h} t [s_8]^2 ds_8 \Rightarrow I_{xx8} = \frac{215}{3}t \\
I_{xx9} &= \int_{D_1+h}^{D_1+D_2+h} t [s_9]^2 ds_9 \Rightarrow I_{xx9} = \frac{1115}{3}t \\
I_{xx10} &= \int_{D_1-h}^h t [s_{10}]^2 ds_{10} \Rightarrow I_{xx10} = \frac{215}{3}t \\
I_{xx11} &= \int_{D_1+D_2+h}^{D_1-h} t [s_{11}]^2 ds_{11} \Rightarrow I_{xx11} = \frac{1115}{3}t \\
I_{xx12} &= \int_b^0 t [D_1 + D_2 + h]^2 ds_{12} \Rightarrow I_{xx12} = 968t \\
I_{xx13} &= \int_b^{b/2} t [D_1 + h]^2 ds_{13} \Rightarrow I_{xx13} = 72t \\
I_{xx14} &= \int_b^{b/2} t [D_1 + h]^2 ds_{14} \Rightarrow I_{xx14} = 72t
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} I_{xx5} \\ I_{xx6} \\ I_{xx7} \\ I_{xx8} \\ I_{xx9} \\ I_{xx10} \\ I_{xx11} \\ I_{xx12} \\ I_{xx13} \\ I_{xx14} \end{aligned}} \right\} I_{xx} = 2016.67 \text{ t m}^4$$

(B.95)

olarak hesaplanır.

$$\begin{aligned}
I_{yy1} &= \int_h^h [0] ds_1 \Rightarrow I_{yy1} = 0 \\
I_{yy2} &= \int_0^b t [s_2]^2 ds_2 \Rightarrow I_{yy2} = \frac{64}{3}t \\
I_{yy3} &= \int_h^h t [b]^2 ds_3 \Rightarrow I_{yy3} = 32t \\
I_{yy4} &= \int_b^0 t [-s_4]^2 ds_4 \Rightarrow I_{yy4} = \frac{64}{3}t \\
I_{yy5} &= \int_0^b t [-s_5]^2 ds_5 \Rightarrow I_{yy5} = \frac{64}{3}t \\
I_{yy6} &= \int_h^h t [-b]^2 ds_6 \Rightarrow I_{yy6} = 32t \\
I_{yy7} &= \int_b^0 t [s_7]^2 ds_7 \Rightarrow I_{yy7} = \frac{64}{3}t \\
I_{yy8} &= \int_0^{D_1+h} t [b]^2 ds_8 \Rightarrow I_{yy8} = 80t \\
I_{yy9} &= \int_{D_1+D_2+h}^{D_1+D_2} t [b]^2 ds_9 \Rightarrow I_{yy9} = 80t \\
I_{yy10} &= \int_{D_1-h}^h t [-b]^2 ds_{10} \Rightarrow I_{yy10} = 80t \\
I_{yy11} &= \int_{D_1-h}^{D_2-D_1-h} t [-b]^2 ds_{11} \Rightarrow I_{yy11} = 80t \\
I_{yy12} &= \int_b^0 t [-s_{12}]^2 ds_{12} \Rightarrow I_{yy12} = \frac{128}{3}t \\
I_{yy13} &= \int_b^{b/2} t [-s_{13}]^2 ds_{13} \Rightarrow I_{yy13} = 18.67t \\
I_{yy14} &= \int_b^{b/2} t [s_{14}]^2 ds_{14} \Rightarrow I_{yy14} = 18.67t
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} I_{yy1} \\ I_{yy2} \\ I_{yy3} \\ I_{yy4} \\ I_{yy5} \\ I_{yy6} \\ I_{yy7} \\ I_{yy8} \\ I_{yy9} \\ I_{yy10} \\ I_{yy11} \\ I_{yy12} \\ I_{yy13} \\ I_{yy14} \end{aligned}} \right\} I_{yy} = 549.34 \text{ t [m}^4]$$

(B.96)

(o-y) Eksenine göre atalet momenti (B.96)'da en kesitin ağırlık merkezinden geçen yanal eksene göre atalet momenti ise (B.97)'de hesaplanmıştır.

$$I_{xc} = I_{xx} - e_g^2 * A$$

$$I_{xc} = 20.1667 - 4.32^2 * 0.54 \Rightarrow I_{xc} = 10.09 \text{ m}^4 \quad (\text{B.97})$$

Kayma Merkezinin Yeri :

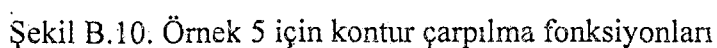
Kayma merkezinin boyuna yeri aşağıda hesaplanmıştır.

$$e_p = -\frac{I_{\omega y}}{I_{yy}} = -\frac{-2083.53t}{549.34t} \cong 3.8\text{m} \quad (\text{B.98})$$

O-XY Eksen Takımına Göre (asal eksen) Çarpılma Fonksiyonları:

$$\begin{aligned} \Omega_1 &= \int_{-h}^0 \left[0 - \frac{\alpha - \alpha}{t} \right] ds_1 + C_1 \Rightarrow \Omega_1 = 0 \\ \Omega_2 &= \int_0^2 \left[h + e_p - \frac{\alpha}{t} \right] ds_2 + C_2 \Rightarrow \Omega_2 = 1.1s_2 \\ \Omega_3 &= \int_{-h}^b \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_3 + C_3 \Rightarrow \Omega_3 = 0.3s_3 + 4.7 \\ \Omega_4 &= \int_{-b}^e \left[-e_p + h - \frac{\alpha - \Gamma}{t} \right] ds_4 + C_4 \Rightarrow \Omega_4 = -1.25s_4 \\ \Omega_5 &= \int_0^e \left[-e_p + h - \frac{\alpha - \Gamma}{t} \right] ds_5 + C_5 \Rightarrow \Omega_5 = -1.25s_5 \\ \Omega_6 &= \int_{-h}^b \left[b - \frac{\alpha}{t} \right] ds_6 + C_6 \Rightarrow \Omega_6 = 0.3s_6 - 4.7 \\ \Omega_7 &= \int_{-b}^e \left[e_p + h - \frac{\alpha}{t} \right] ds_7 + C_7 \Rightarrow \Omega_7 = 1.1s_7 \\ \Omega_8 &= \int_{-h}^b \left[b - \frac{\Gamma}{t} \right] ds_8 + C_8 \Rightarrow \Omega_8 = -1.25s_8 + 6.25 \\ \Omega_9 &= \int_{D_1+h}^e \left[b - \frac{\Gamma}{t} \right] ds_9 + C_9 \Rightarrow \Omega_9 = -1.25s_9 + 6.25 \\ \Omega_{10} &= \int_{D_1-h}^e \left[-b - \frac{\Gamma}{t} \right] ds_{10} + C_{10} \Rightarrow \Omega_{10} = -1.25s_{10} - 6.25 \\ \Omega_{11} &= \int_{D_2-D_1-h}^e \left[-b - \frac{\Gamma}{t} \right] ds_{11} + C_{11} \Rightarrow \Omega_{11} = -1.25s_{11} - 6.25 \\ \Omega_{12} &= \int_{-b}^e \left[D_2 + D_1 + h - e_p - \frac{\Gamma}{t} \right] ds_{12} + C_{12} \Rightarrow \Omega_{12} = 1.875s_{12} \\ \Omega_{13} &= \int_{-b}^e \left[D_1 + h - e_p \right] ds_{13} + C_{13} \Rightarrow \Omega_{13} = 2.2s_{13} + 7.55 \\ \Omega_{14} &= \int_{-b}^e \left[-(D_1 + h - e_p) \right] ds_{14} + C_{14} \Rightarrow \Omega_{14} = -2.2s_{14} - 7.55 \end{aligned} \quad (\text{B.99})$$

Verilen en kesite ait kayma merkezinden geçen O-XY eksen takımına göre (asal eksen) çarpılma fonksiyonları Tablo B.14'de verilen R değerleri ve Şekil B.9'da

$$\begin{aligned}
\Omega_1(-h) &= \Omega_4(0) = \Omega_5(0) & , & \quad \Omega_3(h) = \Omega_4(-b) = \Omega_8(h) \\
\Omega_1(h) &= \Omega_2(0) = \Omega_7(0) & , & \quad \Omega_5(b) = \Omega_6(-h) = \Omega_{10}(-h) \\
\Omega_2(b) &= \Omega_3(-h) & , & \quad \Omega_6(h) = \Omega_7(-b) \\
\Omega_{12}(-b) &= \Omega_9(D_2 + D_1 + h) & , & \quad \Omega_{12}(b) = \Omega_{10}(-D_2 - D_1 - h) \\
\Omega_8(D_1 + h) &= \Omega_9(D_1 + h) = \Omega_{13}(-b) & , & \quad \Omega_{10}(-D_1 - h) = \Omega_{11}(-D_1 - h) = \Omega_{14}(-b)
\end{aligned}
\tag{B.100}$$


Sektörel Atalet Momenti :

Sektörel atalet momenti $J_w = I_{\Omega\Omega} = \int_c \Omega^2 t ds$ formülü ile hesaplanır.

$$\left. \begin{aligned} I_{\Omega\Omega_1} &= \int_{-h}^h [0]^2 t ds_1 &= 0 \\ I_{\Omega\Omega_2} &= \int_b^0 [1.1s_2]^2 t ds_2 &= 25.81t \\ I_{\Omega\Omega_3} &= \int_{-h}^h [0.3s_3 + 4.7]^2 t ds_3 &= 44.24t \\ I_{\Omega\Omega_4} &= \int_b^0 [-1.25s_4]^2 t ds_4 &= 33.33t \\ I_{\Omega\Omega_5} &= \int_b^0 [-1.25s_5]^2 t ds_5 &= 33.33t \\ I_{\Omega\Omega_6} &= \int_{-h}^h [0.3s_6 - 4.7]^2 t ds_6 &= 44.24t \\ I_{\Omega\Omega_7} &= \int_b^0 [1.1s_7]^2 t ds_7 &= 25.81t \\ I_{\Omega\Omega_8} &= \int_h^{D_1+h} [-1.25s_8 + 6.25]^2 t ds_8 &= 33.855t \\ I_{\Omega\Omega_9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [-1.25s_9 + 6.25]^2 t ds_9 &= 111.97t \\ I_{\Omega\Omega_{10}} &= \int_{D_1-h}^h [-1.25s_{10} - 6.25]^2 t ds_{10} &= 33.855t \\ I_{\Omega\Omega_{11}} &= \int_{D_2-D_1-h}^{D_1-h} [-1.25s_{11} - 6.25]^2 t ds_{11} &= 111.97t \\ I_{\Omega\Omega_{12}} &= \int_b^0 [1.875s_{12}]^2 t ds_{12} &= 150t \\ I_{\Omega\Omega_{13}} &= \int_b^{b/2} [2.2s_{13} + 7.55]^2 t ds_{13} &= 5.027t \\ I_{\Omega\Omega_{14}} &= \int_b^{b/2} [-2.2s_{14} - 7.55]^2 t ds_{14} &= 5.027t \end{aligned} \right\} \Rightarrow I_{\Omega\Omega} = 6.584 \text{ [m}^6] \quad (\text{B.101})$$

Burulma Sabiti :

$$\begin{aligned} J_{dK} &= \int_{-h}^0 \frac{0}{t} ds_1 + \int_0^b \frac{[3.7t]^2}{t} ds_2 + \int_{-h}^h \frac{[3.7t]^2}{t} ds_3 + \int_{-b}^0 \frac{[1.55t]^2}{t} ds_4 + \int_0^b \frac{[1.55t]^2}{t} ds_5 + \\ &+ \int_{-h}^h \frac{[3.7t]^2}{t} ds_6 + \int_{-b}^0 \frac{[3.7t]^2}{t} ds_7 + \int_h^{D_1+h} \frac{[5.25t]^2}{t} ds_8 + \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} \frac{[5.25t]^2}{t} ds_9 + \int_{-D_1-h}^{-h} \frac{[5.25t]^2}{t} ds_{10} \\ &+ \int_{-D_2-D_1-h}^{-D_1-h} \frac{[5.25t]^2}{t} ds_{11} + \int_{-b}^b \frac{[5.25t]^2}{t} ds_{12} = 9.55 \text{ [m}^4] \end{aligned}$$

(B.102)

Burulma sabiti kapalı kesitler için $J_d = \int_c \frac{F_s^2}{t} ds$ formülü ile, açık kesitler için

$J_d = \frac{1}{3} \int_c t^3 ds$ formülü ile hesaplanır. Kapalı kollar için buruma sabiti (B.102)'de

açık kollar için buruma sabiti ise (B.103)'de hesaplanmıştır.

$$J_{dA} = \frac{1}{3} \int_{-b}^{-b/2} t^3 ds_{13} + \frac{1}{3} \int_{-b/2}^0 t^3 ds_{14} = 1.33 * E^{-6} [m^4] \quad (B.103)$$

Ve toplam burulma sabiti $J_d = J_{dK} + J_{dA} = 9.55 [m^4]$ olarak elde edilir.

Kesme Alanı :

kA kesme alanı hesaplanırken k kayma sabiti ince cidarlı çok bölmeli dikdörtgen kesitler için verilen formülü ile hesaplanır, burada $\nu = 0.3$ poisson oranıdır. Bu durumda $k = 0.47$ değerini alır. Kesitin kesme alanı değeri (B.105)'de verilmiştir.

$$k = \frac{640(1 + \nu)}{1506 + 923\nu} \quad (B.104)$$

$$kA = 0.47 * 0.54 = 0.2538 m^2 \quad (B.105)$$

Kütlesel Atalet Momentleri :

En kesitin ağırlık merkezinden geçen eksenlere göre kütleli atalet momentlerinin hesabında yoğunluk $\rho = 7.85 \text{ ton/m}^3$ olarak alınmıştır. En kesitin ağırlık merkezinden geçen düşey eksene göre birim boy kütleli atalet momenti;

$$\begin{aligned} I_{m_c y} &= I_{yy} * \rho \\ I_{m_c y} &= 5.4933 * 7.85 \\ I_{m_c y} &= 43.12 \text{ ton} * m^2 / m \end{aligned} \quad (B.106)$$

En kesitin ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre birim boy kütleli atalet momenti ise aşağıda hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} I_{m_c} &= \rho * (I_{yy} + I_{xc}) \\ I_{m_c} &= 7.85 * (5.4933 + 10.09) \\ I_{m_c} &= 122.32 \text{ ton} * m^2 / m \end{aligned} \quad (B.107)$$

Özet olarak yapılan bu çalışma ile Örnek 1-5 için yapısal parametrelerin hesabı ara işlemleride dahil olmak üzere detaylı bir şekilde verilmiştir. Her bir en kesite ait kiriş boyu 200 m olarak alınmış, kiriş boyu 20 eşit parçaya bölünmüştür. Bilgisayar programında kullanılmak üzere elastisite modülü $E = 207.02 * E+6 \text{ kN/m}^2$ ve kayma modülü ise $G = 82.8 * E+6 \text{ kN/m}^2$ olarak alınmıştır.

EK C. UYUM PARAMETRELERİNİN HESABI (Durum 1-4)

Üniform en kesite sahip olmayan bir kiriş için; kapalı kesitten açık kesite ve açık kesitten kapalı kesite geçişte uyum parametreleri teorisi Bölüm 3.1.4 'de verilen

$$U_1 = \sqrt{\frac{I_{\omega\omega}^- - (I_{\omega y}^-)^2 / I_{yy}^{(A_c)}}{I_{\omega\omega}^+ - (I_{\omega y}^+)^2 / I_{yy}^{(A_c)}}} \quad (C.1)$$

$$U_2 = \frac{I_{\omega y}^- - U_1 I_{\omega y}^+}{I_{yy}^{(A_c)}} \quad (C.2)$$

(3.4.1.9b) ve (3.4.1.15) formüllerinin yardımı ile hesaplanacaktır. Sektörel atalet momenti ($I_{\omega\omega}$) ve çarpım kontur değeri ($I_{\omega y}$) hesaplanırken integraller arakesit (A_c) boyunca alınacak ve EkB'de hesaplanan yapısal parametre değerlerinden faydalanılacaktır.

Durum 1:



Şekil C.1 Durum1 için en kesitler

Uyum parametrelerinin hesabında ilk olarak Şekil B.7'de verilen Örnek 4 isimli kapalı kesit ile Şekil B.3'de verilen Örnek 3 isimli açık kesitin varyasyonu gözönüne alınmıştır. Gerek kapalı en kesitten açık en kesite geçişte gerekse açık en kesitten kapalı en kesite geçişte arakesit aynı formdadır. Dolayısıyla; ilk önce kapalı ve açık kesite ait yapısal parametreler hesaplanacaktır. Kapalı ve açık kesitlere ait yapısal parametrelerde; sırası ile (K,A) indisleri kullanılmıştır. Kapalı ve açık kesitler için sektörel atalet momentleri ile , çarpım kontur değerleri aşağıda verilmiştir.

$$I_{\omega\omega}^{K,A} = \int_{A_c} \omega^2 t ds \quad (C.3)$$

$$I_{\omega y}^{K,A} = \int_{A_c} \omega x t ds \quad (C.4)$$

Kapalı kesite ait ($I_{\omega\omega}^K$) sektörel atalet momentini; (Ek B.73)'de verilen ω_i çarpılma fonksiyonlarının yardımı ile hesaplanır. Burada Şekil B.7'de gösterilen 9 numaralı parçaya ait sektörel atalet değeri ($I_{\omega\omega 9}^K$) hesaplara dahil edilmemiştir. Çünkü arakesitte 9 numaralı parça mevcut değildir.

$$\begin{aligned}
I_{\omega\omega 1} &= \int_{-h}^{h_1} [0] ds_1 &= 0 \\
I_{\omega\omega 2} &= \int_b^b [-2.7s_2]^2 t ds_2 &= 155.52t \\
I_{\omega\omega 3} &= \int_{-h}^h [0.3s_3 - 10.5]^2 t ds_3 &= 220.56t \\
I_{\omega\omega 4} &= \int_{-b}^0 [2.55s_4]^2 t ds_4 &= 138.72t \\
I_{\omega\omega 5} &= \int_b^b [2.55s_5]^2 t ds_5 &= 138.72t \\
I_{\omega\omega 6} &= \int_{-h}^h [0.3s_6 + 10.5]^2 t ds_6 &= 220.56t \\
I_{\omega\omega 7} &= \int_{-b}^0 [-2.7s_7]^2 t ds_7 &= 155.52t \\
I_{\omega\omega 8} &= \int_{-h}^{D_1+h} [-1.25s_8 - 8.95]^2 t ds_8 &= 2836.233t \\
I_{\omega\omega 10} &= \int_{D-h}^h [-1.25s_{10} + 8.95]^2 t ds_{10} &= 2836.233t
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} I_{\omega\omega 1} \\ I_{\omega\omega 2} \\ I_{\omega\omega 3} \\ I_{\omega\omega 4} \\ I_{\omega\omega 5} \\ I_{\omega\omega 6} \\ I_{\omega\omega 7} \\ I_{\omega\omega 8} \\ I_{\omega\omega 10} \end{aligned}} \right\} I_{\omega\omega}^K = 6702.066t \text{ m}^6 \quad (C.5)$$

($I_{\omega y}^K$) çarpım kontur değeri ise (A.75)'de hesaplanan $I_{\omega y} = -1950.13t$ değerinden

$I_{\omega y 9} = -242.13t$ değeri çıkartılarak elde edilir.

$$I_{\omega y}^K = -1950.13t - (-242.13t) = -1708t \text{ m}^5 \quad (C.6)$$

$$\begin{aligned}
I_{\omega\omega 1} &= \int_{-h}^{h_1} [0] ds_1 &= 0 \\
I_{\omega\omega 2} &= \int_b^b [-0.6s_2]^2 t ds_2 &= 7.68t \\
I_{\omega\omega 3} &= \int_{-h}^h [2.4s_3]^2 t ds_3 &= 3.84t \\
I_{\omega\omega 4} &= \int_{-b}^0 [-0.6s_4]^2 t ds_4 &= 7.68t \\
I_{\omega\omega 5} &= \int_b^b [-0.6s_5]^2 t ds_5 &= 7.68t \\
I_{\omega\omega 6} &= \int_{-h}^h [2.4s_6]^2 t ds_6 &= 3.84t \\
I_{\omega\omega 7} &= \int_{-b}^0 [-0.6s_7]^2 t ds_7 &= 7.68t \\
I_{\omega\omega 8} &= \int_{-h}^{D_1+h} [4s_8 - 1.6]^2 t ds_8 &= 935.47t \\
I_{\omega\omega 9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [4s_9 - 1.6]^2 t ds_9 &= 5415.47t \\
I_{\omega\omega 11} &= \int_{-h}^{D_1+h} [-4s_{11} + 1.6]^2 t ds_{11} &= 935.47t \\
I_{\omega\omega 12} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [-4s_{12} + 1.6]^2 t ds_{12} &= 5415.47t
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} I_{\omega\omega 1} \\ I_{\omega\omega 2} \\ I_{\omega\omega 3} \\ I_{\omega\omega 4} \\ I_{\omega\omega 5} \\ I_{\omega\omega 6} \\ I_{\omega\omega 7} \\ I_{\omega\omega 8} \\ I_{\omega\omega 9} \\ I_{\omega\omega 11} \\ I_{\omega\omega 12} \end{aligned}} \right\} I_{\omega\omega}^A = 12740.28t \text{ m}^6 \quad (C.7)$$

Açık kesite ait ($I_{\omega\omega}^A$) sektörel atalet momenti; (Ek B.30)'de verilen ω_i çarpılma fonksiyonlarının yardımı ile hesaplanır. Burada Şekil Ek B.3'de gösterilen 10 ve 13 numaralı parçalar arakesitte yer almadığından hesaplara dahil edilmez. ($I_{\omega y}^A$)

çarpım kontur değeri ise (B.31)'de verilen $I_{\omega y} = 2124.8t$ değerinden $I_{\omega y10} = 166.4t$ ve $I_{\omega y12} = 166.4t$ değerleri çıkartılarak elde edilir.

$$I_{\omega y}^A = 2124.8t - (2 * 166.4t) = 1792t \text{ m}^5 \quad (C.8)$$

Ara kesit Şekil B.1'de verilen Örnek1 isimli en kesit ile gerek form gerekse boyutlar açısından birebir aynıdır. Dolayısıyla arakesitin atalet momenti ($I_{yy}^{(A_c)}$) Örnek 1 için (B.12)'de hesaplanan atalet momentine eşittir.

$$I_{yy}^{(A_c)} = 469.4t \text{ m}^4 \quad (C.9)$$

Durum1 kiriş modellemesinde kapalı en kesitten açık en kesite geçiş için; uyum parametreleri hesaplanırken (C.1) ve (C.2)'de verilen U_1 ve U_2 eşitlikleri

$$U_1 = \sqrt{\frac{I_{\omega\omega}^K - (I_{\omega y}^K)^2 / I_{yy}^{A_c}}{I_{\omega\omega}^A - (I_{\omega y}^A)^2 / I_{yy}^{A_c}}} \quad (C.10)$$

$$U_2 = \frac{I_{\omega y}^K - U_1 I_{\omega y}^A}{I_{yy}^{A_c}} \quad (C.11)$$

şeklinde yazılabilir. Burada kapalı kesit süreksizlik noktasının solunda, açık kesit ise süreksizlik noktasının sağında yer almaktadır. Bu durumda, uyum parametreleri,

$$U_1 = \sqrt{\frac{I_{\omega\omega}^K - (I_{\omega y}^K)^2 / I_{yy}^{A_c}}{I_{\omega\omega}^A - (I_{\omega y}^A)^2 / I_{yy}^{A_c}}} = \sqrt{\frac{6702.066t - (-1708t)^2 / 469.4t}{12740.28t - (1792t)^2 / 469.4t}} \quad (C.12)$$

$$U_1 = \sqrt{\frac{487.18t}{5899.07t}} = 0.287$$

$$U_2 = \frac{I_{\omega y}^K - U_1 I_{\omega y}^A}{I_{yy}^{A_c}} = \frac{-1708t - 0.287 * (1792t)}{469.4t} = -4.735 \quad (C.13)$$

olarak hesaplanır. Durum1 kiriş modellemesinde açık en kesitten kapalı en kesite geçiş için; uyum parametreleri hesaplanırken (C.1) ve (C.2)'de verilen U_1 ve U_2 eşitlikleri

$$U_1 = \sqrt{\frac{I_{\omega\omega}^A - (I_{\omega y}^A)^2 / I_{yy}^{A_c}}{I_{\omega\omega}^K - (I_{\omega y}^K)^2 / I_{yy}^{A_c}}} \quad (C.14)$$

$$U_2 = \frac{I_{\omega y}^A - U_1 I_{\omega y}^K}{I_{yy}^{A_c}} \quad (C.15)$$

şeklinde yazılabilir. Burada açık kesit süreksizlik noktasının solunda, kapalı kesit ise süreksizlik noktasının sağında yer almaktadır. Bu durumda, uyum parametreleri,

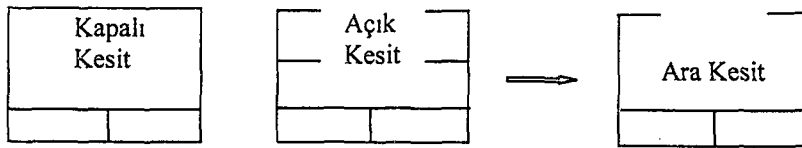
$$U_1 = \sqrt{\frac{I_{\omega\omega}^A - (I_{\omega y}^A)^2 / I_{yy}^A}{I_{\omega\omega}^K - (I_{\omega y}^K)^2 / I_{yy}^A}} = \sqrt{\frac{12740.28t - (1792t)^2 / 469.4t}{6702.066t - (-1708t)^2 / 469.4t}} \quad (C.16)$$

$$U_1 = \sqrt{\frac{5899.07t}{487.18t}} = 3.48$$

$$U_2 = \frac{I_{\omega y}^A - U_1 I_{\omega y}^K}{I_{yy}^A} = \frac{1792t - 3.48 * (-1708t)}{469.4t} = 16.48 \quad (C.17)$$

olarak elde edilir.

Durum 2:



Şekil C.2. Durum 2 için en kesitler

Uyum parametrelerinin hesabında ikinci bir çalışma olarak Şekil B.7'de verilen Örnek 4 isimli kapalı kesit ile Şekil B.5'de verilen Örnek 3 isimli açık kesitin varyasyonu gözönüne alınmıştır. Durum 2 olarak isimlendirilen bu giriş modellemesinde gerek kapalı en kesitten açık en kesite geçişte, gerekse açık en kesitten kapalı en kesite geçişte arakesit aynı formdadır.

$$\left. \begin{aligned} I_{\omega\omega 1} &= \int_h^{h_1} [0] ds_1 &= 0 \\ I_{\omega\omega 2} &= \int_b^0 [-2.7s_2]^2 t ds_2 &= 155.52t \\ I_{\omega\omega 3} &= \int_h^0 [0.3s_3 - 10.5]^2 t ds_3 &= 220.56t \\ I_{\omega\omega 4} &= \int_b^0 [2.55s_4]^2 t ds_4 &= 138.72t \\ I_{\omega\omega 5} &= \int_b^0 [2.55s_5]^2 t ds_5 &= 138.72t \\ I_{\omega\omega 6} &= \int_h^0 [0.3s_6 + 10.5]^2 t ds_6 &= 220.56t \\ I_{\omega\omega 7} &= \int_b^0 [-2.7s_7]^2 t ds_7 &= 155.52t \\ I_{\omega\omega 8} &= \int_{-h}^{D+h} [-1.25s_8 - 8.95]^2 t ds_8 &= 2836.233t \\ I_{\omega\omega 9} &= 2 * \int_b^{b/2} [5.675s_9]^2 t ds_9 &= 1202.34t \\ I_{\omega\omega 10} &= \int_{D-h}^h [-1.25s_{10} + 8.95]^2 t ds_{10} &= 2836.233t \end{aligned} \right\} I_{\omega\omega}^K = 7904.41t \text{ m}^6 \quad (C.18)$$

Kapalı kesite ait ($I_{\omega\omega}^K$) sektörel atalet momenti; (B.73)'de verilen ω_i çarpılma fonksiyonlarının yardımı ile hesaplanır. Burada Şekil B.7'de gösterilen 9 numaralı parçaya ait sektörel atalet değeri ($I_{\omega\omega 9}^K$) hesaplara dahil edilirken ara kesit uzunluğu göz önünde tutulmuştur. Çünkü arakesitte 9 numaralı parçanın tamamı mevcut

değildir. ($I_{\omega y}^K$) çarpım kontur değeri ise (B.75)'de hesaplanan $I_{\omega y} = -1950.13t$ değerinden

$$I_{\omega y9} = \int_{-b/2}^{b/2} -5.675s_9^2 t ds_9 \quad (C.19)$$

$$I_{\omega y9} = -30.26t$$

değeri çıkartılarak elde edilir.

$$I_{\omega y}^K = -1950.13t - (-30.26t) = -1919.87t \text{ m}^5 \quad (C.20)$$

Açık kesite ait ($I_{\omega\omega}^A$) sektörel atalet momenti; (B.52)'de verilen ω_i çarpılma fonksiyonlarının yardımı ile hesaplanır. Burada Şekil B.5'de gösterilen 10 ve 13 numaralı parçalar arakesitte yer almadığından hesaplara dahil edilmez.

$$\left. \begin{aligned} I_{\omega\omega1} &= \int_{-h}^h [0] ds_1 &= 0 \\ I_{\omega\omega2} &= \int_0^b [-0.6s_2]^2 t ds_2 &= 7.68t \\ I_{\omega\omega3} &= \int_{-h}^h [2.4s_3]^2 t ds_3 &= 3.84t \\ I_{\omega\omega4} &= \int_{-b}^0 [-0.6s_4]^2 t ds_4 &= 7.68t \\ I_{\omega\omega5} &= \int_0^b [-0.6s_5]^2 t ds_5 &= 7.68t \\ I_{\omega\omega6} &= \int_{-h}^h [2.4s_6]^2 t ds_6 &= 3.84t \\ I_{\omega\omega7} &= \int_{-b}^0 [-0.6s_7]^2 t ds_7 &= 7.68t \\ I_{\omega\omega8} &= \int_{-h}^{D_1+h} [4s_8 - 1.6]^2 t ds_8 &= 935.47t \\ I_{\omega\omega9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [4s_9 - 1.6]^2 t ds_9 &= 5415.47t \\ I_{\omega\omega11} &= \int_{-h}^{D_1+h} [-4s_{11} + 1.6]^2 t ds_{11} &= 935.47t \\ I_{\omega\omega12} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [-4s_{12} + 1.6]^2 t ds_{12} &= 5415.47t \\ I_{\omega\omega14} &= \int_{-b}^{b/2} [11s_{14} + 86.4]^2 t ds_{14} &= 5783.79t \\ I_{\omega\omega15} &= \int_{-b}^{b/2} [-11s_{15} - 86.4]^2 t ds_{15} &= 5783.79t \end{aligned} \right\} I_{\omega\omega}^A = 24307.86t \text{ m}^6 \quad (C.21)$$

($I_{\omega y}^A$) çarpım kontur değeri ise (B.53)'de verilen $I_{\omega y} = 2750.92t$ değerinden

$I_{\omega y10} = 166.4t$ ve $I_{\omega y13} = 166.4t$ değerleri çıkartılarak elde edilir.

$$I_{\omega y}^A = 2750.92t - (2 * 166.4t) = 2418.12t \text{ m}^5 \quad (C.22)$$

Ara kesit, Şekil B.3'de verilen Örnek 3 isimli en kesitte 10 ve 13 numaralı kollar ihmal edildiğinde gerek form gerekse boyutlar açısından birebir aynı duruma gelir.

Dolayısıyla arakesitin atalet momenti ($I_{yy}^{(A_c)}$) Örnek 3 için (B.57)'de hesaplanan atalet momentinden I_{yy10} ve I_{yy13} değerleri çıkartılarak elde edilir.

$$I_{yy}^{(A_c)} = 544.06t - (2 * 18.67t) = 506.72t \text{ m}^4 \quad (C.23)$$

Durum 2 kiriş modellemesinde kapalı en kesitten açık en kesite geçiş için; uyum parametreleri hesaplanırken (C.10) ve (C.11)'de verilen U_1 ve U_2 eşitlikleri kullanılır. Burada kapalı kesit süreksizlik noktasının solunda, açık kesit ise süreksizlik noktasının sağında yer almaktadır. Bu durumda, uyum parametreleri,

$$U_1 = \sqrt{\frac{I_{\omega\omega}^K - (I_{\omega y}^K)^2 / I_{yy}^{A_c}}{I_{\omega\omega}^A - (I_{\omega y}^A)^2 / I_{yy}^{A_c}}} = \sqrt{\frac{7904.41t - (-1919.87t)^2 / 506.72t}{24307.86t - (2418.12t)^2 / 506.72t}} \quad (C.24)$$

$$U_1 = \sqrt{\frac{630.37t}{12768.3342}} = 0.222$$

$$U_2 = \frac{I_{\omega y}^K - U_1 I_{\omega y}^A}{I_{yy}^{A_c}} = \frac{-1919.87t - 0.222 * (2418.12t)}{506.72t} = -4.848 \quad (C.25)$$

olarak hesaplanır. Durum 2 kiriş modellemesinde açık en kesitten kapalı en kesite geçiş için; uyum parametreleri hesaplanırken (C.14) ve (C.15)'de verilen U_1 ve U_2 eşitlikleri kullanılır. Burada açık kesit süreksizlik noktasının solunda, kapalı kesit ise süreksizlik noktasının sağında yer almaktadır. Bu durumda, uyum parametreleri,

$$U_1 = \sqrt{\frac{I_{\omega\omega}^A - (I_{\omega y}^A)^2 / I_{yy}^{A_c}}{I_{\omega\omega}^K - (I_{\omega y}^K)^2 / I_{yy}^{A_c}}} = \sqrt{\frac{24307.86t - (2418.12t)^2 / 506.72t}{7904.41t - (-1919.87t)^2 / 506.72t}} \quad (C.26)$$

$$U_1 = \sqrt{\frac{12768.332t}{630.37t}} = 4.5$$

$$U_2 = \frac{I_{\omega y}^A - U_1 I_{\omega y}^K}{I_{yy}^{A_c}} = \frac{2418.12t - 4.5 * (-1919.87t)}{506.72t} = 21.821 \quad (C.27)$$

olarak elde edilir.

Durum 3



Şekil C.3. Durum 3 için en kesitler

Uyum parametrelerinin hesabında üçüncü bir çalışma olarak Şekil B.9'da verilen Örnek 5 isimli kapalı kesit ile Şekil B.3'de verilen Örnek 2 isimli açık kesitin varyasyonu gözönüne alınmıştır. Durum 3 olarak isimlendirilen bu giriş modellemesinde gerek kapalı en kesitten açık en kesite geçişte, gerekse açık en kesitten kapalı en kesite geçişte arakesit aynı formdadır. Kapalı kesite ait ($I_{\omega\omega}^K$) sektörel atalet momenti; (B.93)'de verilen ω_i çarpılma fonksiyonlarının yardımı ile hesaplanır.

$$\begin{aligned}
 I_{\omega\omega 1} &= \int_{-h}^h [0] ds_1 &= 0 \\
 I_{\omega\omega 2} &= \int_b^0 [-2.7s_2]^2 t ds_2 &= 155.52t \\
 I_{\omega\omega 3} &= \int_{-h}^h [0.3s_3 - 10.5]^2 t ds_3 &= 220.56t \\
 I_{\omega\omega 4} &= \int_b^0 [2.55s_4]^2 t ds_4 &= 138.72t \\
 I_{\omega\omega 5} &= \int_b^0 [2.55s_5]^2 t ds_5 &= 138.72t \\
 I_{\omega\omega 6} &= \int_{-h}^h [0.3s_6 + 10.5]^2 t ds_6 &= 220.56t \\
 I_{\omega\omega 7} &= \int_b^0 [-2.7s_7]^2 t ds_7 &= 155.52t \\
 I_{\omega\omega 8} &= \int_{-h}^{D_1+h} [-1.25s_8 - 8.95]^2 t ds_8 &= 2836.233t \\
 I_{\omega\omega 9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [-1.25s_8 - 8.95]^2 t ds_9 &= 1932.18t \\
 I_{\omega\omega 10} &= \int_{D_1-h}^h [-1.25s_{10} + 8.95]^2 t ds_{10} &= 2836.233t \\
 I_{\omega\omega 11} &= \int_{D_2-D_1-h}^{D_1-h} [-1.25s_{11} + 8.95]^2 t ds_{11} &= 1932.18t \\
 I_{\omega\omega 13} &= \int_b^{b/2} [6s_{13} + 7.55]^2 t ds_{13} &= 242.405t \\
 I_{\omega\omega 14} &= \int_b^{b/2} [-6s_{14} - 7.55]^2 t ds_{14} &= 242.405t
 \end{aligned}
 \left. \vphantom{\begin{aligned} I_{\omega\omega 1} \\ I_{\omega\omega 2} \\ I_{\omega\omega 3} \\ I_{\omega\omega 4} \\ I_{\omega\omega 5} \\ I_{\omega\omega 6} \\ I_{\omega\omega 7} \\ I_{\omega\omega 8} \\ I_{\omega\omega 9} \\ I_{\omega\omega 10} \\ I_{\omega\omega 11} \\ I_{\omega\omega 13} \\ I_{\omega\omega 14} \end{aligned}} \right\} I_{\omega\omega}^K = 11051.23t \text{ m}^6$$

(C.28)

Burada Şekil B.9'da gösterilen 12 numaralı parçaya ait sektörel atalet değeri ($I_{\omega\omega 12}^K$) hesaplara dahil edilmez. Çünkü arakesitte 12 numaralı parça mevcut değildir. ($I_{\omega y}^K$) çarpım kontur değeri ise (B.94)'de hesaplanan $I_{\omega y} = -2083.53t$ değerinden $I_{\omega y 12} = -242.13t$ değeri çıkartılarak elde edilir.

$$I_{\omega y}^K = -2083.53t - (-242.13t) = -1841.40t \text{ m}^5 \quad (C.29)$$

Durum 3'te açık kesit ve arakesit gerek form gerekse boyutlar itibari ile birebir aynıdır. Dolayısıyla açık kesite ait ($I_{\omega\omega}^A$) sektörel atalet momenti; (B.30)'da verilen ω_i çarpılma fonksiyonlarının yardımı ile hesaplanır. Açık kesite ait ($I_{\omega y}^A$) çarpım kontur değeri ise (B.31)'de verilen $I_{\omega y} = 2124.8t \text{ m}^5$ değerine, arakesitin atalet momenti ($I_{yy}^{(A_c)}$) Örnek 2 için (B.35)'de hesaplanan $I_{yy}^{(A_c)} = 506.73t \text{ m}^4$ değerine eşit olur.

$$\begin{aligned}
I_{\omega\omega 1} &= \int_{-h}^h [0] ds_1 = 0 \\
I_{\omega\omega 2} &= \int_b^b [-0.6s_2]^2 t ds_2 = 7.68t \\
I_{\omega\omega 3} &= \int_{-h}^h [2.4s_3]^2 t ds_3 = 3.84t \\
I_{\omega\omega 4} &= \int_{-b}^b [-0.6s_4]^2 t ds_4 = 7.68t \\
I_{\omega\omega 5} &= \int_b^b [-0.6s_5]^2 t ds_5 = 7.68t \\
I_{\omega\omega 6} &= \int_{-h}^h [2.4s_6]^2 t ds_6 = 3.84t \\
I_{\omega\omega 7} &= \int_{-b}^b [-0.6s_7]^2 t ds_7 = 7.68t \\
I_{\omega\omega 8} &= \int_{-h}^{D_1+h} [4s_8 - 1.6]^2 t ds_8 = 935.47t \\
I_{\omega\omega 9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [4s_9 - 1.6]^2 t ds_9 = 5415.47t \\
I_{\omega\omega 10} &= \int_b^{b/2} [6s_{10} + 46.4]^2 t ds_{10} = 1637.12t \\
I_{\omega\omega 11} &= \int_{-h}^{D_1+h} [-4s_{11} + 1.6]^2 t ds_{11} = 935.47t \\
I_{\omega\omega 12} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [-4s_{12} + 1.6]^2 t ds_{12} = 5415.47t \\
I_{\omega\omega 13} &= \int_b^{b/2} [-6s_{13} - 46.4]^2 t ds_{13} = 1637.12t
\end{aligned}
\quad \left. \vphantom{\begin{aligned} I_{\omega\omega 1} \\ I_{\omega\omega 2} \\ I_{\omega\omega 3} \\ I_{\omega\omega 4} \\ I_{\omega\omega 5} \\ I_{\omega\omega 6} \\ I_{\omega\omega 7} \\ I_{\omega\omega 8} \\ I_{\omega\omega 9} \\ I_{\omega\omega 10} \\ I_{\omega\omega 11} \\ I_{\omega\omega 12} \\ I_{\omega\omega 13} \end{aligned}} \right\} I_{\omega\omega}^A = 16014.52t \text{ m}^6$$

(C.30)

Durum 3 kiriş modellemesinde kapalı en kesitten açık en kesite geçiş için; uyum parametreleri hesaplanırken (C.10) ve (C.11)'de verilen U_1 ve U_2 eşitlikleri kullanılır. Burada kapalı kesit süreksizlik noktasının solunda, açık kesit ise süreksizlik noktasının sağında yer almaktadır. Bu durumda, uyum parametreleri,

$$U_1 = \sqrt{\frac{I_{\omega\omega}^K - (I_{\omega y}^K)^2 / I_{yy}^{A_c}}{I_{\omega\omega}^A - (I_{\omega y}^A)^2 / I_{yy}^{A_c}}} = \sqrt{\frac{11051.23t - (-1841.40t)^2 / 506.73t}{16014.52t - (2124.8t)^2 / 506.73t}} \quad (C.31)$$

$$U_1 = \sqrt{\frac{4359.78t}{7104.89t}} = 0.783$$

$$U_2 = \frac{I_{\omega y}^K - U_1 I_{\omega y}^A}{I_{yy}^{A_c}} = \frac{-1841.40t - 0.783 * (2124.8t)}{506.73t} = -6.917 \quad (C.32)$$

olarak hesaplanır. Durum 3 kiriş modellemesinde açık en kesitten kapalı en kesite geçiş için; uyum parametreleri hesaplanırken (C.14) ve (C.15)'de verilen U_1 ve U_2 eşitlikleri kullanılır. Burada açık kesit süreksizlik noktasının solunda, kapalı kesit ise süreksizlik noktasının sağında yer almaktadır. Bu durumda, uyum parametreleri,

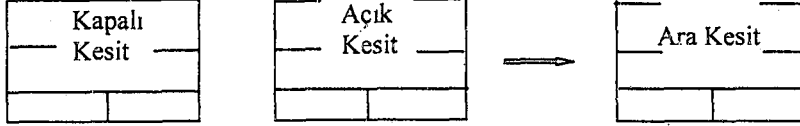
$$U_1 = \sqrt{\frac{I_{\omega\omega}^A - (I_{\omega y}^A)^2 / I_{yy}^{A_c}}{I_{\omega\omega}^K - (I_{\omega y}^K)^2 / I_{yy}^{A_c}}} = \sqrt{\frac{16014.52t - (2124.8t)^2 / 506.73t}{11051.23t - (-1841.40t)^2 / 506.73t}} \quad (C.33)$$

$$U_1 = \sqrt{\frac{7104.89t}{4359.78t}} = 1.276$$

$$U_2 = \frac{I_{\omega y}^A - U_1 I_{\omega y}^K}{I_{yy}^A} = \frac{2124.8t - 1.276 * (-1841.40t)}{506.73t} = 8.83 \quad (C.34)$$

olarak elde edilir.

