

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK HIZLI KOMPOZİT TEKNELERDE DÖVÜNME KUVVETLERİNE
MARUZ PANELLERİN MEKANİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Uğur MUTLU

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK HIZLI KOMPOZİT TEKNELERDE DÖVÜNME KUVVETLERİNE
MARUZ PANELLERİN MEKANİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Uğur MUTLU
(508101021)**

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ahmet ERGİN

HAZİRAN 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 508101021 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Uğur MUTLU**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**YÜKSEK HIZLI KOMPOZİT TEKNELERDE DÖVÜNME KUVVETLERİNE MARUZ PANELLERİN MEKANİK ANALİZİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Ahmet ERGİN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Adı SOYADI**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ömer BELİK
Piri Reis Üniversitesi

Teslim Tarihi : **3 Mayıs 2013**
Savunma Tarihi : **3 Haziran 2013**

Aileme,

ÖNSÖZ

Çalışmalarımnda ve eğitimimde her türlü desteği sağlayan, yardımlarını ve öngörülerini esirgemeyen çok değerli hocam Sayın Prof. Dr. Ahmet ERGİN'e teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca tüm İTÜ Gemi İnşaat ve Deniz Bilimleri Fakültesi çalışanlarına, araştırma görevlilerine ve hocalarına teşekkür ederim. En son olarak tüm hayatım boyunca desteklerini ve sevgilerini esirgemeyen aileme sonsuz teşekkür ederim.

Haziran 2013

Uğur Mutlu
(Gemi İnşaa ve Gemi Makinaları Müh.)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Dövmme Kuvvetleri	3
1.2 Kompozit Malzemelerin Mekanîği	4
1.3 Literatür Araştırması	5
1.3.1 Hidrodinamik darbe basıncı	5
1.3.2 Kompozit malzemelerin mekanîği	6
2. HİDRODİNAMİK DARBE BASINCI.....	7
2.1 Problem Tanımı	7
2.1.1 Sınır koşulları	9
2.1.2 Başlangıç koşulları	10
2.2 Analitik Formülasyon	10
2.2.1 Harici alan problemi.....	11
2.2.2 Dahili alan problemi.....	13
2.2.3 Ortak çözüm	13
2.3 Analiz Parametreleri.....	14
2.4 Hidrodinamik basınç çıktıları.....	18
2.4.1 Hidrodinamik basıncın belirli zamanlarda panel üzerinde dağılımı	21
2.4.2 Panel üzerindeki bir noktada zamana göre basınç değişimi	24
3. KOMPOZİT PANELLERİN MEKANİĞİ.....	27
3.1 Kompozit malzemelerin mekanîği	27
3.1.1 Düzlem gerilme durumu	31
3.1.2 Gerilme şekil değiştirme dönüşümleri	32
3.1.3 Klasik lamine plak teorisi	33
3.2 Kompozit Panellerin Serbest Titreşimi ve Statik Eğilmesi	38
3.3 Galerkin Yönteminin Kompozit Panellere Uygulanması.....	39
3.4 Analiz Parametreleri.....	41
3.5 Analiz Sonuçları	43
3.5.1 Doğal titreşim analizi çıktıları.....	43
3.5.2 Statik analiz çıktıları	45
4. SONUÇ ve DEĞERLENDİRME.....	51
KAYNAKLAR	53
EKLER.....	55
ÖZGEÇMİŞ.....	71

KISALTMALAR

SWATH : Small waterplane area twin hull
SES : Surface effect ship
LC : Laminant dizilimi

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Dikey suya dalış hızları	16
Çizelge 2.2 : Suyu giriş açıları.....	17
Çizelge 2.3 : Kenar oranları.....	18
Çizelge 2.4 : Hidrodinamik basınç parametreleri.....	18
Çizelge 3.1 : Mühendislik sabitleri.	30
Çizelge 3.2 : Malzeme özellikleri.	41
Çizelge 3.3 : Plakların kenar oranı.....	42
Çizelge 3.4 : Laminantların konfigürasyon tipi	42
Çizelge A.1: Farklı açılarda boyutsuz basınçların dağılımı.....	53
Çizelge B.1: Herbir açıda, 3 farklı zamanda boyutsuz basınç değerleri.....	58
Çizelge C.1: Herbir panelin ilk doğal frekans değerleri (Hz)	63
Çizelge D.1: Herbir paneldeki çökme değerleri(mm)	69

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Genel problemin geometrik tanımı.	7
Şekil 2.2	: Hidrodinamik darbe alanları.....	11
Şekil 2.3	: Wally 118.	15
Şekil 2.4	: İki boyutlu model.	15
Şekil 2.5	: Suyu giriş açısı.....	16
Şekil 2.6	: Basınç dağılımı.	17
Şekil 2.7	: Üç farklı zamanda hidrodinamik basınç.....	19
Şekil 2.8	: Üç farklı zamanda boyutsuz hidrodinamik basınç.	20
Şekil 2.9	: 15 derece plaktaki bir noktada zamana göre basınç değişimi.	20
Şekil 2.10	: 15 derece plakta boyutsuz basınç değişimi	21
Şekil 2.11	: Plakların üç farklı zamanda basınç dağılımı.	23
Şekil 2.12	: Plakların $L/8$ 'indeki basıncın zamana göre değişimi.	26
Şekil 3.1	: Bir kompozit laminantın gösterimi.....	27
Şekil 3.2	: Genel koordinat sisteminde gerilmeler.....	28
Şekil 3.3	: Genel eksen ve lokal eksen.	32
Şekil 3.4	: Deformasyondan önce ve sonra laminant.	34
Şekil 3.5	: Katmanlar arası gerilme ve şekil değiştirme.	35
Şekil 3.6	: Düzlemsel kuvvet ve momentler.	36
Şekil 3.7	: Panel#1 frekans laminant konfigürasyonu doğal titreşimler.	43
Şekil 3.8	: Panel #2 frekans laminant konfigürasyonu doğal titreşimler.	44
Şekil 3.9	: Panel #3 frekans laminant konfigürasyonu doğal titreşimler.	44
Şekil 3.10	: Panel #4 frekans laminant konfigürasyonu doğal titreşimler.	44
Şekil 3.11	: Panel #5 frekans laminant konfigürasyonu doğal titreşimler.	45
Şekil 3.12	: Panel #1 maksimum çökme laminant konfigürasyonu.	45
Şekil 3.13	: Panel #2 maksimum çökme laminant konfigürasyonu.	45
Şekil 3.14	: Panel #3 maksimum çökme laminant konfigürasyonu.	46
Şekil 3.15	: Panel #4 maksimum çökme laminant konfigürasyonu.	46
Şekil 3.16	: Panel #5 maksimum çökme laminant konfigürasyonu.	46
Şekil 3.17	: Ankastre mesnetli panellerde kenar oranı maksimum çökme değişimi.	47
Şekil 3.18	: Panel #2 Suyu giriş açısı-gerilme değişimi (Ankastre).	47
Şekil 3.19	: Panel #2 Suyu giriş açısı-gerilme değişimi (Basit)	48
Şekil 3.20	: Panel #3 / 45 derece suya giriş açısı.....	48
Şekil 3.21	: Panel #4 / 45 derece suya giriş açısı.....	48
Şekil 3.22	: 10 derece açıda gerilme-kenar oranı değişimi(ankastre).....	49
Şekil 3.23	: 10 derece açıda gerilme-kenar oranı değişimi(basit)	49
Şekil A-1	: Faltinsen ve Zhao (1993)'nın 10, 15, 30, 45 derc. basınç dağılımları ..	56

YÜKSEK HIZLI KOMPOZİT TEKNELERDE DÖVÜNMEYE MARUZ PANELLERİN MEKANİK ANALİZİ

ÖZET

Günümüzde mühendislik araçlarının dizaynı ve üretimi yapılırken genellikle iki temel kıstas üzerine işlemlere başlanır ve bitirilir. Bu şartlar tüm mühendislik araçları için aynıdır. Bunlar zaman kısıtı ve ekonomik kısıt yani yakıt kısıtıdır. Deniz araçlarında bu iki şartı birden sağlamanın yolu olabildiğince hafif araçlar üretmektir. Deniz araçlarında ağırlığı azalttıkça zamandan tasarruf edebilir aynı zamanda daha az yakıt harcamasını sağlayabilirsiniz. Tabi bu dizayn ve üretim süreçlerindeki en genel ifadedir, bu süreçlerde bir çok farklı kısıt ve koşul bulunmaktadır. Bu çalışmada, yakıt ve zamandan olabildiğince tasarruf sağlayabilmek için üretilen yüksek hızlı kompozit tekneler ele alınmıştır. Değindiğimiz gibi, deniz araçlarını hızlı ve yakıttan daha da tasarruf edecek şekilde dizayn ve imal etmek istiyorsak olabildiğince hafif üretmek önceliğimiz olmalıdır. Bu noktada deniz araçlarının imalat malzemesi ön plana çıkmaktadır. Seçeceğimiz malzeme deniz araçlarının performansına direkt etki etmektedir. Deniz araçlarının hafif olmasını isterken, tabi ki güvenliği de göz ardı edemeyiz. Malzemelerin minimum mekanik ve mukavemet özelliklerini karşılaması gerekmektedir. Bu durumda, kullanımı artık birçok sektörde iyice artan kompozit malzemeler denizcilik sektörü için de elverişli bir malzeme olmuştur. Yüksek hızlı teknelerde de kompozit malzemeler kullanılmaktadır. Yüksek hızlı kompozit teknelerin hafifliği ve yüksek hızlarda hizmet sunabilmeleri son yıllardaki üretimlerinin artmasına sebep olmuştur. Bu teknelerin zorlu deniz koşullarında, hızlı ve güvenli bir şekilde görevlerini yerine getirmeleri istenmektedir. Bu yüzden mekanik olarak bu şartlarda çalışmaya elverişli olmalılardır. Yüksek hızlı kompozit teknelerin çalışmaları esnasında, baş kısımları birbirinden farklı büyüklükte statik ve dinamik yüklere maruz kalmaktadırlar. Bu çalışma iki ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde yüksek hızlı teknelerin baş kısımlarının dövünme esnasında maruz kaldığı hidrodinamik kuvvetler hesaplanmıştır. İkinci bölümde ise yüksek hızlı teknelerde dövünme kuvvetlerine maruz kalan kompozit malzemenin statik ve dinamik davranışı incelenmiştir. Hidrodinamik basınç kuvvetleri bulunurken, tekne formunun V şeklinde olduğu kabul edilmiştir. Suya giren yapı rijit olarak alınmıştır. Akışkan ise durgun kabul edilmiştir. Akışkan aynı zamanda döndürülemez (irrotosyanel) ve sıkıştırılmazdır. Analitik çözümlerle basınç kuvvetleri bulunmuştur. Basınç kuvvetlerinin büyüklüğüne etkiyen bir çok parametre bulunmaktadır. Bunların başlıcaları V tipindeki yapının suya giriş açısı ve suya giriş hızlarıdır. Bu çalışma kapsamında farklı sayıda suya giriş açıları ve hızları için parametrik bir çalışma yapılmıştır. Yapı üzerindeki kompozit paneller referans bölgesi olarak ele alınmış basınç değerlerinin bu kompozit paneller üzerindeki değişimi gösterilmiştir. Kompozit paneller de farklı kenar oranlarına (farklı boylara) sahiptirler. Bu durum kompozit panelin tamamının suya girişini değiştirdiği gibi, hidrodinamik darbeden dolayı oluşan basınç kuvvetinin değişmesine neden olur. Aynı zamanda kompozit plakların doğal titreşim frekansları da kenar oranlarının

değişmesinden etkilenmektedir. Diğer bölümde ise, yüksek hızlı kompozit teknelerde kullanılan karbonfiber-epoxy malzemeden üretilmiş kompozit panellerin statik ve dinamik analizi yapılmıştır. Hidrodinamik darbeden doğan basınç kuvvetlerinin bulunması için malzemenin ne olduğunun önemi yoktur, o bölümde malzeme rijit kabul edilmiştir. Bu bölümde ise aynı ölçülere sahip panellerin karbonfiber-epoxy malzeme ile üretildiği kabul edilmiş ve bu kompozit malzemelerin statik analizleri yapılmış, doğal frekansları bulunmuştur. Kompozit malzemelerin yapısal davranışlarını etkileyen bir çok faktör bulunmaktadır. Bunların en önemlilerinden bir tanesi de fiberlerin yönelim açıları ve katmanların dizilimleridir. Nasıl bir mekanik davranış sergileyeceklerini daha önceden bilmek kaydıyla kompozit malzeme kullanırken farklı yönelim açıları ve dizilimler bir çok avantaj getirir. Farklı kombinasyonlarla farklı mekanik özellikler elde etmemizi sağlar. Bu çalışmada kompozit panellerin iki farklı sınır şartında mekanik özellikleri incelenmiştir: Dört kenar basit mesnetli ve dört kenar ankastre mesnetli. 5 farklı kenar oranına sahip panellerin herbiri 5 farklı dizilime sahiptirler. Tüm bu durumların kompozit panellerin statik ve dinamik davranışına olan etkisi ağırlı artıklar yöntemi olan Galerkin yöntemiyle ve sonlu elemanlar analizi yapan bir program olan Abaqus CAE ile incelenmiştir. Galerkin yönteminden ve Abaqus sonlu elemanlar yazılımından elde edilen sonuçların uyum içerisinde olduğu gözlenmiştir.

