

166295

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AŞIRI DENİZ ŞARTLARINDA GEMİLERİN DAVRANIŞLARI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Müh. İsmail BAŞARAN
(508021105)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 27 ARALIK 2004
Tezin Savunulduğu Tarih: 18 OCAK 2005**

**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Ömer BELİK
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Abdi KÜKNER (İ.T.Ü.)
Prof. Dr. Mesut GÜNER (Y.T.Ü.)**

Ömer Belik
Abdi Kükner
Mesut Güner

OCAK 2005

ÖNSÖZ

Yapmış olduğum bu çalışmada bana yardımcı olmak için mesaisini harcamaktan kaçınmayan sayın hocam Doç. Dr. Ömer BELİK'e teşekkürlerimi sunarım. Yüksek lisans öğrenciliğim süresince bana sağlamış oldukları burs için TÜRK LOYDU VAKFI Yönetim Kuruluna şükranlarımı sunarım. Tüm öğrenim hayatım boyunca vermiş oldukları maddi ve manevi tüm desteklerinden ötürü annem ve babam Nigar ve Mahmut BAŞARAN'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Müh. İsmail BAŞARAN

Ocak 2005

İÇİNDEKİLER

	SAYFA NO
TABLO LİSTESİ.....	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
ÖZET	viii
SUMMARY	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Gemi Dinamiğinin Tarihsel Gelişimi	2
1.2. Gemi Dinamiğinde Elastik Hareketler.....	3
1.3. Geminin Dalgalara Cevabı	3
1.4. Çalışmanın İçeriği.....	4
1.5. Uygulamalar İçin Seçilen Bir Geminin Özellikleri	5
2. GEMİNİN SİMETRİK (DÜŞEY) HAREKETLERİNİN MODAL ANALİZİ	7
2.1. Simetrik Hareket Denklemleri	7
2.2. Kuru Tekne Özellikleri	9
2.2.1. Kuru teknenin simetrik serbest salınımı (Belik, 1982)	9
2.2.2. Ortogonalite koşulları.....	10
2.2.3. Asal titreşim şekillerini	12
2.2.4. Sayısal sonuçlar	13
2.3. Zorlamalı Simetrik Hareket	13
2.3.1. Zorlayıcı akışkan kuvvetleri	15
2.3.2. Hareket denklemi	18
2.3.3. Asal koordinatlar ve R.A.O.	19
2.3.4. Sayısal sonuçlar	21
2.4. Darbeye Verilen Cevap.....	21
2.4.1. Birim darbeye verilen cevap	23
2.4.2. Sayısal sonuçlar	24
3.1. Dövmünün Doğası	25
3.2. Dövmüne Basınç Tahminleri	26
3.3. Geçici Zorlama	28
3.3.1. Geçici darbe zorlaması.....	28
3.3.2. Geçici momentum zorlaması	30
3.3.3. Toplam geçici zorlama.....	31

3.4. Sayısal Sonuçlar.....	31
4. BAŞTAN GELEN DALGALARA KARŞI BİR GEMİNİN SİMETRİK CEVAPLARININ ZAMAN BOYUTUNDA SİMULASYONU	33
4.1. Düzensiz Dalga Ortamının Tanımlanması.....	34
4.2. Toplam Cevabın Elde Edilmesi	36
4.2.1. Sürekli (Döngüsel) cevap.....	36
4.2.2. Dövmünün oluşumu.....	37
4.2.3. Geçici cevap.....	38
4.2.4. Toplam cevap.....	39
4.3. Bir Hücumbotun Düzensiz Dalgalar Arasındaki Davranışının Simülasyonu	39
4.4. Simülasyondan Elde Edilen Zaman Serilerinin İstatistiksel Analizi	40
5. SONUÇLAR	43
KAYNAKLAR.....	45
EKLER	48
ÖZGEÇMİŞ	80

TABLO LİSTESİ

SAYFA NO

Tablo 1.1 Kütle dağılımı..... 6

Tablo 1.2 Su altında kalan alanlar, su hattındaki genişlikler ve su çekimleri..... 6



ŞEKİL LİSTESİ

SAYFA NO

Şekil 2.1 Eksen takımı ve bir tekne dilimine etki eden kuvvet ve momentler.....	8
Şekil 2.2. Geminin genel merkezi ve lokal koordinat sistemi.....	17
Şekil 4.1. 4 şiddetinde, karakteristik dalga yüksekliği 1.75 m ve karakteristik dalga periyodu 5.6 sn olarak alınan deniz durumu I.S.S.C. dalga spektrumu.....	35
Şekil 4.2. Akdeniz için, 5 şiddetinde karakteristik dalga yüksekliği 3.2 m ve karakteristik dalga periyodu 6.75 sn olarak alınan deniz durumu I.S.S.C. dalga spektrumu.....	36
Şekil 4.7. Orta kesit eğilme momenti değerleri için bir istatistiksel çalışma.....	42
Şekil 2.3. Kuru teknenin asal titreşim şekilleri.....	49
Şekil 2.4. Asal titreşim şekillerine karşı gelen kesme kuvveti dağılımı.....	49
Şekil 2.5. Kuru teknenin asal titreşim şekillerine karşı gelen eğilme momenti dağılımı.....	50
Şekil 2.6a. Dalıp – çıkma (heave) hareketinin karşılaşma frekansına karşı asal koordinatları.....	51
Şekil 2.6b. Baş kıç vurma (pitch) hareketinin karşılaşma frekansına karşı asal koordinatları.....	51
Şekil 2.6c. 2 düğümlü elastik hareketinin karşılaşma frekansına karşı asal koordinatları.....	52
Şekil 2.6d. 3 düğümlü elastik hareketinin karşılaşma frekansına karşı asal koordinatları.....	52
2.6e. 3 düğümlü elastik hareketinin karşılaşma frekansına karşı asal koordinatları.....	53
Şekil 2.7a. Elastik deplasman.....	54
Şekil 2.7b. Toplam deplasman.....	54
Şekil 2.7d. Kesme Kuvveti.....	55
Şekil 2.7d. Eğilme momenti.....	55
Şekil 2.8a. Dalıp – çıkma hareketinin asal şekil değiştirmeleri.....	56
Şekil 2.8b. Baş - kıç vurma hareketinin asal şekil değiştirmeleri.....	56
Şekil 2.8c. 2 düğümlü hareketinin asal şekil değiştirmeleri.....	57
Şekil 2.8d. 3 düğümlü hareketinin asal şekil değiştirmeleri.....	57
Şekil 2.8e. 4 düğümlü hareketinin asal şekil değiştirmeleri.....	58
Şekil 3.1a. Stavovy – Chuang basınç tahmininden darbe dövünmesi kuvveti.....	59
Şekil 3.1b. Stavovy – Chuang basınç tahmininden darbe dövünmesi kuvveti.....	59
Şekil 3.2a. Leibowitz basınç tahmininden momentum dövünmesi kuvveti.....	60
Şekil 3.2b. Leibowitz basınç tahmininden momentum dövünmesi kuvveti.....	60

Şekil 3.3a. Orta kesitteki elastik deplasman değişimi.....	61
Şekil 3.3b. Orta kesitteki kesme kuvveti değişimi.....	61
Şekil 3.3c. Orta kesitteki eğilme momenti değişimi	62
Şekil 3.4a. Orta kesitteki elastik deplasmanın değişimi (toplam cevap).....	62
Şekil 3.4b. Orta kesitteki kesme kuvveti değişimi (toplam cevap).....	63
Şekil 3.4c. Orta kesitteki eğilme momenti değişimi (toplam cevap)	63
Şekil 4.3a. 4 şiddetindeki denizde 15 Knot hızla giden hücumbotun, simülasyon süresince orta kesit eğilme momenti değerlerinin değişimi.	64
Şekil 4.3b. Şekil 4.3a'nın devamı... ..	65
Şekil 4.3c. Şekil 4.3b'nin devamı... ..	66
Şekil 4.3d. Şekil 4.3c'nin devamı.	67
Şekil 4.4a. 4 şiddetindeki denizde 20 Knot hızla giden hücumbotun, simülasyon süresince orta kesit eğilme momenti değerlerinin değişimi.	68
Şekil 4.4b. Şekil 4.4a'nın devamı... ..	69
Şekil 4.4c. Şekil 4.4b'nin devamı... ..	70
Şekil 4.4d. Şekil 4.4c'nin devamı.	71
Şekil 4.5a. 5 şiddetindeki denizde 15 Knot hızla giden hücumbotun, simülasyon süresince orta kesit eğilme momenti değerlerinin değişimi.	72
Şekil 4.5b. Şekil 4.5a'nın devamı... ..	73
Şekil 4.5c. Şekil 4.5b'nin devamı... ..	74
Şekil 4.5d. Şekil 4.5c'nin devamı.	75
Şekil 4.6a. 5 şiddetindeki denizde 20 Knot hızla giden hücumbotun, simülasyon süresince orta kesit eğilme momenti değerlerinin değişimi.	76
Şekil 4.6b. Şekil 4.6a'nın devamı... ..	77
Şekil 4.6c. Şekil 4.6b'nin devamı... ..	78
Şekil 4.6d. Şekil 4.6c'nin devamı.	79

AŞIRI DENİZ ŞARTLARINDA GEMİLERİN DAVRANIŞLARI

ÖZET

Bu çalışmada, elastik bir geminin karışık dalgalı aşırı deniz şartlarındaki sürekli ve geçici cevapları, lineer bir gemi hidroelastisitesi teorisi kullanılarak incelenmiştir. Rijit ve elastik bileşik hareketler hesaba katılmış ve simetrik hareketlerin gemi mukavemetinde dominant olmasından ötürü sadece simetrik hareketler göz önüne alınmıştır. Bu hareketler bilindiği gibi dalıp – çıkma, baş – kık vurma ve teorik olarak sonsuz sayıda doğal titreşim şekillerinden oluşan elastik hareketlerdir.

İlk olarak, sudaki hareket denklemlerine ulaşabilmek için “kuru tekne” özellikleri hesap edilmiştir. Tüm akışkan etkileri, vakumdaki tekneye uygulanan kuvvetler olarak ele alınmış ve bundan dolayı cevaplar kuru teknenin, ortogonalite şartlarını sağlayan asal koordinatlarında ifade edilmiştir. Örnek olarak bir hücumbotun kuru tekne özellikleri hesaplanmıştır. Hareket denklemlerinin elde edilmesi ve örnek hücumbot için R.A.O. (Response Amplitude Operators) hesapları Bölüm 2’de sunulmuştur.

Geminin cevapları düzgün durum ve geçici durum cevaplarından oluşmaktadır. Düzensiz dalgalar düzgün durum cevaplarına neden olurken, geçici cevaplar gemi baş formunun sudan çıkıp dalga yüzeyine çarpmasıyla oluşur. Geçici zorlama “darbe dövünmesi” ve “momentum dövünmesi” tanımlamaları kullanılarak elde edilmiştir. Bölüm 3’de dövünme tanımlamaları tartışılmış ve darbe ve momentum dövünmesi kuvvetleri ayrı ayrı hesaplanmıştır. Tekneye uygulanan dövünme kuvvetleri, darbe ve momentum kuvvetlerinin toplanmasıyla elde edilmiştir. Geçici zorlayıcı kuvvetler ve geçici cevaplar için sayısal sonuçlar Bölüm 3’de gösterilmiştir.

Gemilerin toplam cevapları, düzgün durum cevapları üzerine dövünme nedenli geçici cevapların lineer olarak süperpozisyonu ile bulunur. Cevapların zaman serileri

“gerçek zamanlı bilgisayar deneyleri” ile elde edilmiştir. Dört farklı deniz şartı ve gemi hızı için simülasyon sonuçları Bölüm 4’de sunulmuştur.

Kullanılan program süiti yeni dövünme veya herhangi bir geçici zorlama tanımlamaları için geliştirilebilir hale getirilmiştir. Örneğin, programa yeni bir dövünme zorlaması öngörü modeli eklenebilir veya model tamamen 3 – boyutlu hale getirilebilir.

Dizayn özellikleri hakkında fikir sahibi olabilmek veya kriterler uygulayabilmek amacıyla simülasyonlardan elde edilmiş olan zaman serilerine istatistiksel analizler uygulanmıştır.

Bu çalışma geliştirilebilir durumdadır ve ileri çalışmalara temel teşkil edecektir. Bu tez ilerideki çalışmalar için bir hazırlık adımı olarak görülmelidir.



RESPONSES OF SHIPS IN EXTREME SEA CONDITIONS

SUMMARY

In this study, the steady state and transient responses of a flexible ship in rough seas of irregular waves are investigated using a linear theory of ship hydroelasticity. The coupling of rigid body and elastic motions are taken into account and the symmetric motions are considered only since these motions are dominant in the strength analysis of ships. It is known that these motions are heave and pitch, as well as the symmetric elastic motions theoretically made up of an infinite series of natural mode shapes

Firstly, the “dry hull” properties are calculated to achieve the responses in water. All fluid actions are treated as forces applied to the hull in vacuum and hence, the responses are expressed in the principal coordinates of the “dry hull” which satisfy the orthogonality conditions. The dry hull properties of a military assault boat are calculated. The determination of the equations of motion and the R.A.O.(Response Amplitude Operators) results for the assault boat can be seen in Chapter 2.

The responses of a ship include the steady state and transient responses. While irregular waves cause the steady state responses, the transient responses occur when the ship bow emerges from and slams on the wave surface. The associated transient excitation is determined using the concepts of “impact slamming” and “momentum slamming”. In Chapter 3, the slamming models are discussed and the impact and momentum slamming forces are calculated individually. The slamming force applied to the hull is obtained by summing impact and momentum slamming forces. The numerical results for the transient excitation forces and responses are discussed in Chapter 3.

The total responses of ships can be obtained by a linear superposition of the slam induced transients on the steady state responses. The time series of the responses are obtained by “real time computer experiments”. In Chapter 4, simulations are presented for four different sea conditions and ship speeds.

A program suit is used to simulate the behaviour of a ship in heavy seas. This program suit is improved to facilitate the easy inclusion of new slamming models or any other transient excitation. For instance, a new model of slamming pressure prediction can be added or the present model can be converted into 3 – dimensions.

Statistical analyses are applied to the time series of responses obtained by simulations in order to assess the design properties or to apply appropriate design criteria.

This study is improvable and further studies will be based on the tools used to obtain the results presented here. This thesis should be considered as the preparation step for more advanced studies.

1. GİRİŞ

Dalgalar arasında ilerleyen bir gemiye, tüm tekne boyunca dinamik akışkan kuvveti etki eder. Tekne de bu zorlamalara karakteristik olarak cevaplar verir. Sakin suda oluşmayan bu zorlayıcı kuvvetler dalga zorlamasından gelen ve dalga formunun değişmesinden kaynaklanan kuvvetlerdir. Geminin vereceği cevaplar gemini hızına, dalgaları alış açısına ve denizin şiddetine bağlıdır. Geminin gelen dalgalardan ötürü yapacağı hareketler hız kaybına neden olacaktır. Bu hareketlerin iyice büyümesinden ötürü geminin başı zaman zaman sudan ayrılacaktır. Sudan çıkan yapı tekrar suya girerken çok büyük bir basınçla dalga yüzeyine çarpar. Bu çarpmanın sonucunda teknenin dövünmeye maruz kalması yanında, güvertesi de suya girebilir. Böyle bir durumda gemiye fazladan yükler etki eder. Böyle bir durumdan kaçabilmek için ya hızı düşürmek ya da dalgaları alış açısını değiştirmek lazımdır. Güvertenin suya girmesi durumunda orada bulan hiç kimse yerinde kalamaz ve güverte üzerindeki teçhizat da zarar görebilir. Dövünme ise bir anda gerçekleşir ve tekneyi zorlaması uzun sürmese de teknenin cevabı sönümlene kadar devam eder. Eğer geminin baş formunda kesitler güverteye doğru açılarak genişliyorsa (flare) ani suya dalış ani kuvvetlere neden olacaktır. Bu yükler dalga zorlamalarından gelen kuvvetlere eklenmelidir. Gemi gibi elastik bir cismin akışkan içerisindeki hareketlerini inceleyen bilim dalına hidroelastisite denmektedir (Bishop & Price (1979)). Bilindiği gibi gemi dalgalar arasında hem rijit hareketler hem de sonsuz sayıda doğal titreşim şeklinden oluşan hareketler yapmaktadır. Ancak yüksek mertebe elastik hareketlerin geminin cevaplarına katkısı belli bir mertebeden sonra azalmaya başlar ve bir noktadan sonra ihmal edilebilirler.

Gemilerin hidroelastisite problemini çözebilecek, birleştirilmiş dinamik analize dayanan bir lineer teori vardır (Bishop & Price(1979)). Bu çalışmada lineer teori kullanılarak bir elastik kiriş olarak tanımlanan geminin dalgalar arasındaki simetrik davranışları incelenmiştir.

1.1. Gemi Dinamiğinin Tarihsel Gelişimi

Geminin dalgalara vereceğı cevapları ilk olarak W. Froude (1861) incelemiştir. W. Froude, yavaş ilerleyen buharlı gemilerin düzenli dalgalara cevapları üzerinde çalışmalar yapmıştır. Aynı konuyu bu kez oğlu R. E. Froude (1896) incelemiştir. Ancak düzenli dalgalara verilen cevap değil düzensiz dalgalara verilen cevapları incelemiştir. Kriloff (1896), öncelikle baş-kıç vurma hareketini incelemiş, daha sonra 6 dereceli hareket ile beraber eğilme ve burulma momentlerini de içeren bir teori geliştirmiştir (1898). Bu çalışmalarda, gemi dinamiğı tekne kirişinin rijit olması temeline dayanmaktaydı. Önemli bir gelişme de, serbest su yüzeyinde salınım yapmakta olan sonsuz uzunluktaki bir silindire etki eden kuvvetlerin hesaplanmasıdır. Gemi en kesiti kullanılarak iki boyutlu hidrodinamik özellikler elde edilir. Bu iki boyutlu hidrodinamik özellikler kullanılarak “Strip Teori” yaklaşımı ile 3-boyutlu problem 2-boyuta indirgenir. Son olarak da, Weinblum ve St. Denis’in (1950) bir geminin herhangi bir deniz koşulunda vereceğı cevapları hesaplamaları gemi dinamiğine çok önemli bir katkı yapmıştır.

İki boyutlu hidrodinamik özelliklerin elde edilmesinde ilk olarak Lewis’in (1929) yapmış olduğu, gemi en kesiti benzeri bir kesit için “ek su kütlesi” hesabı önemlidir. Daha sonraları, serbest su yüzeyinde zorlamalı salınım yapan sonsuz uzunluktaki bir silindir problemi Ursell (1949) tarafından çözülmüştür. Sırasıyla Grim (1959), Tasai (1960) ve Porter (1960) daha doğru bir yaklaşım geliştirmek için çalışmışlardır. Böylece çok parametrelili transformasyon ile gemi en kesiti daha kesin tanımlanabilmiştir. Gemi kesiti için transformasyon parametreleri, Landweber ve Macagno (1967, 1975) tarafından iki farklı yöntemle elde edilmiştir. İteratif yöntemler ise Smith (1967) ve Von Kerczek ve Tuck (1969) tarafından geliştirilmişlerdir. 2-Boyutlu hidrodinamik özelliklerin bulunmasında, farklı bir yaklaşım olarak da “close fit” Frank metodu anılabilir. Deneysel yöntemler olarak da Poter (1960), Vugts (1968) ve Faltinsen’in (1969) çalışmaları vardır.

Gemi Hidrodinamiğı literatüründe, katı-akışkan etkileşimdeki bilgilerin çoğu matematikçilerin (Haskind (1953), Ursell (1949), John (1949-50), Timman ve Newman (1962)) çalışmalarına dayanır. Strip Teori, tekne kirişi boyunca tanımlanmış olan ve komşu dilimlerle ilişkisinin olmadığı kabul edilen herhangi bir

dilim için 3-boyutlu akışkan akış problemini 2-boyuta indirir. Dalgalar arsında geminin hareketlerinin pratik olarak hesaplanmasında çok önemli bir gelişme Korvin-Kroukovsky ve Jacobs tarafından gerçekleştirilmiştir (1957). “Klasik Strip Teorisi” olarak adlandırılan dalıp-çıkma ve baş-kıç vurma hareketlerinin birbirleri ile etkileşimini araştıran ilk tamamlanmış çalışmadır (1955). Jacob (1958), rijit bir geminin dalga zorlamalı eğilme momenti hesaplarını da daha sonra bu çalışmaya eklemiştir. Gerritsma ve Beukelman (1967) “Klasik Strip Teorisi”ne bazı yenilikler eklemiştir. Seri 60 formundaki gemiler için teorik tahminler ile deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Smith (1967) “Klasik Strip Teorisi”ni tekne kesitlerini tanımlamak için çok parametrelili transformasyon kullanarak yüksek hızlı bir hücumota uygulamıştır. Salvesen, Tuck ve Faltinsen (1970) beş serbestlik dereceli bir hareket yaklaşımı geliştirmişlerdir. Bu sayede bazı bileşik hareketlerin denklemlerini çıkartmışlardır.

1.2. Gemi Dinamiğinde Elastik Hareketler

Gemi dinamiği önceleri rijit tekne kirişi yaklaşımına dayanırdı ve bu yaklaşımda yüksek frekanslı titreşimden kaynaklanan gerilmeler yoktu. Özellikle gemilerin boyutlarının büyümesi, hızlarının artması gibi nedenlerden dolayı yeni bir yaklaşım gerekli olmuştur (Belik, 1982). Miles (1971) ve Stiansen & Mansour (1975) büyük tanker ve dökme yük taşıyıcılarının dalgalar arasında yüksek frekanslı gerilme değerlerini kaydetmişlerdir. Bu olaya “springing” denmektedir. “Springing” tam olarak, tekne kirişinin baş-kıç vurma frekansından daha yüksek frekansta ve pervane dönme frekansından da daha düşük bir frekansta sürekli olarak titremesidir.

1.3. Geminin Dalgalara Cevabı

Gemi dinamiğinin olasılık teorisi Rice’ın (1945) çalışmasına dayanır. Onun türettiği matematiksel ifadeler geminin bir denizde karşılaşacağı dalgaların büyüklüklerinin ve karşılaşma sıklıklarının istatistiksel olarak modellenmesi için kullanılabilir. Weinblum ve St. Denis (1950) Rice’ın çalışmasını deniz ortamının istatistiksel bir tanımlaması yapmak üzere kullanmışlardır. Bu çalışmaya Barber ve Ursell (1948) ve Longuet – Higgins (1952) çalışmaları katkıda bulunmuştur. Bir örnek olarak,

Bishop & Price(1974) ve Raff'ın (1972) da kullandıkları, “R.A.O” ile deniz durumunu ifade eden bir dalga enerji spektrumunun beraber kullanılması, standart bir uygulama olmuştur. Gemilerin dalgalara nasıl cevap vereceklerini tahmin etmek için çekme tanklarında düzenli ve düzensiz dalgalara karşı model testleri de yapılmıştır.

Bishop & Price (1979) lineer “hidroelastisite” teorisinin uygulamalarını genişletmişlerdir. Hareket denklemleri çıkartılırken öncelikle bileşik (coupled) hareketlerin denklemleri kurulur. Uniform olmayan iki ucu serbest Timoshenko kirişi ve sonlu farklar metodu kullanılarak kuru teknenin asal titreşim şekilleri, bu titreşim şekillerine karşı gelen cevaplar ve doğal frekanslar elde edilir. Lewis formu veya çok parametrelili transformasyon kullanılarak tekne kesitinin 2-boyutlu hidrodinamik özellikleri elde edilir. Son olarak da, Strip Teori ile, tekneye etki eden akışkan kuvvetleri hesaplanır (reaktif kuvvetler ve zorlama kuvvetleri).

Dalgalar içerisinde ilerleyen bir geminin toplam cevabı; sürekli ve geçici olmak üzere 2 bileşenden oluşur. Sürekli cevap, döngüsel olarak gelen dalgalardan zorlamasıyla hiç kesilmeksizin oluşan cevaplardır. Zorlayıcı kuvvet tüm tekne boyunca etkir. Geçici cevaplar ise dövünmeden dolayı oluşur. Diğer bir deyişle geçici dövünme zorlaması ise sadece geminin başına etki eder. Ancak gemi tüm tekne boyunca cevap verir. Oluşacak bu iki ayrı cevap toplanarak geminin toplam cevabı hesaplanır.

1.4. Çalışmanın İçeriği

Bu çalışma, Belik'in (1982) yapmış olduğu, Bishop & Price'ın (1979) hidroelastisite teorisinin genişletilmiş uygulamalarına dayanır ve ileride yapılacak olan akademik çalışmalar için hazırlık niteliği taşımaktadır. Yapılan hesaplarda kullanılan program süiti çok sayıda parametrik çalışma için ya da yeni kuvvetlerin tanımlanması gibi durumlar için de güncellenebilir hale getirilmiştir.

Bölüm 2’de bir geminin birleşik rijit ve elastik hareket denklem takımının elde edilmesi ve bu denklem takımının sürekli ve geçici dalga yükleri için çözümünün nasıl elde edildiği yer almaktadır. Esas olarak, bu çalışmaya temel olan teorik yaklaşımlar bu bölümde detaylı olarak gösterilmiştir.

Dalgalar arasında ilerlerken geminin baş formunun belli koşullara bağlı olarak zaman zaman sudan çıkması nedeniyle gemi geçici zorlamalarla karşılaşır. Zorlamaların nedeni ise dövünmelerdir. Bölüm 3’de dövünmenin doğası, koşulları, değişkenleri ve çeşitleri anlatılmıştır. Oluşan dövünenin sonucunda gemiye etkiyecek olan dövünme basıncı tahmin yöntemleri incelenmiştir. Darbe dövünmesi ile momentum dövünmesi arasındaki farklar ortaya konulmuştur. Hesap yöntemleri gösterilmiştir. Bu geçici zorlayıcı kuvvetlere verilecek olan cevapların nasıl elde edileceği anlatılmıştır. Bu çalışmadan sonra tanımlanmış olan yeni dövünme kuvvetleri program süitine dahil edilebilir.

Zaman boyutunda geminin dalgalar arsındaki hareketlerini incelemek üzere yaklaşık 20’şer dakikalık simülasyonlar yapılmıştır. I.S.S.C. spektrumu 350 frekansta örneklenerek karışık dalgalı deniz ortamı oluşturulmuştur. Geminin bu karışık dalgaya verdiği sürekli cevaplar ile geçici zorlamalara verdiği geçici cevaplar toplanılarak aşırı deniz şartlarındaki davranışı elde edilmiştir. Simülasyonlar iki ayrı deniz şiddeti için iki ayrı hızda olmak üzere toplam dört durum için yapılmıştır. Bu yöntemin teorik esasları, uygulama prosedürü ve sonuçlar Bölüm 4’ün kapsamında sunulmuştur.

Bölüm 4’de ayrıca, dizayn kriteri olarak kullanılabilecek sonuçlar elde etmek amacıyla, simülasyonlardan elde edilen zaman serileri üzerinde istatistiksel analiz yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar tartışılmıştır.

1.5. Uygulamalar İçin Seçilen Bir Geminin Özellikleri

Tüm ara hesaplamalarda ve nihai simülasyonlarda kullanılmak üzere bir hücumbot örnek olarak kullanılmıştır. Hücumbotun boyu 42 m.dir ve 20 dilime bölünmüştür. Bu yirmi dilimin kütle değerleri Tablo 1.1’de verilmiştir. Oluşacak 21 kesitin su altında kalanları, su hattındaki genişlikleri ve su çekimleri Tablo 1.2’de verilmiştir.

Dilimler	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Kütle(ton)	9,371	7,3172	15,5291	16,8888	17,0565	16,8335	10,8887	12,3422	13,3234	25,6959
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	26,1046	19,63	13,99	12,74	6,97	6,31	13,79	10,02	3,26	1,72

Tablo 1.1 Kütle dağılımı

Kesit No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Alan (m ²)	4.65	5.37	5.82	6.34	6.82	7.18	7.69	8.11	8.26	8.4
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
8.70	8.41	7.91	7.21	6.31	5.11	4.02	2.82	1.72	0.46	0.00
Kesit No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Genişlik(m)	6.69	6.78	6.78	6.81	6.85	6.90	6.90	6.90	6.90	6.70
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
6.54	6.24	5.85	5.34	4.71	3.96	3.09	2.19	1.23	0.15	0.00
Kesit No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Draft (m)	0.76	0.89	1.02	1.12	1.27	1.35	1.50	1.63	1.71	1.81
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
1.92	1.98	2.01	2.10	2.37	2.32	2.46	2.50	2.70	0.25	0.0

Tablo 1.2 Su altında kalan alanlar, su hattındaki genişlikler ve su çekimleri

2. GEMİNİN SİMETRİK (DÜŞEY) HAREKETLERİNİN MODAL ANALİZİ

2.1. Simetrik Hareket Denklemleri

Geminin simetrik hareketleri, iskele ve sancakta simetrik olarak oluşan elastik ve de rijit hareketler olarak tanımlanır. (Bishop & Price(1979)) Bilindiği gibi rijit simetrik hareketler; baş-kıç vurma (pitch), dalıp-çıkma (heave) ve gemi boyunca öteleme (surge)'dir. İskele sancak simetrisinden dolayı geminin her türlü zorlamaya vereceği cevaplar iki boyutta modellenebilir. Bunun için yapılması gereken tekne kirişinin eşit aralıklarla dilimlere bölünmesidir (Belik, 1982). Her dilime etkiyen kuvvetlerin dengesinden simetrik hareketler için bir eşitlik çıkartılabilir. Tekne kirişinin her hangi bir dilimine etkiyen yükler şekil 2.1 de gösterilmiştir.

Şekil (2.1)'de bir dilime etkiyen yüklerin dengesinden matematiksel bir eşitlik yazılabilir. Burada OXZ düzlemi iskele sancak simetri düzlemidir. Dilimin düşey hareketi göz önüne alınırsa ve düşey yer değiştirme yer $w(x,t)$ ile gösterilirse,

$$\mu(x)\ddot{w}(x,t) = V'(x,t) + Z(x,t) \quad (2.1)$$

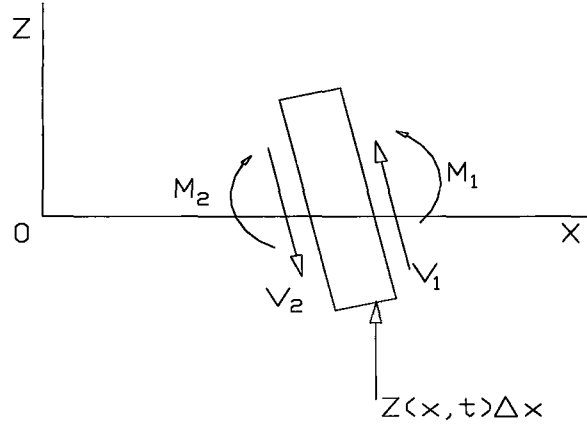
Burada; $\mu(x,t)$ birim uzunluğa gelen kütleyi, $V(x,t)$ kesme kuvvetini, $Z(x,t)$ birim uzunluğa gelen düşey doğrultudaki kuvveti ifade etmektedir. Dilimin dönme hareketi yazılacak olursa

$$I_y(x)\ddot{\theta}(x,t) = M'(x,t) + V(x,t) \quad (2.2)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikte; $I_y(x)$ birim uzunluğa gelen atalet momentini, $\theta(x,t)$ dönmeyi, $M(x,t)$ eğilme momentini ifade etmektedir. Bu iki denklemden,

$$w'(x,t) = \theta(x,t) + \gamma(x,t) \quad (2.3)$$

eşitliği yazılabilir. $\gamma(x,t)$ kayma şekil değiştirmesidir.



Şekil 2.1 Eksen takımı ve bir tekne dilimine etki eden kuvvet ve momentler.