Durum 4



Şekil C.4. Durum 4 için en kesitler

Uyum parametrelerinin hesabında üçüncü bir çalışma olarak Şekil B.9'da verilen Örnek 5 isimli kapalı kesit ile Şekil B.5'de verilen Örnek 3 isimli açık kesitin varyasyonu gözönüne alınmıştır. Durum 4 olarak isimlendirilen bu giriş modellemesinde gerek kapalı en kesitten açık en kesite geçişte, gerekse açık en kesitten kapalı en kesite geçişte arakesit aynı formdadır. Kapalı kesite ait ($I_{\omega\omega}^K$) sektörel atalet momenti; (B.93)'de verilen ω_i çarpılma fonksiyonlarının yardımı ile hesaplanır.

$$\begin{aligned} I_{\omega\omega 1} &= \int_h^{h_1} [0] ds_1 &= 0 \\ I_{\omega\omega 2} &= \int_b^b [-2.7s_2]^2 t ds_2 &= 155.52t \\ I_{\omega\omega 3} &= \int_h^h [0.3s_3 - 10.5]^2 t ds_3 &= 220.56t \\ I_{\omega\omega 4} &= \int_b^b [2.55s_4]^2 t ds_4 &= 138.72t \\ I_{\omega\omega 5} &= \int_b^b [2.55s_5]^2 t ds_5 &= 138.72t \\ I_{\omega\omega 6} &= \int_h^h [0.3s_6 + 10.5]^2 t ds_6 &= 220.56t \\ I_{\omega\omega 7} &= \int_b^b [-2.7s_7]^2 t ds_7 &= 155.52t \\ I_{\omega\omega 8} &= \int_{-1}^{D_1+h} [-1.25s_8 - 8.95]^2 t ds_8 &= 2836.233t \\ I_{\omega\omega 9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [-1.25s_8 - 8.95]^2 t ds_9 &= 1932.18t \\ I_{\omega\omega 10} &= \int_{D_1-h}^h [-1.25s_{10} + 8.95]^2 t ds_{10} &= 2836.233t \\ I_{\omega\omega 11} &= \int_{D_2-D_1-h}^{D_1-h} [-1.25s_{11} + 8.95]^2 t ds_{11} &= 1932.18t \\ I_{\omega\omega 12} &= 2 * \int_b^{b/2} [5.675s_{12}]^2 t ds_{12} &= 1202.34t \\ I_{\omega\omega 13} &= \int_b^{b/2} [6s_{13} + 7.55]^2 t ds_{13} &= 242.405t \\ I_{\omega\omega 14} &= \int_b^{b/2} [-6s_{14} - 7.55]^2 t ds_{14} &= 242.405t \end{aligned} \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} I_{\omega\omega 1} \\ I_{\omega\omega 2} \\ I_{\omega\omega 3} \\ I_{\omega\omega 4} \\ I_{\omega\omega 5} \\ I_{\omega\omega 6} \\ I_{\omega\omega 7} \\ I_{\omega\omega 8} \\ I_{\omega\omega 9} \\ I_{\omega\omega 10} \\ I_{\omega\omega 11} \\ I_{\omega\omega 12} \\ I_{\omega\omega 13} \\ I_{\omega\omega 14} \end{aligned}} \right\} I_{\omega\omega}^K = 12253.576t \text{ m}^6$$

(C.35)

Burada Şekil B.9'da gösterilen 12 numaralı parçaya ait sektörel atalet değeri ($I_{\omega\omega 12}^K$) hesaplara dahil edilirken, arakesitteki uzunluğu gözönünde tutulur. ($I_{\omega y}^K$) çarpım kontur değeri ise (B.94)'de hesaplanan $I_{\omega y} = -2083.53t$ değerinden

$$I_{\omega y 12} = - \int_{-b/2}^{b/2} 5.675s_{12}^2 ds_{12} = -30.27t \text{ değeri çıkartılarak elde edilir.}$$

$$I_{\omega y}^K = -2083.53t - (-30.27t) = -2053.26t \text{ m}^5 \quad (C.36)$$

Durum 4'te açık kesit ve arakesit gerek form gerekse boyutlar itibari ile birebir aynıdır. Dolayısıyla açık kesite ait ($I_{\omega\omega}^A$) sektörel atalet momenti; (B.52)'de verilen ω_i çarpılma fonksiyonlarının yardımı ile hesaplanır.

$$\left. \begin{aligned} I_{\omega\omega 1} &= \int_h^{h_1} [0] ds_1 &= 0 \\ I_{\omega\omega 2} &= \int_b^b [-0.6s_2]^2 t ds_2 &= 7.68t \\ I_{\omega\omega 3} &= \int_h^h [2.4s_3]^2 t ds_3 &= 3.84t \\ I_{\omega\omega 4} &= \int_b^b [-0.6s_4]^2 t ds_4 &= 7.68t \\ I_{\omega\omega 5} &= \int_b^b [-0.6s_5]^2 t ds_5 &= 7.68t \\ I_{\omega\omega 6} &= \int_h^h [2.4s_6]^2 t ds_6 &= 3.84t \\ I_{\omega\omega 7} &= \int_b^b [-0.6s_7]^2 t ds_7 &= 7.68t \\ I_{\omega\omega 8} &= \int_h^{D_1+h} [4s_8 - 1.6]^2 t ds_8 &= 935.47t \\ I_{\omega\omega 9} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [4s_9 - 1.6]^2 t ds_9 &= 5415.47t \\ I_{\omega\omega 10} &= \int_b^{b/2} [6s_{10} + 46.4]^2 t ds_{10} &= 1637.12t \\ I_{\omega\omega 11} &= \int_h^{D_1+h} [-4s_{11} + 1.6]^2 t ds_{11} &= 935.47t \\ I_{\omega\omega 12} &= \int_{D_1+h}^{D_2+D_1+h} [-4s_{12} + 1.6]^2 t ds_{12} &= 5415.47t \\ I_{\omega\omega 13} &= \int_b^{b/2} [-6s_{13} - 46.4]^2 t ds_{13} &= 1637.12t \\ I_{\omega\omega 14} &= \int_b^{b/2} [11s_{14} + 86.4]^2 t ds_{14} &= 5783.79t \\ I_{\omega\omega 15} &= \int_b^{b/2} [-11s_{15} - 86.4]^2 t ds_{15} &= 5783.79t \end{aligned} \right\} I_{\omega\omega}^A = 27582.1t \text{ m}^6 \quad (C.37)$$

Açık kesite ait ($I_{\omega y}^A$) çarpım kontur değeri ise (B.53)'de verilen $I_{\omega y} = 2750.92t \text{ m}^5$ değerine, arakesitin atalet momenti ($I_{yy}^{(A_c)}$) Örnek 3 için (B.57)'de hesaplanan $I_{yy}^{(A_c)} = 544.06t \text{ m}^4$ değerine eşit olur.

Durum 4 kiriş modellemesinde kapalı en kesitten açık en kesite geçiş için; uyum parametreleri hesaplanırken (C.10) ve (C.11)'de verilen U_1 ve U_2 eşitlikleri

kullanılır. Burada kapalı kesit süreksizlik noktasının solunda, açık kesit ise süreksizlik noktasının sağında yer almaktadır. Bu durumda, uyum parametreleri,

$$U_1 = \sqrt{\frac{I_{\omega\omega}^K - (I_{\omega y}^K)^2 / I_{yy}^{A_c}}{I_{\omega\omega}^A - (I_{\omega y}^A)^2 / I_{yy}^{A_c}}} = \sqrt{\frac{12253.576t - (-2053.26t)^2 / 544.06t}{27582.1t - (2750.92t)^2 / 544.06t}} \quad (C.38)$$

$$U_1 = \sqrt{\frac{4504.657t}{13672.676t}} = 0.574$$

$$U_2 = \frac{I_{\omega y}^K - U_1 I_{\omega y}^A}{I_{yy}^{A_c}} = \frac{-2053.26t - 0.574 * (2750.92t)}{544.06t} = -6.67 \quad (C.39)$$

olarak hesaplanır. Durum 4 kiriş modellemesinde açık en kesitten kapalı en kesite geçiş için; uyum parametreleri hesaplanırken (C.14) ve (C.15)'de verilen U_1 ve U_2 eşitlikleri kullanılır. Burada açık kesit süreksizlik noktasının solunda, kapalı kesit ise süreksizlik noktasının sağında yer almaktadır. Bu durumda, uyum parametreleri,

$$U_1 = \sqrt{\frac{I_{\omega\omega}^A - (I_{\omega y}^A)^2 / I_{yy}^{A_c}}{I_{\omega\omega}^K - (I_{\omega y}^K)^2 / I_{yy}^{A_c}}} = \sqrt{\frac{27582.1t - (2750.92t)^2 / 544.06t}{12253.576t - (-2053.26t)^2 / 544.06t}} \quad (C.40)$$

$$U_1 = \sqrt{\frac{13672.676t}{4504.657t}} = 1.742$$

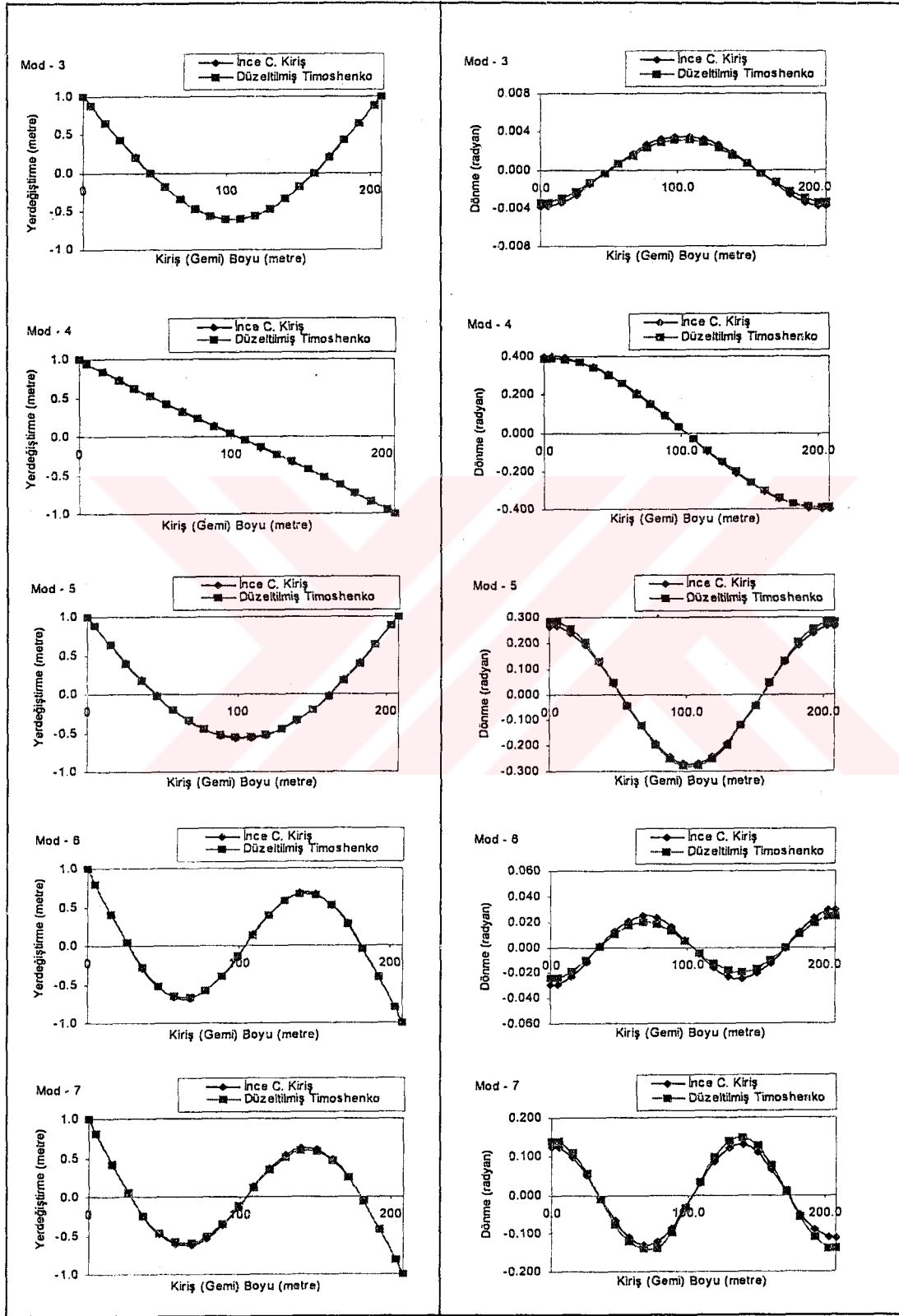
$$U_2 = \frac{I_{\omega y}^A - U_1 I_{\omega y}^K}{I_{yy}^{A_c}} = \frac{2750.92t - 1.742 * (-2053.26t)}{544.06t} = 11.63 \quad (C.41)$$

olarak elde edilir. Tablo C.1'de uyum parametrelerinin toplu gösterimi verilmektedir.

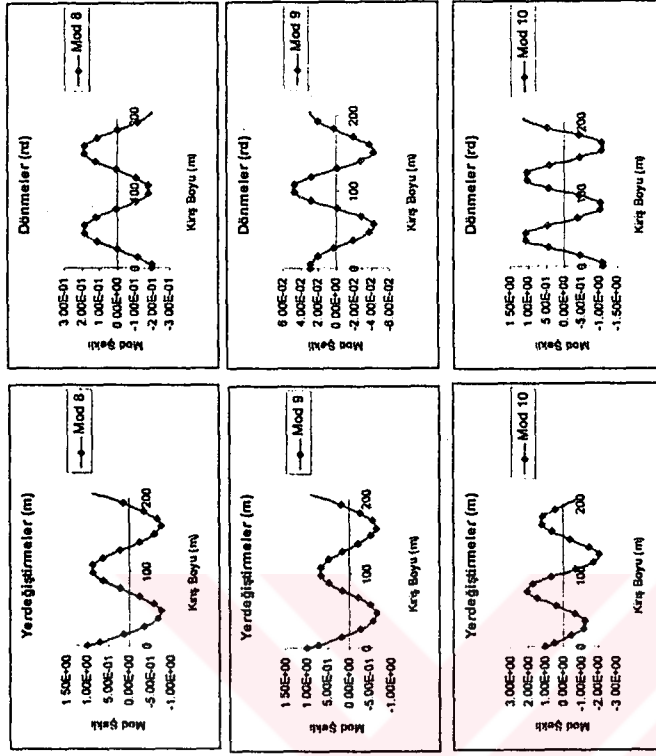
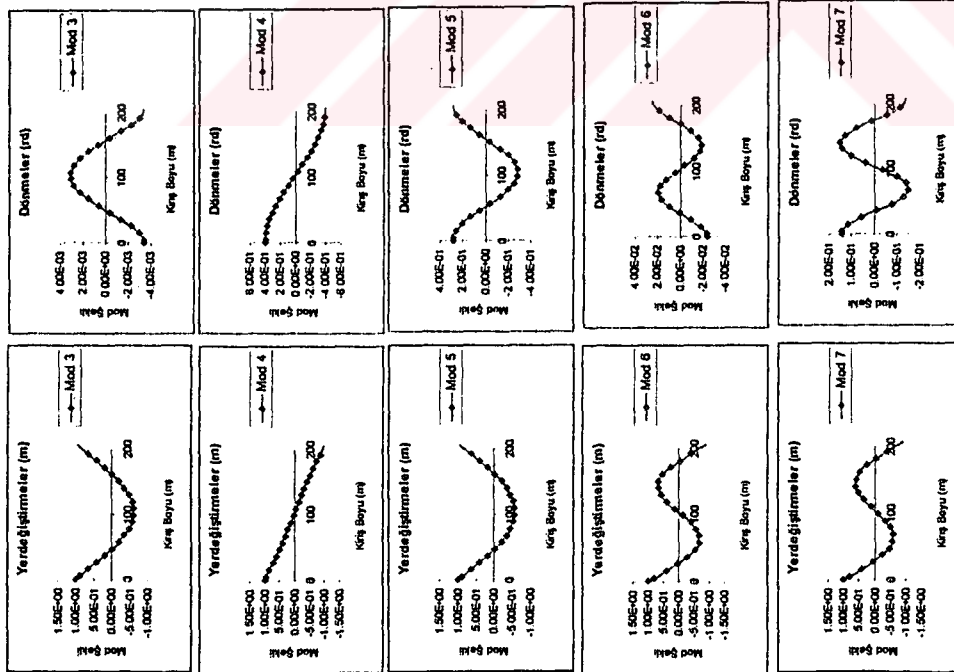
Tablo C.1. Uyum parametrelerinin toplu gösterimi

DURUMLAR	KAPALI $\Rightarrow$ AÇIK		AÇIK $\Rightarrow$ KAPALI	
	U_1	U_2	U_1	U_2
DURUM 1	0.287	-4.735	3.48	16.48
DURUM 2	0.222	-4.848	4.5	21.821
DURUM 3	0.783	-6.917	1.276	8.83
DURUM 4	0.574	-6.67	1.742	11.63

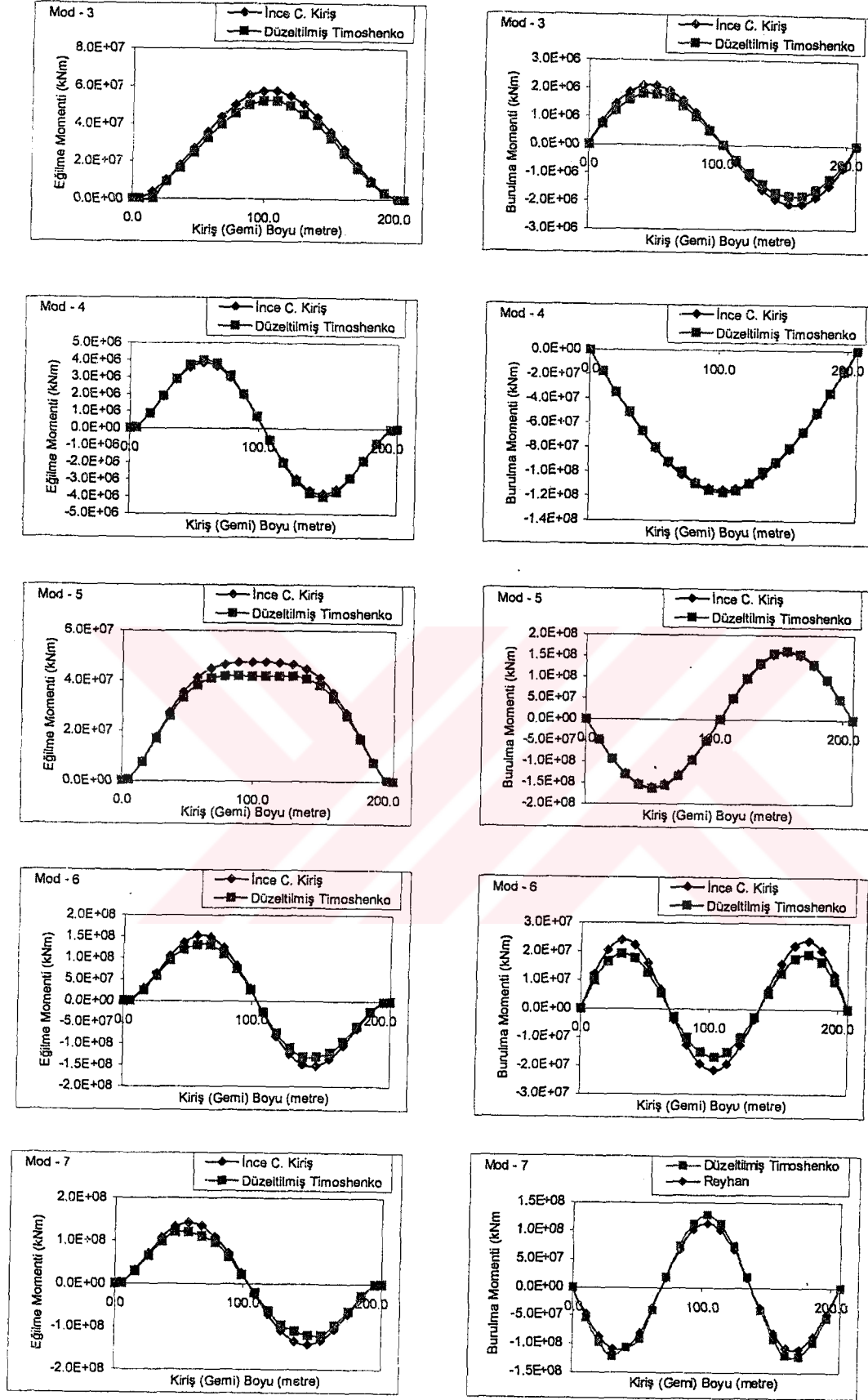
EK D. GEMİ (KIRIŞ) MODELLEMELERİNİN MOD ŞEKİLLERİ



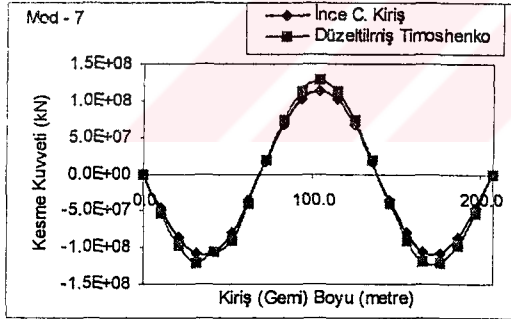
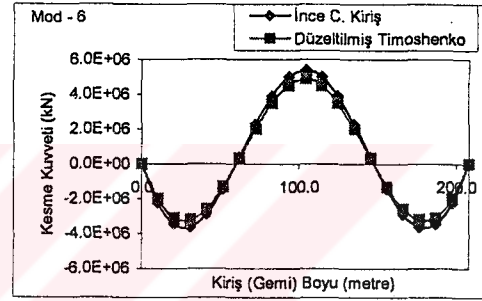
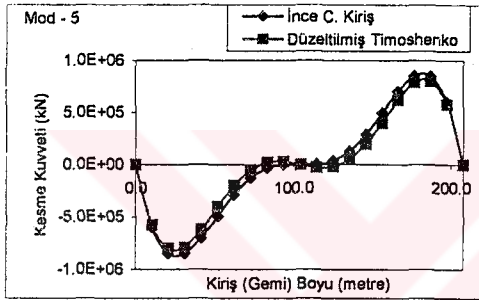
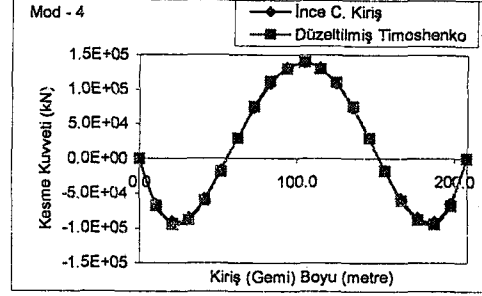
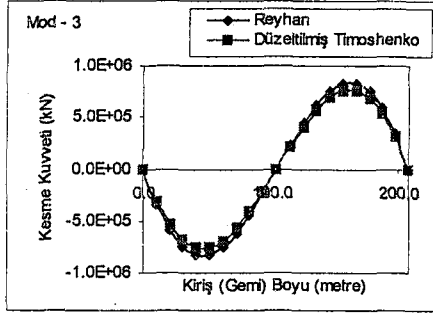
Şekil D.1a-b Model 2. Bileşik harekette a)Yerdeğiştirme b)Dönme değişimi



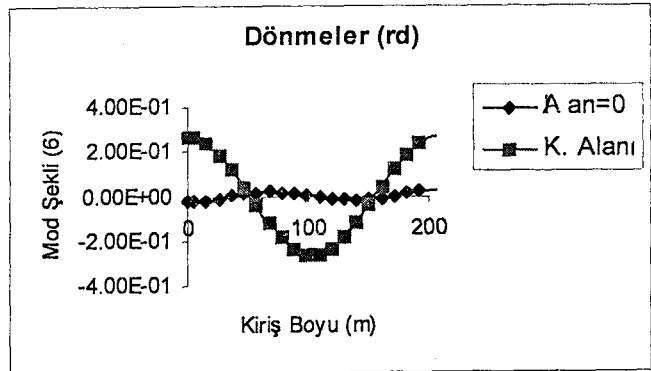
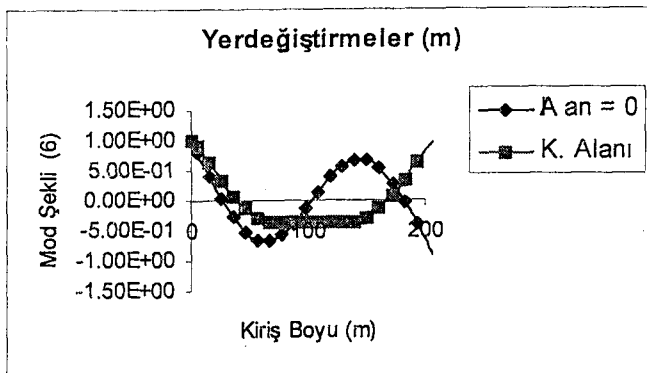
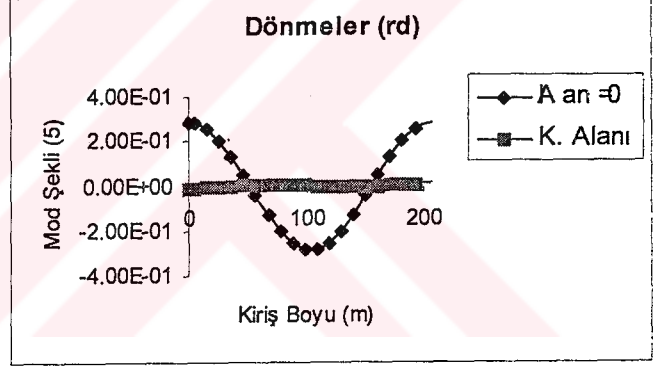
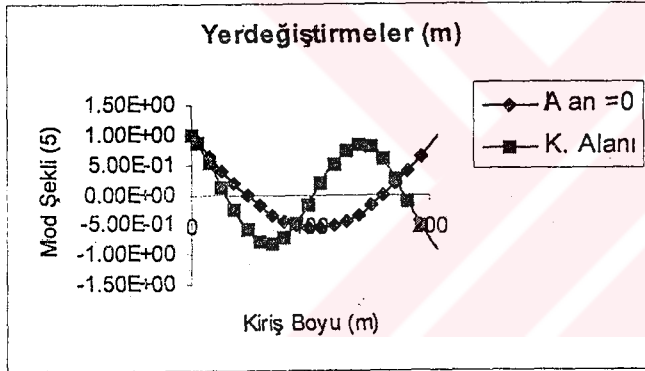
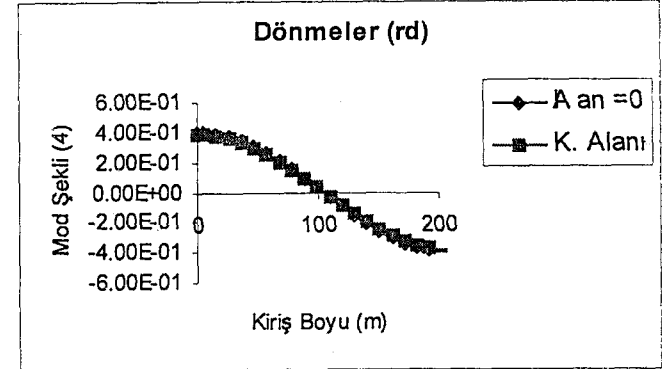
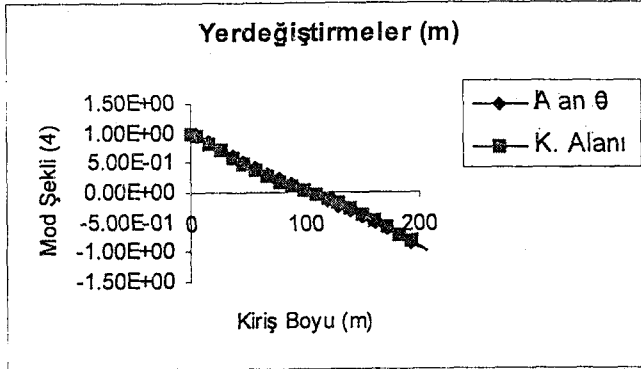
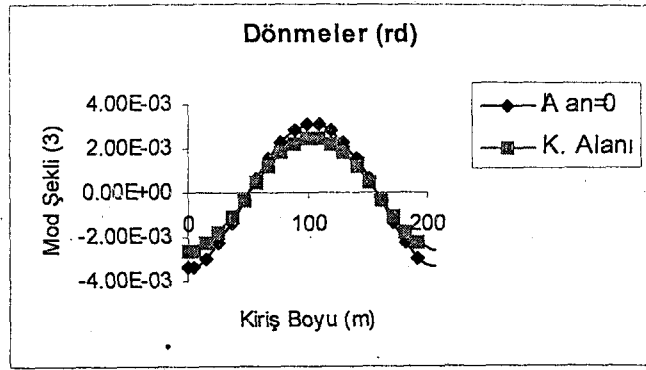
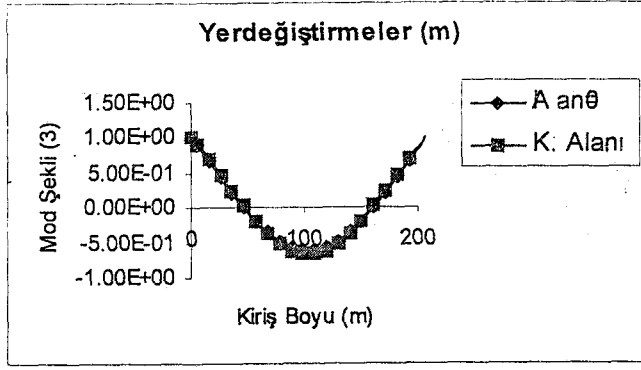
Şekil D.1c. 10 Mod için yerdeğiştirme ve dönme
(D. Timoshenko)



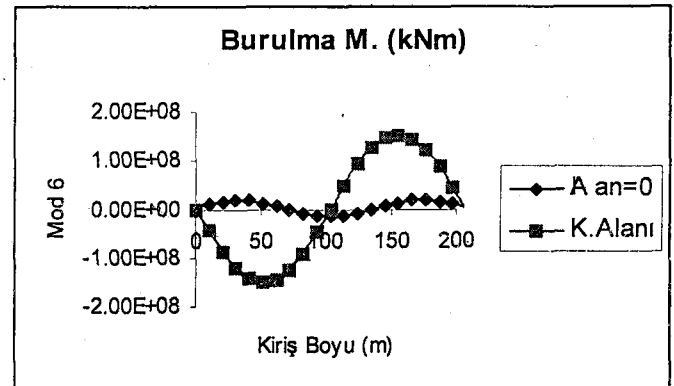
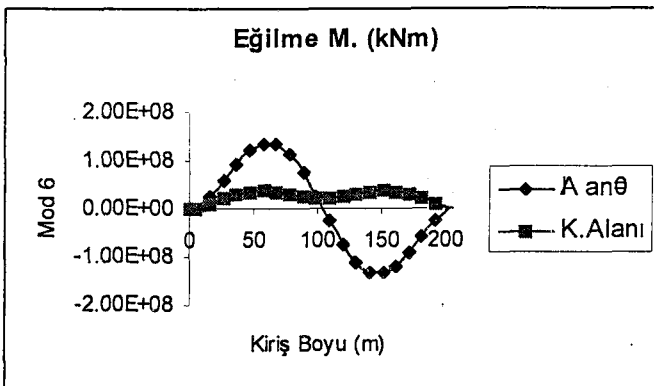
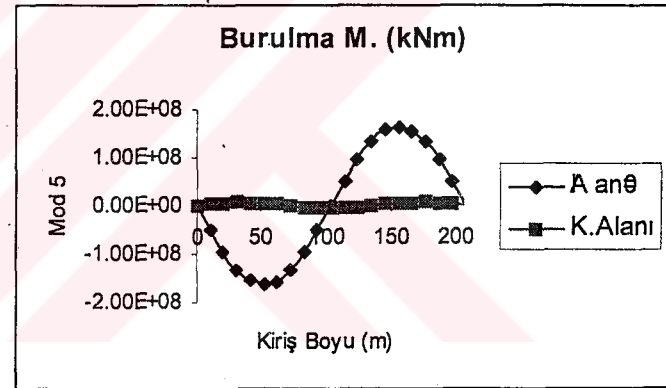
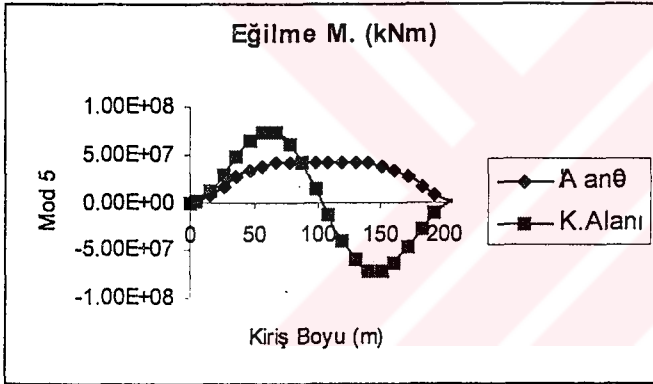
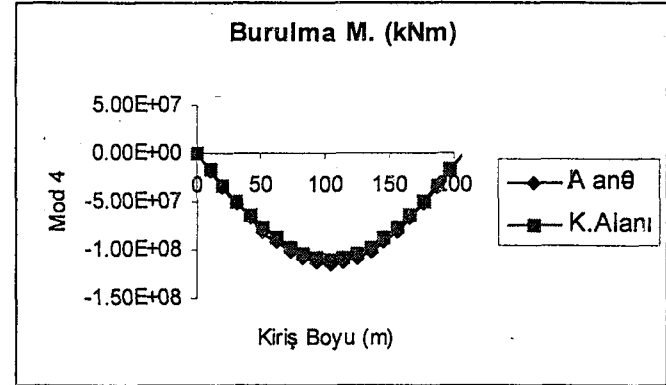
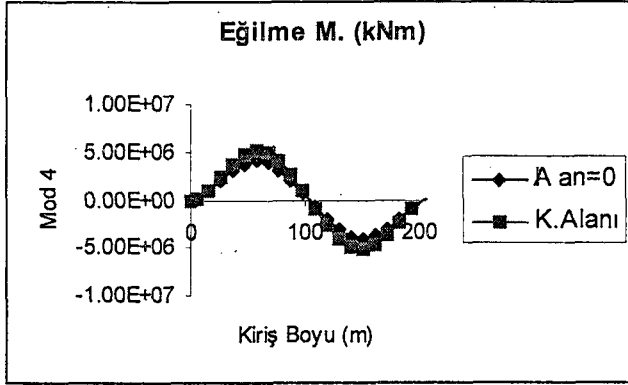
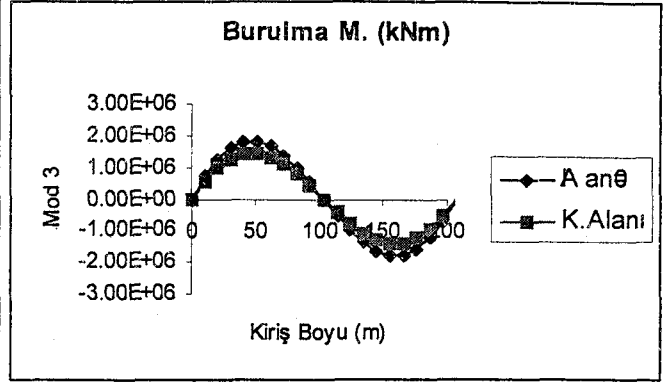
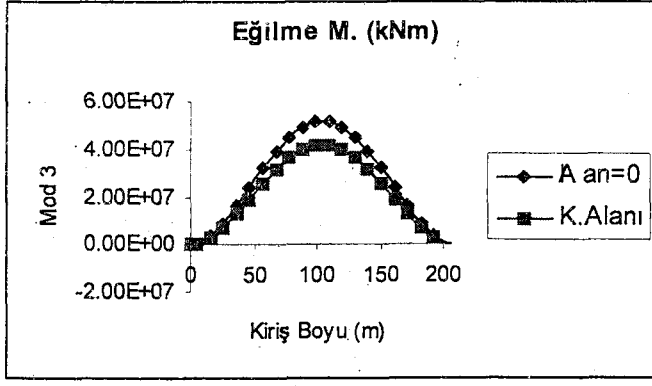
Şekil D.2a-b Model 2. Bileşik harekette a) Eğilme b) Burulma momentleri değişimi



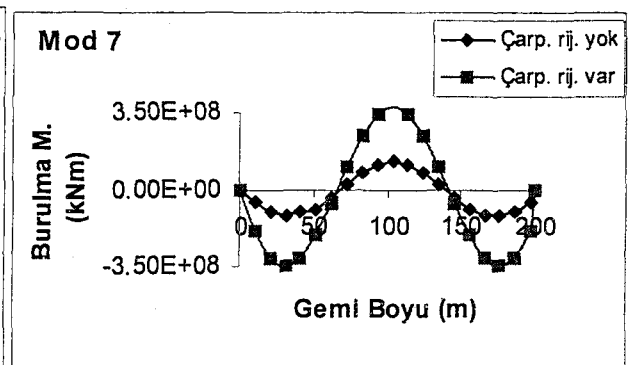
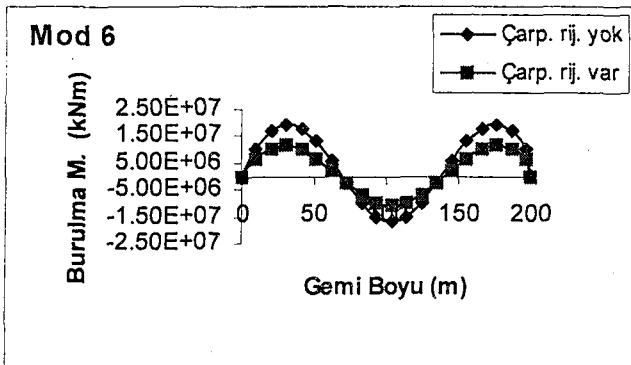
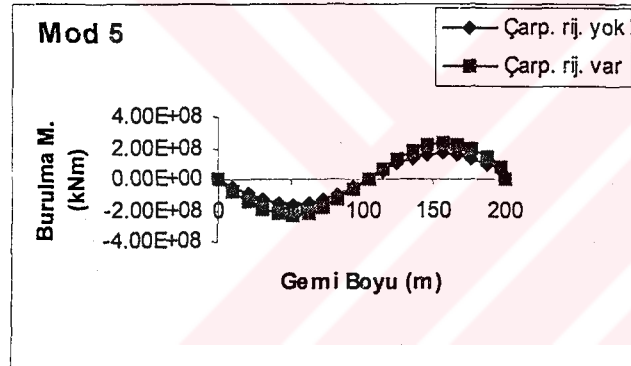
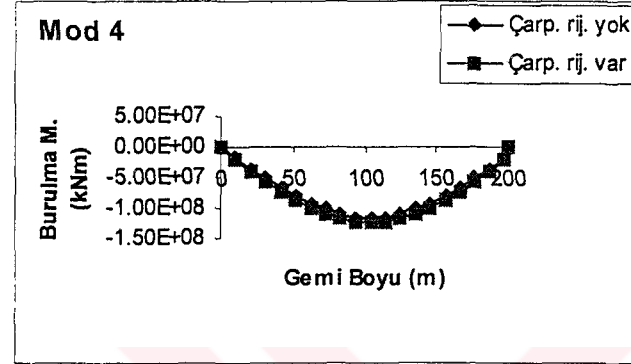
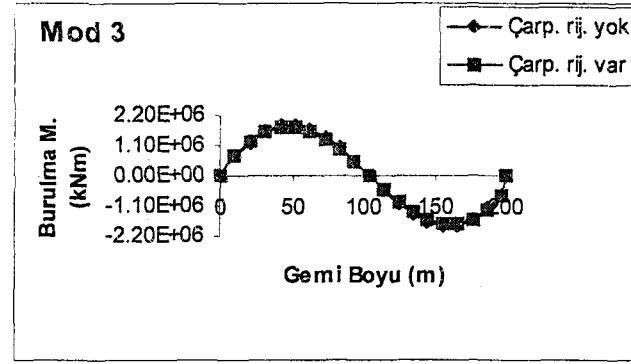
Şekil D.3 Model 2. Bileşik harekette kesme kuvveti değişimi



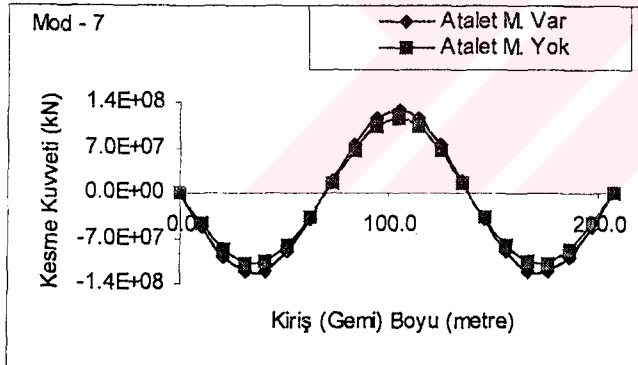
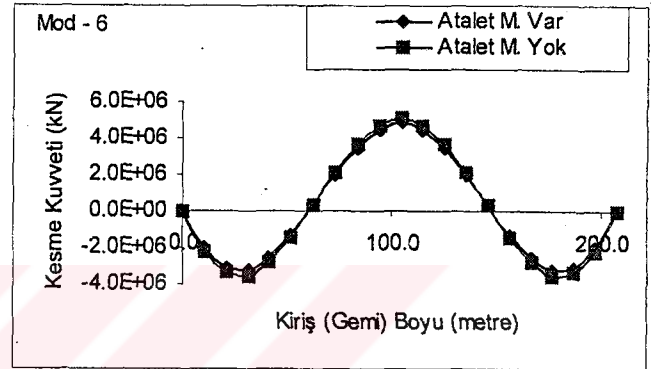
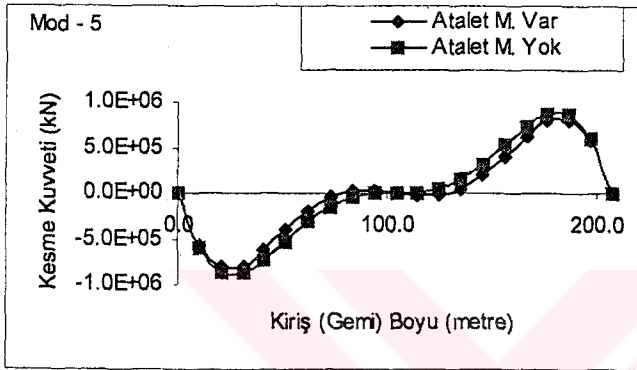
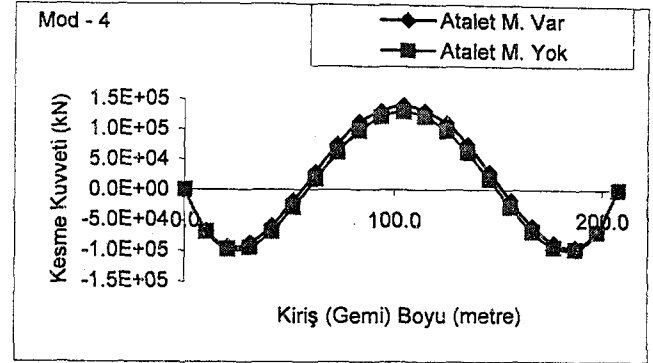
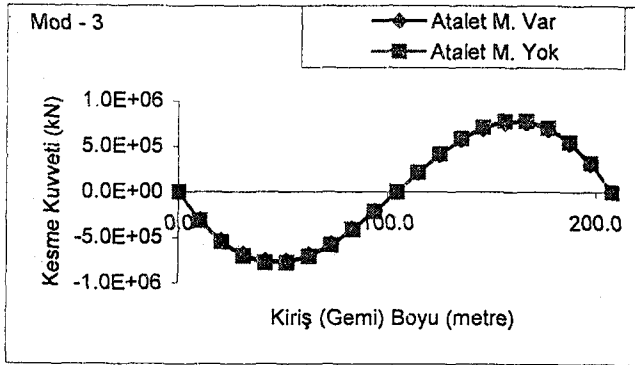
Şekil D.4a Kesme alanı etkisi (Yerdeğiştirmeler ve dönmeler)



Şekil D.4b Kesme alanı etkisi (Eğilme ve burulma momentleri)