MECHANICAL ANALYSIS OF HIGH SPEED COMPOSITE VESSELS' BOW-FLARES' PANELS

SUMMARY

Before design and production process of every kind of engineering vessels; including aircraft, automotive and marine vessels need to achieve two important items. Every engineering vehicle needs to be fast not to consume so much time. Another target of engineering vessels is not to consume too much fuel to be more economically. Marine vessels are designed and built to be more light to achieve these two important items. We can achieve not to consume too much time and fuel by building lighter vessels. Light vessels provide to achieve both of them at the same time. There are lots of targets and constraints while designing and building marine vessels except these two targets about time and fuel. In marine sector, there are lots of vessel types have built up to now and so on. These vessels have different missions and different service areas. This diversity of marine vessels is being larger and larger day by day. All vessel owner wants fast and economical boats. It doesn't change this matter the boat type and the service area. In marine sector, to make the boats faster and low fuel consumer, the boats are produced more lighter. In this work, a mechanical analysis has been applied for the high speed boats. As we said before, if we would like to consume less fuel and less time, we have to build the marine vessels lighter. At this point, the building material of marine vessels have important role at the weight of the marine vessel. While we trying to build lighter vessels, we also have to consider the safety. We mean mechanical properties and strength of the marine vessels. To achieve all of these aims together, composite materials are very suitable for marine vessels. These materials have a large area of usage at different engineering industries including aircraft, marine and automotive sectors. At the production of high speed marine vessels, composite materials are used mostly. The demand to the high speed vessels is increased because of different reasons. These kind of boats need to achieve their missions whatever the sea condition at the high speeds. At these conditions, these boats need to be reliable mechanically. In this work, the bow-flare of high speed boats are investigated. The bow-flares of high speed boat are exposed different kind of static and dynamic loads.

This work includes two main parts. In first part, hydrodynamic impact pressures are investigated analytically. In second part, the static bending and dynamic behavior is investigated to the composite panels which are used at the bow-flares of marine vessels.

In rough seas with large relative vessel motion, slamming may occur with large water impact loads. Usually, slamming loads are much larger than other wave loads. Sometimes marine vessels suffer local damage from the impact load or large scale buckling on the deck. For high-speed marine vessels, even if each impact load is small, frequent impact loads accelerate fatigue failures of hulls. Thus, slamming loads may threaten the safety of marine vessels. The expansion of marine vessel's size and new concepts in fast marine vessels have decreased relative rigidity causing

in some cases serious wrecks. A rational and practical estimation method of wave impact loads is thus one of the most important prerequisites for safety design of marine vessels. Wave impact has challenged many researchers and it can be said that the mechanism of wave impacts are correctly understood for the 2-d case, and accurate impact load estimation is possible for the deterministic case. The long-term prediction of wave impact loads can be also given in the framework of linear stochastic theories. However, our knowledge on wave impact is still far from sufficient.

In this work, we investigated the pressures which occurs while the boat slamming. The fundamental hypotheses of the mathematical description of the fluid are recalled that; the fluid is initially at rest, inviscid, incompressible and irrotational. The body is infinitely rigid, gravitational force is neglected and the atmospheric pressure is equal to zero. The effect of air trapped between the body and the free surface of the water is negligible. While slamming, mostly bow section of the marine vessels exposed to impact pressures. Here, the bow section of marine vessels assumed as a wedge shaped. Here for the analysis, the wedge shaped bow section of the vessel is partially modeled as composite rectangular plate. There are two general parameters which affect the impact pressures. These are the vertical velocity of the vessel and the deadrise angle of the bow-flare section. The vertical impact velocities are constant even after the boat enter the water as many researchers has done. Different five velocities has been used for the analysis. These are 0.2, 0.5, 1, 1.5, 2 m/s. The other parameter which effects the impact pressure is deadrise angle of the bow section of marine vessel. This deadrise angle of the vessel directly effects the wetting time of the bow-flare. Five different deadrise angles has been used for this work. These are: 5, 10, 15, 30, 45 degrees. Another parameter which effects the wetting of panels is the length of panels. At the wedge shaped bow section, reference panels are used to study. These panels length effect the wetting time and the distribution of the pressure. The lengths of panels are 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5 meters. The analysis have been applied according to these parameters and impact pressures are investigated. The impact pressures are represented here in two different ways. Firstly the spatial impact pressure distribution at different times are represented. For different times, the impact pressure distribution along the plate is shown. Here, while the impact pressure sweeps the plate, the pressure changes at the different times. The second way to show how the impact pressure distribution changes on the plate is temporal distribution. In this way, we can see that at a given point on the plate how the impact pressure changes according to time while the load sweeping across the plate. In this way, we know the total time of splashing. When we define a point on the plate, from beginning to the end we can see the change of the impact pressure. The pressure at a given point starts from its maximum and after this point is under the free surface, the impact doesn't change.

At the second main part of this work, static bending and free vibration behavior of laminated composite panels which is widely used at bow-flare of high speed marine vessels. Linear static analysis allows engineers to test different load conditions and their resulting stress and deformation. Bow-flares of high speed vessel's are exposed to different loads. Knowing how a design will perform under different conditions allows engineers to make changes prior to physical prototyping, thus saving both money and time. Apart from static analysis, vibration analysis is also a critical component of a design. Any physical system can vibrate and the vibration of bow-flares of high speed vessels can cause hazardous results. The frequencies at which

vibration naturally occurs and the mode shapes which the vibrating panels assumes are the properties of the system. The designer and marine engineer must know these properties of the system in order to design the high speed vessels against the failure due to vibrations. Inherent vibration modes in structural components or mechanical systems can shorten the equipment life and cause premature or completely unanticipated failure, often resulting in hazardous situations. Resonances are determined by the material properties (such as mass, stiffness, damping) and boundary conditions of the structure. If either the material properties or the boundary conditions of a structure change, its modes will change. That's why, in this work a parametric study is applied for composite plates. Modes are used as a simple and efficient means of characterizing resonant vibration, which makes a structure to vibrate with excessive, sustained oscillatory motion. Resonant vibration is caused by an interaction between the inertial and elastic properties of the material within the structure. As we mention before, to make boats faster, the first thing we need is using lighter materials. Composite materials have found increasing applications in engineering structures and in manufacturing industry. Composite materials can be optimized for strength, stiffness, fatigue, and heat and moisture resistance by changing the orientation of fibers. Composite materials have much higher strength to weight ratio than the conventional materials. The structural elements such as bars, beams, and plates are made of stacking together many plies of fiber reinforced layers in different angles to achieve the desired properties. Because of all these reasons, mostly, high speed vessels built with composite materials. In this work, for different panels static and dynamic analysis is applied. All plates are rectangular laminated composite plates. The material is assumed carbon fiber-epoxy which has a high strength-weight ratio and high stiff-weight ratio like other composite materials. Two different boundary conditions are applied for all plates. These are all edges fully clamped and all edges simple support boundary conditions. For the orientation three different angles are used 0, 45, 90 degrees which are easy to use at production and the most used angles. Six different orientation and sequence is used for the static and dynamic analysis. The another parameter which affects the static and dynamic behavior of composite panels is the aspect ratio. Aspect ratio has direct effect on the mechanical behavior of composite panels. Six different aspect ratios are analysed for this work. One edge of the panels has the constant length 0.5m., the other changes due to different aspect ratios. In this study, while investigating the maximum deflection and natural frequencies of the plates, the classical laminated plate theory which is based on the classical plate theory is applied. In the classical laminated plate theory it is assumed that the Kirchhoff Hypothesis holds. The bending and natural vibration of laminated composite panels are determined by using weighted residual method Galerkin formulation and finite element method Abaqus (CAE). The maximum deflections occurring at the middle of the plates are determined for all possible changes on the composite plates. The lowest four natural frequencies are determined for all possible changes on the composite plates such as, the change in the boundary conditions (all edge fully clamped and all edge simple supported), the change in the laminate configuration (six different symmetrical configuration), the change in the aspect ratios. The study shows that; the plates with the fully clamped and simple supported boundary conditions behave in a similar way for static deflections. The results of static bending analysis and natural free vibration analysis weighted residual method Galerkin formulation and Finite Element Method (Abaqus CAE) gives close results.

1. GİRİŞ

Gün geçtikçe kullanımda olan deniz araçlarının sayısı ve çeşitliliği artmaktadır. Çeşitliliği artan deniz araçlarının kullanım alanlarındaki sınırlar da azalmakta, görev tanımları gittikçe çeşitlenmektedir. Günümüzde tasarruf edilmesi gereken en önemli iki madde; zaman ve yakıttır. Hangi amaçla üretilirse üretilsin tüm deniz araçlarının zaman ve yakıt yönünden tasarruflu olması amaçlanmaktadır. Bu yüzden üretilen tüm deniz araçları ihtiyaca göre daha da hızlı çalışabilecek şekilde üretilmektedirler. Hem askeri uygulamalarda hem de sivil uygulamalarda bu görülmektedir. Askeri amaçlı teknelerin hızları 60 knot ve üzerine çıkmaktadır. Bunlara örnek olarak Türkiye’de üretilen ani müdahale botları, hızlı karakol botları örnek verilebilir. Bu teknelerin durgun sularda 70 knot hızın üstüne, deniz durumu üçte ise 50 knot hızın üstüne çıkabilen modelleri bulunmaktadır. Askeri amaçlı teknelerden hariç sivil amaçlı tekneler de artık bu hızlara çıkmaktadırlar. Yüksek hızlı tekneler, zaman sıkıntısı olan kullanıcılar için ideal bir çözüm olmuştur. Motoryat üreticileri de kullanıcılar için hızlarını arttırmışlardır. Bunlara örnek olarak Ermis, Fortuna, 118 Wallypower gibi hızlı yatlar gösterilebilir. Farklı sevk sistemleri olan bu yatların hızları 50 ila 70 knot arasında değişmektedir. Yukarıda bahsettiğimiz askeri ve eğlence amaçlı hızlı teknelere ek olarak yeni tip farklı kullanım amaçlarına sahip tekneler de bulunmaktadır. Askeri ve sivil amaçlı yolcu taşımacılığında kullanılan hydrofoil tekneler de yüksek hızlara çıkabilmektedirler. Hydrofoil teknelere ek olarak SWATH(Small waterplane area twin hull), SES (Surface effect ship) ve hovercraft botlar gösterilebilir. Bu teknelerin hızları da 40 knota kadar çıkmaktadır. Hızları iyice artırılan teknelerin, özellikle askeri amaçlı teknelerin hangi deniz durumlarında, nerelerde ve ne gibi şartlarda çalışabileceği kestirilememektedir ve bu konuda bir kısıtlama olmasının önüne geçilmektedir. Gerek sivil amaçlı tekneler gerekse askeri teknelerden deniz şartları olabildiğince zorlayıcı da olsa görevlerini yerine getirmeleri beklenmektedir. Özellikle askeri tekneler için bu olmazsa olmaz bir özelliktir. Diğer yandan, günümüzde açık deniz yapılarının sayısı da artmış ve buna bağlı olarak bunlar için üretilen destek gemilerinin sayısı da gözle görülür bir

şekilde artmıştır. Bu destek gemilerinin de her şartta açık deniz petrol platformlarına ya da açık deniz rüzgar türbinlerine ulaşmaları istenmektedir. Tüm bu bahsettiğimiz teknelerden zorlu deniz şartlarında, hızlı olarak görevlerini başarılı bir şekilde yerlerine getirmeleri beklenmektedir. Bu yüzden bu tip gemi ve açık deniz yapılarının bu şartlar gözönüne alınarak dizayn edilmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, yakıt ve zamandan olabildiğince tasarruf sağlayabilmek için üretilen yüksek hızlı kompozit tekneler ele alınmıştır. Değindiğimiz gibi, deniz araçlarını hızlı ve yakıttan daha da tasarruf edecek şekilde dizayn ve imal etmek istiyorsak olabildiğince hafif üretmek önceliğimiz olmalıdır. Bu noktada deniz araçlarının imalat malzemesi ön plana çıkmaktadır. Seçeceğimiz malzeme deniz araçlarının performansına direkt etki etmektedir. Deniz araçlarının hafif olmasını isterken, tabi ki güvenliği de göz ardı edemeyiz. Malzemelerin minimum mekanik ve mukavemet özelliklerini karşılaması gerekmektedir. Bu durumda, kullanımı artık birçok sektörde iyice artan kompozit malzemeler denizcilik sektörü için de elverişli bir malzeme olmuştur. Yüksek hızlı teknelerde de kompozit malzemeler kullanılmaktadır. Yüksek hızlı kompozit teknelerin hafifliği ve yüksek hızlarda hizmet sunabilmeleri son yıllardaki üretimlerinin artmasına sebep olmuştur. Bu teknelerin zorlu deniz koşullarında, hızlı ve güvenli bir şekilde görevlerini yerine getirmeleri istenmektedir. Bu yüzden mekanik olarak bu şartlarda çalışmaya elverişli olmalılardır. Yüksek hızlı kompozit tekneler de diğer deniz araçlarında olduğu gibi seyir esnasında altı farklı doğrultuda hareket edebilir ve üç farklı ekseninde de şekil değiştirmelere maruz kalır. Daha önceleri, tekneler dizayn edilirken statik ya da statik gibi analizlerinden elde edilen sonuçlar kullanılırdı. Ancak gerçek deniz durumlarında tüm deniz araçları ve yüzer yapılar birçok dinamik kuvvetlere maruz kalmaktadırlar. Artık çalışmalar dinamik etkileri göz önünde bulundurarak yapılmaya başlanmıştır. Akışkan içindeki geminin dinamik davranışlarının incelenmesi Bishop ve Price (1979) 'ın çalışmasıyla tam olarak mümkün hale gelmiştir. Bu güçlü yaklaşım ile akışkanın dinamik etkileri de gözönüne alınarak geminin tamamındaki gerilme dağılımları tahmin edilmektedir ve çalışmalar daha çok zorlanan noktaların gemi orta kesitlerinden daha çok diğer bölümler olduğunu göstermektedir. Gemilerin baştan ve kıçtan yaklaşık %20 uzaklıktaki bölümleri dövünme kuvvetlerinin etkisiyle en çok zorlanmaya maruz kalan kısımlardır. Bu tanımlamadan yola çıkılarak bu çalışmada yüksek hızlı teknelerin dövünme kuvvetlerine maruz kalan baş kısımlarında oluşan hidrodinamik

basınç kuvvetleri incelenmiştir. Daha sonra ise yüksek hızlı teknelerde yapı malzemesi olarak sıkça kullanılmaya başlanan kompozit malzemenin mekanik davranışları incelenmiştir.