Bu denklemler Timoshenko kiriş teorisiyle benzerlik gösterirler. (Belik, 1982) Eğer Kumai (1958) tarafından geliştirilmiş olan sönüm terimleri bu denklemlere eklenirse aşağıdaki ifadeler elde edilir,

$$V(x,t) = kAG(x)[\gamma(x,t) + \alpha(x)\dot{\gamma}(x,t)] \quad (2.4)$$

$$M(x,t) = EI(x)[\theta'(x,t) + \beta(x,t)\dot{\theta}'(x,t)] \quad (2.5)$$

Burada $\alpha(x,t)$ dağıtılmış kesme sönümünü, $\beta(x,t)$ eğilme sönümünü ifade etmektedir. $EI(x)$ eğilme ve $kAG(x)$ kayma rijitliğidir, k tekne kirişi en kesit formuna bağlı olan sabit katsayıdır. (Bishop & Price)

Bu beş denklem, $V(x,t)$ ve $M(x,t)$ 'in olmadığı iki kısmi diferansiyel denkleme indirgenirse;

$$\mu \ddot{w} - [kAG(\gamma + \alpha\dot{\gamma})]' = Z \quad (2.6)$$

$$I_y \ddot{\theta} - [EI(\theta' + \beta\dot{\theta}')] - kAG(\gamma + \alpha\dot{\gamma}) = 0 \quad (2.7)$$

Görüldüğü gibi bu eşitlikler şekil değiştirme parametreleri $w(x,t)$, $\theta(x,t)$ ve $\gamma(x,t)$ ile bağlantılıdır ve bu üç değer için şu bağıntı gereklidir;

$$w' = \theta + \gamma \quad (2.8)$$

Bu son üç denklem kullanılarak tekne kirişinin vakumda serbest salınımı incelenebilir.

2.2. Kuru Tekne Özellikleri

Gemi kirişinin vakumda kendisine ait dinamik özellikleri vardır. Bu özellikleri ışında gemi kirişinin sakin suda veya dalgalı denizdeki cevap fonksiyonlarına ulaşıla bilinir. Bu yüzden öncelikle hesap edilmesi gereken özelliklerdir.

Gemi veya herhangi bir kiriş vakumda sadece kendi ağırlığı ve yapısal sönüm özellikleri altında salınım yaparlar. Eğer gemiyi sakin suda düşünürsek, üzerine etki eden kuvvetlere kaldırma kuvveti de eklenir. Sönüm terimine de hidrodinamik sönüm terimi eklenir. Oluşan şekil değiştirmeler bu iki kuvvetten dolayı oluşur. Bu şekil değiştirmeler, gemini vakumda elde edilen doğal titreşim şekillerine bağlı olarak değerler alırlar. Bunun yanı sıra gemi üzerindeki yük dağılımı, ısı değişimi, ve suyun tuzluluğu gibi bir çok parametreye de bağlıdır. Bu parametreler tekne üzerinde zamanla değişen kuvvetlere dönüşürler. [Bishop & Price]

Yukarıda açıklandığı gibi tekne kirişi lineer teori kullanılarak modellenebilir. Bu çalışmada, şimdilik sadece geminin simetrik hareketleri incelenmektedir. Diğer bir değişle, gemi hareketlerini gemi mukavemeti açısından önemi incelenmektedir. Karışık dalgalarda, bir geminin mukavemeti açısından karşılaşacağı en kötü durum baştan gelen dalgalarda oluşur. Baş dalgalarından farklı bir açıda seyir halinde kesme kuvveti, eğilme momenti gibi temel dinamik yükler daima daha küçüktür. Bu gözlem “dövünme” olayı içinde geçerlidir. Özet olarak “ en kötü durum analizi” yapmak amacıyla simetrik hareketleri incelemek yeterlidir.

2.2.1. Kuru teknenin simetrik serbest salınımı (Belik, 1982)

Herhangi bir kirişin vakumda sahip olduğu dinamik özellikler kirişin ıslak ortamda başka bir değişle akışkan içerisinde vereceği cevaplarda belirgin rol oynarlar. Islak tekne kirişinin genelleştirilmiş tepkileri, kuru teknenin asal modları vasıtası ile ifade edilebilirler. Bu asal modlar herhangi bir sönüm (dış kuvvet, yapısal ve hidrodinamik sönümler) olmaksızın, yani $Z = \alpha = \beta = 0$ durumunda, iki ucu serbest homojen bir kirişle ilgilidir.

Tekne kirişı herhangi bir zamanda veya kirişin herhangi bir noktasında “r. Asal mod”da deplasman, dönme ve kayma şekil değiştirmesi aşağıdaki gibidir.

$$\left. \begin{aligned} w(x,t) &= w_r(x) \sin \omega_r t \\ \theta(x,t) &= \theta_r(x) \sin \omega_r t \\ \gamma(x,t) &= \gamma_r(x) \sin \omega_r t \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

Eğer bu deneme fonksiyonlarını denk (6), (7), ve (8) de yerlerine koyacak olursak,

$$\left. \begin{aligned} -\omega_r^2 \mu w_r - (kAG\gamma_r)' &= 0 \\ -\omega_r^2 I_y \theta_r - (EI\theta_r)' - kAG\gamma_r &= 0 \\ w_r' &= \theta_r + \gamma_r \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

eşitlikleri elde edilir. Burada w_r “r. Asal mod”da doğal frekanstır. Eğer kesme kuvveti ve eğilme momentini de (9) eşitlikler kümesinde yerinde yazarsak,

$$\left. \begin{aligned} V(x,t) &= V_r(x) \sin \omega_r t \\ M(x,t) &= M_r(x) \sin \omega_r t \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

denklemleri elde edilir. (6) ve (7). eşitlikler de sönüm olmaksızın ($Z = \alpha = \beta = 0$) yerlerine koyulursa aşağıdaki şekli alırlar;

$$\left. \begin{aligned} V_r(x) &= kAG(x)\gamma_r(x) \\ M_r(x) &= EI(x)\theta_r'(x) \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

2.2.2. Ortogonalite koşulları

Bishop ve Price (1979b) göstermişlerdir ki, denklem (10) kullanılarak, w_r , θ_r , γ_r ifadelerinin aralarında bir “ortogonalite koşulları” bulunabilir.

Bir geminin ilk ortogonalite koşulu, geminin l boyu boyunca integrasyonla bulunur (Belik, 1982). Genelleştirilmiş kütle matrisi şöyle bulunur,

$$a_{ss} = \int_0^l (\mu w_s^2 + I_y \theta_s^2) dx \quad (2.13)$$

Diğer bir ortogonalite koşulundan (Belik, 1982) sistemin genelleştirilmiş katılığı çıkar,

$$c_{ss} = \int_0^l (EI\theta_s'^2 + kAG\gamma_s'^2) dx = \omega_s^2 a_{ss} \quad (2.14)$$

Bir sonraki adım olarak, rijit hareketler göz önüne alırsak, diğer bir değişle $r = 0, 1$ için denklem (10)'dan (Belik, 1982);

$$w_0(x) = A, \theta_0(x) = 0 = \gamma_0, r = 0$$

$$w_1(x) = B(c - x), \theta_1(x) = 0 = \gamma_1, r = 1$$

A, B, C sabit değerler. Bu iki rijit titreşim şekli arasındaki ortogonalite Belik (1982) tarafından gösterilmiştir.

$$a_{00} = \int_0^l \mu AB(c - x) dx = 0$$

$$a_{00} = \int_0^l A^2 \mu dx$$

$$a_{11} = \int_0^l \mu B^2 (c - x)^2 dx$$

$$c_{00} = c_{11} = 0$$

$A=1, B=1/x, C=\bar{x}$ olarak düşünersek,

$$a_{00} = \int_0^l \mu dx, a_{11} = \int_0^l \mu \left(1 - \frac{x}{\bar{x}}\right)^2 dx$$

eşitlikleri sırasıyla $r=0$ ve $r=1$ için genelleştirilmiş kütle terimleridir. Dolayısıyla,

$$w_0(x) = 1, w_1(x) = 1 - \frac{x}{\bar{x}}, \bar{x} = \frac{\int_0^l \mu x dx}{\int_0^l \mu dx}, \bar{x} : \text{Kütle merkezinin } x\text{-koordinatı}$$

Böylelikle, gemi kıkırında ($x=0$) deplasman bir birim olarak kabul edilir (Belik, 1982).

2.2.3. Asal titreşim şekillerini

Asal titreşim şekillerinin w_r ($r=0,1,2,3,4,...,n$) ve bunlara karşı gelen kesme kuvveti $V_r(x)$ ve eğilme momenti $M_r(x)$ dağılımlarının bulunması için sayısal bir yöntem bulunmalıdır. Bishop, Price ve Tam (1977, a, b) Prohl – Myklestad sonlu farklar yöntemini, asal titreşim şekillerini, kesme kuvveti ve eğilme momenti dağılımlarını bulmak için adapte etmişlerdir. Bu metotta gemi kirişi dilimlere bölünür ve o kesitin tüm kütlesi kesitin orta noktasında ve iki kesit arası kütsüz olarak düşünülür.

Yukarıda verilen (10) ve (12) nolu eşitlikleri göz önüne alınırsa ve (9) nolu denklemi (1) ve (2) nolu eşitliklerde yerine koyarsak, kesme kuvveti ve eğilme momenti için doğal frekansa bağlı ifadeler elde ederiz. Bu ifadeler sonlu farklar denklemlerine uygulanabilir;

$$\left. \begin{aligned} dV_r(x) &= -\omega_r^2 \mu(x) w_r(x) dx \\ dM_r(x) &= -\{\omega_r^2 I_y(x) \theta_r(x) + V_r(x)\} dx \\ dw_r(x) &= \{\theta_r(x) + \gamma_r(x)\} dx \\ d\theta_r(x) &= \frac{M_r(x)}{EI(x)} dx \\ \gamma_r(x) &= \frac{V_r(x)}{kAG(x)} \end{aligned} \right\} \quad (2.15)$$

Bu denklemlere ek olarak sınır koşulları vardır. Bunlar;

$$M_r(x) = 0 = M_r(l)$$

$$V_r(x) = 0 = V_r(l)$$

$$\gamma_r(x) = 0 = \gamma_r(l)$$

Bu sınır koşullarıyla beraber Ek-1’de anlatılan Prohl–Myklestad yöntemini kullanarak asal şekil değiştirmeler bulunabilir.

2.2.4. Sayısal sonuçlar

Örnek geminin kuru tekne özellikleri hesaplanmış ve Ek A1 ve A2’de gösterilmişlerdir. Bunlar sırasıyla asal titreşim şekilleri şekil 2.3’de ve bunlara karşı gelen kesme kuvveti şekil 2.4’de ve eğilme momenti değişimi de şekil 2.5’de verilmiştir. Şekil 2.3’de, 4 düğümlü harekete kadar ilk beş titreşim şekli görülebilir.

2.3. Zorlamalı Simetrik Hareket

Geminin simetrik salınım yaparken vereceği cevaplar, her bir asal modda vereceği cevapların toplamı olacaktır (Rayleigh, 1894). Tekne kirişinin simetrik deplasmanı aşağıda gösterildiği gibi tanımlanır.

$$w(x,t) = \sum_{r=0}^{\infty} p_r(t)w_r(x) \quad (2.16a)$$

Buna ek olarak dönme;

$$\theta(x,t) = \sum_{r=0}^{\infty} p_r(t)\theta_r(x) \quad (2.16b)$$

Kayma şekil değiştirmesi;

$$\gamma(x,t) = \sum_{r=0}^{\infty} p_r(t)\gamma_r(x) \quad (2.16c)$$

olarak tanımlanabilir.

Bu eşitlikler eğer (2.6) nolu eşitliğe konulur. Sınır koşullara dikkate alınarak elde edilen eşitlikler gemi boyunca integre edilirler. Eğer ortagonalite koşulları da göz önüne alınırsa zorlamalı hareket denklemi şöyle olur;

$$a_{ss}\ddot{p}_s + \omega_s^2 a_{ss}p_s + \sum_{r=0}^{\infty} \dot{p}_r(\alpha_{rs} + \beta_{rs}) = \int_0^l Z w_s dx \quad (2.17)$$

Sönüm katsayıları aşağıdaki gibidir,

$$\underset{\sim}{a} \underset{\sim}{\ddot{p}} + \underset{\sim}{b} \underset{\sim}{\dot{p}} + \underset{\sim}{c} \underset{\sim}{p} = \underset{\sim}{Z}(t) \quad (2.18)$$

$\underset{\sim}{a}$, $\underset{\sim}{b}$ ve $\underset{\sim}{c}$ sırasıyla genelleştirilmiş atalet, sönüm ve katılık matrisleri olup, $\underset{\sim}{p}$ ve $\underset{\sim}{Z}$ sırasıyla genelleştirilmiş cevabın asal koordinatları ve genelleştirilmiş zorlama kuvvetidir.

$$\underset{\sim}{a} = \begin{Bmatrix} a_{00} & 0 & 0 & 0 & . & . & 0 \\ 0 & a_{11} & 0 & 0 & . & . & 0 \\ 0 & 0 & a_{22} & 0 & . & . & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{33} & . & . & 0 \\ . & . & . & . & . & . & . \\ . & . & . & . & . & . & . \\ 0 & 0 & 0 & 0 & . & . & a_{nn} \end{Bmatrix}, \underset{\sim}{b} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & . & . & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & . & . & 0 \\ 0 & 0 & b_{22} & b_{23} & . & . & b_{2n} \\ 0 & 0 & b_{32} & b_{33} & . & . & b_{3n} \\ . & . & . & . & . & . & . \\ . & . & . & . & . & . & . \\ 0 & 0 & b_{n2} & b_{n3} & . & . & b_{nn} \end{Bmatrix}$$

$$\underset{\sim}{c} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & . & . & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & . & . & 0 \\ 0 & 0 & c_{22} & 0 & . & . & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{33} & . & . & 0 \\ . & . & . & . & . & . & . \\ . & . & . & . & . & . & . \\ 0 & 0 & 0 & 0 & . & . & b_{nn} \end{Bmatrix}, \underset{\sim}{p} = \begin{Bmatrix} p_0 \\ p_1 \\ p_2 \\ . \\ . \\ p_n \end{Bmatrix}, \underset{\sim}{Z} = \begin{Bmatrix} Z_0 \\ Z_1 \\ Z_2 \\ . \\ . \\ Z_n \end{Bmatrix}$$

$$Z_s(t) = \int_0^l Z(x,t) w_s(x) dx, (s = 0,1,2,3,...,n)$$

2.3.1. Zorlayıcı akışkan kuvvetleri

Yukarıda elde edilen denklem (2.18)'in sol tarafındaki terimler sistemin atalet, sönüm ve katılığı gösterirken, eşitliğin sağ tarafındaki terim ise dışarıdan uygulanan zorlayıcı kuvvettir. Gemi kirişi için bu dış kuvvet bir çok etkenin toplamı olabilir. Bu çalışmada ilgilenilen zorlayıcı kuvvetler akışkan kuvvetleridir. Denklem (2.18)'in tamamlanabilmesi için bu akışkan kuvvetlerinin tanımlanması gerekmektedir (Belik, 1982). Betts, Bishop ve Price (1977) göstermişlerdir ki akışkan hareketleri iki ayrı strip teori formülasyonu ile ifade edilebilir. Bunlardan birincisi Gerritsma ve Beukelman (1964)'in yarı ampirik formülasyonu, ikincisi ise Salvensen, Tuck ve Faltinsen (1970) ve Vugts (1971) tarafından verilen formülasyonlardır. Bu iki eşitlikte de hidrodinamik hareketler irrotasyonel, sıkıştırılamaz ve sürtünmesiz akışkan kabulüne dayanan potansiyel akış analiziyle elde edilir.

Gerritsma ve Beukelman (1964)'in teorisi aşağıdaki gibi matematiksel olarak ifade edilir.

$$Z(t) = -\frac{D}{Dt} \left\{ m(x) \frac{D\bar{z}(x,t)}{Dt} - N(x) \frac{D\bar{z}(x,t)}{Dt} \right\} - \rho g B(x) \bar{z}(x,t) \quad (2.19)$$

Diğer teori ise

$$Z(t) = -\frac{D}{Dt} \left\{ \left[m(x) + \frac{1}{\omega_e} N(x) \right] \frac{D\bar{z}(x,t)}{Dt} \right\} - \rho g B(x) \bar{z}(x,t) \quad (2.20)$$

olarak verilmiştir. Bu ifadede,

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t}, \quad x = x_A - \bar{U}t, \quad \frac{dx}{dt} = -\bar{U}$$

Bu eşitliklerden aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} - \bar{U} \frac{\partial}{\partial x}$$

Lokal koordinat sisteminin merkezi kış kaimede olduğu düşünülürse, bu sistemin geminin ileri hangi $\bar{U}$ ile sabit genel koordinat sistemi OXYZ'ye göre hareketli olduğu anlaşılır (Bkz. Şekil 2.2).

Burada,

X_A : Herhangi bir dilimin genel koordinat ekseninin merkezinden olan uzaklığı,

x : Herhangi bir dilimin geminin kıçından olan uzaklığı,

$\bar{U}$: Geminin hızı,

t : Geçen zaman,

(2.19) ve (2.20) eşitliklerinde,

$B(x)$: Dilim genişliği,

$m(x)$: Birim boya gelen lokal ek su kütlesi,

$N(x)$: Lokal sönüm katsayısı,

$\bar{z}(x, t)$: Dalga yüzeyine görece olarak tekne kirişinin deplasmanı,

dalgalarla karşılaşma frekansı,

$$\omega_e = \omega - \bar{U} \frac{\omega^2}{g} \cos \chi \quad (2.21)$$

ω : Derin su dalgası frekansı,

χ : Geminin dalgaları alış açısıdır

Dalga yüzeyine göre olan deplasman, tekne kirişinin elastik deplasmanından dalga fonksiyonun çıkartılmasıyla bulunur;

$$\bar{z} = w(x, t) - \zeta(x, t) \quad (2.22)$$

$\zeta(x, t)$: Dalga yüzeyi fonksiyonu.

Bishop ve Price (1974) sinüsoidal derin su dalgasını şöyle tanımlamışlardır;

$$\zeta(x, t) = ae^{-k\bar{T}} e^{-i(kx \cos \chi - \omega_e t)} \quad (2.23)$$

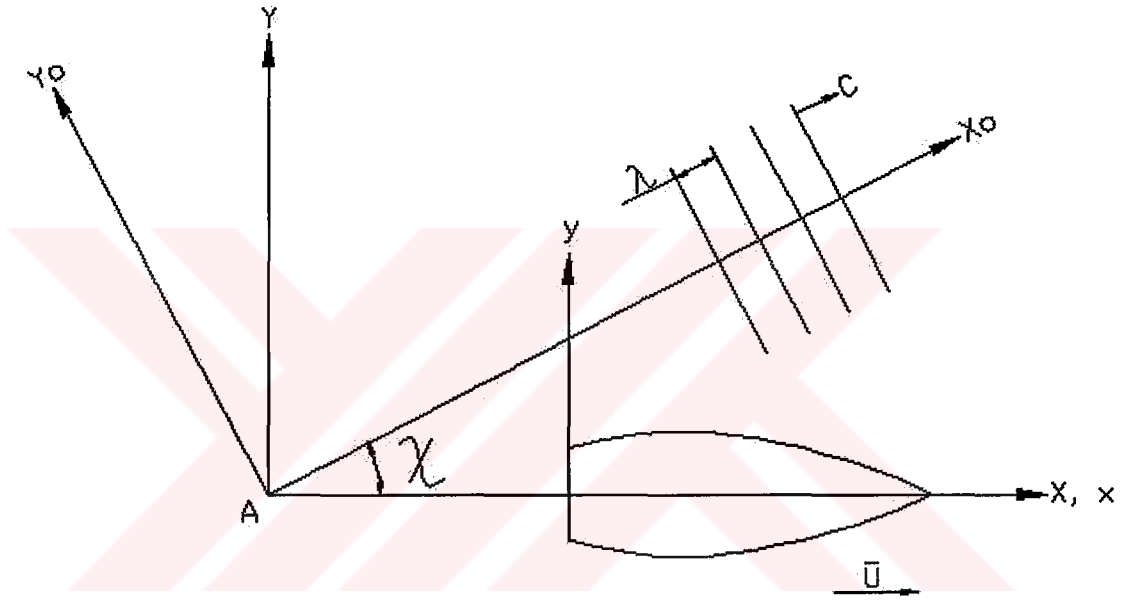
$$k = \frac{\omega^2}{g}, \text{ Dalga sayısı}$$

a , Dalga genliği

$e^{-k\bar{T}}$, Smith düzeltmesi.

Eğer eşitlikler (2.22) ve (2.23) eşitlik (2.16-a)'da yerine koyulacak olursa,

$$\bar{z}(x, t) = \left\{ \sum_{r=0}^{\infty} p_r w_r - a e^{-k\bar{T}} e^{i(kx \cos x)} \right\} e^{-i\omega_e t} \quad (2.24)$$



Şekil 2.2. Geminin genel merkezi ve lokal koordinat sistemi.

Görülebildiği gibi sinüsoidal (düzenli) dalgalarda ilerleyen bir geminin görece deplasmanı ve buna bağlı olarak da gemi boyunca herhangi bir noktaya etkileyen akışkan kuvveti, karşılaşma frekansına bağlı olarak değişmektedir. Düzensiz koşulunda ise bu ifadeyi çıkartmak çok da kolay olmayacaktır. Çünkü $m(x)$, $N(x)$ ve $\bar{z}(x, t)$ 'nin frekansla olan ilişkisinin kolaylıkla elde edilemez. Bu yüzden düzensiz dalga formu Fourier bileşenlerine ayrılmalıdır (Belik, 1982).

Denklem (2.22), denklem (2.19)'da veya (2.20)'de yerine koyulacak olursa,

$$Z(t) = -H(x, t) + F(x, t) \quad (2.25)$$

eşitliği elde edilir. Kuvvet fonksiyonu $H(x, t)$, tekne kirişinin sudaki hareketinden dolayı oluşan akışkan kuvveti, kuvvet fonksiyonu $F(x, t)$ ise tekne kirişinin düzgün sinüs dalgalarına karşı ilerlerken oluşan, birim boya gelen zorlama kuvvetini

verirler. Belik (1982) bu kuvvetleri her iki strip teoriye göre de tanımlamıştır. Ayrıca Belik (1982) asal koordinatlara göre zorlamalı simetrik hareket denklemleri için genelleştirilmiş akışkan kuvvetlerini çıkartmıştır. Bunlar genel olarak yazılacak olursa;

$$H_s(t) = \int_0^l H(x,t)w_s(x)dx \quad (2.26)$$

$$\Xi_s(t) = \int_0^l F(x,t)w_s(x)dx \quad (2.27)$$

$H_s(t)$: Tekne girişinin hareketinden dolayı oluşan genelleştirilmiş akışkan kuvveti.

$\Xi_s(t)$: Tekne girişinin hareketinden dolayı oluşan genelleştirilmiş akışkan kuvveti.

2.3.2. Hareket denklemi

Genelleştirilmiş akışkan kuvvetleri bir önceki bölümde iki ayrı gruba ayrılmıştı. Birincisi tekne girişinin hareketinden kaynaklanan reaktif kuvvettir. Zorlayıcı kuvvet ise dalga zorlamasından gelen kuvvetlerdir. Gerekli yerine koymalar yapılırsa s. asal koordinatta hareket denkleminin son hali şöyle olur;

$$a_{ss}[\ddot{p}_s(t) + \omega_s^2 p_s(t)] + \sum_{r=0}^{\infty} [A_{rs}\ddot{p}_r(t) + (\alpha_{rs} + \beta_{rs} + B_{rs})\dot{p}_r(t) + c_{rs}p_r(t)] = \Xi_s e^{-i\omega_e t} \quad (2.28)$$

Bu ifade matris formunda yazılacak olursa;

$$\tilde{A}(\omega_e)\tilde{\ddot{p}}(t) + \tilde{B}(\omega_e)\tilde{\dot{p}}(t) + \tilde{C}\tilde{p}(t) = \tilde{\Xi}e^{-i\omega_e t} \quad (2.29)$$

$$\tilde{A} = a + A$$

$$\tilde{B} = b + B$$

$$\tilde{C} = c + C$$

Burada,

$\tilde{a}$: Kuru teknenin diyagonal atalet matrisi,

- $\tilde{A}$: Akışkanın diyagonal atalet matrisi,
 $\tilde{b}$: Simetrik yapısal sönüm atalet matrisi,
 $\tilde{B}$: Akışkanın sönüm matrisi,
 $\tilde{c}$: Diyagonal yapısal katılık matrisi,
 $\tilde{C}$: Simetrik akışkan katılık matrisi,
 $\tilde{\Xi}$: Zorlayıcı dalga kuvveti matrisi.

$\tilde{A}$, $\tilde{B}$ ve $\tilde{C}$ sırası ile sistemin atalet, sönüm ve katılık (geri getirme) matrisleridir.

Yapısal sönüm ifadeleri Belik (1982) tarafından gösterilmiştir.

2.3.3. Asal koordinatlar ve R.A.O.

Düzenli dalgalarla karşılaşan bir gemi için, genelleştirilmiş düzgün durum cevabının r . asal koordinatı aşağıdaki gibidir;

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

Veya matris formunda yazılırsa

$$\tilde{p}_r(t) = \tilde{p} e^{-i\omega_e t}, \quad \tilde{p} = \begin{bmatrix} p_0 \\ p_1 \\ p_2 \\ . \\ . \\ p_n \end{bmatrix},$$

elde edilir. Bu çözüm denklem (2.29)'da yerine koyulursa

$$(-\omega_e^2 \tilde{A} - i\omega_e \tilde{B} + \tilde{C}) \tilde{p} = \tilde{D} \tilde{p} = \tilde{\Xi} \quad (2.30)$$

ve matris $\tilde{p}$,

$$\tilde{I} \tilde{p} = \tilde{D}^{-1} \tilde{\Xi}$$

olarak elde edilir. Buradan p_r değerleri kompleks olarak elde edilirler.

$$p_r = p_r^R + ip_r^I \quad (2.31)$$

Bu denklemden cevabın hem genliğini hem fazını bulmak mümkündür. Eğer en temel tek serbestlik dereceli hareket denklemi göz önüne alınırsa,

$$\ddot{q} + 2v\omega_n\dot{q} + \omega_n^2 q = Q(t)$$

olur. Burada,

$Q(t)$: Dış kuvvet,

v : Sönüm faktörü,

ω_n : Doğal frekanstır.

Düzgün durum cevabı $q(t) = qe^{i\omega t}$, sinüsoidal bir kuvvet tarafından zorlanır.

$$Q(t) = Qe^{i\omega t}$$

Bu cevap aşağıdaki şekilde yazılabilir,

$$q(t) = H_{qQ}(\omega)Q(t)$$

Burada, $H_{qQ}(\omega)$ terimi sistemin transfer fonksiyonu olup mutlak değeri $|H_{qQ}(\omega)|$, sinüsoidal zorlamanın genliği birim olduğunda R.A.O. olarak adlandırılır. Benzer olarak,

$$\left. \begin{aligned} w(x,t) &= e^{-i\omega t} \sum_{r=0}^n p_r w_r(x) \\ V(x,t) &= e^{-i\omega t} \sum_{r=2}^n p_r V_r(x) \\ M(x,t) &= e^{-i\omega t} \sum_{r=2}^n p_r M_r(x) \end{aligned} \right\} \quad (2.33)$$

ve R.A.O.'lar ise;

$$\left. \begin{aligned} |w(x,t)| &= \left| \sum_{r=0}^n p_r w_r(x) \right| \\ |V(x,t)| &= \left| \sum_{r=2}^n p_r V_r(x) \right| \\ |M(x,t)| &= \left| \sum_{r=2}^n p_r M_r(x) \right| \end{aligned} \right\} \quad (2.33)$$

olarak bulunur. Burada, p_r , birim genlikteki düzgün dalgalar için r 'inci Asal koordinattır.

2.3.4. Sayısal sonuçlar

10.28 m/s hızla birim genlikteki düzgün dalgalara karşı ilerlerken ki asal titreşim şekilleri Ek B'de, şekil (2.6a-b-c-d-e)'de verilmiştir. Görüleceği gibi 1. modda ki titreşim şekilleri çok düşük frekanslarda gerçekleşmektedir. Yani gemi düşük frekanslarda baş – kış vuruyor demektir. Bu asal şekil değiştirmeler ışığında orta kesitteki cevaplar (R.A.O.) Ek C'de şekil (2.7a-b-c)'de verilmiştir.

2.4. Darbeye Verilen Cevap

Daha önce bahsedilen tek serbestlik dereceli sisteme bir birim darbe etki edecek olursa, sistemin cevabı bu darbeye

$$q(t) = h(t)$$

olur ve $h(t)$; sistemin birim darbe cevap fonksiyonu olarak tanımlanır. Sistemin birim darbe cevap fonksiyonu ile R.A.O. arasında

$$H(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} h(t) e^{-i\omega t} dt$$

$$h(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} H(\omega) e^{-i\omega t} d\omega$$

ilişkileri vardır. Herhangi bir $Q(t)$ dış kuvvetinden dolayı oluşan $q(t)$ cevabı konvolüsyon integrali vasıtasıyla

$$q(t) = \int_0^t h(\tau) Q(t-\tau) d\tau$$

elde edilir (Belik, 1982). Burada $\tau > t$ ise $Q(t-\tau) = 0$. Serbestlik derecesi birden fazla olan bir sistem göz önüne alınırsa; konvolüsyon integrali s'inci genelleştirilmiş koordinatta $Q_s(t)$ dış kuvvetinin, r'inci genelleştirilmiş koordinatta $q_r(t)$ cevabıyla olan ilişkisi aşağıdaki gibi bulunur.

$$q_r(t) = \int_0^t h_{rs}(\tau) Q_s(t-\tau) d\tau$$

$h_{rs}(t)$; birim darbe fonksiyonu, s'inci genelleştirilmiş koordinatta birim darbeye karşı r'inci genelleştirilmiş koordinattaki cevaptır. Bir geminin bir darbeye verdiği genelleştirilmiş cevabın asal koordinatları matris formunda yazılırsa;

$$\underline{\tilde{p}}(t) = \int_0^t \underline{\tilde{h}}(\tau) \underline{\tilde{\Xi}}(t-\tau) d\tau \quad (2.35)$$

eşitliği elde edilir. $\underline{\tilde{\Xi}}(t)$, genelleştirilmiş zorlamada $\underline{\tilde{h}}(t)$ fonksiyonu sayesinde geminin geçici cevapları bulunur. $\underline{\tilde{h}}(t)$ ile $\underline{\tilde{H}}(\omega_e)$ matrisleri arasındaki Fourier transformasyon eşitliği;

$$\underline{\tilde{h}}(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \underline{\tilde{H}}(\omega_e) e^{i\omega_e t} d\omega_e \quad (2.36)$$

dir. Burada,

$$\underline{\tilde{H}}(\omega_e) = \left(-\omega_e^2 \underline{\tilde{A}}(\omega_e) - i\omega_e \underline{\tilde{B}}(\omega_e) + \underline{\tilde{C}} \right)^{-1} \quad (2.36)$$

dir. Bishop, Price ve Tam (1978b), bir geminin birim darbe cevap fonksiyonunun elde edilmesi için bir yöntem geliştirmişlerdir.

$$y_r(t) = \dot{p}_r(t), (r=0, 1, 2, \dots, n)$$

$$y_r(t) = \dot{p}_{r-(n+1)}(t), (r=n+1, n+2, \dots, 2n+1)$$

$$\tilde{I} \dot{\tilde{y}}(t) + \tilde{G} \tilde{y}(t) = \tilde{H}(t) \quad (2.37)$$

Burada, $\tilde{I}$, $(2n+2) \times (2n+2)$ birim matrisi ve

$$\tilde{y}(t) = \begin{bmatrix} y_0(t) \\ y_1(t) \\ \vdots \\ y_{2n+1}(t) \end{bmatrix} \text{ 'dir.}$$

2.4.1. Birim darbeye verilen cevap

Birim büyüklükteki bir darbenin $t=0$ anında itibaren birim zaman süresince bir geminin kıçtan $x = x'$ mesafesindeki bir noktasına etki ettiği düşünülürse, darbe;

$$F_{darbe} = \delta(t) \delta(x - x')$$

şeklinde ifade edilir. Eğer genelleştirilmiş olarak s. asal koordinatta ifade edilirse;

$$\Xi_s(t) = \int_0^l \delta(t) \delta(x - x') w_s(x) dx, s=0, 1, 2, \dots, n.$$

Matris formunda yazılacak olursa;

$$\tilde{\Xi}(t) = \delta(t) \tilde{w}(x') \quad (2.38)$$

ve bu eşitliği denklem (2.35)'de yerine koyarsak, asal koordinatlar aşağıdaki gibi bulunur.

$$\tilde{p}(t) = \tilde{h}(t) \tilde{w}(x') \quad (2.39)$$

Deplasman, kesme kuvveti ve eğilme momenti ise aşağıdaki gibi olur.

$$\left. \begin{aligned}
w(x,t) &= \sum_{r=0}^n p_r(t) w_r(x) \\
V(x,t) &= \sum_{r=2}^n p_r(t) V_r(x) \\
M(x,t) &= \sum_{r=2}^n p_r(t) M_r(x)
\end{aligned} \right\} \quad (2.40)$$

2.4.2. Sayısal sonuçlar

Gemiye $x=32$ m.de birim büyüklükteki bir darbe verilirse kuru tekne asal titreşim şekillerine uygun olarak her modda cevap verecektir. Örnek hücumbotun birim darbeye karşı asal titreşim şekilleri, Ek D'de, şekil (2.8a-b-c-d-e)'de verilmiştir. Alınan darbenin etkisiyle tekne sönümlene kadar titrer. Örnek olarak alınan hücumbot son derece rijit ve görece olarak kısa olmasından ötürü verdiği cevaplar çabuk sönümlenmektedir. Ayrıca hareketlerdeki birleşiklik (coupled) de grafiklerde görülmektedir.

