

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GEMİ ÇARPIŞMASININ NÜMERİK YÖNTEMLERLE ANALİZİ VE
SİMÜLASYONU**

SERDAR TURGUT İNCE

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ MAKİNELERİ VE GEMİ İNŞAATI MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. TAMER YILMAZ**

İSTANBUL, 2012

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GEMİ ÇARPIŞMASININ NÜMERİK YÖNTEMLERLE ANALİZİ VE
SİMÜLASYONU**

Serdar Turgut İNCE tarafından hazırlanan tez çalışması 15.01.2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Gemi Makineleri ve İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Tamer YILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Tamer YILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd.Doç. Dr. Cihan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Hüseyin YILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Tezin yazım kısmında ve çözemediğim her problemde yardımlarını esirgemeyen Arş. Gör. Özgür DEMİR'e şükranlarımı sunarım. Sayısal çözümlerde modelin oluşturulması süreci oldukça zahmetli bir süreçtir. Bu süreçte gayretini ve desteğini esirgemeyen Hakan Paşahan'a ve bana huzurlu bir çalışma ortamı sağlayan değerli hocam Prof.Dr. Tamer YILMAZ 'a teşekkürü bir borç bilirim.

Zor dönemlerdeki arkadaşlığı ve bu çalışmanın hazırlanmasında akademik ve motivasyon anlamındaki desteği için değerli arkadaşlarım Arş.Gör.Taner ÇOŞGUN, Arş.Gör. Ali DOĞRUL, Arş.Gör. Ömer Kemal KINACI ve Arş.Gör. Çağan DİYAROĞLU'na ayrıca teşekkür ederim. Ders aldığım dönemde ve tezi hazırlama dönemimde sabrının son sınırlarına kadar zorladığım halde yardımını ve bilgisini hiç esirgemeyen Arş.Gör. Yavuz Hakan ÖZDEMİR'e gösterdiği ilgi için müteşekkirim.

Öğrenim hayatım boyunca destek ve sabırlarını esirgemeyen aileme ve tüm arkadaşlarıma saygı ve sevgilerimi sunarım.

Ocak, 2012

Serdar Turgut İNCE

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖZET	x
ABSTRACT	xii
BÖLÜM 1.....	1
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Taraması.....	1
1.2 Tezin Amacı	9
1.3 Hipotez	12
BÖLÜM 2.....	13
GEMİ HAREKETLERİ VE EK SU KÜTLELERİ.....	13
2.1 Gemi Hareket Denklemleri	15
2.1.1 Ek Kütle Ataletlerinin Gemi Hareketine Etkisi	15
2.1.2 Sönüm Kuvvet ve Matrisleri	16
2.1.3 Doğrultucu Kuvvet ve Momentler	17
2.2 Çarpışma Analizleri İçin Ek Su Kütleleri Yaklaşımları	17
BÖLÜM 3.....	20
ANALİTİK YÖNTEMLER	20
3.1 Minorsky'nin analitik yaklaşımı	21
3.2 Vaugan Yaklaşımı	22
3.3 Woisin Yaklaşımı	22
3.4 Lu ve Callidine Yaklaşımı	22

3.5	Paik Yaklaşımı	23
3.6	Zhang Yaklaşımı	23
BÖLÜM 4.....		27
SAYISAL YÖNTEMLER		27
4.1	Çarpışma Analizlerinde Sonlu Elemanlar Yönteminin Kullanımı	29
4.2	Hamilton Prensipleri	31
4.3	Üçgen Eleman İçin Sonlu Elemanlar Denklemlerinin Eldesi	31
4.4	Dörtgen Eleman İçin Sonlu Elemanlar Denklemlerinin Eldesi	33
BÖLÜM 5.....		35
ÇARPIŞMA ANALİZİ		35
5.1	Analitik yöntemle	35
5.2	Sayısal Yöntemler	36
5.2.1	Modelleme	36
5.2.2	Sonlu Elemanlar Ağıının Oluşturulması.....	39
5.2.3	Sınır Şartlarının Verilmesi Ve Malzeme Modelinin Belirlenmesi	42
5.2.3.1	Serbest Durum Çarpışma Analizi	42
5.2.3.2	Ek Su kütlesi Olduğu Durumda Çarpışma Analizi	44
5.3	Analiz Sonuçları	45
5.3.1	Serbest Durumda Gerçekleştirilen Analiz Sonuçları	45
5.3.2	Ek Su Kütlesi Olduğu Durumda Gerçekleştirilen Analiz Sonuçları.....	46
BÖLÜM 6.....		50
SONUÇ VE ÖNERİLER		50
KAYNAKLAR.....		52
ÖZGEÇMİŞ.....		57

SİMGE LİSTESİ

T	Geminin su çekimi
B	Geminin genişliği
L	Geminin boyu
C_{wp}	Su hattı katsayısı
C_b	Prizmatik katsayı
C_m	Gemi orta kesit katsayısı

KISALTMA LİSTESİ

SSC	Ship Structure Committee
ISSC	International Ship and Offshore Structures Congress
COLREG	International Regulations for Preventing Collisions at Sea
DWT	Dead Weight Tonnage
SIMCOL	Simplified Collision Model
SNAME	Society of Naval Architects and Marine Engineers
RTCL	Rice–Tracey–Cockcroft–Latham (Hasar Kriteri)
IMO	International Maritime Organization
AIS	Automatic Identification System
VTs	Vessel Traffic Services
FEA	Finite Element Analysis
FEM	Finite Element Method

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.2 Woisin test düzeneği [3]	2
Şekil 1.3 Svensson'un denklemlerine göre 1000 DWT'lik bir geminin çarpma sırasında oluşturduğu kuvvet grafiği [4]	3
Şekil 1.4 Yamada'nın yaptığı deneysel çalışmalardan görüntü [16]	7
Şekil 1.5 Bulb şekilleri (a)Standart bulb b)Tampon Bulb) [16]	7
Şekil 2.1 Gemi hareketleri	13
Şekil 2.2 Yalpa hareketi ile oluşan doğrultucu moment kolları[22]	17
Şekil 3.1 Gemi çarpışmalarındaki genel terimlerin gösterimi	20
Şekil 4.1 Elemanlar ve onları oluşturan nodlar	28
Şekil 4.2 İki boyutlu problemler	32
Şekil 4.3 Dört düğümlü dörtgen eleman	33
Şekil 5.1 Gemi yapısı üzerinden alınmış bir sac parça[33]	37
Şekil 5.2 Hollanda profilleri kesit atalet değerleri [33]	38
Şekil 5.3 Çarpışma için modellenen geminin genel görünüşü	39
Şekil 5.4 Warpage eleman hatasının gösterimi[36]	40
Şekil 5.5 Aspect ratio eleman hatasının gösterimi[36]	40
Şekil 5.6 Sonlu elemanlar ağı hazırlanmış geminin genel görünümü	41
Şekil 5.7 Serbest durumdaki çarpışma sırasında enerji değişim grafiği.....	45
Şekil 5.8 Serbest durumdaki çarpışma sonrası çarpılan geminin son durumu	46
Şekil 5.9 Serbest durumdaki çarpışma sonrası çarpılan geminin son durumunun içten görünümü	46
Şekil 5.10 Ek su kütlesi olduğu durumdaki çarpışma sırasında enerji değişim grafiği ..	47
Şekil 5.11 Ek su kütlesi olduğu durumdaki çarpışma sonrası çarpılan geminin son durumu.....	47
Şekil 5.12 Ek su kütlesi olduğu durumdaki çarpışma sonrası çarpılan geminin son durumunun içten görünümü	48
Şekil 5.13 Çarpışma sonucu detay görünümü.....	48
Şekil 5.14 Çarpışma sonrası çarpan geminin son durumu	49

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1.1 Türkiye'de gerçekleşen 2001-2011 arası kaza adetleri.....	11
Çizelge 2.1 Gemi hareket notasyonları (Fossen, 1994)[21].....	14
Çizelge 5.1 Çarpışan gemilerin bilgileri şu şekildedir.....	35
Çizelge 5.2 Modellenen geminin ana boyutları.....	36
Çizelge 5.3 Yumuşak çelik için malzeme değerleri(*kabul edilen değerler).....	43

**GEMİ ÇARPIŞMASININ NÜMERİK YÖNTEMLERLE ANALİZİ VE
SİMÜLASYONU**

Serdar Turgut İNCE

Gemi Makineleri ve Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Tamer YILMAZ

Gemi çarpışmalarıyla ilgili çalışmalar ilk defa 1959 yılından itibaren literatüre kazandırılmaya başlanmıştır. Önceleri çarpışma analizleri, deneysel ve analitik yaklaşımlar yardımıyla oluşturulan amprik yöntemlerle irdelenirken, günümüze kadar geçen sürede meydana gelen gerçek kaza verileri ve yapılan deneysel çalışmalar yeni yöntemler oluşturulmasını ve mevcut yöntemlerin geliştirilmesini sağlamıştır. Bunun yanı sıra; gelişen bilgisayar teknolojisi ve programlama teknikleri sayesinde analitik yöntemler yerini, ayrıntılı ve probleme özel güvenilir sonuçlar üreten sayısal çözümlere bırakmıştır.

Çevresel ve hayati riskler dikkate alındığında gemi çarpışma analizlerine olan ihtiyaç gün geçtikçe artmaktadır. Bu paralelde yeni yöntemlerin geliştirilmesi için yapılan çalışmalar kamu ve özel sektör tarafından teşvik edilmektedir. Özellikle denize kıyısı olan ülkelerinde desteğiyle iki önemli Avrupa Birliği Projesi başlatılmış ve neticelendirilmiştir. Diğer taraftan 50 yıldır düzenlenmekte olan ISSC kongresinde gemi çarpışmaları ve dip vurma ile ilgili ayrı bir bölüm yapılmaktadır.

Yüksek lisans tez çalışmasında, standartlara göre hazırlanan iki gemi modelinin değişik senaryolara karşı çarpışma analizleri gerçekleştirilmiştir. 3D CAD modelleme işlemi SolidWorks 2009 yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Pre-post ve sonlu elemanlar ağının oluşturulması için ise HyperMesh yazılımından faydalanılmıştır. Malzeme modeli tarifi, sınır şartlarının verilmesi ve analizin çözdürülmesi işlemleri için ise Ls-Dyna ticari yazılımı kullanılmıştır.

Sonuçların doğrulanması ve güvenilirliğinin araştırılması için analitik yöntemlerden yararlanılmıştır. Nümerik yöntemler ile elde edilen analiz sonuçları ile analitik yaklaşım sonucu elde edilen sonuçlar örtüşmektedir.

Anahtar Kelimeler: FEM, explicit analiz, gemi çarpışmaları, çarpışma analizi

SHIP COLLISION ANALYS AND SIMULATION BY NUMERICAL METHODS

Serdar Turgut İNCE

Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Tamer YILMAZ

First studies about the ship collisions have begun to be gained in the literature since 1959. Whilst, in the beginning, collision analysis problems solved by means of the empirical solutions which are created by experimental studies and ship collisions, real collision data and experimental studies that occurred come until today have provided the generation of new methods and the development of conventional methods. With the improvements in computer software and programming techniques, the numerical methods which produce more reliable and problem-specific results gained popularity and replaced with the analytical solutions.

To realize the environmental and life-threatening risks, the necessity for analysis of ship collisions is increasing day to day. In this regard, developments of new methods are encouraged by public and private sector. Especially, with the help of coastal region countries, two major European Union Projects initiated and finalized. On the other hand, it has been done separate section on the grounding and ship collisions in the ISSC congress that organized until 50 years.

In MSc thesis, collisions of two ship models which are prepared with respect to standards are analyzed with finite elements method. 3D CAD modelling process of ships are sketched by using SolidWorks 2009. Pre-Post and creating of finite element network utilized from HyperMesh software. Description of the material model and boundary conditions are given to the model and eventually, finite element analyses are performed by LS-Dyna commercial software.

The verification and researching reliability of the results utilized from analytical methods. The results of analysis obtained by numerical methods are consistent with the results obtained by the analytical approach.

Key words: FEM, explicit analysis, ship collisions, collision analysis

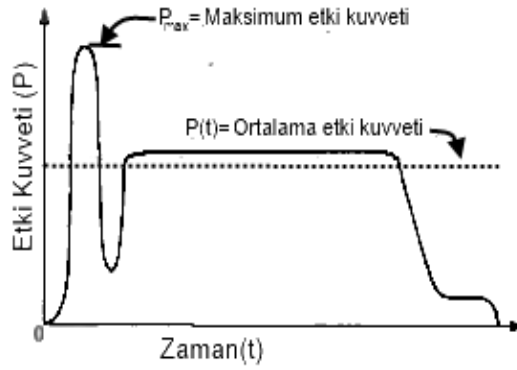
1.1 Literatür Taraması

Gemi çarpışmalarıyla ilgili ilk çalışmalar 1959 yılından itibaren Minorsky tarafından literatüre kazandırılmaya başlamıştır. Minorsky tarafından yapılan çalışmada; nükleer materyal taşıyan gemilerin tasarım ve çarpışma analizlerinde kullanılmak üzere bir yaklaşım ortaya konulmuştur. Minorsky, ilk aşamada gerçekleştirebilecek en kötü durumu belirlemiş ve bu duruma göre analitik ve ampirik yaklaşımlar gerçekleştirmiştir. Minorsky'nin yaklaşımına göre, en kötü senaryo, geminin inelastik yani rijit olması durumunda, dik açılı çarpışmanın gerçekleşmesi olarak öngörülmüştür. Gemi yapısının inelastik kabulü, momentumun korunumu yasasını kullanabilmek için yapılmıştır. Minorsky çarpışmayı iki adımda incelemiştir ve bunları dış dinamik ile iç mekanik olarak adlandırmıştır. İlk adım olan dış mekanik kısmında ek su kütlelerini ve hidrostatik kuvvetleri göz önüne almıştır. İç mekanik kısmında ise gemi malzemesi tarafından absorbe edilen toplam enerjiyi incelemiştir. [1]

Motora vd. (1971), Minorsky'nin ek su kütleleri ile ilgili ortaya koyduğu metodu doğrulamak ve sabit katsayıyla verilen ek su kütlelerinin doğruluğunu ve güvenilirliğini incelemek üzere çeşitli araştırmalar gerçekleştirmişlerdir. Çarpan geminin ilk hızının fazla olması veya daha yüksek penetrasyon durumunda Minorsky'nin denkleminde kabul edilen ek su kütlelerinden daha yüksek bir ek su kütlesi oluşması beklenmektedir. Bu sebeple Minorsky'nin ek su kütleleri kabulünden farklı bir yaklaşımı benimsemişlerdir. Minorski çarpılan geminin yanal öteleme ek su kütlesini çarpılan

geminin toplam kütlesinin 0.4 katı alırken, Motora vd. bu değerin 0.4 ile 1.3 arası alınması gerektiğini belirtmişlerdir. [2]

Gerhard Woisin (1976) gemilerin çarpışmasını deneysel yöntemlerle incelemiştir. Woisin çarpışma zamanı ile oluşan etki kuvvetleri arasında dinamik bir ilişki ortaya koymuştur. Şekil 1.1'de zamana karşılık etki kuvveti grafiği görülmektedir. Çarpışmanın başlamasından sonraki 0.1 ile 0.2 saniye arasında ortalama çarpışma kuvvetine göre iki kat yüksek bir değer görülmektedir ama hemen sonrasında değer ortalama bir seviyede devam etmektedir. Şekil 1.2'de Woisin tarafından yapılan deney düzeneği görülmektedir.[3]

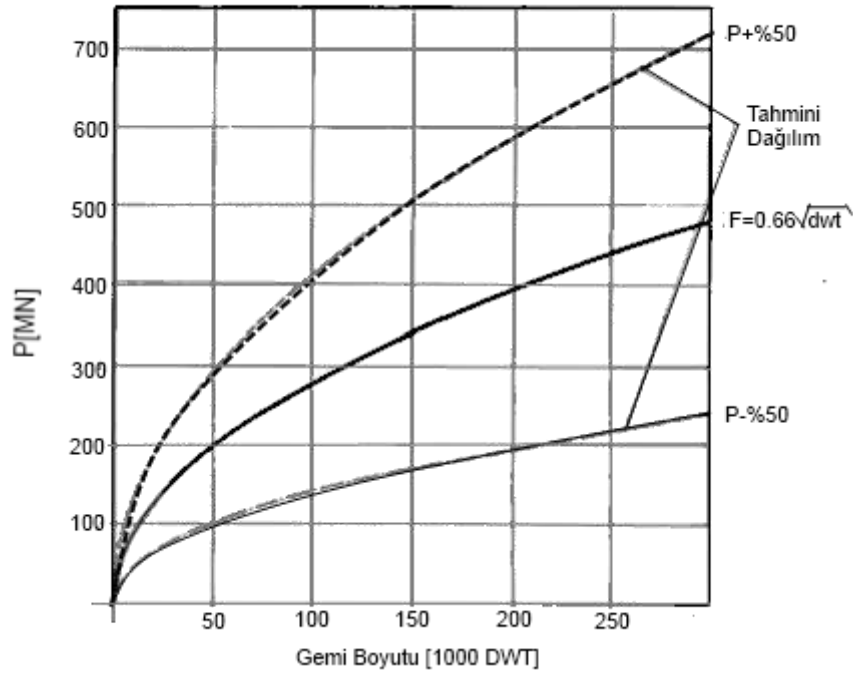


Şekil 1.1 Woisin testlerinde elde edilen zaman ve etki kuvveti arasında ilişki [3]



Şekil 1.2 Woisin test düzeneği [3]

Woisin'in test sonuçlarına göre büyük bir geminin rijit bir duvara çarpmasında oluşacak statik kuvvetin hesaplanmasında ilk yaklaşım dead weight tonun (DWT) kökü ile ifade edilmiştir. Şekil 1.3'te bu ifade görülmektedir. Ancak aynı DWT'ye sahip gemilerde farklı hızlar veya farklı gemi yapıları için aynı sonucu verecektir. Bu sebeple bu formülasyon oluşabilecek, etki kuvvetinin alt ve üst limitleri hakkında bir bilgi vermektedir. Svensson (1981) yaptığı çalışma ile oluşacak gerçek değer in aşağıdaki formülasyon ile hesaplanan değerin %50 altında veya %50 üstünde olabileceğini ortaya koymuştur.[4]



Şekil 1.3 Svensson'un denklemlerine göre 1000 DWT'lik bir geminin çarpma sırasında oluşturduğu kuvvet grafiği [4]

1979 yılında Gemi Yapıları Komitesi (SSC) yönetiminde gemi çarpışmaları ile ilgili bir metodoloji ortaya koymak için bir araştırma projesi gerçekleştirilmiştir. Bu proje sonucunda basitleştirilmiş çarpışma analizi için Minorsky'nin ortaya koyduğu analiz genişleterek kabuk membran eleman için enerji absorbtasyonu eklenmiştir.[5]