1.1 Tekne Baş Kısımlarında Oluşan Darbe Basınçları

Yukarıda bahsettiğimiz yüksek hızlı tekneler özellikle zorlu deniz koşullarında yüksek genlikli hareketlere maruz kalırlar. Teknenin hızı, rotası-istikameti, deniz koşulları gibi birçok faktör tekne başının denizden çıkmasına sebep olur. Tekne başının sudan çıktıktan sonra, belli bir hızla dalgaya-denize yeniden giriş yapması olayına dövünme denir. Bu durumda, tekne hidrodinamik darbeden dolayı oluşan basınçlara maruz kalır. Bu yükler bazen o kadar büyük olur ki, teknede geri dönülemez hasarlara neden olabilir. Yukarıda dövünmeden bahsederken tekne başının suya girmesi olarak genel bir ifade sunuldu. Daha doğru bir şekilde ifade edilecek olursa dövünme kuvvetleri, sadece tekne başının suya girip çıkması esnasında oluşmaz. Hidrodinamik darbe basıncının oluşmasına sebep olan dövünme olayı oluştuğu yerler göz önüne alınarak 4 ayrı tipte olduğu söylenebilir (Molland, 2008):

- 1) Karina Dövünmesi; tekne karinasının su yüzeyine çıkıp batmasıyla oluşur.
- 2) Baş yapı dövünmesi; Tekne baş kısmının suya girmesiyle oluşur.
- 3) Vuran dalga dövünmesi, tekne hızına bağlı olmaksızın var olan dalgaların tekne başına vurmasıyla oluşur.
- 4) Güverte dövünmesi; özellikle katamaran teknelerde iki gövdeyi birleştiren güvertede oluşan hidrodinamik darbedir.

Tekne baş yapıları, özellikle yüksek hızlarda seyrettikleri zaman, farklı büyüklükte statik ve dinamik yüklere maruz kalmaktadırlar. Bu yüzden, yukarıda bahsettiğimiz dövünme çeşitleri içinden baş yapıların dövünmesi incelenmiştir. Teknelerin dizayn ve üretim süreçlerinden önce maruz kaldıkları kuvvetlerin bilinmesi gerekmektedir. Bu bölümde teknelerin dövünmeden dolayı maruz kaldığı kuvvetler bulunacaktır. Bu kuvvetler yüksek hızlı teknelerin dizaynı esnasında mühendislere yardımcı olacaktır.

1.2 Kompozit Malzemelerin Mekaniki

Kompozit malzemeler, günümüzde havacılık sanayinden, denizcilik sanayine, savunma sektöründen enerji sektörüne kadar birçok farklı sektörde kullanılmaktadır ve her geçen gün kullanım alanları da kullanım miktarları da yaygınlaşmaktadır. En genel ifadeyle kompozit malzeme; iki farklı yapı ve tipteki malzemenin biraraya gelmesiyle oluşur. Bizim ise genellikle bahsettiğimiz kompozit malzemeler kuvvet taşıyıcı fiberlerden ve bu fiberleri bir arada tutan matris malzemelerinden oluşur. Bu malzemelerde esas yükleri taşıyıcılar fiberlerdir. Matris malzemeler ise fiberleri bir arada tutmak, etkiyen yükü dağıtmak gibi görevleri yerine getirir. Bu iki malzeme uygun sıcaklık ve basınç koşulları altında biraraya getirilerek karakteristik özellikleri bileşenlerinden daha iyi olan kompozit malzemeyi oluştururlar. Kompozit malzemelerin izotropik malzemelere göre en büyük özelliklerinden biri, fiberlerin açısını-dizilimini değiştirerek daha mukavim, daha rijit, yorulmaya dayanıklı, ya da ısı ve neme karşı daha dirençli malzemeler elde edilebilir olmasıdır. Kompozit malzemelerde ayrıca geleneksel malzemelere oranla çok daha yüksek dayanıklılık/ağırlık oranı bulunmaktadır. Bu özelliklerinden dolayı kompozit malzemeler hafif ve dayanıklı olmasını istediğimiz tüm mühendislik araçlarında kullanılmaya başlanmıştır. Yüksek hızlı teknelerin üretiminde de kompozit malzemeler kullanılmaktadır. Bu malzemeler bu farklı kullanım alanlarında farklı tip statik ve dinamik yüklere maruz kalmaktadır. Bu yüzden, bu malzemelerle imal edilecek yapılar dizayn edilmeden ve üretimine başlanmadan önce, bu tip malzemelerin nasıl davranacaklarının bilinmesi gerekir. Lineer statik analiz yardımıyla, plak gerilmeleri ve deformasyonları hakkında bilgi sahibi oluruz. Titreşim analizi, yapılar için bir diğer önemli konudur. Her deniz taşıtı titreşir ve mühendisler bu titreşimin doğal frekanslarını, titreşim modlarını bilmelidirler. Kompozit malzemelerin davranışında meydana gelecek olan bu değişiklikleri üretimlerden önce biliyor olmak, mühendislere maliyet ve zaman açısından avantajlar sağlayacaktır.

1.3 Literatür Taraması

Bu çalışmada temel amaç yüksek hızlı kompozit teknelerin maruz kaldığı kritik kuvvetleri belirlemek ve yüksek hızlı teknelerin imalatında kullanılan kompozit malzemelerin statik ve doğal titreşim özelliklerini belirlemektir. Bu işlemler için

yüksek hızlı teknelerin, en kritik yüklemelere maruz kalan baş kısımları referans alınmıştır. Bu kısımların maruz kaldığı dövünme kuvvetleri hakkında ve kompozit malzemelerin statik ve dinamik davranışları hakkında birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmanın amacı, tüm bu çalışmalara ufak bir katkı yapmak ve yüksek hızlı tekneler için kullanılmasını sağlamaktır.

1.3.1 Hidrodinamik darbe basıncı

Von Karman (1929), hidrodinamik darbe basınçlarını, deniz uçaklarının suya inişi hakkında yaptığı çalışmasıyla ilk inceleyen insanlardan biri olmuştur. Yaptığı çalışmada darbeyi, yapıyı 2 boyutlu V şeklinde kabul ederek durgun suya inen deniz uçağının üzerinde analizler yapmıştır. Bu çalışmayı Wagner'in (1932) çalışması izlemiştir. Von Karman su yükselişini hesaba katmayarak ek su kütlesini hesaplamıştır, Wagner ise su yükselişini hesaplayarak daha gerçekçi sonuçlar elde etmiştir. Yalnız Wagner'in bu çözümlerinde plaka kenarlarında tekillik bulunmaktadır. Wanatabe (1986), Wagnerin çözümündeki bu tekillikleri düzeltecek şekilde bir dahili alan problem tanımlayarak, asimptotik yaklaşımla çözüm geliştirmiştir. Cointe ve Armand (1987) silindirlerin darbe basıncıyla ilgili çalışma yapmışlardır. Daha sonra daha genel iki boyutlu yapılar için Cointe (1989), Wagner'in tekilliklerinden kaçınarak, dâhili ve harici alan problemleriyle kapalı formda darbe basınçlarını bulmuştur. Howison ve diğerleri (1991), Cointe'nin çalışmasını geliştirerek, jet kalınlığı, jet yüksekliği ve hızı tanımlamışlardır. Peseux (2005), Cointe'nin yaklaşımıyla çözümler geliştirmiştir ve elde ettiği sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmıştır. Zhao ve Faltsen (1993), iki boyutlu yapıların suya girişi için nonlinear sınır eleman methoduyla bir çözüm geliştirmişlerdir. İki boyutlu yapıların hidrodinamik darbesi hakkında birçok deneysel çalışma da yapılmıştır. Chuang (1970), yaptığı deneylerle oluşan maksimum darbe basınçlarının değerlerini tespit etmiştir.

1.3.2 Kompozit malzemelerin mekaniği

Kompozit malzemeler denizcilik sektöründe farklı uygulamalarda kullanılmaktadır. Selvaraju ve Ilaiyavel (2011) denizcilik sektöründeki bu kullanım alanlarından bahsetmişlerdir. Sheno (2011) kompozit malzemelerin geleceği hakkında çalışmalar yapmış ve kompozit malzemelerin denizcilik sektöründe kullanımının daha da artacağını belirtmiştir. Scott (1996), kompozit teknelerin dizaynı üzerinde çalışmış ve

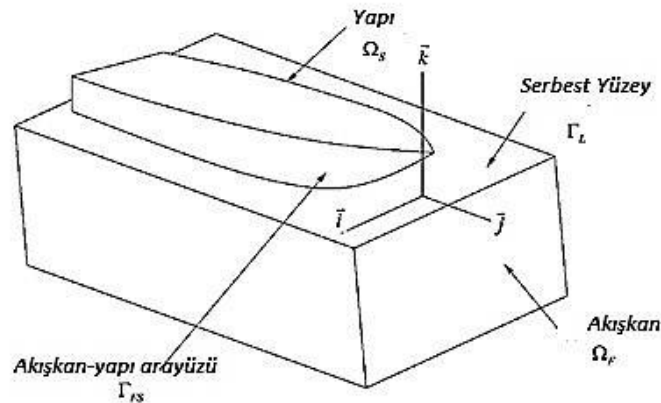
bir teknenin gövde, güverte ve makine yatağı gibi farklı noktalarındaki çökme limitlerini belirtmiştir. Deniz araçlarında en çok kullanılan yapısal eleman plakalardır. Bu yüzden, kompozit plakalar hakkında literatürde çok fazla çalışma bulunmaktadır. Mahmood (1989), sonlu elemanlar yöntemiyle plaklar için çözüm yöntemleri geliştirmiştir. Saraçoğlu ve diğerleri (2011) sonlu farklar yöntemini kullanarak kompozit plakaların statik analizini yapmışlardır. Özdemir ve diğerleri(2012) kompozit plakların kritik burkulma yükleri üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Leissa (1973), çalışmasında dikdörtgen plakaların doğal titreşim analizini yapmıştır. Altunsaray ve Bayer (2012) kompozit plakların serbest titreşimi üzerinde çalışmışlardır. Lin ve King (1974) ise simetrik olmayan plakalar üzerinde çalışma yapmışlardır..

2. HİDRODİNAMİK DARBE BASINCI

Bu bölümde kompozit teknelerde dövünme esnasında oluşan hidrodinamik darbe basınçlarını hesaplayacağız. Bu tanımlama sırasında hidrodinamik darbe kuvvetlerinin farklı parametrelere göre dağılımını inceleyeceğiz. Bu parametreler daha sonra ayrıntılı olarak açıklanacaktır.

2.1 Problemin Tanımı

Öncelikle hidrodinamik darbe basıncı problemini oluşturmak için yapılan kabuller ve tanımlanan denklemleri inceleyelim. Ω_s sembolü ile gösterilen yapıımız, Ω_F sembolü ile gösterilen akışkan ile etkileşim halindedir. Bu etkileşimin sınırı ise $\partial\Omega_s$ ile gösterilir. Akışkanın serbest yüzeyi ise Γ_L ile ifade edilmektedir. Akışkanın sınırı tanımlanmış olabilir ya da olmayabilir. Eğer, akışkan sınırsız ise; problem, yapıdan yeteri kadar uzakta yapay bir akışkan sınırı Γ_∞ tanımlanarak yaklaşık olarak çözülür. Yeteri kadar uzakta olmasının sebebi, bu yapay sınırın darbenin gerçekleştiği bölgeye olan etkisinin ihmal edilebilir olmasındandır. Bu koşullar altında, bu sınır üstünde, sonsuz sınır koşulları uygulanabilir. Şekil 2.1’de genel problemin tanımı gösterilmiştir. Akışkan ve yapı aynı koordinat sistemindedir.



Şekil 2.1 : Genel problemin geometrik tanımı.