3. BİR GEMİNİN DÖVÜNMESİ VE DÖVÜNMENİN OLUŞUMU

Eğer bir gemi sakin sudaki aynı itme değeri ile dalgalı denizde ilerlerse hız kaybına uğrar. Bunu nedeni artan dalga zorlaması ve dövünmedir (slamming). Zaman zaman yeteri kadar yüksek dalgalar ile karşılaştığında geminin başı sudan çıkabilir. Geminin başı sudan çıktıktan sonra tekrar suya dönerken, belli bir hız ve açıda dalga yüzeyine çarpar. Bu olaya dövünme denmektedir. Bu çarpmanın ardından tekne boyunca yüksek frekanslı cevaplar oluşur. Çarpma ardından tekne şok bir darbe almış olur ve üzerinde geçici cevaplar oluşur. Verilen bu tepkiler geminin yapısal ve hidrodinamik sönümüne bağlı olarak belli bir zaman içerisinde söner. Bu cevaplar geminin sürekli dalga cevaplarıyla lineer olarak süperpose edilebilir. Zaman zaman sudan çıkan gemi boyu değişkenlik gösterir. Geminin belli bir kısmının sudan çıkması veya ne kadar çıkacağı çeşitli parametrelere bağlıdır. Bunlarda bir sonraki başlık altında incelenmiştir.

Geminin başı sudan çıkıp tekrar suya dönerken dalga yüzeyine çarptıktan sonra enerjisi yetebildiği kadarıyla suyun içine batar. Suyu çarptığı andaki titreşimin frekansı dalga karşılaşma frekansına kıyasla yüksektir ve çarpma (impact) darbe dövünmesi olarak adlandırılır. Daha sonra gemi başının su kütlelerini harekete geçirmesi ve kaldırma kuvvetinin değişken olması nedeni ile tekne göreceli olarak daha uzun süreli cevaplar verir. Tekne üzerine etkiyen bu zorlayıcı kuvvetin yön de değişkenlik gösterir, suya girerken ve çıkarken ters yönlerde etki eder. Bu olaya “momentum dövünmesi” denir. Darbe dövünmesi için Ochi ve Motter (1971) ile Stavovy ve Chuang (1976) düşme ve model testleri yapmışlardır. Her iki yöntem de ampirik formüller içerir. Momentum dövünmesi içinse Leibowitz’in (1962, 1963) formülasyonu kullanılabilir.

3.1. Dövünmenin Doğası

Gemi dalgalar arasında ilerlerken belli bir bölümünün dalga yüzeyinden çıkması, sadece gelen dalgaların yüksekliğine değil aynı zamanda geminin hızına ve gemi

boyu/dalga boyu (l/λ) oranına bağlıdır. Dalga yüzeyine çarpma şiddeti ise “dövmünme boyuna” (l_s), çarpma hızına ve açısına ve gelen dalganın gemi boyuna eksenine ile yaptığı açıya bağlıdır. Geminin sudan çıkıp dalga yüzeyine çarpan uzunluğuna dövmünme boyu denir. Geminin dövmünen bölümünün uzunluğu önemli bir parametredir. Dövmünme boyu ne kadar uzun olursa geçici zorlama uygulanacak kesit sayısı o kadar çok olacaktır. Dövmünme boyuna etkiyen zorlayıcı kuvvetlere karşın tekne boyunca cevaplar oluşur. Bu cevaplar, örneğin elastik deplasman, geminin yapısal ve hidrodinamik sönüm özelliklerine bağlı olarak zamanla sönenecektir. Bu cevaplar geminin sürekli yani döngüsel cevaplarıyla lineer olarak toplanabilirler. Gemi dövmünmesi için en kritik durum yaklaşık olarak gemi boyunun dalga boyuna eşit olduğu durumdur. Bu durumda mutlak rijit hareketler de büyük olacağı için en şiddetli dövmünme zorlamaları ortaya çıkar.

3.2. Dövmünme Basınç Tahminleri

Dövmünmenin ilk aşamasında sırasında gerçekleşen olayı matematiksel olarak modellemek zordur. Girdaplar, hava sıkışması ve serpinti oluşur ve birkaç fizik olayının aynı anada gerçekleşmesi söz konusudur. Böyle bir durum ancak deneysel yöntemlerle elde edilecek ampirik formüllerle ifade edilmeye çalışılmıştır. İki farklı deneysel yöntem denemiştir. Bunlardan birincisi düşme “drop” testleridir. Düz plakalar ile modellenen yapılar belli yüksekliklerden bırakılarak ölçümler yapılmış ve genelleştirilerek ampirik formüller elde edilmiştir. Verhagen (1967) ve Chuang (1966,1967) bunlara örnek olarak verilebilir. Buna ek olarak deney havuzlarında düzgün veya düzgün olmayan dalgalara karşı gemilerin vermiş oldukları cevaplara bakılarak genelleştirilmiş formüller üretilmiştir. Örnek olarak Ochi (1958, 1964 a,b) ve Ferdinande (1968) verilebilir.

Darbe dövmünmesi için en genel olarak kabul gören basınç tahmin formülasyonu aşağıdaki gibidir;

$$p_{\max}(x) = \rho k_1 \left\{ \frac{Dw_{rel}(x,t)}{Dt} \right\}^2$$

Burada, ρ : deniz suyu yoğunluğu, k_1 : boyutsuz basınç faktörü, $P_{\max}$: omurgada oluşan maksimum basınçtır.

Daha doğru bir yaklaşım olarak da Ochi ve Motter'ın (1971, 1973) maksimum darbe basınç formülü

$$P_{\max}(x) = 1/2 \rho k_1 \left\{ \frac{Dw_{rel}(x,t)}{Dt} \right\}^2$$

kullanılabilir. Burada, $T(x)$; lokal dizayn draftı olmak üzere, k_1 ; geminin $0.1T(x)$ draftının altında kalan bölümdeki 3 parametrelili transformasyondan gelen a_1 , a_3 ve a_5 parametrelerine bağlı form katsayısı

$$k_1 = \exp(1.377 + 2.419a_1 - 0.873a_3 + 9.624a_5)$$

olarak hesaplanır.

Darbe dövünme basıncını bulmak için ikinci yöntem ise Stavovy ve Chuang'ın (1976) geliştirdikleri metottur. Bu metot öncekilerden daha iyi sonuçlar verir ve omurga normali doğrultusunda etkiyen basıncın iki bileşenden oluştuğu yaklaşımına dayanır. Birinci bileşen dalga yüzeyine dik hız bileşeninden, $V_n(x,t)$, dolayı oluşan basınç bileşeni $P_n(x)$, diğeri ise dalga yüzeyine teğet hız bileşeninden, $V_t(x,t)$, kaynaklanan basınç bileşeni $P_t(x)$ 'dir. Toplam dövünme basıncı ise;

$$P_{toplam}(x) = P_n(x) + P_t(x)$$

olarak ifade edilir. Sonuç olarak, omurgada ki toplam basınç değeri şöyle olur (Belik, 1982):

$$P_{\max}(x) = \frac{k_1}{\cos^4 \xi(x,t)} \rho V_n^2(x,t) + 1/2 \rho V_t^2(x,t) \quad (3.1)$$

Burada, k_1 değerleri bir önceki yöntemdeki gibi ampirik değerlerdir ve geminin dalgaya çarpış açısıyla $\xi(x,t)$ değişmektedir. Bu k_1 değerleri Belik'in (1982) doktora çalışmasından alınmıştır. Her k_1 , $\xi(x,t)$ 'nin fonksiyonudur. $\xi(x,t)=2.2^\circ$ olduğu zaman k_1 maksimum değerini alır ($k_1 = 125.3$). Eğer $\xi(x,t)<2.2^\circ$ ise dövünme basıncında azalma olmaktadır. Bunun nedeni, omurgada hava ve sıvı karışımının ilk darbe anındaki sıkıştırılabilirliğinin hesaba katılıyor olmasıdır.

3.3. Geçici Zorlama

S'inci asal koordinatta genelleştirilmiş zorlama

$$\Xi_s(t) = \int_0^l F(x,t) w_s(x) dx \quad (3.2)$$

şeklinde ifade edilir (Bölüm 2). Bu denklemin dövünmeden dolayı oluşacak genelleştirilmiş zorlamayı ifade etmesi için girilecek kuvvetin birim boya gelen dövünme kuvveti ($F_{\text{dövünme}}$) olması gerekmektedir.

Dövünme kuvveti, sürekli olan (döngüsel) dalga zorlamasından çok farklılıklar göstermektedir. Dövünme kuvveti etkin olarak geminin omurga çevresine etkilendir ve ölçülebilir bir etkiye frekansı yoktur. Diğer bir farklılıkta etkilediği gemi boyu uzunluğudur. Dövünme kuvvetleri gemi boyunun sadece baş tarafındaki bir kısmına etkilendir.

$$F_{\text{darbe}}(x,t) \geq 0 \Rightarrow x \geq x_s,$$

$$F_{\text{darbe}}(x,t) = 0 \Rightarrow x < x_s,$$

Burada, x_s ; dövünme boyunun kıçtan başlangıç noktası ve

$l_s = l - x_s$; dövünme boyudur.

Denklem (3.42) l_s dövünme boyu boyunca integre edilir. Geçici dövünme zorlamaları l_s uzunluğu içinde yer alan tüm kesitlere etkir. Etkiyecek dövünme zorlamaları, darbe ve momentum dövünmelerinin toplamıyla elde edilir.

3.3.1. Geçici darbe zorlaması

Daha önceden gösterildiği gibi maksimum dövünme basınç tahminleri iki ayrı yöntemle yapılabilmektedir. Darbe kuvvetinin elde edilmesi için, tekne kirişinin dibi etrafındaki basınç alanının integrasyonuna ihtiyaç duyulur. Daha önceden elde edilmiş olan maksimum basınç $P_{\text{max}}(x)$ teknenin omurgasından dizayn draftının onda biri ($T/10$) yüksekliğe kadar polar koordinatta integre edilmelidir ve basınç dağılımı

$$P(\phi) = P_{\text{max}}(x) \frac{y(\phi)}{0.1T(x)} \quad (3.3)$$

olarak hesaplanır. Burada $y(\phi)$ en kesit üzerinde bulunan noktanın açısal koordinatıdır.

Bishop, Price ve Tam (1978 b) göstermişlerdir ki, bu basınç form faktörü kullanılarak integre edilebilir. Birim boya gelen düşey darbe kuvveti;

$$f_i = p_i \cos \beta_i \delta S_i$$

olur ve buradan,

$$\cos \beta_i = \frac{z_{i+1} - z_i}{\delta S_i} \text{ ve } P_i = P_{\max}(x) \frac{y_{i+1} + y_i}{2y_1}$$

bulunur. Burada, $y_1 = 0.1T(x)$, y_i ve z_i i . kesitlerdeki koordinatlarıdır. Birim boya gelen toplam düşey kuvvet, i . kesit boyunca her koordinattaki katkıların toplamıyla bulunur. İskele sancak olduğundan ötürü de iki katı alınır.

$$f_1(x) = 2 \sum_{i=2}^{n-1} f_i$$

$$f_1(x) = P_{\max} G(x)$$

$$G(x) = \frac{1}{y_1} \sum_{i=1}^{n-1} (y_{i+1} + y_i)(z_{i+1} - z_i)$$

Sonuç olarak $G(x)$, kış kaimeden x uzaklığındaki bir kesitin “form faktörü”dür.

Ochi – Motter (1973) yönteminde, darbe kuvvetinin değişimi Froude hipotezine bağlı olarak üçgen bir değişim göstermektedir. Ancak Kawakami (1977) deneylerden çıkartılan exponansiyel değişimi kullanarak bu yaklaşımı değiştirmişlerdir. Bu yaklaşıma göre, darbe kuvvetinin zamanla değişimi şöyledir;

$$f_2(x) = \frac{t}{T_o} \exp(1 - \frac{t}{T_o}) \quad (3.4)$$

Burada, T_o ; Basınç yükselme zamanı, başka bir deyişle darbenin oluştuğu andan maksimum basınç değerine ulaşmaya kadar geçen zamandır. T_o Froude hipotezine göre değişkenlik gösterir. Yani, gemi veya model boyuyla değişir, örnek olarak Kawakami'nin (1977) deneylerden elde ettiği sonuçlar verilebilir.

Modeller; $l=2 \text{ m}$ $T_o=0.001 \text{ sn}$

$$l=3 \text{ m } T_o=0.0017 \text{ sn}$$

$$\text{Gemi; } l=213 \text{ m } T_o=0.014 \text{ sn}$$

Sonuç olarak birim boya gelen darbe kuvvetinin değişimi şöyle verilebilir;

$$F_{darbe}(x,t) = f_1(x)f_2(x) = P_{\max}(x)G(x)\frac{t}{T_o}\exp(1-\frac{t}{T_o}) \quad (3.5)$$

3.3.2. Geçici momentum zorlaması

Leibowitz'in (1962, 1963) momentum dövünme teorisi, dalga yüzeyine gelen darbeden sonra dalganın formunun değişmesinden ötürü tekneye gelen kuvvetin elde edilmesinde kullanılmaktadır. Eğer gemi kıçından x mesafedeki bir noktada t anındaki birim boya gelen kuvvet, akışkanın momentumunun değişim hızı ve p anlık kaldırma kuvvetinin toplamı ise, “momentum kuvveti”,

$$\begin{aligned} F_{momentum}(x,t) &= -\frac{D}{Dt} \left\{ m(x,t) \frac{Dw_{rel}(x,t)}{Dt} \right\} + \rho g s(x,t) \\ &= -\left\{ \frac{\partial m(x,t)}{\partial t} - \bar{U} \frac{\partial m(x,t)}{\partial x} \right\} \frac{Dw_{rel}(x,t)}{Dt} - m(x,t) \frac{D^2 w_{rel}(x,t)}{Dt^2} + \rho g s(x,t) \quad (3.6) \end{aligned}$$

olarak ifade edilir. Burada;

$m(x)$: Birim boya gelen ek su kütlesi.

$S(x)$: Su altında kalan, ıslak alandır.

Derinlikle değişen ek su kütlesi ve ıslak alanı bulmak için omurgadan sakın su draftına kadar belli sayıda su hattı çizgileri çizilir. Çok parametrelili transformasyon yöntemi her su hattına kadar uygulanır. Bu hesaplama, dövünme boyundaki her bir kesit için yapılır. $m(x)$, $S(x)$, $\frac{\partial m(x,t)}{\partial t}$ ve $\frac{\partial m(x,t)}{\partial x}$ değerlerinin değişimi tekrar suya giriş süresince her birim zamanda interpolasyonla elde edilir. Momentum zorlaması tekneye suya girdiği anda etkimeye başlar ve sudaki düşey hızı sıfır olana kadar sudan bir itme alır, ancak hızı sıfır olup da tekrar sakın su draftına ulaşana kadar da emme kuvveti etki eder. Burada teknen geometrisinin “flare”li olup olmadığı önemlidir ve ek su kütlesi hesabı yapılırken teknenin sonsuz frekansta titrediği kabulü yapılır.

3.3.3. Toplam geçici zorlama

Geminin dövünmesi süresince birbirinden bağımsız iki ayrı olay meydana gelmektedir. Bunlar açıklandığı gibi darbe dövünmesi ve momentum dövünmesidir. Darbe dövünmesinden gelen anlık zorlayıcı kuvvete, dalganın formunun ve kaldırma kuvvetinin sürekli değişmesinden oluşan momentum dövünmesinden gelen zorlayıcı kuvvetin toplanmasıyla dövünmeden dolayı oluşan toplam geçici zorlama elde edilir.

$$F_{dövünme}(x,t) = F_{darbe}(x,t) + F_{mom}(x,t)$$

3.4. Sayısal Sonuçlar

Örnek geminin 0.3*l* kadarının dalgadan çıkıp tekrar dalgaya vurduğu kabulünü yaparak, gemi boyu *l* dalga boyu oranının 0.682 olduğu dalgayla karşılaştığı durumda dövünmesinin ardından vereceği cevaplar incelenmiştir. Bu hesaplamalar simülasyon öncesi matematik modelin doğru ve kabul edilebilir cevaplar verip vermediğinin kontrolü için yapılmaktadır. Gelen dalganın boyu bellidir, ancak genliği geminin *l_s*=0.3*l* olacak şekilde dövünebileceği yüksekliğe gelene kadar artırılmıştır.

Öncelikli olarak geminin maruz kaldığı dövünme kuvvetlerinin darbe ve momentum olarak ayrı ayrı neler olduğuna bakılmalıdır. Ek E’de Şekil 3.1(a-b)’de 14 knot hızla giden geminin iki ayrı noktalarına etki eden darbe dövünme kuvvetleri görülmektedir. Görüldüğü gibi 0.7 *l* kesite 0.9 *l* kesitten daha fazla birim boya gelen kuvvet uygulanmaktadır. Her ne kadar 0.9 *l* kesiti daha hızlı suya çarpsa da, formundan ötürü 0.7 *l* kesite daha fazla yük gelmektedir. Şekil 3.2(a-b)’de aynı hızda ve aynı kesitler için momentum dövünme kuvvetini zamanla değişimi gösterilmiştir. Görüleceği gibi darbe dövünmeye göre çok uzun süre etki etmektedir. Dövünen kesitler suya girdiği andan itibaren momentum kuvvetine maruz kalırlar. Teknenin düşey hızı sıfır olana kadar itme kuvveti etki ederken, hız ters yönde artmaya başladığı andan itibaren de emme kuvveti etki etmeye başlar. Emme kuvveti, teknenin draftı sakın su draftına gelene kadar etki etmektedir.

Bu zorlayıcı kuvvetlere verilecek olan orta kesitteki geçici cevaplar Ek F’de Şekil 3.3(a-b-c)’de verilmiştir.

Geçici cevabın yanında, dalganın zorlamasından gelen sürekli cevap da oluşacaktır. Geçici cevaplar ile sürekli cevapların toplamı geminin bir dalgaya vereceği cevapların toplamı olacaktır. Şekil 3.4(a-b-c)’ye bakılacak olursa gelen dalganın formu görülecektir.



4. BAŞTAN GELEN DALGALARA KARŞI BİR GEMİNİN SİMETRİK CEVAPLARININ ZAMAN BOYUTUNDA SİMULASYONU

Bölüm 2’de gösterilmiştir ki baştan gelen birim genlikteki sinüzoidal dalgalara karşı geminin herhangi bir noktasındaki deplasmanı, eğilme momenti ve kesme kuvveti (R.A.O.) değerleri bulunabilmektedir. Bu operatörler vasıtasıyla, gemi dalga enerji spektrumu bilinen bir düzensiz dalga ortamında ilerlerken bu büyüklüklerin “kareler ortalaması yoğunluk spektrumları” elde edilebilir (St. Denis & Pierson(1953)). Verilen cevapların istatistiksel analizi de yapılabilir (Price & Bishop (1974)). Bu tarz bir analizde sadece sürekli cevaplar göz önüne alınır. Fakat gemi yeteri kadar şiddetli bir denizde yol alıyorsa, dövünecek kadar yüksek genlikteki dalgalarla karşılaşacak demektir.

Önceki bölümden bilindiği gibi bir dövünmeden sonra teknenin vereceği geçici cevaplar bir çok faktöre bağlıdır. Başlıca olanlarından bir tanesi, teknenin sudan çıkan boyunun uzunluğudur. Geçici zorlama, teknenin dövünen kısmı boyunca var olan kesitlere uygulanır. Dövünme boyundaki bir noktanın darbe zamanlaması, momentum kuvvetlerini oluşma süresi, omurga ile dalga yüzeyi arasındaki darbe açısı ve teknenin düşey hızı gibi özellikler dalga genliği ve karşılaşma frekansı ile değişir. Bunun yanı sıra bir önceki dalga ile karşılaşma sırasında oluşan geçici cevaplar, bir sonraki dalgada oluşacak dövünmeye verilecek geçici cevapları etkiler.

Bu bölümde, geminin düzensiz dalgalara vereceği simetrik cevaplar hesaplanmıştır. Simülasyonlar zaman boyutunda gerçekleştirilmiştir. Geminin karşılaşacağı düzensiz dalgaların her biri, rasgele faz açılı bir çok sinüzoidal dalga toplamıdır. İstatistiksel olarak oluşturulan düzensiz dalga ortamı bir dalga enerji spektrumu tarafından ifade edilir. Bu çalışmada I.S.S.C dalga spektrumu kullanılmış olup karışık dalga zaman serisi 350 tane farklı sinüs dalgasının süperpozisyonu ile elde edilmiştir.

Geminin düzgün durum cevapları her bir sinüsoidal dalgaya verilen cevapların toplanmasıyla elde edilirler. Gemini dalga yüzeyine göre rijit hareketleri bellidir ve geçici zorlamadan kaynaklanan cevaplar, bir dövünme olduğu zaman hesaplanmaktadır. Geçici ve düzgün durumlardan gelen cevapların zamanlama göz önüne alınarak toplanmalarıyla, zaman boyutunda toplam cevaplar bulunmuş olur.

Bu uygulama “bilgisayar ortamında gerçek zamanlı deney” anlamına gelmektedir.

4.1. Düzensiz Dalga Ortamının Tanımlanması

Derin sularda, bir düzensiz dalgalar kümesi çok sayıda sinüsoidal dalganın toplamıyla tanımlanır (Longuet– Higgins (1952)). Her bir dalganın genliği a , frekansı ω ve dalga sayısı k ile düzensiz profili fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\zeta(t) = \sum_{j=1}^m a_j \cos(\omega_j t + \varepsilon_j) \quad (4.1)$$

Burada;

ε_j ; j 'inci Dalganın faz açısıdır ($0 \leq \varepsilon \leq 2\pi$).

Price & Bishop'un (1974) kullandıkları yöntemle, bir deniz durumu frekans boyutunda tek taraflı kareler ortalaması dalga enerji spektrumu (one – sided mean square wave energy spectrum) $\Phi(\omega)$ yardımıyla tanımlanır. Dalga ile $\Phi(\omega)$ arasındaki ilişki;

$$1/2 a_j^2 = \Phi(\omega_j) \Delta \omega \quad (4.2)$$

olup, daha önce de verildiği gibi geminin dalgalarla karşılaşma frekansıdır.

$$\omega_e = \omega - \bar{U} \frac{\omega^2}{g} \cos \chi$$

olduğu göz önünde tutularak, j . düzgün sinüzoidal dalganın, bir t anında ve gemi boyunca bir x noktasındaki yüksekliği

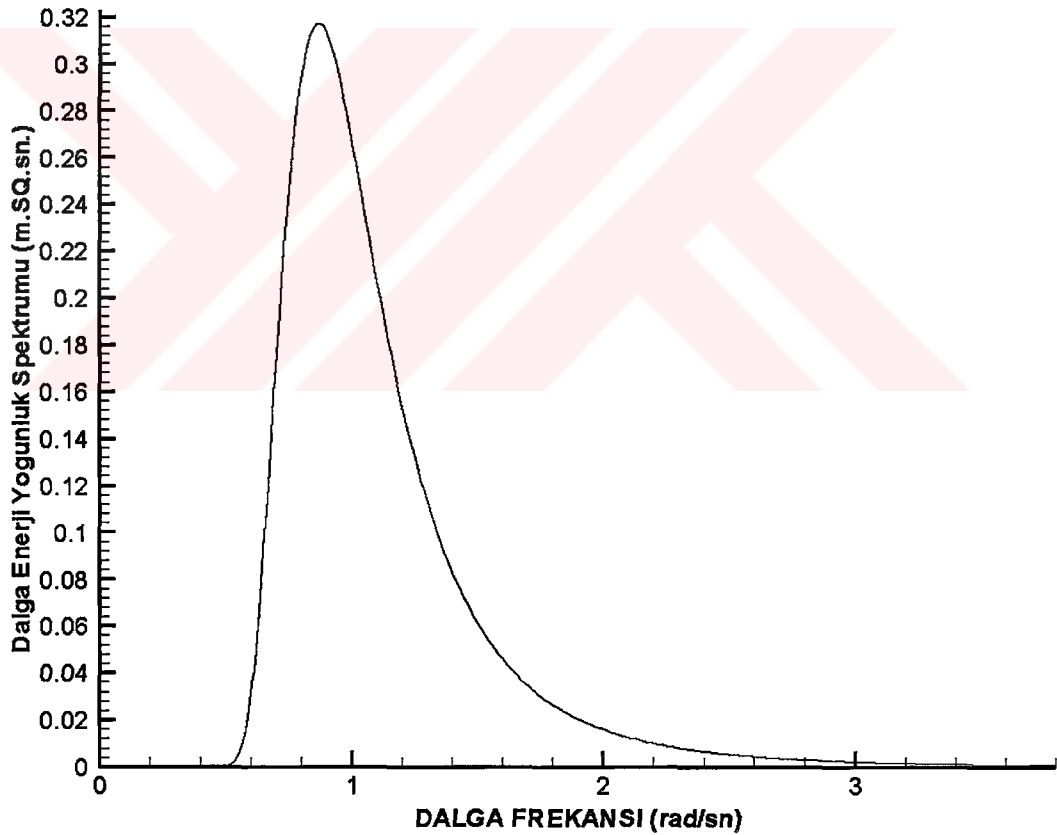
$$\zeta_j(x, t) = a_j \cos(k_j x \cos \beta + \omega_e t + \varepsilon_j)$$

$$= \text{Re} \left\{ a_j e^{-i(k_j x \cos \beta + \omega_j t + \varepsilon_j)} \right\} \quad (4.3)$$

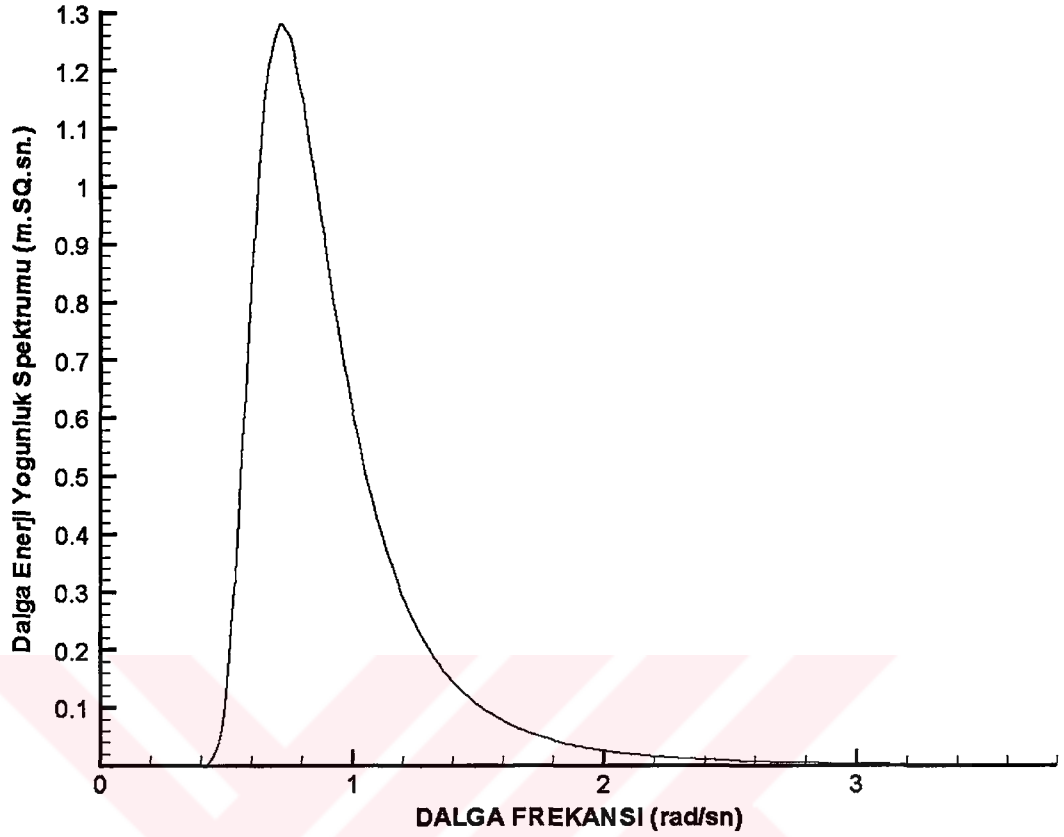
olarak bulunur. Burada, β ; dalgaların geliş açısıdır (β : 180° baştan alınan dalgalar için). Düzensiz dalgaların x noktasındaki yüksekliği ise tüm sinüzoidal dalgaların toplamlarıyla elde edilir.

$$\zeta(x, t) = \sum_{j=1}^m \zeta_j(x, t) \quad (4.4)$$

Akdeniz için Şekil 4.1’de 4 şiddetinde, karakteristik dalga yüksekliği $H_{1/3} = 1.75$ m ve karakteristik periyodu $T = 5.6$ sn olan ve Şekil 4.2’de ise 5 şiddetinde, karakteristik dalga yüksekliği $H_{1/3} = 3.2$ m ve karakteristik periyodu $T = 6.75$ sn olan deniz durumlarını ifade eden I.S.S.C dalga spektrumları gösterilmiştir.



Şekil 4.1. 4 şiddetinde, karakteristik dalga yüksekliği 1.75 m ve karakteristik dalga periyodu 5.6 sn olarak alınan deniz durumu I.S.S.C. dalga spektrumu.