Petersen (1982) gemi çarpışmasıyla ilgili sayısal metodoloji hakkında bir çalışma yapmıştır. Petersen sayısal olarak sonlu elemanlar dinamik analizi yaklaşımına gemi hidrodinamiğini de ekleyerek yeni bir yöntem ortaya koymuştur.[6]

1997 yılında Uluslararası Gemi ve Açık Deniz Yapıları Kongresi Uzman Paneli V.4 (ISSC 97) düzenlenmiştir. Kongre ile varılan sonuçlara göre Minorsky'nin denklemlerinden elde edilen toplam absorbe edilen enerji hesaplamalar için yeterli değildir. Kazada oluşabilecek hasar geminin tüm bileşenleri için detaylandırılmalıdır. Yapılan ortak çalışmalar ile Minorsky'nin denklemleri geliştirilmiştir.[7]

Kore, Pusan National Üniversitesi'nden Prof. Dr. J.K Paik, ALPS/SCOL adında gemi çarpışma simülasyonlarını gerçekleştiren bir yazılım geliştirmiştir. ALPS/SCOL yazılımı 3-D non-lineer sonlu elemanlar teorisine dayanmaktadır. İç mekanizmayı ve dış dinamiği ayrı ayrı çözmektedir. Bu programda da çarpılan geminin hızı sıfırdır. Ek su kütleleri benzer tip ve boyuttaki gemilere göre hesaplanır.(1996) [8]

Geliştirilen diğer bir sayısal kodda SIMCOL (Simplified Collision Model) yazılımıdır. SIMCOL zaman domaininde ve Minorsky'nin yaklaşımını referans alarak çözüm yapmaktadır. Bu yazılım ile çarpan gemi rijit kabul edilerek, dış dinamik ve iç mekanik birlikte çözülür.(2000)[8][9]

Virginia Technology Üniversitesi'nde geliştirilen DAMAGE adlı yazılım gemi çarpışma simülasyonlarının modellendiği diğer bir bilgisayar programıdır. DAMAGE iç mekanik ve dış dinamiği birlikte çözememektedir. Çarpılan geminin hızını sıfır varsayarak sadece dik açılı çarpışmalar için geliştirilmiştir. Çarpılan gemide absorbe edilen enerji plastik deformasyon için harcanan enerjidir. Dış dinamik rijit cisimler mekaniği olarak yapılırken iç mekanizma süper eleman metoduna dayanır.(1999) [8]

Danimarka Teknik Üniversitesi'nde GRACAT adlı çarpışma analizi yapabilen nümerik bir kod geliştirilmiştir. GRACAT sadece dik açılı değil verilebilecek herhangi bir açıdaki çarpışma analiz çözümlerine yapabilmektedir. (2002)[9]

Pedersen ve Zhang (2000) yaptıkları çalışmalarda Minorsky yaklaşımını geliştirerek yeni bir analitik yaklaşım ortaya koymuşlardır. Bu yaklaşımda geminin yapıldığı malzemenin özelliğini ve konstrüksiyonun yapısal dizilimini de göz önüne alarak yarı ampirik formülasyon geliştirmişlerdir.[10]

Ayrıca üç senede bir yapılan International Ship Structure Congree ISSC'nin 1997 yılı sonrasında yaptığı kongrelerde gemi çarpışmaları ve dip vurma ile ilgili son çalışmalar derlenmiş ve literatürdeki son değişiklikler bir rapor halinde hazırlanmıştır.[9][11][12]

2000'li yıllar bu konudaki çalışmaların oldukça arttığı yıllardır. Analitik yöntemler Minorsky'nin yaptığı çalışmanın geliştirilmesiyle gerçekleşirken, sayısal yöntemler bilgisayar programlarının gelişmesiyle daha hızlı bir şekilde sonuç alınmasına sebep olmuşlardır. Doğru kurgulanmış bir modelin analitik çözümünün benzer sonuç verdiğini gösteren birçok analiz literatüre kazandırılmıştır. Kitamura vd. (2002) ile Ozguc vd. (2006) yaptıkları çalışmalarda nümerik yöntemleri kullanarak gemi çarpışma simülasyonları yapmışlardır.[13][14]

Lützen (2001) yaptığı doktora çalışmasıyla kaza olasılıklarını ve kaza istatistiklerini araştırmıştır. Kazanın gerçekleşmeden önce gemi yapısında alınabilecek önlemlerin yanı sıra oluşabilecek muhtemel kazaların önüne geçilmesi, bu konun diğer bir yanıdır. Bölgesel olarak kaza istatistiği ve çarpışmanın gerçekleşme olasılığını araştırıldığı bu çalışma önleyici mühendislik faaliyetlerindendir.[8]

Lützen'e (2001) göre gemi çarpışmaları üç temel nedene bağlı olarak meydana gelmektedir;

1. Çevresel durumları da içeren su yolu sistemleri
2. Tekne faktörü
3. İnsan faktörü

1) Su yolu sistemleri ve çevresel durumlar

Su yolu sistemleri ve çevresel sebeplerin kazaya sebebiyet vermesini şu şekilde açıklayabiliriz;

- Trafik yoğunluğu
- Trafik yönetim sistemlerinin olmaması veya arızalanması
- Konum bulma ekipmanları eksikliği
- Pilotaj hataları
- Olumsuz deniz şartları
- Şiddetli rüzgar ve akıntıyla sürüklenme
- Görüş açısının düşük olması

- Güzergahın karmaşıklığı
- Yanlış güzergah seçimi

2) Tekne faktörü

Tekne dizaynı, çarpışma olasılığını etkileyen önemli parametrelerdendir. Geminin yönetimi, mürettebata ve taşıma şirketine göre değişmektedir. Bu sebeple gemi yapısının ve ekipmanlarının belli standartlar içermesi gerekmektedir. Böylece farklı mürettebat ve taşıma şirketi ile kullanılması durumunda bile yönetim karmaşası en aza indirilebilir. Bu konuda Uluslararası Denizcilik Örgütü'nün (IMO) çeşitli düzenlemeleri bulunmaktadır.

Bunların yanında geminin sahip olduğu ekipmanlar, çarpışma olasılığı üzerinde etkilidir. Örneğin; Otomatik Tanıma Sistemi (AIS) geminin etrafındaki diğer gemileri taramaktadır. Ayrıca bu gemiler hakkında bilgi toplayarak herhangi bir çatışmayı en aza indirmeyi amaçlamaktadır. Diğer yandan VTS gibi trafik yönetim sistemleriyle uyumlu çalışan ekipmanlar aracılığıyla oluşabilecek kazaların önlenmesi amaçlanmaktadır.

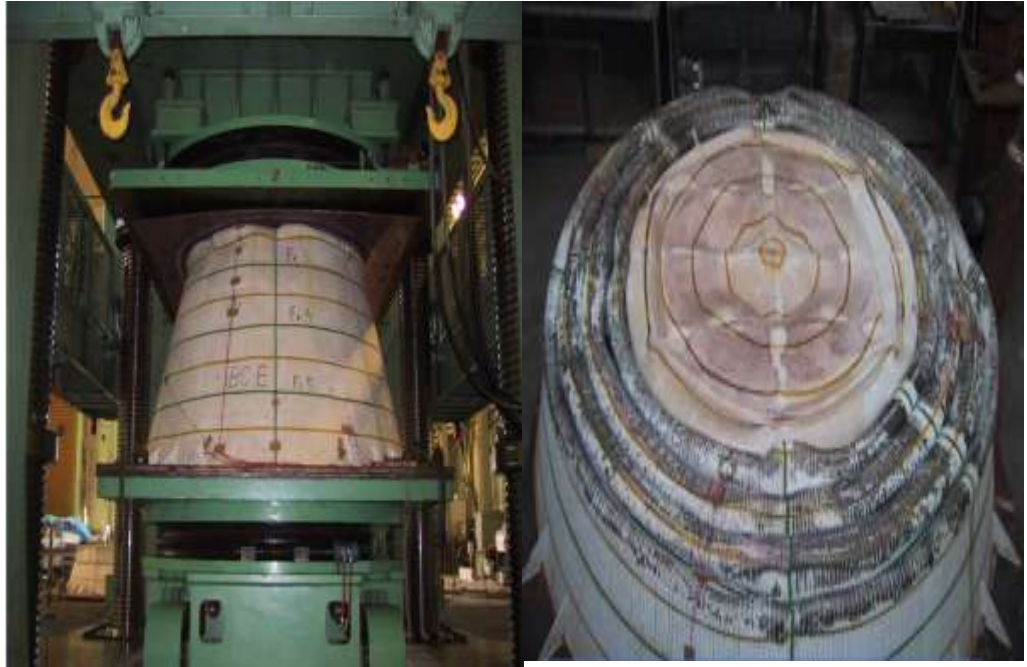
3) İnsan faktörü

Çarpışmanın ana nedenlerinden biri insan faktörüdür. İnsan faktörünü şu şekilde açıklayabiliriz;

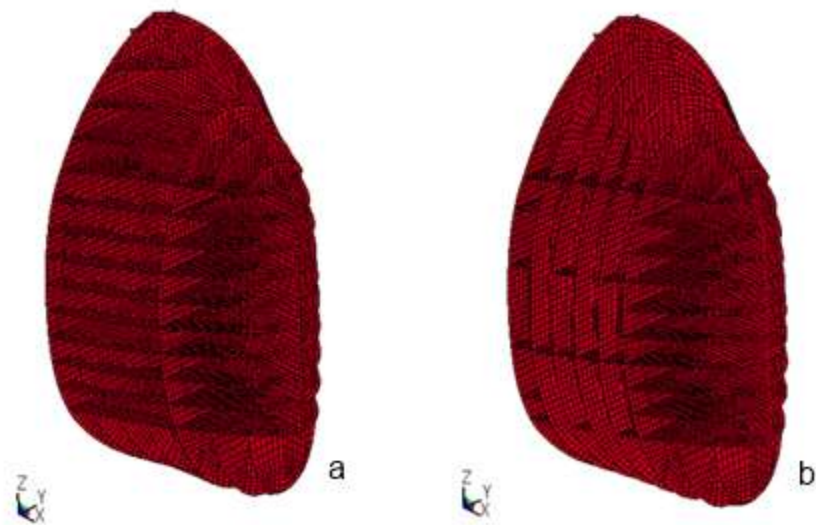
- İyi eğitim almamış mürettebat
- Deneyimsiz mürettebat
- Yorgunluk ve dikkatsizlik
- Stresli çalışma ortamı
- Mürettebat arasındaki iletişim ve dil problemleri [8]

Yamada (2003-2006) yaptığı çalışmalarla gemi bulb yapısı üzerinde değişiklikler yaparak gemi boyu yönünde ilerleyen eleman sayısını azaltmıştır. Bu sayede çarpışma sırasında ilk olarak bulb hasar almaktadır ve hızlı bir şekilde katlanmaktadır. Bu durumda çarpan ve çarpılan gemi arasındaki temas alanı da hızlı bir şekilde artarak oluşan çarpışma kuvveti geniş alana yayılmaktadır ve çarpılan gemideki hasar bu sayede azalmaktadır. Özellikle tanker gemileri için bu durum önemlidir. Yamada bu modifikasyon ile

Çarpışma sonrasında tanker gemilerindeki sızıntıyı azaltmayı amaçlamıştır. şekil 1.4'de Yamada'nın gerçekleştirdiği deneysel çarpışmalarından bir görüntü bulunmaktadır. Oluşturulan klasik ve yeni bulbın sonlu elemanlar modeli şekil 1.5' te görülmektedir.[15][16]



şekil 1.4 Yamada'nın yaptığı deneysel çalışmalardan görüntü [16]



şekil 1.5 Bulb şekilleri (a)Standart bulb b)Tampon Bulb) [16]

Ozguc vd. (2006) çift ve tek cidarlı kuru yük gemilerinin çarpışmadaki durumunu sayısal yöntemlerle ve ampirik yöntemlerle hesaplayarak kıyaslamışlardır. Ls-Dyna yazılımıyla nümerik olarak 16 farklı durum için analiz gerçekleştirmişler ve sonrasında Minorsky'nin ampirik ifadeleriyle toplam absorbe edilen enerjiyi hesaplayarak, sonuçları kıyaslamışlardır. Şekil 1.6'da Ozguc'un yaptığı kıyaslama gösterilmiştir.[14]

Durum	Penetration (m)	İç enerji (MJ)	
	Hasar derinliği (m)	LS DYNA	Minorsky
1	1.10	61.5	65.4
2	2.22	73.8	59.1
3	1.96	90.1	75.8
4	2.83	69.7	76.3
9	2.67	36.7	30.8
10	2.13	62.1	54.3
11	1.56	61.2	43.7
12	2.15	48.1	29.1

Şekil 1.6 LS-Dyna ve Minorsky metodunun çeşitli durumlar için kıyaslanması[14]

Zhang ve diğerleri (2007) gemi çarpışması sırasında sıvı dolu tankların etkisini çeşitli sayısal yöntemlerle kıyaslamalı olarak incelemişlerdir. Tamamına yakın dolu olan tanklarda su modelinin gerek katı gerekse sıvı olarak modellendiğinde yaklaşık sonuç verdiğini görmüşlerdir.[17]

Hong ve diğerleri (2008), gemi çarpışmaları sırasında gemi kirişlerinin deformasyonu için yeni bir analitik yöntem önermişlerdir. Yapılan 3 deneysel çalışmayla önerilen analitik yöntemin tatmin edici sonuçlar verdiğini görmüşlerdir.[18]

Tabri ve diğerleri (2008) yaptıkları çalışmada gemi kazaları sonucunda balast tanklarındaki suyun dalgalanmasının gemiye etkilerini incelemişlerdir. Geminin elastik olarak eğilmesini, geminin etrafını sayan suyu ve balast tanklarındaki dalgalanmayı ifade eden analitik bir yaklaşım ortaya koymuşlardır. Daha çok dış dinamik etkilere odaklanarak yaptıkları bu çalışmada iç mekanik ile ilgili sadece kazada meydana gelen penetrasyona ihtiyaç duymuşlardır. Bu etkiyi deneysel olarak, hem balast tanklarında su bulunuyorken hem de balast tanklarının boş olması durumunda incelemişlerdir. Analitik yaklaşım sonuçları ile deneysel sonuçların %10'un altında yaklaştığı ortaya konulmuştur.[19]

Pill ve diğerkleri (2009) Ls-Dyna yazılımı yardımıyla numerik bir çarpışma simölasyonu gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada çarpışma sırasında gemiye etkiyen ek su kütlelerini noktasal kütle ve atalet olarak tanımlamışlardır. Bunun yanında doğrultucu moment kuvvetleri ve diğerk bazı kuvvetleri, kontak kuvvetleri ve yanal öteleme ek su atalet momentine göre oldukça küçük olması sebebiyle ihmal etmişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda elde edilen değerkler deneysel çalışmalarkı kıyaslanmıştır.[20]

1.2 Tezin Amacı

Gemiler belirli bir ticari ve askeri faaliyeti yerine getirmek amacıyla, armatör veya alıcı kuruluşların istekleri doğrultusunda tasarlanarak üretilirler. Son yıllarda küresel ekonominin içinde bulunduğı durum göz önüne alınırsa, üretilen geminin mümkün olduğunca hızlı, yapım ve üretim ile işletme maliyetlerinin düşük olması istenmektedir. Bunların yanı sıra; uluslararası otoriteler ve gemi klas kuruluşları ile ilgili standartlar çevresel risklerin düşük ve taşıma güvenliğinin azami derece de yüksek olmasını talep etmektedirler. Bu nedenlerden dolayı günümüzde gemilerin çarpışma analizleri büyük önem taşımaktadır. Özellikle askeri gemiler ile kıymetli maden taşıyan gemilerin taşıdığı yük ve kullanım amaçları, her türlü çarpışma senaryosuna karşılık gemilerin batmadan amacını yerine getirmesini zorunlu hale getirmektedir. Diğerk yandan kimyasal yük veya petrol taşıyan gemilerin karıştığı kazalar büyük çevresel riskler oluşturmaktadır. Bu durum gemilerin yeni bir çalışma ve tasarım yöntemi ile üretilmesi gerekliliğini de beraberinde getirmektedir. İstenen hızların yüksek olması gemi ömrünü etkileyecek çeşitli aşırı yüklemelerin oluşmasına sebep olmakla birlikte kaza olasılığını da arttırmaktadır. Gemilerin başlıca çarpışma nedenleri arasında olumsuz hava koşulları, mekanik ve hidrolik sistem arızaları ile personel kaynaklı hatalar vb. sayılabilir. Gemilerde kaza riskini ve oluşacak hasarı en aza indirebilmek için tasarım aşamasında ve işletme sırasında alınacak önlemler aşağıda sıralanmıştır;

1. Tasarım aşamasındaki önlemler: Aşırı yüklemelerin veya kazaların, tasarım aşamasında öngörölmesi ve gemi yapısı üzerinde yapısal önlemlerin alınarak çevresel ve hayati risklerin minimize edilmesi suretiyle, taşıma güvenliğinin sağlanması gerekmektedir.

2. Geminin işletme şartlarındaki muhtemel riskler ve önlemler: İşletme şartlarında oluşabilecek risklerin azaltılması için tecrübeli bir gözleme, kaliteli görüntüleme ekipmanlarına ve de iyi eğitilmiş bir mürettebata ihtiyaç vardır. Trafiğin yoğun olduğu yerlerde, kanallarda ve kıyıdan uzak yapıların bulunduğu yerlerde iyi bir gözlemin olması gerekmektedir. Bunların yanı sıra geminin işletimi sırasında periyodik bakım ve onarımların eksiksiz olarak yerine getirilmesi ile oluşması muhtemel arızaların önüne geçilecektir.

Gemi kazaları birçok değişik şekilde gerçekleşmektedir. Örneğin çatışma adı verilen olay iki geminin birbirini ile çarpışmasıdır. Gemilerin çarpışmasını önlemek için IMO tarafından COLREG konvansiyonu çıkartılmıştır. COLREG gemilerin çatışmasını önlemek için gerekli uluslararası kuralları içerir ve uyulması zorunludur. Türkiye karasularında ise denizde güvenliğin sağlanması ve çatışmaların önlenmesi amacıyla Bakanlar Kurulu 12/12/1977 tarih ve 7/14561 numara ile bir tüzük yayımlamıştır. Denizde çatışmayı önleme tüzüğü ile denizlerimizde yüzen tüm gemilerin alması gereken zorunlu önlemler ve sorumluluklar net bir şekilde tarif edilmiştir.