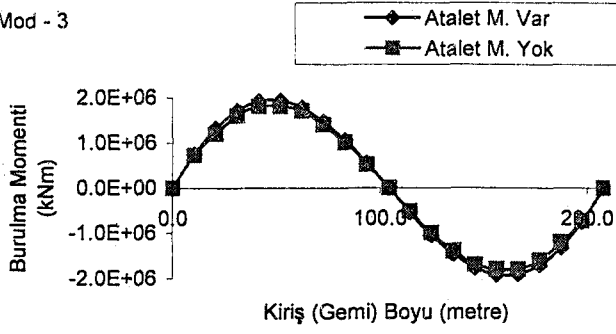


Şekil D.5 Model 2. Çarpılma rijitliği etkisi

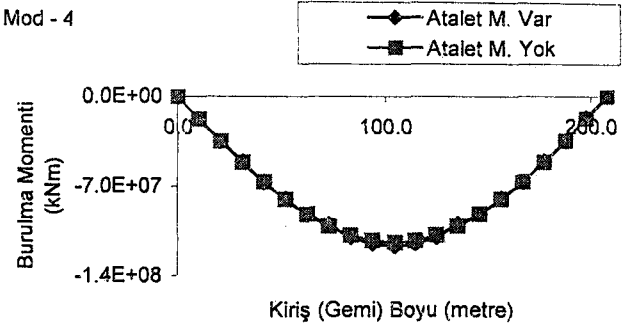


Şekil D.6a Model 2. Atalet momentinin kesme kuvvetine etkisi

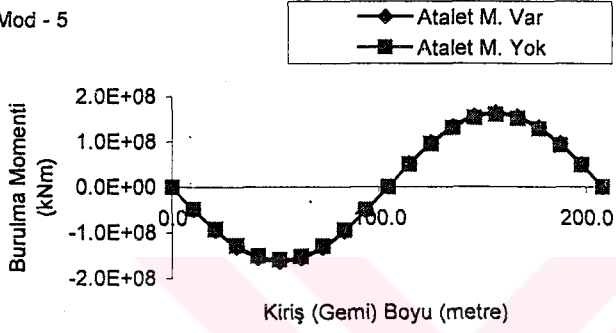
Mod - 3



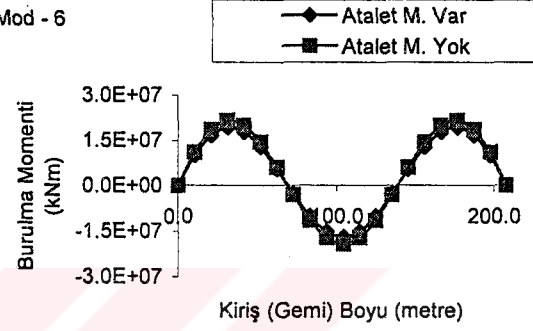
Mod - 4



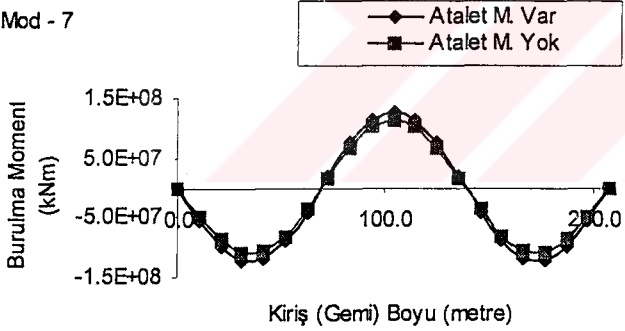
Mod - 5



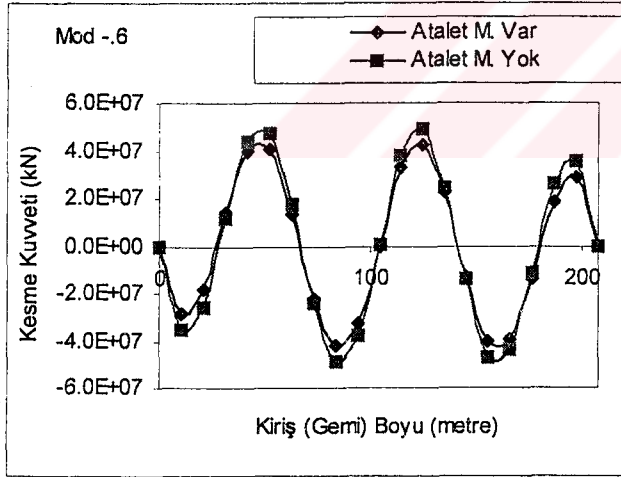
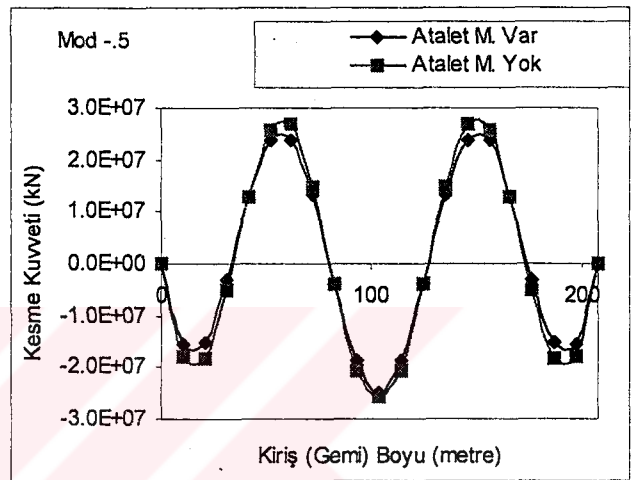
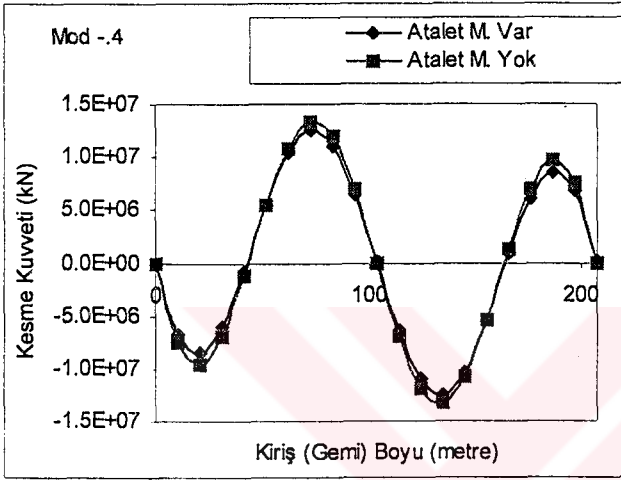
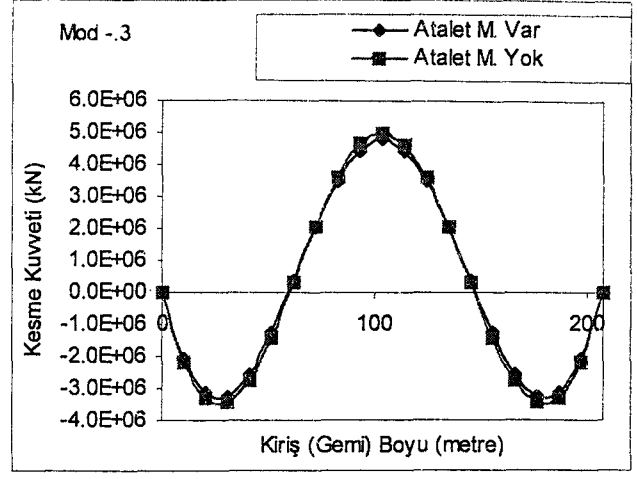
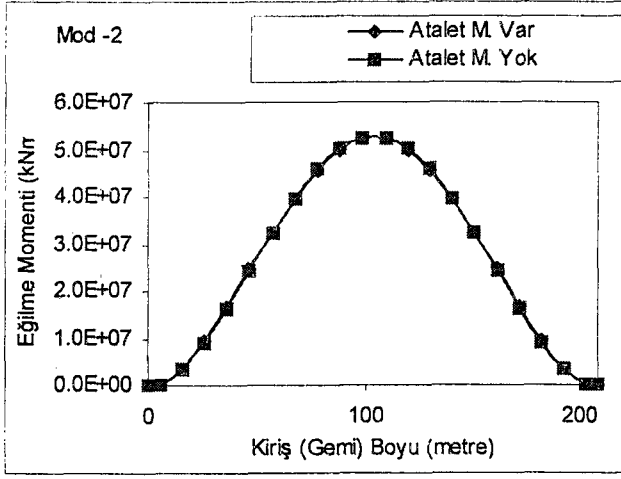
Mod - 6



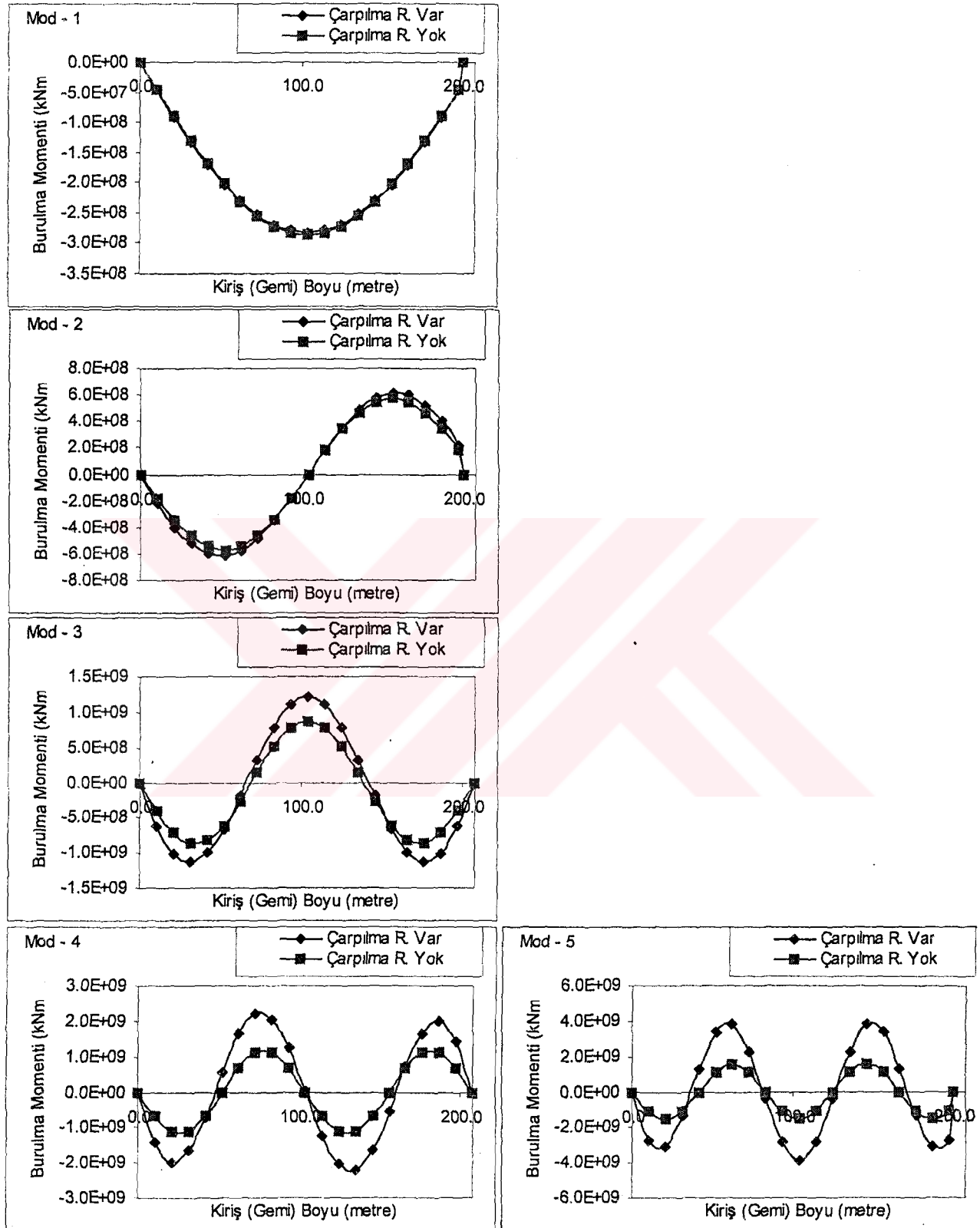
Mod - 7



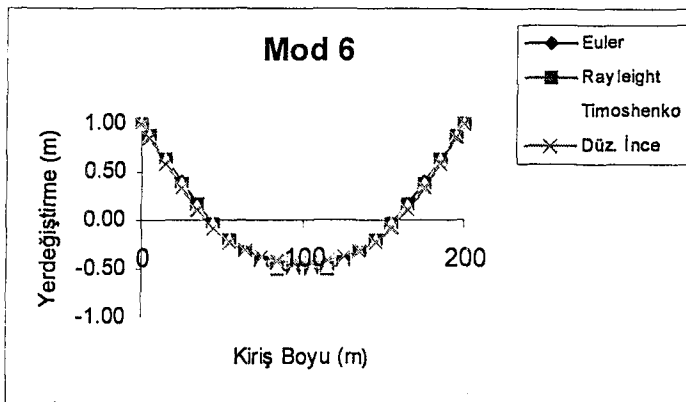
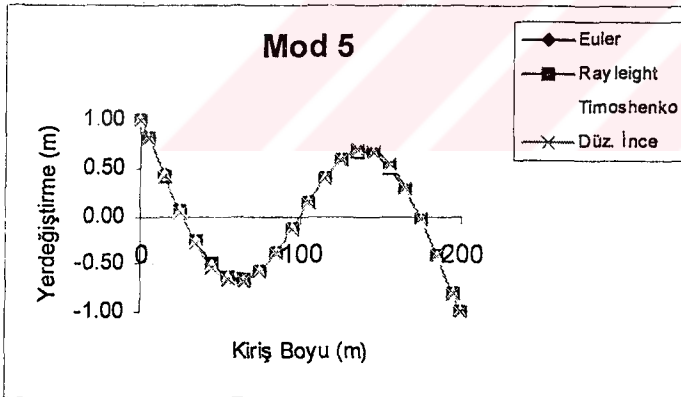
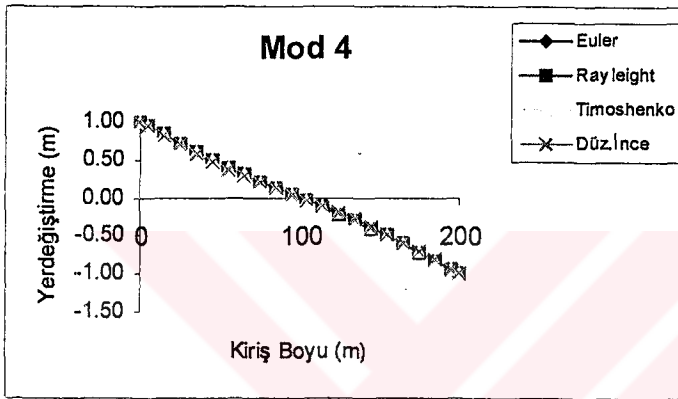
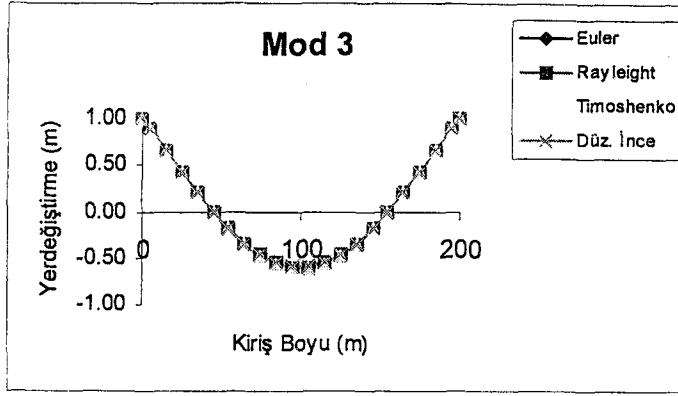
Şekil D.6b Model 2. Atalet momentinin burulma momentine etkisi



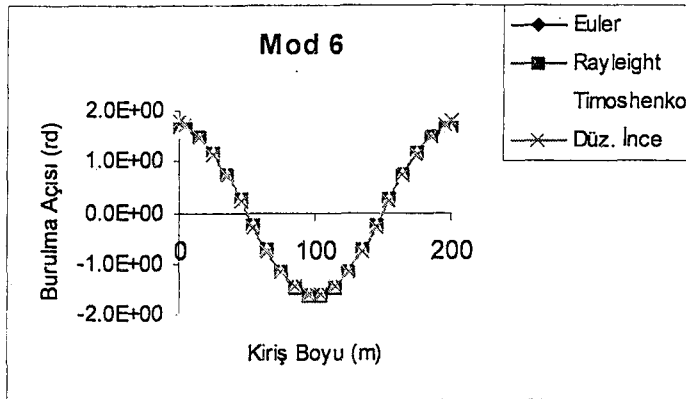
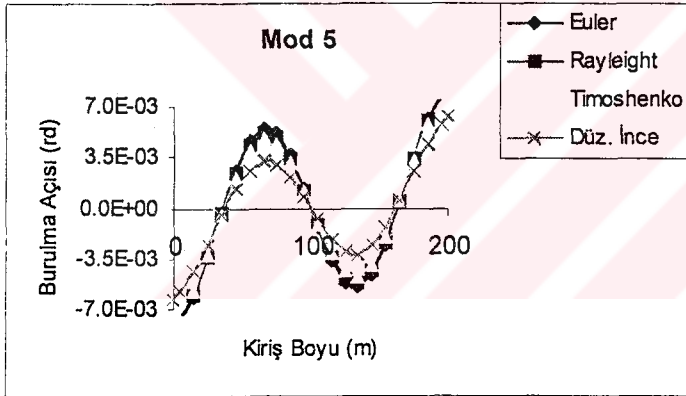
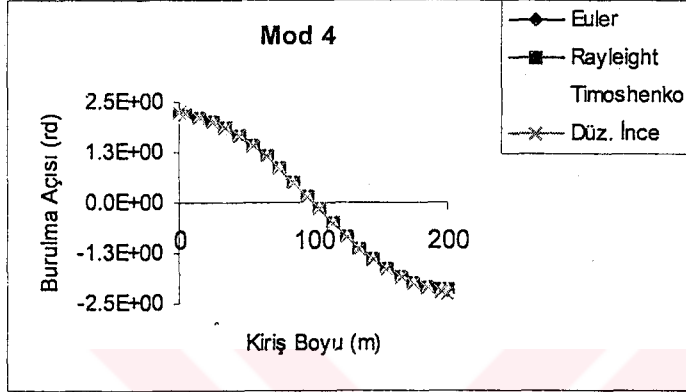
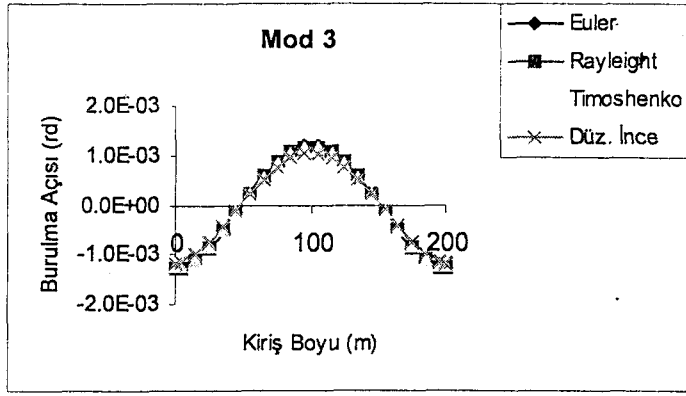
Şekil D.7a Model 2. Yalın eğilme hareketinde atalet momenti etkisi



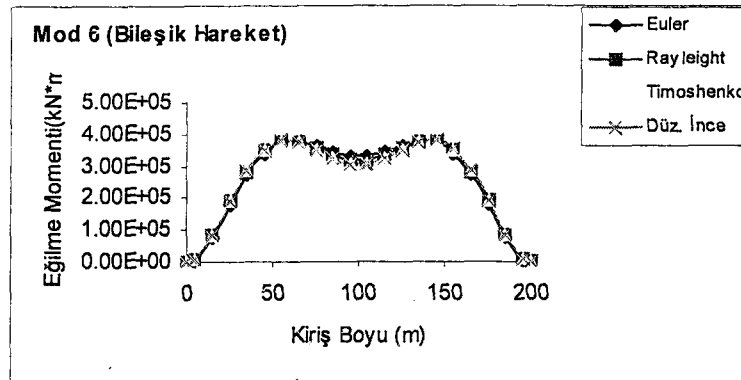
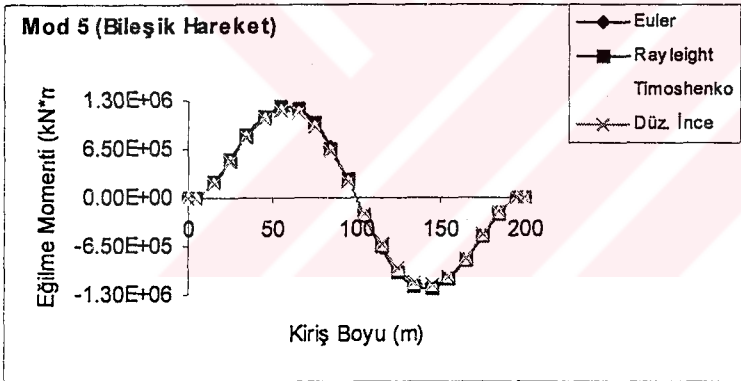
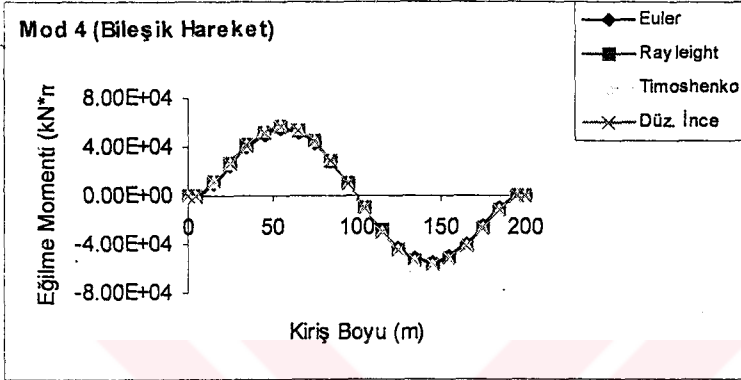
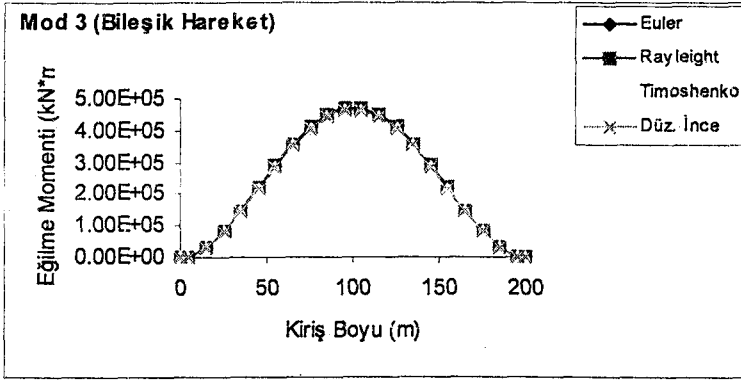
Şekil D.7b Model 2. Yalın burulma hali için çarpılma rijitliği etkisi



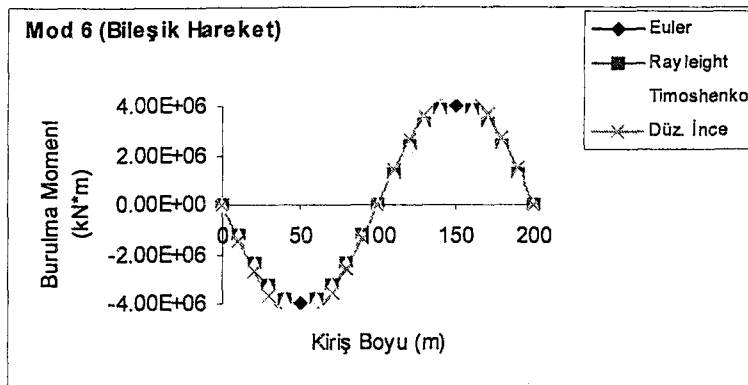
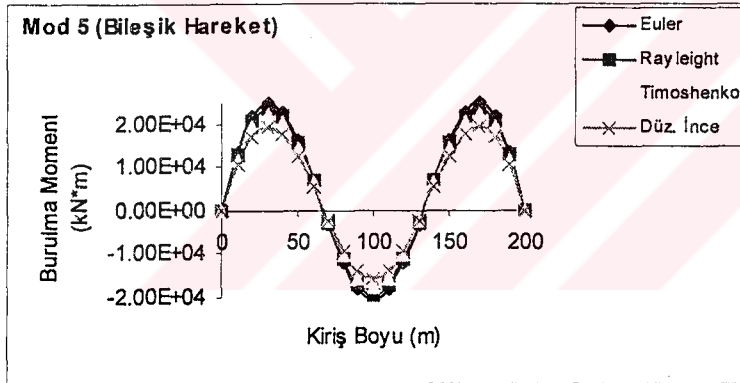
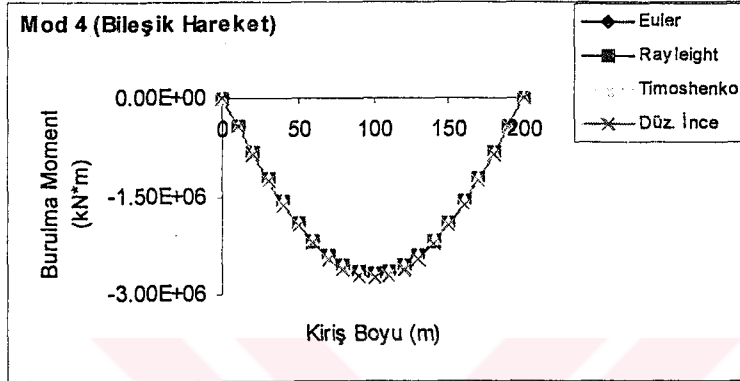
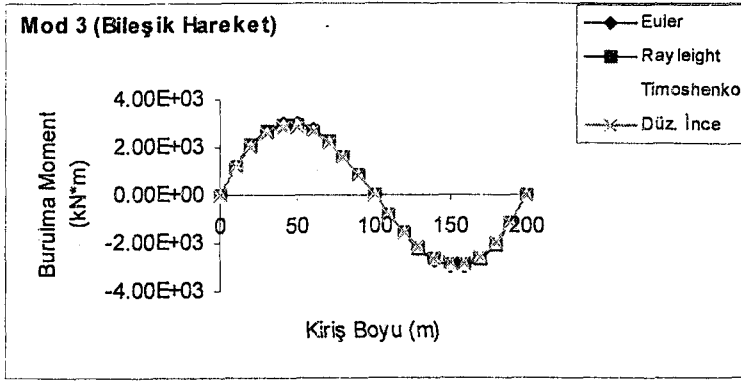
Şekil D.8a Örnek 4 : Yerdeğiştirmeler



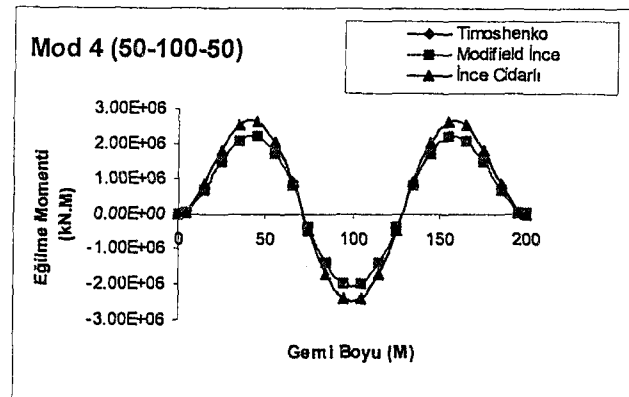
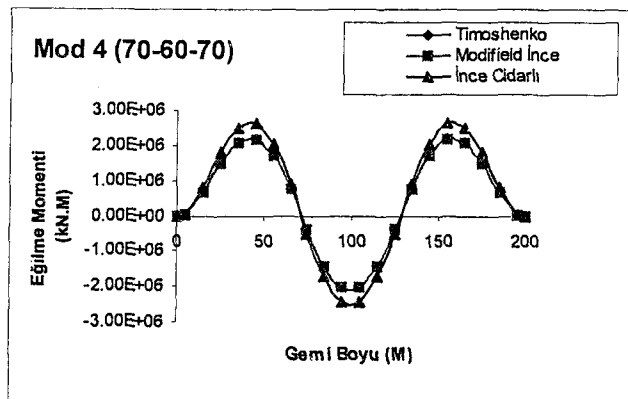
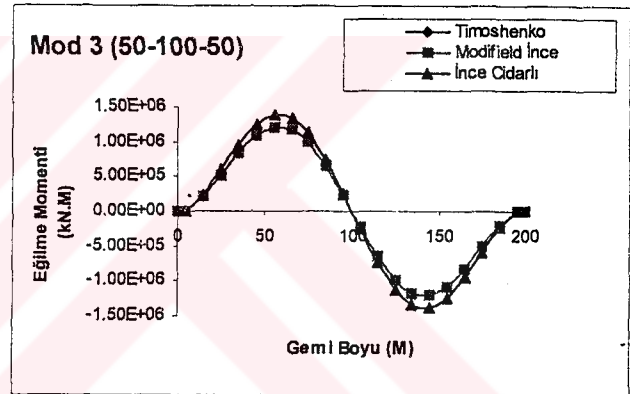
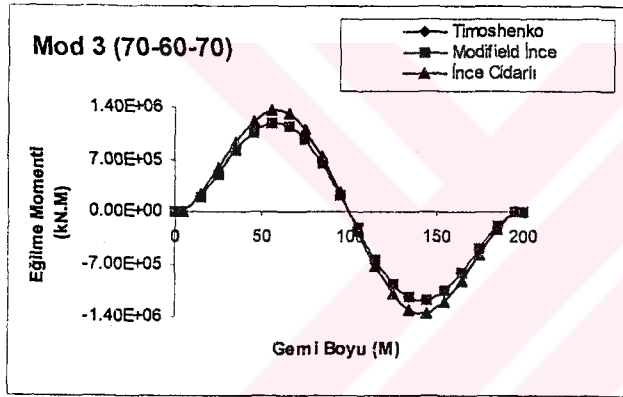
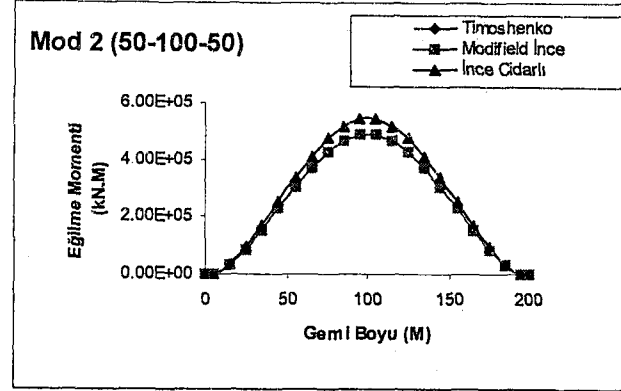
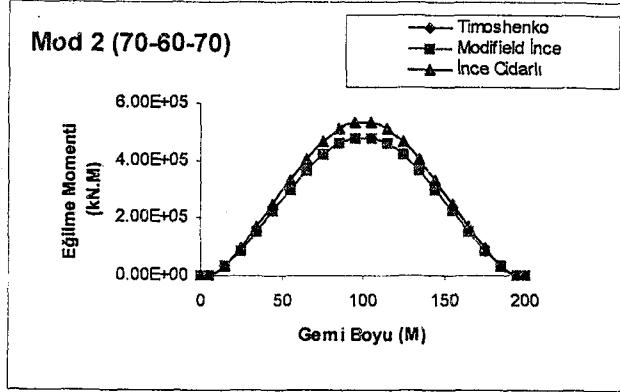
Şekil D.8b Örnek 4 : Burulma açıları



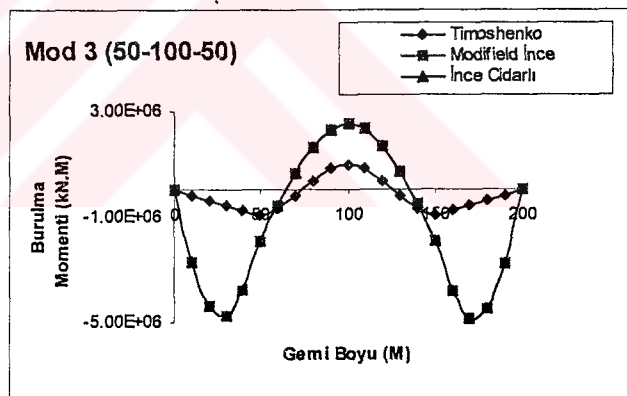
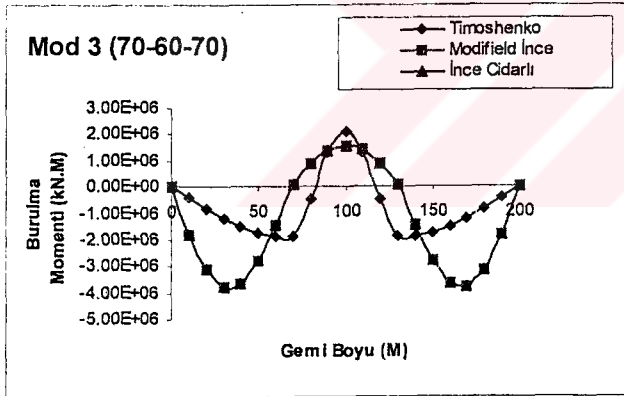
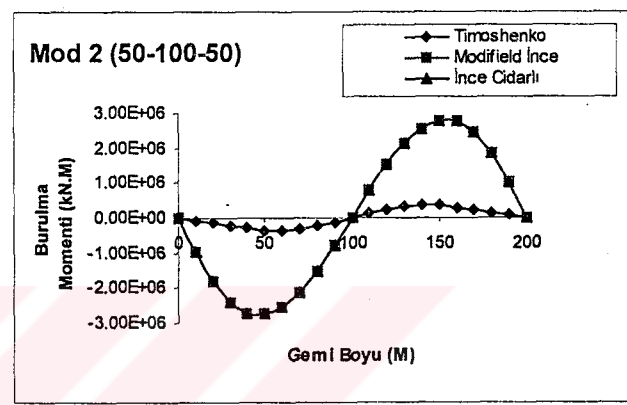
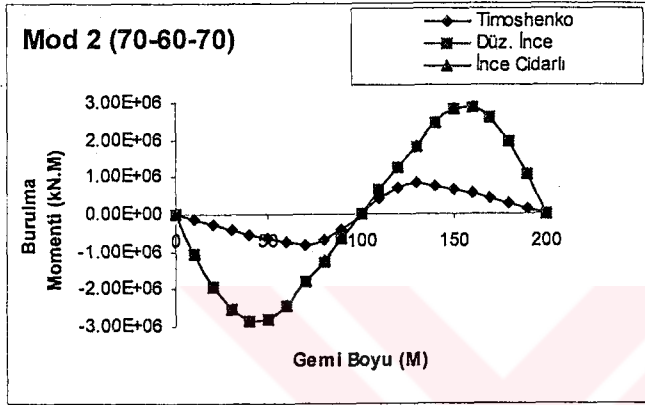
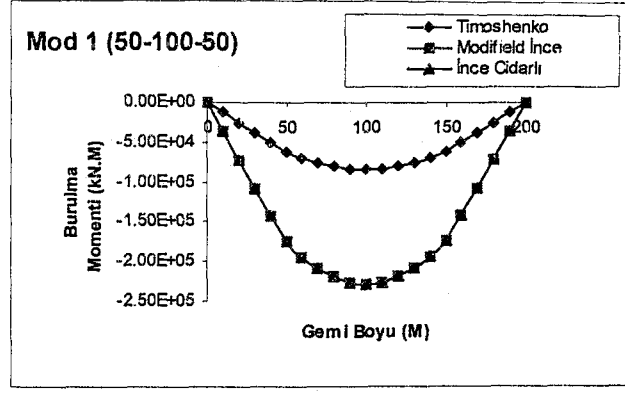
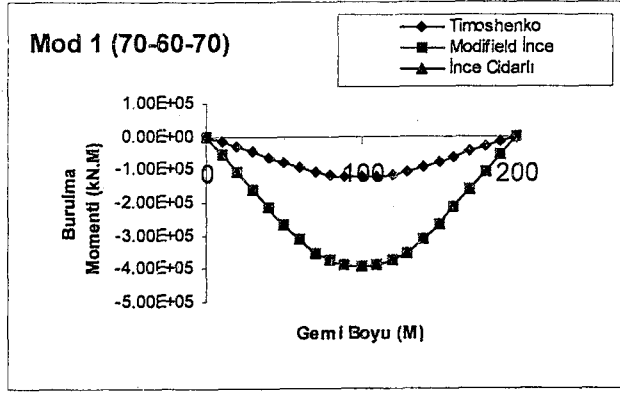
Şekil D.8c Örnek 4 : Eğilme momentleri



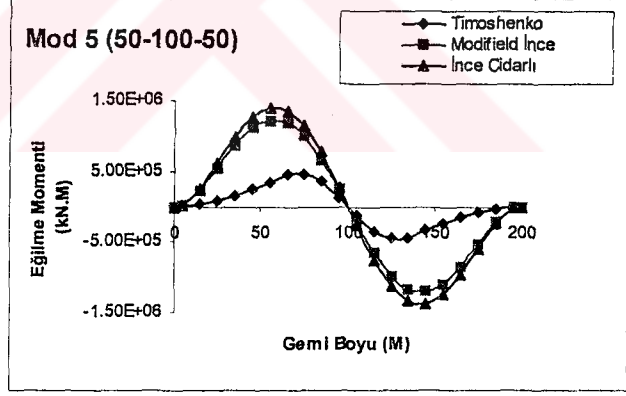
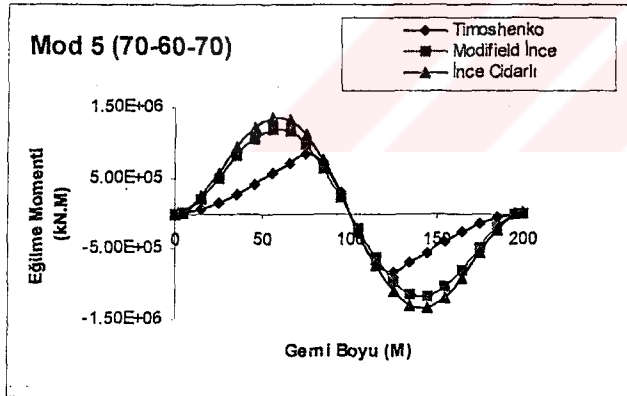
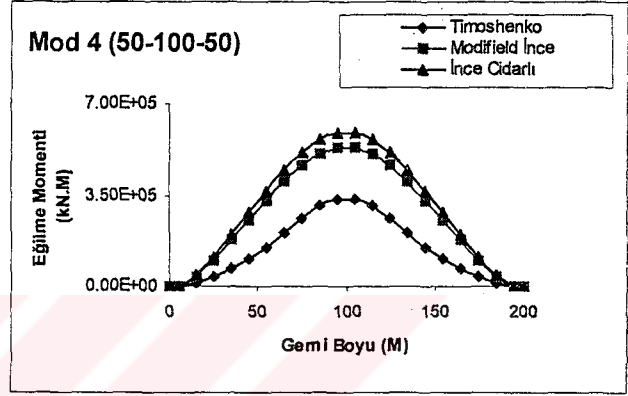
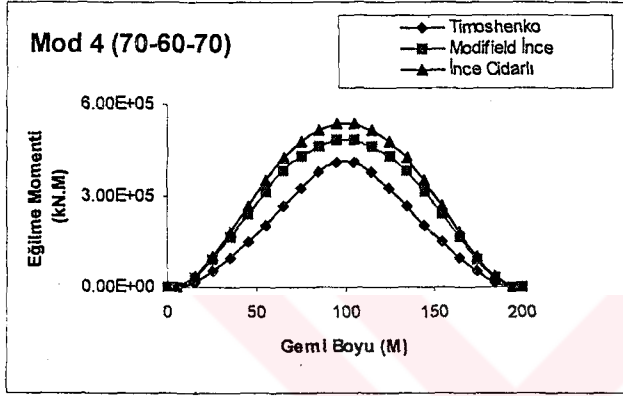
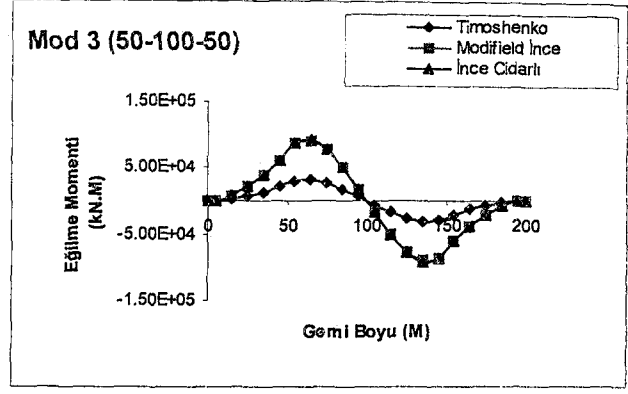
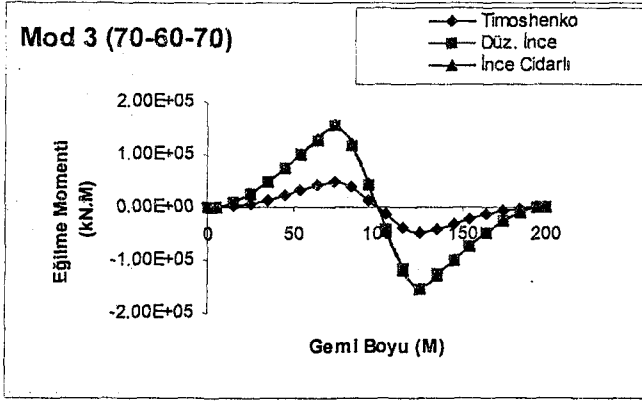
Şekil D.8d Örnek 4 : Burulma momentleri



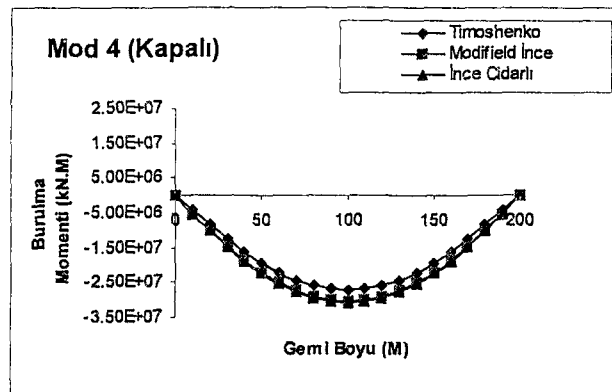
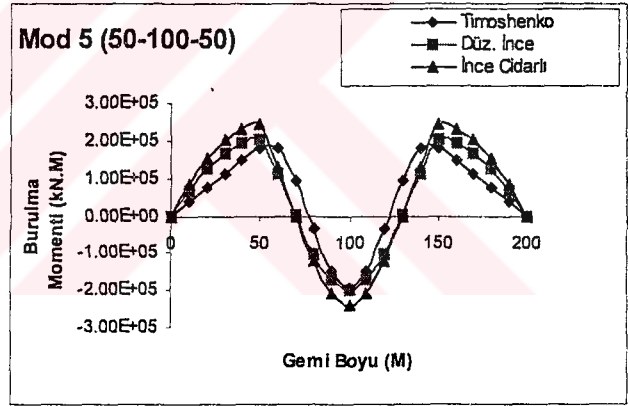
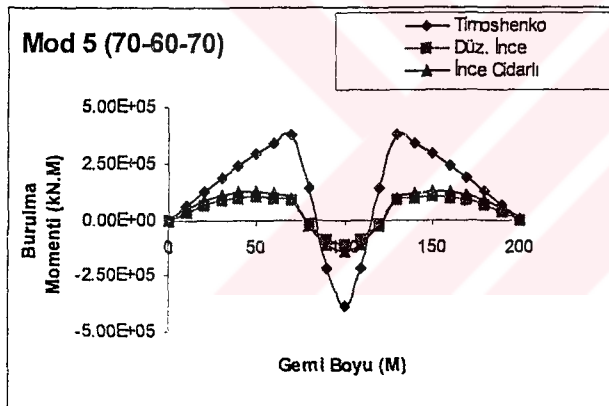
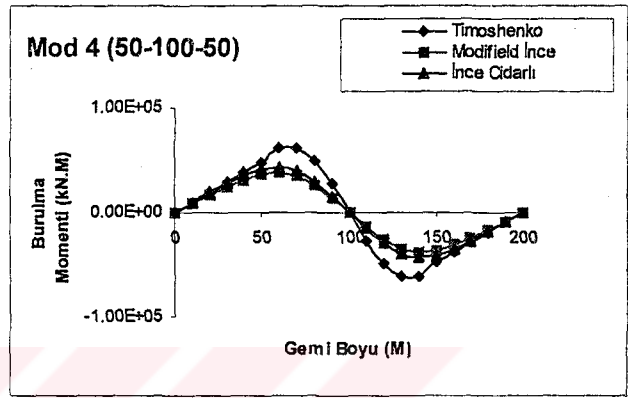
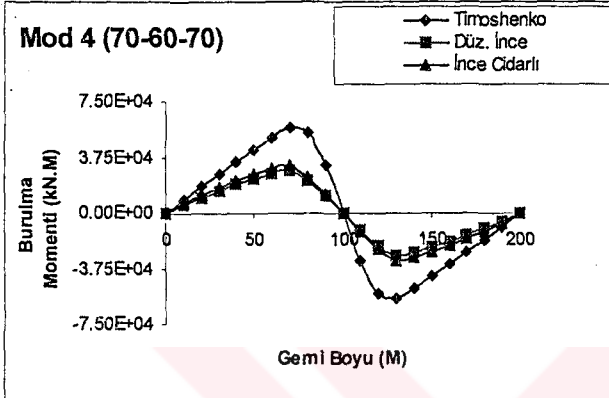
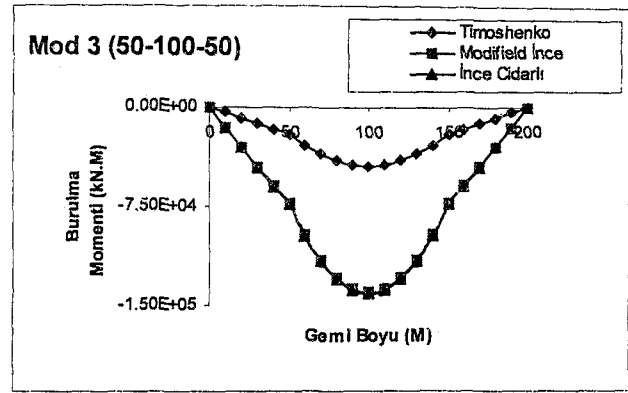
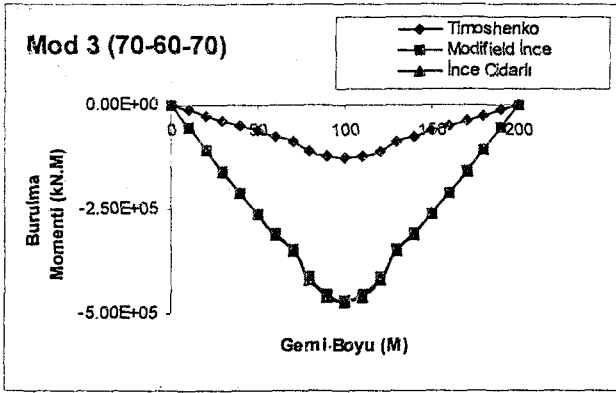
Şekil D.9 Durum1 : Yalın eğilme.