Şekil 4.2. Akdeniz için, 5 şiddetinde karakteristik dalga yüksekliği 3.2 m ve karakteristik dalga periyodu 6.75 sn olarak alınan deniz durumu I.S.S.C. dalga spektrumu

4.2. Toplam Cevabın Elde Edilmesi

4.2.1. Sürekli (Döngüsel) cevap

Karışık dalgalar arasında her bir sinüs dalga için ω_e karşılaşma frekansı ile ilerleyen geminin, j 'inci dalga ile karşılaşma durumunda $p_j(t)$ cevabının elde edilmesi için aşağıdaki genelleştirilmiş eşitlik yazılabilir.

$$\tilde{A}(\omega_{ej}) \ddot{\tilde{p}}_j + \tilde{B}(\omega_{ej}) \dot{\tilde{p}}_j(t) + \tilde{C}_j(\omega_{ej}) \tilde{p}_j(t) = \tilde{\Xi}(\omega_{ej}) e^{-i(\omega_{ej}t + \varepsilon_j)} \quad (4.5)$$

Genelleştirilmiş sürekli cevap aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\left[\tilde{p}_j(t) \right]_{st} = \tilde{p}_j e^{-i(\omega_e + \varepsilon_j)}, r=0,1,2,\dots,n$$

Kuru teknenin daha önceden hesaplanmış, kuru tekne boyunca titreşim şekilleri $w_r(x)$ ve bunlara karşı gelen karakteristik eğilme momenti $M_r(x)$ ve kesme kuvveti $V_r(x)$ değerleri, a_j genlikli j 'inci sinüzoidal dalgaya karşı aşağıdaki gibi olurlar.

$$\left. \begin{aligned} [w_j(x, t)]_{sc} &= a_j \sum_{r=0}^n w_r(x) [p_{rj}(t)]_{sc} \\ [V_j(x, t)]_{sc} &= a_j \sum_{r=2}^n V_r(x) [p_{rj}(t)]_{sc} \\ [M_j(x, t)]_{sc} &= a_j \sum_{r=2}^n M_r(x) [p_{rj}(t)]_{sc} \end{aligned} \right\} \quad (4.6)$$

Düzensiz dalgalara verilen cevaplar, tüm sinüzoidal dalgalara verilen cevapların toplamıyla elde edilir. Örneğin, deplasman;

$$[w(x, t)]_{sc} = \sum_{j=1}^m [w_j(x, t)]_{sc} \quad (4.7)$$

rijit deplasman;

$$[w_{rijit}(x, t)]_{sc} = \sum_{j=1}^m \sum_{r=0}^1 a_j w_r(x) [p_{rj}(t)]_{sc} \quad (4.8)$$

gemi ve dalga yüzeyi arasındaki görece deplasman;

$$[w_{gdr}(x, t)]_{sc} = [w(x, t)]_{sc} - \zeta(x, t)$$

4.2.2. Dövnmenin oluşumu

Karşılaşılan her bir düzensiz dalga için geminin sudan çıkıp çıkmadığı kontrol edilir. Geminin dövünen bölümü yani dövnme boyu kesitlerle ifade edilir. Kesitlerdeki göreceli hareketin elde edilebilmesi bir önceki bölümde açıklanmıştır. Herhangi bir kesitte dövnme oluşması için o kesitin görece deplasmanın (dalga yüzeyine göre) lokal draftdan büyük olması durumunda oluşur;

$$w_{rel}(x_n, t) \geq T(x)$$

ve tekrar kesitin suya girmesi durumu yani dalga yüzeyine çarpma durumu

$$w_{gdr}(x_n, t) = T(x_n),$$

koşulunda olur. Sakin su draftına ulaşılma durumu ise

$$w_{gdr}(x_n, t) = 0$$

şeklinde ifade edilir. Bu kontrol her kesit için yapılır. $x=x_i (i=1,2,...,n-1)$

Her bir kesit kontrol edilir ve sudan çıkan kesitlerden dövünme boyu elde edilir. Bu kontrol sırasında en son kesitin (x_n) bir dalgayla karşılaşma durumunda sudan çıkmadığı görülür.

4.2.3. Geçici cevap

Burada yapılacak olan hesaplama, geminin dalgalara verdiği sürekli cevaba ek olarak, dalgaların yüksekliğine, periyoduna ve gemi hızına bağlı olarak gemi başının zaman zaman sudan çıkıp su yüzeyine çarpmalarından dolayı verilecek olan geçici cevapların elde edilmesi içindir. Daha önce gösterildiği gibi geçici cevabın asal koordinatlarının zamanla değişimi aşağıdaki gibidir.

$$\left[\begin{matrix} p(t) \\ \sim \end{matrix} \right]_{gc} = \int_0^t h(\tau) \int_{x_s}^l F_{darbe}(x, t - \tau) w(x) dx d\tau \quad (4.9)$$

Birim boya gelen darbe kuvveti;

$$F_{dövünme}(x, t) = F_{darbe}(x, t) + F_{mom}(x, t)$$

olup, x_s ; dövünme boyunun başladığı noktanın kıçtan mesafesidir.

Daha önce anlatıldığı gibi darbe kuvveti için Ochi – Motter (1973) veya Stavovy – Chuang (1976) formülasyonları kullanılırken, momentum bileşeni için Leibowitz (1962, 1963) formülasyonu kullanılmıştır. Geçici asal koordinatların

$\left[\begin{matrix} p(t) \\ \sim \end{matrix} \right]_{gc}$ bilinmesiyle, teknenin geçici cevapları her titreşim şeklindeki cevapların

toplanmasıyla elde edilir. Örnek olarak eğilme momenti

$$[M(x, t)]_{gc} = \sum_{r=2}^n [p_r(t)]_{gc} M_r(x) \quad (4.10)$$

şeklinde olur.

Bölüm 3’de düzenli dalgalarda dövünme kuvvetinin $F_{dövünme}(x,t)$ verilen dövünme teorileriyle nasıl elde edildiğini anlatılmıştı. Düzensiz dalgalarda Ochi – Motter ve Leibowitz formülasyonlarının adaptasyonu içinse biraz daha çaba gerekmektedir. Düşey görece hız ve ivme her bir karışık dalga bileşeni için hesaplanıp toplanırsa düzensiz dalga için görece hız ve ivmeler elde edilir. Bunun yanında Stavovy – Chuang darbe dövünmesi teorisi için bazı basitleştirmeler gerekmektedir. Burada su parçacıklarının yörüngesel hızı ihmal edilmiş ve tekne dibiyle dalga yüzeyi arasındaki görece hızın sadece düşey bileşeni hesaba katılmıştır. Simülasyon için gerekli olan diğer bütün eşitlikler Bölüm 3’de verildiği gibidir.

4.2.4. Toplam cevap

Düzensiz dalgalar arasında ilerlemekte olan bir geminin toplam cevabını elde edebilmek için öncelikle sürekli ve geçici cevapların hesap edilmesi ve toplanması gerekmektedir. Bu yaklaşım düzgün bir sinüzoidal dalgadaki durum ile benzerdir. Toplam cevabı elde etmek için döngüsel sürekli cevaba, zaman zaman oluşan geçici cevaplar eklenmelidir.

Bu yaklaşım kullanılarak toplam cevap, eğilme momenti için aşağıdaki formda yazılır.

$$[M(x,t)]_{toplam} = [M(x,t)]_{sc} + [M(x,t-t_s)]_{gc} \quad (4.11)$$

Burada t_s , dövünmenin başladığı t anıdır.

Simülasyonun yapılabilmesi için gerekli tüm eşitlikler elde edilmiştir. Artık, simülasyona geçilebilir.

4.3. Bir Hücumbotun Düzensiz Dalgalar Arasındaki Davranışının Simülasyonu

Yukarıda gerekli olan tüm özellikleri verilen örnek bir hücum botun iki ayrı deniz koşulunda ve iki ayrı hızda olmak üzere toplam dört durumda yaklaşık 20’şer dakikalık zaman boyutunda simülasyonları yapılmıştır. Bu zaman süreci içerisinde geminin istenilen her hangi bir noktasındaki cevabının tüm simülasyon boyunca nasıl değiştiğini görebilmekteyiz. I.S.S.C spektrumu sayesinde iki ayrı karışık dalga ortamı oluşturulmuştur. Bunlardan birincisi Akdeniz koşullarına uygun 4 şiddetinde,

diğeri ise yine Akdeniz koşullarına uygun 5 şiddetinde denizlerdir. Akdeniz için deniz şiddetine uygun hangi karakteristik dalga yüksekliği ve karakteristik dalga periyodu değerlerinin seçimi Sarıöz'ün (1999) yapmış olduğu çalışmadan alınmıştır. Örnek Hücumbotun simülasyonları her iki deniz koşulunda 15 knot ve 20 knot hızlarda yapılmıştır. Böylece ortaya 4 farklı durumda elde edilen sonuçlar aşağıda sırasıyla irdelenmiştir.

Durum 1: 4 Şiddetindeki denizde 15 Knot Hızla Giderken Elde Edilen Cevaplar

Hücumbot 4 şiddetindeki denizde 15 knot hızla giderken simülasyon boyunca orta kesitteki ($x=0.5l$) eğilme momenti değişimi Ek G'de Şekil 4.3(a,b,c,d) olarak sunulmuştur.

Durum 2: 4 Şiddetindeki denizde 20 Knot Hızla Giderken Elde Edilen Cevaplar

Hücumbot 4 şiddetindeki denizde 20 knot hızla giderken simülasyon boyunca orta kesitteki ($x=0.5l$) eğilme momenti değişimi Ek H'de Şekil 4.4(a,b,c,d) olarak sunulmuştur.

Durum 3: 5 Şiddetindeki denizde 15 Knot Hızla Giderken Elde Edilen Cevaplar

Hücumbot 5 şiddetindeki denizde 15 knot hızla giderken simülasyon boyunca orta kesitteki ($x=0.5l$) eğilme momenti değişimi Ek I'da Şekil 4.5(a,b,c,d) olarak sunulmuştur.

Durum 4: 5 Şiddetindeki denizde 20 Knot Hızla Giderken Elde Edilen Cevaplar

Hücumbot 5 şiddetindeki denizde 20 knot hızla giderken simülasyon boyunca orta kesitteki ($x=0.5l$) eğilme momenti değişimi Ek J'de Şekil 4.6(a,b,c,d) olarak sunulmuştur.

4.4. Simülasyondan Elde Edilen Zaman Serilerinin İstatistiksel Analizi

Geminin karışık dalgalar arasında ilerlerken vereceği cevaplar ancak istatistiksel olarak değerlendirilebilir. Bununla beraber, aşırı dalgalı bir denizde ilerlemekte olan geminin cevapları konvasiyonel olarak kabul görmüş Rayleigh dağılımından sapmalar gösterecektir. Bunun nedeni, geminin dövünmesidir. Geminin sudan çıkan uzunluğu dalga yüzeyine çarptığı anda, oluşan geçici cevaplar ile dalda zorlamasına verdiği sürekli cevaplar arasında önemli mertebede faz farkları vardır. Sürekli cevap

tepe değeri ile geçici cevabın en büyük değerinin eş zamanlı olması olasılığı çok düşüktür. Bundan ötürü süperpozisyon, en büyük değerlerin toplam sonucunu vermez. Sonuç olarak, Rayleigh dağılımından dövünme şiddetinin artması ile büyüyen sapmalar meydana gelir. Bu istatistiksel değerler, ancak simülasyonlardan elde edilen zaman serilerinin analizi ile elde edilebilirler.

Geminin herhangi bir kesitinin atalet momentine göre ne kadar eğilme momenti kaldıracağı bellidir. Özellikle orta kesit için dizayn eğilme momentinin aşılma sıklığı önemlidir. Simülasyonlardan elde edilmiş olan zaman serileri için bir istatistiksel analiz yapılarak, belli aralıklarla geminin maksimum eğilme momenti cevabına kadar eğilme momenti değerlerin kaç kere aşıldığı, dolayısıyla bu değerlerin yüzde olarak aşılma olasılıkları hesap edilmiştir. Bu sayede geminin kritik eğilme momenti değerlerine ulaşabilme olasılığı bulunmuştur. Şekil 4.7’de iki ayrı deniz durumu ve iki ayrı hız için örnek hücumbotun orta kesit eğilme momenti cevaplarının istatistiksel analizi sunulmaktadır. Görüldüğü gibi deniz şiddeti ve geminin hızı arttıkça dağılımdaki açılmalar artmaktadır. Ancak 5 şiddetindeki deniz durumda ve 20 knot hızda oluşan eğilme momenti cevapları, sarkma durumu için 15 knot hızdaki eğilme momenti cevaplarından daha küçüktür. Bu durumun, sürekli dalga cevapları ile geçici dövünme cevaplarının en büyük değerleri arasındaki faz farkı karakteristiklerinden meydana geldiği düşünülmektedir. Çökme durumunda eğilme momenti azalmasının görülmemesi bu değerlendirmeyi desteklemektedir.

5. SONUÇLAR

Bu çalışma, ileriki aşamalarda kullanılacak temel bilgi ve pratikleri içeren bir hazırlık aşamasıdır. Aşırı deniz şartlarında geminin cevaplarını bulmak için öncelikle simetrik hareket denklemleri elde edilmiştir. Simetrik hareketlerin incelenmesinden sonra, kuru teknenin karakteristik özellikleri bulunmuştur. Ancak bu özellikler ışığında, sakin suda veya dalgalı denizdeki cevap fonksiyonları hesaplanabildiğinden kuru teknenin karakteristik özellikleri çok önemlidir. Daha önceden anlatıldığı gibi, geminin en kötü durum analizi yapmak için simetrik hareketlerini incelemek yeterlidir. Örnek hücumbotun serbest titreşim analizi yapıp, asal titreşim şekilleri ve bu titreşim şekillerine karşı gelen kesme kuvveti ve eğilme momenti dağılımları bulunmuştur.

Gemi dalgalar arasında yol alırken üzerine zorlayıcı akışkan kuvvetleri etki etmektedir. Bu kuvvetler Bölüm 2.3'de anlatıldığı gibi reaksiyon ve dalga kuvvetleridir. Bu dış kuvvetler hareket denkleminin sağ tarafında kalır ve nasıl hesap edildiği aynı bölümde açıklanmıştır. Birim genlikteki bir dalgaya geminin nasıl cevap vereceği (R.O.A.'ların hesabı) açıklanmış ve örnek gemi için hesap yapılmıştır.

Gemiye sürekli etkileyen akışkan kuvvetlerinin dışında geçici olarak da dövünme kuvvetleri etki etmektedir. Dövünmenin doğası ve oluşabilme için gerekli koşullar, dövünme tahminleri ve bu geçici zorlamalara verilecek cevapların elde edilmesi Bölüm 3'de anlatılmıştır. Gemi 14 knot hızda giderken, dövünme boyunun 0.3/ olduğu düşünülerek, gemi boyu/dalga boyu oranının 0.682 olduğu durumda dövünme olayı incelenmiştir. Elde edilen sonuçlarla, simülasyona geçiş öncesinde geminin şiddetli dövünme etkisindeki dinamiği incelenmiştir.

Bir sonraki aşamada, iki ayrı hız ve deniz koşulu için simülasyonlar yapılmıştır. Bu simülasyonlarda, geminin herhangi bir kesitindeki cevaplarının zaman serileri elde edilmiştir. Karışık dalgalı deniz durumunu tanımlamak için I.S.S.C. spektrumu

kullanılmış olup karışık dalgaları oluşturmak için 350 adet sinüzoidal dalga kullanılmıştır.

Simülasyonlardan elde edilen cevap serileri için istatistiksel analiz yapılmıştır. Bu istatistiksel analizler sonucu, örneğin geminin dizayn momenti hakkında bilgi edinilmiştir.

İleriki çalışmalarda, bu çalışmada kullanılan program süiti, yeni dövünme modelleri ile çalışabilecek hale getirilmiştir. Gemi yapısının 2 – boyutlu yapısının korunması halinde, dövünme kuvvetleri 3 – boyutlu olarak uygulanabilir.

Burada kullanılan dinamik modelin iki temel unsuru vardır. Bunlardan birincisi yapısal modelidir (elastik giriş modeli). İkincisi bu yapıya etki eden akışkan kuvvetlerinin bulunması için kullanılan modeldir (hidrodinamik, strip teori). Bu iki modelin uyumu, teorik yaklaşımın tamamının tutarlılığı için önem taşır. Bu durumda, geliştirme çalışmalarında hem yapısal hem de hidrodinamik modelin 3 – boyutlu hale getirilmesi uygun olacaktır. Bu yaklaşımla antisimetrik hareketler de hesaba katılacaktır.

Bu çalışmada sunulan simülasyon örnekleri “gerçek zamanlı bilgisayar deneyleri” niteliğinde olup, model ölçeğinde veya tam ölçekli olarak yapılacak deney sonuçlarıyla örtüşmesi beklenmektedir. Düzgün ve/veya karışık dalgalara karşı geminin vereceği cevaplar ile, aynı deniz durumunda simülasyonlardan hesaplanan cevaplar karşılaştırılan modelin doğruluğu deneysel olarak incelenebilir. Bu amaç için dilimli gemi modellerinin kullanılması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- Belik, M. Ömer**, 1982. Symmetric response of ships in regular and irregular waves, *PhD Thesis*, University college London, Londra.
- Bets, C.V., Bishop, R.E.D ve Price, W.G.**, 1977. The symmetric generalized fluid forces applied to a ship in a seaway, *TRANS. RINA*, 199, 265-278.
- Beukelman, W.**, 1980. Bottom impact pressure due to forced oscillation, *Int. Shipbuilding Prog.*, 27. 107-126.
- Bishop, R.E.D. ve Price, W.G.**, 1974. On modal analysis of ship strength, *Proc. Royal Soc. Londra*. A341, 121-134.
- Bishop, R.E.D ve Price, W.G.**, 1977a. Coupled bending and twisting of a Timoshenko beam. *Journal of Sound and vibration*, 50(4), 469-477.
- Bishop, R.E.D ve Price, W.G.**, 1977b. The generalised antisymmetric fluid forces applied to a ship in a seaway. *Int. Shipbuilding Prog.*, 24. 3-14.
- Bishop, R.E.D. ve Price, W.G.**, 1979a. An investigation into the linear theory of ship response to waves. *Journal of Sound and vibration*, 62, 353-363.
- Bishop, R.E.D. ve Price, W.G.**, 1979b. *Hydroelasticity of ships*. Cambridge University Press.
- Bishop, R.E.D., Price, W.G. ve Tam, P.K.Y.**, 1977a. The dynamical characteristics of some dry hulls. *Journal of Sound and vibration*, 54, 29-38.
- Bishop, R.E.D., Price, W.G. ve Tam, P.K.Y.**, 1977b. A unified dynamic analysis of ship response to waves, *TRANS. RINA*, 119, 363-390.
- Bishop, R.E.D., Price, W.G. ve Tam, P.K.Y.**, 1979. The representation of hull sections and its effects on estimated hydrodynamic actions and wave responses to wave responses. *TRANS. RINA*, 121, 115-126.
- Chuang, S.L.**, 1967. Experiments on slamming of wedge-shaped bodies. *Jour. of Ship Research*, 11, 190-198.
- Ferdinande, V.**, 1968. Analysis of slamming phenomena on a model of a cargo ship in irregular waves, *Int. Shipbuilding Prog.*, 15, 373-387.

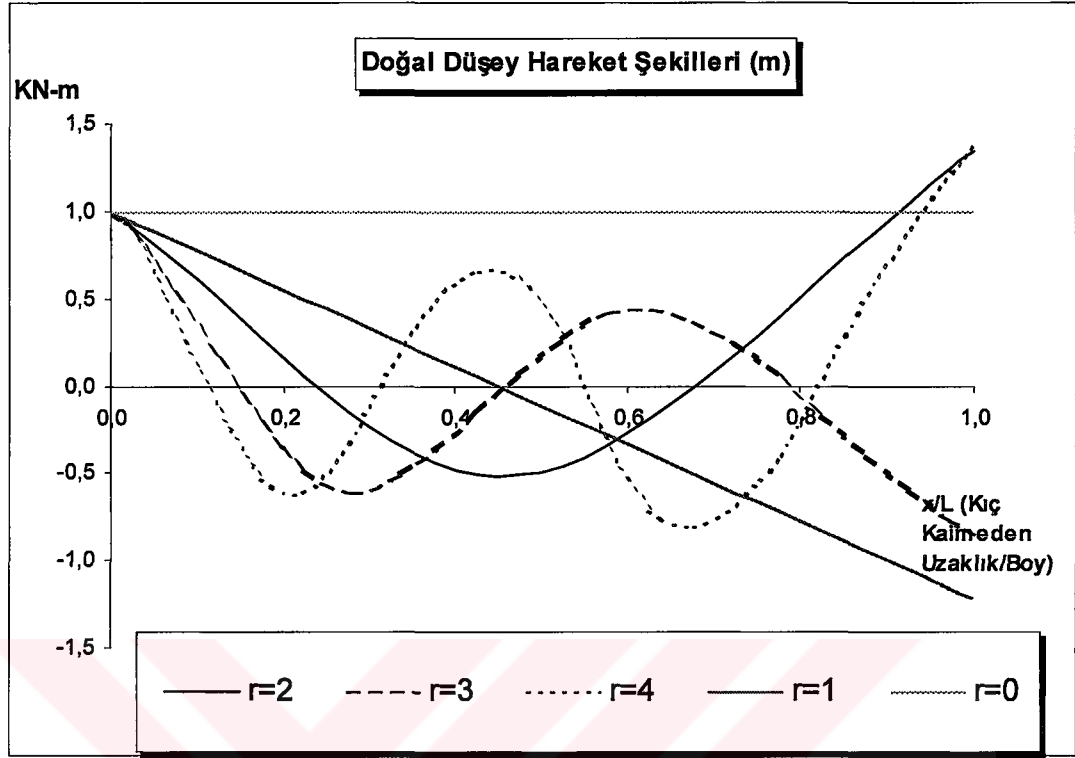
- Gerritsma, J. ve Beukelman W., 1964.** The distribution of the hydrodynamic forces in a heaving and pitching ship model in still water, Netherlands Ship Search Center TNO Report No.615.
- Gerritsma, J. ve Beukelman W., 1967.** Analysis of the modified strip theory for the calculation of ship motion and wave bending moments, Netherlands Ship Search Center Report 96S.
- Kawakami, M., Michimoto, J. ve Koboyashi, K., 1977.** Prediction of long term whipping vibration stress due slamming of large full ships in rough seas, Int.Shipbuilding Prog., 24, 83-110.
- Kumai, T., 1958.** Damping factors in the higher modes of ship vibration, Europeanshipbuilding, 1, 29-34.
- Landweber, L. Macagno, M., 1967.** Added mass of two-dimensional forms by conformal mapping, Jour. of Ship Research, 11, 109-116.
- Landweber, L. Macagno, M., 1975,** Accurate parametric representation of ship sections by conformal mapping, First Int.Conf. on Numerical Ship Hydrodynamics, Maryland, USA, 665-681.
- Leibowitz, R.C., 1962.** Comparison of theory and experiment for slamming of a Dutch destroyer, DTMB Report 1511.
- Leibowitz, R.C., 1963.** A method for predicting slamming forces and responses of a ship hull, DTMB Report, 1961.
- 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.
- Porter, W., 1960.** Pressure distributions, added mass and damping coefficients for cylinders oscillating in a free surface. University of California, Inst. of Eng., Research Series 82, No.16.
- Ochi, M.K., 1958.** Model experiments on ship strength and slamming in regular waves, SNAME, 66, 345-383.
- Ochi, M.K., 1964.** Prediction occurrence and severity of ship slamming at sea, Proc.5. symp. On Naval Hydrodynamics, Office of Naval Research, ACR112, 545-596.
- Ochi, M.K. ve Motter, L.E., 1971.** A method to estimate slamming characteristics for ship design, Marine Technology, 8, 219-232.

- Ochi, M.K. ve Motter, L.E., 1973.** Prediction of slamming characteristics and hull responses for ship design, Trans. SNAME, 81, 144-190.
- Odabaşı, A. Yücel, Sarıöz, Kadir ve Narlı, Ebru, 1999.** 46 m avcı botu denizcilik performans analizi. İ.T.Ü. Vakfı, Rapor No: 99-TTK-P01
- Price, W.G. ve Bishop, R.E.D., 1974.** Probabilistic theory of ship dynamics, Chapman & Hall, Londra, Wiley (Halsted) New York.
- Rice, S.O., 1945.** Mathematical analysis of random noise, Dover Publication, New York, 1954, 133-294.
- Salvesen, N., Tuck, E.O. ve Faltinsen, O., 1970.** Ship motions and sea loads, Trans. SNAME, 78, 250-287.
- Stavovy, A.B. ve Chuang, S.L., 1976.** Analytical determination of slamming pressures for high-speed vehicles in wave, Jour. of Ship Research, 20, 190-198.
- Stiansen, S.G. ve Mansour, A.E., 1975.** Ship primary strength based on statistical data analysis, Trans. SNAME, 83, 214-243.
- Tasai, F., 1960.** On the damping force and added mass of ships heaving and pitching. University of California, Eng. Publication, Series 82.
- Timoshenko, S.P., Young, D.H. ve Weaver, W., 1974.** Vibration problems in engineering problems, 4. Edition, Willey, New York.
- Ursell, F., 1949.** On the heaving motion of a circular cylinder in the surface of a fluid, Quart. Jour. of Mechanics and Applied Mathematics, 2, 335-353.
- Verhagen, J.H.G., 1967.** The impact of a flat on a water surface, Jour. of Ship Research, 13, 284-298.
- Vugts, J.H., 1968.** The hydrodynamic coefficients for swaying, heaving and rolling cylinders in a free surface, Int. shipbuilding Prog., 15, 251-276.
- Vugts, J.H., 1971.** The hydrodynamic forces and ship motions in oblique waves, Netherlands Ship Search Center TNO Report 150S.
- Weinblum, G.P. ve St.Dennis, M., 1950.** On the motions of ships at sea. Trans. SNAME, 83, 184-248.

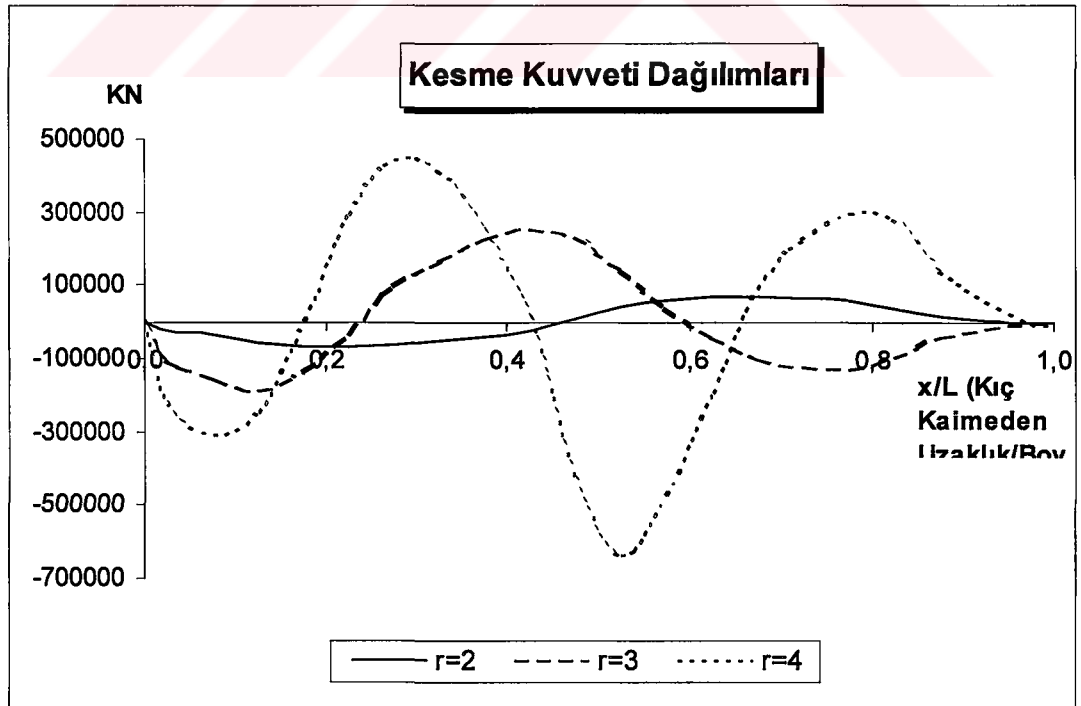
EKLER

EK A-1	49
EK A-2	50
EK B-1	51
EK B-2	52
EK B-3	53
EK C-1	54
EK C-2	55
EK D-1	56
EK D-2	57
EK D-3	58
EK E-1	59
EK E-2	60
EK F-1	61
EK F-2	62
EK F-3	63
EK G-1	64
EK G-2	65
EK G-3	66
EK G-4	67
EK H-1	68
EK H-2	69
EK H-3	70
EK H-4	71
EK I-1	72
EK I-2	73
EK I-3	74
EK I-4	75
EK J-1	76
EK J-2	77
EK J-3	78
EK J-4	79

EK A-1

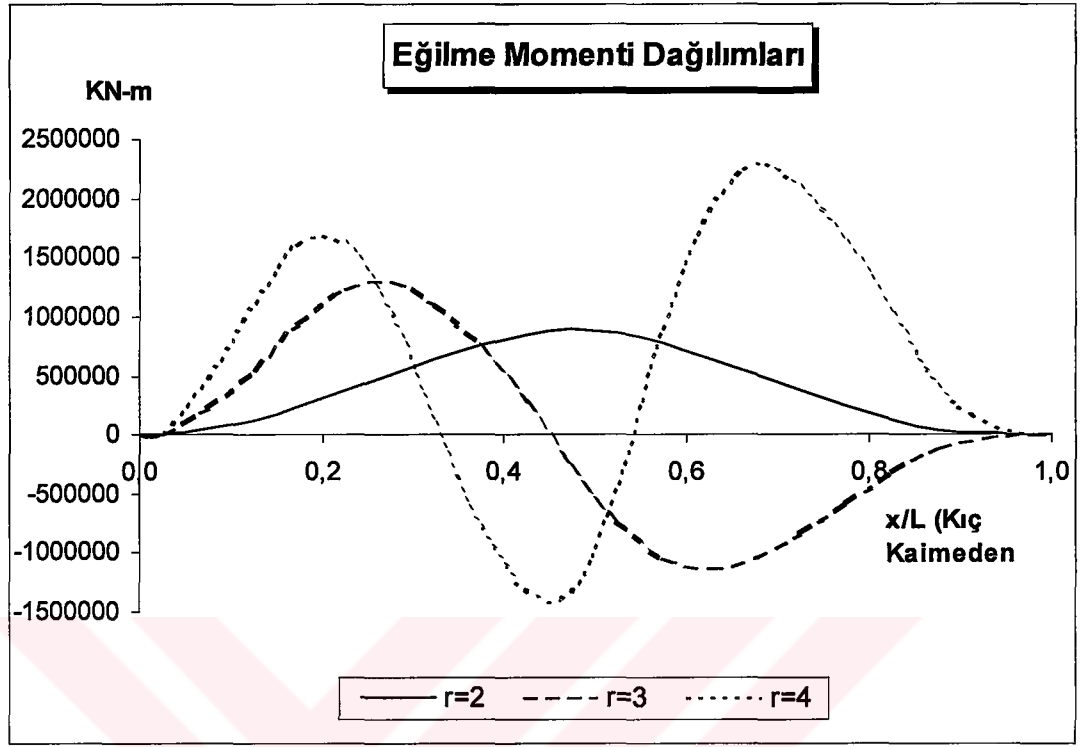


Şekil 2.3. Kuru teknenin asal titreşim şekilleri



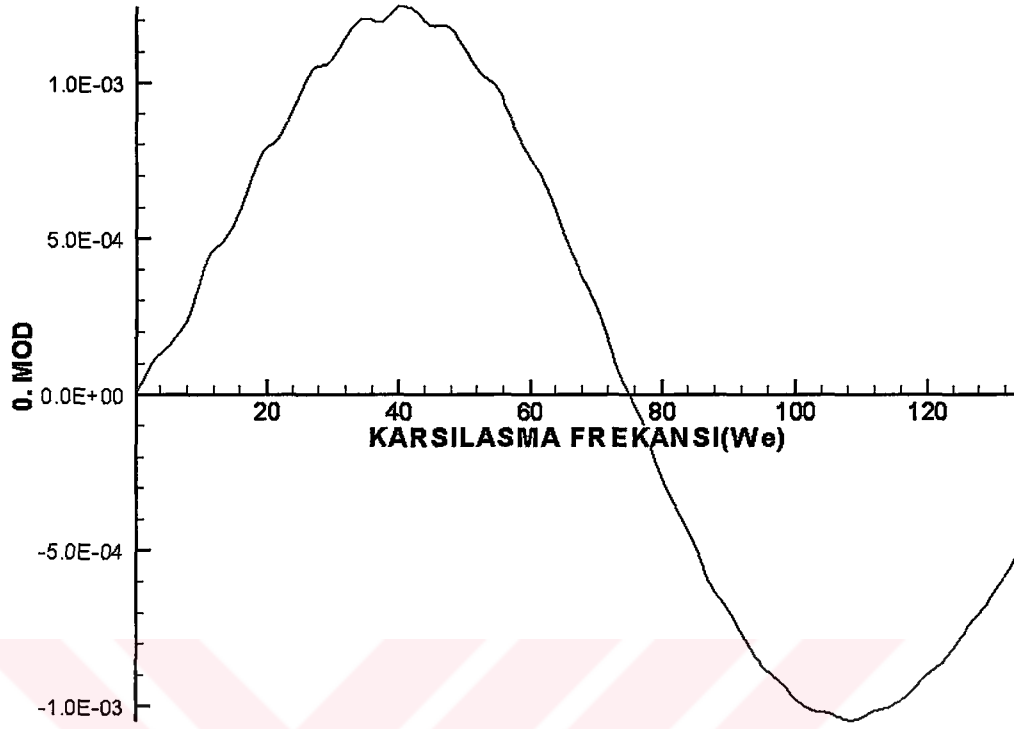
Şekil 2.4. Asal titreşim şekillerine karşı gelen kesme kuvveti dağılımı