Hidrodinamik darbe esnasında, akışkan-katı etkileşiminin olduğu alan (ıslanmış yapının yüzeyi) Γ_{FS} ile gösterilmiştir. Bu alan hem yapının sınırlarını $\partial\Omega_s$ hem de, başlangıçtaki akışkan serbest yüzeyini Γ_L içermektedir. Bu problemin öncelikli zor kısmı; akışkan katı etkileşiminin olduğu alan ile serbest su yüzeyinin teknenin suya darbesi (girmesi) esnasında değişmeleridir. Dolayısıyla bu değerler başlangıçta bilinmeyen değerlerdir. Başlangıçta, akışkanın matematiksel tanımı şu şekilde yapılmıştır:

- (a) Akışkan başlangıçta durgun olarak kabul edilmiştir.
- (b) Akışkanın viskoz değildir (Viskozite μ sıfırdır)
- (c) Akışkan sıkıştırılamazdır (Yoğunluk ρ_f sabittir)
- (d) Akış irrotasyonel akım olarak kabul edilmiştir.

Böylece hız $\overrightarrow{rot} \vec{v} = \vec{0}$ ile ifade edilebilir. Bunlara ek olarak hidrodinamik basınca maruz kalan yapımızın sonsuz rijitlikte olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda yapıda oluşacak değişimlerin, basınç değişimine sebep olduğu hesaplamalara katılmamıştır. Yerçekimi kuvveti ihmal edilmiştir. Dövünme esnasında yapı ile serbest su yüzeyi arasında oluşabilecek hava sıkışmaları (air trapped) ihmal edilmiştir. Sheng-Lun Chuang (1970) hidrodinamik darbe basınçları üzerine yaptığı deneylerde ne zaman katı ile akışkan arasında hava sıkışmasının yaşanacağını açıklamıştır. Akışkanın ataleti tüm bu kuvvetleri domine ettiğinden dolayı, şimdiye kadar yapılan bir çok çalışmada bu kabuller yapılmıştır (Korobkin ve Pukhnachov, 1988). Hidrodinamik darbe basıncı problemi de daha önce bir çok araştırmacı tarafından çalışılmıştır (Wagner 1936; Li ve Sigimura, 1967; Korobkin ve Pukhnachov, 1988).

Yapılan bu kabuller ve notasyonlarla, kütle ve momentum korunumu denklemleri hareket halindeki akışkan elementinin hızına göre yazılır. Sıkıştırılamayan akışkan için yoğunluk sabittir ve temel iki hidrodinamik denklemleri, diğer bir adıyla süreklilik denklemleri şu şekilde yazılabilir:

Kütle ve Momentum:

$$\text{div } \vec{v} = 0 \quad (2.1)$$

Momentumun Korunumu:

$$\rho_f \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla p + \vec{f}_f \quad (2.2)$$

Akış başlangıçta durgun ve irrotasyonel olduğundan dolayı, Kelvin'in sirkülasyon teoremine göre irrotasyonel olmaya devam edecektir. Böylece burada bir hız potansiyeli $\Phi(x, z, t)$ oluşmaktadır.

$$\vec{v} = \nabla \Phi = \frac{\partial \Phi}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial \Phi}{\partial y} \vec{j} \quad (2.3)$$

Akışkanın sıkıştırılamaması durumu $\nabla \cdot \vec{v} = 0$ (kütlenin korunumu denklemi ile beraber) akışkanda Laplace denklemini sağlar:

$$\Delta \Phi = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} = 0 \quad (2.4)$$

Denklem (2.3) teki akışkan hızını, denklem (2.2)'deki momentumun korunumuna eklersek, hız potansiyeli cinsinden Bernoulli denklemini elde etmiş oluruz:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{1}{2} (\nabla \Phi)^2 + \frac{p}{\rho_f} + gz = 0 \quad (2.5)$$

2.1.1 Sınır koşulları

Bu bölümde akışkan farklı sınırlardaki başlangıç ve sınır şartları belirtilmiştir. Serbest su yüzeyinde Γ_L basınç sıfırdır. Yerçekimi etkilerini ihmal ettiğimiz zaman Denklem (2.5)' te belirttiğimiz Bernoulli denklemi şu halini alır:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} (\nabla \phi)^2 = 0 \quad (2.6)$$

Akışkanın serbest yüzeyi malzeme yüzeyidir, yani hacim aynı kalırken şekil değişebilir. Eğer serbest yüzeyin ilk pozisyonuna göre yükselişini $y=h(x, y, t)$ ile gösterirsek, malzeme yüzeyinin durumu şu şekilde olur:

$$\frac{d}{dt} (y - h(x, y, t)) = 0 \quad (2.7)$$

Akışkan ile katının etkileştiği yüzeyde katı ile akışkanın hızları birbirine eşittir:

$$\vec{v} \cdot \vec{n} = \vec{V}_s \cdot \vec{n} \quad (2.8)$$

Burada $\vec{V}_s$ katının (yapının) hızıdır. Eğer biz bu denklemi (2.8) akışkanın hızı teriminin yerine hız potansiyeli ile yazarsak, şu halini alır:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial n} = \vec{V}_s \cdot \vec{n} \quad (2.9)$$

Serbest yüzey üzerindeki kinematik sınır koşulu yüzey üzerindeki akışkan taneciğinin yüzey üzerinde kalmaya devam ettiğini ifade eder:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial n} = \vec{V}_s \cdot \vec{n} \quad \text{yada} \quad \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial \Phi}{\partial x} \frac{\partial h}{\partial x} - \frac{\partial \Phi}{\partial y} = 0 \quad (y=h(x,t)) \quad (2.10)$$

2.1.2 Başlangıç koşulları

Darbenin olmaya başladığı $t=0$ anında başlangıç koşulları ve darbenin meydana geldiği bölgeden uzak alanın da davranışı tanımlanmalıdır. Başlangıç zamanında akım yoktur, yani $t=0$ 'da $\nabla \Phi = 0$ 'dır. Başlangıç zamanındaki potansiyel sıfıra eşitlenir:

$$\Phi(x, y, z, 0) = 0 \quad (2.11)$$

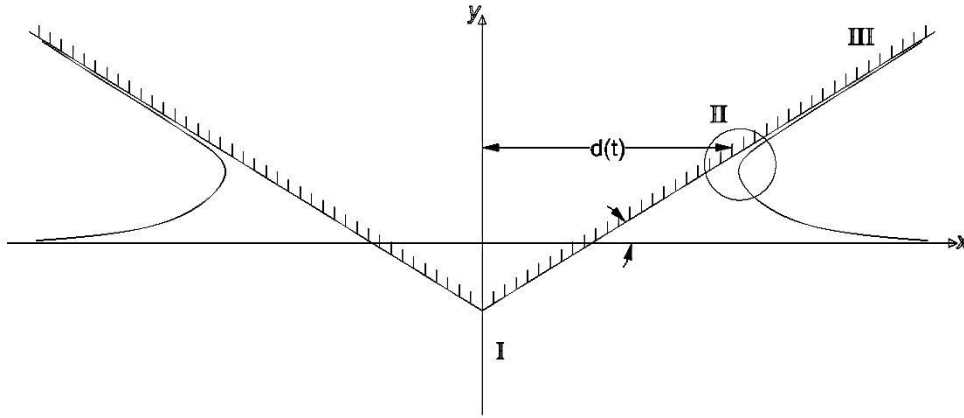
Aynı zamanda başlangıç zamanında serbest yüzey durgundur:

$$h(x, y, 0) = 0 \quad (2.12)$$

2.2 Analitik Formülasyon

Hidrodinamik darbe problemlerinin tanımlanması ve çözümü eskilere dayanır ve birçok çalışmada bu problemler tanımlanmış ve çözülmüştür. Bu konudaki ilk çalışmalar daha önce de bahsettiğimiz gibi Wagner ve Von Karman'ın çalışmalarıdır. Bu bölümde analitik çözümün dayandığı basamakları inceleyip, Wagner yaklaşımına uygun olarak problemimizi çözeceğiz. Birçok çalışmada olduğu gibi bu çalışmada da modelimiz iki boyutlu ve rijit olarak kabul edilmiş basit geometrilerden oluşmaktadır. Cointe(1989), Wilson (1989) ve Peseux (2005), keskin hatlara sahip olmayan rijit yapılar için bu asimptotik analizleri yapmışlardır. Bu bölümde de bu çalışmaların ışığında analitik formülasyon gerçekleştirilmiştir. Bu analiz esnasında geçen süreye, yani yapının suya batan kısmına bağlı olarak ıslanan alan üzerinden analizler yapılmıştır. Bu analiz yaklaşımına göre hidrodinamik darbenin gerçekleştiği kısım Şekil-2 de gözüktüğü gibi üç alana ayrılmıştır.

- (i) Uzak bölge; bu bölgede oluşan akış ile bilinmeyen bir derinlikte yüzen, sınırsız akışkan içindeki panel etrafında oluşan akış ile benzerdir. Problemin bu kısmına harici alan problemi denebilir.
- (ii) Akışkan yapı ile temas ettiği andan dönerek bir ince jet akımı oluşturur. Akışkanın döndüğü bu bölgede sprej-püskürtme oluşmaktadır. Problemin bu kısmına ise dahili alan problemi denebilir.
- (iii) Jet akış alanı; bu alandaki ince akışın hidrodinamik basınca olan katkısı net değildir ve hesaplamalara katılmamıştır.



Şekil 2.2 : Hidrodinamik darbe alanları.

2.2.1 Harici alan problemi

Hidrodinamik darbe problemlerinin çözülmesinde potansiyel akım teoreminden faydalanılmaktadır. Denklem (2.4)'te akışkanın sıkıştırılmaz olduğu durumda Laplace denklemini sağladığını göstermiştik. Harici alan problemlerini tanımlamak için Denklem (2.4), (2.6), (2.7), (2.9) kullanılmıştır.

$$\Delta\Phi = \frac{\partial^2\Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\Phi}{\partial y^2} = 0 \quad (y < 0) \quad (\text{Akışkan : } \Omega_F) \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial\Phi}{\partial y} = -V \quad (x < d(t)) \quad (\text{Akışkan-katı ortak yüzeyi: } \Gamma_{FS}) \quad (2.14)$$

Burada V yapının dikey hızını ifade etmektedir.

$$\frac{\partial\Phi}{\partial y} = \frac{\partial h}{\partial t} \quad (x > d(t)) \quad (\text{Akışkan serbest yüzeyi: } \Gamma_L) \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} = 0 \quad (x > d(t)) \quad (\text{Akışkan serbest yüzeyi: } \Gamma_L) \quad (2.16)$$

Peseux (2005), basınç denklemini lineerleştirilmiş Lagrange eşitliği şeklinde şu şekilde yazmıştır:

$$p = -\rho_f \frac{\partial \Phi}{\partial t} \quad (2.17)$$

Peseux'un bu çalışmasında, denklem (2.13), (2.14), (2.15), (2.16) da verilen sınır koşulları ile hız potansiyeli için Neumann-Dirichlet problemi olarak sunulmuştur. Lamb (1932), bu problemin çözülebilmesi için kompleks hız terimlerini içeren kompleks potansiyeller tanımlamıştır. Peseux da çalışmasında, bu kompleks fonksiyonları kullanarak hız potansiyeli fonksiyonlarını analitik olarak çözmüştür. Bu şekilde hız potansiyeli şu halini almıştır:

$$\Phi = -V \sqrt{d^2(\tau) - x^2(t)} \quad (2.18)$$

Hız potansiyeli denklem (2.18)' deki gibi yazıldıktan sonra kinematik sınır koşulunu bu eşitliği kullanarak şu şekilde yazabiliriz:

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -1 + \frac{x}{\sqrt{x^2 - d(t)^2}} \quad (2.19)$$

Denklem (2.11) ve (2.12)'de belirtilen başlangıç koşullarını kullandığımız zaman, serbest yüzey yükselmesi dikey hız cinsinden şu şekilde ifade edilebilir:

$$h(x, t) = -Vt + V \int_0^t \frac{x}{x^2 - d^2(\tau)} d(\tau) \quad (2.20)$$

Basınç asimptotik seriler şeklinde genişletilir ve aynı şekilde hız potansiyelleri de asimptotik seriler şeklinde açılarak Bernoulli denkleminin içine yerleştirilirse, harici alandaki basınç şu şekilde yazılabilir:

$$p_o(x, t) = \rho_f \frac{Vd(t)\dot{d}(t)}{\sqrt{d^2(t) - x^2}} \quad (2.21)$$

Burada d(t) plakalar üzerinde ıslanan alanın x eksenindeki projeksiyonudur. Şekil 2'den görüldüğü üzere, bu mesafe su yüzeyinin projeksiyonunu ifade etmektedir. Gerçek olayda plağın ıslandığı alan daha da büyüktür. Ama oluşan akım ince bir şekilde ilerlemektedir ve basınç katkısı hakkında net bir analitik çözüm

bulunmamaktadır. Daha önce de belirttiğimiz üzere hidrodinamik basıncın oluşumu üç bölgede incelenmiştir. Harici alanda oluşan (outer pressure) basınç değeri denklem (2.21)'deki gibidir. Bu denklemdeki $d(t)$ kesit formuna ve doğal olarak yapının hızına göre değişmektedir. Wagner (1932) 'in çalışmasından bu ifade şu şekilde çıkarılabilmektedir:

$$d(t) = \frac{V\pi t}{2 \tan(\beta)} \quad (2.22)$$

2.2.2 Dahili alan problemi

Hidrodinamik darbe problemin çözümünde basıncı önemli bir şekilde etkileyen diğer kısım akışkanın katı ile temasında biriktiği-toplandığı alandır. Şekil 2' de gösterildiği gibi II numaralı alan dahili alan olarak şimdiye kadarki birçok çalışmada isimlendirilmiştir. Wilson (1991), Zhao ve Faltinsen(1993), Oliver (2002) bu alanda çeşitli yaklaşımlarla çözümler gerçekleştirmişlerdir. Bu çözümlere göre jet akımın kalınlığı şu şekilde ifade edilebilir:

$$\delta(t) = \frac{\pi V^2 d(t)}{8 \dot{d}^2(t)} \quad (2.23)$$

Dahili alanda oluşan basıncı Wagner(1932) şu şekilde ifade etmiştir:

$$p_i(x, y, t) = \frac{2\rho_f \dot{d}(t)^2 \sqrt{u}}{(1 + \sqrt{u})^2} \quad (2.24)$$