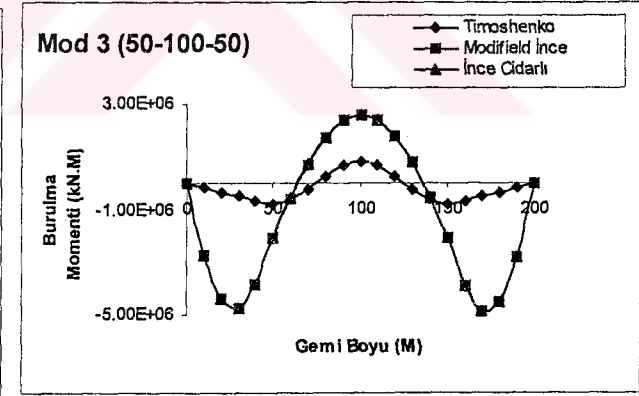
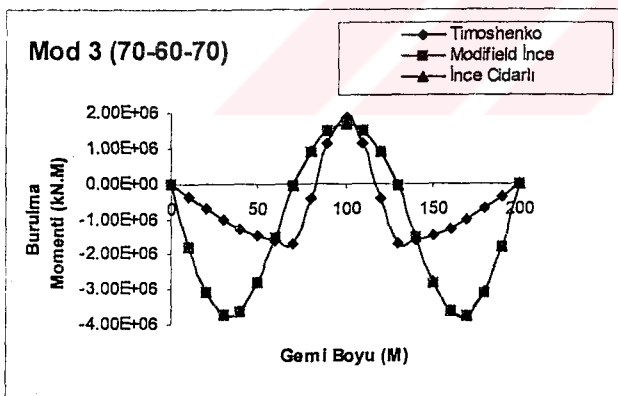
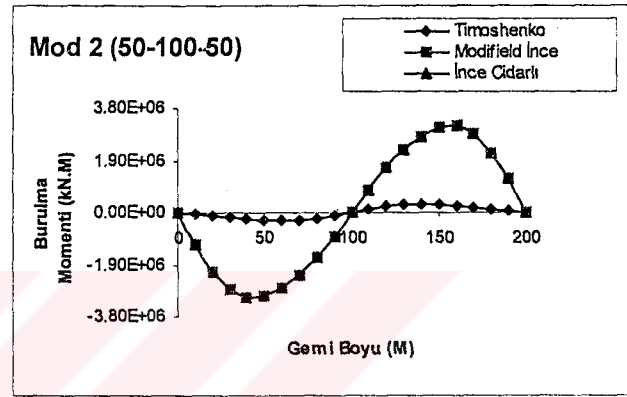
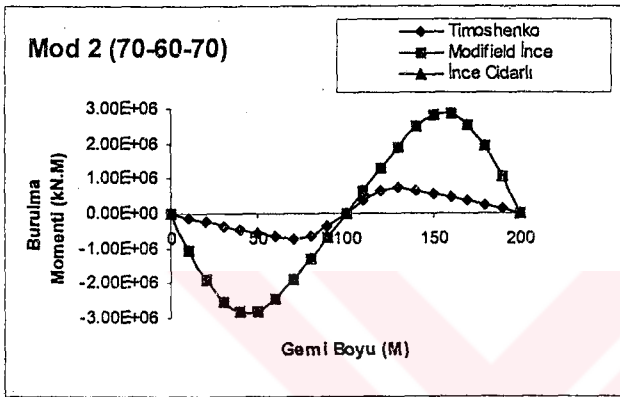
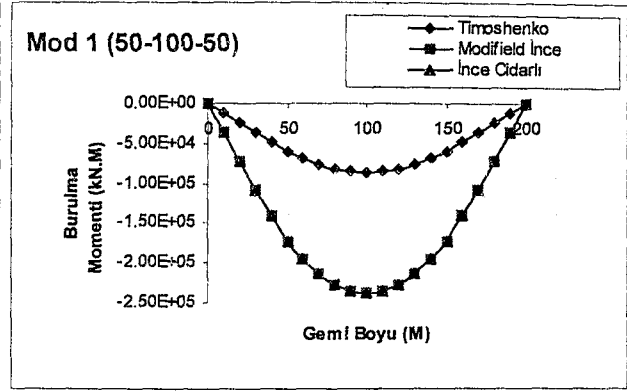
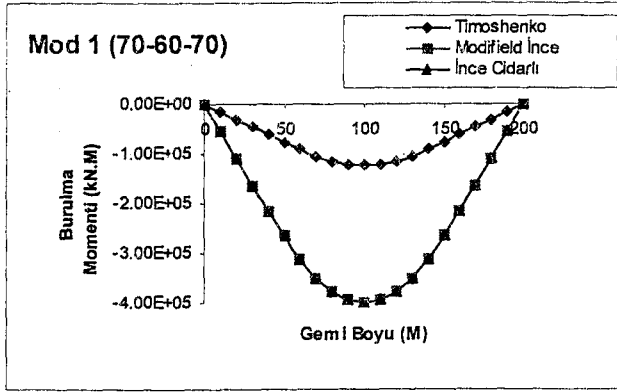
Şekil D.10 Durum1. Yalın burulma.



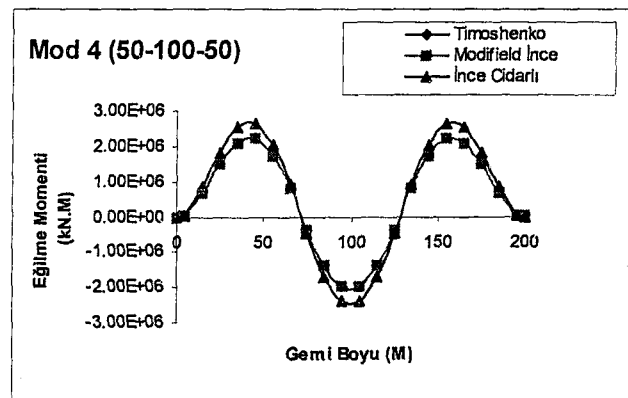
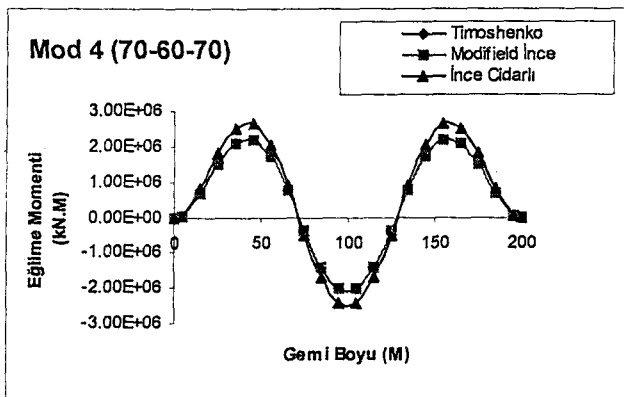
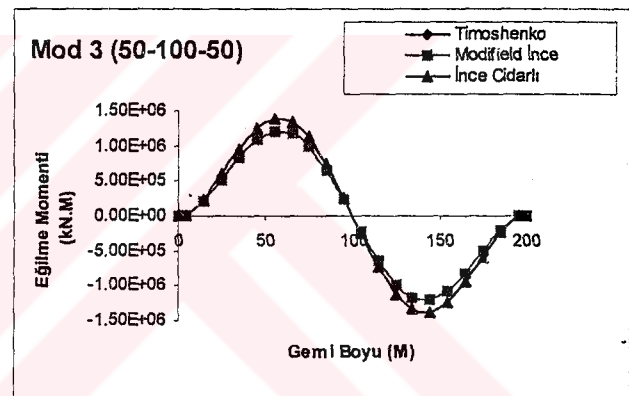
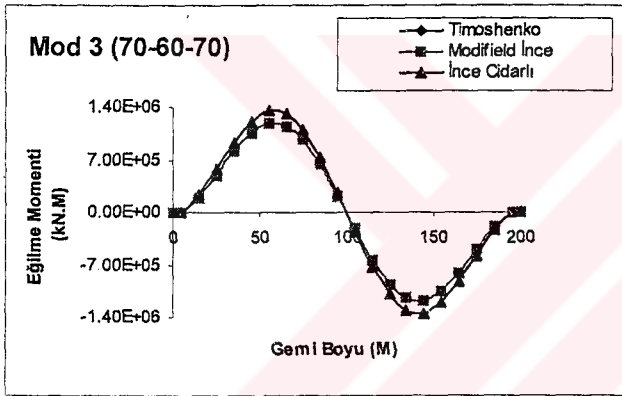
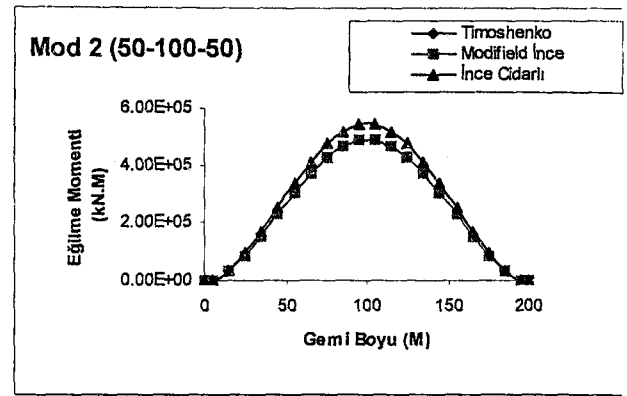
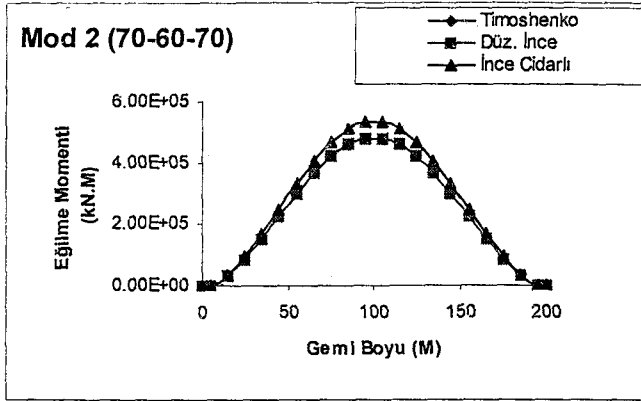
Şekil D.11a Durum 1. Bileşik hareket (Eğilme momenti)



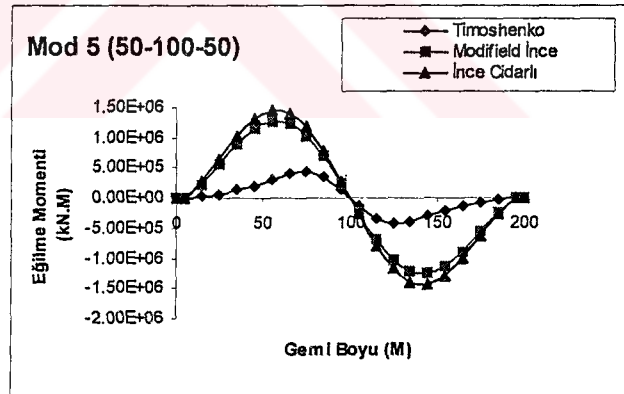
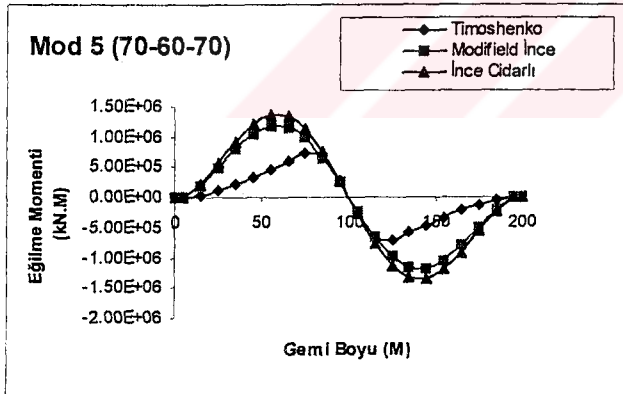
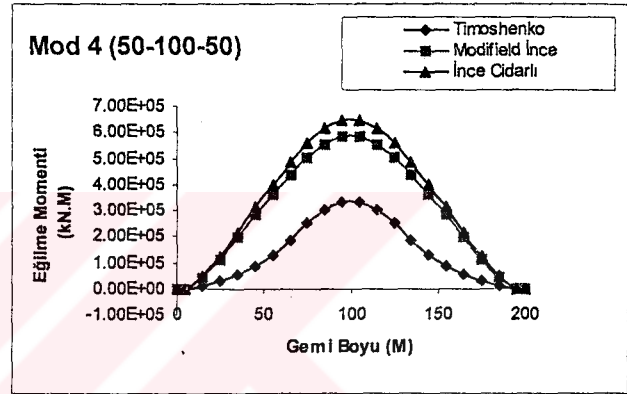
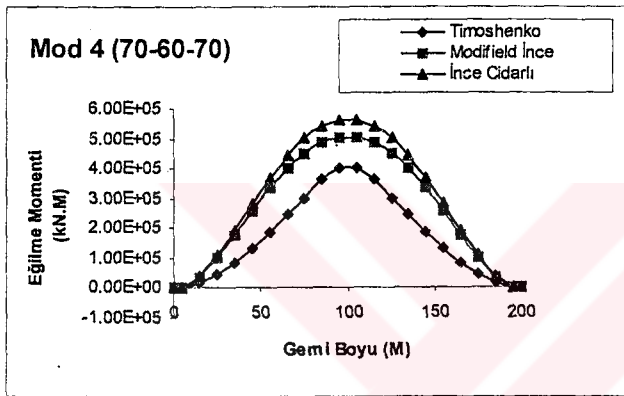
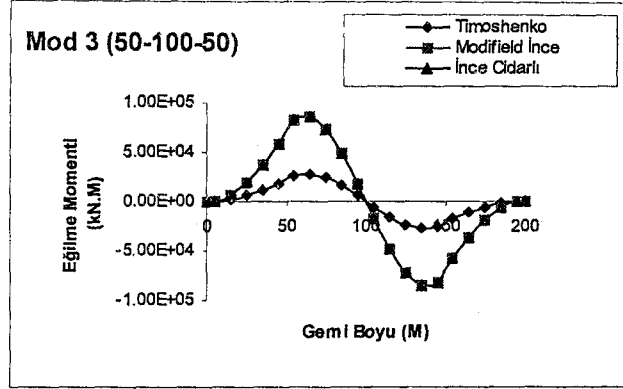
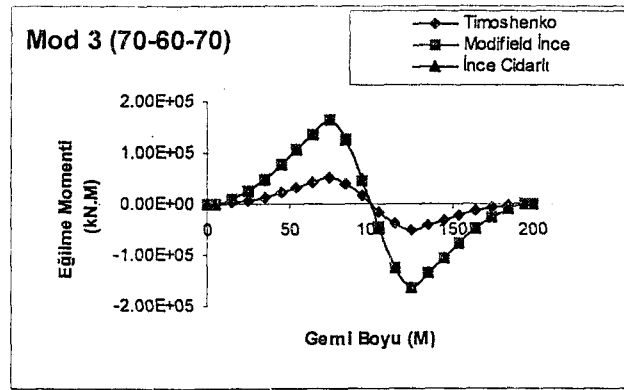
Şekil D.11b Durum1. Bileşik hareket (Burulma momenti)



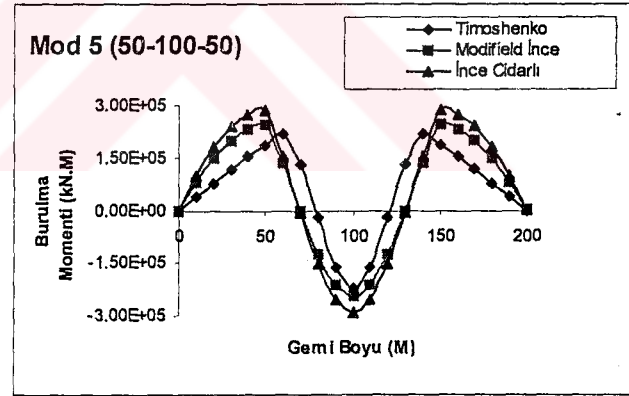
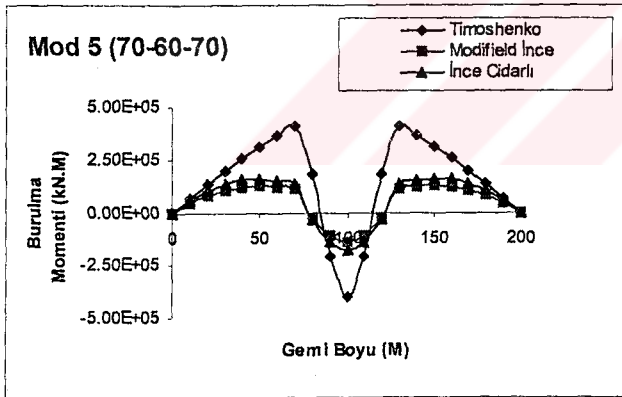
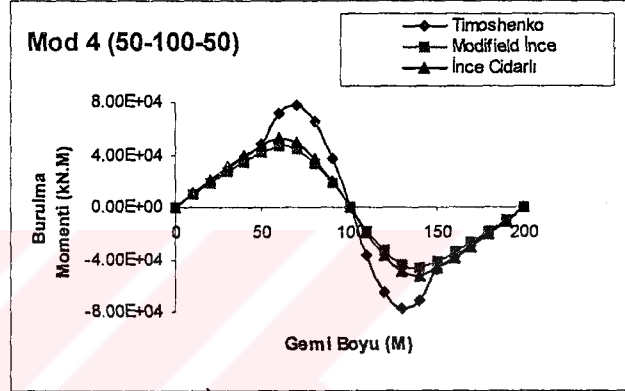
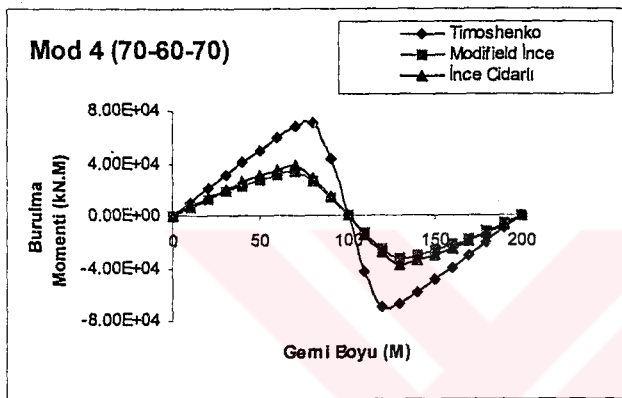
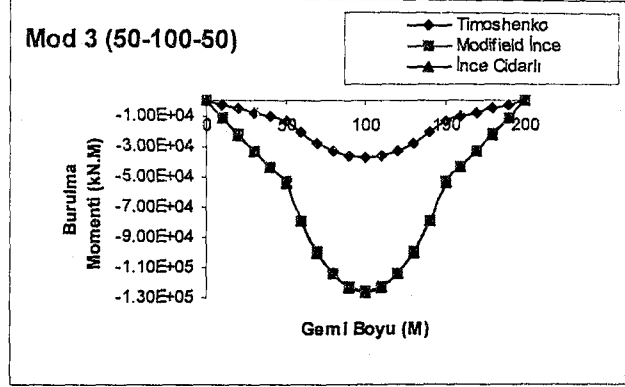
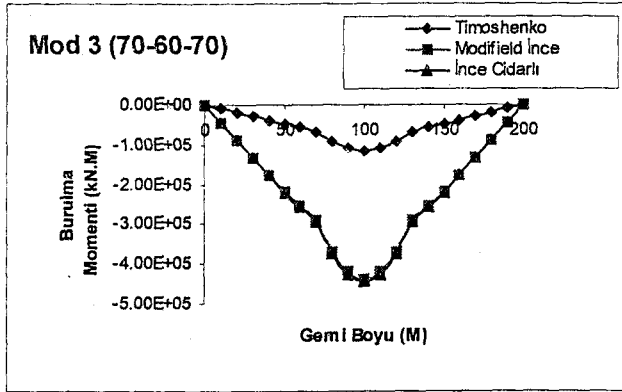
Şekil D.12 Durum 2. Yalın burulma



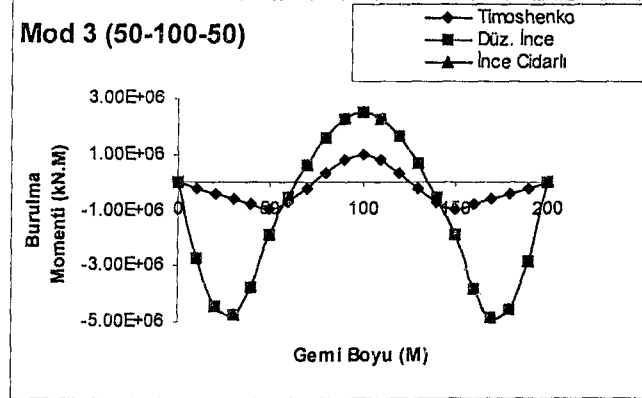
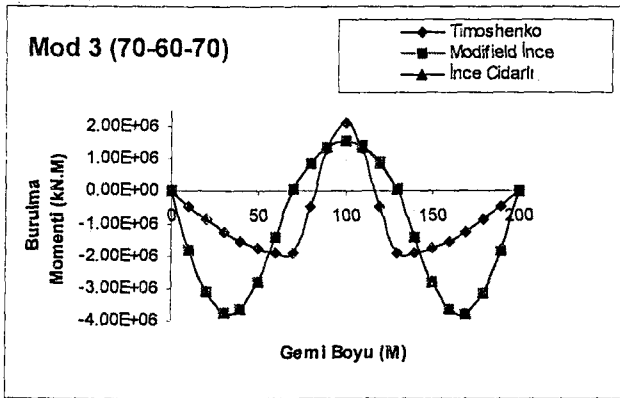
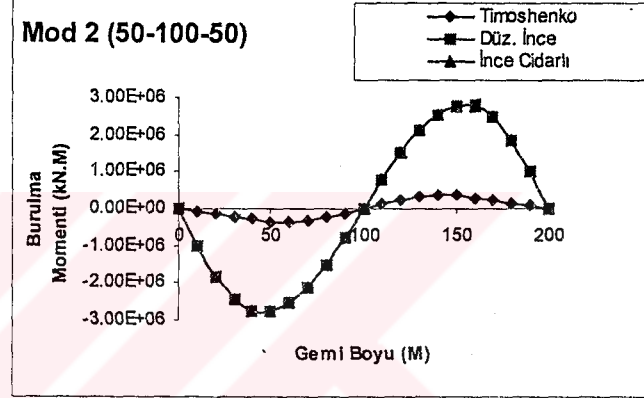
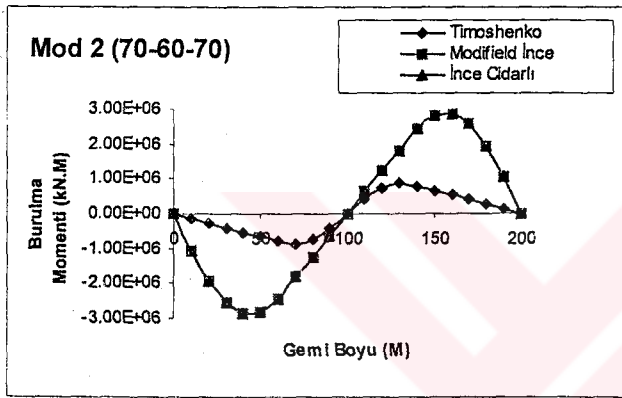
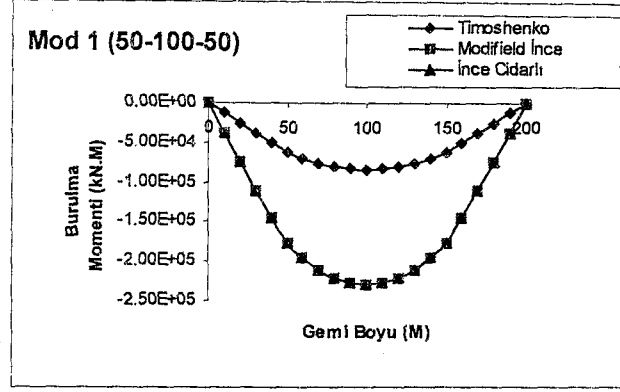
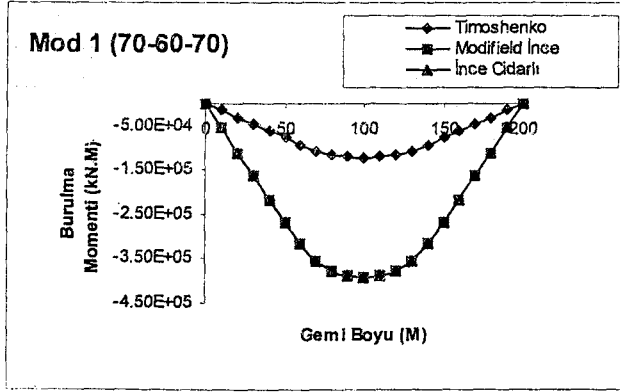
Şekil D.13 Durum 2. Yalın eğilme.



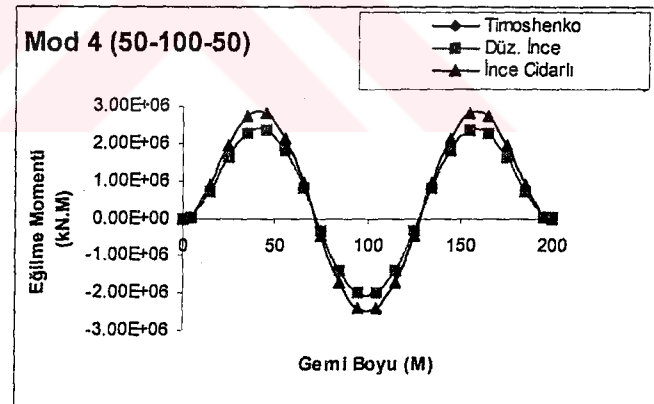
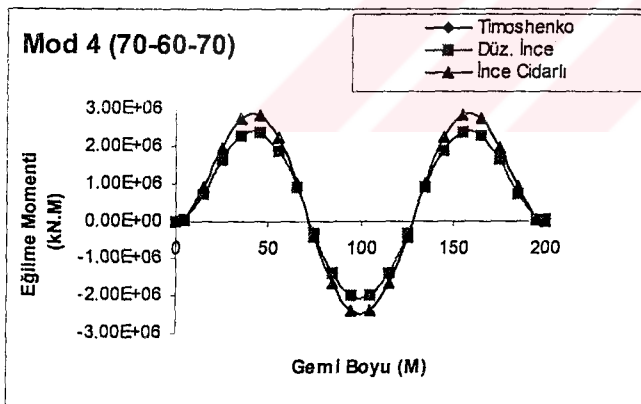
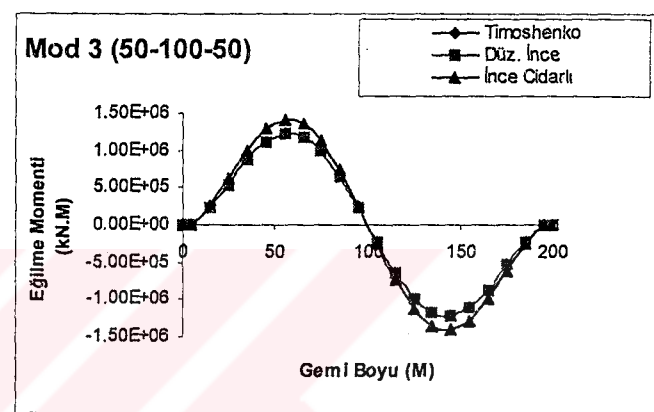
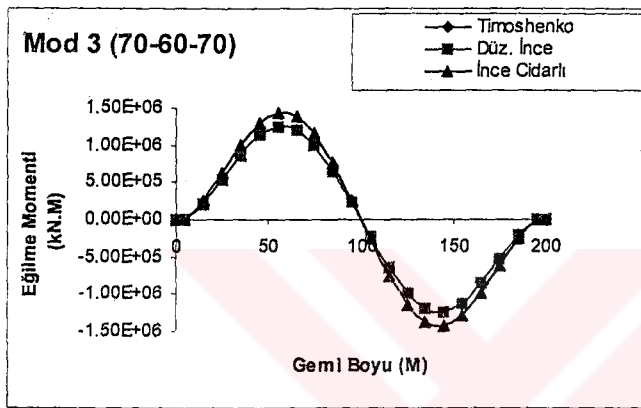
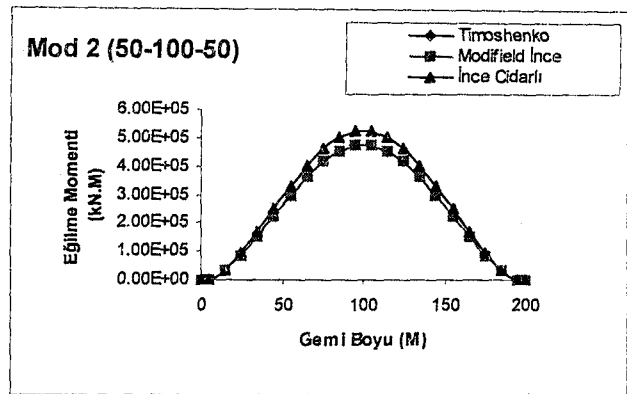
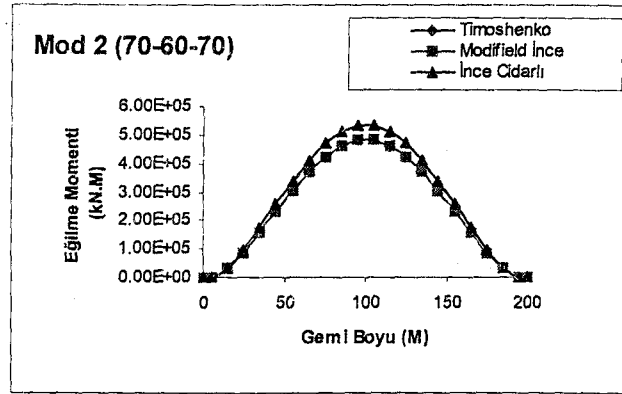
Şekil 5.14a Durum 2. Bileşik hareket (Eğilme momenti).



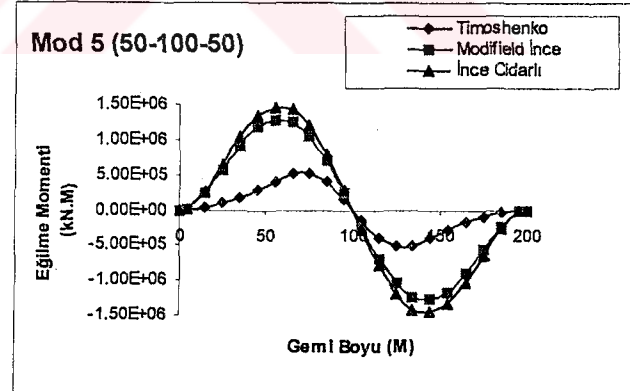
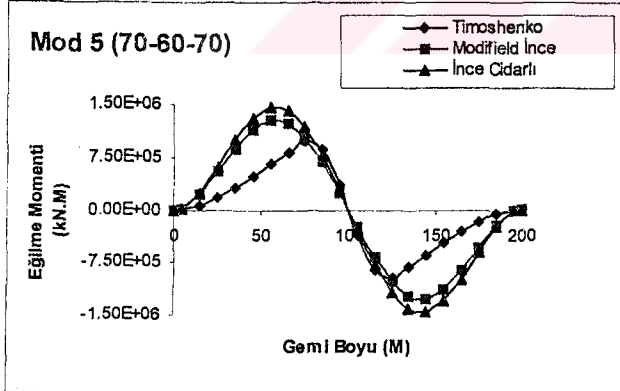
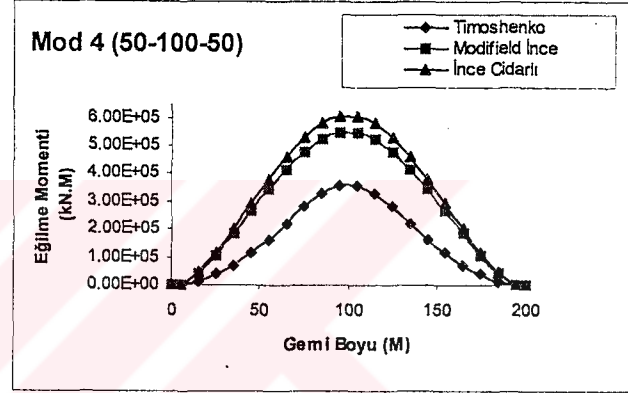
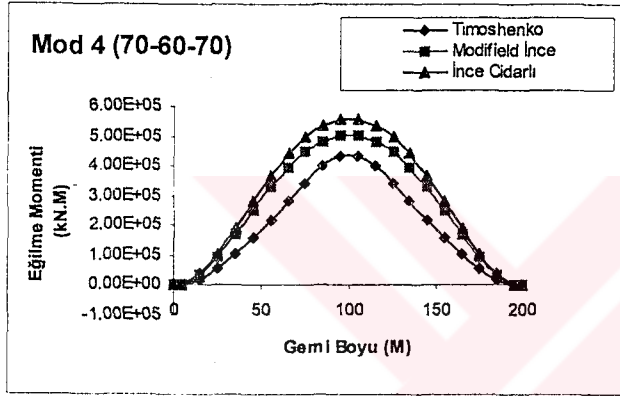
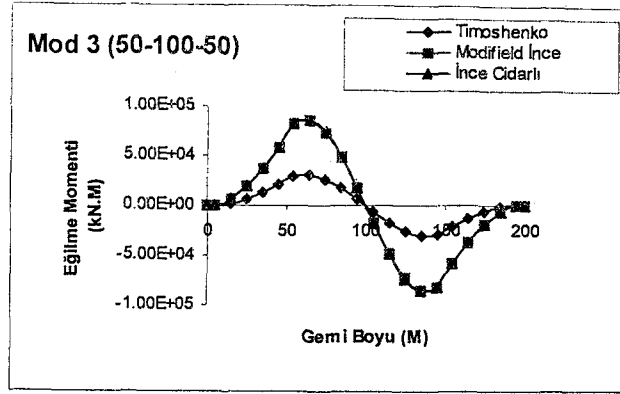
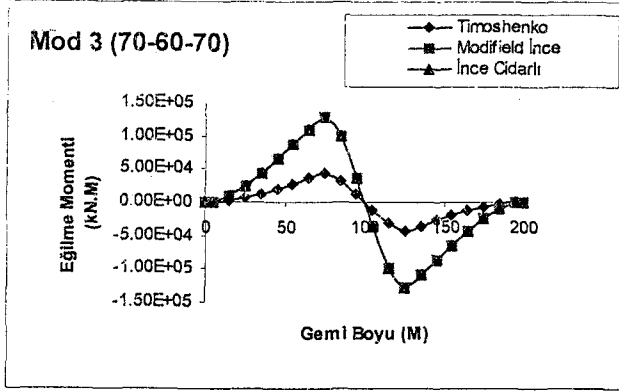
Şekil D.14b Durum 2. Bileşik hareket (Burulma momenti)



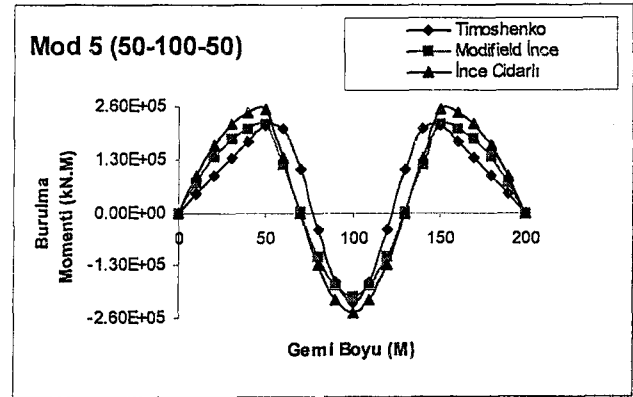
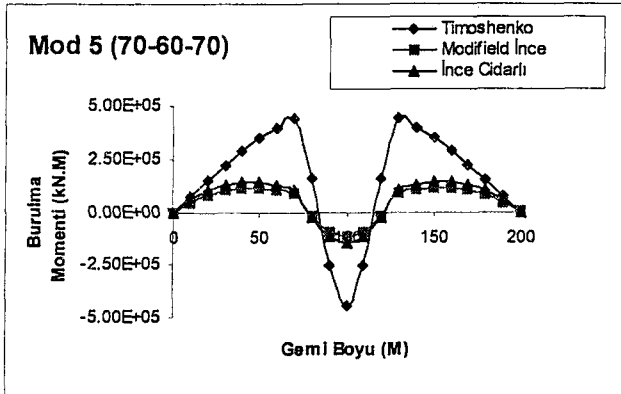
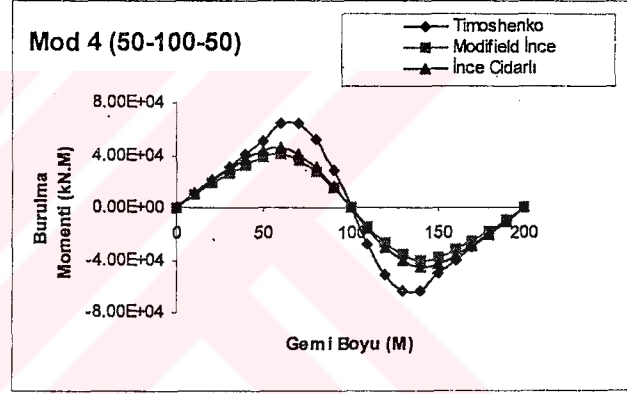
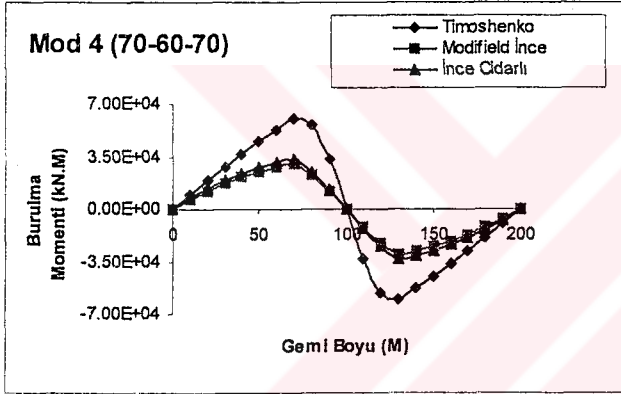
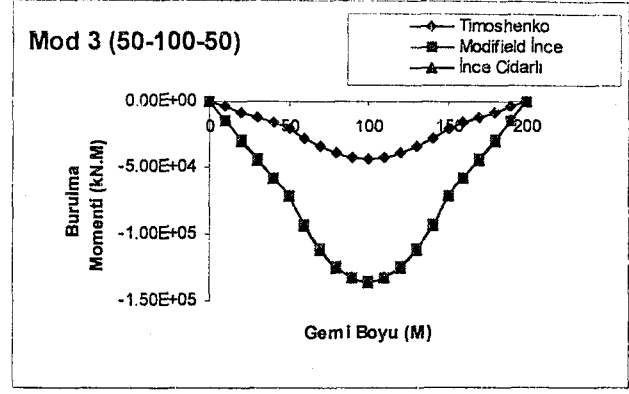
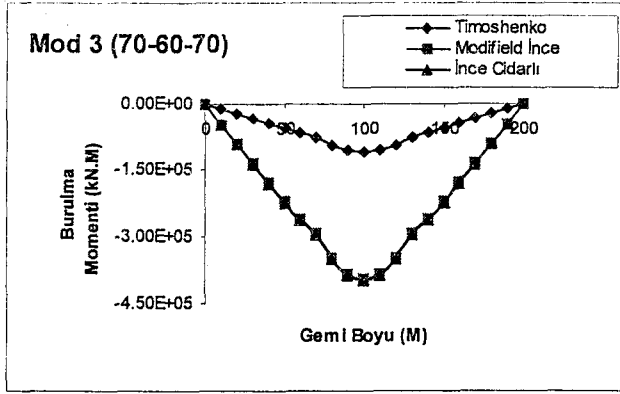
Şekil D.15 Durum 3. Yalın burulma.



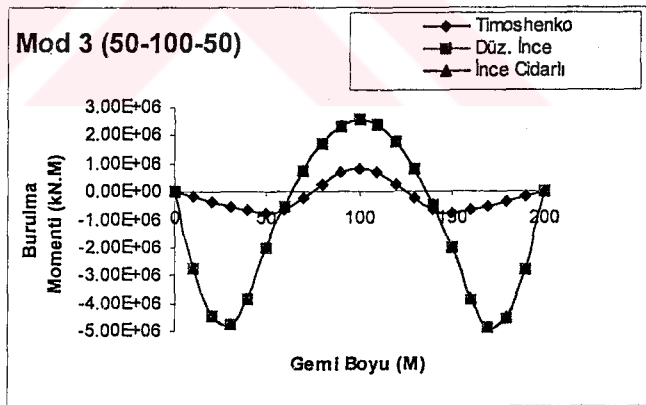
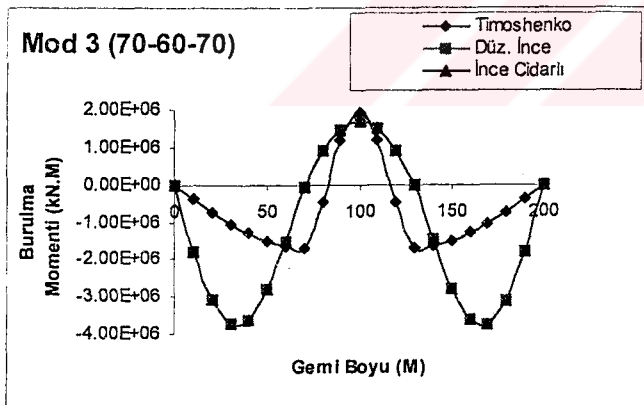
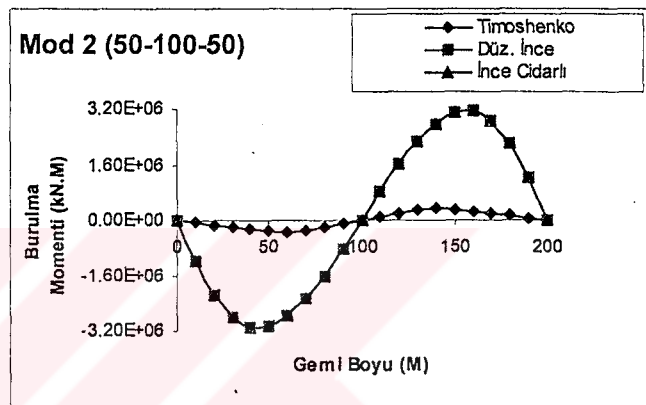
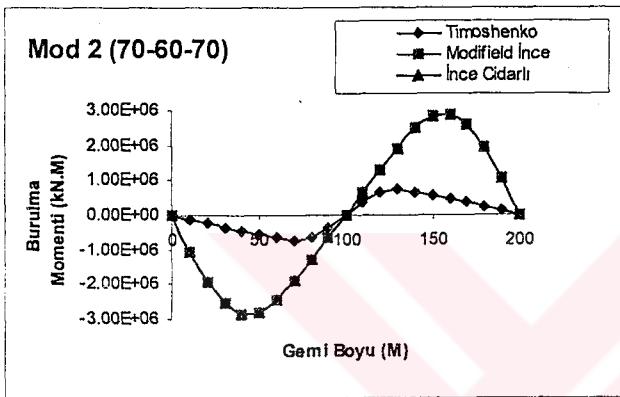
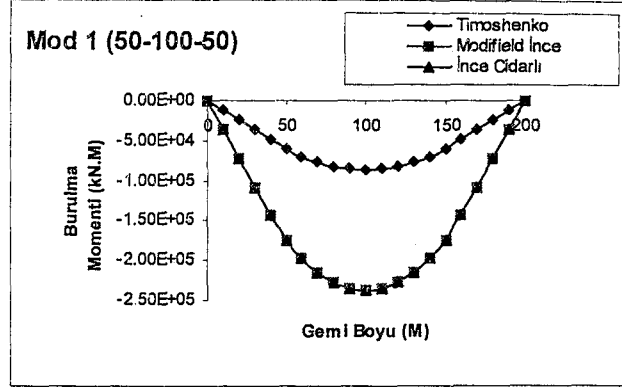
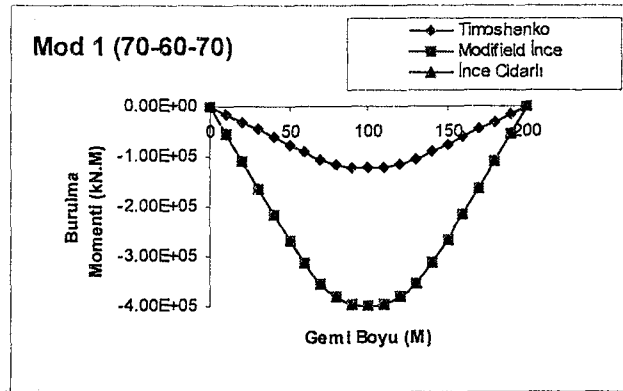
Şekil D.16 Durum 3. Yalın eğilme.