EK A-2

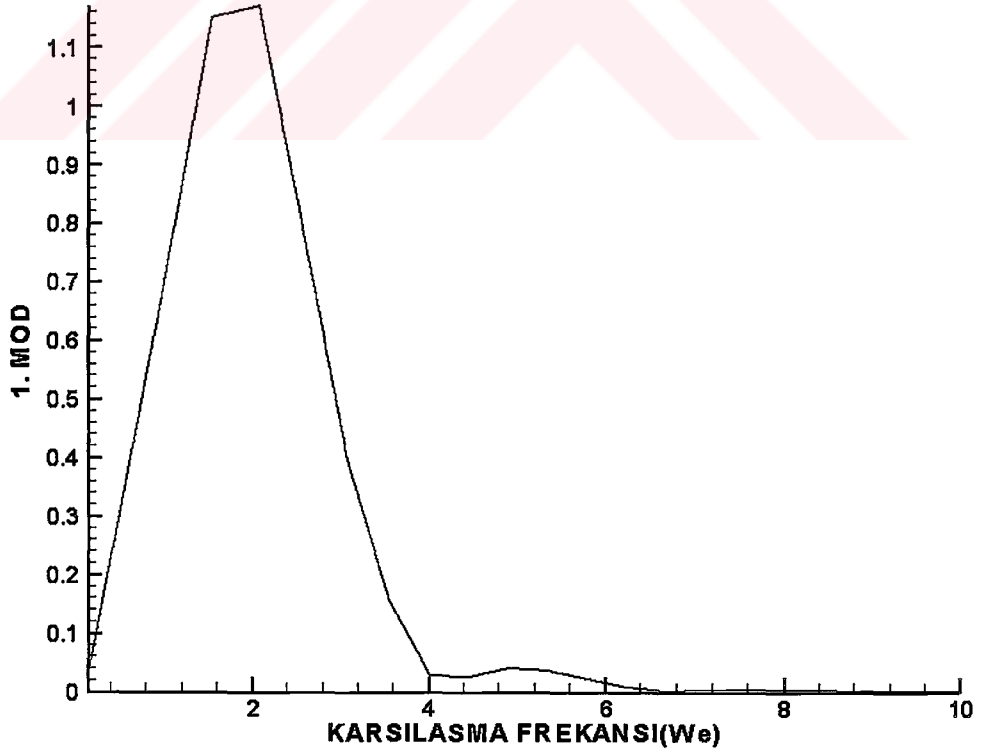


Şekil 2.5. Kuru teknenin asal titreşim şekillerine karşı gelen eğilme momenti dağılımı

EK B-1

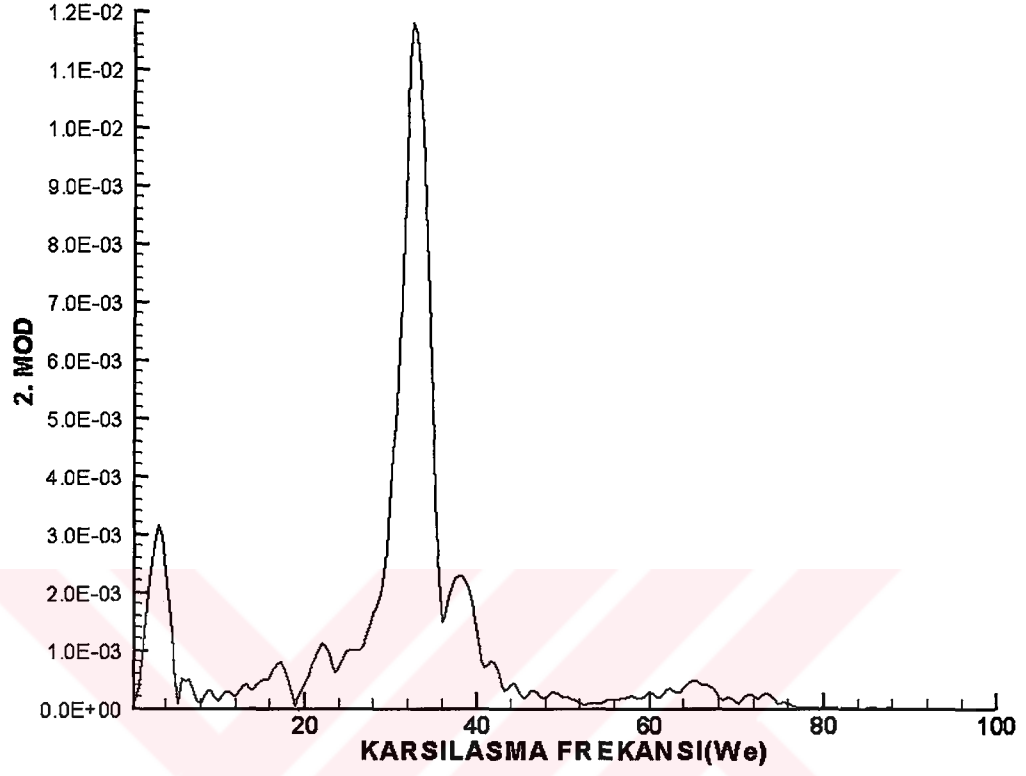


Şekil 2.6a. Dalıp – çıkma (heave) hareketinin karşılaşma frekansına karşı asal koordinatları

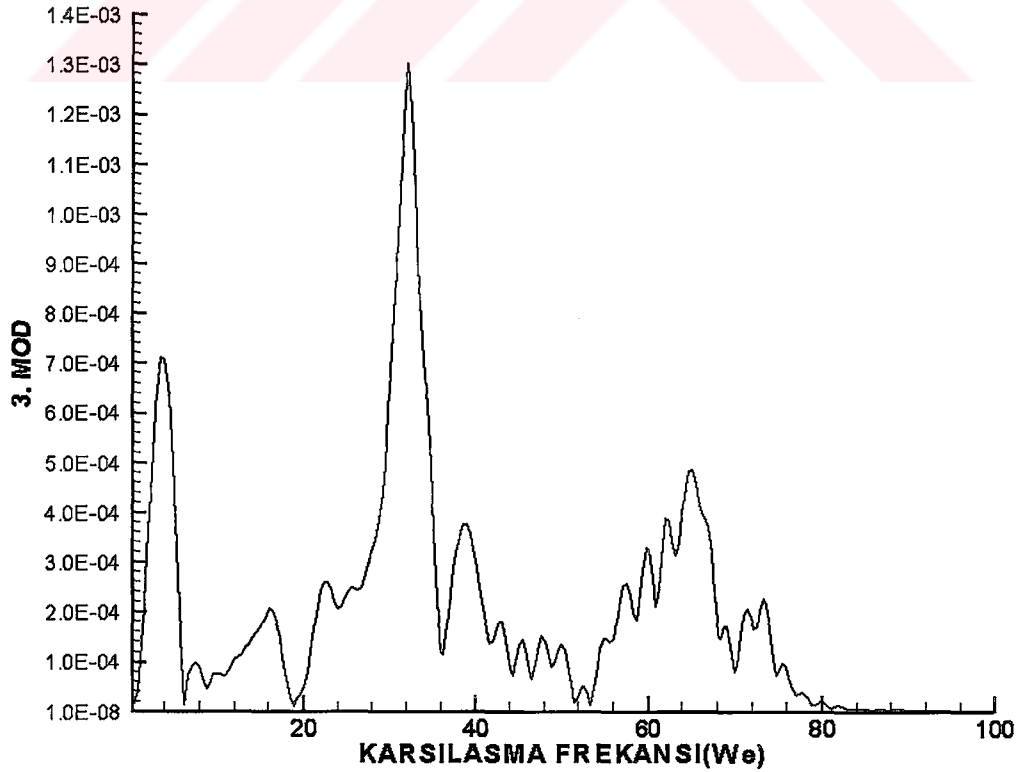


Şekil 2.6b. Baş kıç vurma (pitch) hareketinin karşılaşma frekansına karşı asal koordinatları

EK B-2

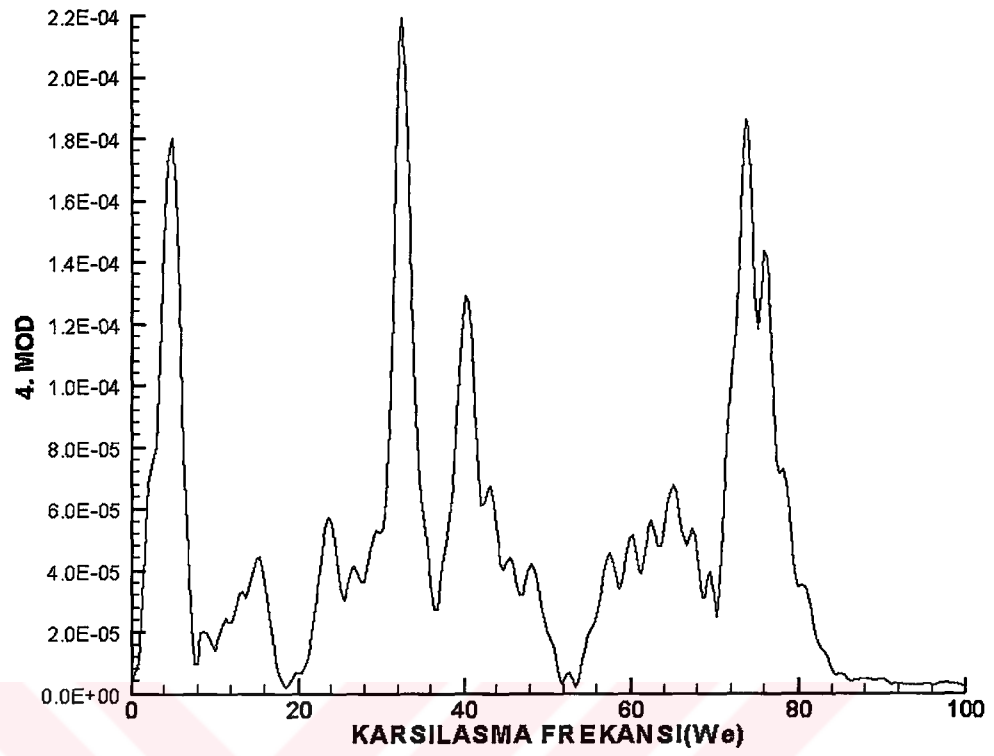


Şekil 2.6c. 2 düğümlü elastik hareketinin karşılaşma frekansına karşı asal koordinatları



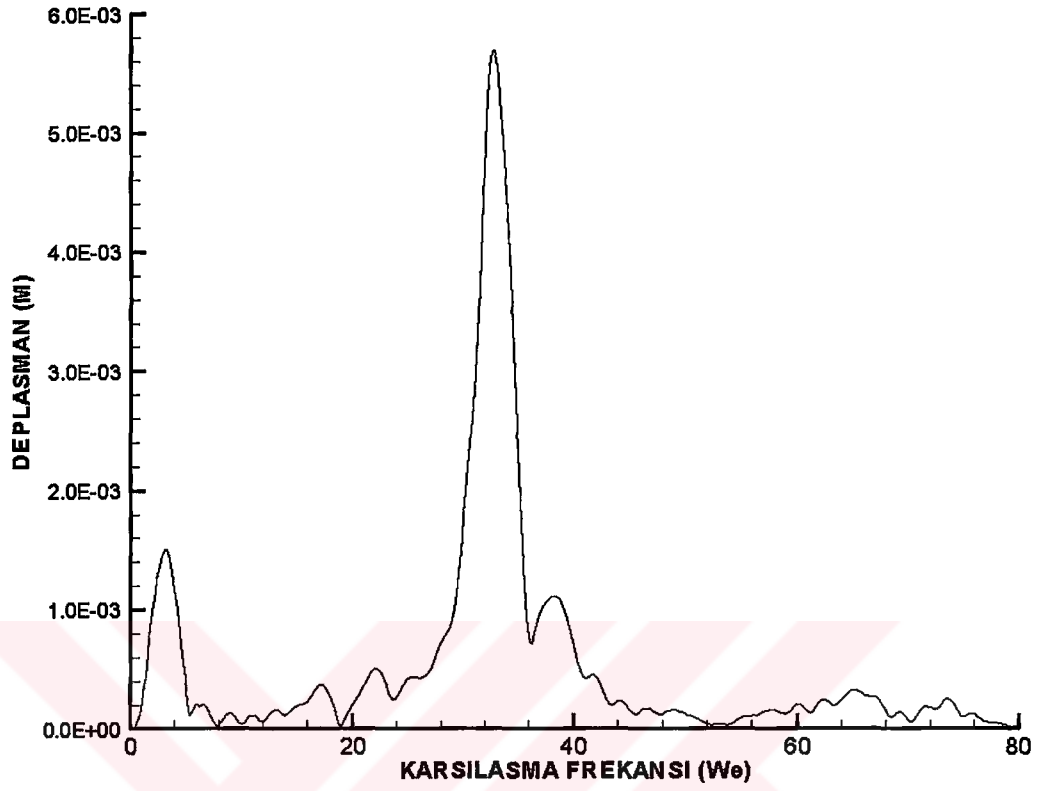
Şekil 2.6d. 3 düğümlü elastik hareketinin karşılaşma frekansına karşı asal koordinatları

EK B-3

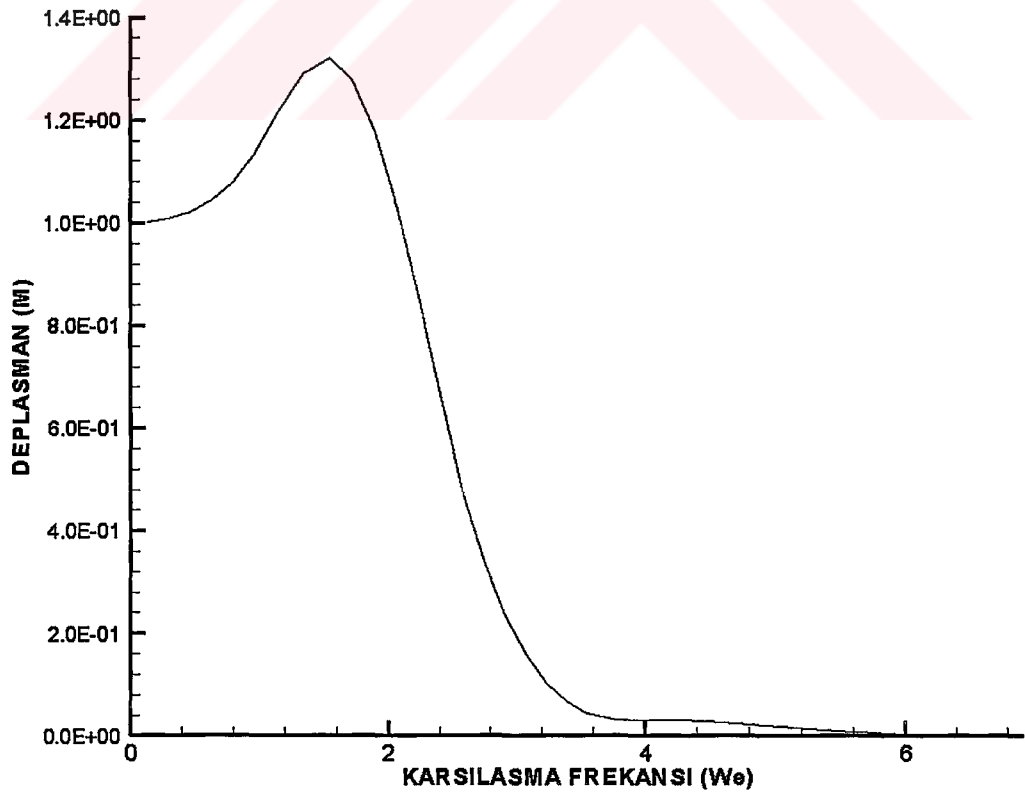


2.6e. 3 düğümlü elastik hareketinin karşılaşma frekansına karşı asal koordinatları