Burada u bilinmeyinini şu ifadeden yola çıkarak bulabiliriz:

$$x - d(t) = \frac{\delta(t)}{\pi} \left(-\ln u - 4\sqrt{u} - u + 5 \right), \quad u \in [0; \infty] \quad (2.25)$$

2.2.3 Ortak çözüm

Yukarıdaki (2.21) ve (2.24) ifadelerinde sırasıyla harici alan ve dahili alan basınçları bulunmuştur. Bu alanlar ortak bir kesişim alanına sahiptirler. Harici alan basıncı orijinin etrafında Taylor açılımıyla çözülmüştür. Dahili alan basıncı ise ıslak yüzeyle serbest yüzeyin kesiştiği alanın etrafında bir çözüme sahiptir. Van Dyke (1975) ve Zhao ve Faltinsen(1993) bu iki çözümün ortak bir basınca sahip olduğunu açıklamışlar ve bu basıncın bulunması için çözümler ileri sürmüşlerdir. Zhao ve

Faltinsen x , $d(t)$ 'ye yaklaşırken harici basıncın dahili basınçla aynı asimptotik yaklaşımı sergileyeceğini söylemiş ve şu ortak çözümlü sunmuşlardır:

$$p_c = \rho_f \frac{Vd(t)\dot{d}(t)}{\sqrt{2d(t)(d(t)-y)}} \quad (2.26)$$

Harici basınç $P_{outer}(x,t)$ ve dahili basınç $P_{inner}(x,y,t)$ beraber P_{impact} olarak ifade edilen bir basınç dağılımı oluştururlar. Denklem (2.26)'daki ortak basınç ifadesi $P_{common}(x,t)$ bu toplamdan çıkarılmalıdır:

$$P_{impact} = P_{outer}(x,t) + P_{inner}(x,y,t) - P_{common}(x,t) \quad (2.27)$$

Böylece hidrodinamik darbeden doğan basınç ifadesi şu şekilde yazılabilir:

$$P_{impact} = \rho_f \frac{Vd(t)\dot{d}(t)}{\sqrt{d^2(t)-x^2}} + \frac{2\rho_f\dot{d}(t)^2\sqrt{u}}{(1+\sqrt{u})^2} - \rho_f \frac{Vd(t)\dot{d}(t)}{\sqrt{2d(t)(d(t)-y)}} \quad (2.28)$$

2.3 Analiz Parametreleri

Tekneler dövünme esnasında hidrodinamik basınçlara maruz kalırlar. Suya batıp çıkma esnasında bu basınca en çok maruz kalan kısım teknelerin baş kısımlarıdır. Bu çalışmada teknelerin baş kısımları V şeklinde alınmıştır. Bu kabul, dövünme esnasında oluşacak olan hidrodinamik basınçların analitik yollarla hesaplanma kolaylığını getirmiştir. Bu çalışmada, teknemizin kompozit malzemeden üretildiği kabul edilerek V şeklindeki yapı iki dikdörtgen kompozit panelden modellenmiştir. Yapılan bu modelleme gayet makuldur, çünkü birçok hızlı tekne gövdeleri şu anda V şeklinde üretilmektedir. Bunlara örnek verecek olursak 60 knot hız yapan 36 metre boyundaki Wally 118 teknesi gösterilebilir. Bu teknenin baş kısımdaki gövdesi 22 derece açıyla V şeklinde dizayn edilmiş ve üretilmiştir. Ayrıntılarına Wally markasının resmi web sitesinden de ulaşılabileceği gibi teknenin üretim malzemesi kompozittir. Bu durum, yaptığımız kabullerin var olan fiziksel durumlarla benzerlikler taşıdığını göstermektedir.

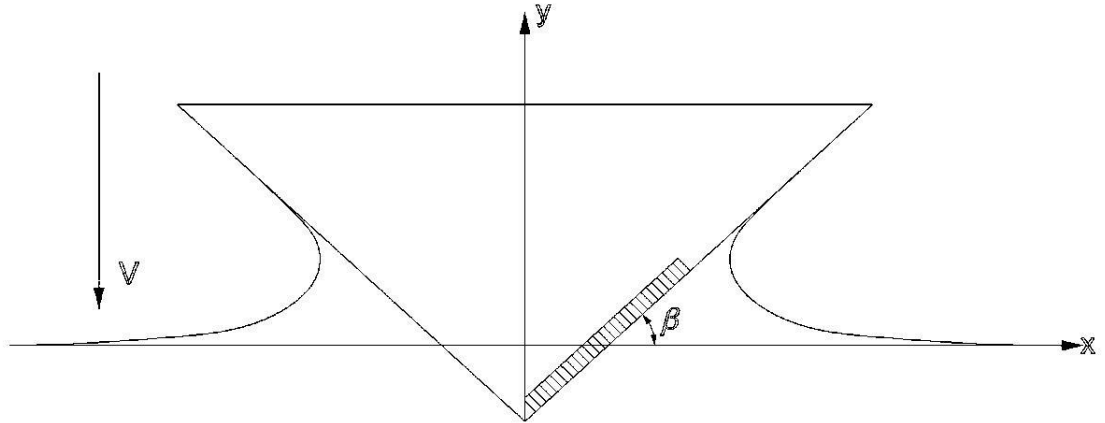


Şekil 2.3 : Wally 118.

Basınçların hesaplanması esnasında coupling etkileri dikkate alınmamıştır. Yani hidrodinamik basınçlar hesaplanırken yapı rijit olarak kabul edilmiştir. Hidrodinamik basınç kuvvetlerinin oluşumunu etkileyen iki temel parametre şunlardır:

- 1) Yapının dikey suya giriş hızı V
- 2) Yapının suya giriş açısı β

Aşağıda şekil 2.4'te V şeklinde alınan modelin iki boyutlu hali gösterilmiştir.



Şekil 2.4 : İki boyutlu model.

Bu çalışmada suya giriş hızları sabit olarak kabul edilmiştir, yani, tekne su ile temas ettikten sonra da aynı hızla batmaya devam edecektir. Parametrik bir çalışma yapılmıştır ve aşağıda Çizelge 2.1'de gösterilen hızlar hesaba katılmıştır.

Çizelge 2.1 : Dikey suya dalış hızları.

	V_1	V_2	V_3	V_4	V_5
Hız (m/s)	0,2	0,5	1	1,5	2

Bu çalışmada analizler bu hızlara göre yapılmıştır. Ancak daha sonra belirtileceği üzere, basınç dağılımları boyutsuz halde de sunulmuştur. Bu değerler kullanılarak Çizelge 2.1 de gösterilen hız değerlerinden farklı değerler için de basınç değerleri hesaplanabilir. Yukarıda da belirttiğimiz gibi, teknenin suya dalış hızının, tekne suya girdikten sonra da sabit kaldığı kabul edilmektedir. Eğer hızın sabit kalmadığını düşünerek, yani hızın da zamana bağlı olarak azaldığını göz önünde bulundurarak hesaplama yapmak isteyen araştırmacılar için Wilson (1991) harici basıncı şu şekilde ifade etmiştir:

$$p_o(x,t) = \rho_f \frac{Vd(t)\dot{d}(t)}{\sqrt{d^2(t) - x^2}} + \rho_f \dot{V}(t)\sqrt{d^2(t) - x^2} \quad (2.29)$$

Hidrodinamik darbe basıncını etkileyen bir diğer önemli faktör ise, Yapının suya giriş açısıdır(deadrise angle). Bu açı, panelimizin ıslanma, suya girme zamanını direkt olarak etkileyen bir parametredir.



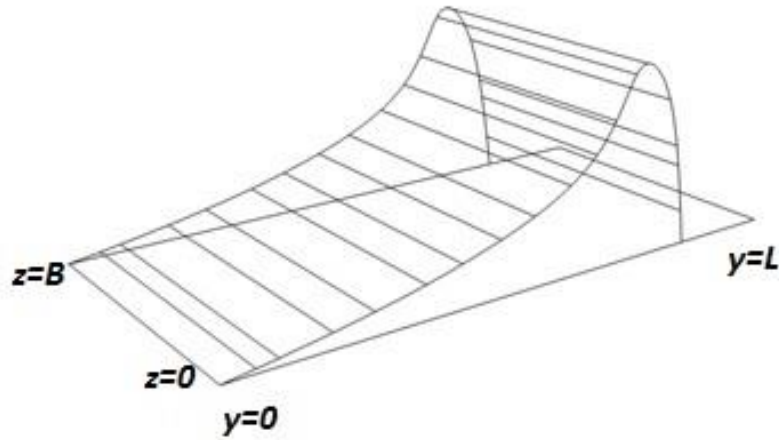
Şekil 2.5 : Suyu giriş açısı (a) 5 derece (b) 15 derece (c) 30 derece.

Suya giriş açısının küçük olduğu durumlarda, ıslanma daha hızlı gerçekleşir. Aynı zamanda açıya bağlı olarak basıncın büyüklüğü ve dağılımı da değişmektedir. Suyu giriş açısı büyüdükçe, bir bölgede hidrodinamik basıncın yoğunlaşması azalır, keskin basınç artışları yaşanmaz. Bu durumları daha sonra çıkan sonuçlarımızda da inceleyeceğiz. Bu çalışmada bizim kullandığımız suya giriş açıları şu şekildedir:

Çizelge 2.2 : Suyu giriş açıları.

	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5
Açı (derece)	5°	10°	15°	30°	45°

Bu çalışmada, diğer birçok çalışmada olduğu gibi, V formundaki yapının suya olabildiğince düzgün ve dik girdiği kabul edilerek basıncın y eksenine doğrultusunda değiştiği kabul edilmiştir.



Şekil 2.6 : Basıncı dağılımı.

Şekil 2.6'dan da görüleceği üzere, $y=0$ ve $y=L$ sınırları enine stifnerlere karşılık gelmektedir. $Z=0$ ve $Z=B$ sınırları ise boyuna stifnerlere karşılık gelmektedir. Bu durumda eğer panellerimizdeki kenar oranları 1 den büyükse ($y/z>1$) tekne enine stifnerli sisteme sahiptir. Eğer küçükse boyuna stifnerlidir. Bizim panellerimiz 1 ve 1 den büyük kenar oranlarına sahiptir. Kenar oranları suya giriş süresini değiştirerek hidrokinamik darbe basıncını değiştirirler. Aynı zamanda kenar oranları, panellerin doğal frekanslarını da değiştirmektedir. Doğal frekansa olan etkilerini Bölüm 3'te inceleyeceğiz. Bu çalışmada incelediğimiz kenar oranları Çizelge 2.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 2.3 : Kenar oranları.

Panel	Kenar Oranı	Y(m)	Z(m)
Panel #1	1	0,5	0,5
Panel #2	2	1	0,5
Panel #3	3	1,5	0,5
Panel #4	4	2	0,5
Panel #5	5	2,5	0,5

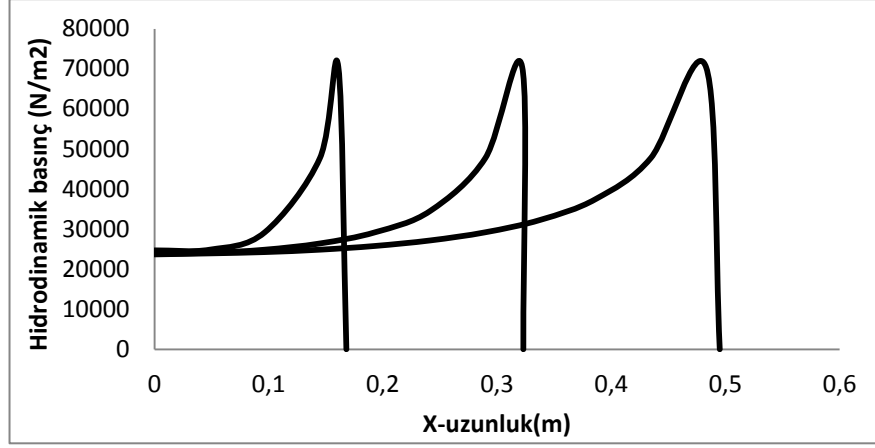
Hidrodinamik darbe basınçları aşağıda belirtilen düşey suya dalış hızı, suya giriş açıları ve panellerin uzunluğuna göre üç farklı parametrede hesaplanmıştır. Çizelge 2.4'te tüm parametreler toplu olarak gösterilmiştir.

Çizelge 2.4 : Hidrodinamik basınç parametreleri.

V(m/s)	0,2	0,5	1	1,5	2
β (derece)	5	10	15	30	45
Uzunluk(m)	0,5	1	1,5	2	2,5

2.4 Hidrodinamik Basınç Çıktıları

Hidrodinamik basınç değerleri iki farklı şekilde sunulmuştur. İlk olarak, paneller üzerinde farklı zamanlarda oluşan basınç dağılımları sunulmuştur. Basınç panel üzerinde ilerlerken farklı zamanlarda, farklı basınç dağılımları oluşmaktadır. Aşağıda Şekil 2.7'de bunun için örnek bir basınç dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 2.7 : Üç farklı zamanda hidrodinamik basınç.