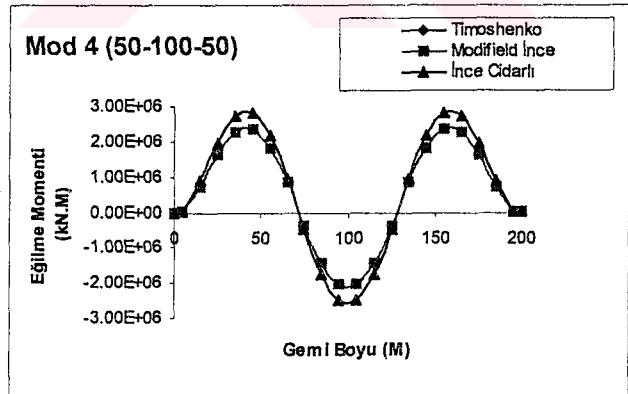
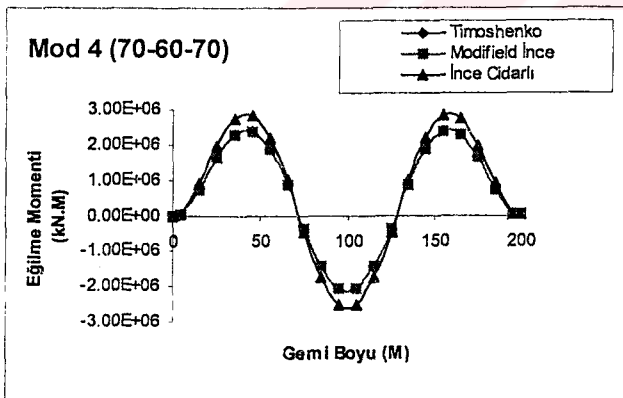
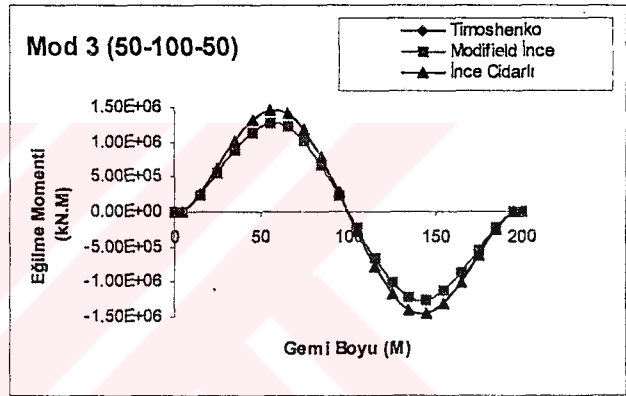
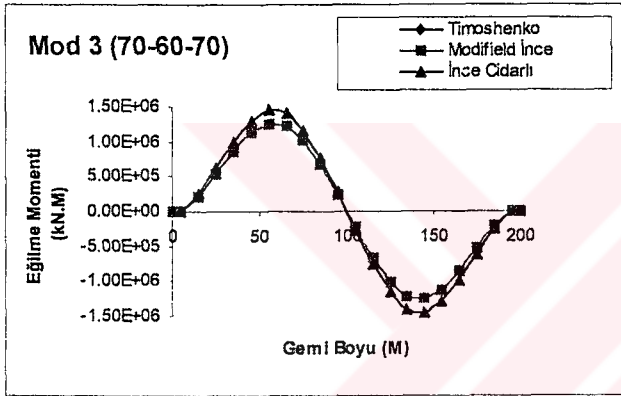
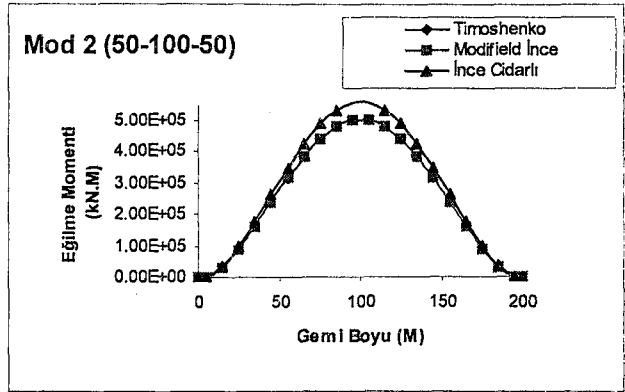
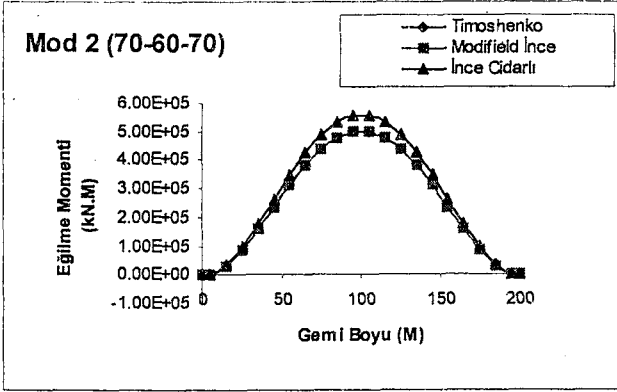
Şekil D.17a Durum 3. Bileşik hareket (Eğilme momenti)



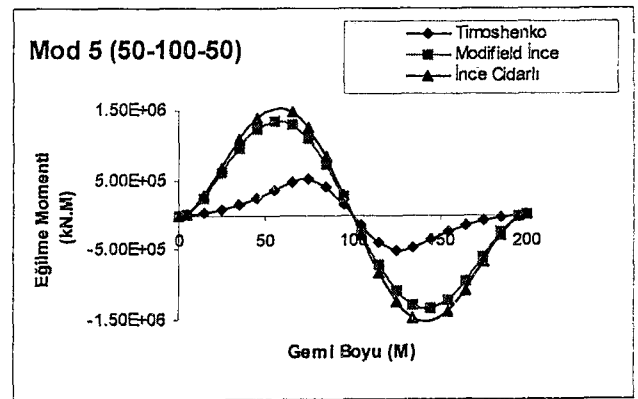
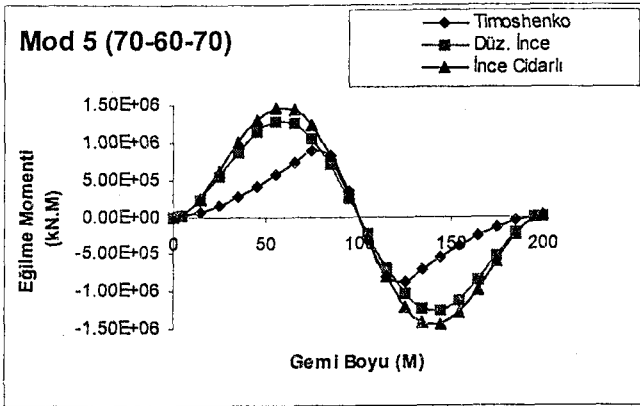
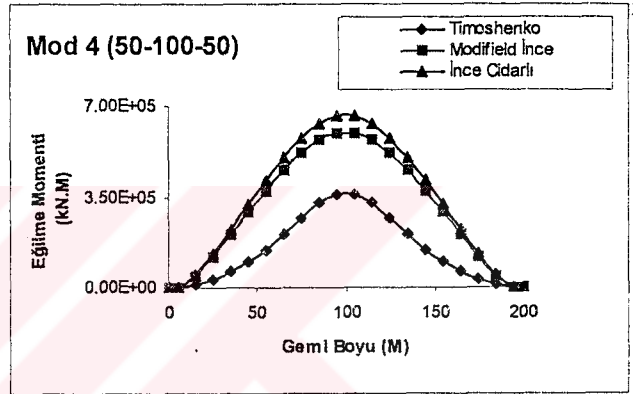
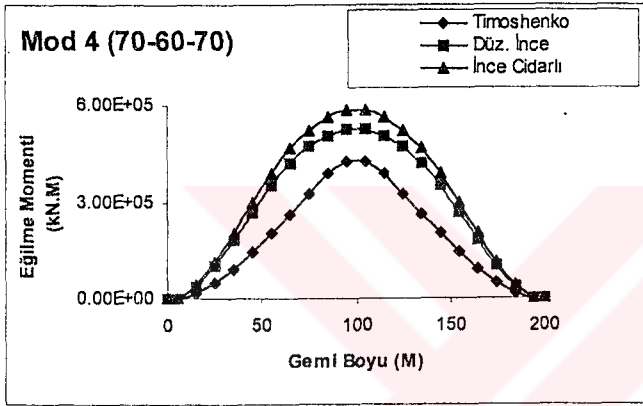
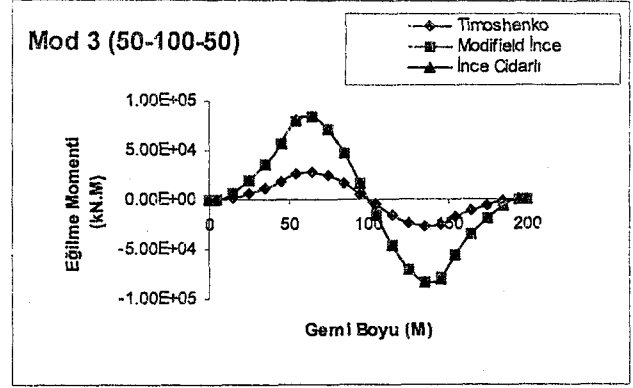
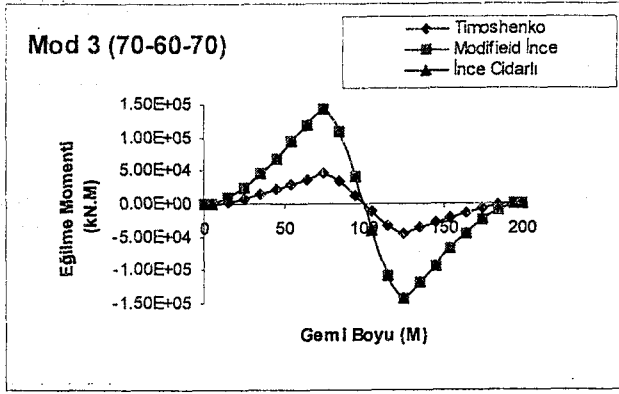
Şekil D.17b Durum 3. Bileşik hareket (Burulma momenti)



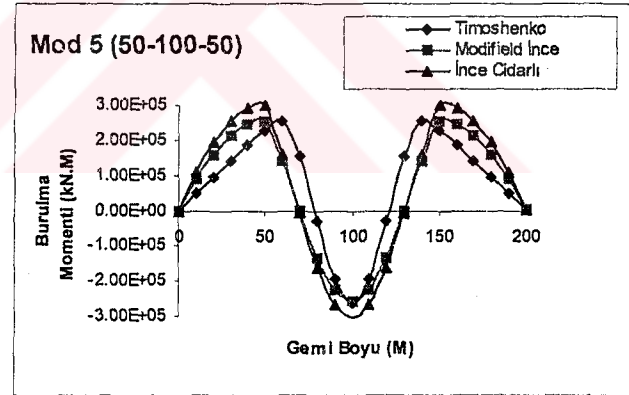
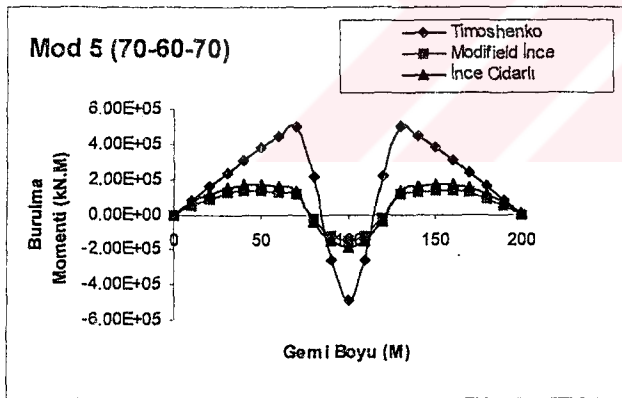
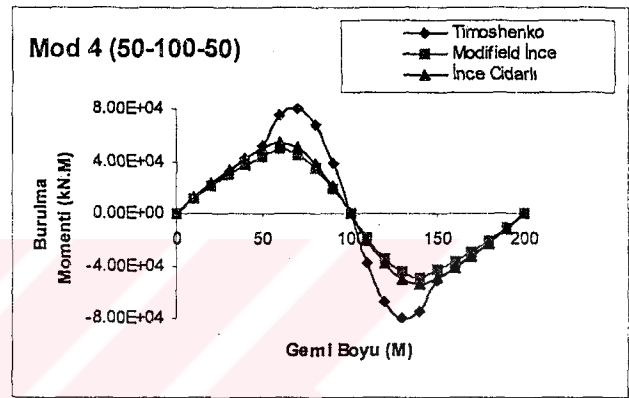
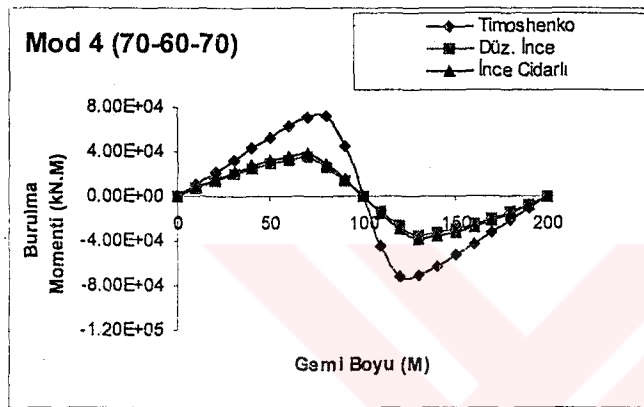
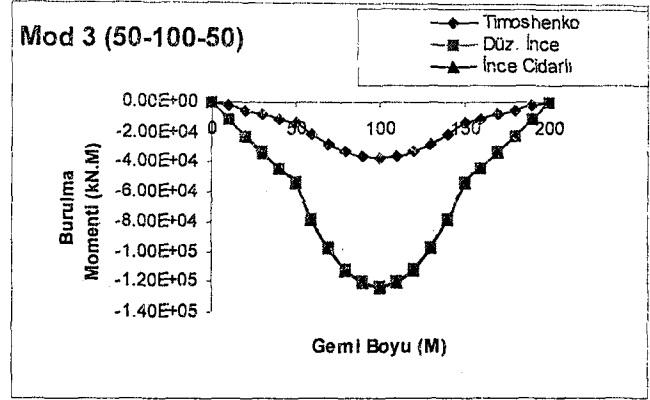
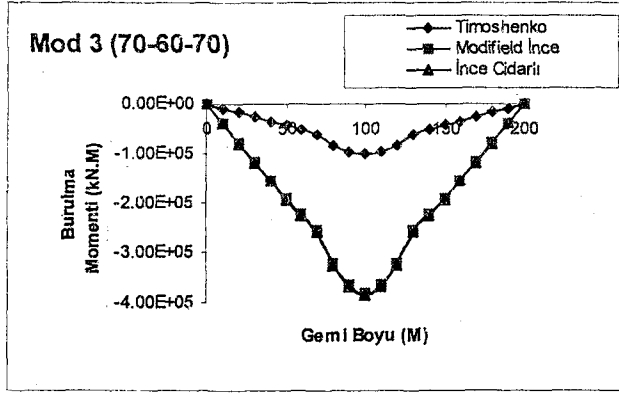
Şekil D.18 Durum 4. Yalın burulma.



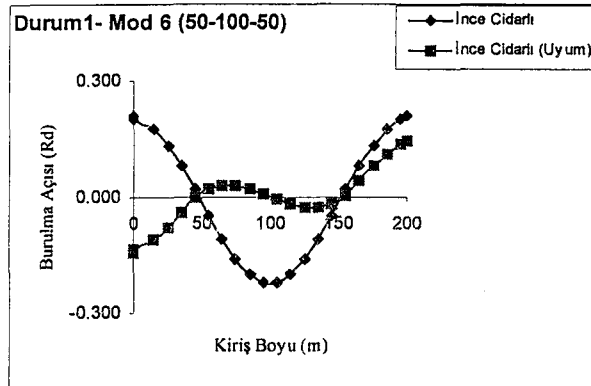
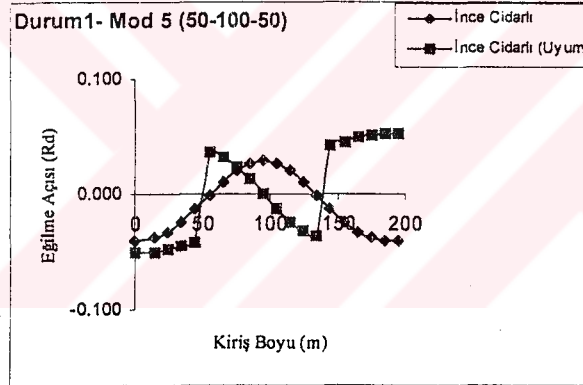
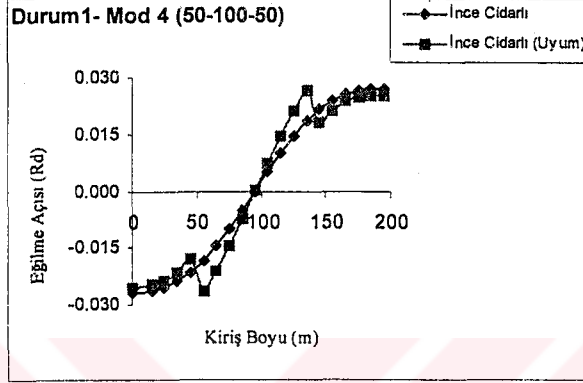
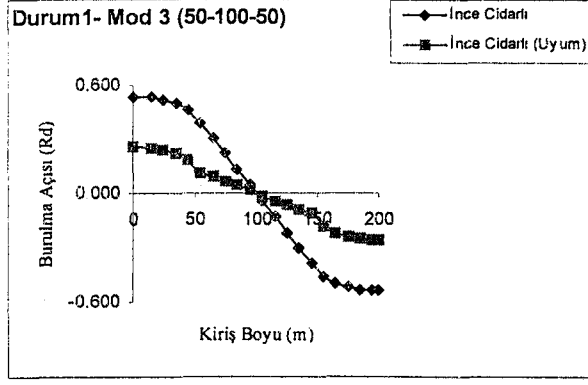
Şekil D.19 Durum 4. Yalın eğilme



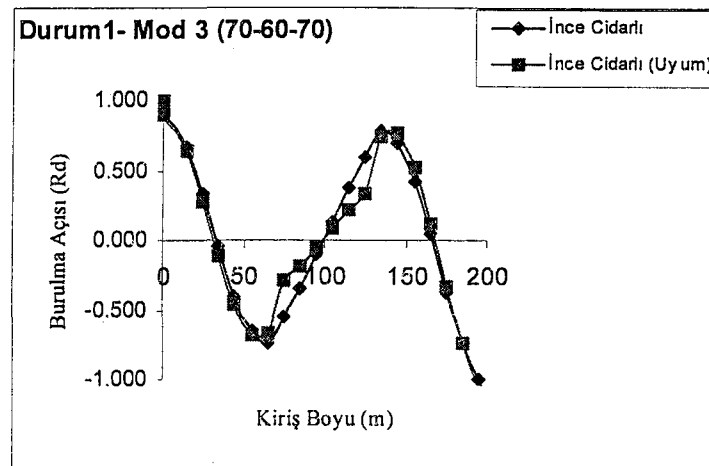
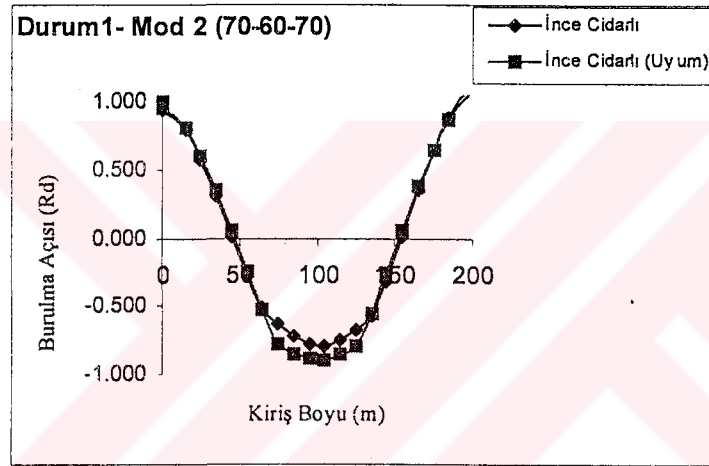
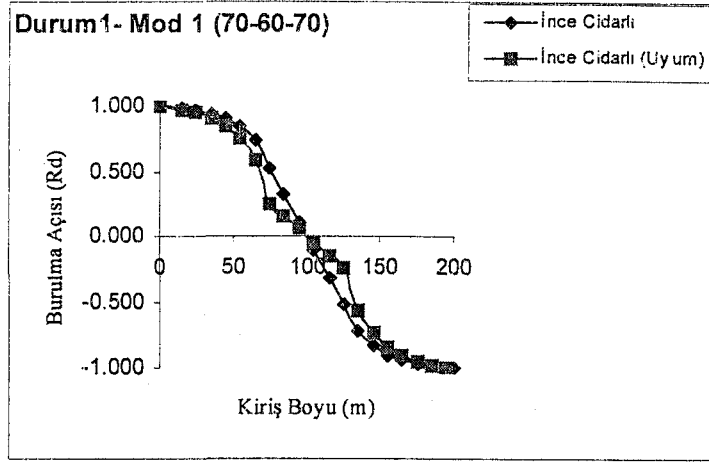
Şekil D.20a Durum 4. Bileşik hareket (Eğilme momenti)



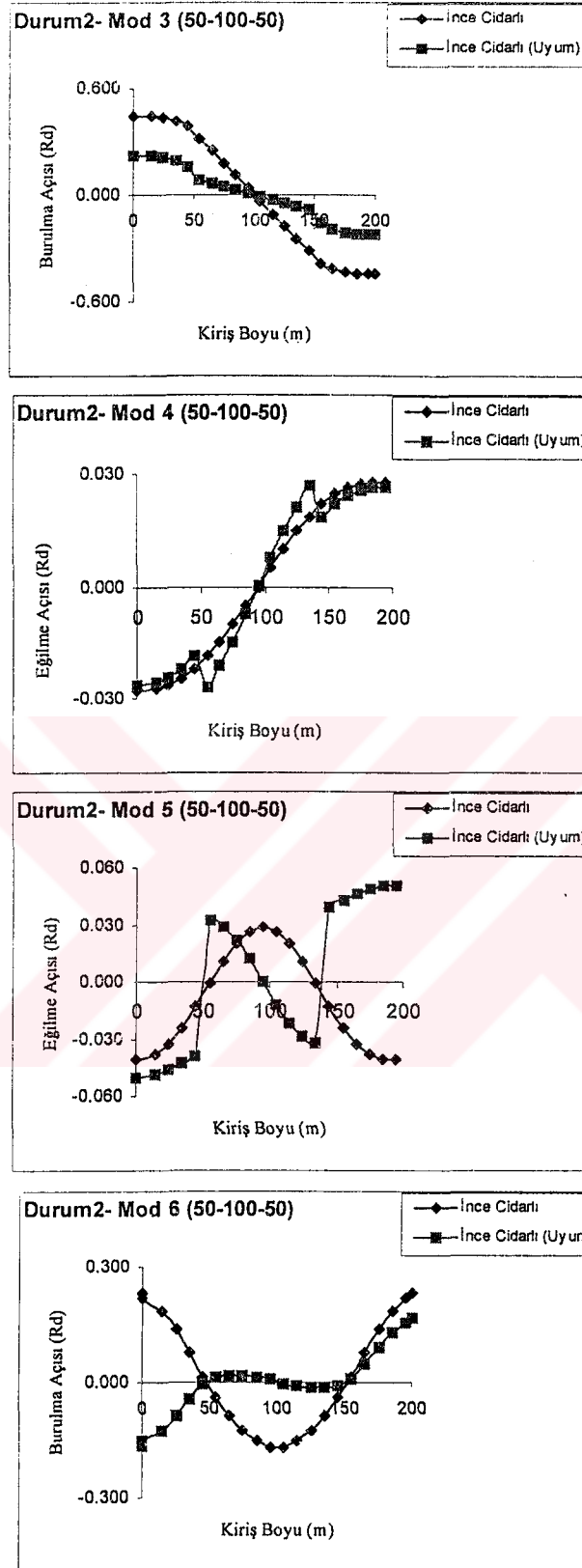
Şekil D.20b Durum 4. Bileşik hareket (Burulma momenti)



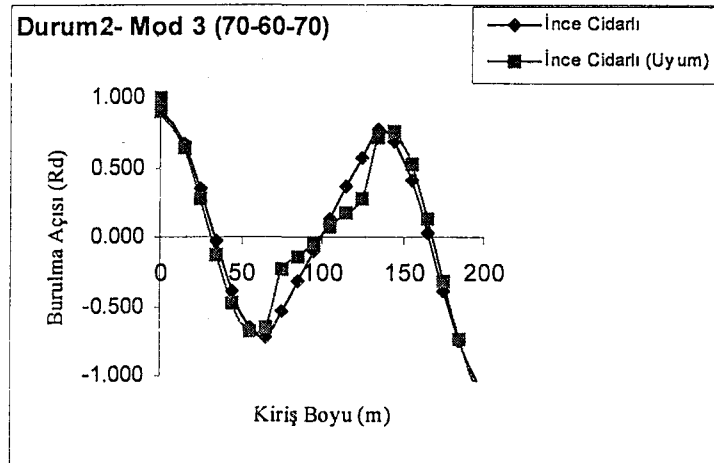
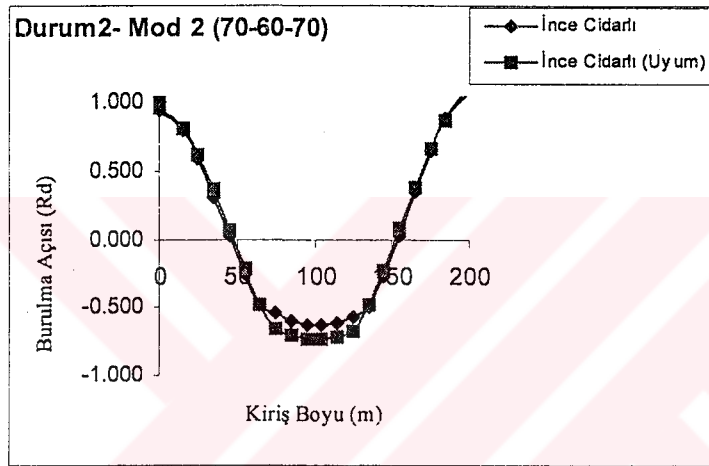
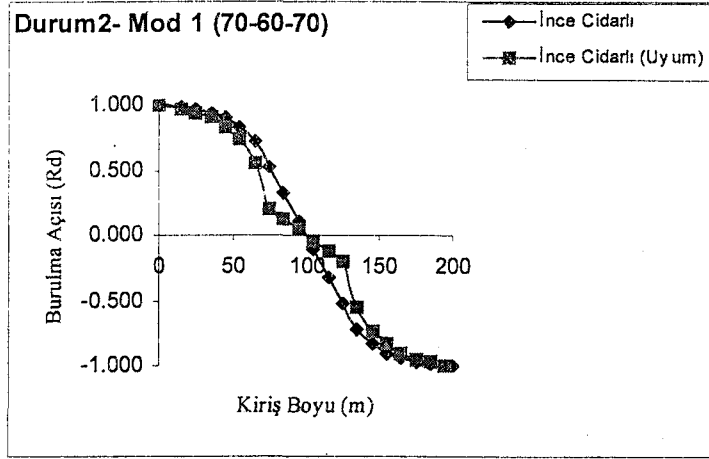
Şekil D.21a Durum 1 için uyum parametrelerinin dominant modlara etkisi
(Kiriş Tipi : 50-100-50, Bileşik hareket)



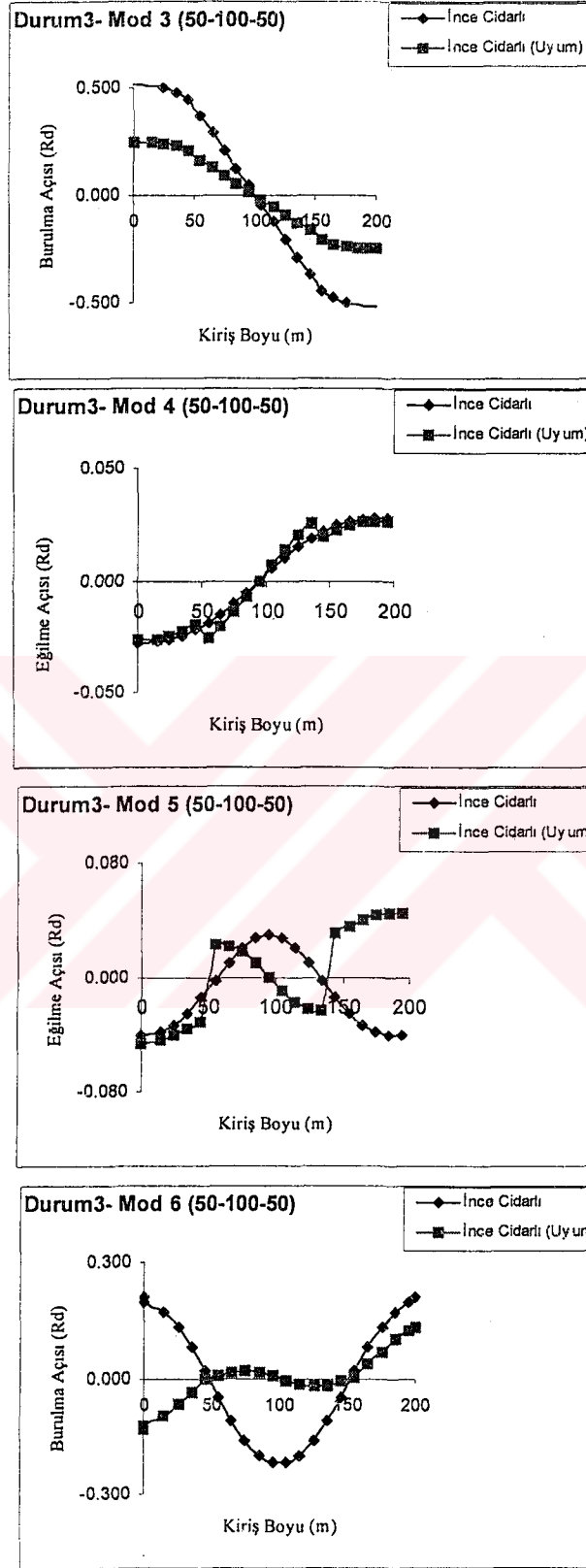
Şekil D.21b Durum 1 için uyum parametrelerinin burulma açısına etkisi
(Kiriş Tipi : 70-60-70, Yalın burulma)



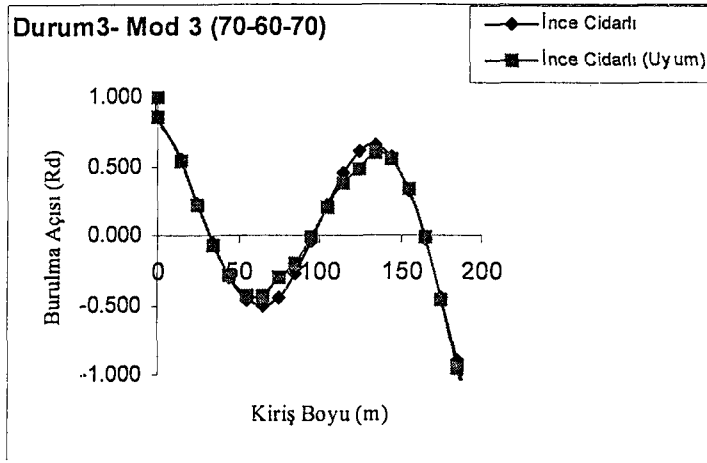
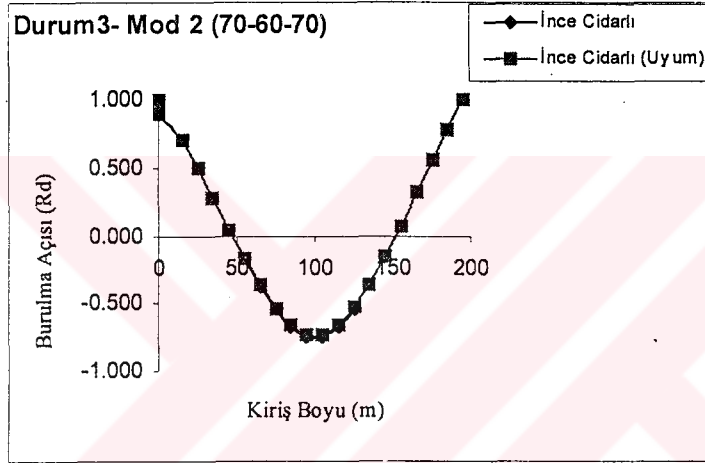
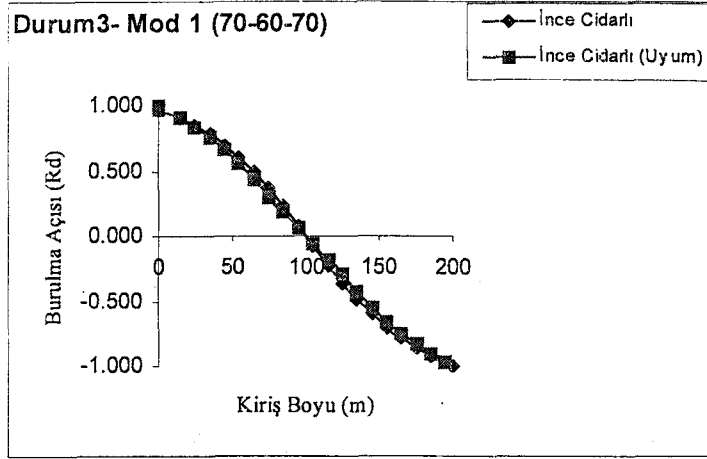
Şekil D.22a Durum 2 için uyum parametrelerinin dominant modlara etkisi
(Kiriş Tipi : 50-100-50, Bileşik hareket)



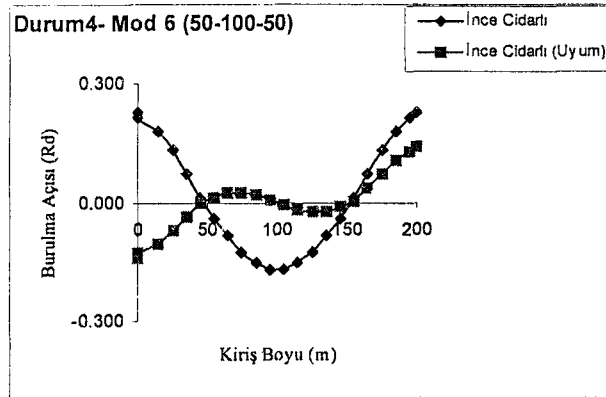
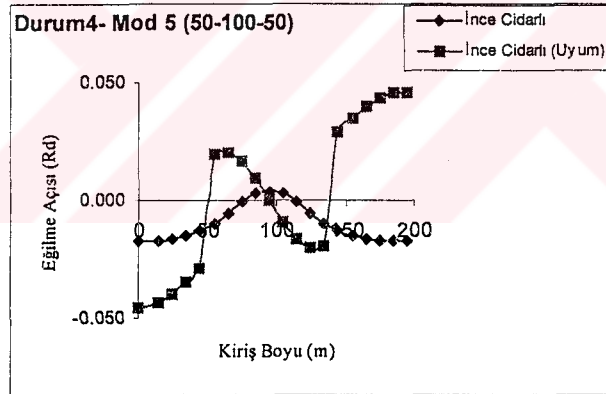
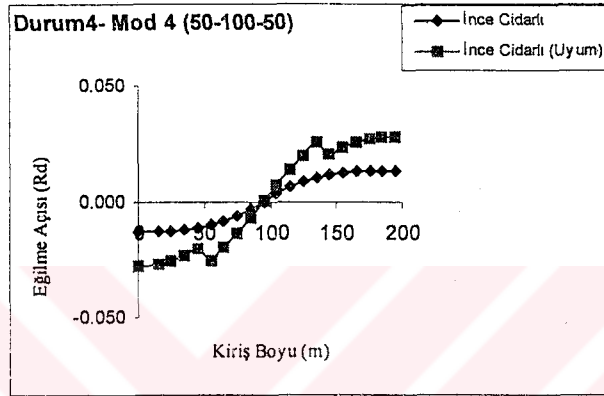
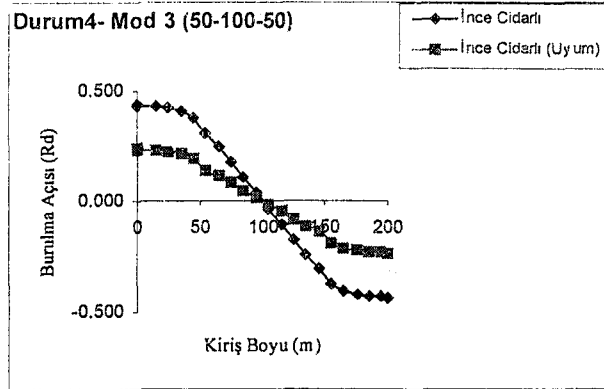
Şekil D.22b Durum 2 için uyum parametrelerinin burulma açısına etkisi
(Kiriş Tipi : 70-60-70, Yalın burulma)



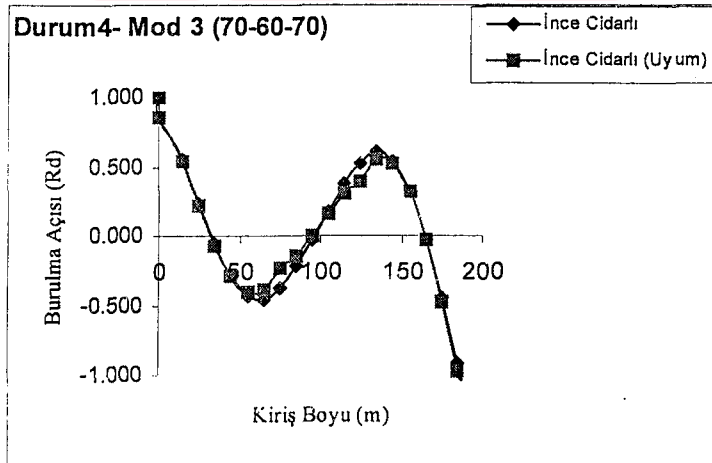
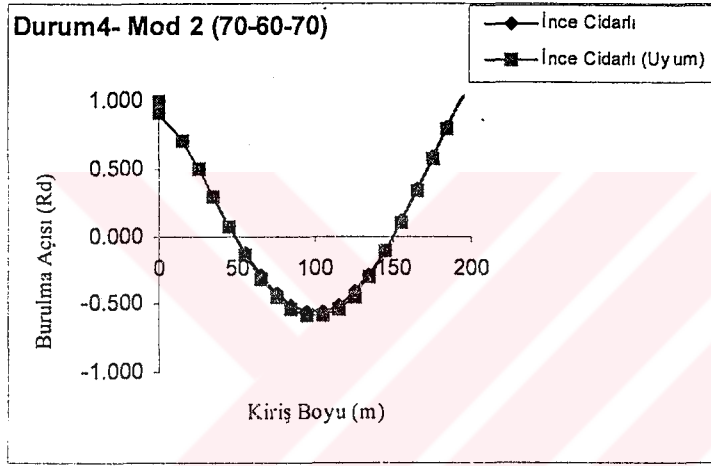
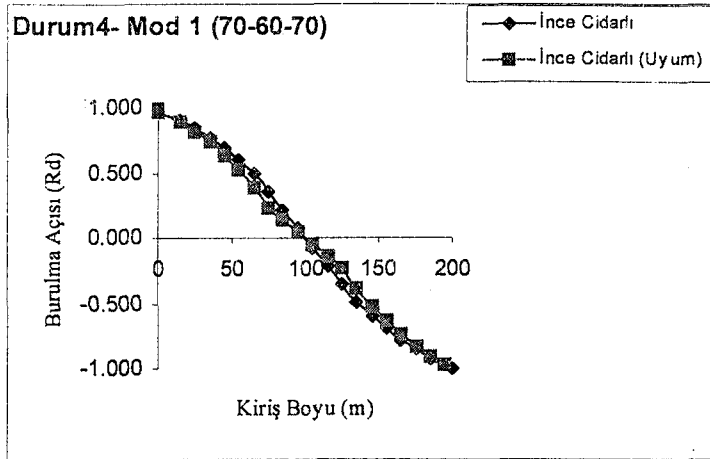
Şekil D.23a Durum 3 için uyum parametrelerinin dominant modlara etkisi
(Kiriş Tipi : 50-100-50, Bileşik hareket)



Şekil D.23b Durum 3 için uyum parametrelerinin burulma açısına etkisi
 (Kiriş Tipi : 70-60-70, Yalın burulma)



Şekil D.24a Durum 3 için uyum parametrelerinin dominant modlara etkisi
(Kiriş Tipi : 50-100-50, Bileşik hareket)



Şekil D.24b Durum 4 için uyum parametrelerinin burulma açısına etkisi
(Kiriş Tipi : 70-60-70, Yalın burulma)

EK E. DİPOL POTANSİYEL

Dipol potansiyele ait bileşenler ,

$$\begin{aligned}\phi_c(\bar{\zeta}=1, \theta) &= -\pi e^{-ky} \sin kx \\ \phi_s(\bar{\zeta}=1, \theta) &= \pm \pi e^{-ky} \cos kx \mp \int_0^{\infty} \frac{e^{-vx}}{(v^2 + k^2)} (k \cos vy + v \sin vy) dv \mp \frac{x}{k(x^2 + y^2)}\end{aligned}\quad (E.1)$$

olarak verilmiştir [18]. Silindire ait dipol potansiyel kuvvet serisine açarken yukarıda verilen ϕ_s eşitliğinde, integral altındaki ifade bir A değişkenine eşitlenir.

$$\phi_s = \pm \pi e^{-ky} \cos(kx) \mp \frac{x}{k(x^2 + y^2)} \mp A \quad (E.2)$$

Burada

$$A = \int_0^{\infty} e^{\mp vx} \frac{(k \cos(vy) + v \sin(vy))}{k^2 + v^2} dv \quad (E.3)$$

olarak alınmıştır. Yukarıdaki eşitlikteki trigonometrik terimlerin eksponensiyelleri

$$\begin{aligned}\cos(vy) &= \frac{e^{vyi} + e^{-vyi}}{2} \\ \sin(vy) &= \frac{e^{vyi} - e^{-vyi}}{2i}\end{aligned}\quad (E.4)$$

yerine yazılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa,

$$A = \int_0^{\infty} \frac{e^{\mp vx}}{k^2 + v^2} \left[k \left(\frac{e^{vyi} + e^{-vyi}}{2} \right) + v \left(\frac{e^{vyi} - e^{-vyi}}{2i} \right) \right] dv \quad (E.5)$$

veya

$$\begin{aligned}A &= \int_0^{\infty} \frac{k}{2(k^2 + v^2)} (e^{-v(\pm x - yi)} + e^{-v(\pm x + yi)}) dv \\ &+ \int_0^{\infty} \frac{v}{2i(k^2 + v^2)} (e^{-v(\pm x - yi)} - e^{-v(\pm x + yi)}) dv\end{aligned}\quad (E.6)$$

denklemini elde edilir. (E.6) numaralı eşitlikte integral içinde bulunan k^2 terimi ortak paranteze alınır.

$$\begin{aligned}
A &= \int_0^{\infty} \frac{k}{2k^2(1 + \frac{v^2}{k^2})} (e^{-v(\pm x - yi)} + e^{-v(\pm x + yi)}) dv \\
&+ \int_0^{\infty} \frac{v}{2ik^2(1 + \frac{v^2}{k^2})} (e^{-v(\pm x - yi)} - e^{-v(\pm x + yi)}) dv
\end{aligned} \tag{E.7}$$

Yukarıdaki (E.7) numaralı eşitlikte, kısmi integrasyon uygulanabilmekte, bu amaçla değişken dönüşümü yapılmaktadır. $v/k = u$ olarak seçilirse, $v = ku$ ve $dv = kdu$ eşitlikleri elde edilir. Bu durumda yukarıdaki denklem aşağıda verilen forma dönüşür.

$$\begin{aligned}
A &= \int_0^{\infty} \frac{k}{2k^2(1 + u^2)} (e^{-ku(\pm x - yi)} + e^{-ku(\pm x + yi)}) kdu \\
&+ \int_0^{\infty} \frac{ku}{2ik^2(1 + u^2)} (e^{-ku(\pm x - yi)} - e^{-ku(\pm x + yi)}) kdu
\end{aligned} \tag{E.8}$$

İşlem kolaylığı açısından eksponansiyel terimlere ait üstel ifadeler, z_1 ve z_2 gibi kompleks sayılar cinsinden tanımlanır [$z_1 = \pm k(x + yi)$; $z_2 = \pm k(x - yi)$]. z_1 ve z_2 terimleri (E.8) numaralı denklemde yerlerine yazılır.

$$A = \int_0^{\infty} \frac{1}{2(1 + u^2)} (e^{-uz_1} + e^{-uz_2}) du \mp \int_0^{\infty} \frac{u}{2i(1 + u^2)} (e^{-uz_1} - e^{-uz_2}) du \tag{E.9}$$

Son şekli yukarıda verilmiş olan A eşitliğine ait integraller ayrı ayrı ele alındığında söz konusu terimlerin $*g(z) = \int_0^{\infty} \frac{ue^{-zu}}{1 + u^2} du$; $*f(z) = \int_0^{\infty} \frac{e^{-zu}}{1 + u^2} du$

formülasyonlarına benzer yapıda olduğu görülür. (E.9) numaralı eşitlik,

$$A = \frac{1}{2} [f(z_1) + f(z_2)] \mp \frac{1}{2i} [g(z_1) - g(z_2)] \tag{E.10}$$

şekline dönüşür. $g(z)$ ve $f(z)$ formülasyonları literatürde ,

$$* g(z_2) = -Ci(z_2) \cos(z_2) - si(z_2) \sin(z_2) \quad ; \quad * f(z_2) = Ci(z_2) \sin(z_2) - si(z_2) \cos(z_2)$$

$$* g(z_1) = -Ci(z_1) \cos(z_1) - si(z_1) \sin(z_1) \quad ; \quad * f(z_1) = Ci(z_1) \sin(z_1) - si(z_1) \cos(z_1)$$

olarak tanımlanmıştır. Yukarıda verilen $g(z_{1,2})$ ve $f(z_{1,2})$ eşitlikleri (E.10) numaralı denklemde yerlerine yazılır ve

$$\begin{aligned}
A &= \frac{1}{2} [Ci(z_1) \sin(z_1) - si(z_1) \cos(z_1) + Ci(z_2) \sin(z_2) - si(z_2) \cos(z_2)] \\
&\mp \frac{1}{2i} [-Ci(z_1) \cos(z_1) - si(z_1) \sin(z_1) + Ci(z_2) \cos(z_2) + si(z_2) \sin(z_2)]
\end{aligned} \tag{E.11}$$

gerekli düzenlemeler yapılırsa,

$$A = \frac{1}{2} \left[Ci(z_1) \left[\sin(z_1) \pm \frac{1}{i} \cos(z_1) \right] + \frac{1}{2} \left[Ci(z_2) \left[\sin(z_2) \mp \frac{1}{i} \cos(z_2) \right] \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{1}{2} \left[si(z_1) \left[\cos(z_1) \mp \frac{1}{i} \sin(z_1) \right] + \frac{1}{2} \left[si(z_2) \left[-\cos(z_2) \mp \frac{1}{i} \sin(z_2) \right] \right] \right] \right] \quad (E.12)$$

denklemini elde edilir. İşlem kargaşılığını ortadan kaldırmak amacı ile parantez içindeki eşitlikler ayrı ayrı ele alınıp, incelenir. Parantez içindeki terimler yeni birer değişkene atanır ve değişken eşitlikler üzerinde matematiksel işlemlere devam edilir.