Diğer yandan uluslararası sözleşmelerde, deniz kazalarının incelenmesi, kazanın meydana gelmesinde rol oynayan faktörlerin belirlenmesi ile bu faktörlerin en aza indirgenmesi ve gerçekleşen kazalardan yola çıkılarak benzer kazaların önlenmesini sağlamaya yönelik tedbirlerin alınması gerekliliği belirtilmiştir. Ülkemizde de denizde emniyetin artırılması amacıyla, “Deniz Kazalarının İncelenmesine İlişkin Yönetmelik”, 31 Aralık 2005 tarih ve 26040 sayılı Resmi Gazetede yayınlanarak yürürlüğe girmiştir. Bu yönetmelikle Deniz Kazalarını İnceleme Komisyonu oluşturularak, kazaların gerçekleşmeden önlenmesine yönelik çalışmalar başlatılmıştır.

İşletme şartlarında gemilerin birbirleriyle çatışmalarının dışında görülen diğer bir çarpışma durumu ise geminin karaya oturmasıdır. Karaya oturmalarında genellikle geminin altı boyunca veya baş tarafa doğru deniz dibine vurur. Gemiler genellikle düşük hızlarda karaya otururlar. Bu nedenle çok büyük yapısal hasarlar gözlenmez. Ancak yine de dip kaplamasının yırtılması ve geminin su alarak batması veya geminin ortadan ikiye ayrılması durumları da gözlenebilmektedir. Günümüz gemi inşa sanayinde gemiler, çift dip ve çift cidar olarak imal edilmektedir. Bu durumda gemilerin

alt taraflarında kalan tanklar stabilite amacıyla balast suyu (deniz suyu) ile doldurulurlar. Gemi kazaları sırasında alt tarafta bulunan bu tanklar yara alsa da yırtılma kargo tanklarına veya ambara kadar gelmediği sürece geminin batması söz konusu değildir.

Gemiler için bir diğer risk taşıyan durum, geminin köprü ve kanallardan geçmesi durumudur. Geçiş sırasında oluşabilecek bir hata veya arıza köprü ayaklarına veya kanala çarpma ile sonuçlanabilmektedir. Deniz trafiğinin yoğun olması, kötü hava şartları, kılavuz kaptan alınmaması, muhtemel arızalar, kanal ve köprü yerleşimlerinin doğru yapılmamış olması, kanal ve köprüye çarpmanın başlıca nedenleri olarak sıralanabilir. Ülkemizde gemi kazaları oldukça yaygın olarak gerçekleşmektedir. Özellikle boğazlar gibi trafiğin oldukça yoğun olduğu yerlerde kaza riski artmaktadır. T.C Denizcilik müsteşarlığının yayınladığı verilere göre ülkemizde gerçekleşen kazalar ile ilgili çeşitli veriler Çizelge 1'de görülmektedir.

Çizelge 1.1 Türkiye'de gerçekleşen 2001-2011 arası kaza adetleri

Yıllar	Çarpışma	Karaya oturma Dip sürtme	Toplam*
2011	31	21	179
2010	39	31	230
2009	37	29	171
2008	40	43	206
2007	21	38	117
2006	15	32	116
2005	21	28	147
2004	17	37	151
2003	13	36	115
2002	11	21	93
2001	13	35	131

Toplam	250	345	1617
---------------	-----	-----	------

* Çarpışma ve karaya oturma haricinde meydana gelen kazalar da eklenmiştir.

Gemi kazalarının analiz edilmesi, gemi yapısal elemanlarının kazaya dayanıklı imal edilmesi için gereklidir. Bu kapsamda bu çalışma ile gemi kazalarında oluşan hasarın önceden tespit edilmesi amaçlanmaktadır.

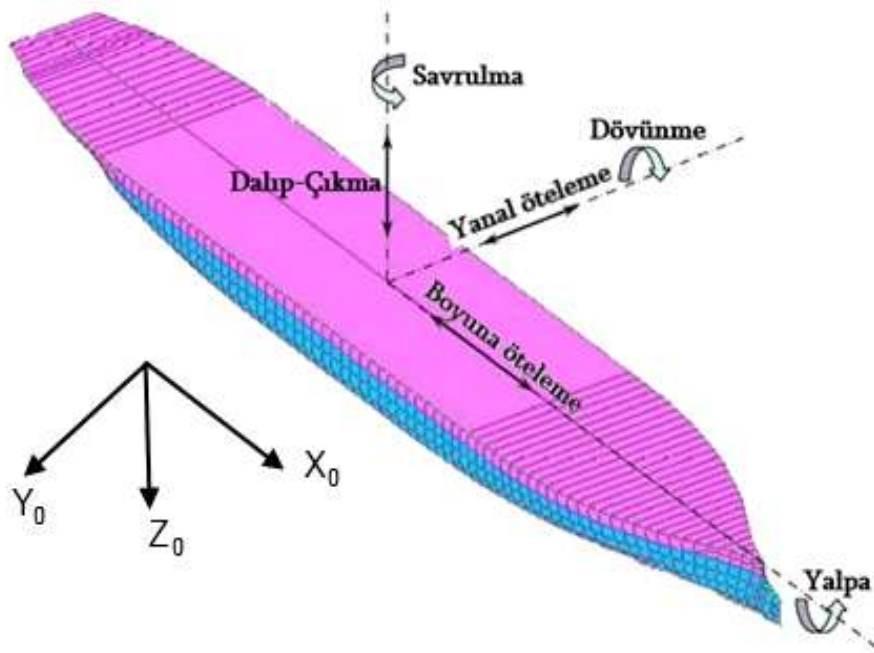
1.3 Hipotez

Sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçların, kontrolü için analitik yöntemlerin kullanılması literatürde genellikle karşılaşılan bir durumdur. Bu kapsamda hazırlanan bir gemi modelinin sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen analiz çıktılarının , analitik yöntemlerle elde edilen çıktılarla örtüşmesi beklenmektedir.

GEMİ HAREKETLERİ VE EK SU KÜTLELERİ

Çarpışma analizinin daha iyi anlaşılabilmesi için öncelikle geminin sahip olduğu hareket kabiliyetinin ve dıştan etkiyen zorlayıcı kuvvetlerin belirlenmesi ve bu etkilerin matematik modelinin elde edilmesi gereklidir. Bu bölümde Minorsky ve diğer araştırmacıların dış dinamik olarak isimlendirdiği ilk adım irdelenmiştir.

Yüzen bir cisim dış kuvvetler ve tahrik kuvvetlerinden kaynaklanan 6 serbestlik dereceli harekete sahiptir. Şekil 2.1'de gemi hareket yönleri gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Gemi hareketleri

1. Boyuna öteleme
2. Yanal öteleme
3. Dalıp çıkma
4. Yalpa
5. Dövmünme
6. Savrulma

Gemi hareket analizlerinin yapılabilmesi için model üzerinde referans eksen takımının yerleştirilmesi gerekmektedir. SNAME'in (1950) kabul ettiği referans takım Şekil 2.1'de görüleceği üzere $X_0 Y_0 Z_0$ 'dir. Orijin olarak geminin ağırlık merkezi kabul edilmiştir. Bu eksen takımı gövdeye sabitlenmiş eksen takımıdır. Dış eksen takımı da $X_1 Y_1 Z_1$ 'dir. Yine aynı yönlerde olan bu eksenlerden $X_1 Y_1$ su yüzeyine paralel Z_1 su yüzeyine dik ve yerçekimi yönündedir. Çizelge 2.1'de gemi hareket notasyonları görülmektedir.

Çizelge 2.1 Gemi hareket notasyonları (Fossen, 1994)[21]

No	Hareketler	Kuvvet momentler	Hızlar	Konumlar
1	İlerleme	X	$u = \frac{dx}{dt}$	x
2	Yan öteleme	Y	$v = \frac{dy}{dt}$	y
3	Dalıp-çıkma	Z	$w = \frac{dz}{dt}$	z
4	Yalpa	K	$p = \frac{d\phi}{dt}$	ϕ
5	Baş-kıç vurma	M	$q = \frac{d\theta}{dt}$	θ
6	Savrulma	N	$r = \frac{d\psi}{dt}$	ψ

*Gövdeye sabitlenmiş eksen takımına göre

2.1 Gemi Hareket Denklemleri

Herhangi bir anda gemi birleşik hareket denklemlerini elde edebilmek için gemi üzerine etki eden hidrodinamik kuvvet ve momentlerin hesaplanması gerekir. Bu kuvvetler ek kütle, sönüm ve doğrultucu kuvvetlerdir. Hidrodinamik kuvvetlerin ifadesi şu şekildedir;[22]

$$\tau_H = \underbrace{-M_A \dot{v} - C_A(v)v}_{\text{Ek Kütleler}} - \underbrace{D_p(v)v}_{\text{Sönüm}} - \underbrace{G(\eta)}_{\text{Doğrultucu kuvvetler}} \quad (2.1)$$

M_A ve C_A ek su kütlesi, D_p potansiyel sönüm kuvvet katsayısı ve G doğrultucu kuvvet katsayılarıdır. Ek kütle kuvvetleri, gemi hareketine ters yönde etki etmektedir. Gemi kendi hareketiyle etrafında dalgalar oluşturmaktadır. Bu dalgaların oluşumu için harcanan enerji gemi hareketinin sönümüyle oluşur. Doğrultucu moment kuvvetleri suyun kaldırma kuvveti momentlerine eşit ve yatırıcı kuvvete zıt yöndedir.

2.1.1 Ek Kütle Ataletlerinin Gemi Hareketine Etkisi

Katı cisimler sıvı içinde hareket ederken, harekete ters yönde atalet kuvvetleriyle karşılaşılır. Bu kuvvetler ile oluşan atalet kuvvetleri hareketin hızına ve ivmesine bağlıdır. Bu durumda kuvvetler;

$$X = X(u, v, w, p, q, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{w}, \dot{p}, \dot{q}, \dot{r})$$

$$Y = Y(u, v, w, p, q, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{w}, \dot{p}, \dot{q}, \dot{r})$$

$$Z = Z(u, v, w, p, q, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{w}, \dot{p}, \dot{q}, \dot{r})$$

momentler;

$$K = K(u, v, w, p, q, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{w}, \dot{p}, \dot{q}, \dot{r})$$

$$M = M(u, v, w, p, q, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{w}, \dot{p}, \dot{q}, \dot{r})$$

$$N = N(u, v, w, p, q, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{w}, \dot{p}, \dot{q}, \dot{r})$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu kuvvet ve momentleri kinetik enerjinin analitik ifadesinden elde edebiliriz.(Lamb,1932)[23]

$$E_k = \frac{1}{2} M_A v^2 \quad (2.2)$$

Burada M_A ek kütlelerin atalet matrisini v ise hız vektörünü temsil eder(Fossen ve diğer.,1995)[21]

$$M_A \cong \begin{bmatrix} X_{\dot{u}} & X_{\dot{v}} & X_{\dot{w}} & X_{\dot{p}} & X_{\dot{q}} & X_{\dot{r}} \\ Y_{\dot{u}} & Y_{\dot{v}} & Y_{\dot{w}} & Y_{\dot{p}} & Y_{\dot{q}} & Y_{\dot{r}} \\ Z_{\dot{u}} & Z_{\dot{v}} & Z_{\dot{w}} & Z_{\dot{p}} & Z_{\dot{q}} & Z_{\dot{r}} \\ K_{\dot{u}} & K_{\dot{v}} & K_{\dot{w}} & K_{\dot{p}} & K_{\dot{q}} & K_{\dot{r}} \\ M_{\dot{u}} & M_{\dot{v}} & M_{\dot{w}} & M_{\dot{p}} & M_{\dot{q}} & M_{\dot{r}} \\ N_{\dot{u}} & N_{\dot{v}} & N_{\dot{w}} & N_{\dot{p}} & N_{\dot{q}} & N_{\dot{r}} \end{bmatrix}, v = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \\ q \\ r \end{bmatrix}$$

İfadeleri kinetik enerji denkleminde yerine yerleştirilirse;

$$2E_k = -X_{\dot{u}}u^2 - Y_{\dot{v}}v^2 - Z_{\dot{w}}w^2 - 2Y_{\dot{w}}vw - 2X_{\dot{w}}wu - 2X_{\dot{v}}uv - K_{\dot{p}}p^2 - M_{\dot{q}}q^2 - N_{\dot{r}}r^2 - 2M_{\dot{r}}qr - 2K_{\dot{r}}rp - 2K_{\dot{q}}pq - 2[p(X_{\dot{p}}u + Y_{\dot{p}}v + Z_{\dot{p}}w) + q(X_{\dot{q}}u + Y_{\dot{q}}v + Z_{\dot{q}}w + r(X_{\dot{r}}u + Y_{\dot{r}}v + Z_{\dot{r}}w))] \quad (2.3)$$

eşitliğinde eksenlere göre kısmi türevleri alınırsa hidrodinamik kuvvetler ve momentler elde edilir. Hidrodinamik kuvvetler;

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial p} = w \frac{\partial E_k}{\partial v} - v \frac{\partial E_k}{\partial w} + r \frac{\partial E_k}{\partial q} - q \frac{\partial E_k}{\partial r} - K_A \quad (2.4)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial q} = u \frac{\partial E_k}{\partial w} - w \frac{\partial E_k}{\partial u} + p \frac{\partial E_k}{\partial r} - r \frac{\partial E_k}{\partial p} - M_A \quad (2.5)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial r} = v \frac{\partial E_k}{\partial u} - u \frac{\partial E_k}{\partial v} + q \frac{\partial E_k}{\partial p} - p \frac{\partial E_k}{\partial q} - N_A \quad (2.6)$$

Biçiminde ifade edilir. Burada X_A ilerleme ve diğer hareketlerin bu hareket üzerine etkisini göstermektedir. Y_A aynı şekilde yanal öteleme ve diğer hareketlerin bu hareket üzerine etkisini, Z_A dalıp-çıkma, K_A yalpa, M_A dövmünme ve N_A savrulma hareketini ve diğer hareketlerin bu hareketler üzerindeki etkilerini göstermektedir.

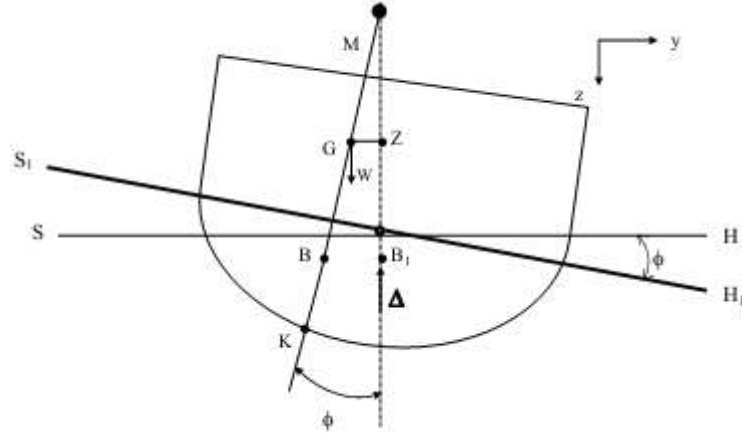
2.1.2 Sönüm Kuvvet ve Matrisleri

Geminin su içinde oluşturacağı hidrodinamik etki ile bu etkinin tersi istikametinde sönüm kuvvetleri meydana gelir. Sönüm kuvvet ve matrisleri şu şekildedir.[22]

$$D(v) = - \begin{bmatrix} X_u & X_v & X_w & X_p & X_q & X_r \\ Y_u & Y_v & Y_w & Y_p & Y_q & Y_r \\ Z_u & Z_v & Z_w & Z_p & Z_q & Z_r \\ K_u & K_v & K_w & K_p & K_q & K_r \\ M_u & M_v & M_w & M_p & M_q & M_r \\ N_u & N_v & N_w & N_p & N_q & N_r \end{bmatrix}, v = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \\ q \\ r \end{bmatrix}$$

2.1.3 Doğrultucu Kuvvet ve Momentler

Bir gemiye her hangi bir denge durumunda uygulanan dış kuvvet ile su altı hacim merkezinin yeri değişir. Buna paralel olarak kaldırma kuvvetlerinin de yeri değişir. Bu sistem tekrar dengeye gelebilmek için ekstra kuvvet ve momentler oluşturur. Şekil 2.2'de yalpa hareketi için doğrultucu moment kolları gösterilmiştir.[22]



Şekil 2.2 Yalpa hareketi ile oluşan doğrultucu moment kolları[22]

yalpa durumunda su altı hacim merkezi B₁'den B'ye doğru değişmektedir. Oluşan doğrultucu kuvvet ve moment matrisi aşağıda verilmiştir.

$$G = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Y_\phi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Z_Z & 0 & Z_\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_\phi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_Z & 0 & M_\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & N_\phi & 0 & 0 \end{bmatrix}, \eta = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ \phi \\ \theta \\ \varphi \end{bmatrix}$$

2.2 Çarpışma Analizleri İçin Ek Su Kütleleri Yaklaşımları

Gemi çarpışmalarında ek su kütlelerinin hesaplanabilmesi için çeşitli yaklaşımlar bulunmaktadır. Minorsky (1959) incelediği 50 gemi çarpışması sonucuna göre çarpılan

geminin yanal öteleme yönünde, kütesinin 0.4 katı kadar bir ek su kütlesi olduğu kanısına varmıştır. Motora (1969) bu etkinin bir saniyeden kısa zamanlar için geçerli olduğunu daha uzun süreler için 0.4-1.3 kat arası değişen ek su kütlelerinin oluştuğunu belirtmiştir. Yapılan bu çalışmalarda diğer yönlerdeki ek su kütleleri ve bunların birbirleriyle etkileşimleri ihmal edilebilecek kadar küçük olduğu görülmüştür.[1][2]

Bunun yanı sıra Popov vd. ek su kütleleri ve doğrultucu moment kollarıyla ilgili bir takım ampirik yaklaşımlarda bulunmuşlardır.[23]

$$m_x = 0 \quad (2.7)$$

$$m_y = \frac{2T}{B} \quad (2.8)$$

$$m_z = \frac{2}{3} \frac{(BC_{wp}^2)}{TC_b(1+C_{wp})} \quad (2.9)$$

$$J_{xx} = 0.25 \quad (2.10)$$

$$J_{yy} = \frac{B}{T(3-2C_{wp})(3-C_{wp})} \quad (2.11)$$

$$J_{zz} = 0.3 + \frac{0.05L}{B} \quad (2.12)$$

$$R_{xx}^2 = \frac{C_{wp}B^2}{11.4C_m} + \frac{H^2}{12} \quad (2.13)$$

$$R_{yy}^2 = 0.07C_{wp}L^2 \quad (2.14)$$

$$R_{zz}^2 = \frac{L^2}{16} \quad (2.15)$$

m_x boyuna öteleme, m_y yanal öteleme, m_z dalıp çıkma, J_{xx} yalpa, J_{yy} dövmüne J_{zz} savrulma için ek su kütleleridir. R_{xx} gemi boyu doğrultusunda, R_{yy} gemi eni doğrultusunda ve R_{zz} ise gemi düşey doğrultusundaki doğrultucu momentlerdir. T su çekimi, B genişlik, L gemi su hattı boyu, C_{wp} su hattı katsayısı, C_b prizmatik katsayı ve C_m gemi orta kesit katsayısıdır (Popov vd 1969).