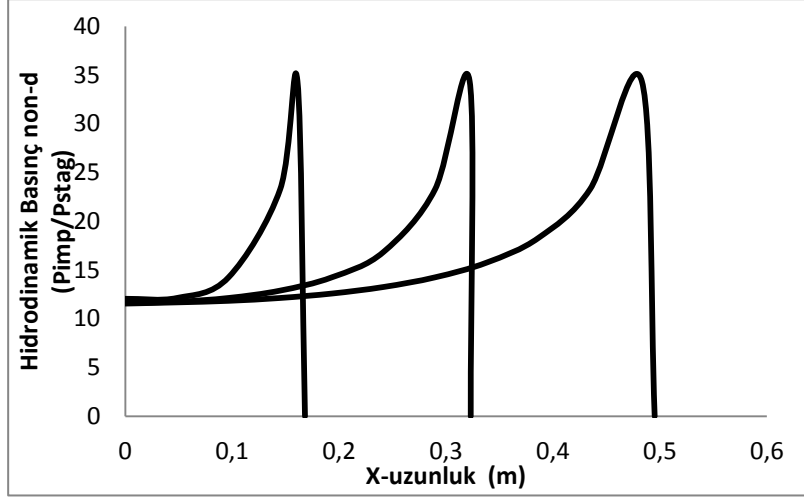
Şekil 2.7 de örnek olarak 15 derece suya giriş açısına sahip, 2 m/s hızla suya giren 0,5 metre uzunluğundaki bir plak için üç farklı zamandaki basınç dağılımı gösterilmiştir. Panelin toplam ıslanma süresi, suya dalış süresi; panelin boyuna, suya giriş hızına ve suya giriş açısına göre değişmektedir. Bu durumda panelin toplam suya giriş süresini şu şekilde yazabiliriz:

$$T_{wet} = \frac{2L \sin \beta}{V\pi} \quad (2.30)$$

Biz sonuçları daha iyi organize etmek ve analizleri kolaylaştırmak için basınç değerlerini boyutsuz hale getirebiliriz. Yani belli açılarda boyutsuz değerler elde ederek, o açıda istediğimiz hız değerine karşılık gelen basınç değerini bulabiliriz. Basınç değerlerini boyutsuzlaştırmak için durgunluk basıncı (stagnation pressure) ifadesi kullanılabilir. Gerçek basınç değerleri bu ifadeyle bölünerek hıza bağlı olmayan basınç değerleri elde edilir.

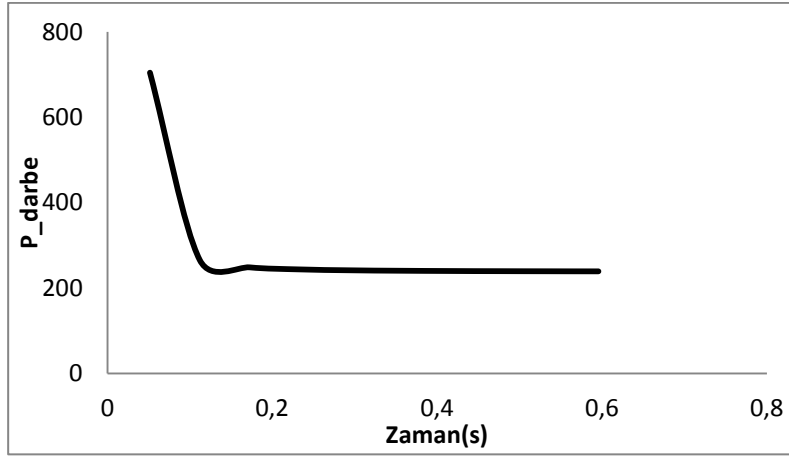
$$P_{stagnation} = \frac{\rho_{water} V^2}{2} \quad (2.31)$$

Bu durumda şekil 2.7 de gösterdiğimiz basınç dağılımını hıza bağlı olmaksızın şu şekilde gösterebiliriz.

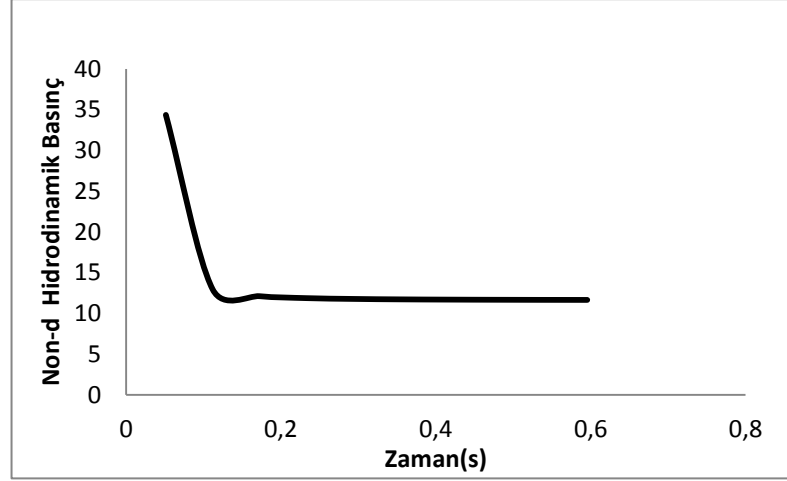


Şekil 2.8 : Üç farklı zamanda boyutsuz hidrodinamik basınç.

Hidrodinamik darbe basınç değerlerinin bir diğer sunum şekli, bir nokta üzerindeki basıncın zamana göre değişiminin gösterilmesi şeklindedir. Bu sistemde, toplam ıslanma süresi bilinmektedir ve plak üzerinde belirlenen bir noktanın zamana bağlı olarak maruz kaldığı hidrodinamik basınç gösterilmektedir.



Şekil 2.9 : 15 derece plaktaki bir noktada zamana göre basınç değişimi.



Şekil 2.10 : 15 derece plakta boyutsuz basınç değişimi.

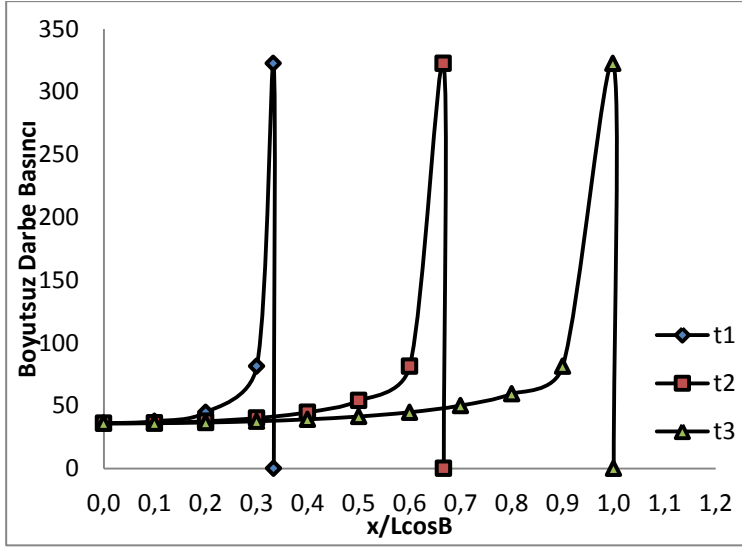
2.4.1 Hidrodinamik basıncın belirli zamanlarda panel üzerinde dağılımı

Aşağıdaki sonuçlarda beş farklı suya giriş açısına göre hidrodinamik darbe basınçları verilmiştir. Hidrodinamik darbe basınçları, daha önce bahsettiğimiz gibi, yapının suya giriş hızlarına da bağlıdır. Sonuçları sunarken, hidrodinamik darbe basınçları, denklem(2.31)'de verilen durgunluk basıncı kullanılarak boyutsuz hale getirilmiştir. Ayrıca plak üzerindeki konum, basıncın yeri, panel boyuna bölünerek boyutsuz hale getirilmiş ve birim boyda sunulmuştur. Basınç değerleri üç farklı zaman için t_1 , t_2 , t_3 verilmiştir. Bu zamanlar panelin toplam suya dalış süresine göre hesaplanmıştır.

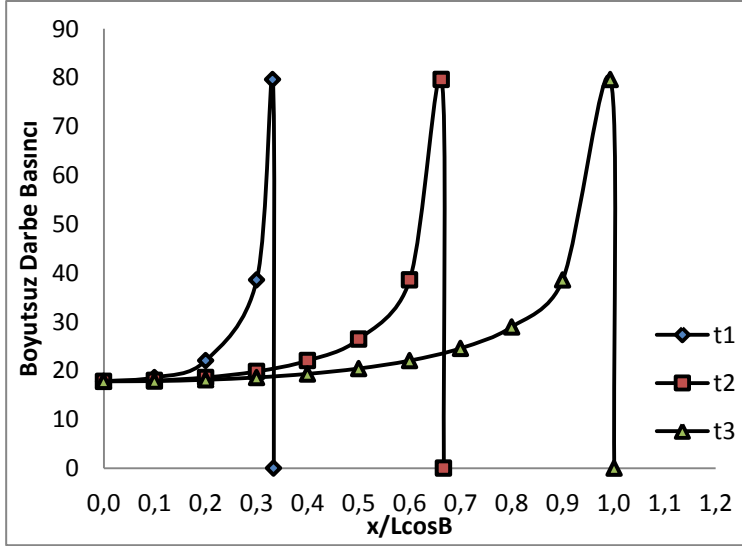
$$t_1 = \left(\frac{1}{3}\right) \frac{2L \sin \beta}{V\pi} \quad (2.32)$$

$$t_2 = \left(\frac{2}{3}\right) \frac{2L \sin \beta}{V\pi} \quad (2.33)$$

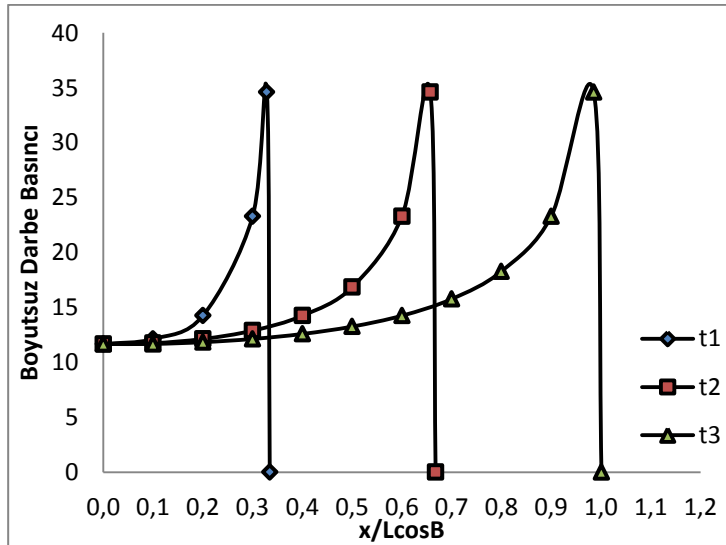
$$t_3 = \frac{2L \sin \beta}{V\pi} \quad (2.34)$$

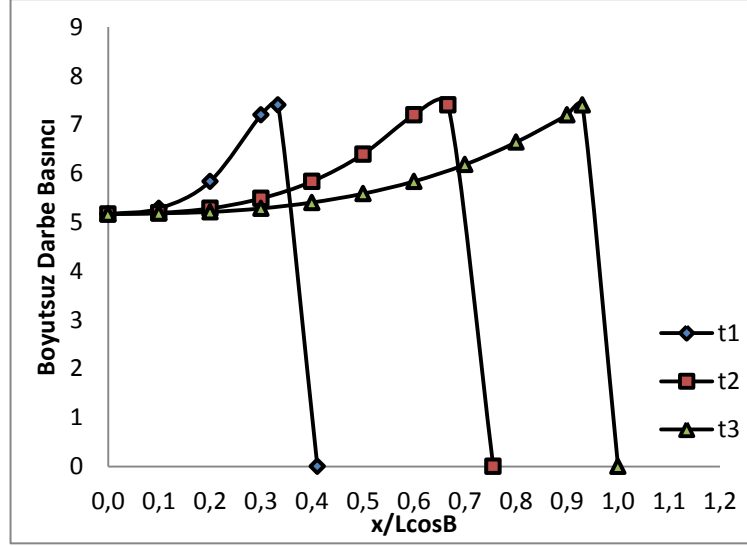


(a)

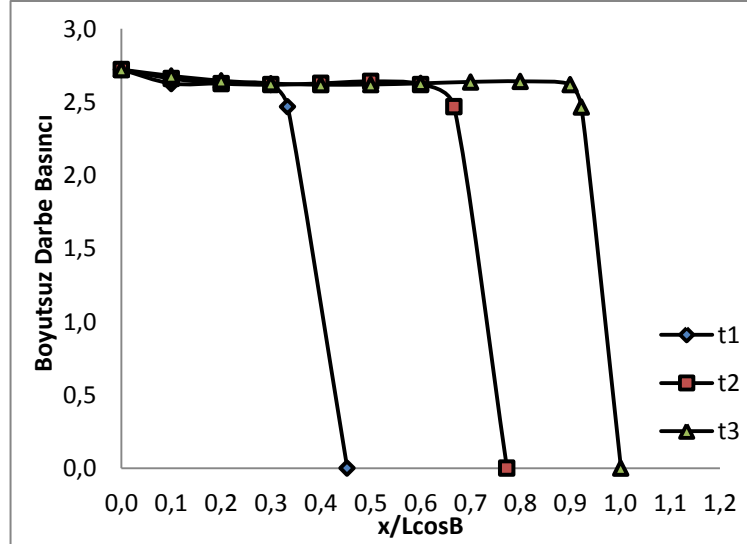


(b)





(d)



(e)

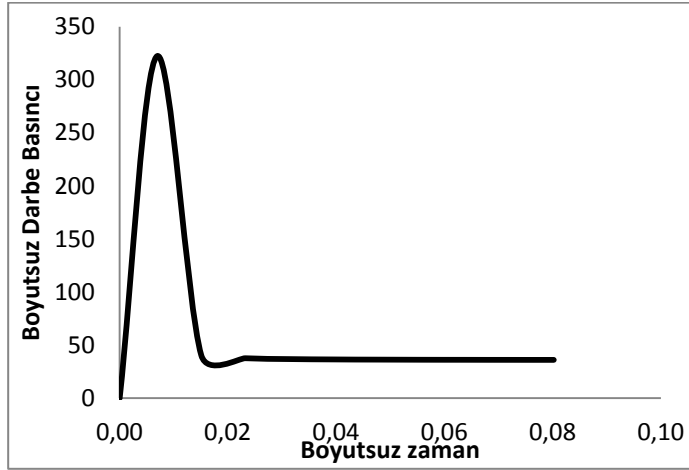
Şekil 2.11 : (a) 5 derece, (b) 10 derece, (c) 15 derece, (d) 30 derece, (e) 45 derece plakaların üç farklı zamanda basınç dağılımları.