$$a = \sin(z_1) \pm \frac{1}{i} \cos(z_1) \quad b = \sin(z_2) \mp \frac{1}{i} \cos(z_2) \\ c = \cos(z_1) \mp \frac{1}{i} \sin(z_1) \quad d = -\cos(z_2) \mp \frac{1}{i} \sin(z_2) \quad (E.13)$$

Bu durumda (E.12) numaralı A eşitliği aşağıda verilen basit şekline dönüşür.

$$A = \frac{1}{2} [aCi(z_1) + bCi(z_2) - csi(z_1) + dsi(z_2)] \quad (E.14)$$

Söz konusu olan her bir katsayının eksponansiyel eşitlikleri yerine yazılır, ve gerekli ara işlemler yapılırsa,

$$\left. \begin{aligned} a &= \sin(z_1) \pm \frac{1}{i} \cos(z_1) = \frac{e^{iz_1} - e^{-iz_1}}{2i} \pm \frac{e^{iz_1} + e^{-iz_1}}{2i} = \pm \frac{e^{\pm iz_1}}{i} \\ b &= \sin(z_2) \mp \frac{1}{i} \cos(z_2) = \frac{e^{iz_2} - e^{-iz_2}}{2i} \mp \frac{e^{iz_2} + e^{-iz_2}}{2i} = \mp \frac{e^{\mp iz_2}}{i} \\ c &= \cos(z_1) \mp \frac{1}{i} \sin(z_1) = \frac{e^{iz_1} + e^{-iz_1}}{2} \pm \frac{e^{iz_1} - e^{-iz_1}}{2} = e^{\pm iz_1} \\ d &= -\cos(z_2) \mp \frac{1}{i} \sin(z_2) = -\frac{e^{iz_2} + e^{-iz_2}}{2} \pm \frac{e^{iz_2} - e^{-iz_2}}{2} = -e^{\mp iz_2} \end{aligned} \right\} \quad (E.15)$$

olarak elde edilir. Kompleks sayılar $z_2 = \pm k(x - yi)$ ve $z_1 = \pm k(x + yi)$ değerleri yerlerine konursa,

$$\left. \begin{aligned} a &= \pm \frac{e^{\pm iz_1}}{i} = \pm \frac{e^{ik(x+yi)}}{i} = \pm \frac{e^{ikx-ky}}{i} = \pm \frac{e^{ikx} e^{-ky}}{i} \\ b &= \mp \frac{e^{\mp iz_2}}{i} = \mp \frac{e^{-ik(x-yi)}}{i} = \mp \frac{e^{-ikx-ky}}{i} = \mp \frac{e^{-ikx} e^{-ky}}{i} \\ c &= e^{\pm iz_1} = e^{+ik(x+yi)} = e^{+ikx-ky} = e^{+ikx} e^{-ky} \\ d &= -e^{\mp iz_2} = -e^{-ik(x-yi)} = -e^{-ikx-ky} = -e^{-ikx} e^{-ky} \end{aligned} \right\} \quad (E.16)$$

elde edilir. (E.16) numaralı eşitlikler (E.14) numaralı denklemde yerlerine yazılırsa,

$$A = \frac{1}{2} \left[\left(\pm \frac{e^{ikx} e^{-ky}}{i} \right) Ci(z_1) + \left(\mp \frac{e^{-ikx} e^{-ky}}{i} \right) Ci(z_2) \right] + \frac{1}{2} \left[- (e^{kxi} e^{-ky}) si(z_1) + (-e^{-kxi} e^{-ky}) si(z_2) \right] \quad (E.17)$$

eşitliği oluşur. Ortak terimler paranteze alınır,

$$A = -\frac{e^{-ky}}{2} \left[\mp \frac{e^{ikx}}{i} Ci(z_1) \pm \frac{e^{-ikx}}{i} Ci(z_2) + e^{ikx} si(z_1) + e^{-ikx} si(z_2) \right] \quad (E.18)$$

Yukarıdaki denklemde e^{ikx} ve e^{-ikx} 'nin eşitlikleri (yani $e^{ikx} = \cos(kx) + i \sin(kx)$ ve $e^{-ikx} = \cos(kx) - i \sin(kx)$ değerleri) yerlerine yazılır.

$$A = -\frac{e^{-ky}}{2} \cos(kx) \left[\mp \frac{Ci(z_1)}{i} \pm \frac{Ci(z_2)}{i} + si(z_1) + si(z_2) \right] - \frac{e^{-ky}}{2} i \sin(kx) \left[\mp \frac{Ci(z_1)}{i} \mp \frac{Ci(z_2)}{i} + si(z_1) - si(z_2) \right] \quad (E.19)$$

Parantez içindeki terimleri ayrı ayrı sabit terimlere atarsak,

$$B = \left[\mp \frac{Ci(z_1)}{i} \pm \frac{Ci(z_2)}{i} + si(z_1) + si(z_2) \right] \quad (E.20)$$

$$D = \left[\mp \frac{Ci(z_1)}{i} \mp \frac{Ci(z_2)}{i} + si(z_1) - si(z_2) \right] \quad (E.21)$$

(E.19) numaralı denklem

$$A = -\frac{e^{-ky}}{2} \cos(kx) B - \frac{e^{-ky}}{2} i \sin(kx) D \quad (E.22)$$

şekline dönüşür. Literaturde,

$$\left. \begin{aligned} *Ci(z) &= -\frac{1}{2} [E_1(iz) + E_1(-iz)] & *si(z) &= Si(z) - \frac{\pi}{2} \\ *Si(z) &= \frac{1}{2i} [E_1(iz) - E_1(-iz)] + \frac{\pi}{2} & *si(z) &= \frac{1}{2i} [E_1(iz) - E_1(-iz)] \end{aligned} \right\} \quad (E.23)$$

eşitlikleri verilmektedir. B ve D sabitlerine ait ara işlemler yapılır,

$$\begin{aligned}\frac{Ci(z_1)}{i} &= -\frac{1}{2i} [E_1(iz_1) + E_1(-iz_1)] & \frac{Ci(z_2)}{i} &= -\frac{1}{2i} [E_1(iz_2) + E_1(-iz_2)] \\ si(z_1) &= \frac{1}{2i} [E_1(iz_1) - E_1(-iz_1)] & si(z_2) &= \frac{1}{2i} [E_1(iz_2) - E_1(-iz_2)]\end{aligned}\quad (E.24)$$

Bu durumda (E.20) numaralı eşitlik,

$$\begin{aligned}B &= \frac{1}{2i} [\pm E_1(iz_1) \pm E_1(-iz_1) \mp E_1(iz_2) \mp E_1(-iz_2)] \\ &+ \frac{1}{2i} [E_1(iz_1) - E_1(-iz_1) + E_1(iz_2) - E_1(-iz_2)] = \mp \frac{1}{i} [E_1(\mp iz_2) - E_1(\pm iz_1)]\end{aligned}\quad (E.25)$$

şekline, (E.21) numaralı eşitlik ise

$$\begin{aligned}D &= \frac{1}{2i} [\pm E_1(iz_1) \pm E_1(-iz_1) \pm E_1(iz_2) \pm E_1(-iz_2)] \\ &+ \frac{1}{2i} [E_1(iz_1) - E_1(-iz_1) - E_1(iz_2) + E_1(-iz_2)] = \pm \frac{1}{i} [E_1(\mp iz_2) + E_1(\pm iz_1)]\end{aligned}\quad (E.26)$$

formuna dönüşür. Burada karmaşık sayılar Z_1 ve Z_2 olarak tanımlanır.

$$Z_2 = \mp iz_2 = -ik(x-yi) = -k(y+xi) \quad ; \quad Z_1 = \pm iz_1 = ik(x+yi) = -k(y-xi)$$

Bu durumda (E.25) ve (E.26) numaralı eşitlikler aşağıdaki verildiği gibi elde edilir.

$$B = \mp \frac{1}{i} [E_1(\mp iz_2) - E_1(\pm iz_1)] = \mp \frac{1}{i} [E_1(Z_2) - E_1(Z_1)] \quad (E.27)$$

$$D = \pm \frac{1}{i} [E_1(\mp iz_2) + E_1(\pm iz_1)] = \pm \frac{1}{i} [E_1(Z_2) + E_1(Z_1)] \quad (E.28)$$

* $E_1(z) = -\gamma - \ln|z| - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n z^n}{n!n}$ eşitliği $E_1(Z_{1,2})$ değerleri için benzer şekilde adapte edilir. Burada $\gamma = 0.577215664901$ değerine eşittir (Euler Sabiti).

$$E_1(Z_2) = -\gamma - \ln|Z_2| - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n (Z_2)^n}{n!n} \quad ; \quad E_1(Z_1) = -\gamma - \ln|Z_1| - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n (Z_1)^n}{n!n} \quad (E.29)$$

(E.29) numaralı eşitlikler (E.27) ve (E.28) numaralı denklemlerde yerlerine yazılır.

$$\begin{aligned}B &= \mp \frac{1}{i} [E_1(Z_2) - E_1(Z_1)] \\ &= \mp \frac{1}{i} \left[-\gamma - \ln|Z_2| - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n (Z_2)^n}{n!n} + \gamma + \ln|Z_1| + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n (Z_1)^n}{n!n} \right] \\ &= \pm \frac{1}{i} \left[\ln \left| \frac{Z_2}{Z_1} \right| + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n [(Z_2)^n - (Z_1)^n]}{n!n} \right]\end{aligned}\quad (E.30)$$

$$\begin{aligned}
D &= \pm \frac{1}{i} [E_1(Z_2) + E_1(Z_1)] \\
&= \pm \frac{1}{i} \left[-\gamma - \ln|Z_2| - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n (Z_2)^n}{n!n} - \gamma - \ln|Z_1| - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n (Z_1)^n}{n!n} \right] \\
&= \mp \frac{1}{i} \left[2\gamma + \ln|Z_1 Z_2| + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n [(Z_2)^n + (Z_1)^n]}{n!n} \right]
\end{aligned} \tag{E.31}$$

Yukarıda elde edilen (E.30) ve (E.31) numaralı eşitlikler incelendiğinde karmaşık sayıların bir takım matematiksel işlemlere (birbirlerine bölünmesi veya çarpılması, n.inci kuvvetinin hesaplanması) maruz kaldığı görülmektedir. Bu işlemler yapıldığında,

$$\ln|(Z_2 Z_1)| = \ln|k^2 r^2| = 2 \ln|kr| ; \quad \ln \frac{Z_2}{Z_1} = i[2\chi + 2n\pi]$$

$(Z_2)^n = (-1)^n k^n r^n [\cos n\chi + i \sin n\chi]$; $(Z_1)^n = (-1)^n k^n r^n [\cos n\chi - i \sin n\chi]$ sonuçları elde edilir. Burada, $x = r \sin \chi$, $y = r \cos \chi$, $r^2 = x^2 + y^2$ ve $\chi = \text{Arctg}(x/y)$ olarak tanımlanmıştır. Elde edilen sonuçlar (E.30) numaralı denklemde yerine yazılırsa,

$$\begin{aligned}
B &= \pm \frac{1}{i} [i(2\chi + 2n\pi)] \\
&\pm \frac{1}{i} \left[\sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n (-1)^n (kr)^n}{n!n} [\cos n\chi + i \sin n\chi - \cos n\chi + i \sin n\chi] \right]
\end{aligned} \tag{E.32}$$

eşitliği elde edilir. Benzer çalışma (E.31) numaralı denklem için de yapılır.

$$\begin{aligned}
D &= \mp \frac{1}{i} [2\gamma + 2 \ln|kr|] \\
&\mp \frac{1}{i} \left[\sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n (-1)^n (kr)^n}{n!n} [\cos n\chi + i \sin n\chi + \cos n\chi - i \sin n\chi] \right]
\end{aligned} \tag{E.33}$$

Gerekli sadeleştirmeler yapıldığında,

$$B = \pm \left[(2\chi + 2n\pi) + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{2n} (kr)^n}{n!n} \sin n\chi \right] \tag{E.34}$$

$$D = \mp \frac{1}{i} \left[2\gamma + 2 \ln|kr| + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{2n} (kr)^n}{n!n} \cos n\chi \right] \tag{E.35}$$

olarak bulunur. Son iki eşitlik (E.22) numaralı eşitlikte yerine yazılır ve

$$\begin{aligned}
A &= \mp \left[(\chi + n\pi) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{2n} (kr)^n}{n!n} \sin n\chi \right] e^{-ky} \cos(kx) \\
&\pm \left[\gamma + \ln|kr| + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{2n} (kr)^n}{n!n} \cos n\chi \right] e^{-ky} \sin(kx)
\end{aligned} \tag{E.36}$$

eşitliği elde edilir. Bu durumda (E.2) numaralı eşitlik

$$\phi_s = \frac{x}{k(x^2 + y^2)} + \left[\chi + (n \pm 1)\pi + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{2n} (kr)^n}{n!n} \sin n\chi \right] e^{-ky} \cos(kx) - \left[\gamma + \ln|kr| + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{2n} (kr)^n}{n!n} \cos n\chi \right] e^{-ky} \sin(kx) \quad (E.37)$$

şekline dönüşür. k Sabit bir sayı olmak üzere, $\chi = \text{Arctg}(x/y) + k\pi = \chi'$ dır.

(E.37) numaralı eşitlik

$$\phi_s = \frac{\sin \chi}{kr} + e^{-ky} [U \cos(kx) - Q \sin(kx)] \quad (E.38)$$

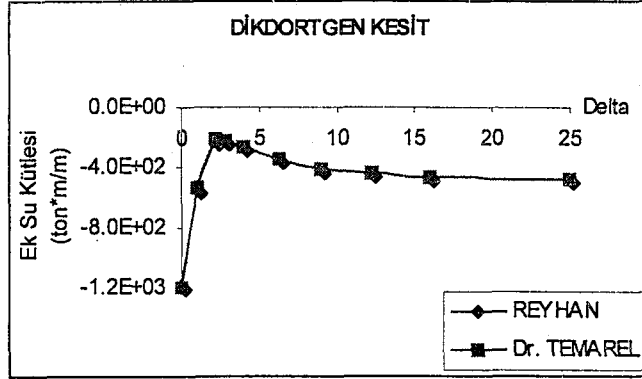
şeklinde de ifade edilebilir. Burada

$$Q = \gamma + \ln|kr| + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(kr)^n}{n!n} \cos(n\chi) \quad U = \chi + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(kr)^n}{n!n} \sin(n\chi) \quad (E.39)$$

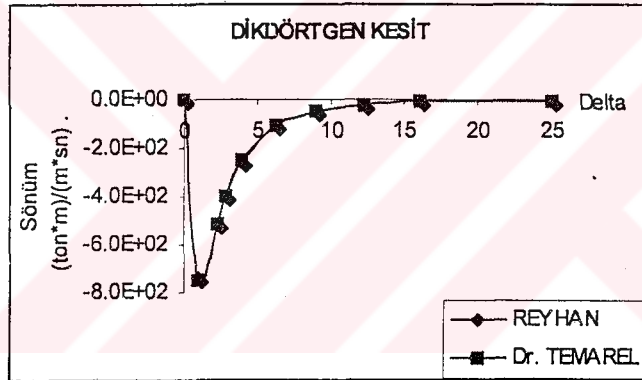
olarak alınmıştır.

(*) İşaretli formüller “Handbook of Mathematical Functions with Formulas, Graphs and Mathematical Tables”, United States Department of Commerce National Bureau of Standards, 1972 isimli kitaptan alınmıştır. (E.2 – E.39) denklemlerinin elde edilmesinde izlenen yol Meccanica dergisinde basılmakta ve literature kazandırılmaktadır [179].

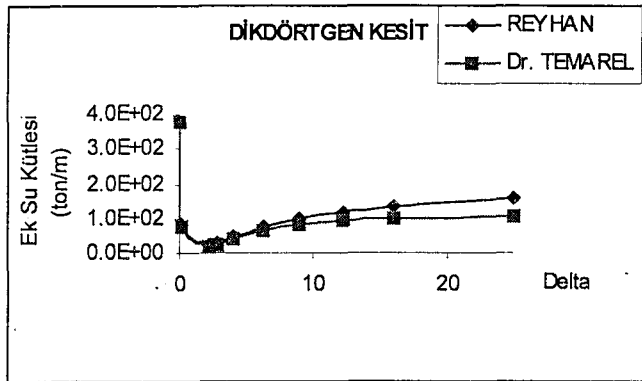
EK F. HİDRODİNAMİK KARAKTERİSTİKLER



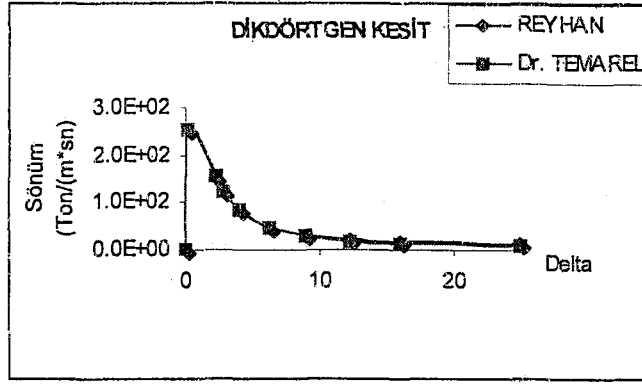
Şekil F.1 Dikdörtgen kesit : Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Bileşik hareket) değişimi



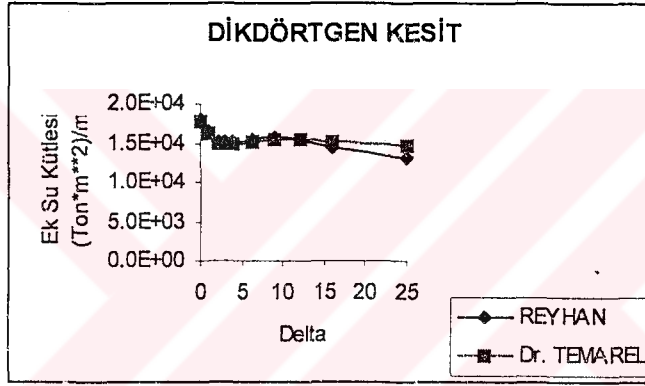
Şekil F.2. Dikdörtgen kesit : Deltaya bağlı olarak sönüm (Bileşik hareket) değişimi



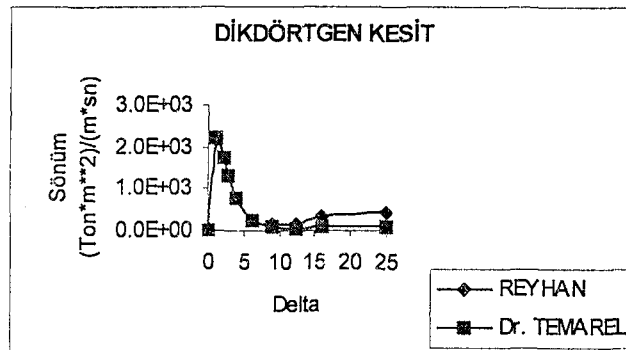
Şekil F.3. Dikdörtgen kesit: Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Yan öteleme) değişimi



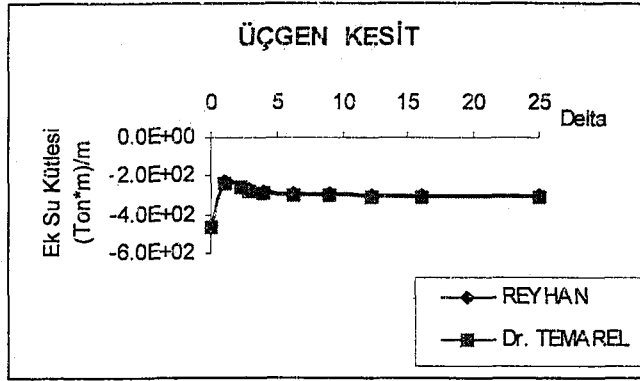
Şekil F.4 Dikdörtgen kesit: Deltaya bağlı olarak sönüm (Yan öteleme) değişimi



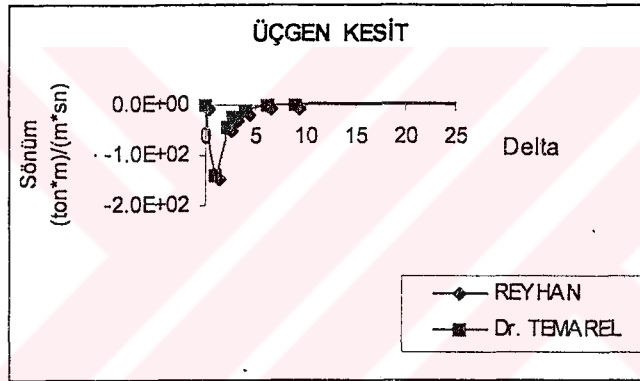
Şekil F.5 Dikdörtgen kesit: Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Yalpa) değişimi



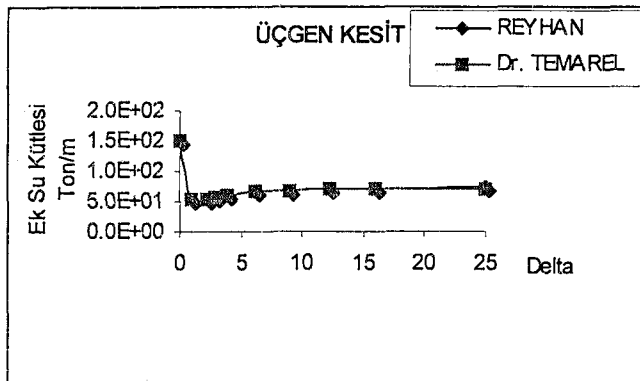
Şekil F.6 Dikdörtgen kesit : Deltaya bağlı olarak sönüm (Yalpa) değişimi



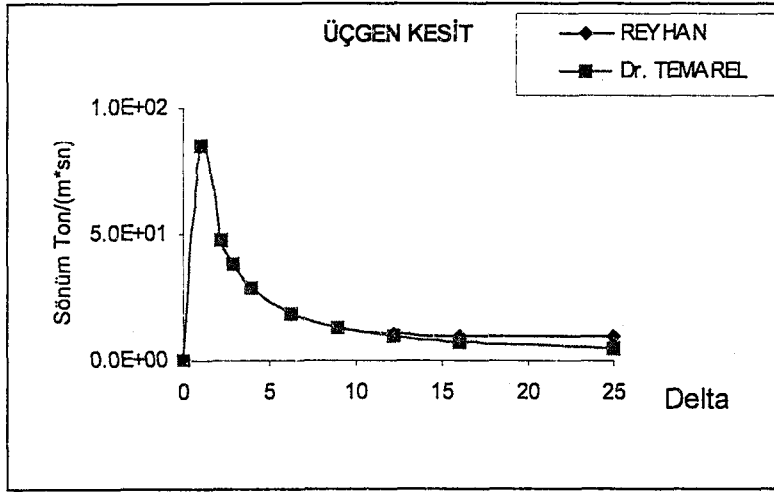
Şekil F.7 Üçgen kesit : Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Bileşik hareket) değişimi



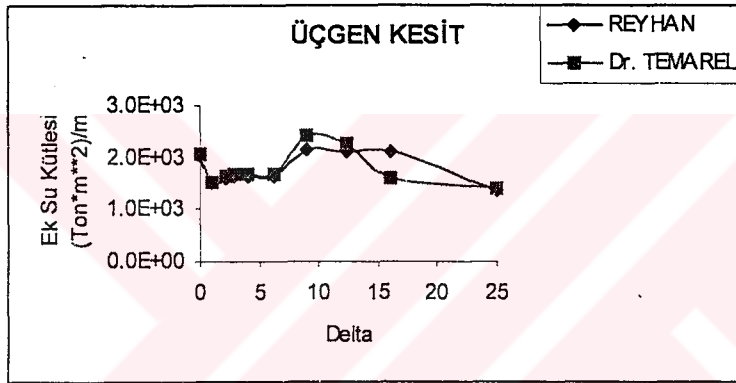
Şekil F.8 Üçgen kesit : Deltaya bağlı olarak sönüm (Bileşik hareket) değişimi



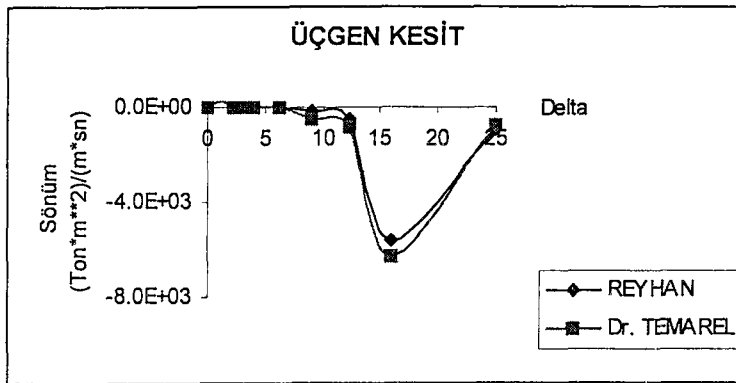
Şekil F.9 Üçgen kesit: Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Yan öteleme) değişimi



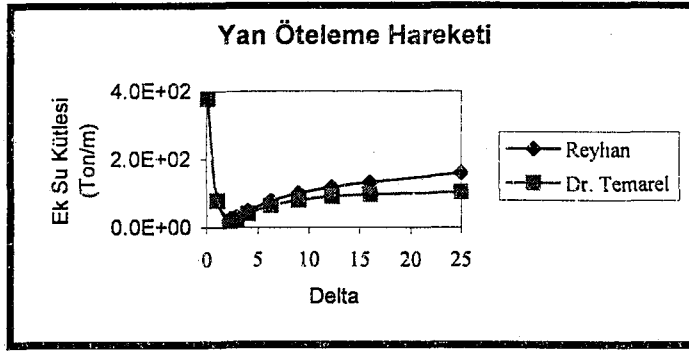
Şekil F.10 Üçgen kesit.: Deltaya bağlı olarak sönüm (Yan öteleme) değişimi



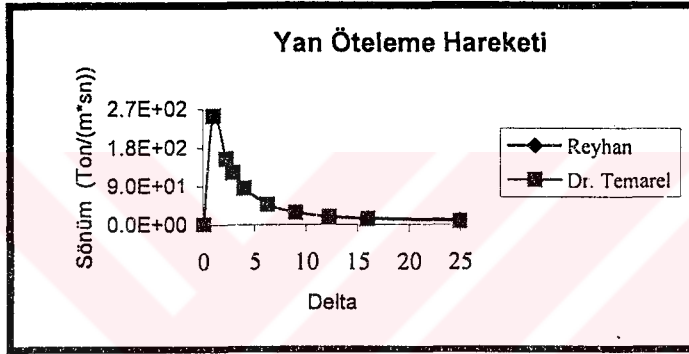
Şekil F.11 Üçgen kesit : Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Yalpa) değişimi



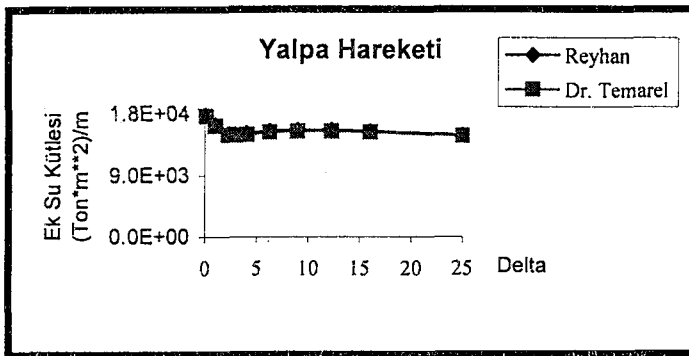
Şekil F.12 Üçgen kesit : Deltaya bağlı olarak sönüm (Yalpa) değişimi



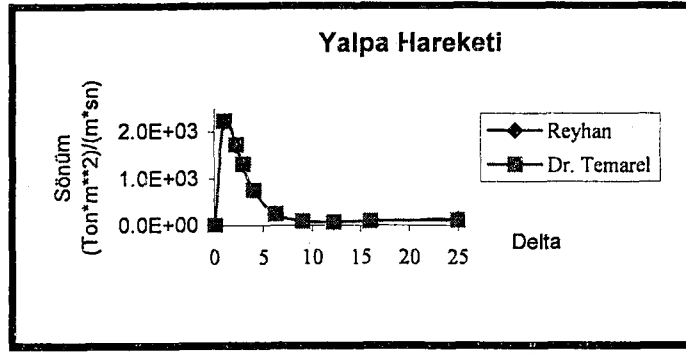
Şekil F.13 Model gemi: Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Yan öteleme) değişimi



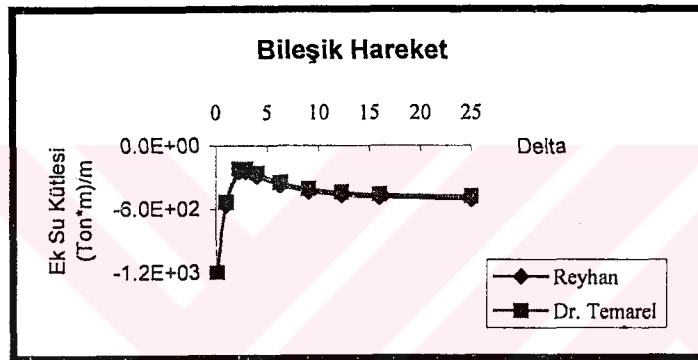
Şekil F.14 Model gemi : Deltaya bağlı olarak sönüm (Yan Öteleme) değişimi



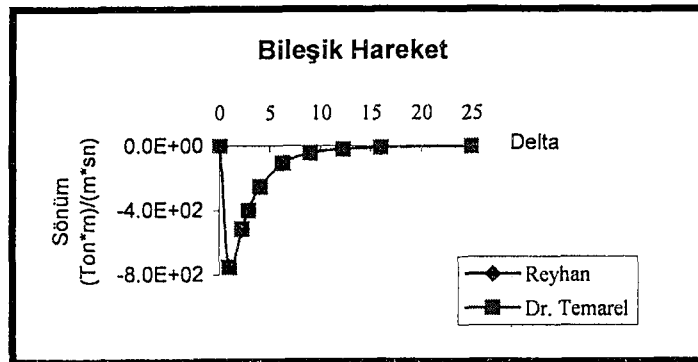
Şekil F.15 Model gemi : Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Yalpa) değişimi .



Şekil F.16 Model gemi : Deltaya bağlı olarak sönüm (Yalpa) değişimi

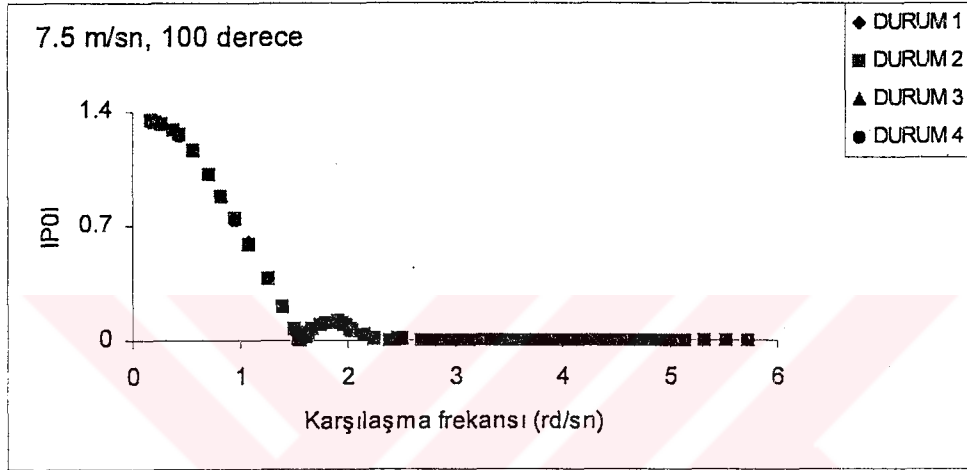


Şekil F.17 Model gemi : Deltaya bağlı olarak ek su kütlesi (Bileşik hareket) değişimi

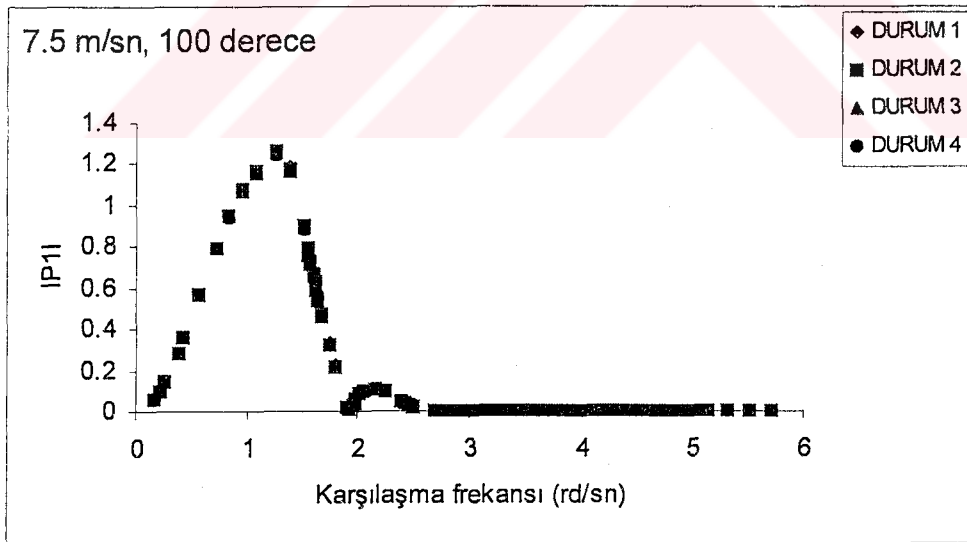


Şekil F.18 Model gemi : Deltaya bağlı olarak sönüm (Bileşik hareket) değişimi

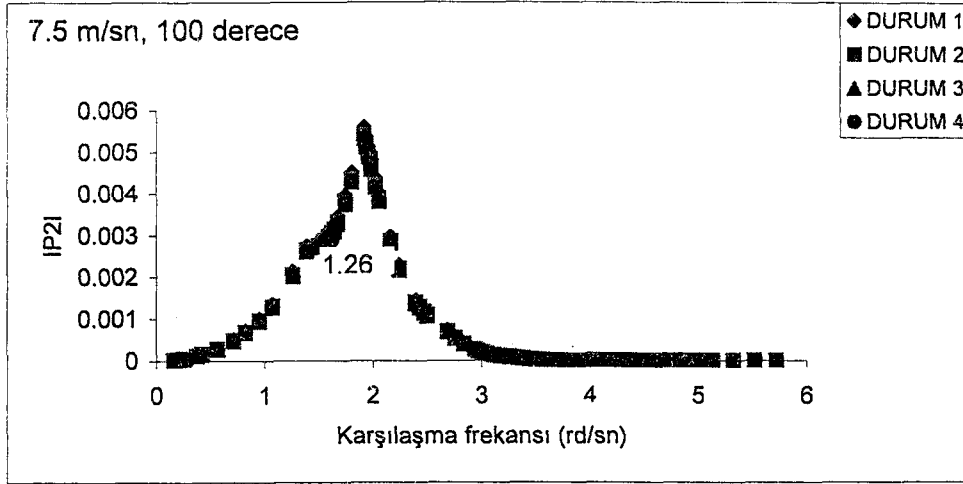
EK. G. REZONANS VE YAKINSAKLIK ANALİZİNE AİT GRAFİKLER



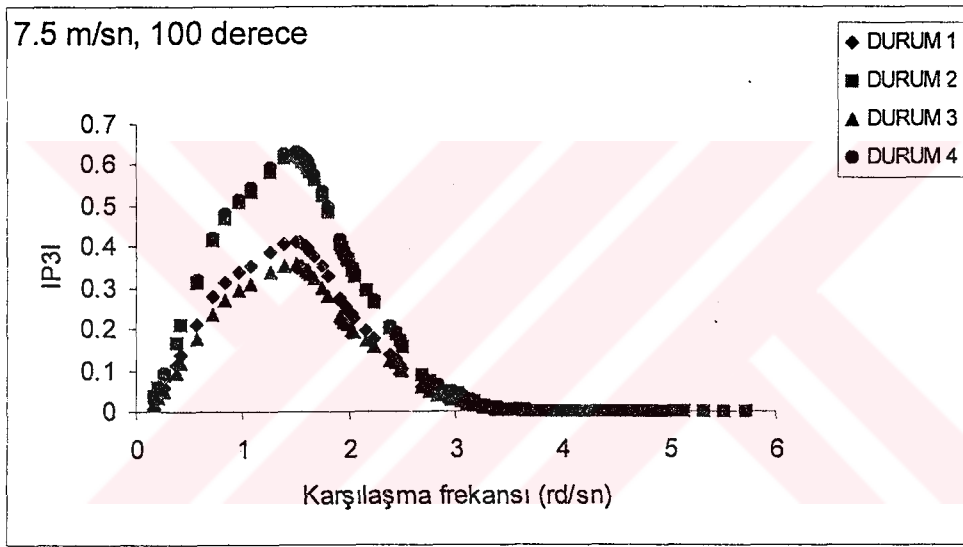
a



b



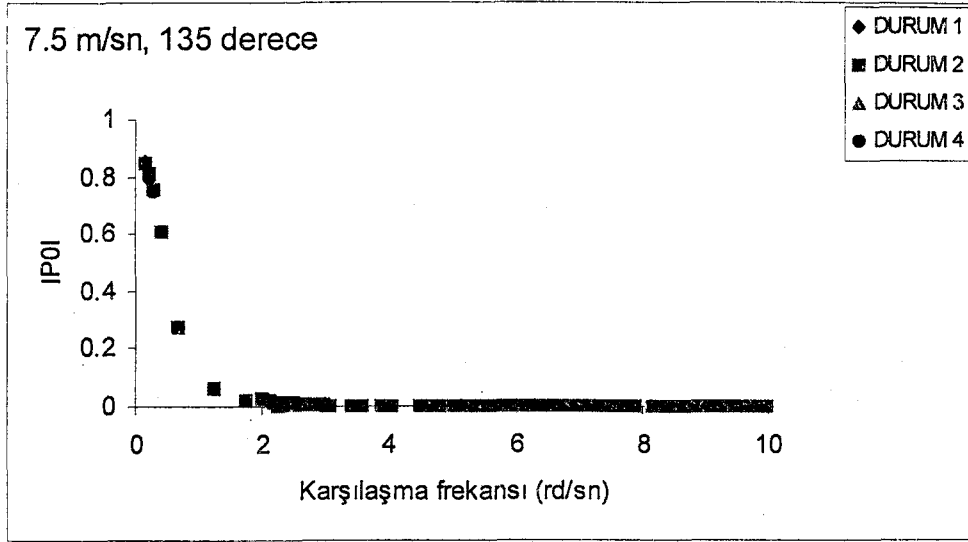
c



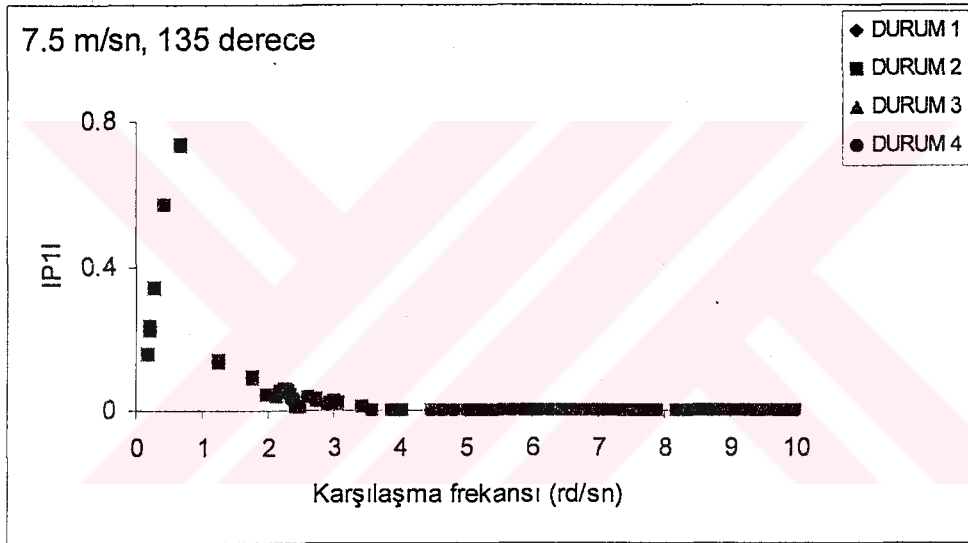
d

Şekil G.1 $C_I=0$, $\kappa=100^0$, $U=7.5$ m/sn için ilk 4 moddaki asal koordinat amplitütleri

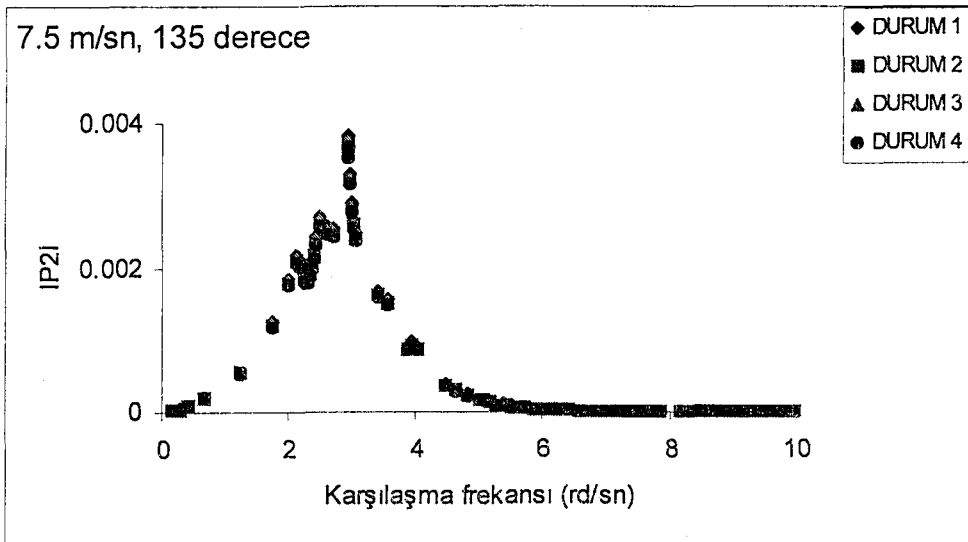
- ilk rijit mod $r=0$
- İkinci rijit mod $r=1$
- Üçüncü rijit mod $r=2$
- İlk elastik mod $r=3$