Pedersen ve Zhang (1998), yaptıkları çalışmalarda ek su kütleleri için şu şekilde kabul etmişlerdir.[24]

$$a_{11} = c_{11}m_s \quad (2.16)$$

$$a_{22} = c_{22}m_s \quad (2.17)$$

$$a_{33} = c_{33}I_s \quad (2.18)$$

a_{11} boyuna öteleme için ek su kütlesi, a_{22} yanal öteleme için ek su kütlesi, a_{33} yalpa için ek su kütlesi, m_s çarpılan geminin kütlesi, I_s yalpa eksenindeki atalet momentidir.

Çarpılan geminin ek su kütleleri için katsayılar şu şekilde kabul edilmiştir; boyuna öteleme için (c_{11}) 0.05 yanal öteleme için (c_{22}) 0.85 ve yalpa için (c_{33}) 0.21 kabul edilmiştir.

Crake (1995) yaptığı çalışmada çarpışma analizinde çarpılan geminin ek su kütlelerinin şu şekilde alınabileceğini belirtmiştir.[25]

$$a_{11} = \frac{4}{3}\rho \cdot \pi \left(\frac{BT}{\pi}\right)^{3/2} = 0.75225\rho(BT)^{3/2} \quad 2.19$$

$$a_{22} = 1.189\rho T^2 L_{BP} \quad 2.20$$

$$a_{33} = \frac{2.378\rho T^2 L_{BP}^3}{24} = 0.0991\rho T^2 L_{BP}^3 \quad 2.21$$

Bu çalışmada, Pedersen ve Zhang (1998) yaptığı yaklaşım temel alınarak ek su kütleleri hesaplanmıştır.

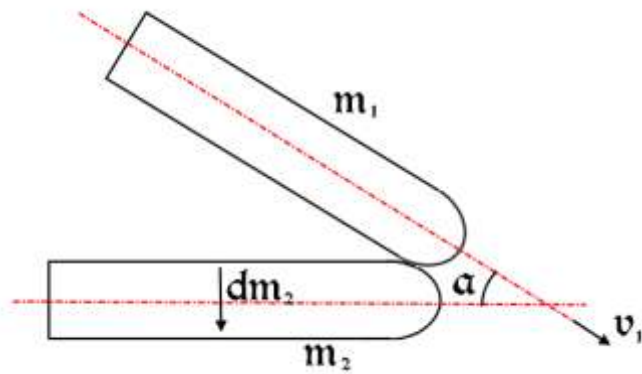
BÖLÜM 3

ANALİTİK YÖNTEMLER

Gemi çarpışma simülasyonlarında; çarpışma olayı dış dinamik ve iç mekanik olarak isimlendirilen iki aşamaya ayrılmaktadır.

Dış dinamik olarak adlandırılan ilk aşamada, çarpışan gemiler rijit olarak kabul edilip, gemi hareketleri ve yapı sıvı etkileşimi incelenmektedir. Momentumun korunumu yasasına dayanan bu bölümde, yanal öteleme hareketi için ek su kütleleri kabulü yapılmıştır. İç mekanik olarak isimlendirilen ikinci aşamada ise çarpışma kuvvetlerine karşılık yapı üzerinde gerçekleşen deformasyon incelenmektedir.

Momentumun korunumu yasasına dayanarak, çarpışma öncesi toplam momentumu, çarpışma sonrası gerçekleşen toplam momentuma eşitlersek aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.



Şekil 3.1 Gemi çarpışmalarındaki genel terimlerin gösterimi

$$m_1 v_1 \sin \alpha = (m_1 + m_2 + dm_2) V \quad (3.1)$$

Bu denklemde m_1 çarpan geminin kütlesi, m_2 çarpılan geminin kütlesi, v_1 çarpan geminin hızı, V çarpma sonrasında gemilerin hızı, α çarpma açısı ve dm_2 çarpılan geminin yanal öteleme sebebiyle sahip olduğu ek su kütlesidir. Diğer yönlerdeki ek su kütleleri, bu kütlelere göre çok küçük olduğu için ihmal edilmiştir.

Çarpışmadaki toplam absorbe edilen enerji, toplam kaybedilen kinetik enerjidir. Buradan yola çıkarak ilk durumdaki kinetik enerjiden, son durumdaki kinetik enerjiyi çıkartırsak aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.[14]

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} m_1 (v_1 \sin \alpha)^2 - \frac{1}{2} (m_1 + m_2 + dm_2) V^2 \quad (3.2)$$

İfadeleri düzenlersek herhangi bir anda ve herhangi bir açıda gerçekleşen çarpışmada absorbe edilen enerjinin analitik ifadesi şu şekildedir;

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} \frac{m_1(m_2+dm_2)}{m_1+m_2+dm_2} (v_1 \sin \alpha)^2 \quad (3.3)$$

3.1 Minorsky'nin analitik yaklaşımı

Minorsky kendi yaklaşımıyla hasar gören çeliğin hacmi aracılığıyla gemiler tarafından absorbe edilen toplam enerjinin hesaplanmasını amaçlamıştır. Minorsky'in metodu gemi çarpışmalarında oldukça yaygın kullanılmıştır. Gerçek çarpışmalarda etkisi olduğu bilinen gemi hızı, çarpışma açısı gibi değerler Minorsky'nin denklemlerinde bir sabitle ifade edilmiştir. Minorsky'nin yaklaşımındaki temel kabuller şunlardır:

- Çarpışma tamamen inelastiktir.
- Çarpılan geminin boyu yönündeki (baş kış doğrultusunda) kinetik enerjisi azdır.
- Çarpan geminin yalpası küçüktür ve ihmal edilebilir.

Bu kabullere göre tek boyutlu hareket vardır. [26]

Minorsky'i yanal ötelemeden kaynaklanan ek su kütlesini $dm_2=0.4m_2$ olarak kabul etmiştir. Buna ek olarak 1958 yılında gerçekleşen 50 çarpışmayı göz önüne alarak momentum korunumundaki ifadeleri şu ampirik formülü ortaya koymuştur;

$$W_c = 47.2R_T + 37.2 (MJ) \quad (3.4)$$

$$R_T = \sum_{N=1} P_N L_N t_N + \sum_{n=1} P_n L_n t_n \quad (m^3) \quad (3.5)$$

W_c absorbe edilen enerjidir. R direnç faktörüdür ve yaklaşık olarak ezilen hacme eşittir. [1]

Motora vd (1967) Minorsky'nin ek su kütleleriyle yaptığı kabul ile ilgili bir takım araştırmalar gerçekleştirmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda ek su kütleleriyle ilgili şu sonuçları elde etmişlerdir;

- Etkileşimin çok kısa sürdüğü çarpışmalar için (1 saniyeden daha küçük) Minorsky'nin denkleminin makul bir sonuç verdiği görülmüştür.
- Uzun süreli etkileşimin olduğu çarpışmalar için daha farklı bir yaklaşımda bulunulması gerekliliğini belirlemişlerdir. Bu sebeplerle ek su kütlelerinin $0.4m_2$ ile $1.3m_2$ arasında değiştiği kabulünü yapmışlardır[2].

3.2 Vaugan Yaklaşımı

Vaugan (1978) yılında yaptığı çalışmalarla çarpma sonucunda çarpılan gemide oluşan yırtığın alanıyla ve hasar gören toplam çelik hacmine dayanarak denklem 3.6'yı önermiştir.

$$W_c = 93R_T + 33 A \quad (MJ) \quad (3.6)$$

$A[m^2]$, çarpılan gemideki yırtığın alanıdır.[27]

3.3 Woisin Yaklaşımı

Woisin(1979) elde ettiği sonuçlar neticesinde Minorsky'nin önerdiği ampirik formüldeki 32.7 gibi sabit değer yerine $0.49 \sum Ht^2$ 'yi önermiştir. Buradaki H çarpılan gemide oluşan yarığın boyunu (metre), t ise çarpılan yerdeki kabuğun kalınlığını (cm) ifade etmektedir.[28]

$$W_c = 47.2R_T + 0.49 \sum Ht^2 \quad (MJ) \quad (3.7)$$

3.4 Lu ve Callidine Yaklaşımı

Lu ve Callidine (1990) yaptıkları bir takım model testiyle, rijit ve koni şeklindeki bir cismin oluşturduğu yırtık için denklem 3.8'deki ampirik ilişkiyi bulmuşlardır.

$$W_c = C \sigma_0 l^{1.4} t^{1.6} \quad (3.8)$$

C 0.9 ile 3.5 arasında bir sabittir. σ_0 malzemenin akma gerilmesidir. l yırtığın boyu, t ise yırtılan sacın kalınlığıdır.[29]

3.5 Paik Yaklaşımı

Paik (1994), Lu ve Callidine'nin çalışmaları üzerinden çalışmalarını yürütmüş ve onların oluşturdukları ampirik formülü modifiye etmiştir. Geliştirdiği formül eşit kalınlıktaki sacların çarpışması için geçerlidir ve çarpan gemin ucu koni şeklinde kabul edilir. Denklem 3.9'da Paik'in oluşturduğu ampirik ilişki görülmektedir.

$$W_c = C_{1.5} \sigma_0 l^{1.5} t_{eq}^{1.5} \quad (3.9)$$

$$C_{1.5} = 1.112 - 1.156\theta + 3.76\theta^2 \quad (3.10)$$

θ koni açısının yarısıdır ve t_{eq} eşit kalınlıktaki sacların kalınlığıdır.[30]

3.6 Zhang Yaklaşımı

Zhang yaptığı çalışmalar sonucunda şöyle bir yaklaşımda bulunmuştur. Çarpışma sonrasında gemilerin birbirlerinden ayrılıp ayrılmamasına göre bir yaklaşım belirlenmelidir. Hesaplanacak olan μ katsayısı sürtünme katsayısı olan μ_0 ile kıyaslanmalıdır. Eğer $\mu < \mu_0$ ise gemiler çarpışma sonrasında birlikte hareket ederler. Eğer $\mu > \mu_0$ ise gemiler çarpışma sonrasında birbirlerinden ayrılır. μ şu şekilde

$$\mu = \frac{I_{\eta 0}}{I_{\xi 0}} = \frac{D_{\xi} \dot{\eta}(0) - K_{\xi} [\dot{\xi}(0) - \dot{\xi}(T)]}{K_{\eta} [\dot{\xi}(0) - \dot{\xi}(T)] - D_{\eta} \dot{\eta}(0)} \quad (3.11)$$

$$D_{2\eta} = \frac{\sin(\alpha) \cos(\alpha)}{1+m_{2x}} - \frac{\sin(\alpha) \cos(\alpha)}{1+m_{2y}} + \frac{1}{(1+j_a)R_2^2} (y_c \sin(\alpha) - (x_c - x_2) \cos(\alpha))(y_c \cos(\alpha) + (x_c - x_2) \sin(\alpha)) \quad (3.18)$$

$$D_{1\xi} = \frac{\sin^2(\beta-\alpha)}{1+m_{1x}} + \frac{\cos^2(\beta-\alpha)}{1+m_{1y}} + \frac{1}{(1+j_1)R_1^2} (y_c - y_1) \sin(\alpha) - (x_c - x_1) \cos(\alpha))^2 \quad (3.19)$$

$$D_{1\eta} = -\frac{\sin(\beta-\alpha) \cos(\beta-\alpha)}{1+m_{1x}} + \frac{\sin(\beta-\alpha) \cos(\beta-\alpha)}{1+m_{1y}} + \frac{1}{(1+j_1)R_1^2} ((y_c - y_1) \sin(\alpha) - (x_c - x_1) \cos(\alpha))((y_c - y_1) \cos(\alpha) - (x_c - x_1) \sin(\alpha)) \quad (3.20)$$

$$K_{2\xi} = \frac{\sin(\alpha) \cos(\alpha)}{1+m_{2x}} - \frac{\sin(\alpha) \cos(\alpha)}{1+m_{2y}} + \frac{1}{(1+j_a)R_2^2} (y_c \sin(\alpha) - (x_c - x_2) \cos(\alpha))(y_c \cos(\alpha) + (x_c - x_2) \sin(\alpha)) \quad (3.21)$$

$$K_{2\eta} = \frac{\cos^2(\alpha)}{1+m_{2x}} + \frac{\sin^2(\alpha)}{1+m_{2y}} + \frac{1}{(1+j_2)R_2^2} (y_c \cos(\alpha) - (x_c - x_2) \sin(\alpha))^2 \quad (3.22)$$

$$K_{1\xi} = -\frac{\sin(\beta-\alpha) \cos(\beta-\alpha)}{1+m_{1x}} + \frac{\sin(\beta-\alpha) \cos(\beta-\alpha)}{1+m_{1y}} + \frac{1}{(1+j_1)R_1^2} ((y_c - y_1) \sin(\alpha) - (x_c - x_1) \cos(\alpha))((y_c - y_1) \cos(\alpha) + (x_c - x_1) \sin(\alpha)) \quad (3.23)$$

$$K_{1\eta} = \frac{\cos^2(\beta-\alpha)}{1+m_{1x}} + \frac{\sin^2(\beta-\alpha)}{1+m_{1y}} + \frac{1}{(1+j_1)R_1^2} (y_c - y_1) \cos(\alpha) - (x_c - x_1) \sin(\alpha))^2 \quad (3.24)$$

Burada M_1 birinci geminin M_2 ikinci geminin ağırlığıdır. R_1 ve R_2 sırasıyla birinci geminin ve ikinci geminin metesantir yarıçapıdır. x_c çarpışma noktasının x koordinatı, y_c ise y koordinatıdır.

Yukarıda yapılan işlemlerle geminin çarpışma sonrasında birleşik halde hareket edip etmeyeceği belirlenir. Eğer gemiler çarpışma sonrasında birleşik halde hareket ediyorsa absorbe edilen enerji şu ifadeyle hesaplanır; [31]

$$E_\xi = \frac{1}{2} \frac{1}{D_\xi + \mu_0 D_\eta} (1 - c^2) [\dot{\xi}(0)]^2 \quad (3.25)$$

$$E_{\eta} = \frac{1}{2} \frac{1}{\frac{1}{\mu_0} K_{\xi} + K_{\eta}} [\dot{\eta}(0)^2 - \dot{\eta}(T)^2] \quad (3.26)$$

Buradaki $\dot{\eta}(T)$ ifadesi şu şekilde bulunur;

$$\dot{\eta}(T) = \dot{\eta}(0) - \frac{K_{\xi} + \mu_0 K_{\eta}}{D_{\xi} + \mu_0 D_{\eta}} [\dot{\xi}(0) - \dot{\xi}(T)] \quad (3.27)$$

Eğer çarpışma sonrası gemiler birbirinden ayrılıyorsa absorbe edilen enerji şu şekilde hesaplanır;

$$E_{\xi} = \frac{1}{2} \frac{1}{D_{\xi} + \mu D_{\eta}} \dot{\xi}(0)^2 \quad (3.28)$$

$$E_{\eta} = \frac{1}{2} \frac{1}{\frac{1}{\mu_0} K_{\xi} + K_{\eta}} [\dot{\eta}(0)]^2 \quad (3.29)$$

BÖLÜM 4

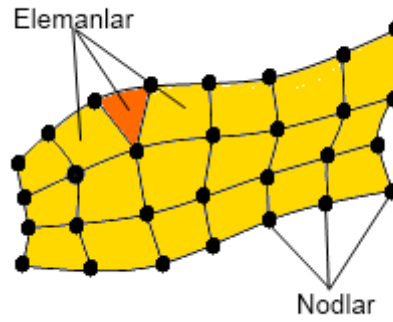
SAYISAL YÖNTEMLER

Karşılaşılan problemin gerçek çözümüne ulaşabilmek için öncelikle problemler matematik dilinde ifade edilmelidir. Problemlerin ifadesi matematik dilinde cebirsel, diferansiyel veya integral denklemler yardımıyla oluşturulmaktadır. Problem ne kadar karışık olursa olsun bu probleme yakınsayacak ve ihtiyaca cevap verebilecek bir modelin kurulması amaçlanmaktadır. Çarpışma ve karaya oturma analizleri bilgisayar ile programlamaya en yatkın sayısal çözüm yöntemi olan sonlu elemanlar yöntemiyle yapılmaktadır.

Sonlu elemanlar yöntemi; karmaşık yapısal, termal, elektromanyetik gibi problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak, her birinin kendi içinde incelenmesiyle sonuca ulaşılan bir çözüm şeklidir. Bu yöntem ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Sonlu elemanlar yönteminde genellikle fiziksel problemler kısmi diferansiyel denklemlerle ifade edilir. Örneğin; sürekli ortamlar mekaniğinde aranan sonuç cismin yaptığı yer değiştirmedir. Bu ifade gerilme ve yer değiştirmeler arasında kurulan ikinci dereceden bir kısmi diferansiyel denklemin çözümü ile elde edilir. Denklemler daha basit geometriler ve yükleme durumları için kesin sonuçlar elde edilecek şekilde çözülebilmesine rağmen karmaşık problemlerde bir hata oranının ortaya çıkması kaçınılmazdır.. Yaklaşık çözümleme yöntemleri de genellikle potansiyel enerji ve varyasyonel yöntemler aracılığıyla elde edilir.

Sonlu elemanlar metodunu diğer sayısal yöntemlerden üstün kılan başlıca unsurlar Topçu M. ve diğerleri tarafından şöyle sıralanmıştır:

- a) Kullanılan sonlu elemanların boyutlarının ve şekillerinin değişkenliği nedeniyle ele alınan bir cismin geometrisi tam olarak temsil edilebilir.
- b) Bir veya birden çok delik veya köşeleri olan bölgeler kolaylıkla incelenebilir.
- c) Değişik malzeme ve geometrik özellikleri bulunan cisimler incelenebilir.
- d) Sınır şartları kolayca uygulanabilir.[32]



Şekil 4.1 Elemanlar ve onları oluşturan nodlar

Sonlu elemanlar yönteminde yapı, birçok küçük elemana bölünür. Elemanlar "nod" adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler (Şekil 4.1). Bu şekilde cebirsel bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizlerinde bu denklemler nodlardaki denge denklemleridir. Bu denklem takımının çözümü ise çok fazla tekrarlanan hesaplamaların gerçekleşmesi sebebiyle bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Modern anlamdaki sonlu elemanlar yönteminin izleri 1900'lü yılların başına dayanmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi ilk olarak yapı analizinde kullanılmaya başlanmıştır. Yapılan ilk çalışmalar Hrennikoff (1941) ve Mc Henry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik analiz metotlarıdır. Courant isimli bilim adamı "Sonlu Elemanlar" terimini kullanan kişi olarak bilinmektedir. Courant, 1940'lı yıllarda yaptığı çalışmada, burulma problemlerini araştırmak için parçalı polinom interpolasyonunu üçgensel alt bölgelere (elemanlar) ayırarak çözmüştür. İlk gerçek kabuk elemanlar eksenel simetrik elemanlar olup, bunları silindirik ve diğer kabuk elemanları izlemiştir.