Elde ettiğimiz bu sonuçlar Zhao ve Faltinsen'in (1993) çalışmasıyla karşılaştırılmıştır. Zhao ve Faltinsen o çalışmada, iki boyutlu yapıların suya girişinin incelenmesi için nümerik bir metod sunmuşlardır. Non lineer sınır eleman metodunu kullanarak 4 dereceden 81 dereceye kadar farklı açılardaki V yapıların hidrodinamik darbe basınçlarını incelemiştirler. Bizim bu çalışmada elde ettiğimiz sonuçlar, Zhao ve Faltinsen'in bu çalışmasındaki sonuçlarla uyum içerisindedirler. Von Karman ve Wagner'e (1932) dayanan analitik yöntemle yapılan çözümler, şimdiye kadar olan çalışmalarda (Zhao ve Faltinsen (1993), Watanabe (1986),

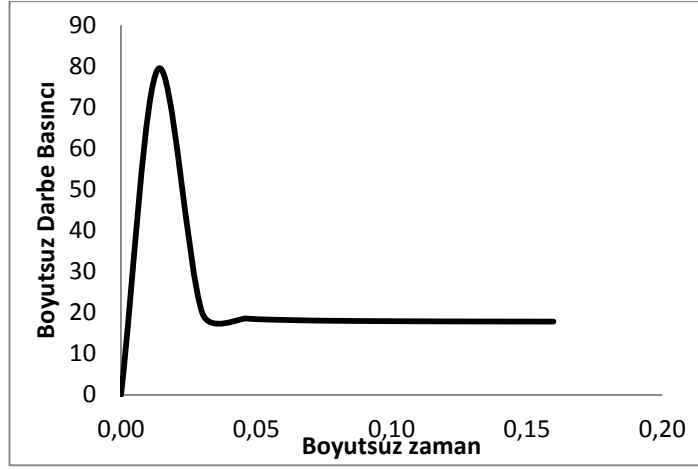
Korobkin ve Pukhanachov (1988)) en iyi sonuçların 30-40 dereceye kadar verdiği gözlenmiştir. Bizim bu çalışmamızda da, 30 dereceye kadar olan hidrodinamik basınç değerleri hem büyüklük olarak, hem maksimum değer olarak hem de plak üzerindeki dağılım olarak iyi bir uyum içerisinde oldukları görülmektedir. 45 derece giriş açısına sahip yapıyı karşılaştırdığımız da maksimum basınç değerlerinin tuttuğu görülmektedir fakat basınç dağılımının biraz farklı olduğu göze çarpmaktadır. Ek A'da Faltinsen ve Zhao(1993) nun 10, 15, 30 ve 45 derece açılar için sunmuş oldukları grafikleri bulabilirsiniz.

2.4.2 Panel üzerindeki bir noktada zamana göre basınç değişimi

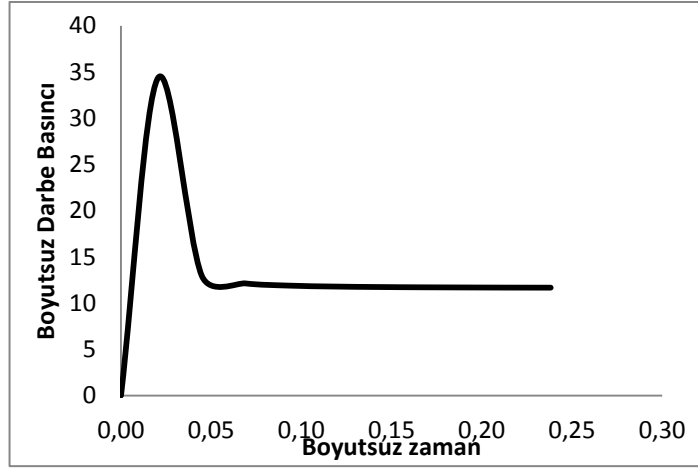
Hidrodinamik basınç değerleri bu bölümde plak üzerinde seçilen herhangi bir nokta üzerinden sunulmuştur. Basınç değerlerinin nokta üzerindeki zamana bağlı değişimi aşağıdaki grafiklerden görülebilir. Burada, her bir plak boyunun $1/8$ 'ine denk gelen doğru üzerindeki basınç değişimleri sunulmuştur. Zamanlar Hız/PlakBoy ile boyutsuz hale getirilmişlerdir. Basınçlar da, bir önceki bölümde olduğu gibi stagnation basınç ile boyutsuz hale getirilmişlerdir. Bu durumda beş farklı suya giriş açısına göre plakların $L/8$ 'inde meydana gelen basınç değişimleri şu şekildedir:



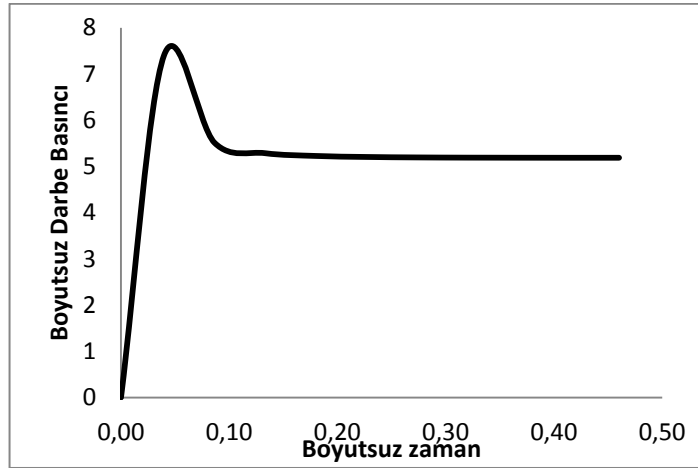
(a)



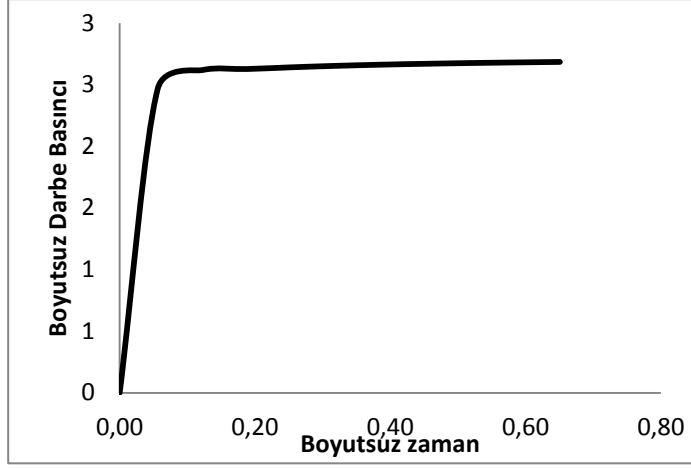
(b)



(c)



(d)



(e)

Şekil 2.12 : (a) 5 derece, (b) 10 derece, (c) 15 derece, (d) 30 derece,
(e) 45 derece plakların L/8 ‘de basıncın zamana göre değişimi.

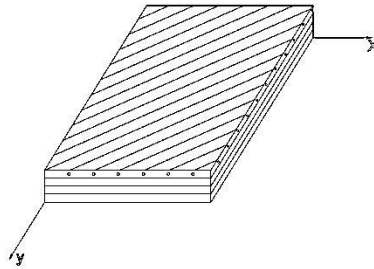
Beş farklı suya giriş açısına göre, zamana bağlı basınç değişimleri yukarıdaki grafiklerde gösterildiği gibidir. Ek-B’de bu değerleri tablo halinde bulabilirsiniz.

3. KOMPOZİT PANELLERİN MEKANİĞİ

Kompozit malzemeler, günümüzde havacılık sanayinden, denizcilik sanayine, savunma sektöründen enerji sektörüne kadar birçok farklı sektörde kullanılmaktadır. Kompozit malzemelerin var olan bu kullanım alanları her geçen gün artmaktadır. Bu malzemeler bu farklı kullanım alanlarında farklı tip statik ve dinamik yüklere maruz kalmaktadır. Bu yüzden, bu malzemelerle imal edilecek yapılar dizayn edilmeden ve üretimine başlanmadan önce, bu tip malzemelerin nasıl davranacaklarının bilinmesi gerekir. Lineer statik analiz yardımıyla, plak gerilmeleri ve deformasyonları hakkında bilgi sahibi oluruz. Titreşim analizi, yapılar için bir diğer önemli konudur. Her deniz taşıtı titreşir ve mühendisler bu titreşimin doğal frekanslarını, titreşim modlarını bilmelidirler. Kompozit malzemelerin davranışında meydana gelecek olan bu değişiklikleri üretimlerinden önce biliyor olmak, mühendisler için maliyet ve zaman açısından avantajlar sağlayacaktır. Bu bölümde kompozit malzemelerin gerilme şekil değiştirme ilişkileri üzerinden simetrik katmanlı kompozit panellerin genel diferansiyel denklemleri elde edilmiştir. Daha sonra bu denklemler kompozit panellerin statik eğilme ve doğal titreşim davranışlarının incelenmesinde kullanılmıştır.

3.1 Kompozit Malzemelerin Mekaniği

Bir laminant farklı sayıdaki laminaların (katmanların) bir araya gelmesiyle oluşur. Dilediğimiz sayıda katman, dilediğimiz dizilim ve açılarda bir araya getirilip farklı kombinasyonlarda laminantlar elde edilebilir.



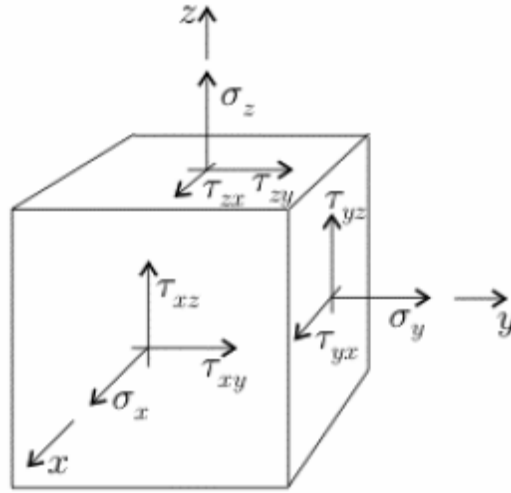
Şekil 3.1 : Bir kompozit laminantın gösterilişi.

Bu laminantlar deniz araçlarının farklı bölgelerinde farklı tip statik ve dinamik yüklere maruz kalmaktadır. Bu yüzden deniz araçlarını dizayn ve yapısal olarak analiz etmek için, laminantlardaki gerilmeler ve şekil değiştirmeler hakkında bilgi sahibi olmalıyız. Bir laminantın analizi de tek bir katmanın analizine bağlıdır. Bir katmanın makro mekanik analizi de bu katmanın ortalama özelliklerine ve katmanın homojen olarak düşünülmesiyle yapılır. Ufak deformasyonlar için lineer formdaki şekil değiştirme-deplasman ilişkisi şu şekildedir:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (3.1)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}, \quad \gamma_{zx} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.2)$$

Burada ε_x , ε_y , ε_z normal şekil değiştirmeleri, γ_{yz} , γ_{zx} , γ_{xy} de kayma şekil değiştirmeleri ifade etmektedir. Bu denklemlere ek olarak gerilme ve şekil değiştirme ilişkilerine de ihtiyacımız bulunmaktadır.



Şekil 3.2 : Genel koordinat sisteminde gerilmeler (Reddy,2004).

Malzememiz anizotropik malzemedir ve mekanik özellikleri yönler göre değişmektedir. 3-boyutlu, anizotropik malzeme için gerilme şekil değiştirme ilişkisi şu şekildedir:

$$\sigma = C\varepsilon \quad (3.3)$$

Bu denklemde C matrisi katılık (rijitlik) matrisini ifade etmektedir ve simetriden dolayı 21 adet bağımsız sabit bulunmaktadır. Malzeme rijitlik matrisinin simetrisinin varlığı ve elastik katılık matrisindeki bağımsız değişken sayısının 21 olduğu,

Boresi (1987)' nin çalışmasındaki gibi şekil değiştirme enerjisinin yoğunluğu ile gösterilebilir.