EK C-1

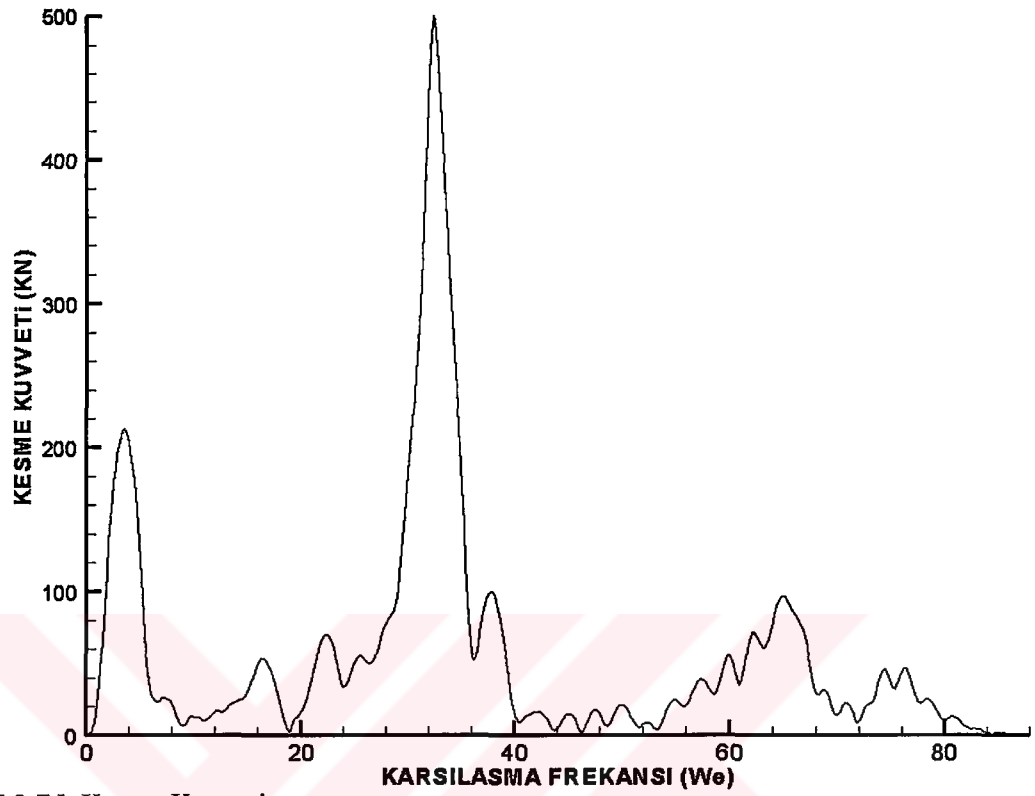


Şekil 2.7a. Elastik deplasman

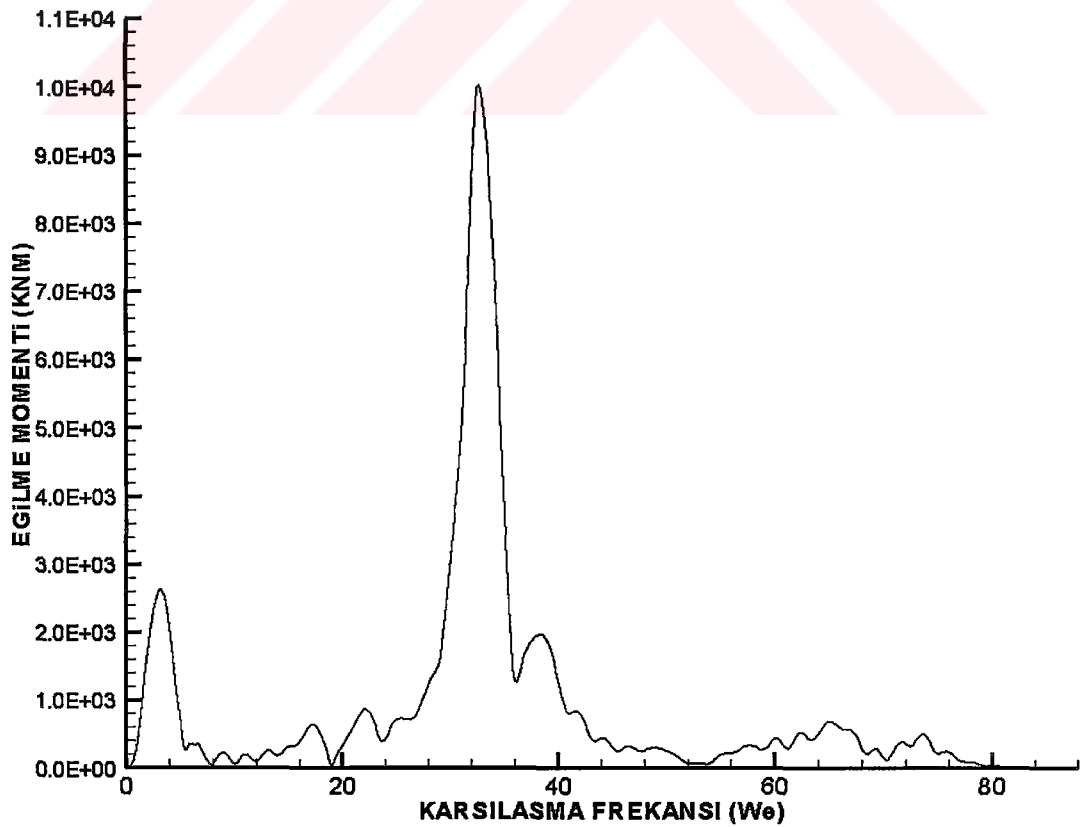


Şekil 2.7b. Toplam deplasman

EK C-2

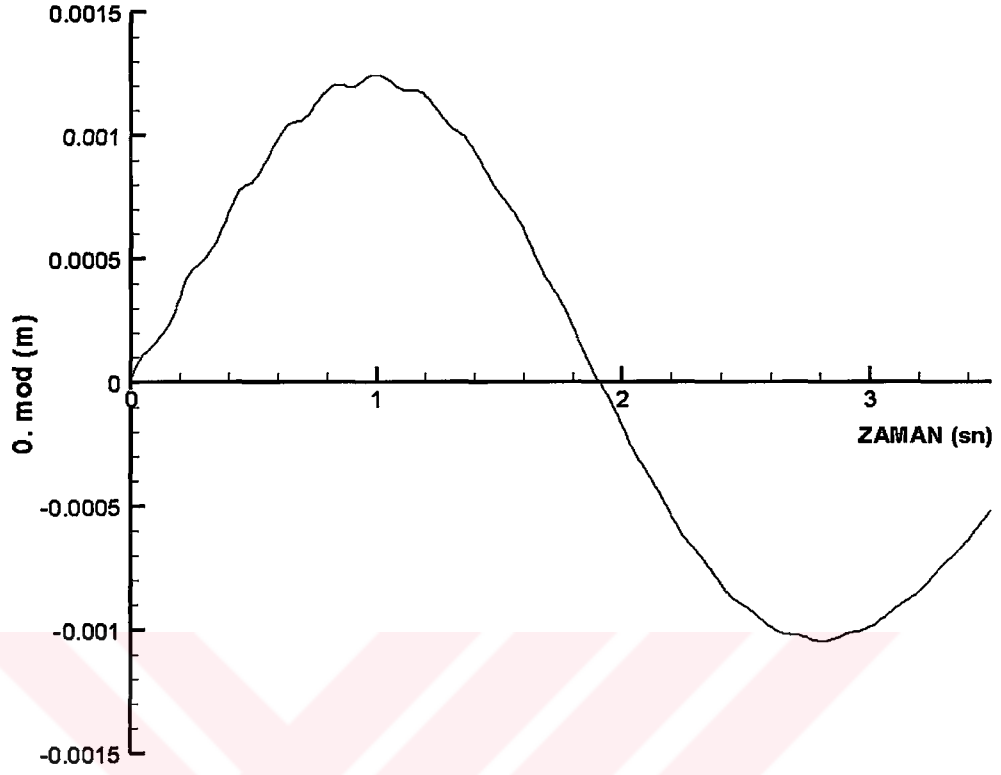


Şekil 2.7d. Kesme Kuvveti

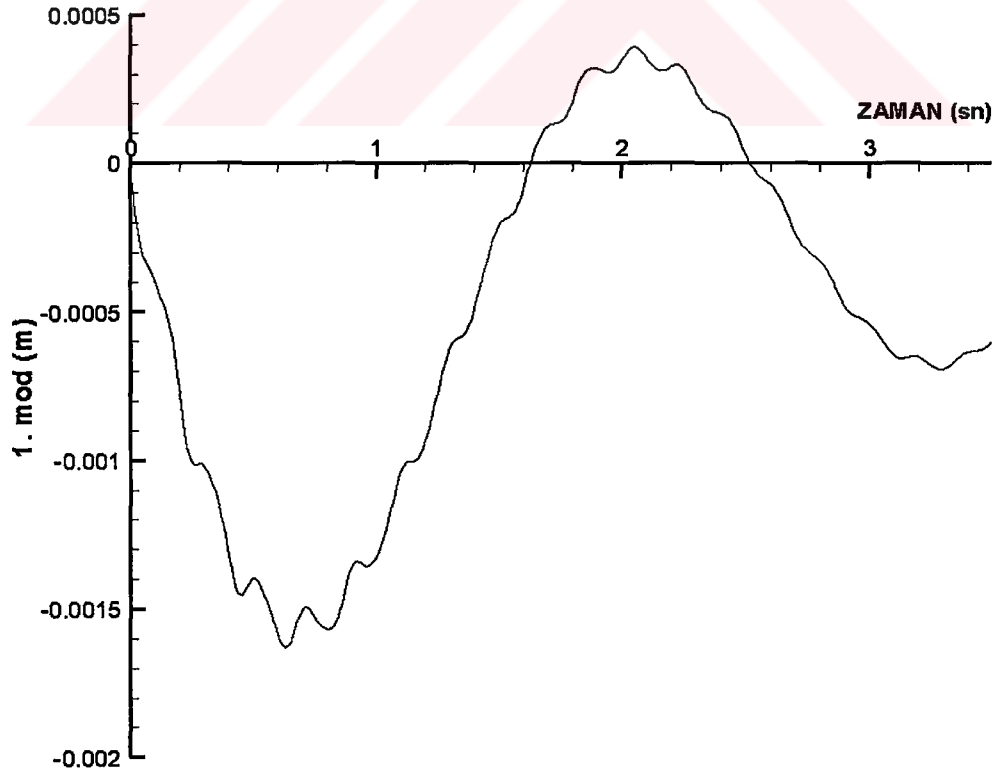


Şekil 2.7d. Eğilme momenti

EK D-1

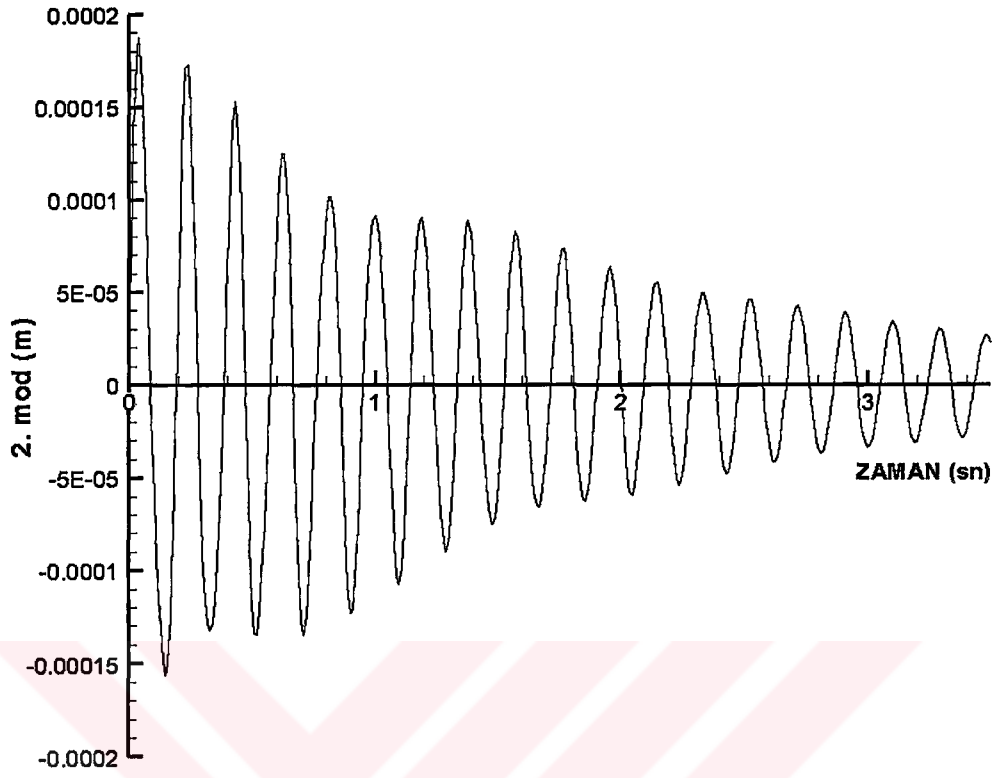


Şekil 2.8a. Dalıp – çıkma hareketinin asal şekil değiştirmeleri

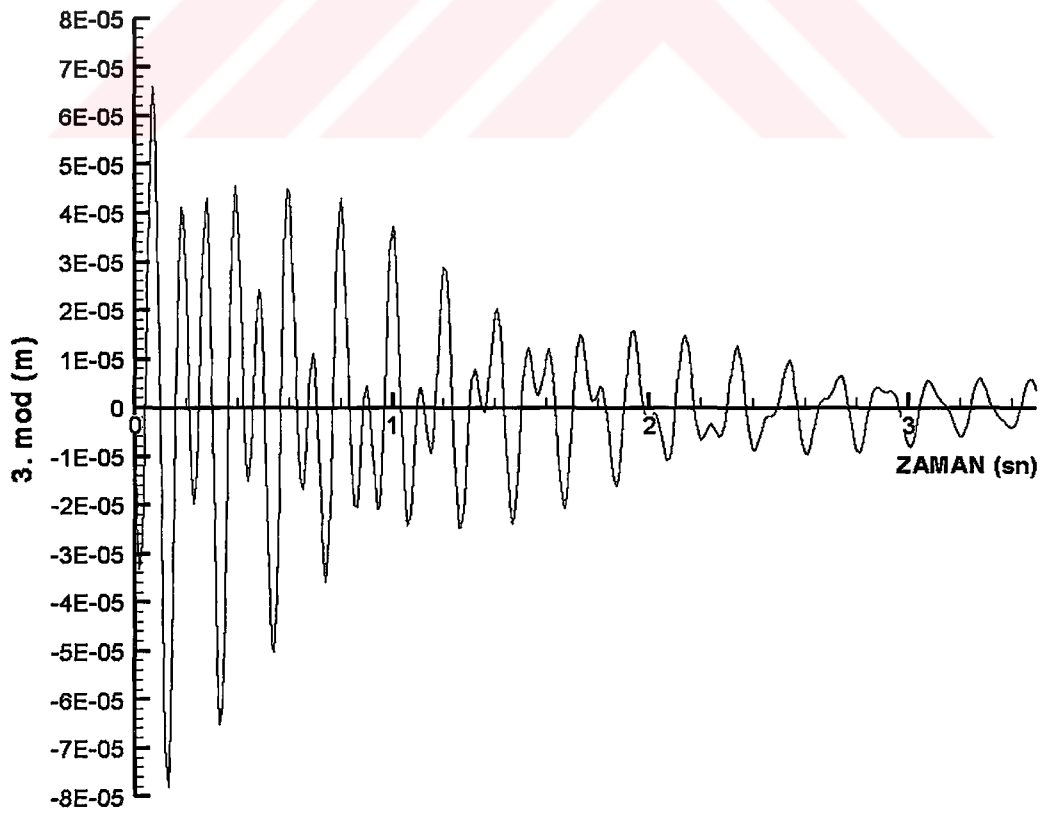


Şekil 2.8b. Baş - kık vurma hareketinin asal şekil değiştirmeleri

EK D-2

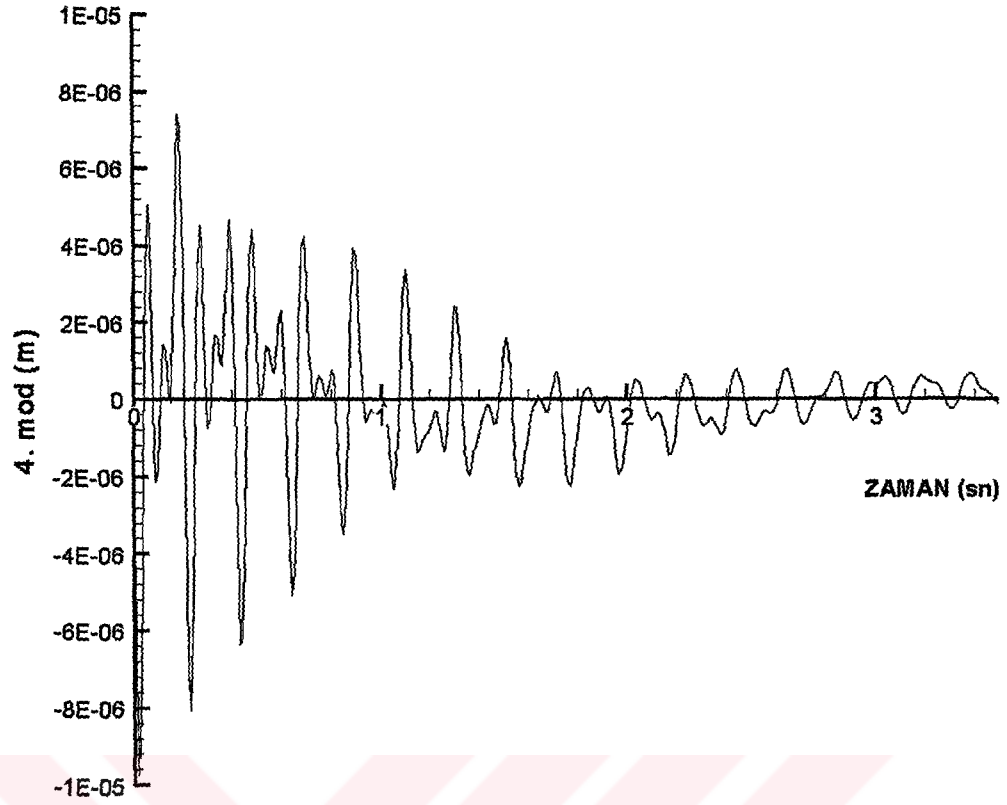


Şekil 2.8c. 2 düğümlü hareketinin asal şekil değiştirmeleri



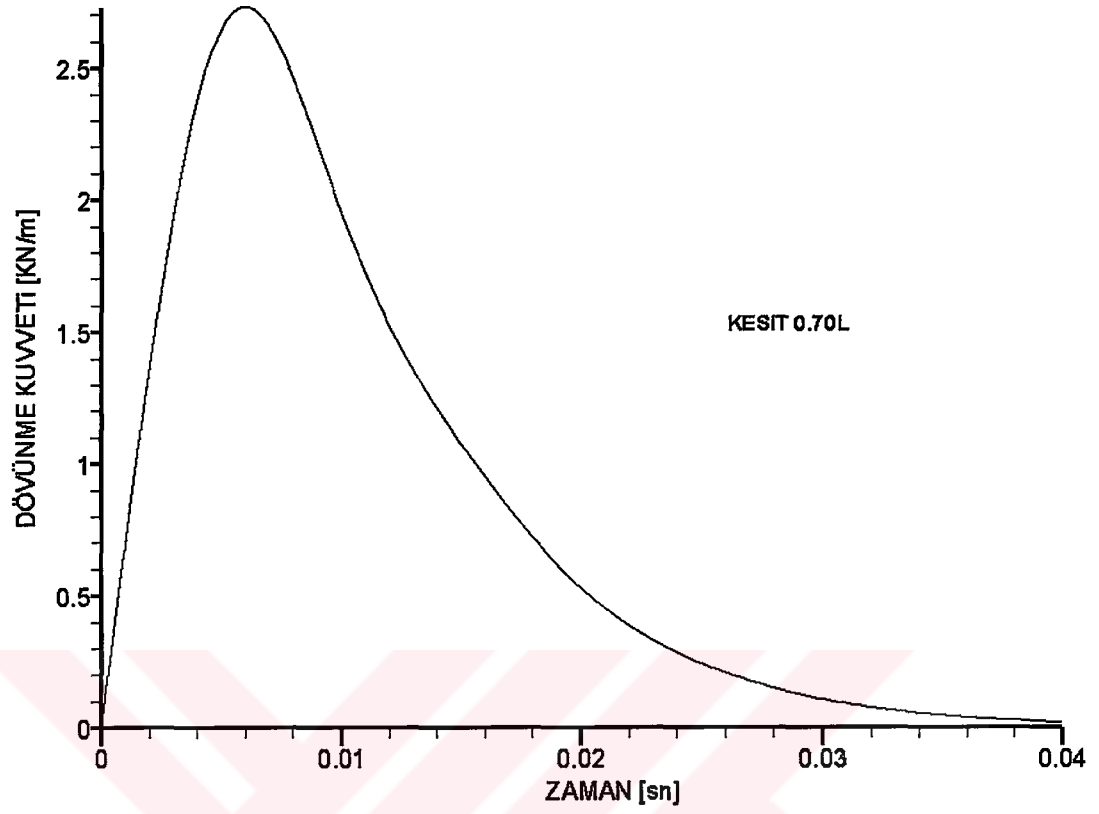
Şekil 2.8d. 3 düğümlü hareketinin asal şekil değiştirmeleri

EK D-3

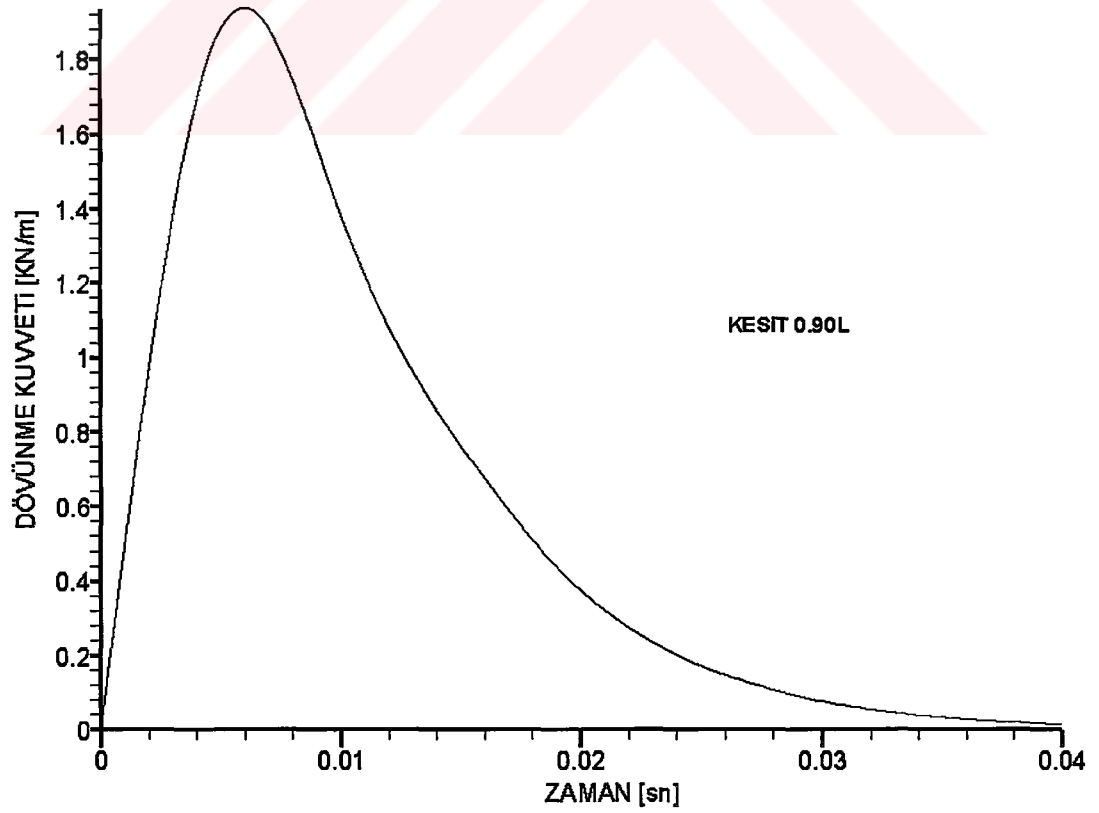


Şekil 2.8e. 4 düğümlü hareketinin asal şekil değiştirmeleri

EK E-1

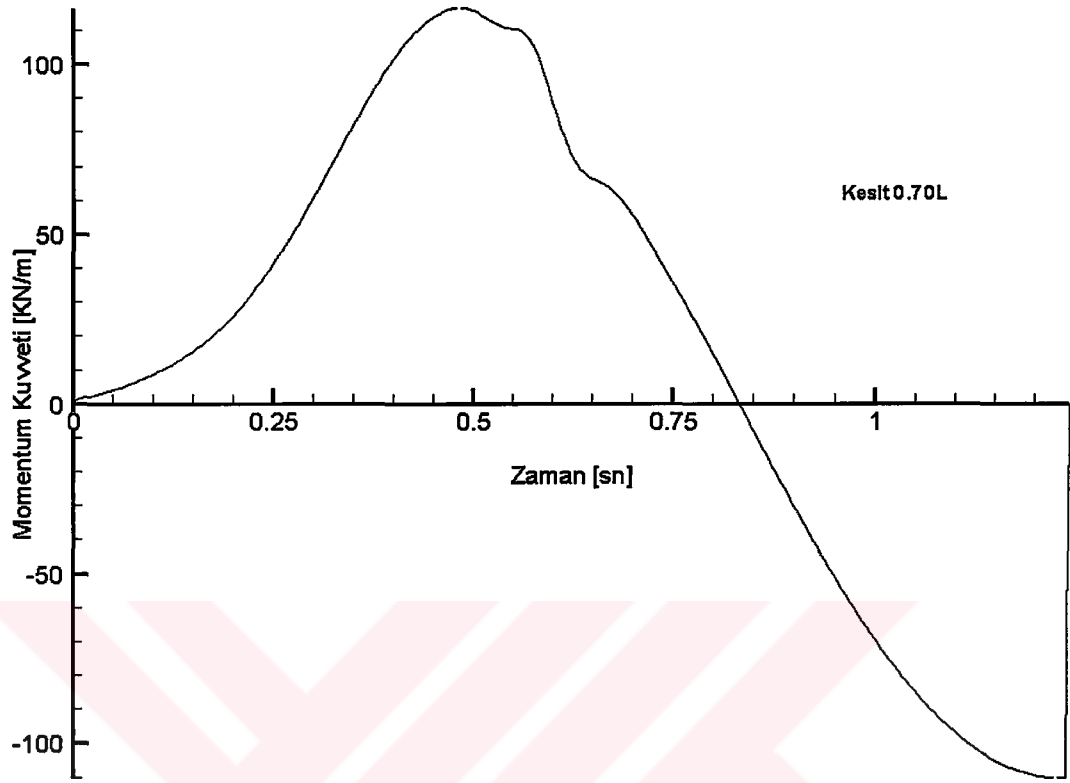


Şekil 3.1a. Stavovy – Chuang basınç tahmininden darbe dövünmesi kuvveti

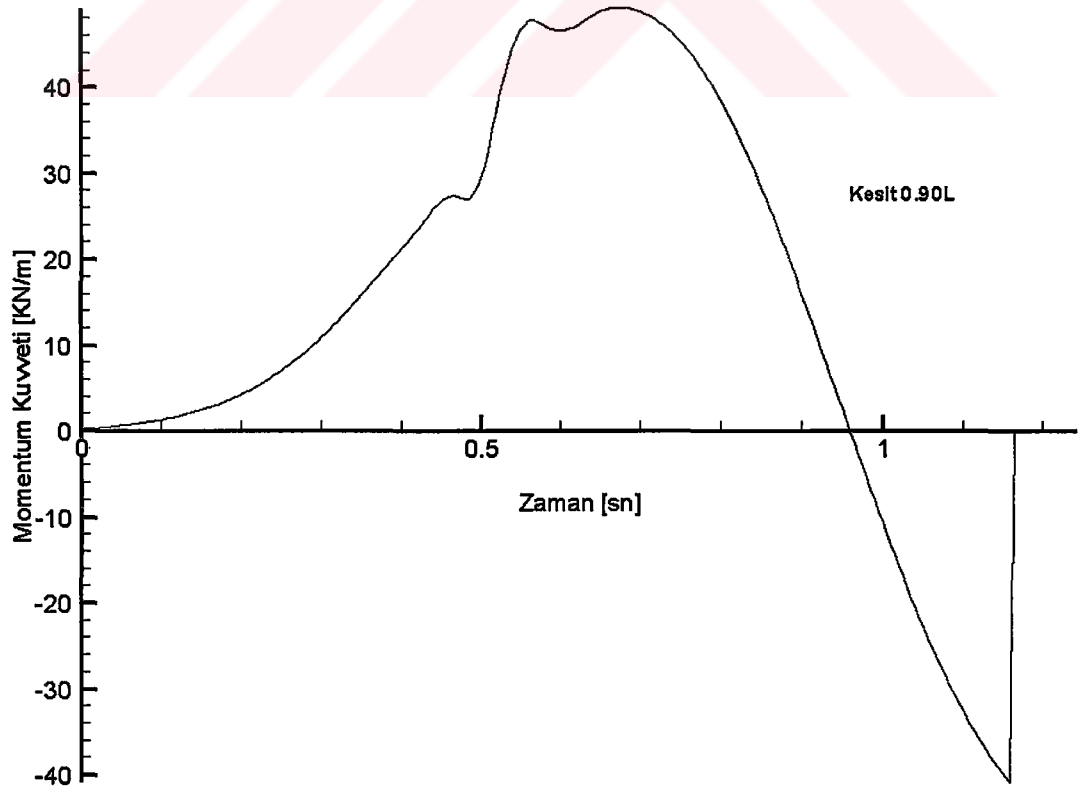


Şekil 3.1b. Stavovy – Chuang basınç tahmininden darbe dövünmesi kuvveti

EK E-2

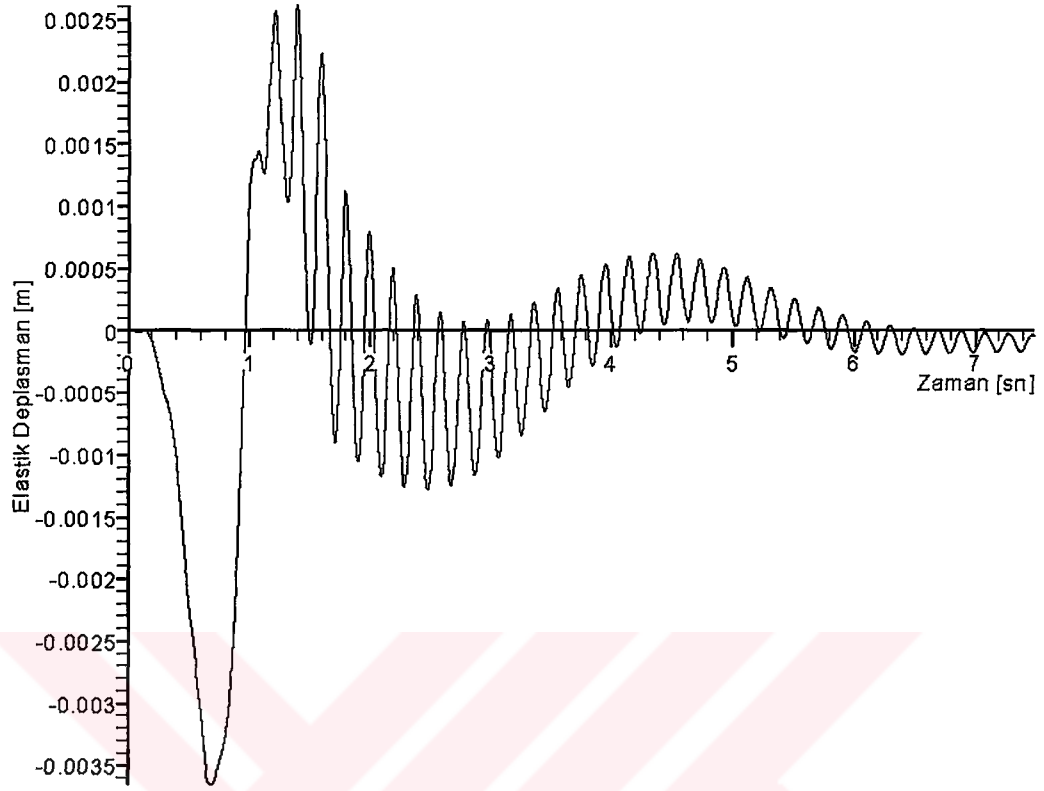


Şekil 3.2a. Leibowitz basınç tahmininden momentum dövünmesi kuvveti

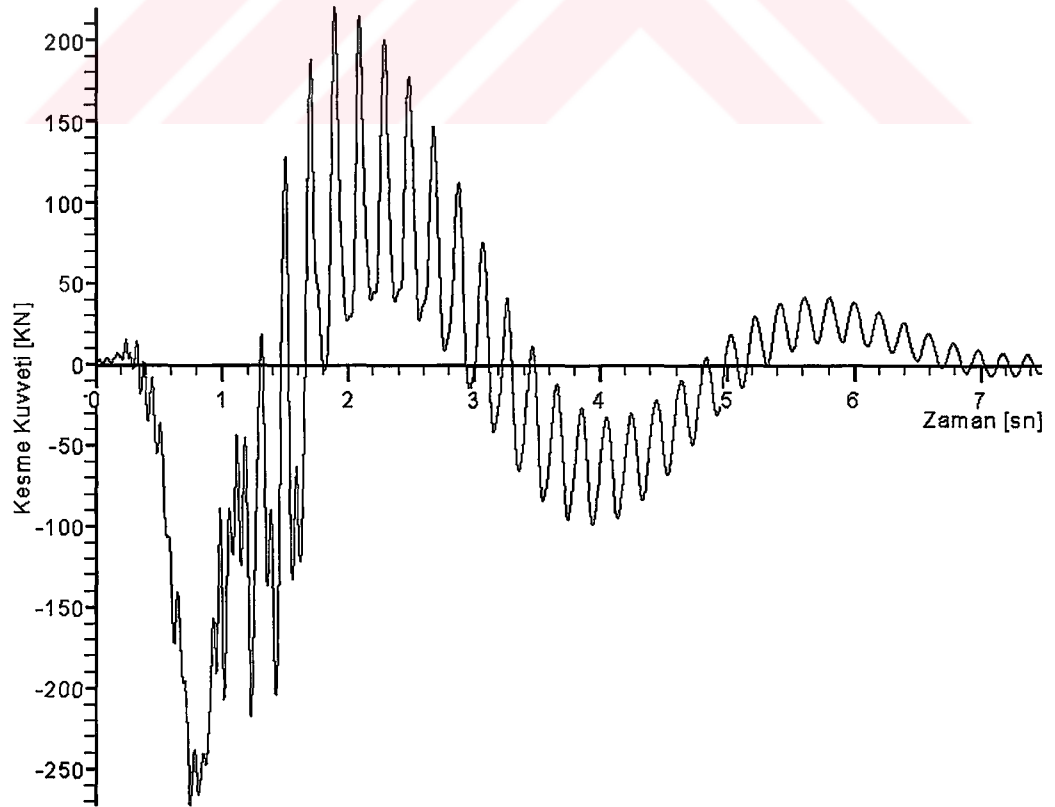


Şekil 3.2b. Leibowitz basınç tahmininden momentum dövünmesi kuvveti

EK F-1

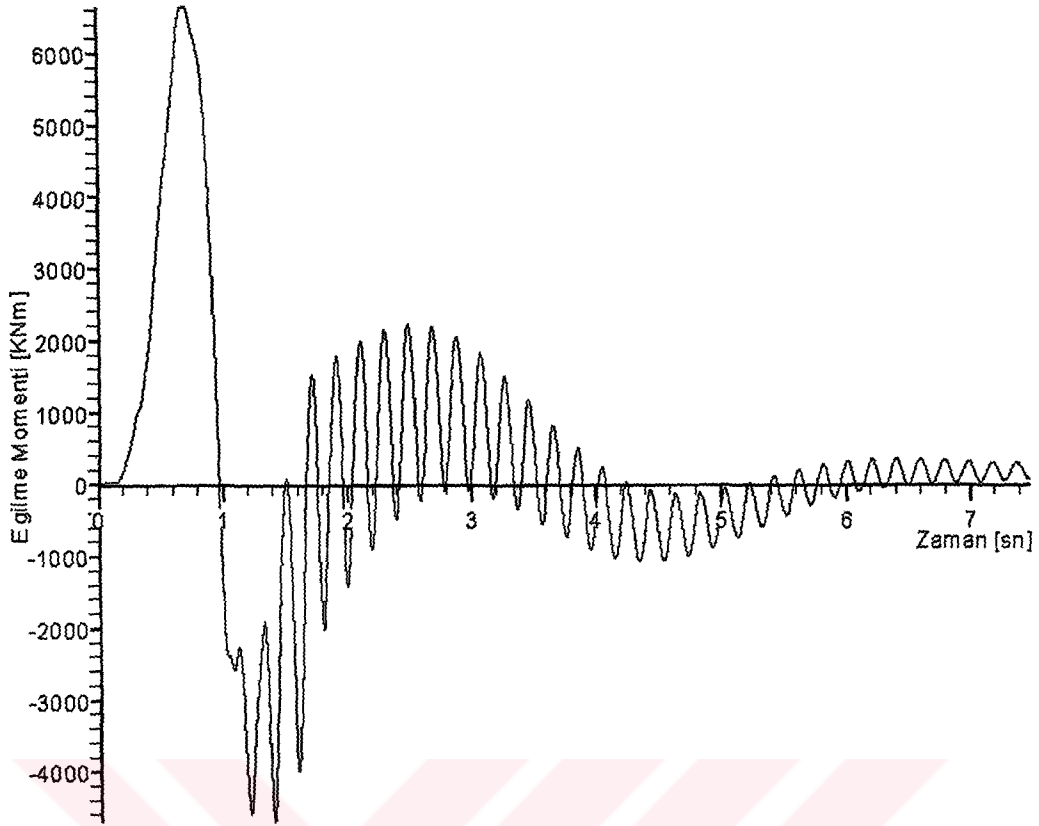


Şekil 3.3a. Orta kesitteki elastik deplasman değişimi

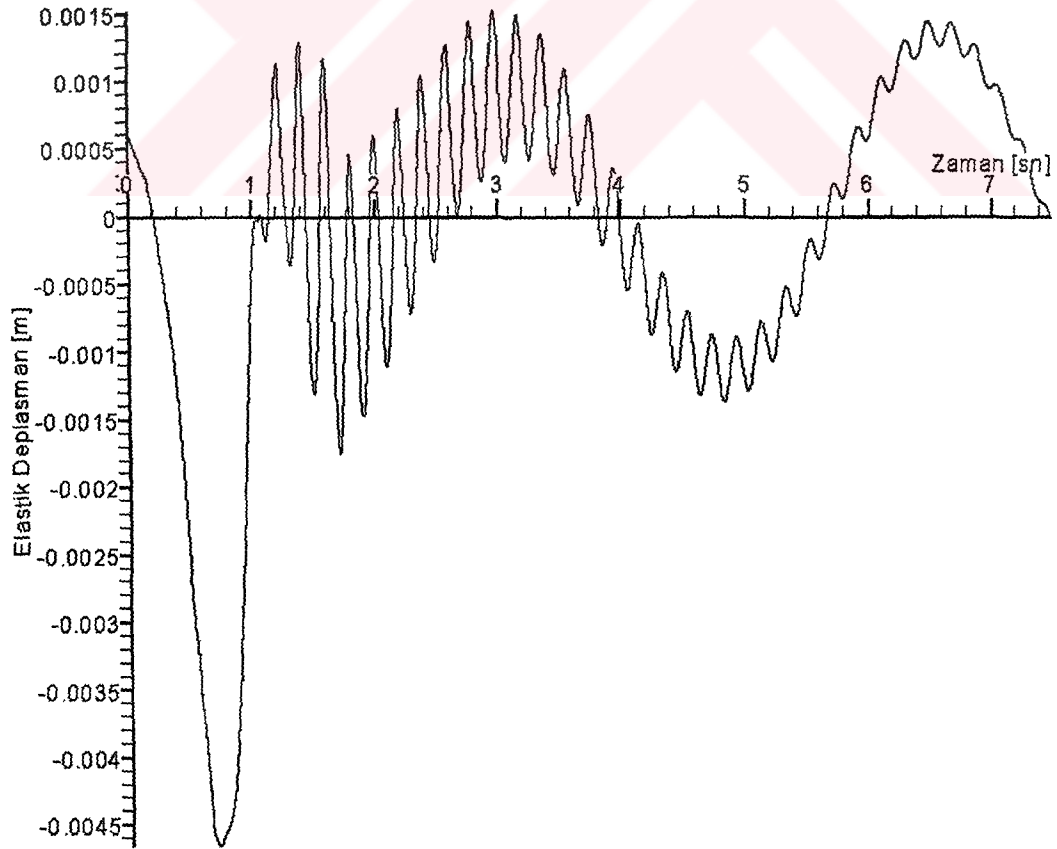


Şekil 3.3b. Orta kesitteki kesme kuvveti değişimi

EK F-2

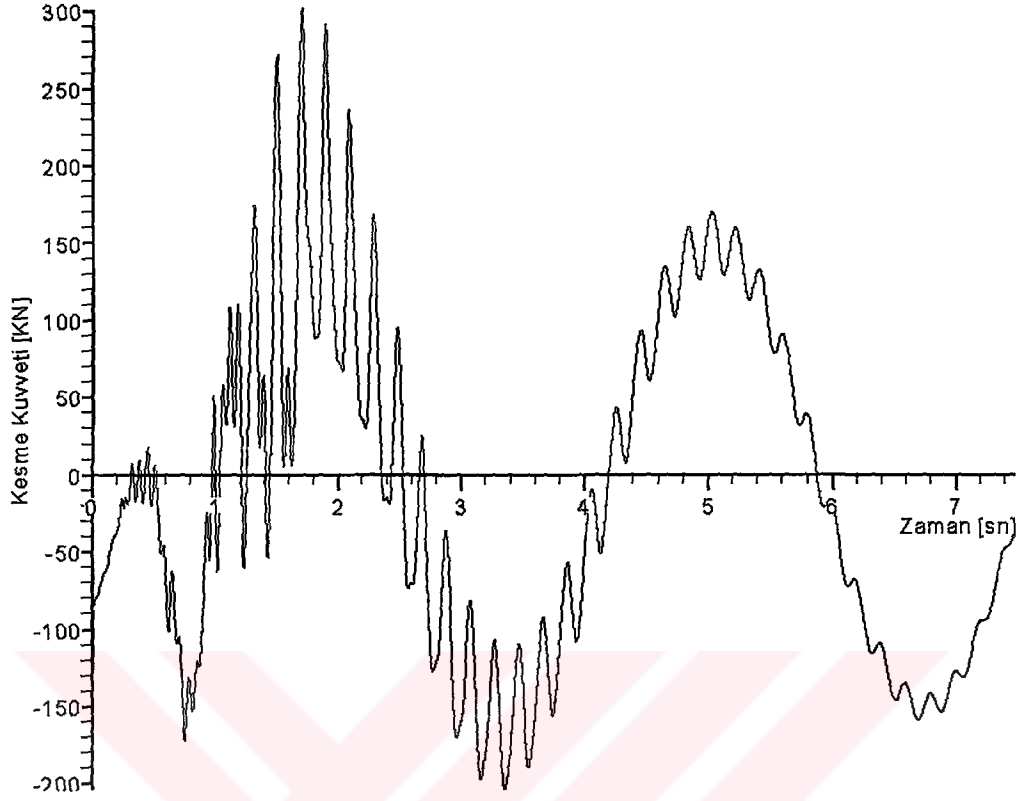


Şekil 3.3c. Orta kesitteki eğilme momenti değişimi

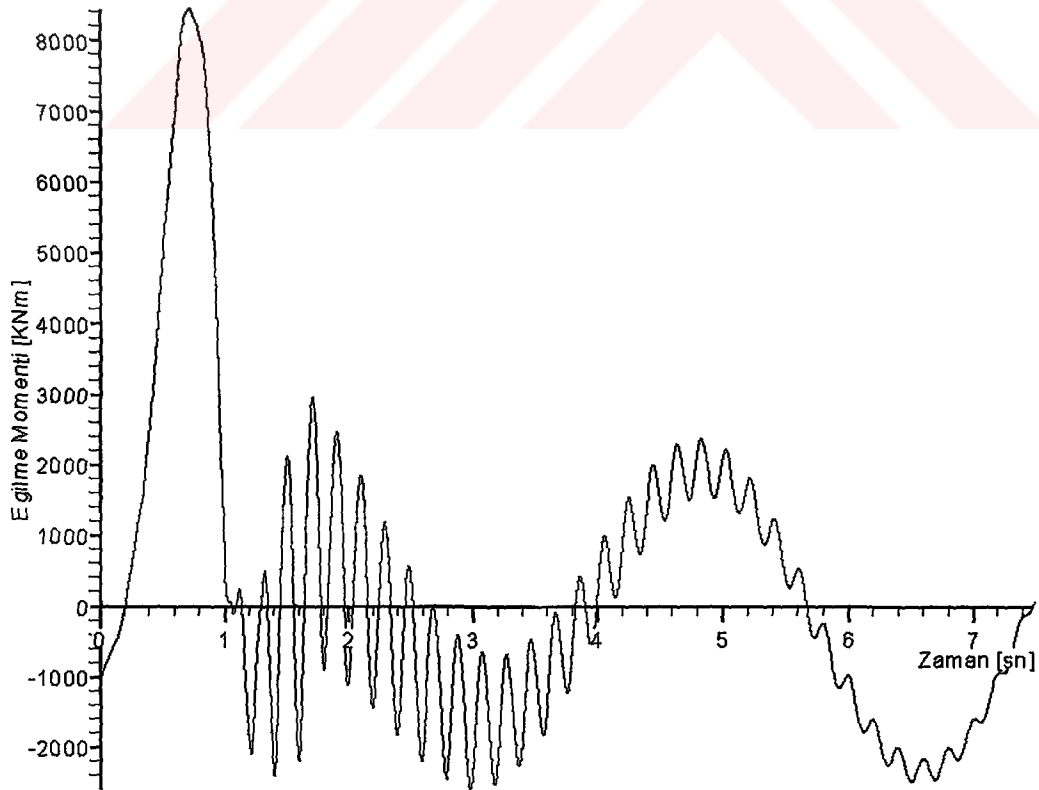


Şekil 3.4a. Orta kesitteki elastik deplasmanın değişimi (toplam cevap)