Argyis ve Kelsey (1960) virtuel iş prensibi aracılığı ile direkt yaklaşım metodu geliştirmişlerdir. Turner (1956) bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuştur.

Sonlu elemanlar yöntemlerinin kullanıldığı en önemli problemlerden biri de Boeing'in 1950'lerde uçak kanatlarını modellemek için üçgen gerilim elemanları kullanmasıdır. 1960'larda araştırmacılar sonlu elemanlar yöntemini diğer mühendislik alanlarında kullanmaya başlamışlardır. Zienkiewicz ve Cheung 1967'de tamamen sonlu elemanlar yöntemini anlatan kitap yazmışlardır. Bu kitapla birlikte statik problemlerin yanı sıra dinamik problemlerinde sonlu elemanlar metoduyla çözülebileceği anlaşılmıştır.. Ayrıca Zienkiewicz ve Cheung Poisson denklemini ilk çözen kişilerdir. Genel amaçlı paket programların ortaya çıkması ise 1970'li yıllarda gerçekleşmiştir. Günümüzde birçok alanda sonlu elemanlar yönteminin kullanıldığı görülmektedir.[33]

Çarpışma problemi de sonlu elemanlar yönteminin yaygınca kullanıldığı bir alandır. Çarpışma problemi sayısal yöntemler aracılığı ile bir başlangıç değer problemine dönüştürülebilmektedir.

4.1 Çarpışma Analizlerinde Sonlu Elemanlar Yönteminin Kullanımı

Analitik çözümlerde olduğu gibi sayısal yöntemlerde de çarpma olayını iki aşamalı olarak incelemek, analizlerin anlaşılmasını oldukça kolaylaştırmaktadır. Dış dinamik ve iç mekanik olarak iki aşamaya ayrılan bu analizlerde, dış mekanik kinematik olarak analiz edilmektedir. Dış dinamik kısmına ikinci bölümde detaylı olarak değinilmiştir. İç mekanik aşaması malzeme üzerinde oluşan gerilme ve şekil değiştirmelerin hesaplandığı kısımdır. Wang ve diğerleri iç mekanik analizini 4 kategoride incelenebileceğini belirtmişlerdir.[34]

- 1) Basit ampirik formüller
- 2) Basitleştirilmiş analitik yaklaşımlar
- 3) Basitleştirilmiş FEM
- 4) Non-lineer FEM

İç mekanizma akma yırtılma ve kırılmayı da içermektedir. Bir non-lineer FEM kodu yapısal davranışları ve yüksek non-lineer karakteristiği simüle edebilmek için, yeteri kadar iyi bir sonlu elemanlar ağına ihtiyacı vardır.

Bilgisayar teknolojisindeki ve hesaplama algoritmalarındaki son gelişmeler, hem detaylı bir sonlu elemanlar ağına sahip modelin çözümünü hızlandırırken hem de dinamik analizlerdeki iç mekanizmayı çözebilmek için non-lineer hesaplama yöntemlerinin kullanışlı araç haline getirmiştir. Dinamik sonlu elemanlar simülasyonunda iki tip yöntem kullanılmaktadır,

- İmplicit Yöntemi
- Explicit Yöntemi,
 1. İmplicit yöntemi, non-lineer FE analizlerinde belli sıklıklarla rijitlik matrisi güncelleyerek çözüm yapmaktadır. Ancak bu durum yüksek miktarda hafıza tüketimine ve fazla sayıda işlemci çevrimine yol açmaktadır.
 2. Explicit yöntemi, sabit kütle matrisine dayanır ve sıklıkla rijitlik matrisinin güncellenmesine ihtiyaç duymaz. Ancak bu analizlerde eşitliğin stabil olarak çözülebilmesi için düşük zaman adımlarına ihtiyaç duymaktadır.

Çarpışma analizleri yüksek derecede non-lineerite içermektedir ve çarpan yüzeylerde kontak, sürtünme, kopma gibi olaylar gerçekleşmektedir. Bu sebeplerle explicit yöntemi çarpışma analizleri için daha uygun bir metottur. Ayrıca implicit yöntemine göre daha az hesaplama gerçekleştireceğinden daha kısa zamanda sonuca ulaşılır. Explicit yöntemini kullanan kodlar ABAQUS/Explicit, DYTRAN, LS-DYNA, PAM-CRASH ve RADIOSS ve implicit yöntemini kullanan yazılımlar ABAQUS/standart , ANSYS MARC ve NASTRAN'dır.

Non-lineer yapısal sonlu eleman analizinde iki önemli faktör ön plana çıkmaktadır. Bunlar eleman tipi ve kalitesidir. Örneğin yüksek dereceli elemanlar ile oluşturulmuş bir model, kaba bir sonlu elemanlar modeline sahip olsa bile gerçek sonuçlara yakınsadığı görülmektedir. Ancak bu durum daha fazla hesaplama oluşturacağından fazla işlemci ve hafıza tüketimine yol açmaktadır. Çeşitli özel durumlar için modelleme ve malzeme tipleri de geliştirilmiştir. Örneğin yüksek derecede non-lineerite içeren yapısal kontak,

malzemenin kopma kriteri, çatlak yayılımı için farklı modelleme teknikleri bulunmaktadır.[35]

4.2 Hamilton Prensibi

Sonlu elemanlar yöntemi modelin denge denkleminin oluşturulmasına ve bunun çözümüne dayanmaktadır. Dinamik problemlerin çözümü Hamilton prensibine dayanmaktadır.

$$-\delta \int_{t_1}^{t_2} L dt = 0 \quad (4.1)$$

Hamilton prensibindeki langrangian ifadesi şu şekildedir;

$$L = K - (V_p + U) \quad (4.2)$$

Bu denklemdeki kinetik enerji, potansiyel enerji ve iç enerji ifadelerinin varyasyonunu açıkça şu şekilde yazılır;

$$\delta K = \int_V \rho \frac{d^2 \vec{u}}{dt^2} \delta \vec{u} dV \quad (4.3)$$

$$\delta V_p = - \left[\int_V \vec{f} \delta \vec{u} dV + \int_S \vec{t} \delta \vec{u} dS \right] \quad (4.4)$$

$$\delta U = \int_V \sigma \delta \epsilon dV \quad (4.5)$$

Bu ifadeleri Hamilton ifadesinde yerine koyduğumuzda deforme olabilen yapıların hamilton ifadesi elde edilir.

$$\int_{t_1}^{t_2} \left\{ \int_V \rho \frac{d^2 \vec{u}}{dt^2} \delta \vec{u} dV - \left[\int_V \vec{f} \delta \vec{u} dV + \int_S \vec{t} \delta \vec{u} dS - \int_V \sigma \delta \epsilon dV \right] \right\} dt = 0 \quad (4.6)$$

İç enerji ifadesi, sonlu elemanlar modelinde kullanılan kabuk elemanlar için ayrı ayrı elde edilmiştir.

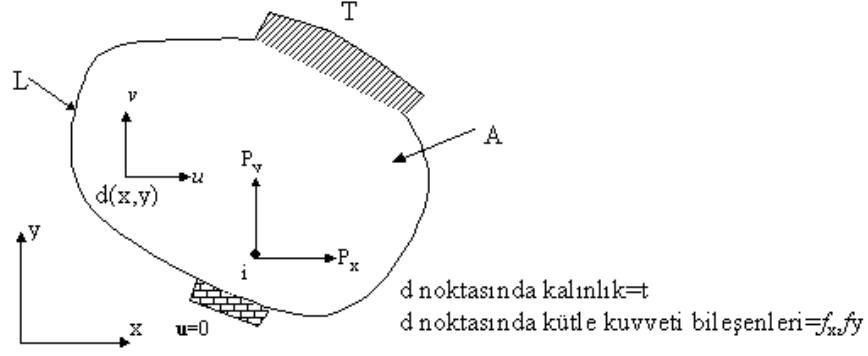
4.3 Üçgen Eleman İçin Sonlu Elemanlar Denklemlerinin Eldesi

Genel olarak sonlu elemanlar formülasyonuna bakılacak olursa elemanlardaki yer değiştirme; yüzey kuvvetleri, yayılı kütle kuvvetleri ve tekil kuvvet bileşenleri (x,y) ile verilen koordinatın fonksiyonları şeklinde ifade edilebilir. Yer değiştirme vektörü $\{u\}$, $\{u\} = [u,v]^T$ (4.7)

şeklinde verilir. Burada u ve v , yer değiştirme vektörünün x , y doğrultularındaki bileşenleridir. Gerilme ve şekil değiştirme bileşenleri ise, $\{\sigma\} = [\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}]^T$

$$4.8 \{\varepsilon\} = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}]^T \quad (4.9)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada σ , gerilme, ε ise birim şekil değiştirmedir. Şekil 4.2’de genel olarak diferansiyel hacimde hacim kuvveti ve yüzey kuvvet vektörü gösterilmiştir.



Şekil 4.2 İki boyutlu problemler

$$\{f\} = [f_x f_y]^T, \{T\} = [T_x T_y]^T, dV = t.dA \quad (4.10)$$

Burada f kütle kuvveti, T yüzey kuvveti, dV diferansiyel hacim, t ise z yönündeki kalınlıktır. Hacim kuvveti birim hacime düşen kuvvet, yüzey kuvveti ise birim yüzey alanına düşen kuvvet olarak alınır. Şekil değiştirme-yer değiştirme ilişkisi,

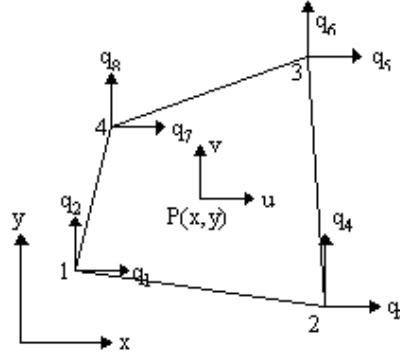
$$\{\varepsilon\} = \left[\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (4.11)$$

olarak bulunur. Gerilmeler ve şekil değiştirmeler arasındaki ilişki ise,

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (4.12)$$

olarak gösterilir. Burada D elastisite matrisidir.[33]

4.4 Dörtgen Eleman İçin Sonlu Elemanlar Denklemlerinin Eldesi



Şekil 4.3 Dört düğümlü dörtgen eleman

Genel formülasyonları benzer şekilde üçgen elemanlarda gösterildiği gibidir. Düğüm yer değiştirme vektörü, $\{q\} = [q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6, q_7, q_8]^T$ dir. Eleman içindeki P noktasının deplasmanları ise, $\{u\} = [u(x, y), v(x, y)]^T$ şeklindedir.

$$1. \text{ düğümde } N_1=1, \quad 2, 3 \text{ ve } 4. \text{ Düğümde, } N_1=0 \quad (4.13)$$

olarak kısaca gösterilebilir. Buna göre, N_1 , $r=1$ ve $s=1$ kenarları boyunca sıfır olmak zorundadır.

$$N_1=c(1-r)(1-s) \quad (4.14)$$

Buradan hareketle şekil fonksiyonları bulunacak olursa;

$$N_1 = \frac{1}{4}(1-r)(1-s) \quad (4.15)$$

Diğer nodlar için de şekil fonksiyonları aynen benzer yoldan

$$N_2 = \frac{1}{4}(1+r)(1-s), \quad N_3 = \frac{1}{4}(1+r)(1+s), \quad N_4 = \frac{1}{4}(1-r)(1+s) \text{ olarak bulunur}$$

Şekil değiştirme-yer değiştirme ilişkisi ise;

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{Bmatrix} \quad (4.16)$$

Burada $[A]$,

$$[A] = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} J_{22} & -J_{12} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -J_{21} & J_{11} \\ -J_{21} & J_{11} & J_{22} & -J_{12} \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

dir. Bu durumda;

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial r} \\ \frac{\partial u}{\partial \theta} \\ \frac{\partial \sigma}{\partial r} \\ \frac{\partial \sigma}{\partial \theta} \end{Bmatrix} = [G]\{q\} \quad (4.18)$$

yazılabilir ki burada $[G]$,

$$[G] = \frac{1}{4} \begin{vmatrix} -(1-s) & 0 & (1-s) & 0 & (1+s) & 0 & -(1+s) & 0 \\ -(1-r) & 0 & -(1+r) & 0 & (1+r) & 0 & (1-r) & 0 \\ 0 & -(1-s) & 0 & (1-s) & 0 & (1+s) & 0 & -(1+s) \\ 0 & -(1-r) & 0 & -(1+r) & 0 & (1+r) & 0 & (1-r) \end{vmatrix} \quad (4.19)$$

şeklinde elde edilir. Şekil değiştirme ve yer değiştirmeler matris formunda $\{\delta\} = [B]\{q\}$ olarak verildiğinden $[B] = [A][G]$ olarak elde edilir. Öte yandan $\{\delta\} = [D]\{\sigma\}$ olduğundan eleman içindeki gerilmeler,

$$\{\sigma\} = [D][B]\{q\} \quad (4.20)$$

olur. En genel halde sonlu elemanlar denklemleri bu şekilde yazılabilir.[33]

BÖLÜM 5

ÇARPIŞMA ANALİZİ

Önceki bölümlerde, bilgisayar teknolojisine paralel olarak sayısal kodların geliştirilmesiyle analitik yöntemler yerine sayısal çözümlerin tercih edildiğinden bahsedilmişti. Sayısal çözümler, daha detaylı sonuçlar vermesi ve sonuca daha fazla yakınsaması sebebiyle tercih edilmektedir. Bu bölümde modellenen bir gemi için çarpışma simülasyonu yapılmıştır.

5.1 Analitik yöntemle

Üçüncü bölümde analitik yaklaşımlara değinilmişti. Buna göre Minorsky'nin yaklaşımı literatürde oldukça yaygın kullanılan bir metottur. Hazırlanan modelin analitik olarak çözümü için bu yaklaşım kullanılacaktır. Denklem 3.3'e göre çözümler yapılmıştır.

Çizelge 5.1 Çarpışan gemilerin bilgileri şu şekildedir.

Çarpan geminin ağırlığı (m_1)	209 ton
Çarpılan geminin ağırlığı (m_2)	209 ton
Çarpılan gemi ek su kütlesi(dm_2)	177.65 ton
Çarpma hızı	5.144 m/s
Çarpma açısı	90

$$\Delta E_k = 1/2 \frac{209000(209000+177650)}{209000+209000+177650} (5.144 \sin 90)^2$$

Sonucunda,

$$\Delta E_k = 1\,794\,919.93 \text{ Joule}$$

elde edilir. Çarpışma sonucunda gemi malzemesi tarafından yaklaşık 1.79 MJ enerji absorbe edilmiştir

5.2 Sayısal Yöntemler

5.2.1 Modelleme

Standartlara göre boyutlandırılmış bir geminin analizi, öncelikle 3D CAD modelin hazırlanmasıyla başlamaktadır. Modelleme sırasında SolidWorks 2009 ticari yazılımı kullanılmıştır. Doğru bir analiz gerçekleştirebilmek için doğru bir modelin kurgulanması gerekmektedir. Analiz safhasında en az hatayla karşılaşabilmek için bu aşamada oldukça titiz çalışılmıştır. Çizelge 3'de modellenen geminin ana boyutları gösterilmiştir.

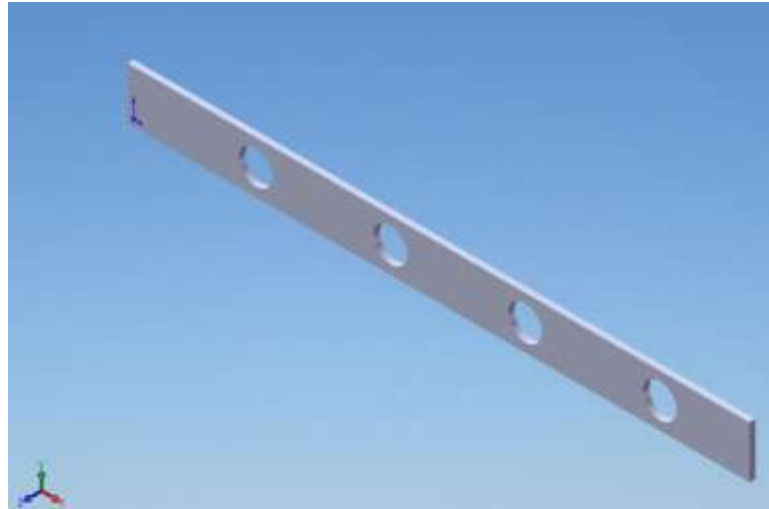
Çizelge 5.2 Modellenen geminin ana boyutları

L _{OA}	44.763 metre
L _{BP}	42.083 metre
B	6.70 metre
D	4.830 metre
T	2.380 metre
Servis Hızı	17 knot

3D CAD modellenmesine başlanmadan önce, dizayn aşamalarının önceden düşünülmesi gerekmektedir. Doğru ve planlı bir şekilde işlemlere başlanması, ileriki aşamalarda yaşanacak sıkıntıları en aza indirecektir. Gemi yapısının sonlu elemanlara ayrılabilir şekilde modellenmesi tekrar tekrar analiz programlarından CAD programına dönüşü engelleyecektir. Sonlu elemanlar yöntemiyle analizi yapılacak olan gemi yapısının 3D modellenmesi işlemi uzun ve karmaşık bir süreç olmuştur. Önceden

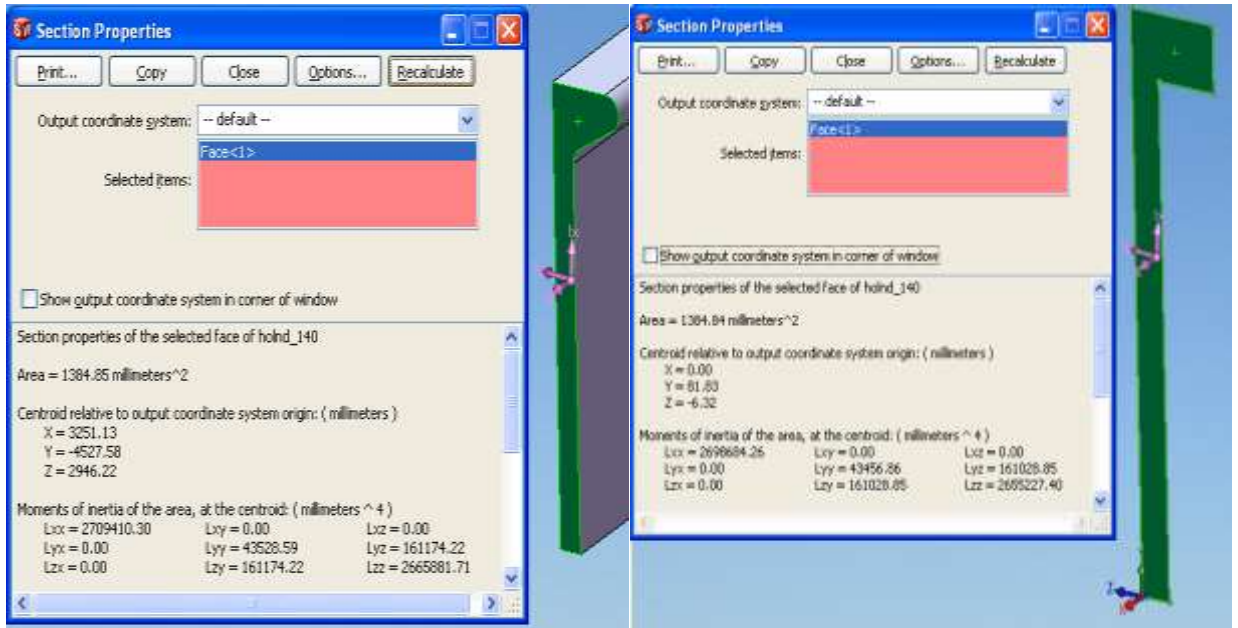
boyutları belirlenmiş ve denizcilik hesapları yapılmış olan gemi yapısı, alt montajlar halinde modellenmiştir. Geminin boyutları Türk Loydu tarafından belirlenmiş kurallara bağlı kalınarak yapılan hesaplarla belli olduğundan herhangi bir şekilde ölçüler değiştirilmemiştir.