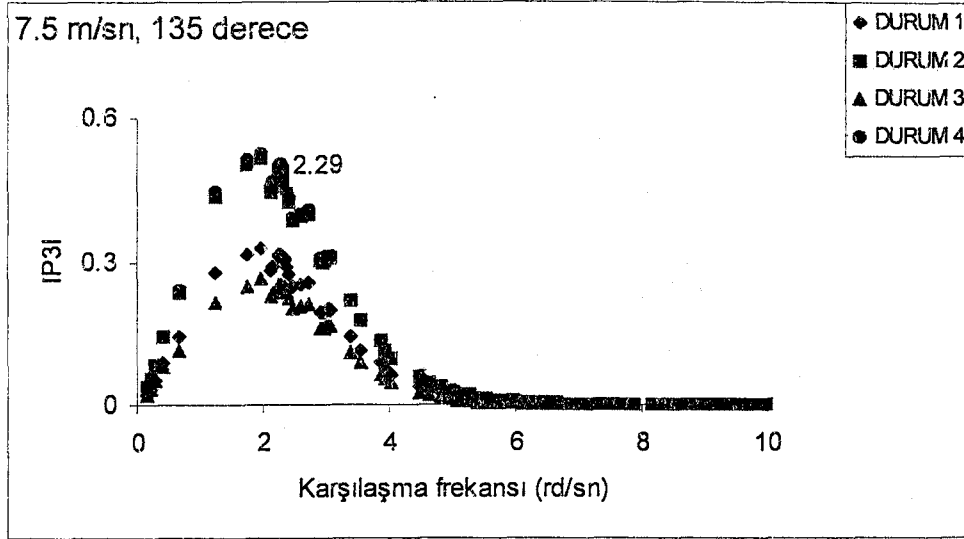
a



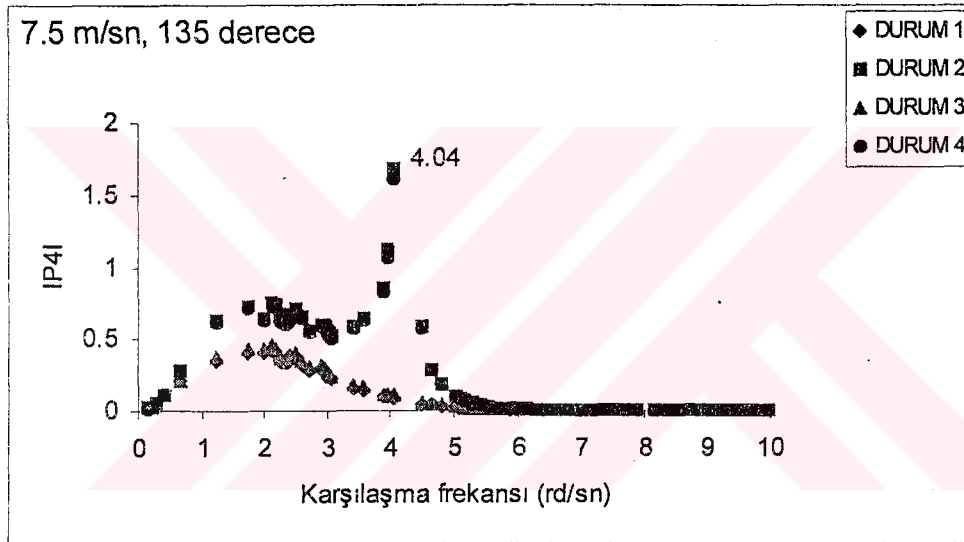
b



c



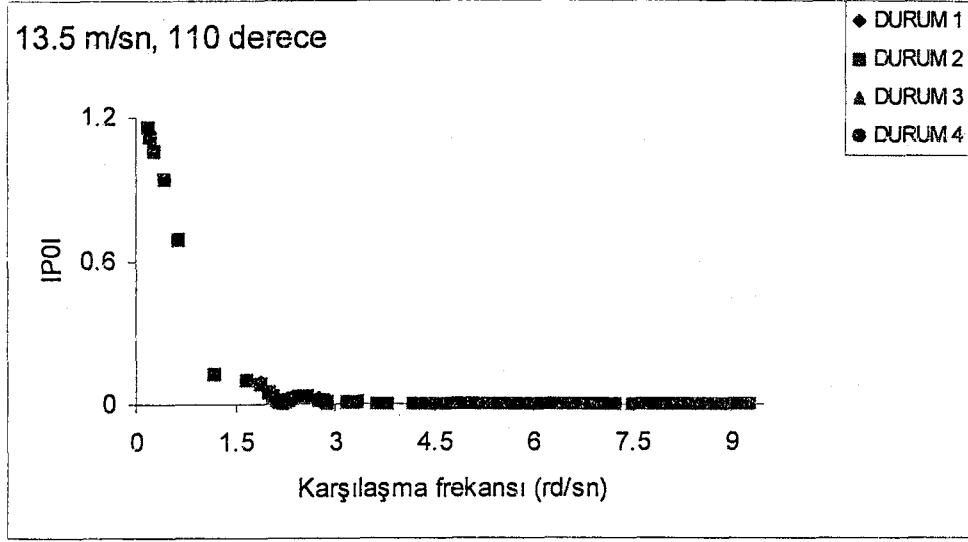
d



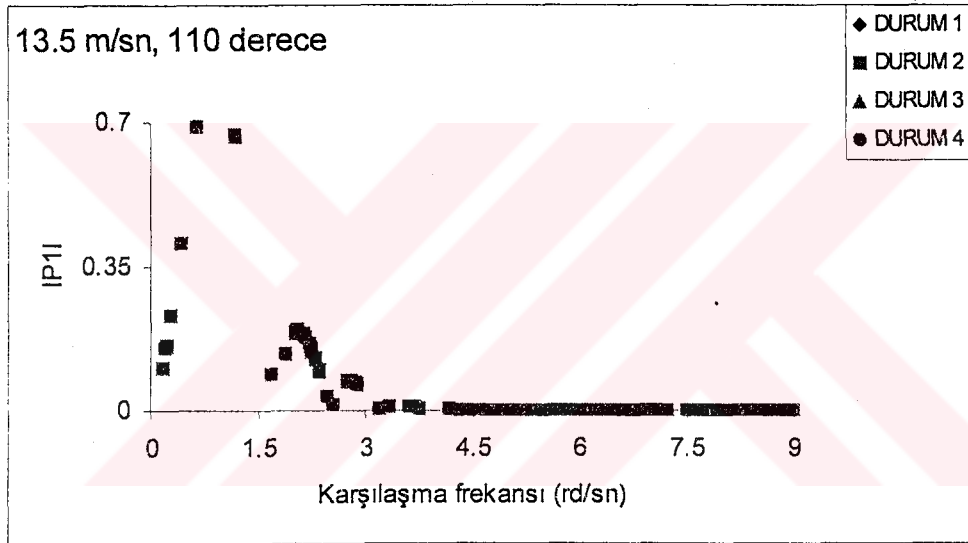
e

Şekil G.2 $C_1 = 0$, $\kappa = 135^\circ$, $U = 7.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri

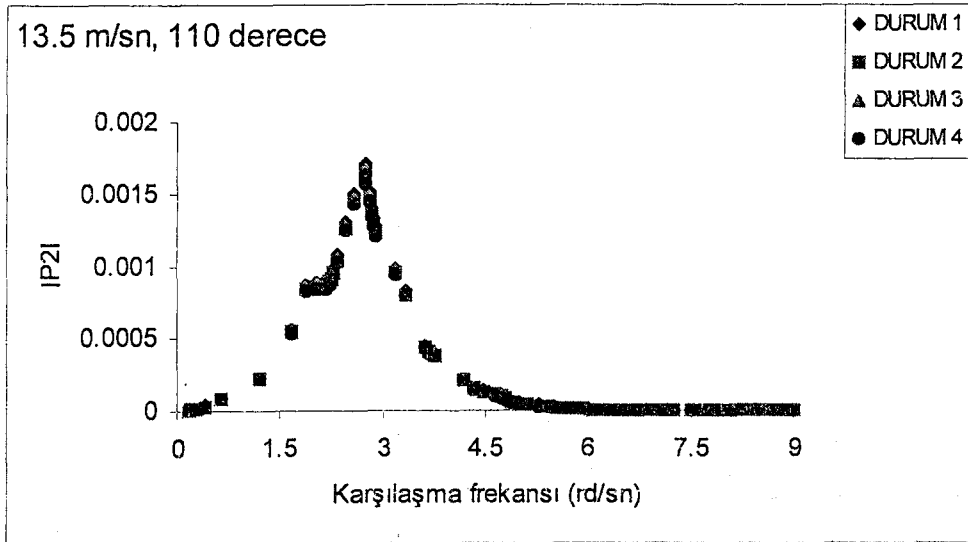
- İlk rijit mod $r = 0$
- İkinci rijit mod $r = 1$
- Üçüncü rijit mod $r = 2$
- İlk elastik mod $r = 3$
- İkinci elastik mod $r = 4$



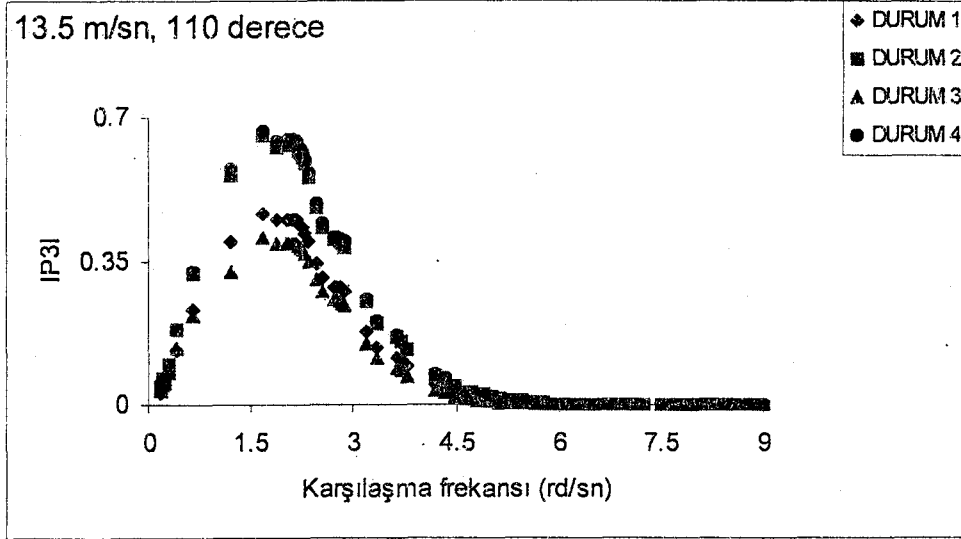
a



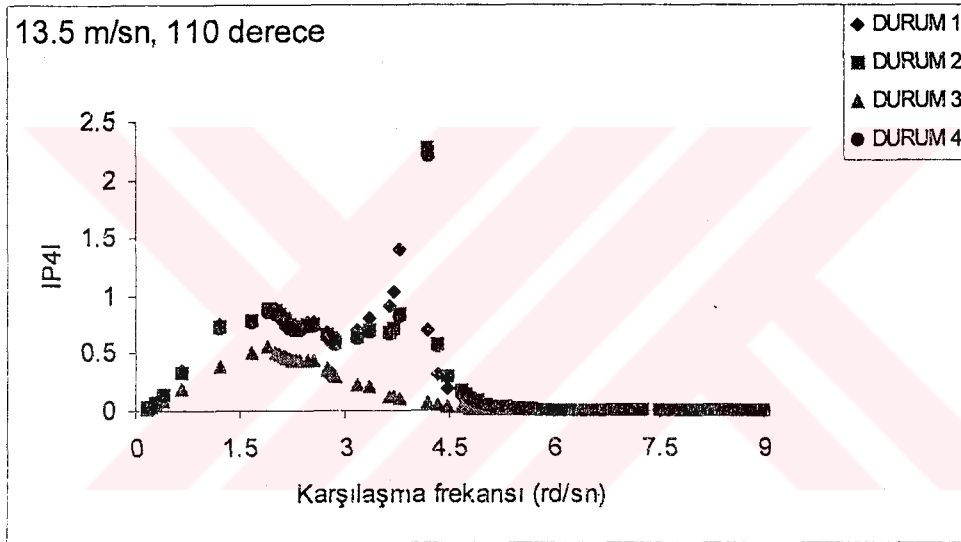
b



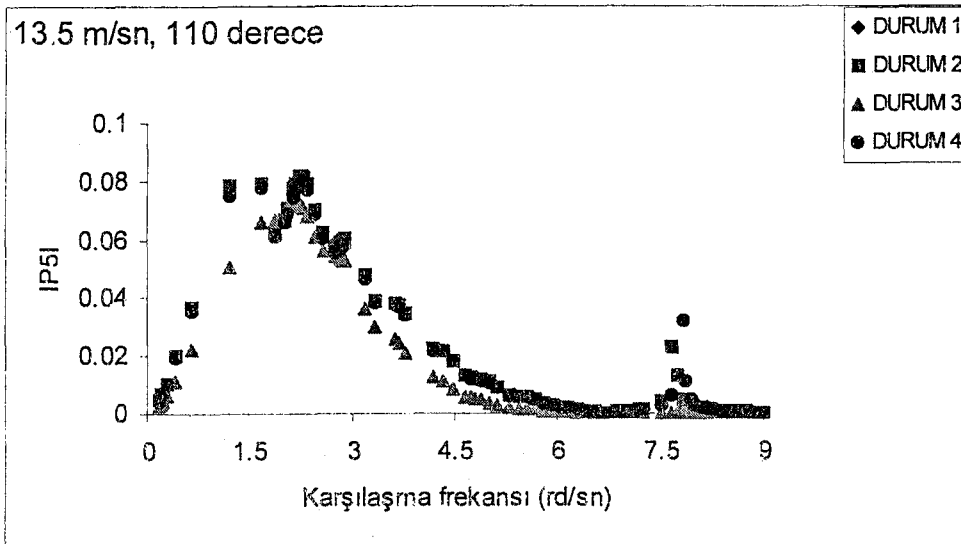
c



d

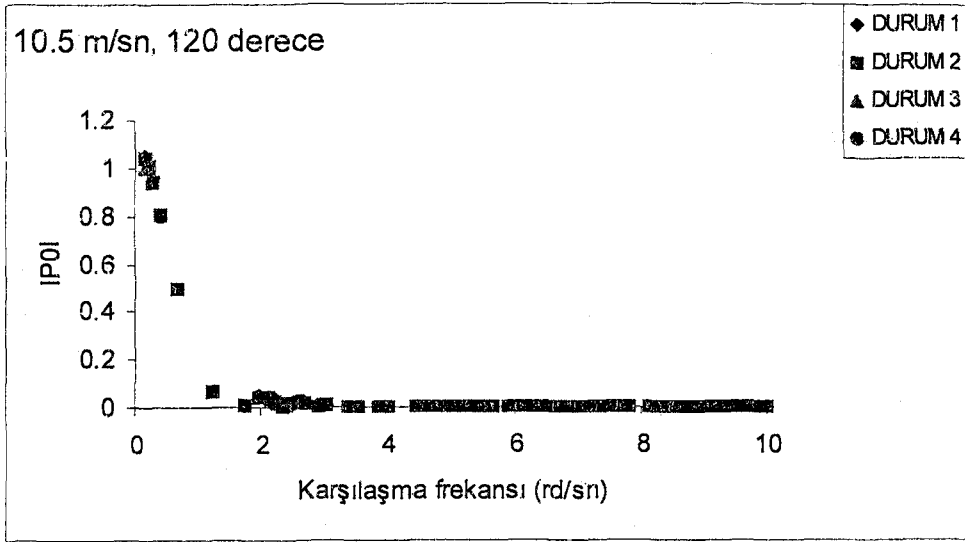


e

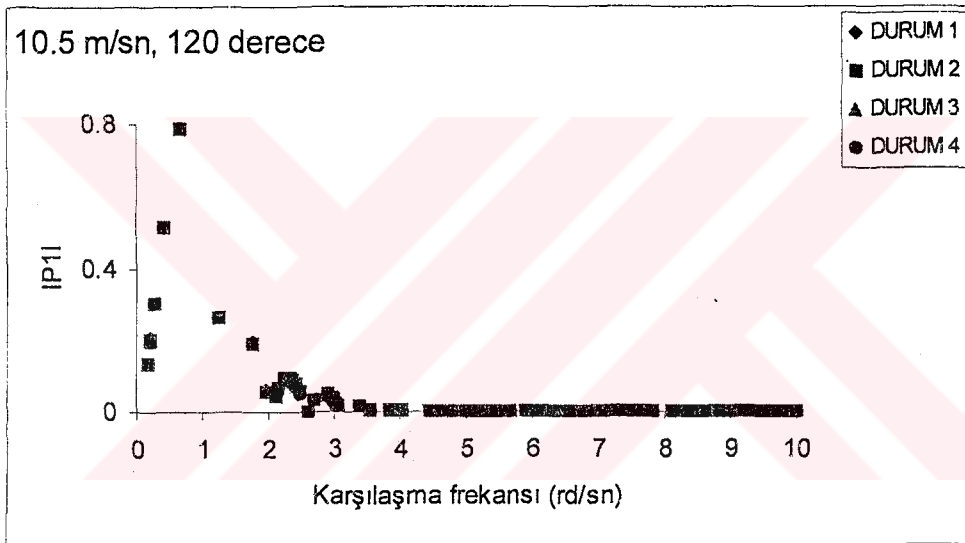


f

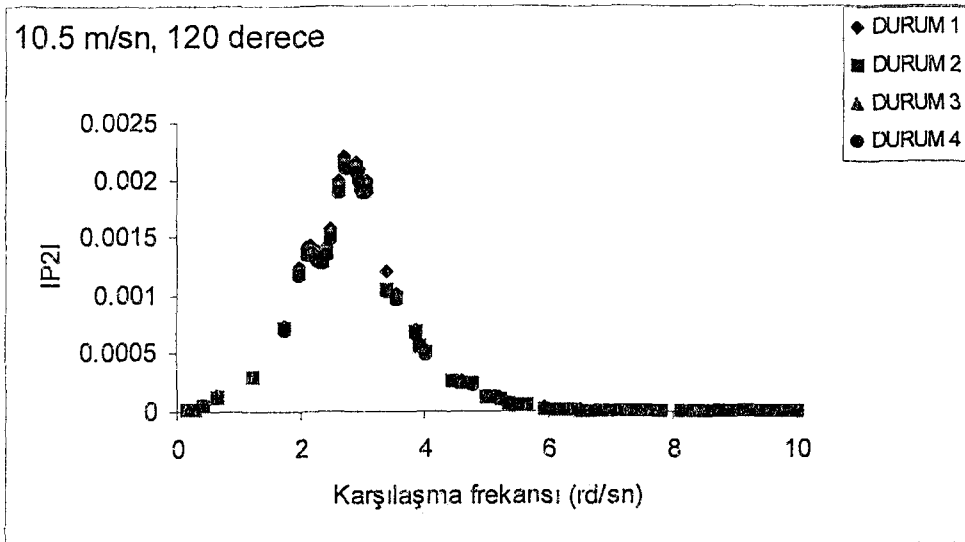
Şekil G.3 $C_1 = 0$, $\kappa = 110^\circ$, $U = 13.5$ m/sn için ilk 6 moddaki asal koordinat amplitütleri (Sırasıyla a,b ve c ilk üç rijit mod, d, e ve f ilk üç elastik mod)



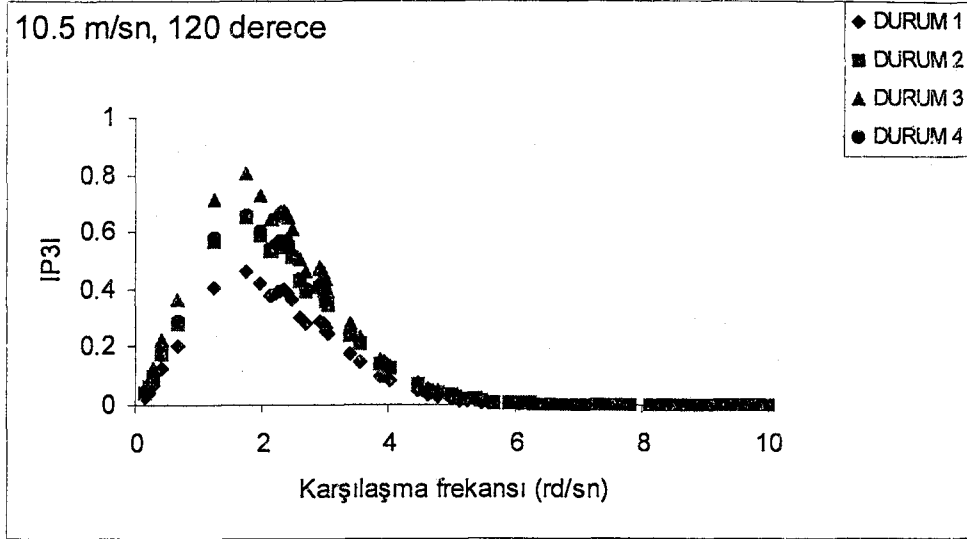
a



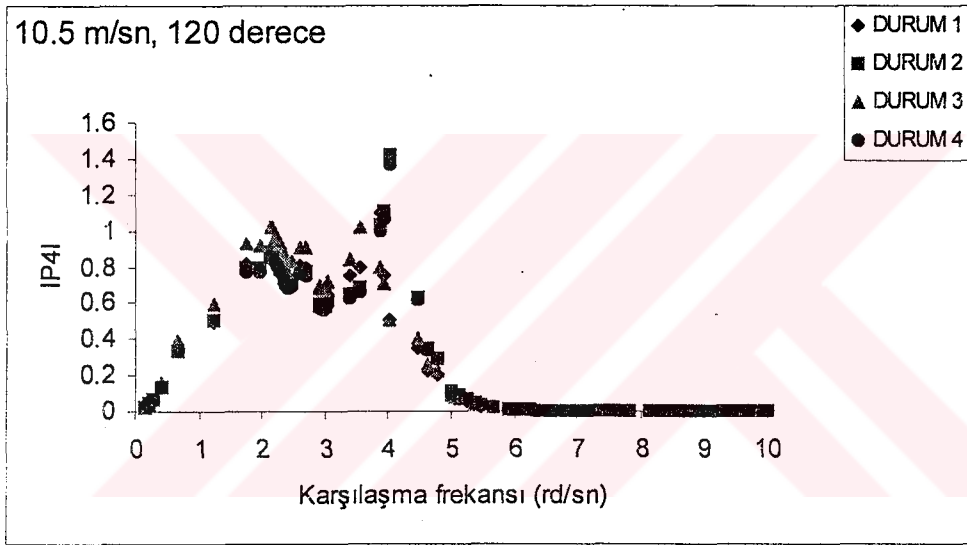
b



c



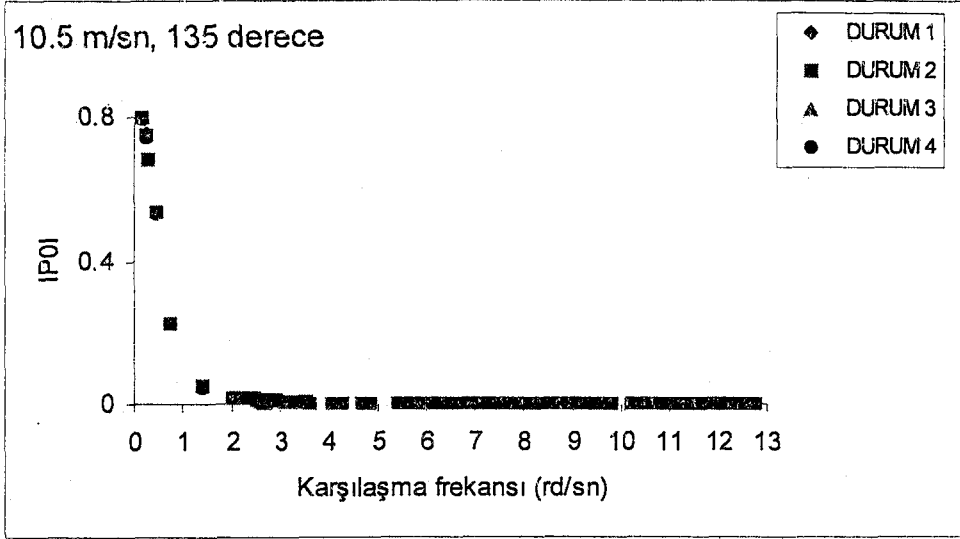
d



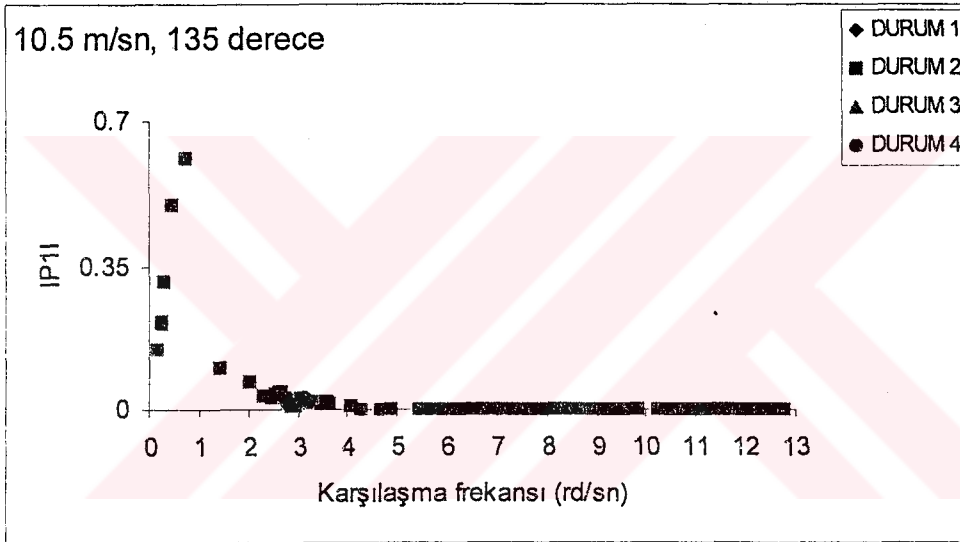
e

Şekil G.4 $C_1=0$, $\kappa=120^\circ$, $U=10.5$ m/sn İçin ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri

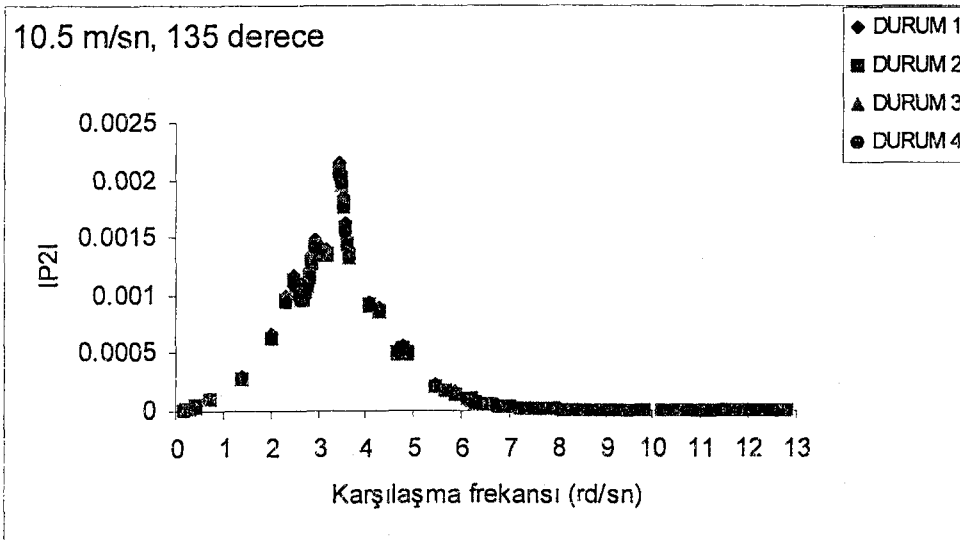
- İlk rijit mod $r=0$
- İkinci rijit mod $r=1$
- Üçüncü rijit mod $r=2$
- İlk elastik mod $r=3$
- İkinci elastik mod $r=4$



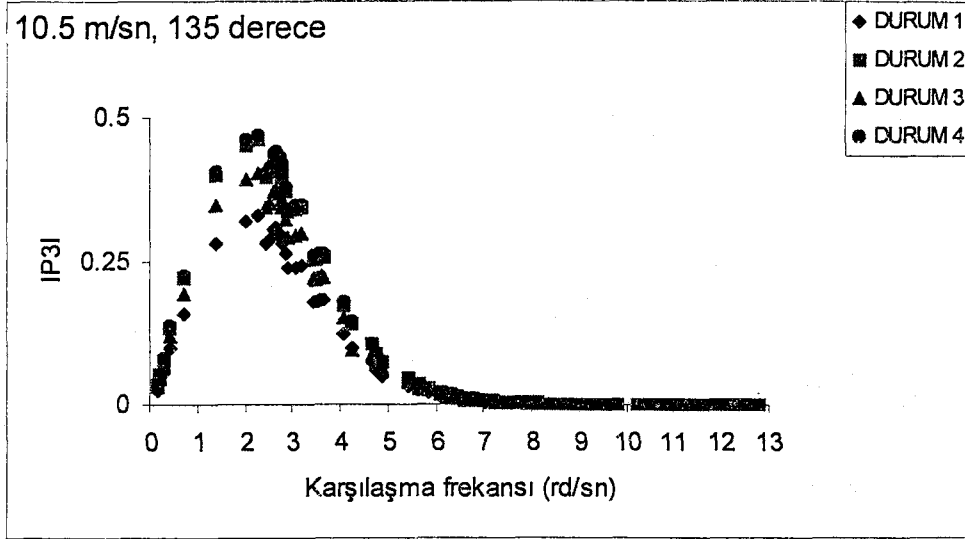
a



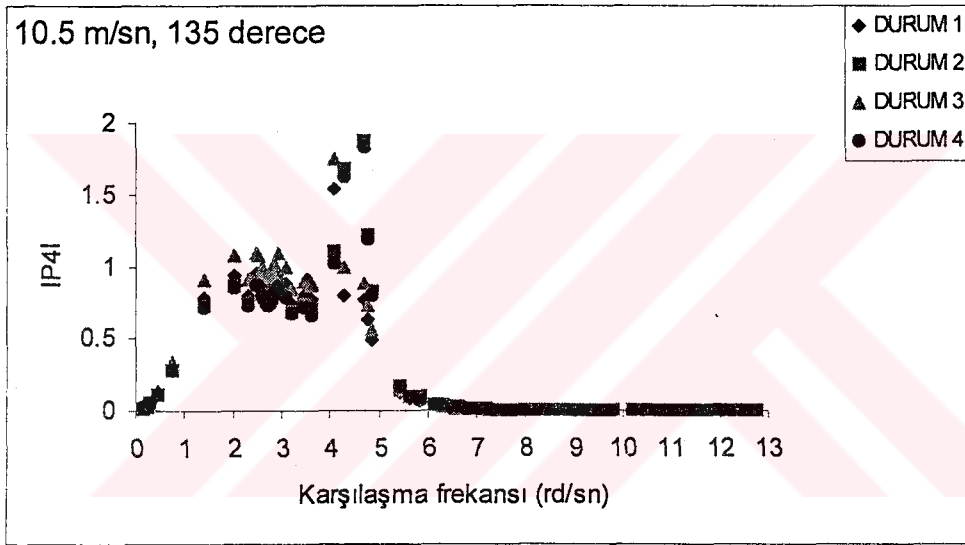
b



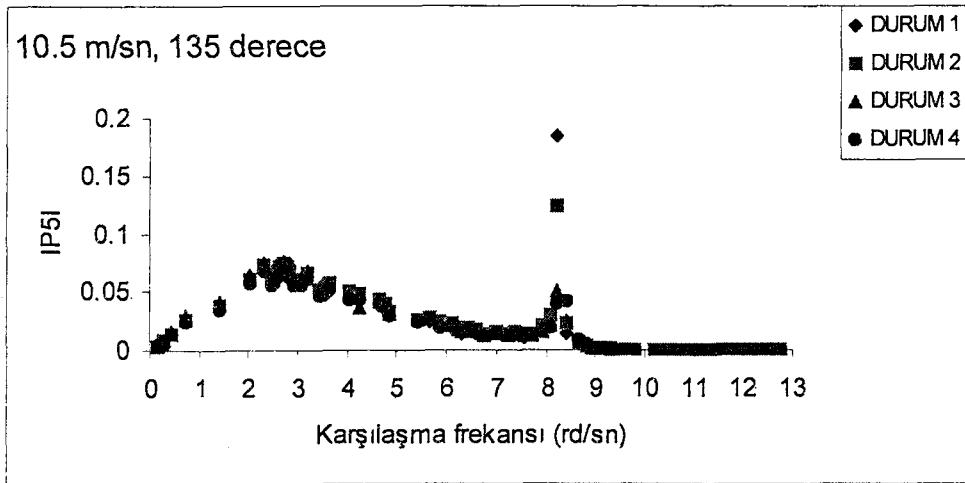
c



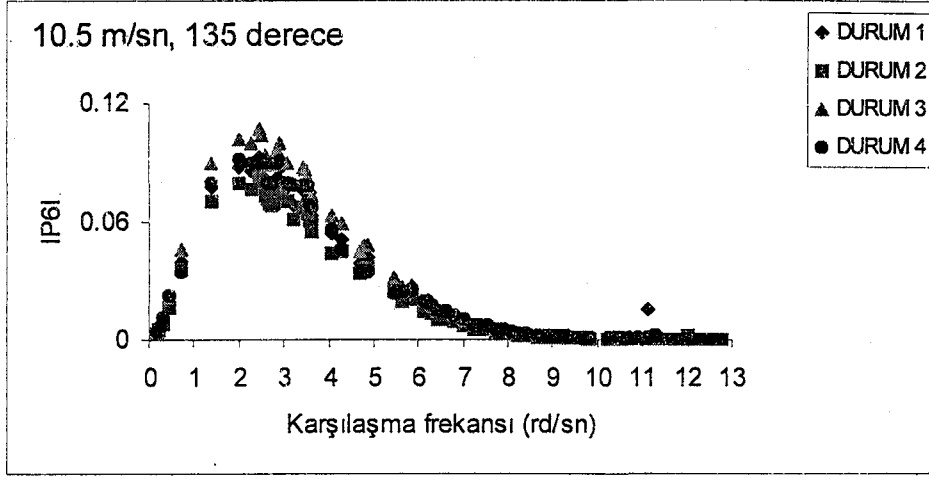
d



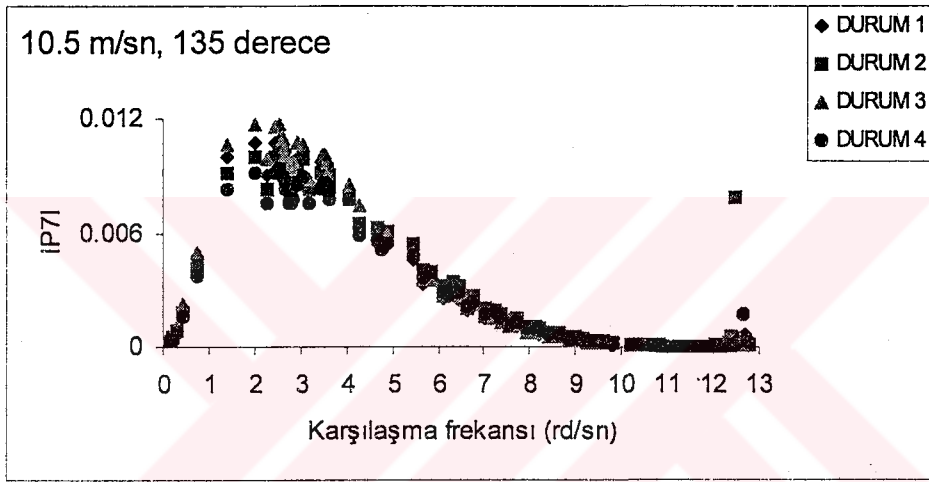
e



f



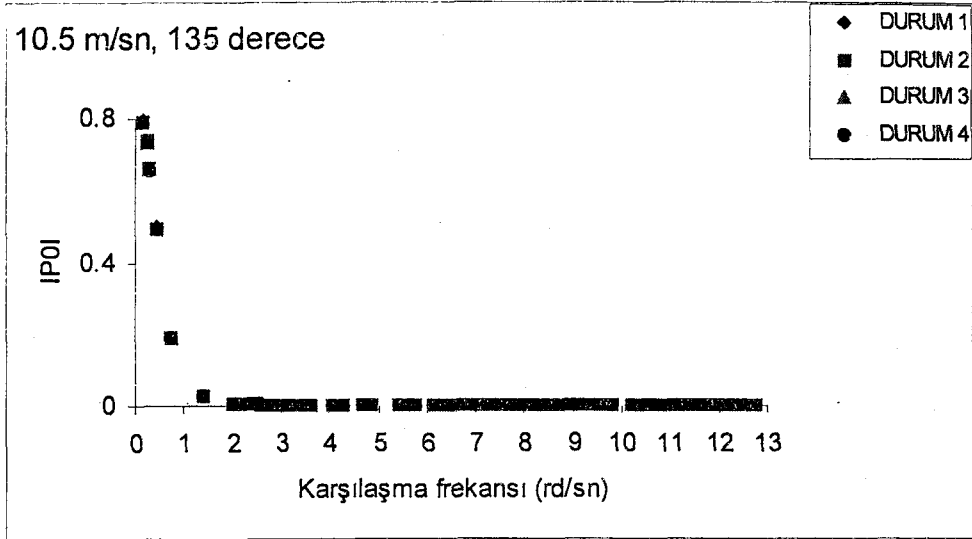
g



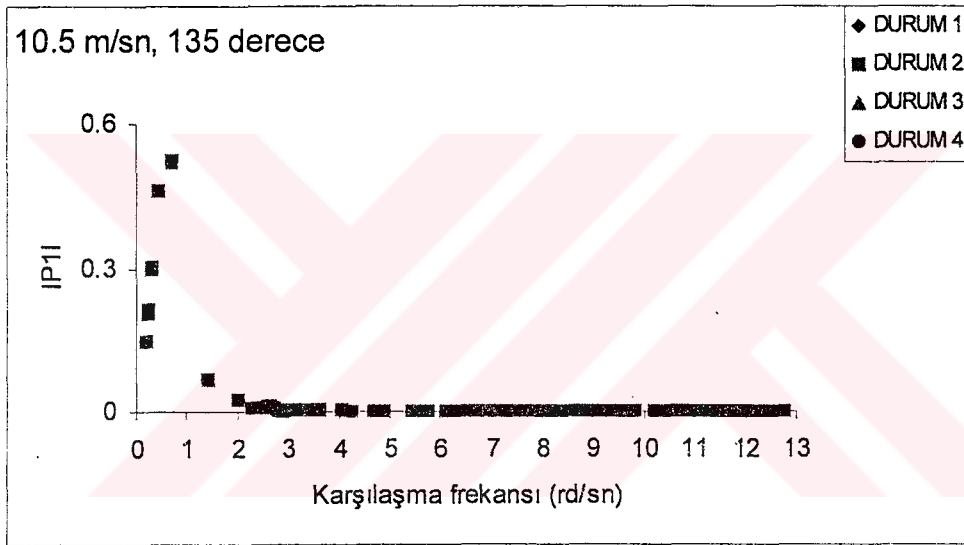
h

Şekil G.5 $C_1 = 0$, $\kappa = 135^\circ$, $U = 10.5$ m/sn için ilk 7 moddaki asal koordinat amplitütleri

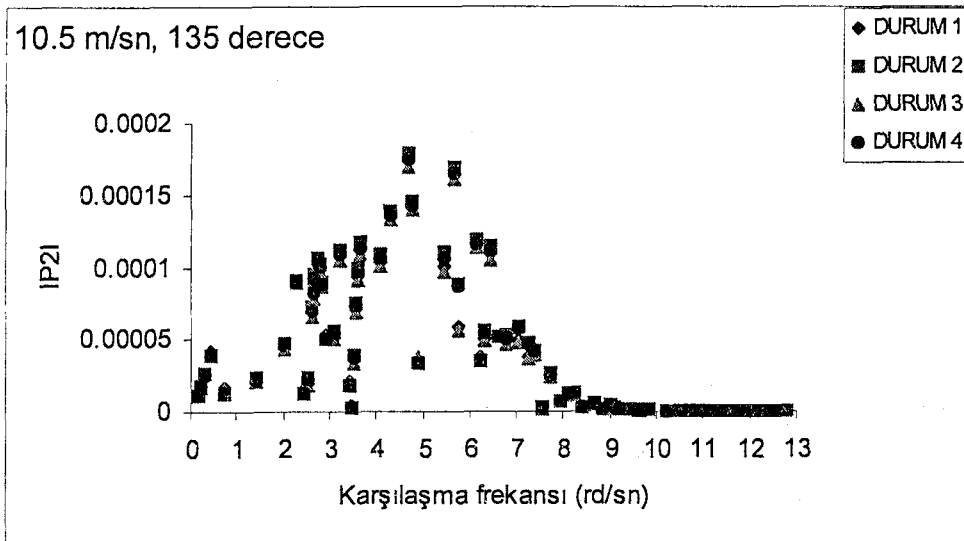
- İlk rijit mod $r = 0$
- İkinci rijit mod $r = 1$
- Üçüncü rijit mod $r = 2$
- İlk elastik mod $r = 3$
- İkinci elastik mod $r = 4$
- Üçüncü elastik mod $r = 5$
- Dördüncü elastik mod $r = 6$
- Beşinci elastik mod $r = 7$



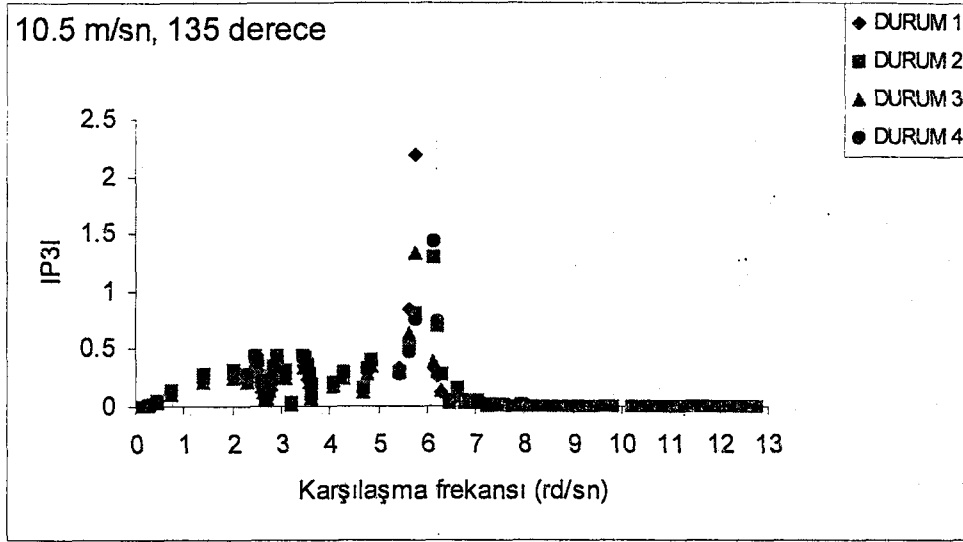
a



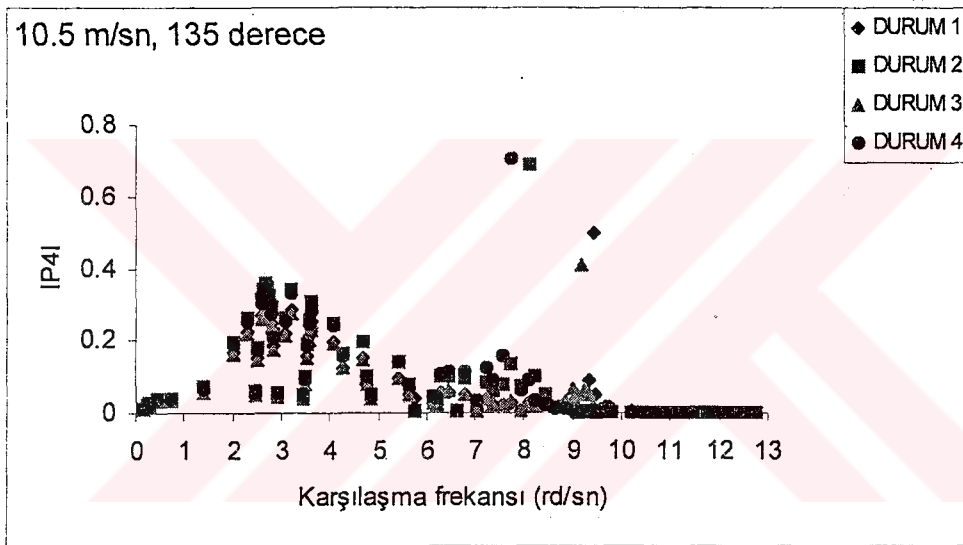
b



c



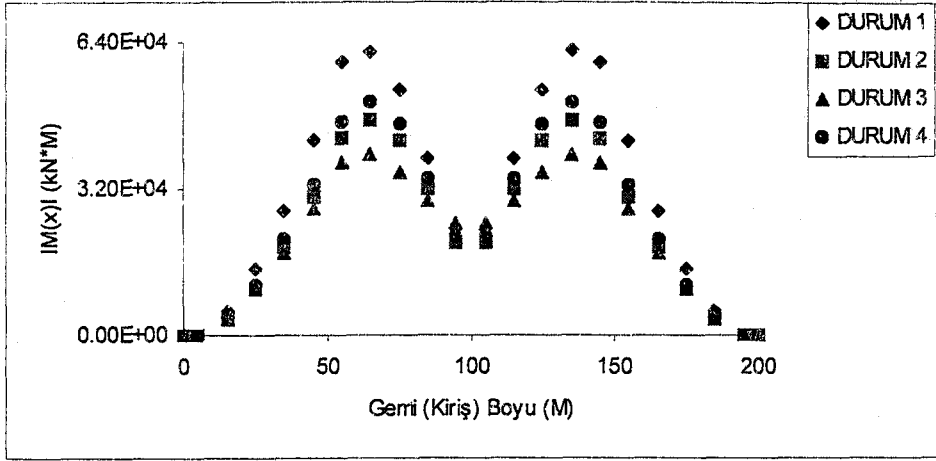
d



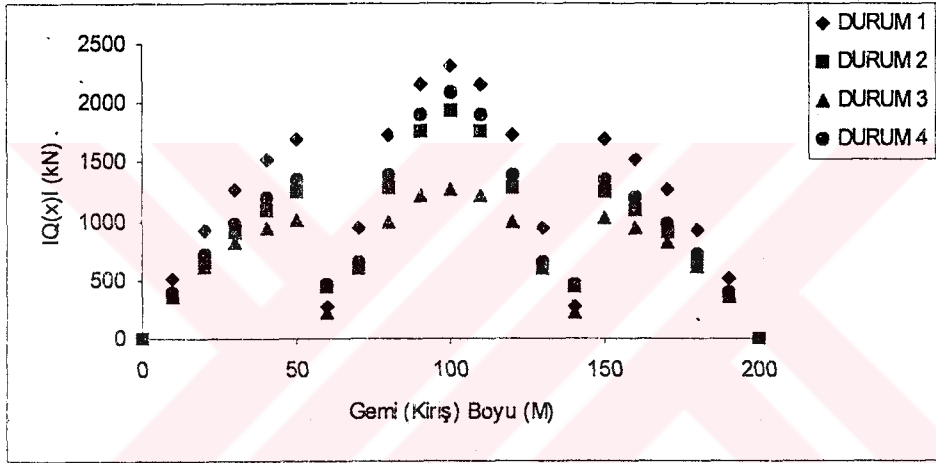
e

Şekil G.6 $C_1 \neq 0$, $\kappa=135^\circ$, $U=10.5$ m/sn için ilk 5 moddaki asal koordinat amplitütleri