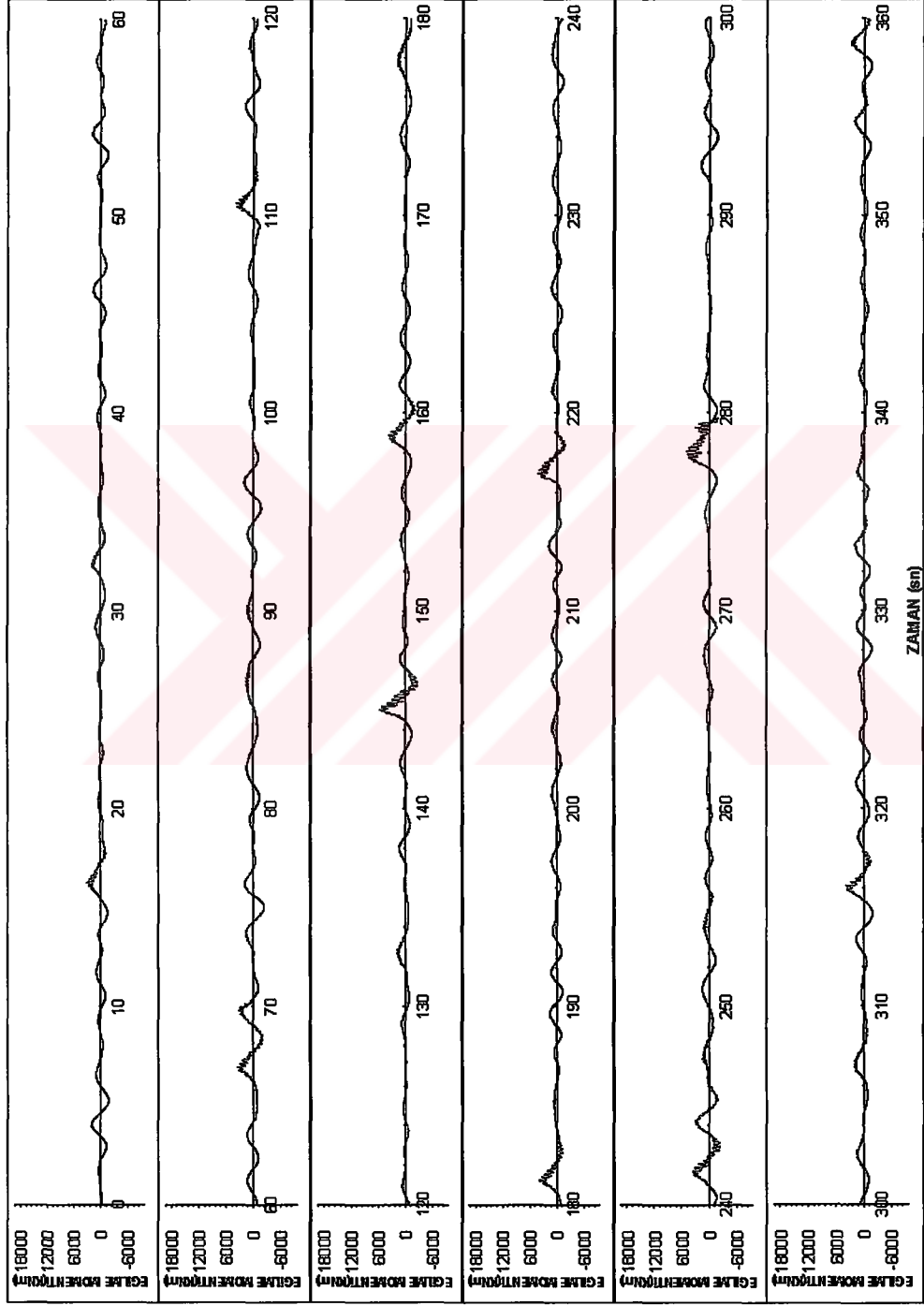
EK F-3



Şekil 3.4b. Orta kesitteki kesme kuvveti değişimi (toplam cevap)

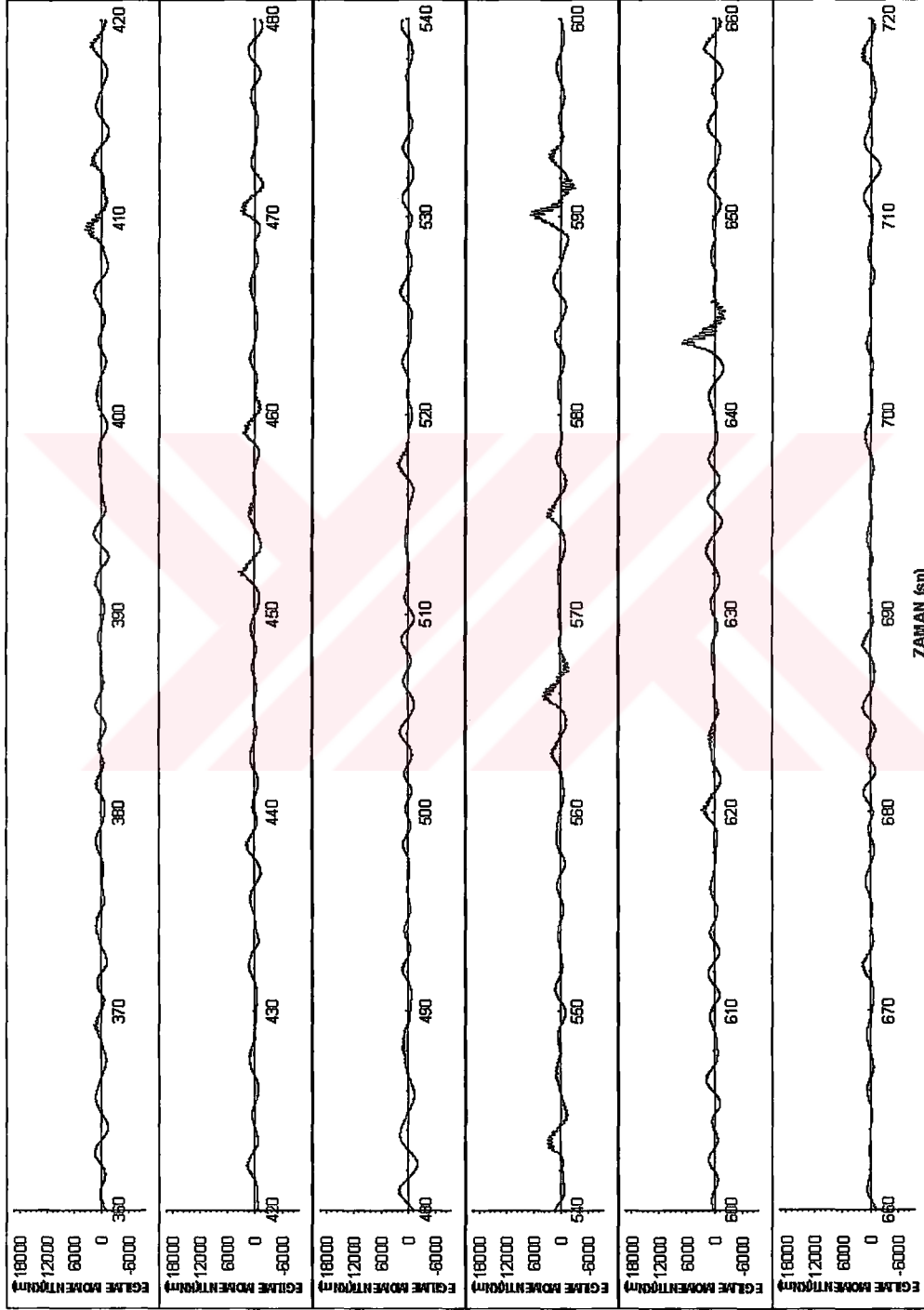


Şekil 3.4c. Orta kesitteki eğilme momenti değişimi (toplam cevap)

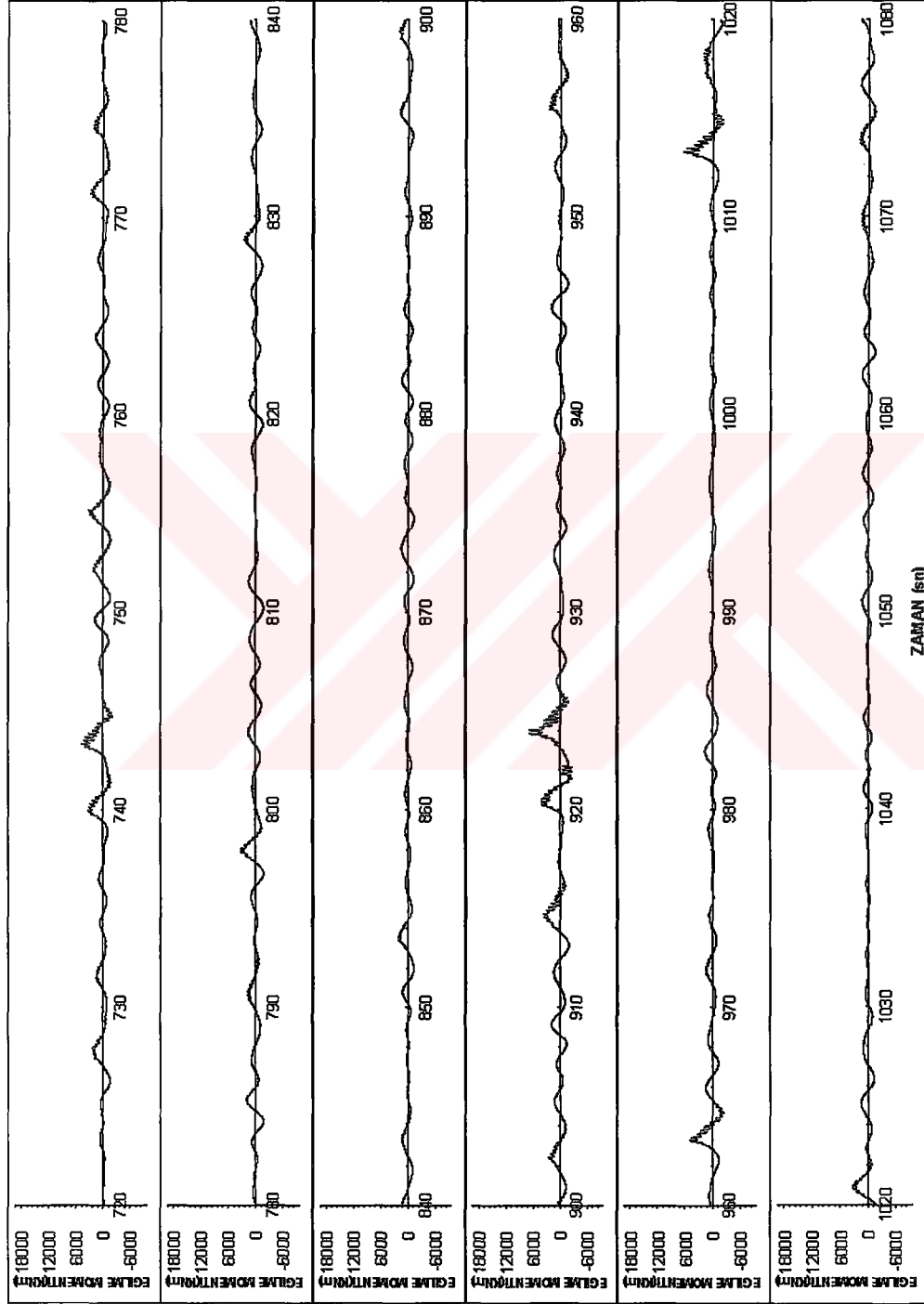


Şekil 4.3a. 4 şiddetindeki denizde 15 Knot hızla giden hücumbotun, simülasyon süresince orta kesit eğilme momenti değerlerinin değişimi.

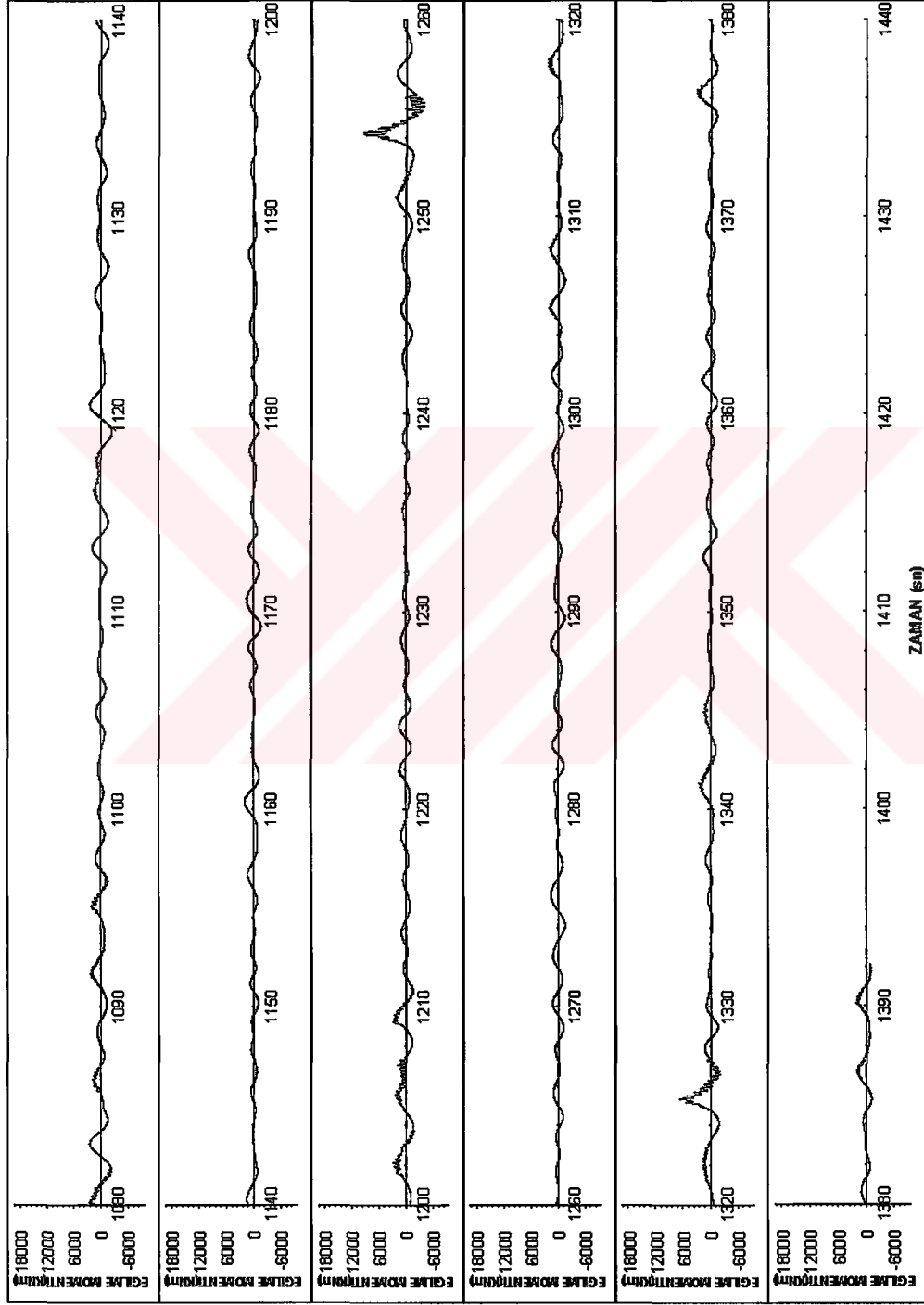
EK G-2



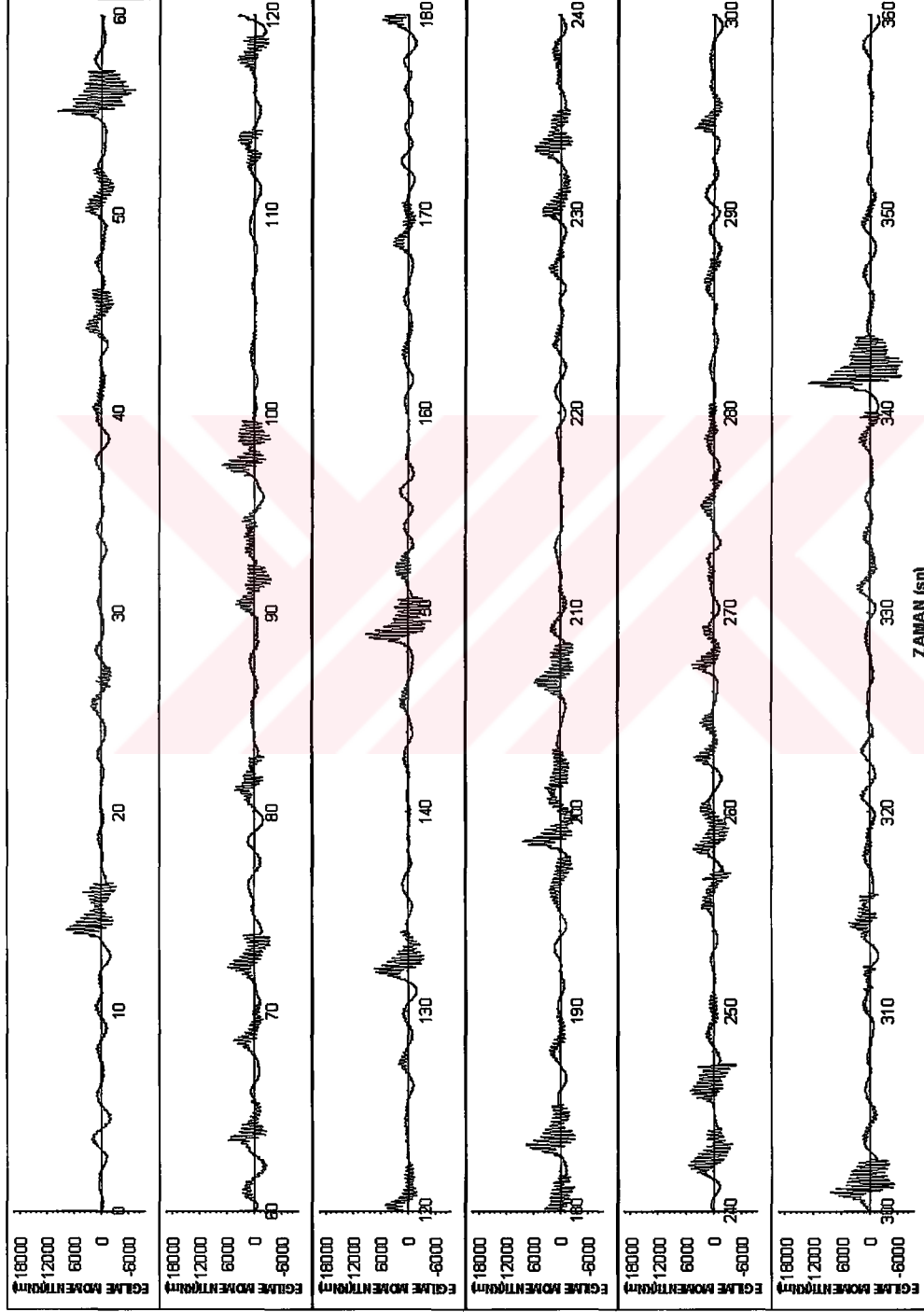
Şekil 4.3b. Şekil 4.3'a'nın devamı...



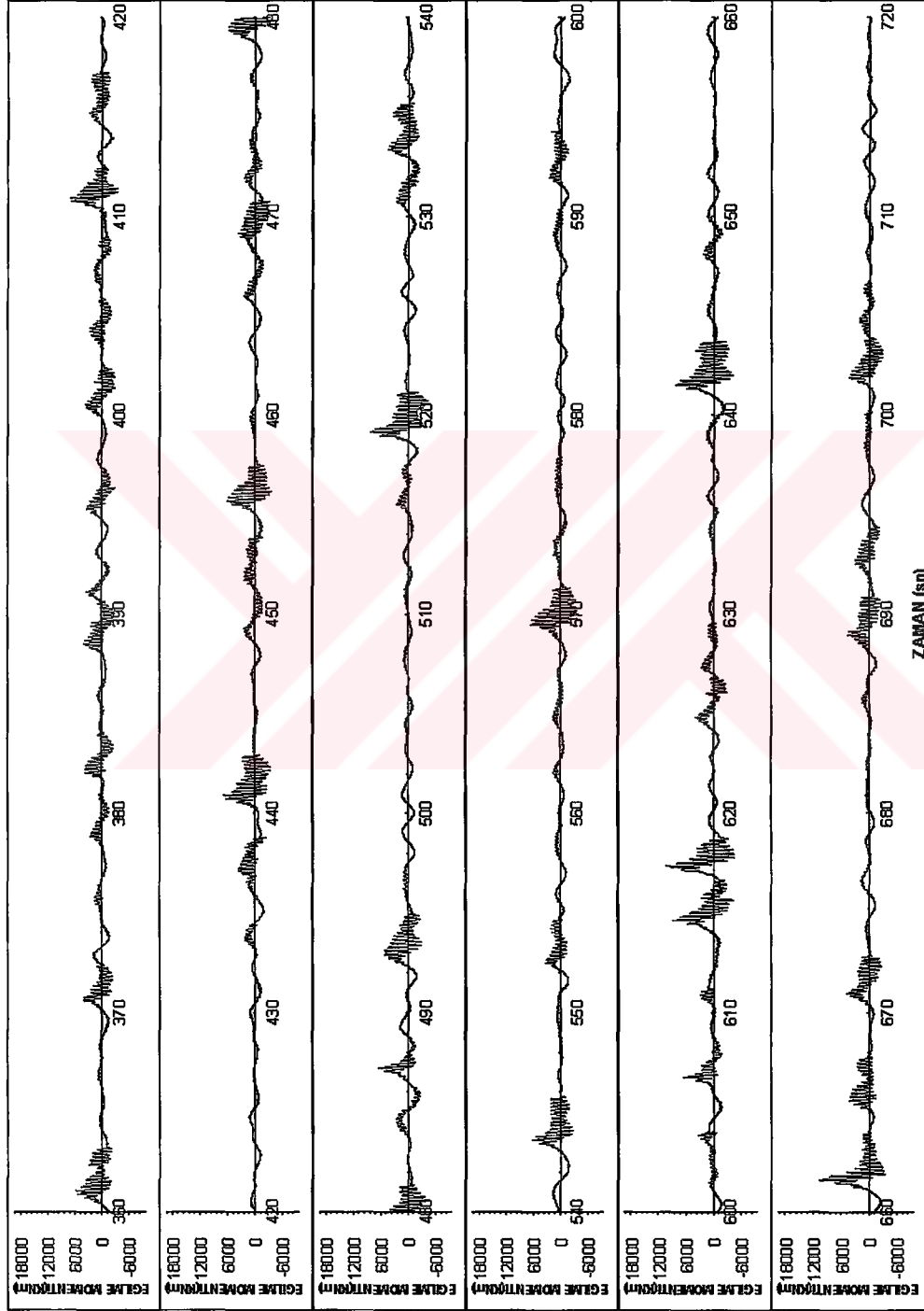
Şekil 4.3c. Şekil 4.3b'nin devamı...



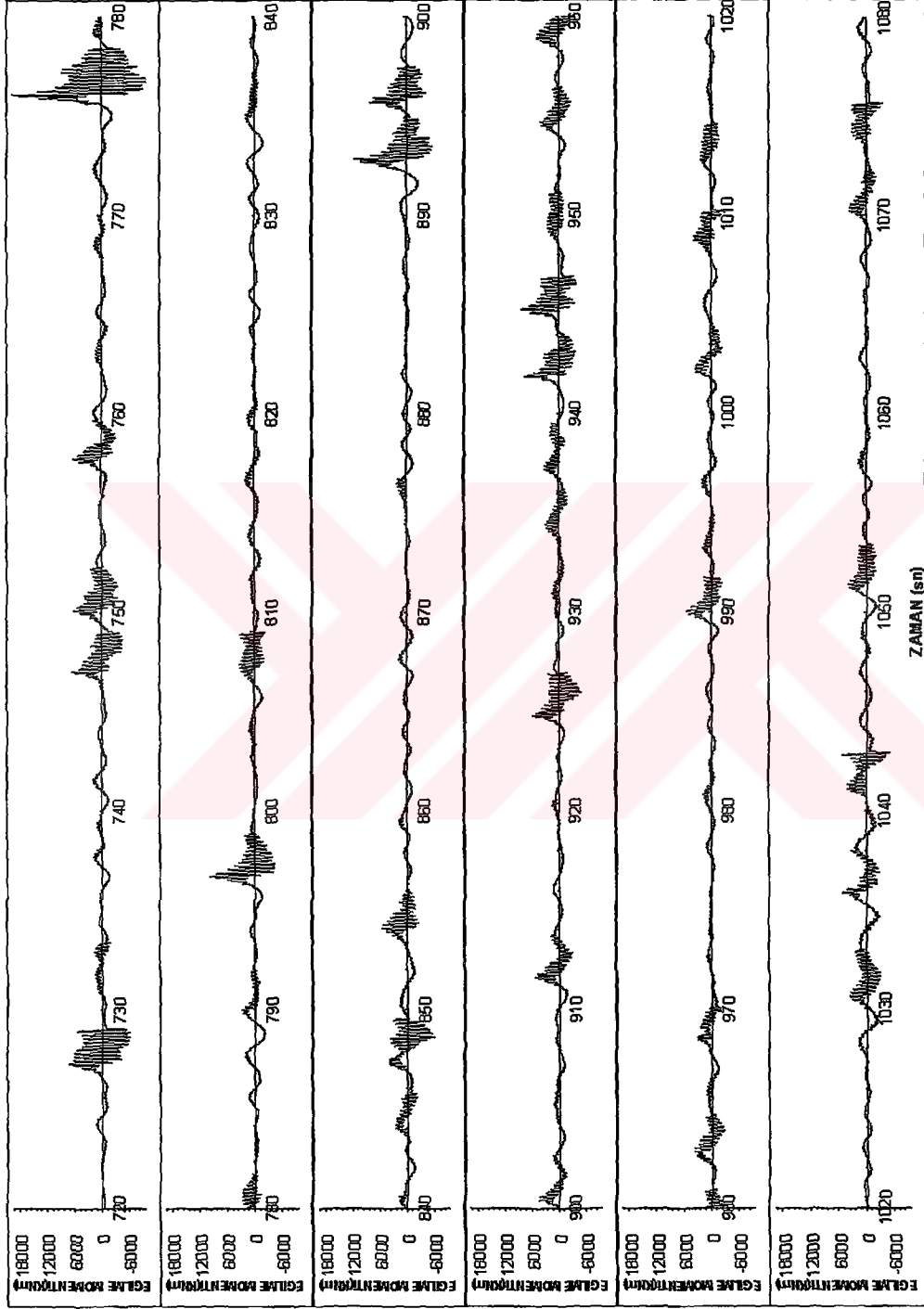
Şekil 4.3d. Şekil 4.3c'nin devamı.



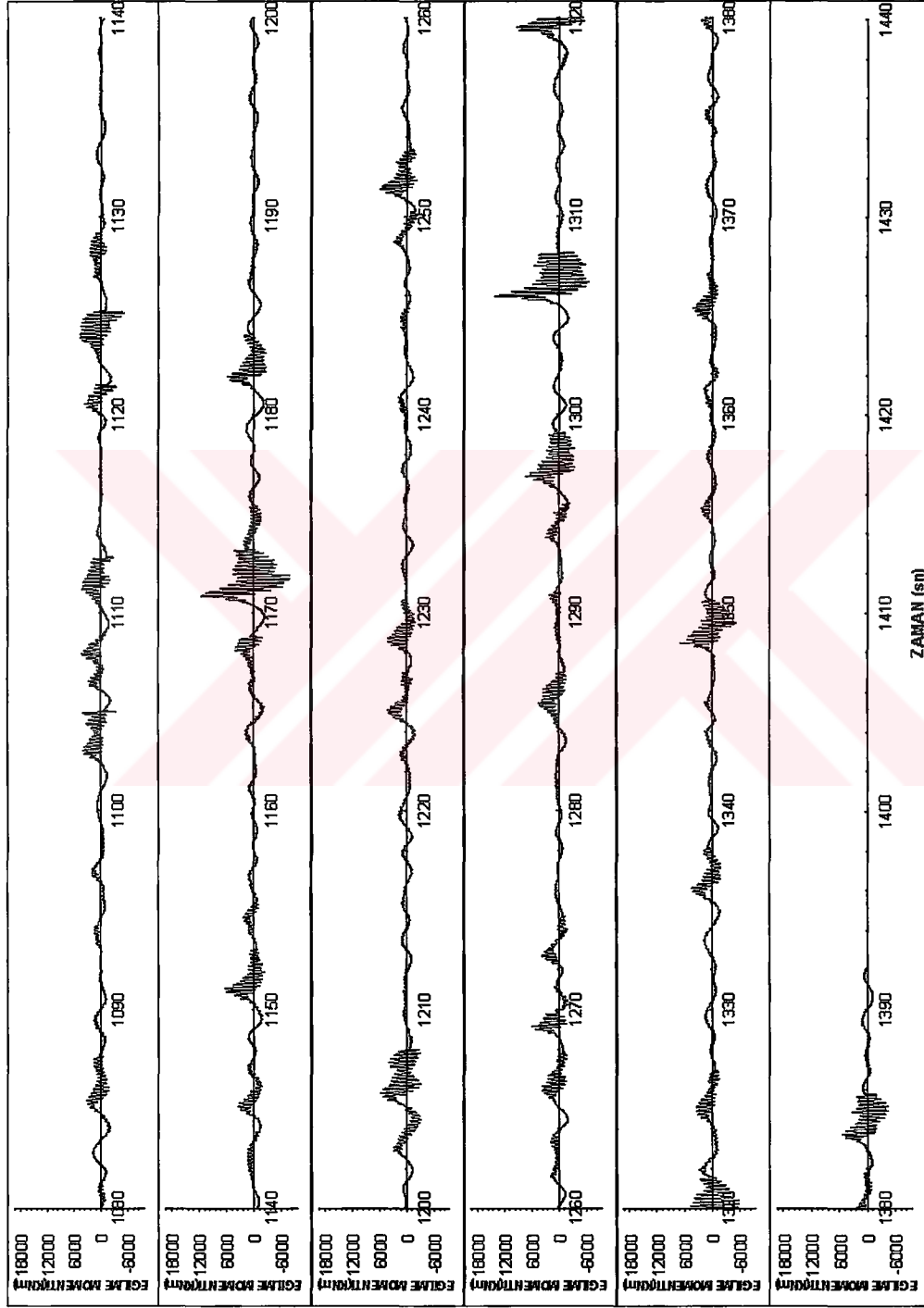
Şekil 4.4a. 4 şiddetindeki denizde 20 Knot hızla giden hücumbotun, simülasyon süresince orta kesit eğilme momenti değerlerinin değişimi.