Bu çalışmada nihai model birçok alt montajın bir araya getirilmesi sonucu elde edilmiştir. Alt montajların tüm elemanlarının 3D mid-plane yüzeyler halinde oluşturulması, gerek sonlu eleman sayısının gerekse çözüm süresinin azalmasına sağlayacağından tüm yapı bu şekilde modellenmiştir. Örnek olarak Şekil 5.1’de gemi yapısını oluşturan bir elemanın Solid Tet10 elemanlar ile modellenmesi sonucu 1130 eleman oluşmasına karşılık aynı parçanın mid-plane Shell Quad4 elemanlar ile modellenmesi sonucu ise aynı eleman boyutuna karşılık 180 eleman oluşmuştur. Buradan anlaşılaçağı üzere en ve boy oranına karşılık et kalınlığı çok küçük olan sac parçaların mid-plane modellenmesi sonlu elemanlar yöntemi açısından daha uygun olacaktır. [33]



Şekil 5.1 Gemi yapısı üzerinden alınmış bir sac parça[33]

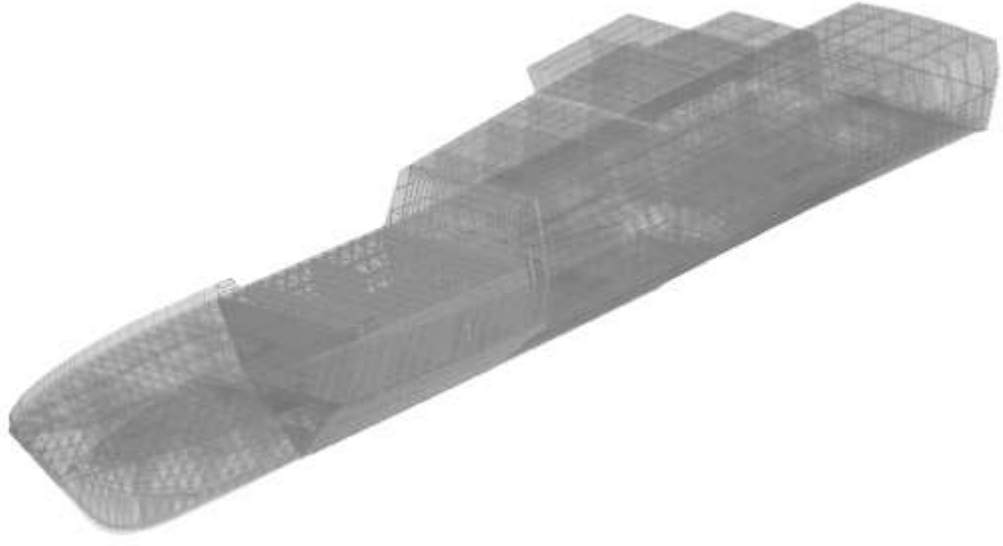
Modelde kullanılan Hollanda Profillerinin (HP) mid-plane olarak modellenmesi durumunda oluşacak lama profiller aynı mukavemet özelliğine sahip değildir. Bu sebeple HP yerine oluşturulan L profillerin her kesitteki atalet değerlerinin ve yüzey alanlarının HP'ye eş değer olması gerekmektedir.



Şekil 5.2 Hollanda profilleri kesit atalet değerleri [33]

Şekil 5.2’de bir Hollanda Profil kesitinin toplam yüzey alanı ve her yöndeki kesit atalet değerleri görülmektedir. Hollanda Profilleri eşdeğer yüzey olarak modellendiğinde, aynı kesit alanına karşılık gelen atalet değerlerinin eşdeğer olduğu görülmüştür. Böylece gemi yapısı boyunca uzanan Hollanda Profillerini mid-plane yüzey olarak modellenip, et kalınlıklarının da sonlu elemanlar programı aracılığı ile tanımlamak, teorik olarak uygun bir yöntemdir. 3D yüzeyler halinde yapının oluşturulmasının yanı sıra, sonlu elemanlara ayrılacak tüm yüzey parçalarının eleman büyüklüğü önceden belirlenmeli ve modelleme aşamasında bu duruma dikkat edilerek dizayn yapılmalıdır.

Modelin oluşturulması sırasında dikkat edilmesi gereken diğer bir husus ise; model üzerinde gereksiz detayların ortadan kaldırılarak modelin sadeleştirilmesi işlemidir. Örneğin; kaynak yapılmak üzere açılmış olan boşlukların CAD ortamında ortadan kaldırılması gerekmektedir. Sonlu elemanlar programlarında kaynak modellemesi yapılmamaktadır. Bunun yerine kaynağın birleştirildiği saclara göre daha yüksek mukavemet değerine sahip olduğu düşünölmek suretiyle, kaynak bölgesindeki nodlar birbirleri ile dikilirler. Birbiri ile temasta bulunan iki sac parçanın, temas noktalarında nodlarının tam olarak denk gelmesi için, parçalar üzerinde split işlemleri sonlu elemanlara ayırma işleminden önce yapılmış olmalıdır.



Şekil 5.3 Çarpışma için modellenen geminin genel görünüşü

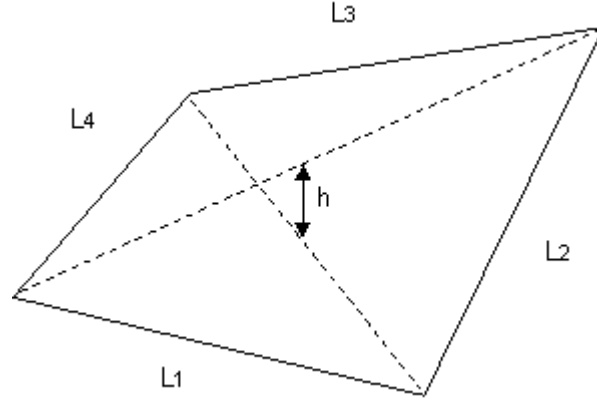
5.2.2 Sonlu Elemanlar Ağı'nın Oluşturulması

Hazırlanan 3D CAD model sonlu elemanlar ağı oluşturulmak üzere HyperMesh ticari yazılımına aktarılmıştır. Bu yazılım elemanlara ve nodlara daha kolay müdahale edilebildiği için tercih edilmiştir.

Sonlu eleman ağı'nın hazırlanması için eleman boyutunu belirlemek gerekmektedir. Bu sebeple detaylı literatür taraması yapılmıştır. Benzer simülasyonlarda seçilen eleman boyutu 50 mm ile 100 mm arasında değişmektedir. Bu sebeple 50 mm ortalama boyuta sahip elemanlar tercih edilmiştir.

Sonlu elemanlara ayırma işlemi sırasında elemanların çeşitli bozuklukları olabilmektedir. Bu sebeplerle sonlu elemanlar ağı oluşturulurken belli eleman kalitesini benimsemek hem çözüm süresini hem de çözümün doğruluğunu artıracaktır.

Eleman bozuklukları arasında Warpage analiz sonucunu en çok etkileyen eleman bozukluklarından biridir. Özellikle çarpışma analizlerinde elemanın bozuk olması, sonucu önemli ölçüde etkilemektedir. Üç noktadan bir düzlemin geçtiği bilinmektedir. Ancak dört nodlu elemanlarda, dördüncü nodun diğer üç nodun düzleminde ne kadar saptığının bir ölçüsüdür. Warpage hatasının 20°'ye kadar olmasına izin verilmiştir.

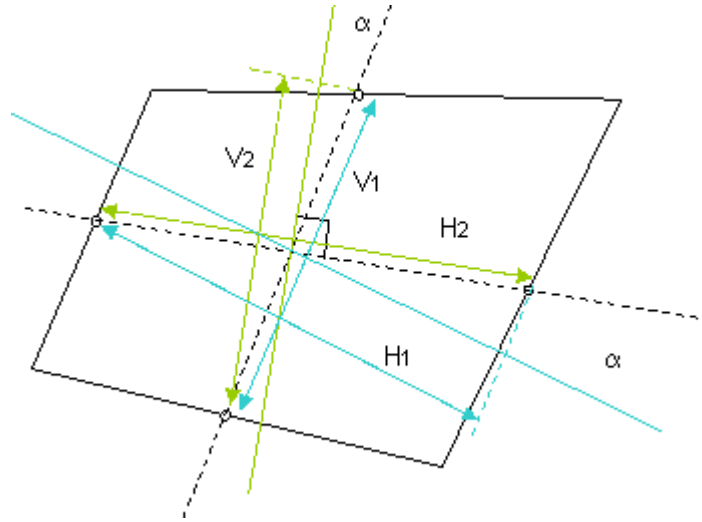


Şekil 5.4 Warpage eleman hatasının gösterimi[36]

Warpage şu şekilde hesaplanır;[36]

$$warpage = 100 * h / \max (L_i) \quad (5.1)$$

Aspect ratio diğer bir eleman hatasıdır. Elemanın kenar uzunlukları arasındaki orandır. En fazla oranın 6 kat olmasına kadar izin verilmiştir. Denklem 5.2 veya 5.3'den büyük olan değer aspect ratio'dur.[36]



Şekil 5.5 Aspect ratio eleman hatasının gösterimi[36]

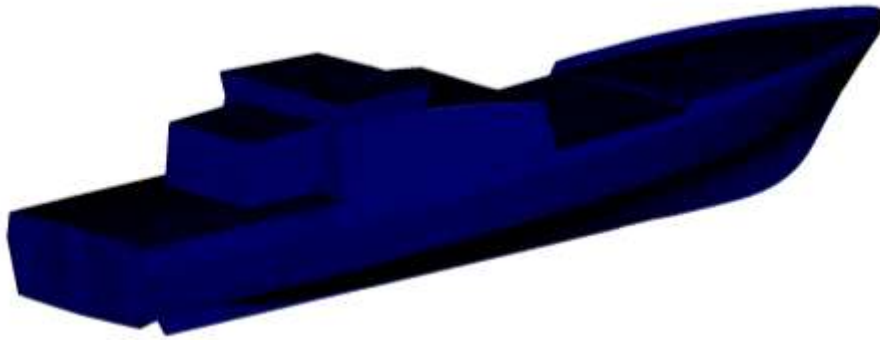
$$ratio1 = V_1 / H_1 \quad (5.2)$$

$$ratio1 = V_2 / H_2 \quad (5.3)$$

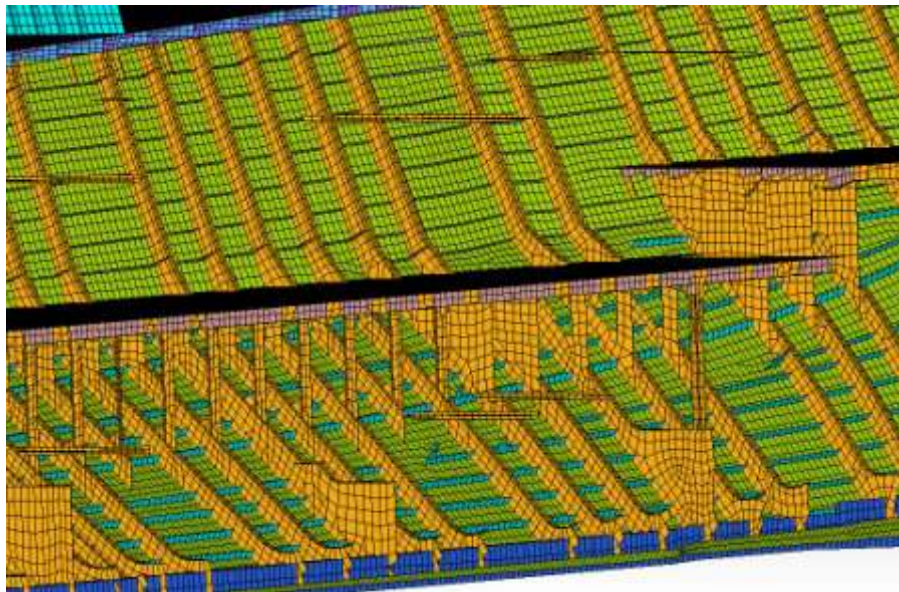
Bunların yanısıra eleman boyutlarının ortalama değerden fazla sapmaması gerekir. Özellikle dinamik sonlu eleman analizlerinde zaman adımları minimum eleman

boyutuna göre hesaplanır. Bu sebeple oluşturulan küçük bir eleman sebebiyle, analiz süresi gereksiz bir şekilde uzayabilmektedir. Ortalama eleman boyutundan yüksek eleman oluşturulduğunda ise analiz sonucunda modelin bir kısmında gerçeğe yakın diğer kısmında ise gerçekten uzak sonuçlar elde edilebilmektedir.[36]

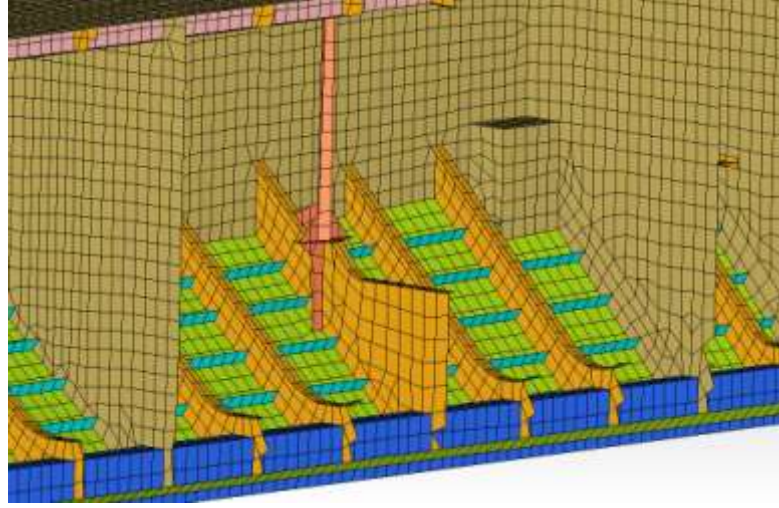
Hazırlanan sonlu elemanlar ağında toplam 838 788 nod ve 891 988 kabuk eleman kullanılmıştır. Kullanılan kabuk elemanlardan 25 918 adedi Tria (üç noda sahip) ve 866 070 tanesi Quad (dört noda sahip) elemandır. Şekil 5.6'da Sonlu elemanlar ağının genel görünümü bulunmaktadır. Şekil 5.7 ve 5.8'de sonlu elemanlar ağının detay görüntüleri bulunmaktadır.



Şekil 5.6 Sonlu elemanlar ağı hazırlanmış geminin genel görünümü



Şekil 5.7 Sonlu elemanlar ağı detay görünümü



Şekil 5.8 Sonlu elemanlar ağı detay görünümü

5.2.3 Sınır Şartlarının Verilmesi Ve Malzeme Modelinin Belirlenmesi

Ls-Prepost, Ls-Dyna ticari yazılımı için üretilmiş ücretsiz bir yazılımdır. Malzeme modelinin belirlenmesi ve analizle ilgili diğer parametreler bu program aracılığı ile tariflenmektedir. Ayrıca sonuçların gösterilmesi ve incelenmesi tekrar bu yazılım aracılığı ile yapılmıştır. Çarpışma analizi iki farklı durum için analiz gerçekleştirilmiştir. İlk durum uzayda serbest iki geminin çarpıtırılmasıdır. İkinci durum ise ek su etkilerinin de modele dahil edildiği ve gerçeğe en yakın olan çarpışma analizidir.

5.2.3.1 Serbest Durum Çarpışma Analizi

Malzeme modeli olarak Ls-Prepost yazılımı oldukça geniş bir yelpazeye sahiptir. Malzeme modeli seçimi için literatüre başvurulmuştur. Literatürde yapılan analizler de farklı malzeme modelleri seçilmiştir.

Piece-wise linear plastic malzeme modeli yaygınca tercih edilen malzeme modellerindendir. (Sajdak 2004, Yamada 2003) Bu malzeme modelinde malzeme eğrisi küçük lineer eğrilerle tanımlanır. Plastic kinematic malzeme modeli de tercih edilen malzeme modellerindendir (Sajdak 2004, Ozguc et al 2006). Power-law plasticity malzeme modelide yaygınca tercih edilen diğer bir malzeme modelidir. (Törnqvist 2003, Alsos 2008)

2003 yılında gerçekleştirilen ISSC V3 komitesinde gemi çarpışmalarında kullanılacak çelik malzeme için power law plastic malzeme kullanılması önerilmiştir. Yumuşak çelik

için pekleşme eğrisi katsayılarının şu şekilde kabul edilmesi tavsiye edilmiştir; $C=800\text{MPa}$ ve $n=0.25$. Dinamik gerilme değerleri için Cowper-Symond sabitleri ise şu şekilde kabul edilebileceği belirtilmiştir; $C_{cs} 3600\text{s}^{-1}$ ve $q=5.5$. [11]

Bu değerler ışığında Power-law plasticity malzeme tercih edilmiştir. Çizelge 1’de yumuşak çeliğin malzeme özellikleri verilmiştir.