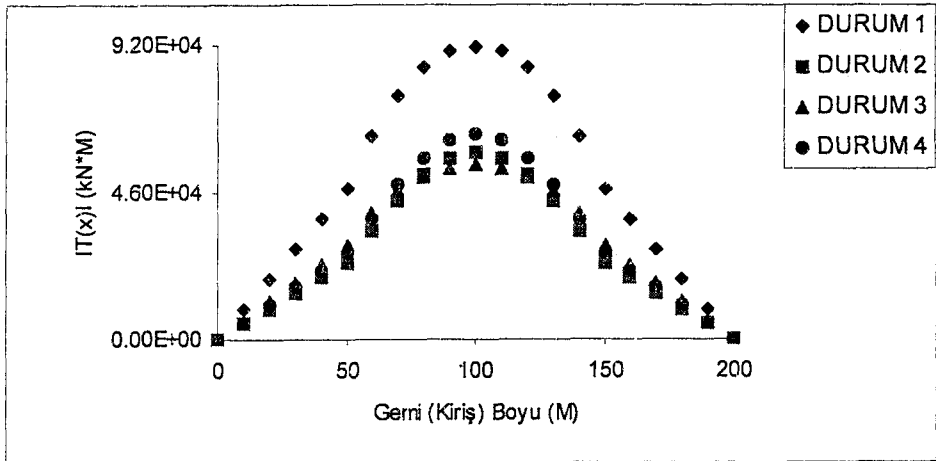
- İlk rijit mod $r = 0$
- İkinci rijit mod $r = 1$
- Üçüncü rijit mod $r = 2$
- İlk elastik mod $r = 3$
- İkinci elastik mod $r = 4$



i

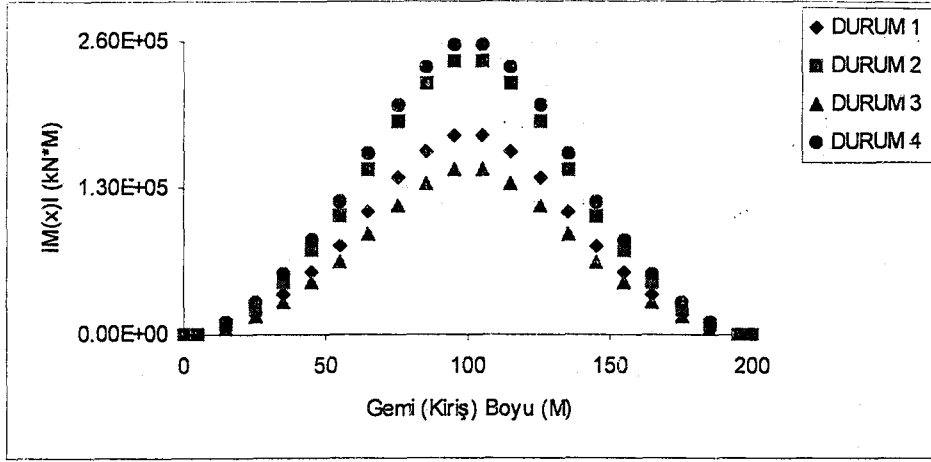


ii

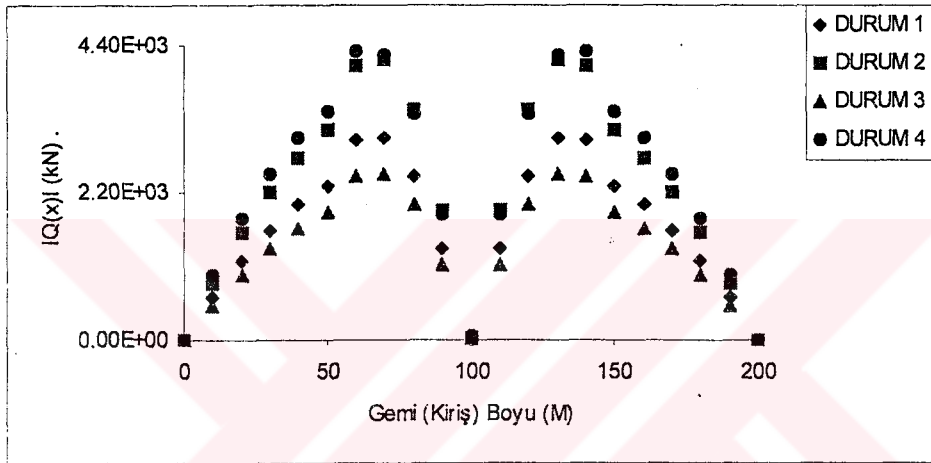


iii

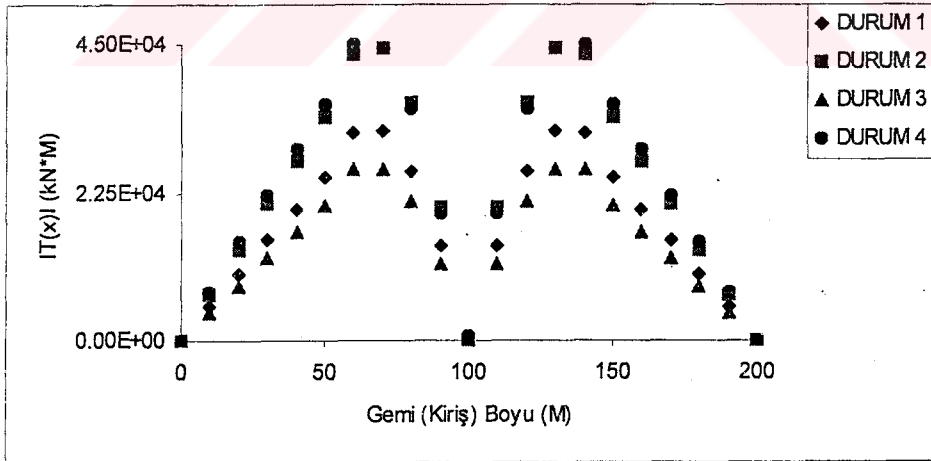
Şekil 11.7a $C_1 \neq 0$, $\kappa=135^\circ$, $U=10.5$ m/sn için ilk elastik moddaki i) Eğilme momenti, ii) Kesme kuvveti, iii) Burulma momenti değişimleri (Durum 1- 4)



i

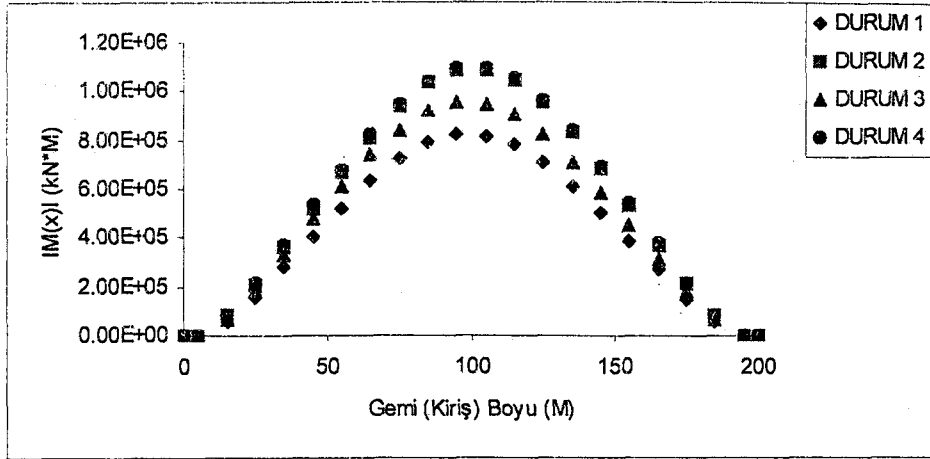


ii

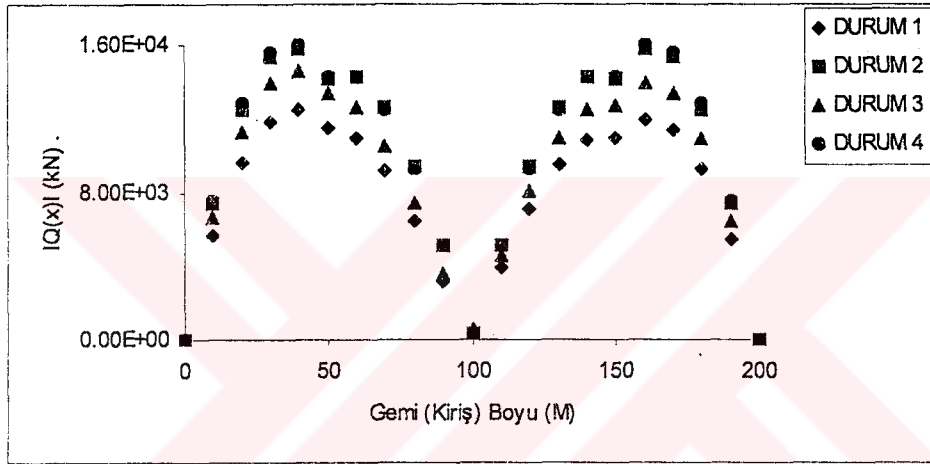


iii

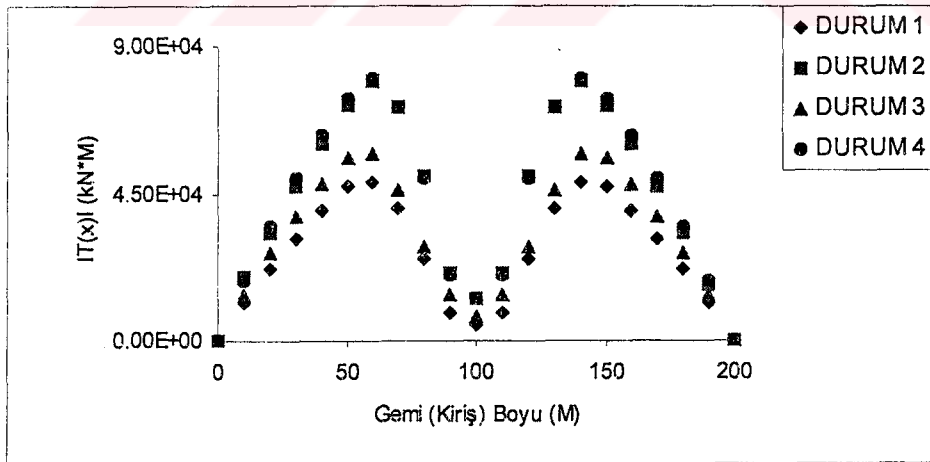
ŞekilG.7b. $C_1 \neq 0$, $\kappa = 135^\circ$, $U = 10.5$ m/sn için ikinci elastik moddaki i) Eğilme momenti, ii) Kesme kuvveti, iii) Burulma momenti değişimleri (Durum 1- 4 için)



i

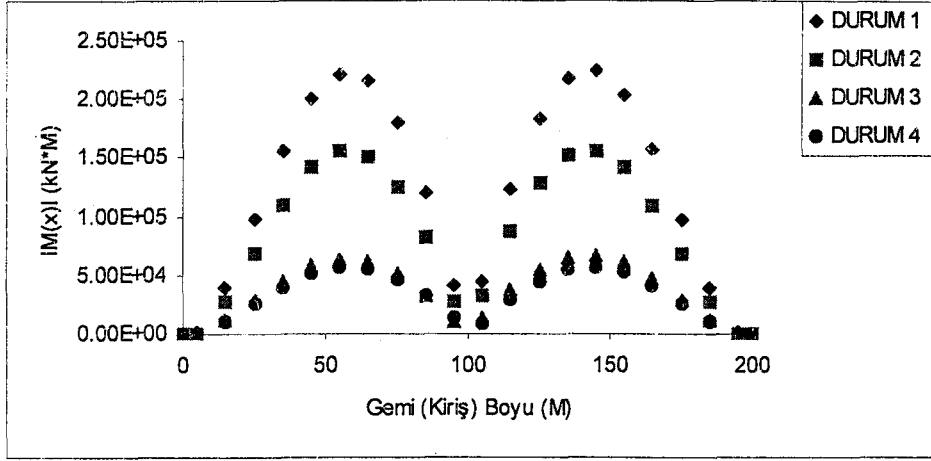


ii

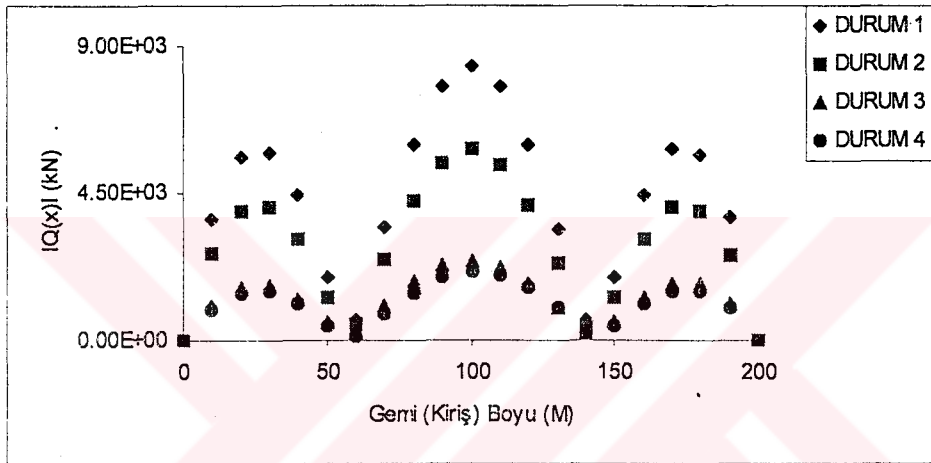


iii

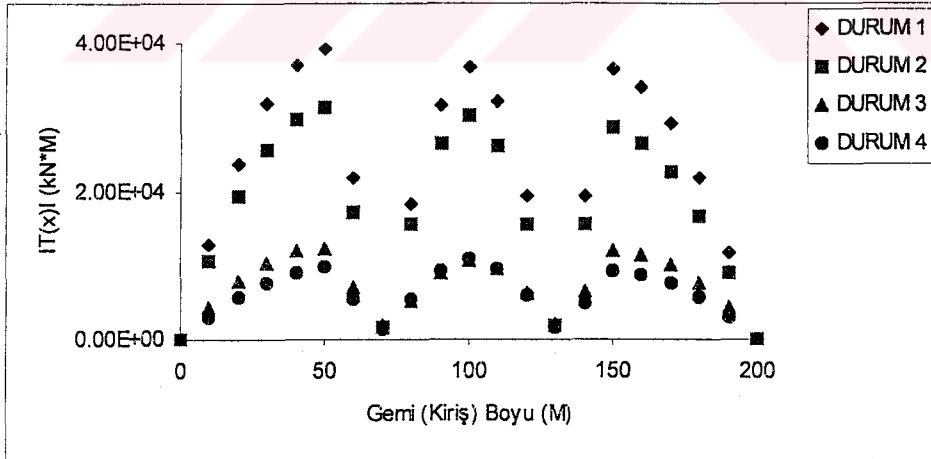
Şekil G.8a $C_1 = 0$, $\kappa = 135^\circ$, $U = 10.5 \text{ m/sn}$ için ikinci elastik moddaki i) Eğilme momenti, ii) Kesme kuvveti, iii) Burulma momenti değişimleri (Durum 1- 4)



i

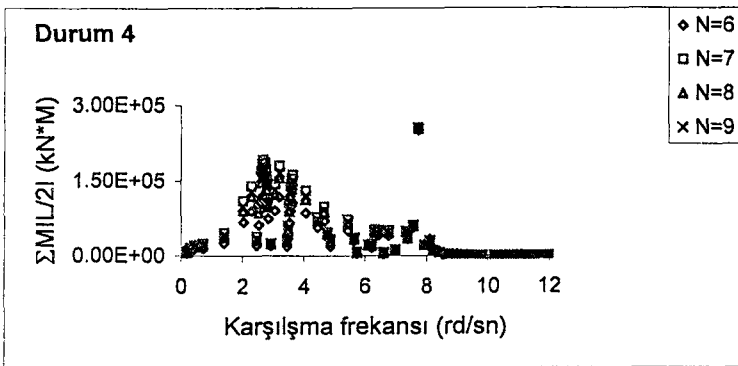
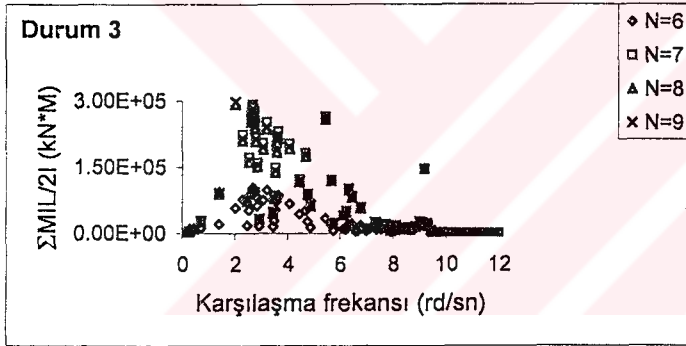
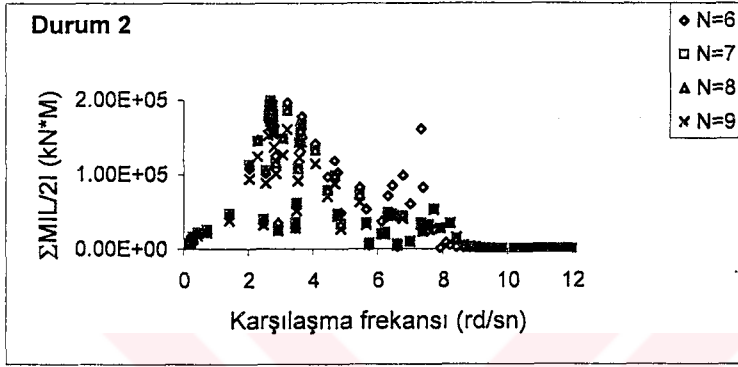
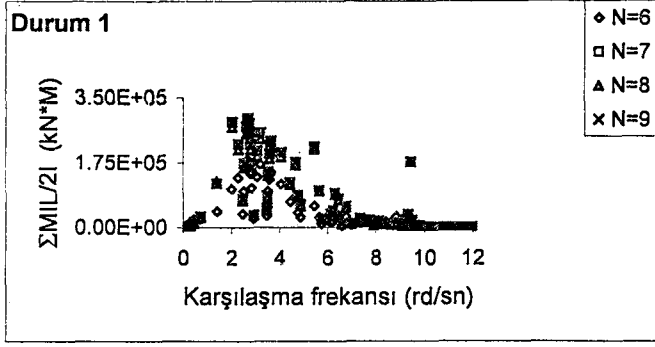


ii

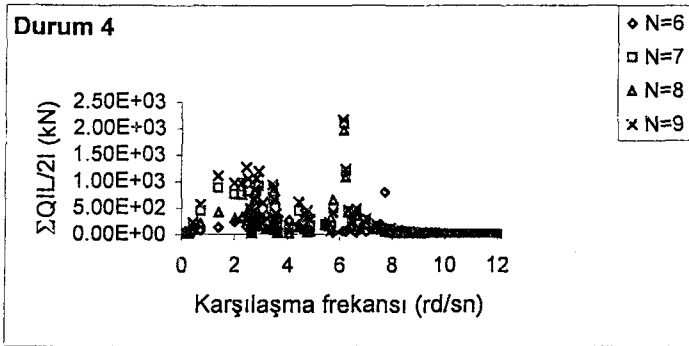
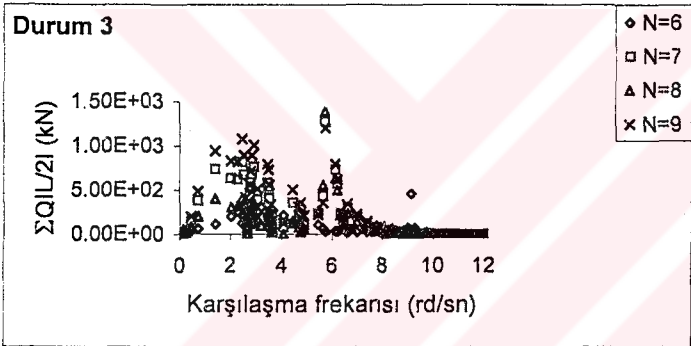
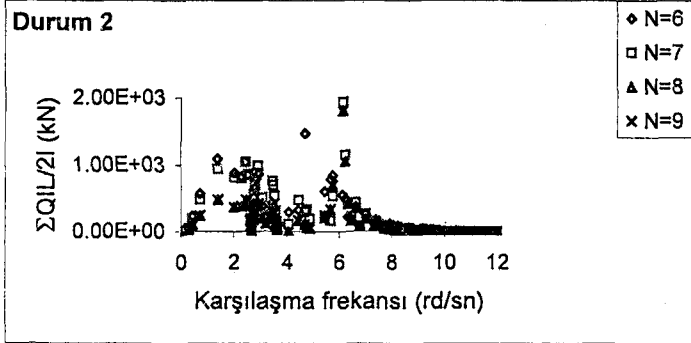
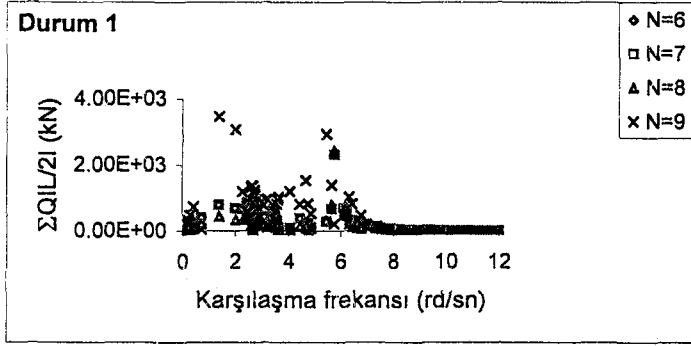


iii

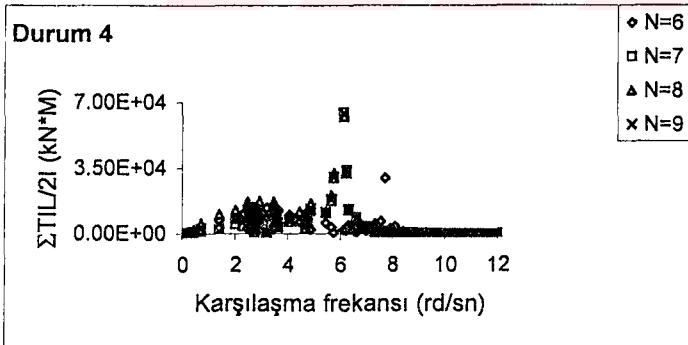
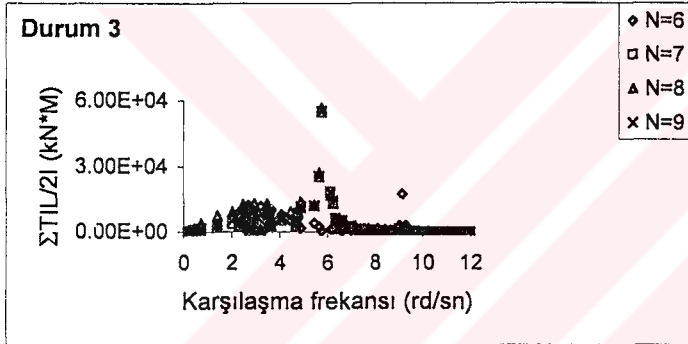
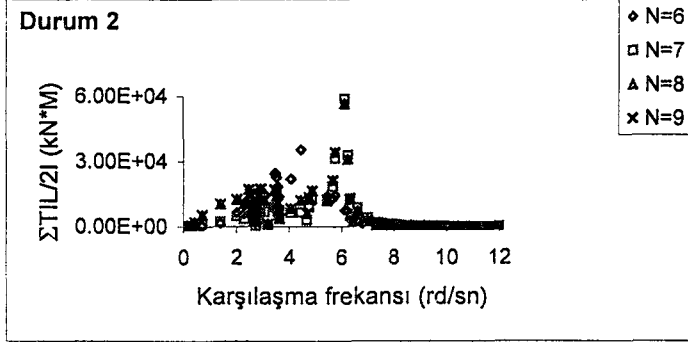
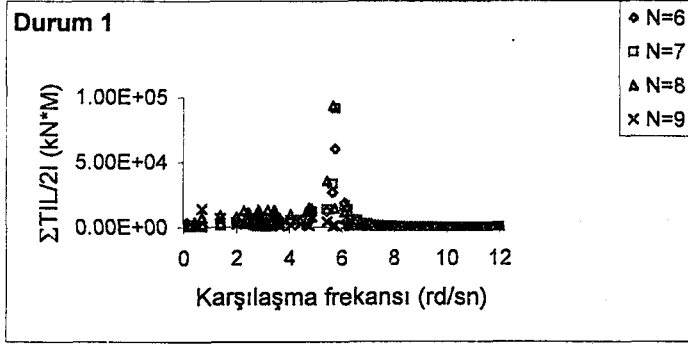
Şekil G.8b. $C_1=0, \kappa=135^0, U=10.5$ m/sn için üçüncü elastik moddaki i) Eğilme momenti, ii) Kesme kuvveti, iii) Burulma momenti değişimleri (Durum 1- 4)



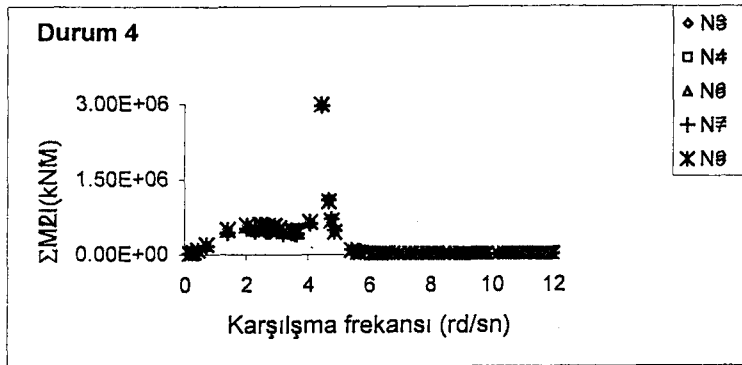
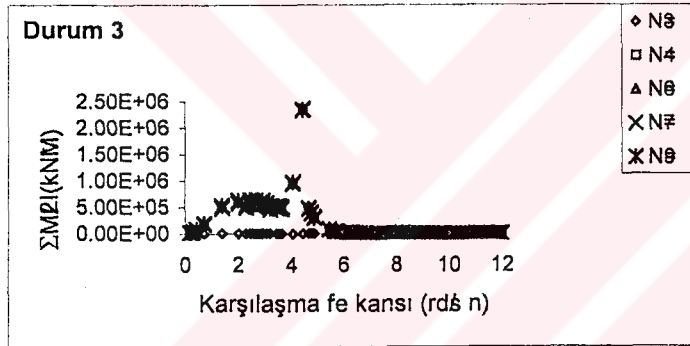
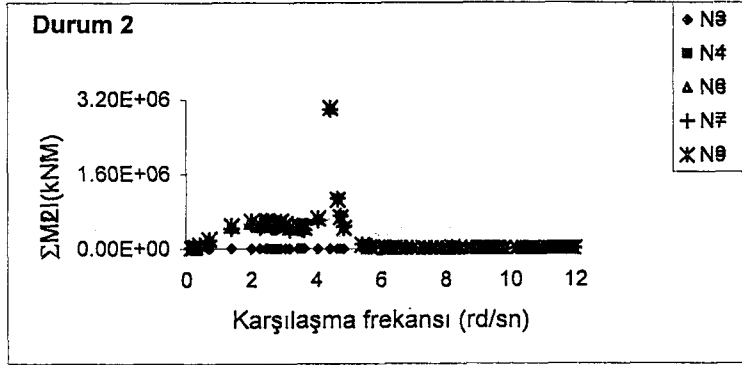
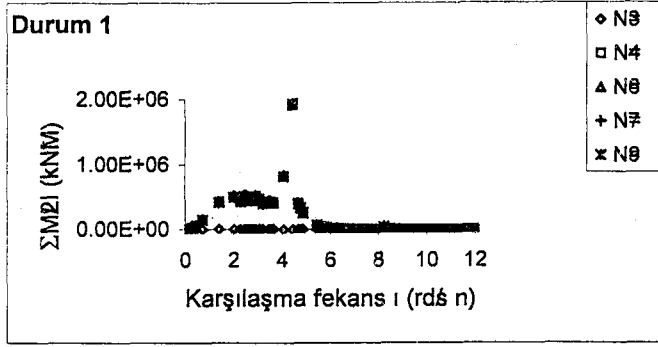
Şekil G.9a $C_1 \neq 0$, $\kappa=135^\circ$, $U=10.5$ m/sn için (Kiriş ortasında) eğilme momentinde yakınsaklık analizi (N=6,7,8,9)



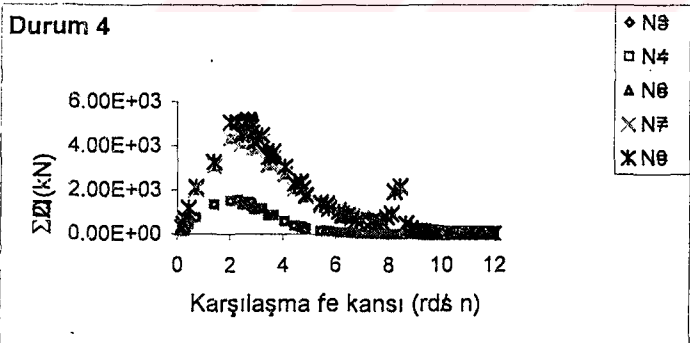
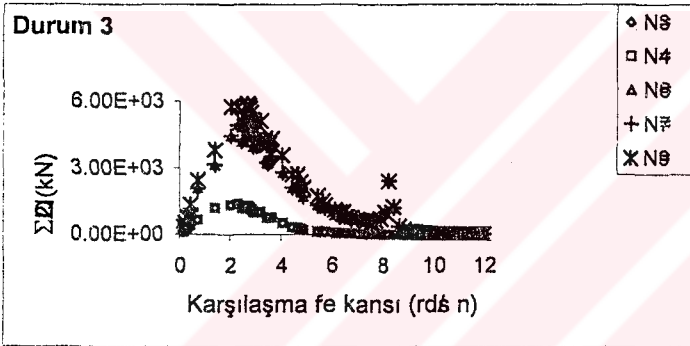
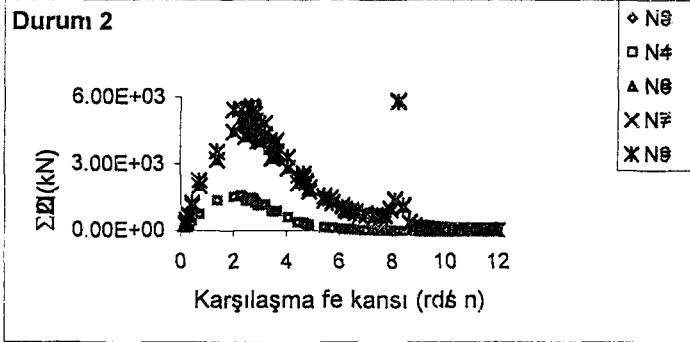
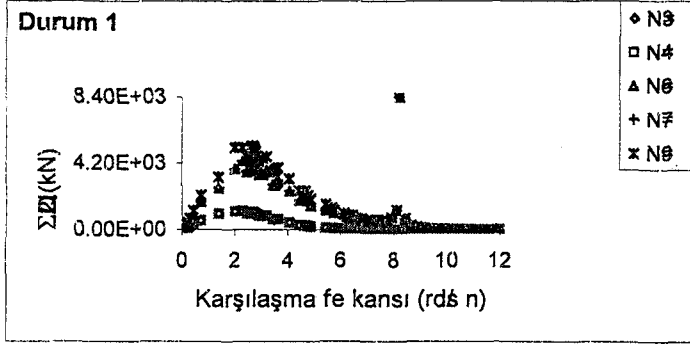
Şekil G.9b $C_1 \neq 0$, $\kappa=135^\circ$, $U=10.5$ m/sn için (Kiriş ortasında) kesme kuvvetinde Yakınsaklık analizi (N=6,7,8,9)



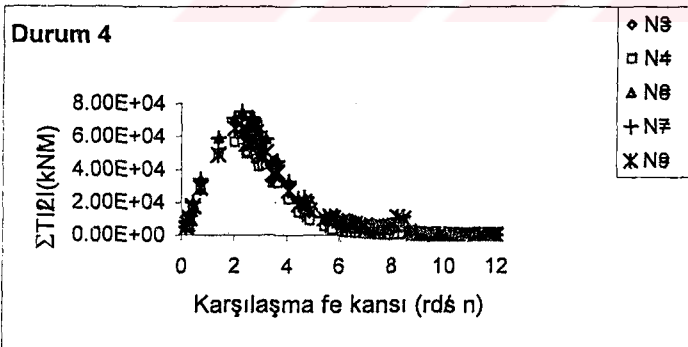
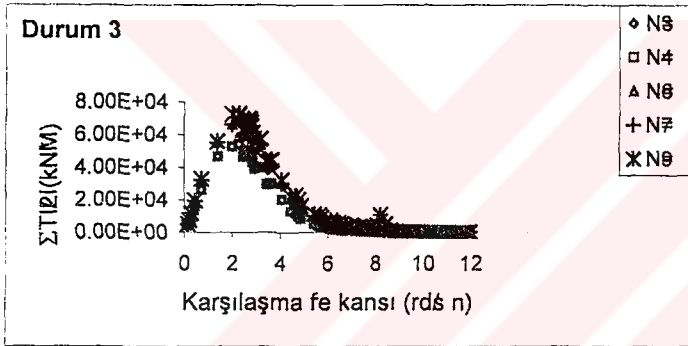
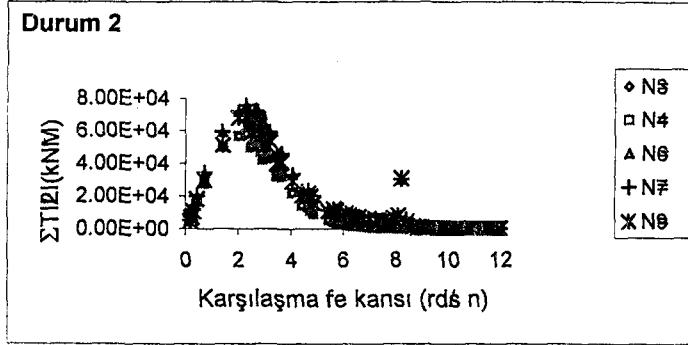
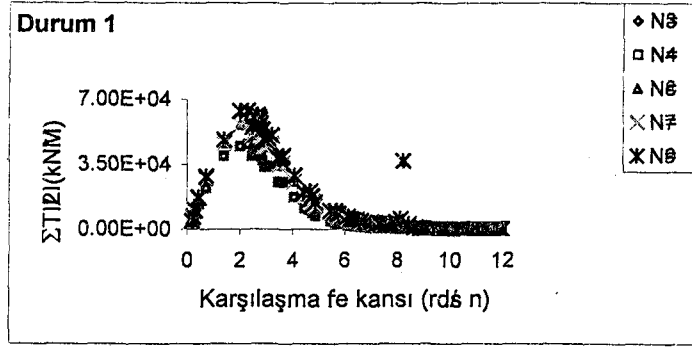
ŞekilG.9c $C_1 \neq 0$, $\kappa=135^\circ$, $U=10.5$ m/sn için (Kiriş ortasında) burulma momentinde yakınsaklık analizi (N=6,7,8,9)



Şekil G.10a $C_1 = 0$, $\kappa = 135^\circ$, $U = 10.5$ m/sn için (Kiriş ortasında) eğilme momentinde yakınsaklık analizi ($N=3,4,6,7,9$)



Şekil G.10b $C_1=0$, $\kappa=135^\circ$, $U=10.5$ m/sn için (Kiriş ortasında) kesme kuvvetinde yakınsaklık analizi ($N=3,4,6,7,9$).



Şekil G.10c $C_1 = 0$, $\kappa = 135^\circ$, $U = 10.5 \text{ m/sn}$ için (Kiriş ortasında) burulma momentinde yakınsaklık analizi ($N=3,4,6,7,9$).

EK H. DALGA KUVVETLERİ İÇİN ÖRNEK SONUÇ DOSYASI

(DURUM 4, MOD SAYISI:9,U=10.5 m/sn, $\chi=135^\circ$)

KARSILASMA FREKANSI = 0.179	
REEL KISIM(1) = 51.675	IMAGINER KISIM(1) = -322.978
REEL KISIM(2) = 19.918	IMAGINER KISIM(2) = 3.187
REEL KISIM(3) = -1082.948	IMAGINER KISIM(3) = -11511.020
REEL KISIM(4) = -905.260	IMAGINER KISIM(4) = 164.433
REEL KISIM(5) = -741.094	IMAGINER KISIM(5) = -4281.886
REEL KISIM(6) = 3479.011	IMAGINER KISIM(6) = -636.080
REEL KISIM(7) = -729.417	IMAGINER KISIM(7) = -3908.624
REEL KISIM(8) = 97.904	IMAGINER KISIM(8) = 709.136
REEL KISIM(9) = 6936.203	IMAGINER KISIM(9) = -1283.918
REEL KISIM(10) = 4959.642	IMAGINER KISIM(10) = 27125.882
KARSILASMA FREKANSI = 0.225	
REEL KISIM(1) = -81.555	IMAGINER KISIM(1) = -453.728
REEL KISIM(2) = 42.110	IMAGINER KISIM(2) = -7.569
REEL KISIM(3) = -4170.096	IMAGINER KISIM(3) = -16339.475
REEL KISIM(4) = -1960.466	IMAGINER KISIM(4) = 553.220
REEL KISIM(5) = -1705.904	IMAGINER KISIM(5) = -6091.734
REEL KISIM(6) = 7540.217	IMAGINER KISIM(6) = -2134.177
REEL KISIM(7) = -1581.322	IMAGINER KISIM(7) = -5565.799
REEL KISIM(8) = 273.229	IMAGINER KISIM(8) = 1010.176
REEL KISIM(9) = 15037.408	IMAGINER KISIM(9) = -4267.277
REEL KISIM(10) = 10941.031	IMAGINER KISIM(10) = 38640.088
KARSILASMA FREKANSI = 0.230	
REEL KISIM(1) = -91.619	IMAGINER KISIM(1) = -468.687
REEL KISIM(2) = 45.311	IMAGINER KISIM(2) = -8.857
REEL KISIM(3) = -4533.981	IMAGINER KISIM(3) = -16886.748
REEL KISIM(4) = -2113.747	IMAGINER KISIM(4) = 622.770
REEL KISIM(5) = -1841.349	IMAGINER KISIM(5) = -6293.932
REEL KISIM(6) = 8129.831	IMAGINER KISIM(6) = -2402.077
REEL KISIM(7) = -1705.163	IMAGINER KISIM(7) = -5750.863
REEL KISIM(8) = 295.738	IMAGINER KISIM(8) = 1043.872
REEL KISIM(9) = 16213.533	IMAGINER KISIM(9) = -4802.117
REEL KISIM(10) = 11801.161	IMAGINER KISIM(10) = 39926.118
KARSILASMA FREKANSI = 0.297	
REEL KISIM(1) = -94.778	IMAGINER KISIM(1) = 64.042
REEL KISIM(2) = -9.753	IMAGINER KISIM(2) = -14.434
REEL KISIM(3) = -10315.771	IMAGINER KISIM(3) = -18672.062
REEL KISIM(4) = -4828.641	IMAGINER KISIM(4) = 2354.867
REEL KISIM(5) = -4108.013	IMAGINER KISIM(5) = -8351.837
REEL KISIM(6) = 17947.354	IMAGINER KISIM(6) = -8725.685
REEL KISIM(7) = -3842.676	IMAGINER KISIM(7) = -7938.586
REEL KISIM(8) = 571.053	IMAGINER KISIM(8) = 1101.456
REEL KISIM(9) = 35848.214	IMAGINER KISIM(9) = -17380.213
REEL KISIM(10) = 26033.488	IMAGINER KISIM(10) = 53558.968
KARSILASMA FREKANSI = 0.443	
REEL KISIM(1) = 726.761	IMAGINER KISIM(1) = 1022.743
REEL KISIM(2) = -318.049	IMAGINER KISIM(2) = 226.006
REEL KISIM(3) = -19223.939	IMAGINER KISIM(3) = -11183.086
REEL KISIM(4) = -11709.135	IMAGINER KISIM(4) = 14412.216
REEL KISIM(5) = -9488.690	IMAGINER KISIM(5) = -7605.804
REEL KISIM(6) = 42119.398	IMAGINER KISIM(6) = -51630.359

REEL KISIM(7) =	-9407.351	IMAGINER KISIM(7) =	-7746.425
REEL KISIM(8) =	789.270	IMAGINER KISIM(8) =	498.299
REEL KISIM(9) =	84361.626	IMAGINER KISIM(9) =	-103011.145
REEL KISIM(10) =	60787.664	IMAGINER KISIM(10) =	49514.611
KARSILASMA FREKANSI = 0.725			
REEL KISIM(1) =	4032.532	IMAGINER KISIM(1) =	-1033.724
REEL KISIM(2) =	941.779	IMAGINER KISIM(2) =	3673.857
REEL KISIM(3) =	63450.217	IMAGINER KISIM(3) =	-16226.475
REEL KISIM(4) =	19319.251	IMAGINER KISIM(4) =	47195.435
REEL KISIM(5) =	13072.824	IMAGINER KISIM(5) =	-5397.514
REEL KISIM(6) =	-60811.264	IMAGINER KISIM(6) =	-150466.996
REEL KISIM(7) =	8359.179	IMAGINER KISIM(7) =	-3630.549
REEL KISIM(8) =	-7021.109	IMAGINER KISIM(8) =	2374.938
REEL KISIM(9) =	-120874.041	IMAGINER KISIM(9) =	-301897.716
REEL KISIM(10) =	-87934.063	IMAGINER KISIM(10) =	34422.471

.

KARSILASMA FREKANSI = 12.649			
REEL KISIM(1) =	9.440	IMAGINER KISIM(1) =	-12.636
REEL KISIM(2) =	17.019	IMAGINER KISIM(2) =	12.714
REEL KISIM(3) =	-3881.614	IMAGINER KISIM(3) =	5195.914
REEL KISIM(4) =	28.591	IMAGINER KISIM(4) =	21.444
REEL KISIM(5) =	3.146	IMAGINER KISIM(5) =	-4.359
REEL KISIM(6) =	-25.841	IMAGINER KISIM(6) =	-19.709
REEL KISIM(7) =	-0.210	IMAGINER KISIM(7) =	0.071
REEL KISIM(8) =	10.523	IMAGINER KISIM(8) =	-14.060
REEL KISIM(9) =	-66.596	IMAGINER KISIM(9) =	-50.602
REEL KISIM(10) =	80.503	IMAGINER KISIM(10) =	-106.189
KARSILASMA FREKANSI = 12.712			
REEL KISIM(1) =	0.515	IMAGINER KISIM(1) =	-3.681
REEL KISIM(2) =	26.126	IMAGINER KISIM(2) =	3.656
REEL KISIM(3) =	-593.196	IMAGINER KISIM(3) =	4238.633
REEL KISIM(4) =	42.685	IMAGINER KISIM(4) =	6.069
REEL KISIM(5) =	-0.045	IMAGINER KISIM(5) =	-0.022
REEL KISIM(6) =	-57.042	IMAGINER KISIM(6) =	-8.546
REEL KISIM(7) =	-0.873	IMAGINER KISIM(7) =	5.668
REEL KISIM(8) =	0.563	IMAGINER KISIM(8) =	-3.959
REEL KISIM(9) =	-148.810	IMAGINER KISIM(9) =	-22.063
REEL KISIM(10) =	10.796	IMAGINER KISIM(10) =	-72.790
KARSILASMA FREKANSI = 12.774			
REEL KISIM(1) =	3.404	IMAGINER KISIM(1) =	8.910
REEL KISIM(2) =	23.299	IMAGINER KISIM(2) =	-8.902
REEL KISIM(3) =	354.398	IMAGINER KISIM(3) =	927.434
REEL KISIM(4) =	37.251	IMAGINER KISIM(4) =	-14.128
REEL KISIM(5) =	1.897	IMAGINER KISIM(5) =	4.953
REEL KISIM(6) =	-64.942	IMAGINER KISIM(6) =	24.113
REEL KISIM(7) =	3.474	IMAGINER KISIM(7) =	9.130
REEL KISIM(8) =	3.886	IMAGINER KISIM(8) =	10.170
REEL KISIM(9) =	-170.094	IMAGINER KISIM(9) =	63.422
REEL KISIM(10) =	2.717	IMAGINER KISIM(10) =	6.775

ÖZGEÇMİŞ

Reyhan ÖZSOYSAL, 1971 yılında İstanbul'da doğdu. 1987 yılında Kandilli Kız Lisesi'nden "Lise Birincisi" olarak mezun oldu. Aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı Bölümü'nü kazandı. 1991 yılında, "Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisi" ünvanı aldı. Aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Gemi İnşaatı programında yüksek lisans öğrenimine başladı. İ.T.Ü Dil ve İnkılap Tarihi Bölümü'nde bir yıl İngilizce hazırlık sınıfına devam etti ve 1992 yılında "iyi" derece ile mezun oldu. 1993 yılında İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü'nden, "Yüksek Mühendis" ünvanı aldı. Doktora öğrenimine 1994 yılında başladı. 1998 yılında İngiltere Southampton Üniversitesi'ne 3 aylık davetli araştırmacı olarak gitti. Bu süre zarfında finansmanı Tinçel Vakfı'ndan kazandığı burs ile sağladı.

Reyhan Özsoysal 1993 yılından beri İ.T.Ü. Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı Bölümü, Gemi Hidromekanik Anabilim Dalı'nda araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır. Ayrıca, 1998-1999 ve 2000-2001 öğretim yıllarında, İ.T.Ü. Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı Bölümü "Asistan Temsilcisi" görevinde bulundu. Üçü uluslararası hakemli dergilerde (2'si SCI, EI) olmak üzere toplam dört yayını bulunan Reyhan Özsoysal 2004-2005 öğretim yılında Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi'nde "Fakülte Asistan Temsilcisi" seçildi.

İngilizce (orta derecede) ve Fransızca (iyi derecede) bilen Reyhan Özsoysal evli ve bir çocuk annesidir.