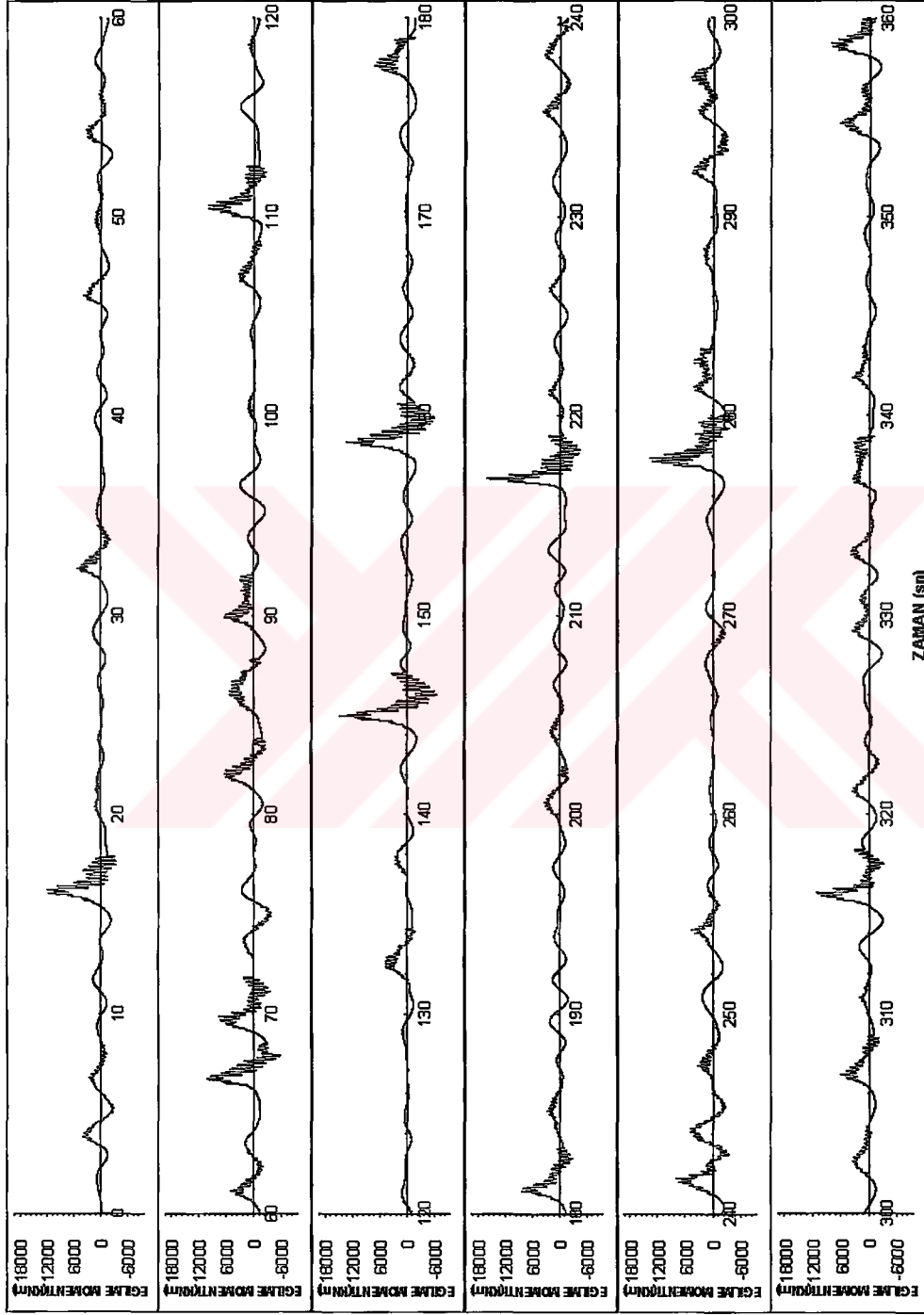
Şekil 4.4b. Şekil 4.4a'nın devamı...



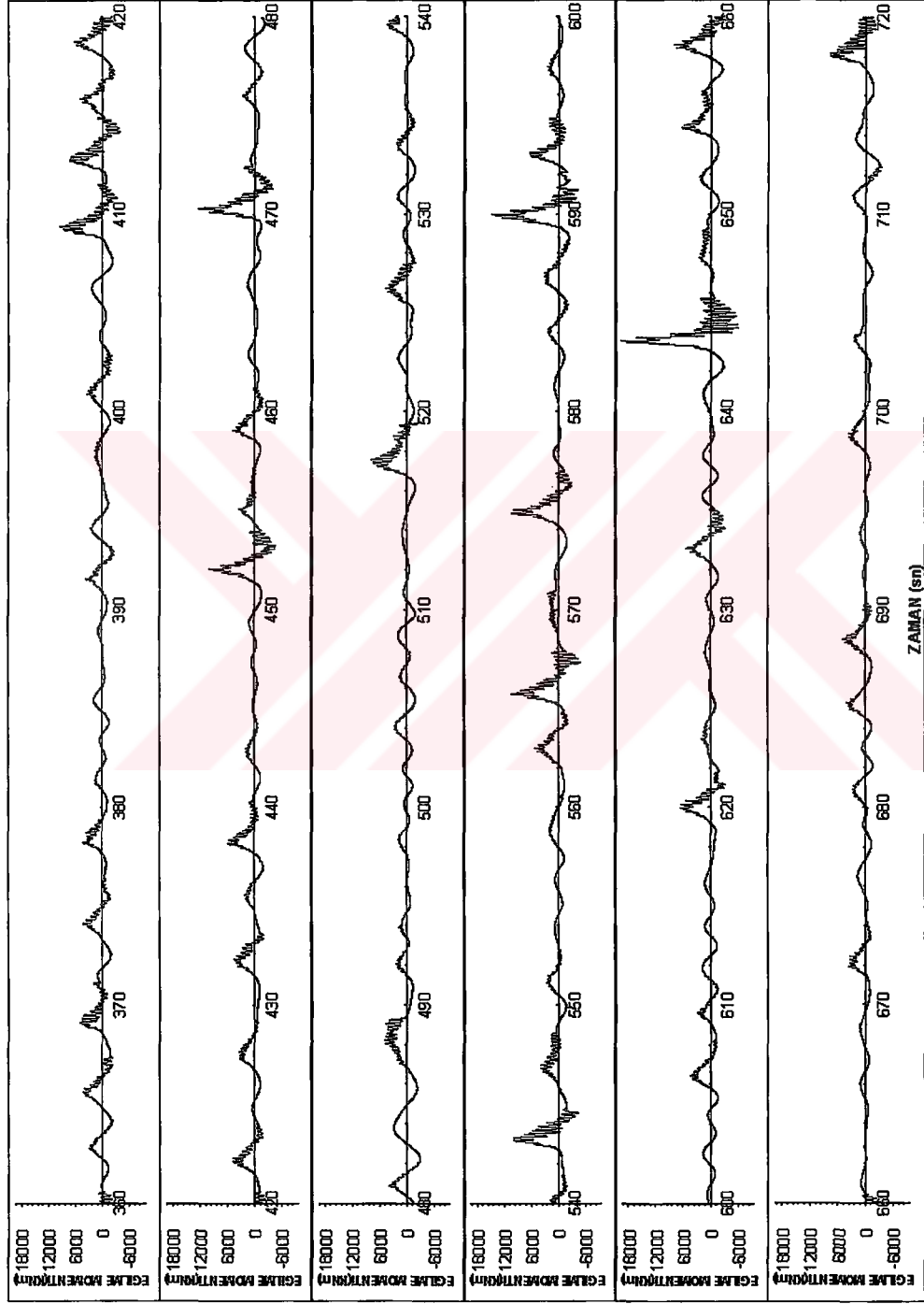
Şekil 4.4c. Şekil 4.4b'nin devamı...



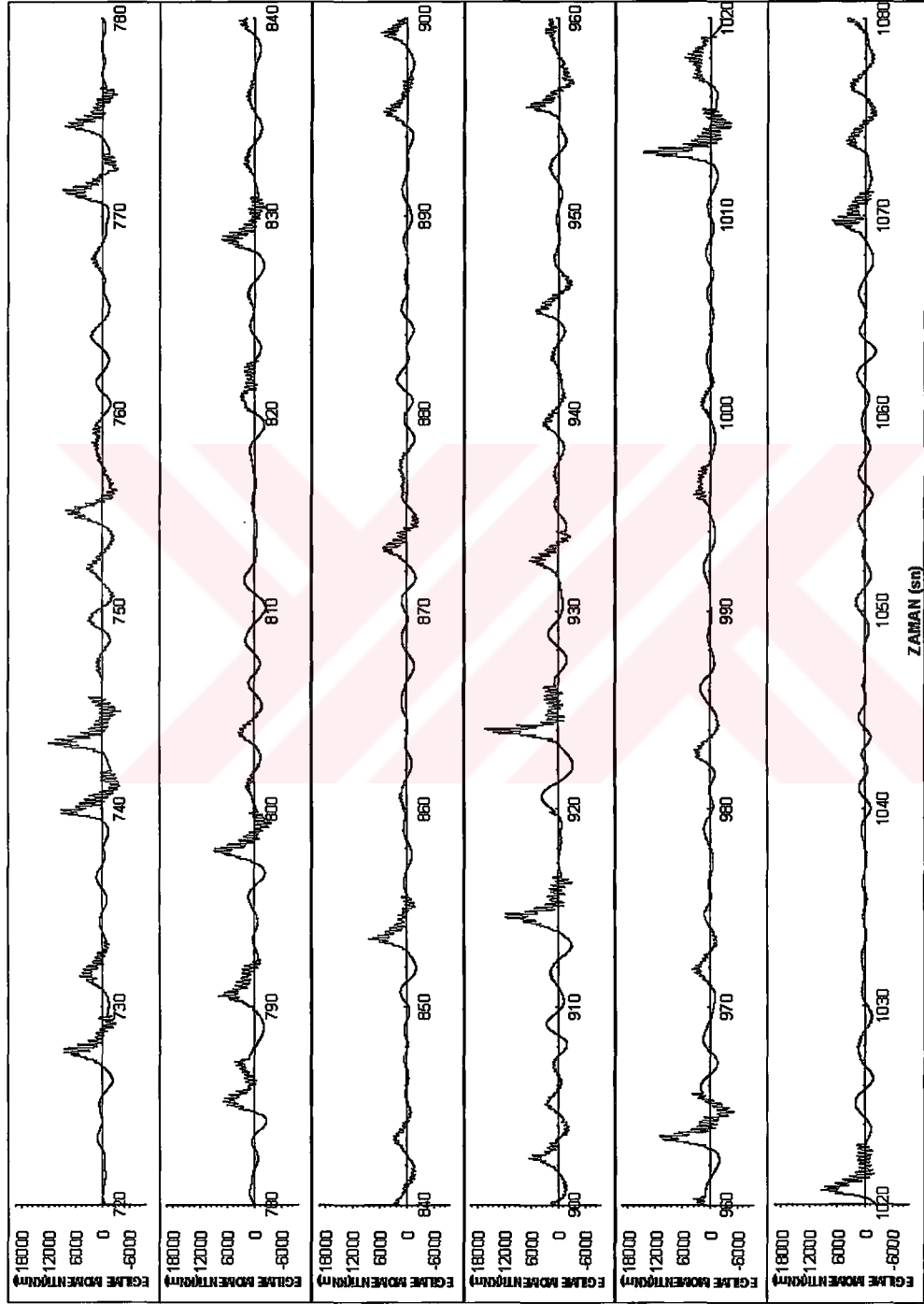
Şekil 4.4d. Şekil 4.4c'nin devamı.



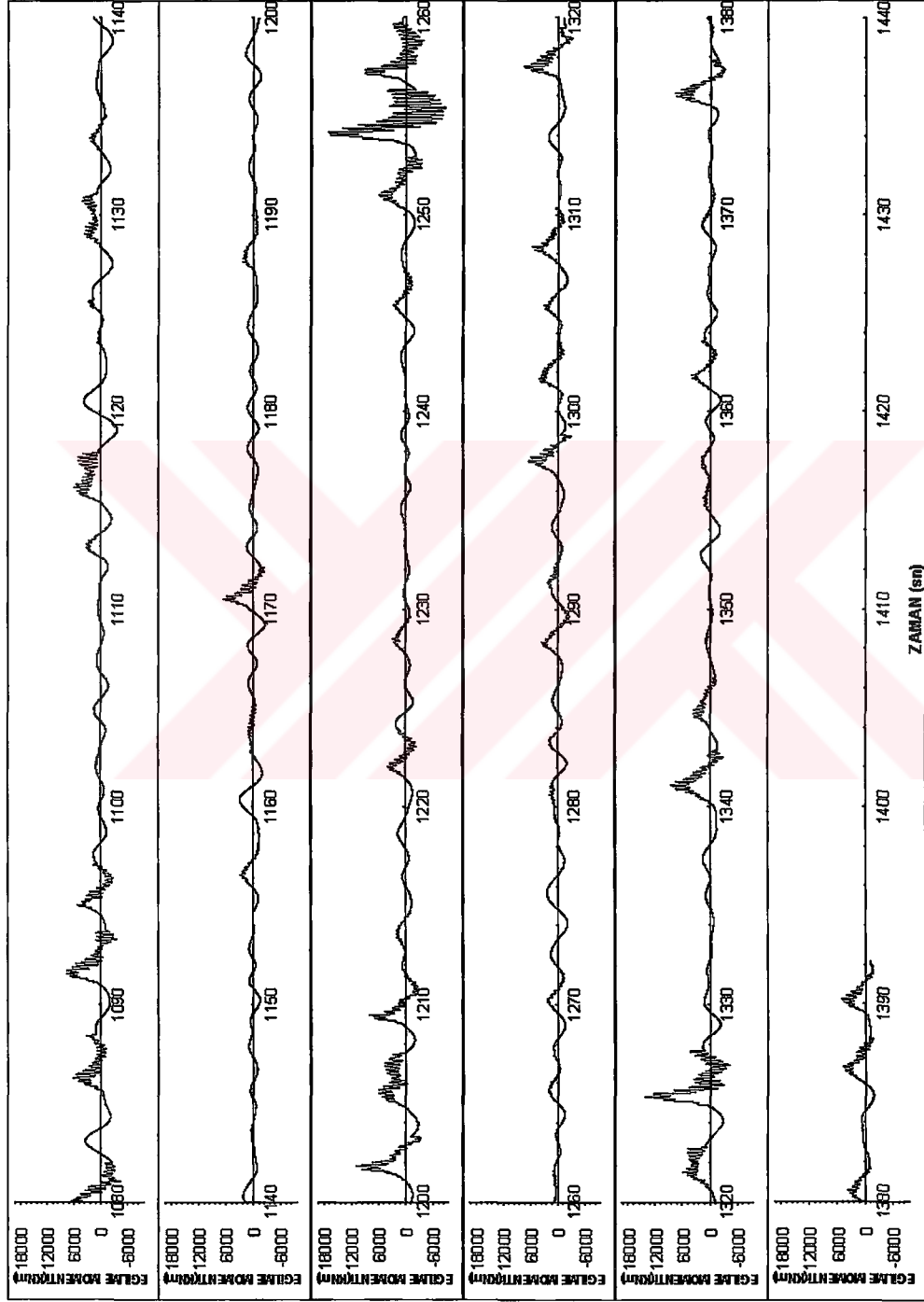
Şekil 4.5a. 5 şiddetindeki denizde 15 Knot hızla giden hücumbotun, simülasyon süresince orta kesit eğilme momenti değerlerinin değişimi.



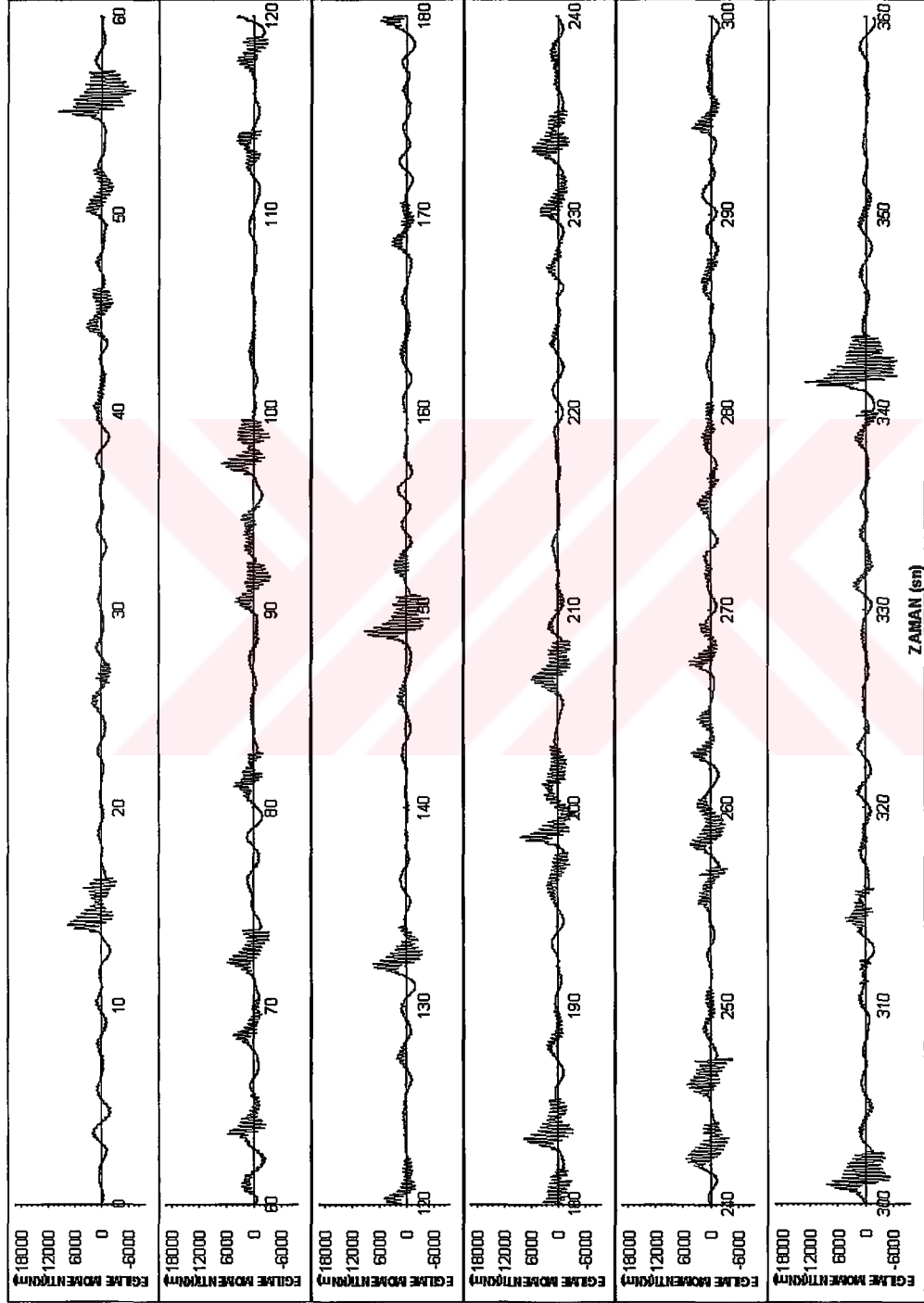
Şekil 4.5b. Şekil 4.5a'nın devamı...



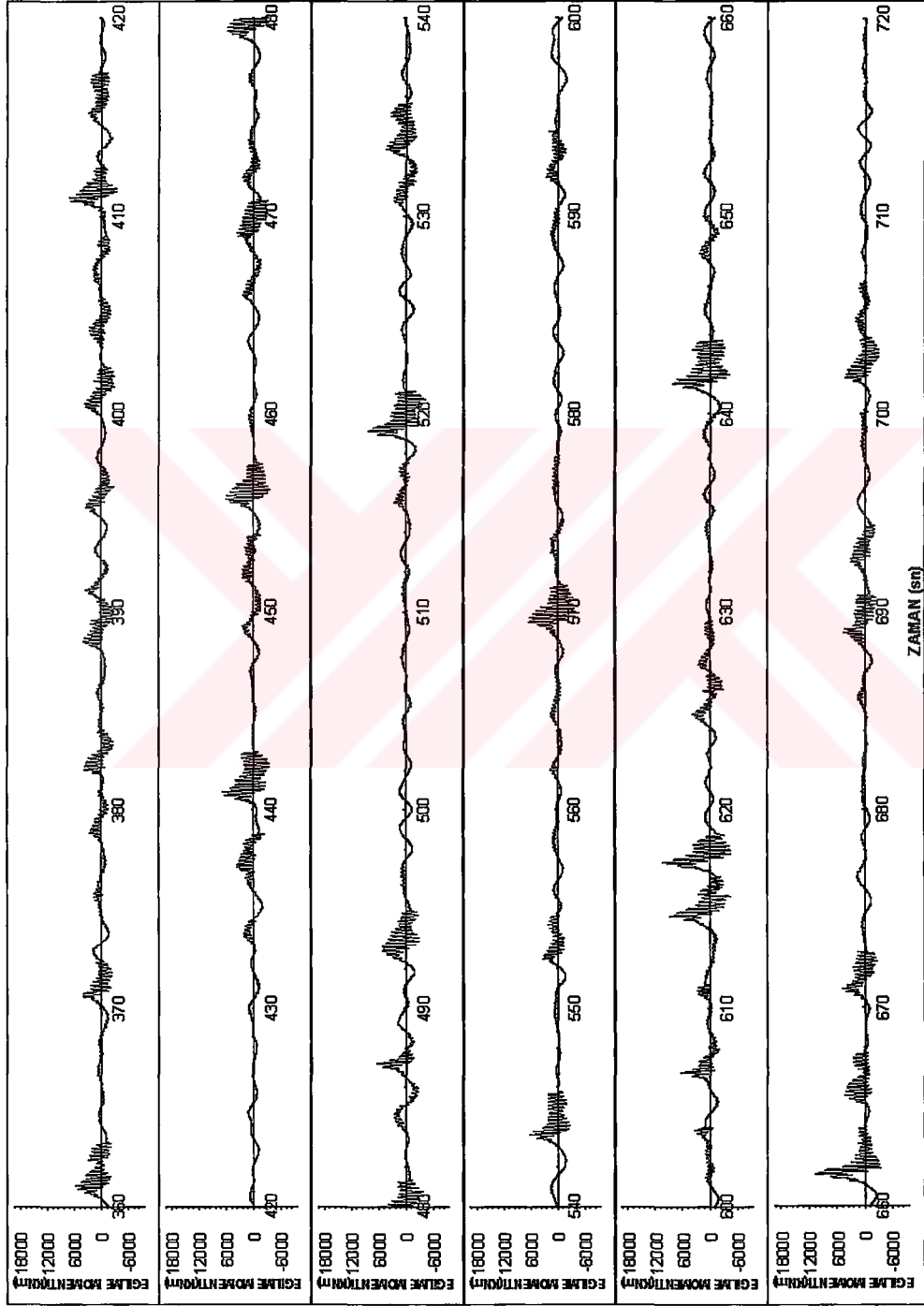
Şekil 4.5c. Şekil 4.5b'nin devamı...



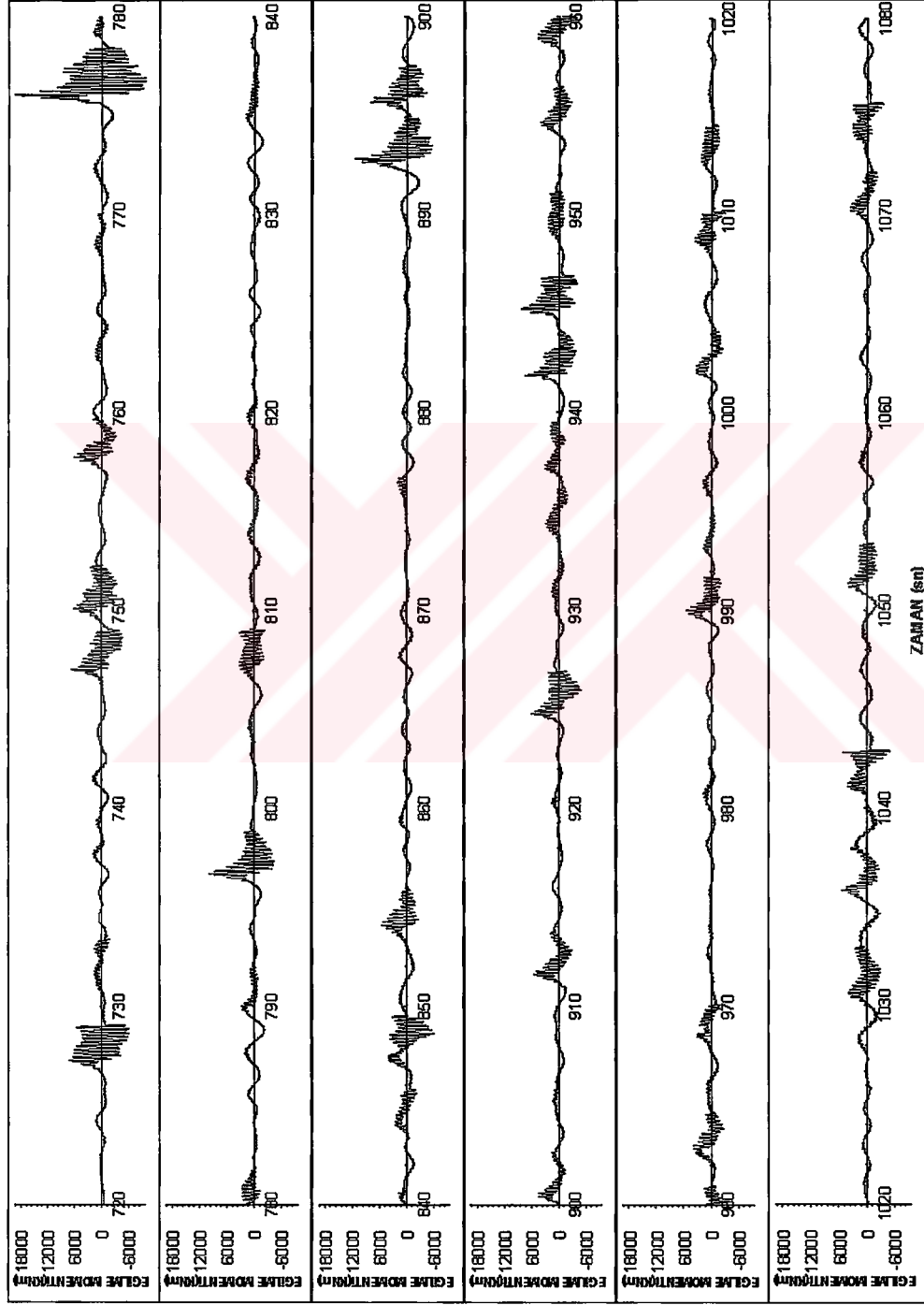
Şekil 4.5d. Şekil 4.5c'nin devamı.



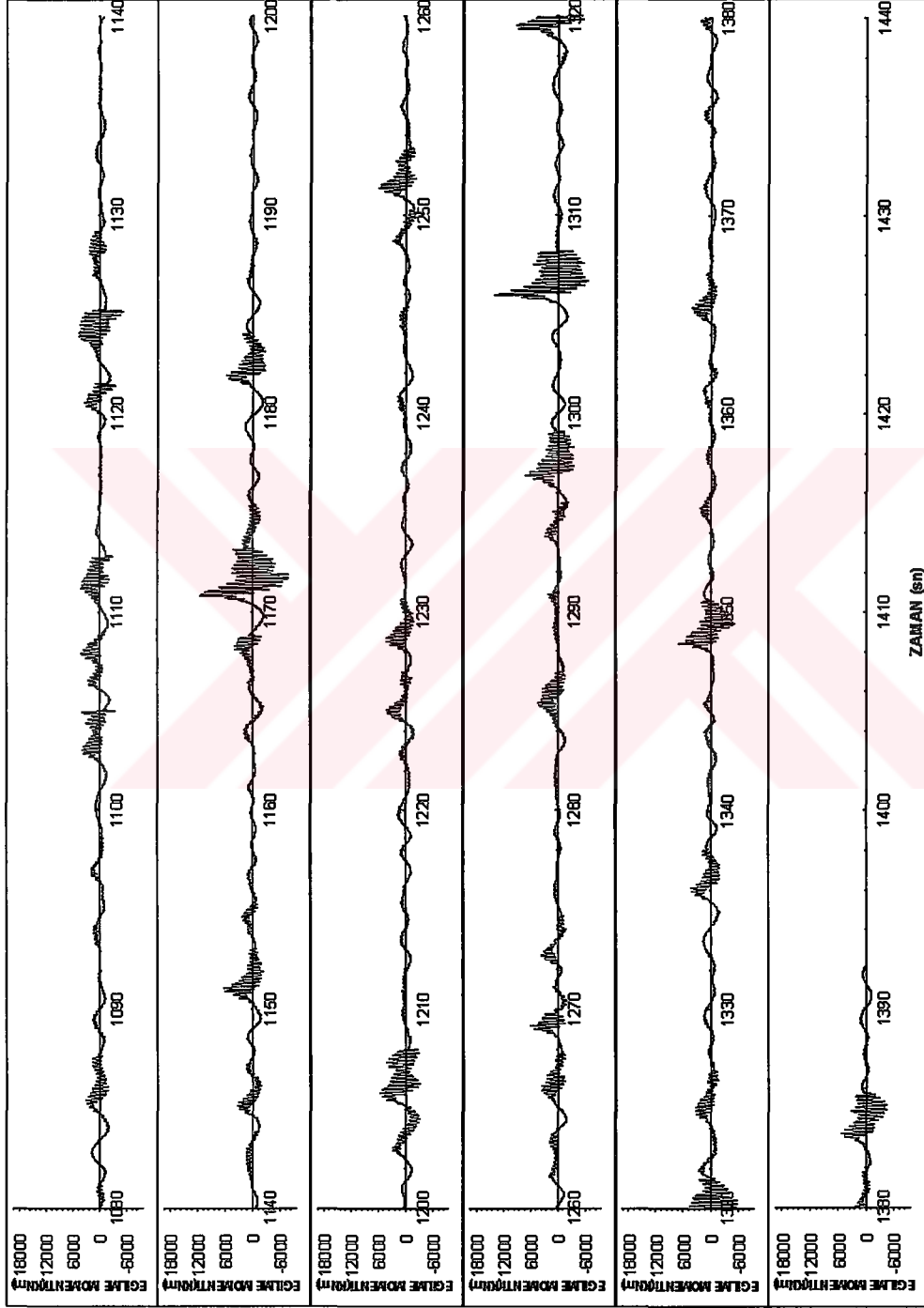
Şekil 4.6a. 5 şiddetindeki denizde 20 Knot hızla giden hücumbotun, simülasyon süresince orta kesit eğilme momenti değerlerinin değişimi.



Şekil 4.6b. Şekil 4.6a'nın devamı...



Şekil 4.6c. Şekil 4.6b'nin devamı...



Şekil 4.6d. Şekil 4.6c'nin devamı.

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Bursa’da doğan İsmail BAŞARAN, 1997 yılında Gemlik İmam Hatip Lisesinden mezun oldu. Aynı yıl İ.T.Ü. Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Deniz Teknolojisi mühendisliği Bölümünü kazandı. 2002 yılı haziran ayında bu bölümden mezun olduktan sonra, aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Deniz Teknolojisi Mühendisliği Anabilim Dalı yüksek lisans programına kayıt yaptırdı.