Çizelge 5.3 Yumuşak çelik için malzeme değerleri(*kabul edilen değerler)

Yoğunluk	7.8 e-9 t/mm^3
Elastisite Mod.	210000 MPa
Akma Sınırı	320 MPa
Power Law Coef. C	800 MPa*
Power Law Coef. n	0.22*
Strain Rate C	3600 s^{-1} *
Strain Rate q	5*
Kopma Uzaması	%20*

Ls-dyna'da iki tip hasar kriteri bulunmaktadır. RTCL hasar kriteri ve BWH hasar kriteri. RTCL genellikle kabuk elemanlarda kullanılan bir kriterdir. RTCL kriteri kalınlık yönünde alınan integrasyon noktalarıyla, kalınlık yönünde direnç ve sertlik kaybı ile açıklanabilecek bir hasar kriteridir. Kalınlık yönündeki tüm integrasyon noktalarının kritik değeri geçmesiyle elemanın silinmesine dayanır. Kalınlık yönlü çatlak ilerlemesi şeklinde de tanımlanabilir. [37]

BWH Yöntemi ise genellikle çok ince levhalar için (membran) kullanılır. Kalınlığın çok düşük olması sebebiyle hasar ilerlemesi plastik akış yüzey yönünde çok hızlı bir şekilde gerçekleşir. Bu sebeple çatlak çok hızlı ilerler.[37]

Kullanılan levhaların kalınlıklarının fazla olması sebebiyle RTCL hasar kriteri tercih edilmiştir.

Simülasyon süresi olarak 2 saniye belirlenmiştir. Bunlara ek olarak tüm parçalar hem kendileri hem de diğer parçalarla aralarında kontak tanımlanmıştır. Ayrıca sürtünme kuvveti olarak yumuşak çelik-yumuşak çelik sürtünme katsayısı olan 0.6 girilmiştir. Ancak literatürde yapılan bir başka çalışmada sürtünme katsayısı çarpma sırasında yüzeylerin ıslak oluşacağı düşünülerek 0.4 olarak da alınmış ve bu iki durum kıyaslanmıştır.(Ozguc et al 2006) [14]

Analiz sırasında her için toplam enerjinin sabit kalacağı bilinmektedir. Ancak yapılan sayısal işlemlerde ihmal edilen değerler nedeniyle toplam enerjide bir kayıp olabilmektedir. Bu artık enerjiye hourglass enerjisi denmektedir. İterasyonun fazla oluşu analizlerde hourglass enerjisi giderek büyümekte v ihmal edilemeyecek düzeye ulaşmaktadır. Ls-Dyna programında toplam enerjiyi sürekli hesaplayarak aradaki artık enerjinin tekrar sisteme verilmesi için hourglass kartı bulunmaktadır. Bu sebeplerle hourglass kartı aktif edilmiştir. Başlangıç hızı olarak çarpan gemiye 10 Knot (5.144 m/s) hız verilmiştir.

5.2.3.2 Ek Su kütlesi Olduğu Durumda Çarpışma Analizi

Önceki analize ek olarak bu analiz için Ls-Dyna'nın altında MCol alt programı kullanılmıştır. Ek su kütlelerinin, suyun sönümleme etkisinin, doğrultucu moment kolu kuvvetlerinin tanımlanması MCol alt programı aracılığı ile tanımlanmaktadır.

Çarpışma sırasında oluşacak ek su kütlelerinin belirlenmesi ya da hesaplanması başlıca bir problemdir. Bu sebeple bölüm 2'de anlatıldığı üzere bu konuda literatürde çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Pedersen ve Zhang'ın(1998) yaklaşımı kabul edilerek aşağıdaki denklemlere göre ek su kütleleri hesaplanmıştır.

$$a_{11} = 0.05 m_s$$

$$a_{22} = 0.85 m_s$$

$$a_{33} = 0.21 I_s$$

Bu denklemlere göre hesaplanan ek su kütlesi matrisi şöyledir;

1.045E+01	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
0.000E+00	1.776E+02	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	3.138E+08	0.000E+00	0.000E+00
0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00

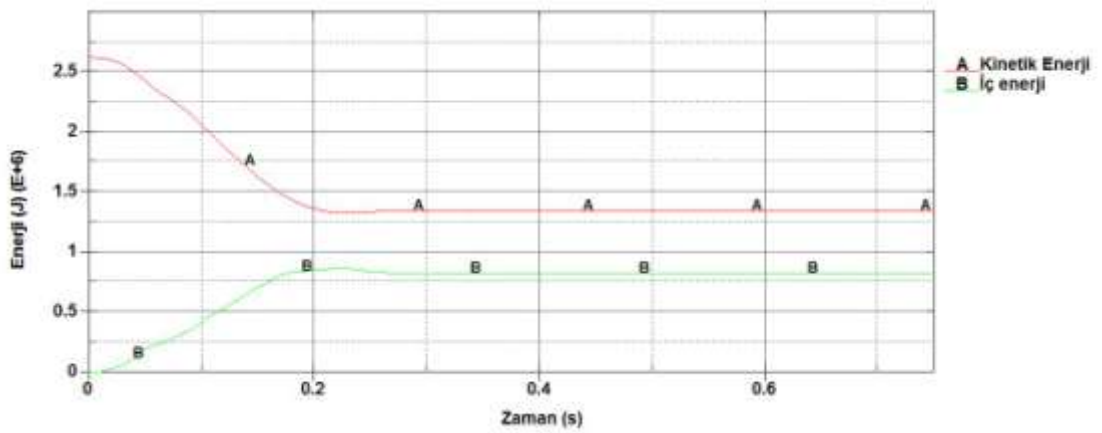
Verilen bu değerler ışığında analiz gerçekleştirilmiştir.

5.3 Analiz Sonuçları

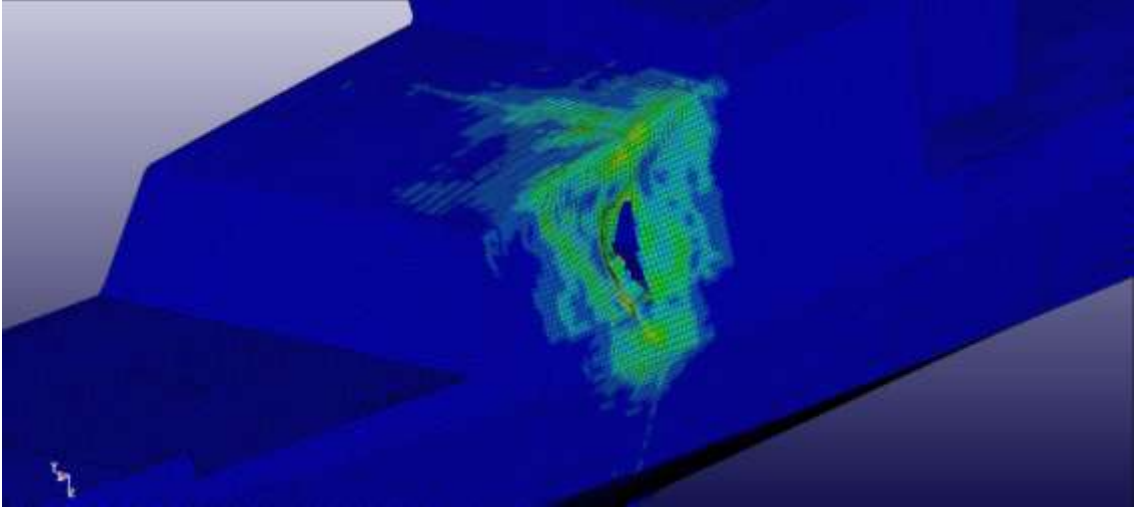
Yapılan analizler sonucunda iki farklı durum için veriler elde edilmiş ve değerlendirilmiştir.

5.3.1 Serbest Durumda Gerçekleştirilen Analiz Sonuçları

Yapılan analiz sonucunda her iki geminin toplam 1,30 MJ enerji absorbe ettiği görülmüştür. Çarpışmada deformasyon 0,3 saniye sürmüştür. Ancak analiz 0,7 saniye devam ettirilmiştir. Çarpışma sonrasında gemiler birlikte hareket etmektedir.

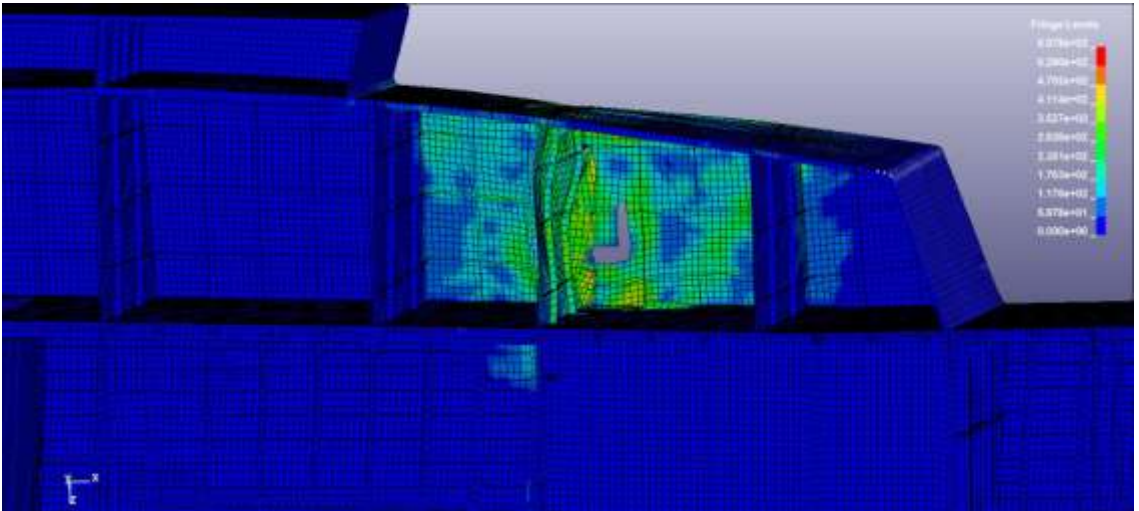


Şekil 5.7 Serbest durumdaki çarpışma sırasında enerji değişim grafiği



Şekil 5.8 Serbest durumdaki çarpışma sonrası çarpılan geminin son durumu

Şekil 5.8'de çarpılan gemideki hasarın dıştan görünümü bulunmaktadır. Buna göre 1 metre genişliğinde 1.8 metre yüksekliğinde ve 1.1 metre derinliğinde hasar oluşmuştur.



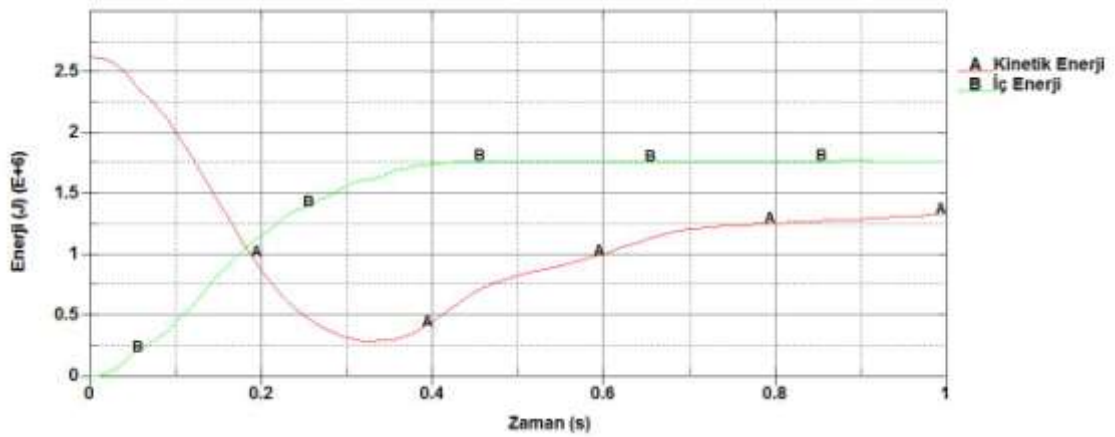
Şekil 5.9 Serbest durumdaki çarpışma sonrası çarpılan geminin son durumunun içten görünümü

Şekil 5.9'da oluşan hasarın içten görünümü görülmektedir. Çarpışmanın perde üzerine denk gelmesi oluşacak hasar derinliğini düşürmüştür.

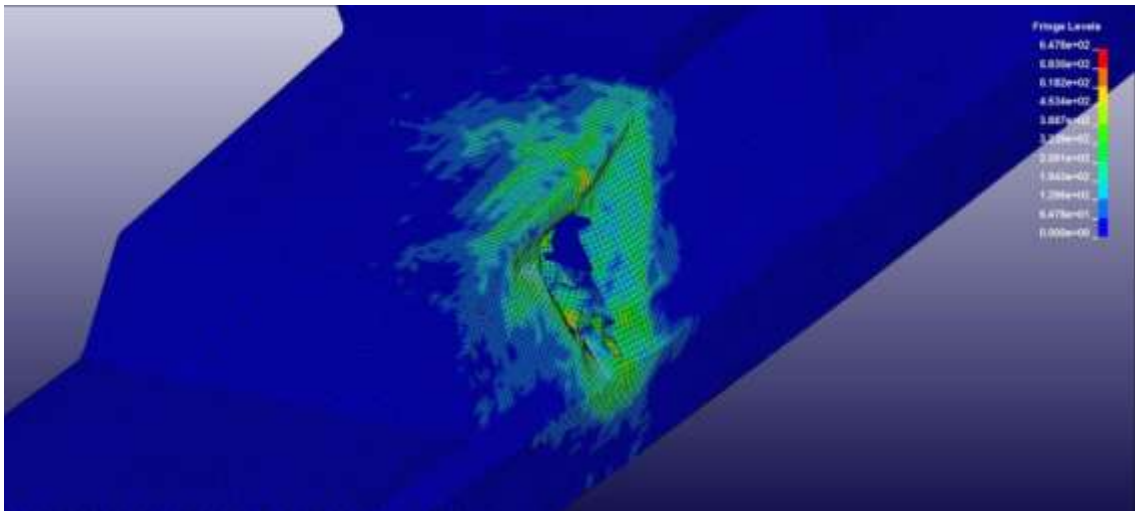
5.3.2 Ek Su Kütlesi Olduğu Durumda Gerçekleştirilen Analiz Sonuçları

Yapılan analizler neticesinde Şekil 5.10'da zamana bağlı enerji dağılım grafiği verilmiştir. Her iki gemi tarafından 1,75 MJ enerji absorbe edildiği grafikten anlaşılmaktadır. Bu değer analitik yöntemle elde edilen 1.79 MJ oldukça yakın bir

değerdir. Ayrıca çarpışma sonrasında gemilerin durmadığı ve hareketli olduğu şekil 5.10'da görüleceği üzere kinetik enerjinin sabit kalmasından anlaşılmaktadır. Analiz toplam 1 saniye için gerçekleştirilmiştir. Ancak deformasyon 0,4. saniyeye kadar devam etmiş sonrasında herhangi bir deformasyon gerçekleşmemiştir. Kinetik enerji 0,34. saniyeden itibaren malzemenin tepki kuvveti ve suyun doğrultma kuvvetleriyle tekrar artarak devam etmiştir. Şekil 5.10, 5.11, 5.12 ve 5.13'de çarpışma sonrası son durum görülmektedir.



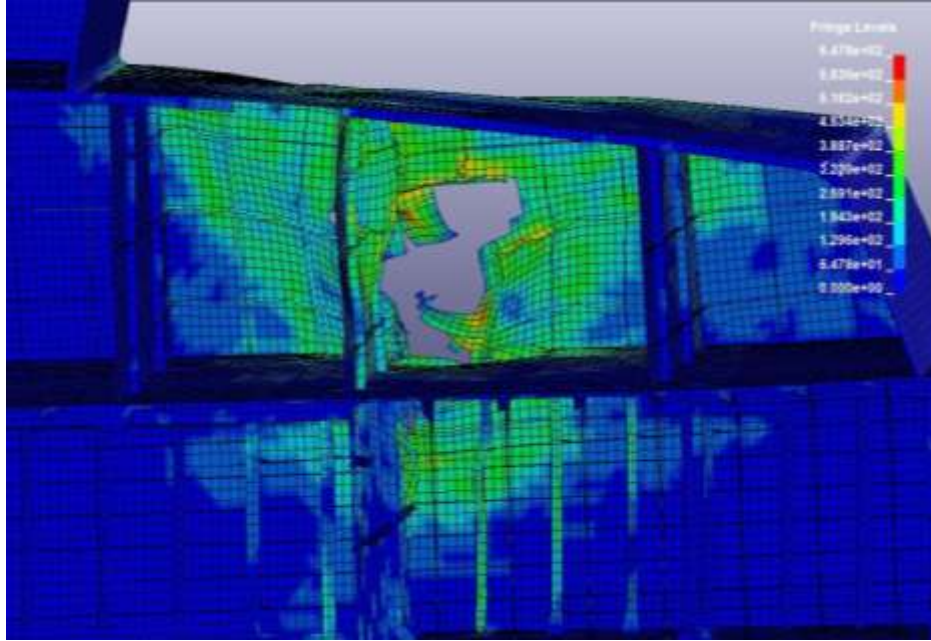
Şekil 5.10 Ek su kütlesi olduğu durumdaki çarpışma sırasında enerji değişim grafiği



Şekil 5.11 Ek su kütlesi olduğu durumdaki çarpışma sonrası çarpılan geminin son durumu

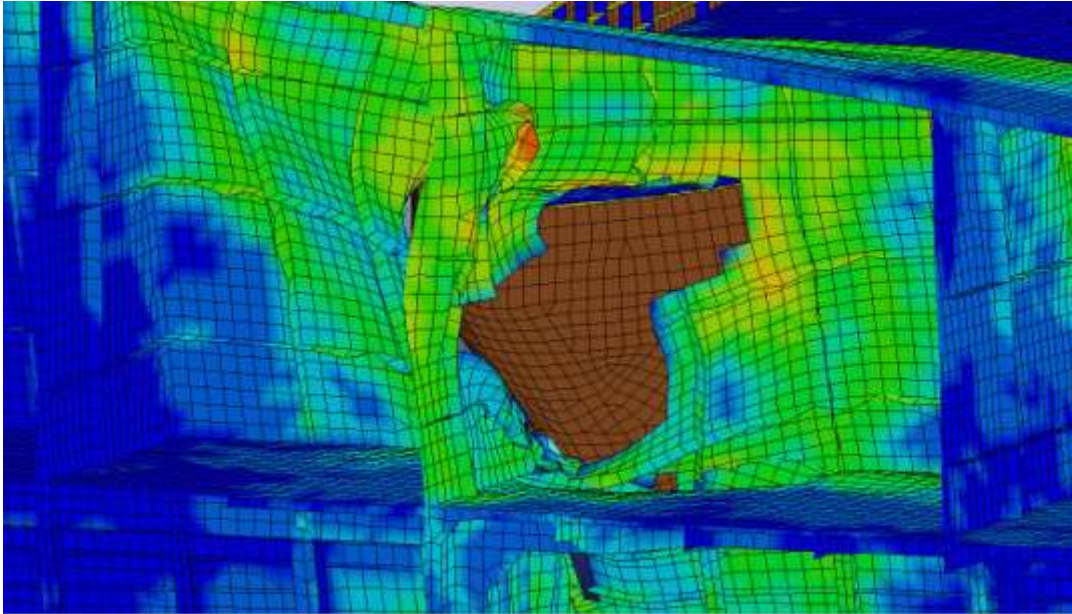
Şekil 5.11'de çarpışma sonucunda çarpılan gemide oluşan hasarın dıştan görünümü görülmektedir. Verilen hasar kriterine göre % 20 birim uzamaya ulaşan elemanlar

silinmiştir. Gerçekleşen analiz sonucunda gemi üzerinde 1.7 metre genişliğinde 2.7 metre yüksekliğinde ve 2 metre derinliğinde hasar olduğu gözlemlenmiştir.



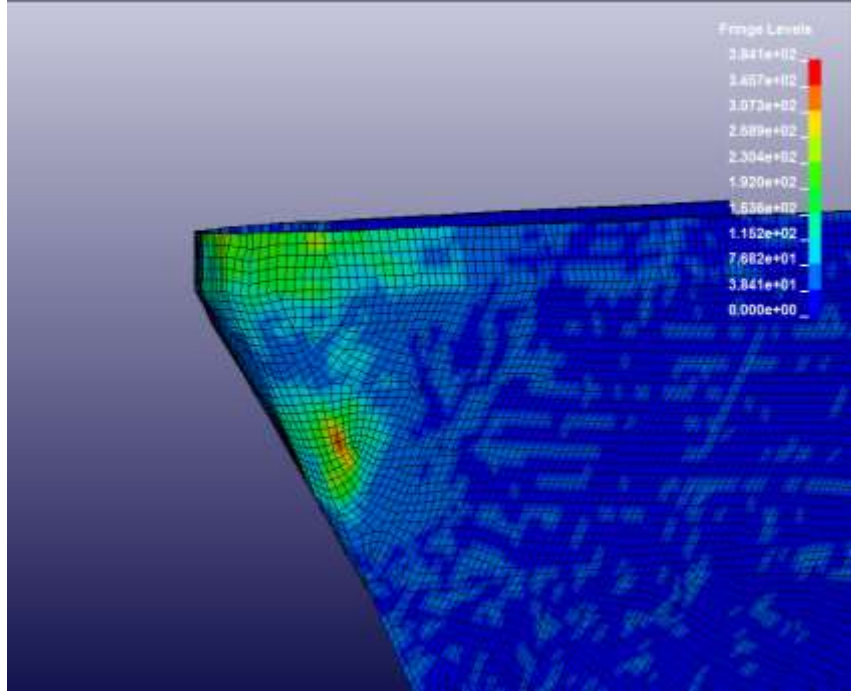
Şekil 5.12 Ek su kütlesi olduğu durumdaki çarpışma sonrası çarpılan geminin son durumunun içten görünümü

Şekil 5.12'de oluşan hasarın iç görünüşü görülmektedir. Geminin perde üzerine çarpması neticesinde daha az hasar derinliği oluşmuştur. Şekil 5.13'de çarpışmanın son durumu gösterilmiştir.



Şekil 5.13 Çarpışma sonucu detay görünümü.

Şekil 5.14'de çarpan gemideki son durum gösterilmiştir. Çarpan geminin baş kısmının sivri olması ve nispete rijit olması, oluşacak hasarı oldukça düşürmüştür. Çarpan gemide herhangi bir yırtık meydana gelmemiştir. Sadece ufak şekil değiştirmeler mevcuttur.



Şekil 5.14 Çarpışma sonrası çarpan geminin son durumu

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, iki geminin çarpışması sonucunda gemiler üzerindeki etkilerin gözlemlenmesi amaçlanmıştır. Bu doğrultuda en kötü durum olarak kabul edilen dik çarpışma durumu incelenmiştir.

Birinci bölümde ülkemizdeki gemi kazaları hakkında genel bilgiler verilmiş ve literatür taraması gerçekleştirilmiştir.

İkinci bölümde, gemi hareketleri anlatılmış ve gemi üzerine etkiyen dış etkenlerden bahsedilmiştir. Gemi çarpışmalarında kullanılan ek su kütleleri ve doğrultucu moment kuvvetleri hakkında bilgiler araştırılmıştır.

Üçüncü bölümde, gemi çarpışmaları için gerçekleştirilen analitik formülasyonlardan bahsedilmiştir. Çarpışma analizleri için literatürde önerilen analitik yaklaşımlar detaylı olarak irdelenmiştir.

Dördüncü bölümde, sayısal yöntemler ve gemi çarpışmalarında kullanılan yöntemler açıklanmıştır. Dinamik sonlu elemanlar yönteminde kullanılan formülasyonlar genel olarak anlatılırken, kabuk elemanların denge denklemleri çıkarılmıştır.

Beşinci bölümde, sonlu elemanlar yöntemine göre kurulan modelin, çarpışma simülasyonunun gerçekleştirilmesi anlatılmıştır.

Yapılan analizler neticesinde çarpışma sırasında suyun etkisinin yüksek olduğu sonucuna varılmıştır. Serbest durumda gemi yapısı tarafından absorbe edilen enerji 1.30 MJ , su etkisinin eklendiği durumda 1.75 MJ'dir. Yaklaşık olarak %35 deformasyon

enerjisi arttığı görülmüştür. Bu halde su etkilerinin eklenmediği durum gerçeği yansıtmamaktadır.

Yapılan sayısal analizin doğruluğunu anlayabilmek için analitik yöntemlerle absorbe edilen enerjiler hesaplanmıştır. Minorsky'nin yaklaşımına göre oluşan hasara göre absorbe edilen enerji hesaplandığında 1,79 MJ sonucuna ulaşılmıştır. Ancak bu hesaplamada ek su kütleleri Minorsky'nin önerdiği 0,4m_s yerine sayısal analizde kullandığımız Pedersen ve Zhang yaklaşımına göre yanal ötelemede 0,85m_s alınmıştır. Bu durumun daha doğru sonuç vereceğini Motora vd. yaptığı çalışmalar ortaya koymuştur. Bu sonuç, yapılan analizde elde edilen 1.75 MJ sonucuna oldukça yakın bir değerdir.

Diğer yandan, su kuvvetlerinin bu kadar etkili olması gemi çarpışmalarının diğer çarpışmalardan farkını ortaya koymaktadır. Bu nedenle suyun etkilerinin ihmal edilmesi analiz sonuçlarını oldukça etkilemektedir.

Gemi çarpışmaları sonucunda bir takım çevresel ve maddi kayıplar olduğu gözlenmektedir. Bu sebeplerle dizayn aşamasında gemilerin çarpışmalara dayanıklı olarak imal edilmesi oluşabilecek risklerin önüne geçecektir. Örneğin çarpışmalarda daha az hasar oluşturan yeni bulb yapılarının geliştirilmesi bu konuda yapılabilecek öncü çalışmalardan olacağı aşikardır. Öte yandan çok büyük çevre felaketlerine sebep olması nedeniyle tankerlerde çarpışma sonrası sızıntıyı azaltabilecek önlemlerin geliştirilmesi de önemlidir.

KAYNAKLAR

- [1] Minorsky VU,(1959), "An analysis of ship collision with reference to protection of nuclear power plants". J Ship Res., 3(1):1–4
- [2] Motora S, Fujino M., Suguira M. ve Sugita M.(1971) "Equivalent added mass of ships in collision" Selected papers from J Soc Nav Archit Japan 7:138–48
- [3] Woisin G., (1976), "The collision tests of the GKSS", Jahrbuch Schiffbautech Gesellsch , 70:465–487.
- [4] Svensson, H. ve Saul, R., (1981), "Zum Schutz von Brückenpfeilern gegen Schiffsanprall (On the Protection of Bridge Piers against Ship Collision)". Die Bautechnik 58, 10:326–335, 11:374–388
- [5] SSC,(1979), "Critical Evaluation Of Low-Energy Ship Collision Damage Theories And Design Methodologies", Literature Search And Review is, Ship Structure Committee,Vol:II
- [6] Petersen MJ.,(1982), "Dynamics of ship collisions". Ocean Eng ;9(4):295–329.
- [7] ISSC, (1997), "Specialist Pane I V.4: Structural design against collision and grounding", 13th International Ship and Offshore Congress,Trondheim, Norway.
- [8] Lützen M., (2001), Ship Collision Damage, PhD Thesis, Technical University of Denmark.
- [9] ISSC.(2006). "Committee V.1 Collision and Grounding" 16th International Ship and Offshore Structures Congress (ISSC), University of Southampton, Highfield,Southampton, England
- [10] Pedersen P.T. ve Zhang S.,(2000) "Absorbed energy in collision and grounding—revising Minorski's Empirical method",J. Ship Res. 44 (2) 140–154.
- [11] ISSC.(2003). "Committee V.3 Collision and Grounding" 15th International Ship and Offshore Structures Congress (ISSC), San Diego, USA.
- [12] ISSC.(2009). "Committee V.1 Collision and Grounding" 17th International Ship and Offshore Structures Congress (ISSC), Seuol, Korea

- [13] Kitamura O., (2002), "FEM approach to the simulation of collision and grounding damage", *Marine Structures*, 15:403–428.
- [14] Ozguc O., Das P.K., Barltrop N. ve Shahid M.,(2006), " Numerical modeling of ship collision based on finite element codes", 3th International AsraNet colloquium, Glasgow,Uk, 10-12 July
- [15] Yamada Y., Endo, H., (2004). "Collapse strength of the buffer bow structure in oblique collision", *International Conference on Collision and Grounding of Ships (ICCGS)*, Izu, Japan, 25-27 October
- [16] Yamada Y., (2006), *Bulbous Buffer Bows: A Measure to reduce Oil Spill in Tanker Collisions*, PhD Thesis, Technical University of Denmark.
- [17] Zhang A., Suzuki K., (2007), " A comparative study of numerical simulations for fluid–structure interaction of liquid-filled tank during ship collision ", *Ocean Engineering*, 34:645-652
- [18] Hong L. ve Amdahl J., (2008), "Plastic behavior of web girders during ship collision and grounding", *OM AE2008*, 15-20 June, Lisbon, Portugal.
- [19] LS-DYNA USER’S MANUAL (2001),Livermore Software Technology Corporation,
- [20] Pill I. ve Tabri K., (2009) "Finite element simulations of ship collisions: A coupled approach to external dynamics and inner mechanics", *Analysis and Design of Marine Structures* 104-109
- [21] Fossen, T.I. ve Lauvdal T.,(1994), "Nonlinear Stability Analysis of Ship Autopilots in Sway, Roll and Yaw", *MCMC’94*, Southampton, UK.
- [22] Alarcin F.,(2005), *Gemi Hareketlerin'in Dinamik Analizi ve Adaptif Yaklaşımlarla Kontrolü*, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi
- [23] Lamb, H., (1932), "Hydrodynamics", Cambridge University Press, London.
- [24] Pedersen PT, Zhang S., (1998) "On impact mechanics in ship collisions" *Mar Struct* ,11:429–449
- [25] Crake, K.,(1995)"Probabilistic Evaluations of Tanker Ship Damage in Grounding Events", *Naval Engineer Thesis*, MIT,
- [26] Sajdak J.A.W., (2004), " Analyses of Ship Collisions: Determination of Longitudinal Extent of Damage and Penetration ", PhD Thesis, Virginia Tech, USA
- [27] Vaughan, H.,(1978), "Bending and tearing of plate with application to ship bottom damage", *The Naval Architect*, 3: 97-99.
- [28] Woisin, G.,(1979),"Design against collision." *Proc of the First Int. Symposium on Advances in Marine Technology*, Norway,,
- [29] Lu G. ve Calladine C.R.,(1990), "On the cutting of a plate by a wedge", *Int J Mech Sci*, 32:293–313.
- [30] Paik, J.K. ve Pedersen, P.T.,(1995), "Modeling of the Internal Mechanics in Ship Collisions", *Ocean Engineering*, 23(2):107-142

- [31] Zhang S., (1999), "The Mechanics of Ship Collisions", Ph.D. Dissertation, Department of Naval Architecture and Offshore Engineering, Technical University of Denmark.
- [32] Topçu M. ve Taşgetiren S., (1998) "Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodu, PAÜ Mühendislik Fakültesi, Ders kitapları Yayın No: 007"
- [33] Demir Ö., Bir gemi yapısının sonlu elemanlar yöntemi ile analizi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [34] Wang, G., Jiang, D.J. and Shin, Y. (2003). "Consideration of collision and contact damage risks in FPSO structural design", OTC-15316, *Offshore Technology Conference*, Houston, TX, 5-8 May
- [35] Paik J. K. ve Pedersen P. T. (1995a): "Ultimate and Crushing Strength of Plated Structures", J. of Ship Research, Vol. 39, No. 3, pp. 250-261.
- [36] HyperWorks yardım dosyaları
http://www.altairhyperworks.com/HWHelpFile,356A192B7913B04C54574D18C28D46E6395428AB,56AB43231E9009E74E857DC66680D5703E51A277,help_hwtut,hwtut,56AB4323.aspx, 01 Ekim 2011
- [37] Alsos H.S., Amdahl J. ve Hopperstad O.S., (2009), " On the resistance to penetration of stiffened plates, Part II: Numerical analysis ", Int. J. of Impact Engineering, 36:875-887
- [38] Argyis, J.H. ve Kelsey, S.,(1960) "Energy Theorems and Structural Analysis, Butterworths"
- [39] DEXTREMEL,(2001),"Final Technical Report", Design for Structural Safety under Extreme Loads (DEXTREMEL), Germanisher Lloyd
- [40] Ferry, M., (2002), MCOL User's Manual (25.05.02)
- [41] Hrennikof, A., (1941) "Solution of Problems in Elasticity by the Framework Method, Journal of Applied Mechanics, 169-175"
- [42] McHenry, D., (1943) "A Lattice Analogy for the Solution of Plane Stress Problems, Journal of Inst. Civil Eng., Vol.21, 59-82
- [43] Ozguc, O., Samuelides, M. ve Das, P.K. (2005), "A comparative study on the collision resistance of single and double side skin bulk carriers", International Congress of International Maritime Association of the Mediterranean, Lisbon, Portugal, 26-30 September.
- [44] Paik J.K., Chung J.Y., Choe I.H. ve Thayamballi A.K. , Pedersen P. T. , Wang G., (1999). " On rational design of double hull tanker structures against collision", SNAME annual meeting, Baltimore MD.
- [45] Pedersen P.T. ve Zhang S.,(1999)," Collision Analysis for MS DEXTRA" Safer Euro Spring meeting, NANTES 28 April
- [46] Pedersen, P.T., (2002), Collision risk for offshore structure, Journal of Engineering for the Maritime Environment, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 216:M1 , 29- 44.

- [47] Pedersen P.T. ve Li Y., (2009), " On the global ship hull bending energy in ship collisions ", Marine Structures, 22:2-11
- [48] Popov Y.N. ve Faddeev OV, (1969), "Strength of ships sailing in ice. Leningrad", Sudostroyeniye Publishing House,227
- [49] Servis D.P. ve Samuelides M.,(1999), "Ship Collision Analysis Using Finite Elements", Safer Euroro Spring meeting, NANTES 28 April
- [50] Simonsen B.C. ve Wierbicki T., (1998)" Plasticity, Fracture and Friction In Steady-State Plate Cutting", Int. J. Impact Eng,, 21: 387-411.
- [51] Simonsen B.C.,(2000) Basic modelling principles and validation of software for prediction of collision damage, ISES0 Report no.108.02.02.052.004, Department of Naval Architecture and Offshore Engineering, Technical University of Denmark, April
- [52] SSC,(2002), " Modeling Structural Damage In Ship Collisions ", Ship Structure Committee, National Technical Information Service ve U.S. Department of Commerce Springfield.
- [53] Suzuki K., Ohtsubo H. ve Sajit C., (2000) " Evaluation Method of Absorbed Energy in Collision of Ships with Anti-Collision Structure ", Proceedings of the SSC/SNAME/ASNE Symposium 2000 Ship Structures for the New Millennium, Arlington.
- [54] Svensson H.,(2009), " Protection of bridge piers against ship collision ", Ernst & Sohn GMBH & Co.,Steel Constriction 2, No:1
- [55] Tabri K., Broekhuijsen J., Matusiak J. ve Varsta P.,(2009), "Analytical modelling of ship collision based on full-scale experiments", Marine Structures, 22:42-61
- [56] Törnqvist R., (2003), "Design of crashworthy ship structures". PhD thesis, Technical University of Denmark.
- [57] Turner, M.J., Clough, R.W., Martin, H.C. ve Topp, L.T., (1956) "Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures, J. Aero. Sci., Vol. '3, 805–823"
- [58] Wierzbicki T.,(1983), "Crushing Behavior of Plate Intersections", Structural Crashworthiness, edited by A. Jones and T. Wierzbicki, Chapter 3, Butterworth and Co., London
- [59] Wisniewski K., Kolakowski P., Rozmarynowski B., Gierlinski J.T.,(2001), "Dynamic FE simulation of damage in ships collision", Proceedings of ICCGS 2001 (Second International Conference on Collision and Grounding of Ships), Copenhagen, Denmark, July 1–3
- [60] Wisniewski K., Kolakowski P.,(2002)" The effect of selected parameters on ship collision results by dynamic FE simulations", Finite Elements in Analysis and Design,39:986-1006
- [61] Wu, F., Spong, R. and Wang, G. (2004). Using numerical simulation to analyse ship collision, International Conference on Collision and Grounding of Ships (ICCGS), Izu, Japan, 25-27 October

- [62] Xia J.,(2001)"Finite Element Analysis of Ship Collisions", MSc Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University.
- [63] Zienkiewicz, O.C., Irons, B.M. ve Nath, B., (1966) "Natural Frequencies of Complex, Free or Submerged Structures by the Finite Element Methods, Proc. Symp. Vibration in Civil Eng. Butterworths, 83-93"

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Serdar Turgut İNCE
Doğum Tarihi ve Yeri :1987 İstanbul
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :serince@yildiz.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Gemi İnş ve Gemi Mak. Yıldız Teknik Üniversitesi Müh. Bölümü		2010
Lise	Sayısal	Gaziosmanpaşa Anadolu Lisesi	2005

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2010	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

YAYINLAR VE ULUSLARARASI BİLDİRİLER

1. A Bulk carrier hatch block analysis with TEHNONAV, International Scientific
finite element method Conference on Naval,2010

2.Comparison of marine and land INT-NAM, International Symposium on Naval
transportation emissions: Turkey study Architecture and Maritime,2011