Bu durumda malzeme özellikleri bakımından simetri düzlemi içermeyen anizotropik malzeme için, gerilme şekil değiştirme ilişkisi şu şekilde yazılır:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{14} & C_{24} & C_{34} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{15} & C_{25} & C_{35} & C_{45} & C_{55} & C_{56} \\ C_{16} & C_{26} & C_{36} & C_{46} & C_{56} & C_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3.4)$$

Kompozit malzemelerde elyaflar farklı diziliş biçimlerinde dizilebilirler ve bu konuda herhangi bir sınırlama bulunmamaktadır. Bu yüzden, elyafların diziliş biçimine, yönüne, simetriklik durumlarına bağlı olarak, malzeme farklı doğrultularda farklı davranışlar gösterebilir. Malzemede simetri düzleminin bulunup bulunmamasına, düzlemin niteliğine göre davranış biçimleri değişmektedir. Bu durumda kompozitler; genel anizotropik, monoklinik, ortotropik, enine izotropik ve izotropik olarak karakterize edilir. Malzeme bir simetri düzlemine sahipse ($z=0$) monoklinik malzemedir. Yapı içerisindeki elyaflara hizalanmış üç tane karşılıklı olarak birbirine dik simetri düzlemi varsa, bu tip malzeme ortotropik malzemedir. Bizim bu çalışmada kullandığımız malzeme ortotropik olarak kabul edilmiştir. Bu malzemelerde elastik katılık matrisi 9 adet bağımsız sabit içerir. Elyaf takviyeli tabakalarda, malzeme özelliklerinin asal eksenlerini tanımlayan birbirine dik iki simetri düzlemi bulunmaktadır. Bu asal eksenler fiber doğrultusunu ve buna dik olan doğrultuyu (1 ve 2) ifade etmektedir. Bizim ortotropik malzememizde, asal doğrultulara göre gerilme – şekil değiştirme ilişkisi şu şekildedir (Kaw, 2006):

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (3.5)$$

Hooke kanununa göre esneklik matrisini, katılık matrisinin tersi olarak ifade edebiliriz;

$$S_{ij} = (C_{ij})^{-1} \quad (3.6)$$

$$\sigma_i = C_{ij} \varepsilon_j \quad (3.7)$$

$$\varepsilon_i = S_{ij} \sigma_j \quad (3.8)$$

Bu durumda ortotropik malzemenin esneklik matrisi şu şekilde olacaktır:

$$S_{ij} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{13} & S_{23} & S_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Esneklik matrisinin elemanları, tek eksenli çekme ve kayma deneyleri yardımıyla belirlenen mühendislik sabitleri cinsinden ifade edilecektir. Mühendislik sabitleri de şu şekilde gösterilmiştir:

Çizelge 3.1 : Mühendislik sabitleri.

Young Modülü	Kayma Modülü	Poisson Oranı	
$E_i = \sigma_i / \varepsilon_i$	$G_{ij} = \tau_{ij} / \gamma_{ij}$	$\nu_{ij} = -\varepsilon_j / \varepsilon_i$	$\frac{\nu_{ij}}{E_i} = \frac{\nu_{ji}}{E_j}$

Bu durumda ortotropik malzemenin esneklik matrisini, mühendislik sabitleriyle tekrar yazacak olursak şu şekilde ifade edilir:

$$S = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & \frac{-\nu_{12}}{E_1} & \frac{-\nu_{13}}{E_1} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & \frac{-\nu_{23}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{13}}{E_1} & \frac{-\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

3.1.1 Düzlem gerilme durumu

Çok ince katmanlarda düzlemsel olmayan yönde kuvvet bulunmamaktadır. Bu yüzden plakaların düzlemsel gerilmeye maruz kaldığını düşünebiliriz.

$\sigma_3 = 0$, $\tau_{23} = 0$, $\tau_{31} = 0$ olarak kabul edilir. Sıfır olan değerler gözönünde bulundurularak, şekil değiştirme gerilme ilişkisi şu şekilde yazılır:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & 0 \\ S_{12} & S_{22} & 0 \\ 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} \quad (3.11)$$

Bu ifadeyi gerilme-şekil değiştirme cinsinden yazarsak yukarıdaki denklemin tersi alınarak yazılabilir,

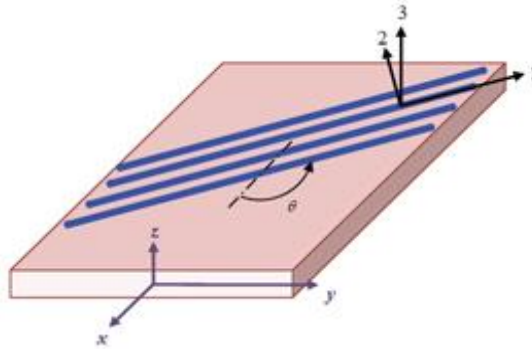
$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (3.12)$$

Burada Q ile ifade edilen elemanlar, indirgenmiş katılık matrisi elemanlarıdır. İndirgenmiş katılık matrisi ile esneklik matrisi arasındaki bağıntı ise şu şekilde yazılabilir:

$$[Q] = [S]^{-1} \quad (3.13)$$

3.1.2 Gerilme şekil değiştirme dönüşümleri

Kompozit malzemelerin genel özelliği olarak elyaf katmanlarda farklı yönlerde serilirler. Bu yüzden, laminantın (x-y) eksenini tanımladığımız global eksen ile elyaf doğrultusu (1) ve ona dik (2) yönlerden oluşan lokal eksen arasında bir açı bulunur. Gerilme ve şekil değiştirmeler lokal eksene (1-2) göre hesaplandığından dolayı, bizim bu ifadeleri genel eksene dönüştürmemiz gerekmektedir. Reddy (2006), bu işlem için bir dönüşüm matrisi tanımlamıştır.



Şekil 3.3 : Genel eksen ve lokal eksen.

$$T = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & 2mn \\ n^2 & m^2 & -2mn \\ -mn & mn & m^2 - n^2 \end{bmatrix} \quad m = \cos \theta \quad n = \sin \theta \quad (3.14)$$

Bu şekilde lokal eksenindeki gerilmeler, global eksenindeki gerilmeler ile dönüşüm matrisinin çarpımıyla bulunabilir.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = T \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3.15)$$

Denklem 3.12 (Lokal eksenindeki gerilme-şekil değiştirme ilişkisi) kullanılarak gerilme şekil değiştirme ifadesi genel eksen için şu şekilde yazılabilir.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = [T]^{-1} [Q] \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3.16)$$

Aynı şekilde, lokal eksenindeki şekil değiştirmeyi, global eksenindeki şekil değiştirmeyi dönüşüm matrisiyle çarparak elde edebiliriz.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \frac{\gamma_{12}}{2} \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \frac{\gamma_{xy}}{2} \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

Bu durumda, gerilme şekil değiştirme ilişkisi şu şekilde yazılabilir.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = T^{-1} Q R T R^{-1} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3.18)$$

Burada R matrisi (1/2) çarpanını yok etmek için kullanılmıştır (Reddy, 2004)

$$R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

Gerilme şekil değiştirme bağıntısı, genel ekseninde şu şekilde yazabiliriz:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{Q}_{11} & \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{16} \\ \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{22} & \overline{Q}_{26} \\ \overline{Q}_{13} & \overline{Q}_{26} & \overline{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \varepsilon_{xy}^0 \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

Burada Q açısız olarak dönüşüme uğramış indirgenmiş katılık matrisidir.

3.1.3 Klasik lamine plak teorisi

Klasik Lamine Plak teorisi, Klasik plak teorisinden çıkarılmıştır. Kompozit plaklar, birden fazla sayıdaki katmanlardan oluşurlar. Her bir katman farklı doğrultularda fiberlerden üretilirler. Bu tip lamine edilmiş plakların mekanik özelliklerinin belirlenmesi için Klasik Laminasyon Teorisi(Classical Laminated Plate Theory) kullanılır. Bu teori sayesinde, bir laminasyon katmanından faydalanılarak plağın analizi yapılabilir. Bu analizler için, Klasik Laminasyon Teorisi, Kirchhoff Hipotezine dayalı çeşitli kısıt ve kabuller yapar (Reddy, 2004). Bu kısıt ve kabuller şu şekilde sıralanabilir.

- Tabakalar arası bağlar mükemmlerdir ve çok incedir. Kayma nedeniyle plak şekil değiştirmez. Tüm plak bir bütün olarak davranır.

- Plâğın orta düzlemine dik doğrultularda (enine normallerde) kayma yoktur. Yüklemeden önce orta düzleme dik olan düzlemler, yüklemekten dolayı deformasyon oluşsa da orta düzleme dik kalır.

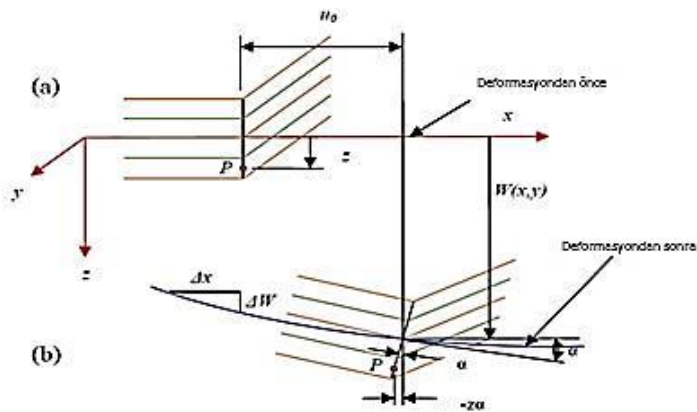
$$(\gamma_{xz} = 0, \gamma_{yz} = 0)$$

- Enine normallerde uzama olmaz

$$(\varepsilon_{zz} = 0)$$

- Enine normaller, deformasyondan dolayı, orta düzleme dik kalacak şekilde dönerler. Enine kayma şekil değiştirme olmaz.

$$(\varepsilon_{xz} = 0, \varepsilon_{yz} = 0)$$



Şekil 3.4 : Deformasyondan önce ve sonra laminant.

- Her bir katmanın malzemesi lineer elastik ve ortotropiktir.
- Herbir katman eşit kalınlığa sahiptir ve normal doğrultusunda kalınlık sabittir.
- Şekil değiştirmeler ve yer değiştirmeler levha kalınlığı yanında çok küçüktür.
- Plak kalınlığı, plâğın diğer boyutları yanında çok küçüktür ve sadece düzlemsel gerilmelere maruz kalmaktadır.
- Plak düzlemi üzerindeki yer değiştirmeler plak kalınlığı boyunca lineer olarak değişir. Yani x ve y yönlerindeki u ve v yer değiştirmeleri z'in lineer fonksiyonudur.

Burada yapılan kabuller ve kısıtlara göre örneğin x eksenindeki bir u noktasının herhangi bir z lokasyonundaki eğimi:

$$u = -z\theta_x = -z \frac{\partial w}{\partial x} \quad (3.21)$$

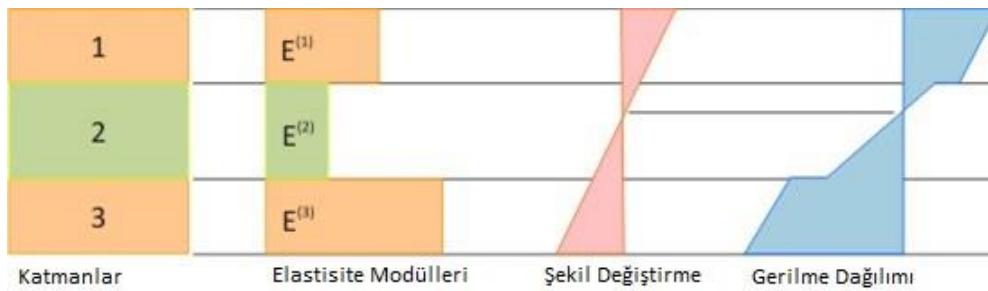
Şeklinde ifade edilebilir. Bu ifadeyi (3.1) no'lu şekil değiştirme denkleminde kullanırsak:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad (3.22)$$

Böylece şekil değişim dağılımlarını şu şekilde ifade edebiliriz:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \varepsilon_{xy}^0 \end{Bmatrix} + z \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix}, \quad \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} \quad (3.23)$$

Burada, ε^0 ifadeleri ortadüzlem şekil değişimleri (midplane strains), κ ifadeleri ise eğilmeleri (curvature), κ_x ve κ_y eğilme momenti şekil değişimlerini, κ_{xy} ise burulma momenti şekil değişimlerini ifade etmektedir. Bu denklemlerde şekil değiştirmeler z lokasyonuna göre verilmiştir. Birçok tabakadan oluşan kompozit plaklarda mekanik özellikler farklılıklar göstermektedir. Şekil değiştirme kalınlık boyunca lineer olarak değişmektedir. Bunun yanında, eğer gerilme dağılımına bakarsak, kalınlık boyunca lineer olarak değişmediğini görebiliriz. Gerilmeler kalınlık boyunca sürekli değildir, çünkü her bir katmanın kalınlık yönünde rijitliği farklıdır.

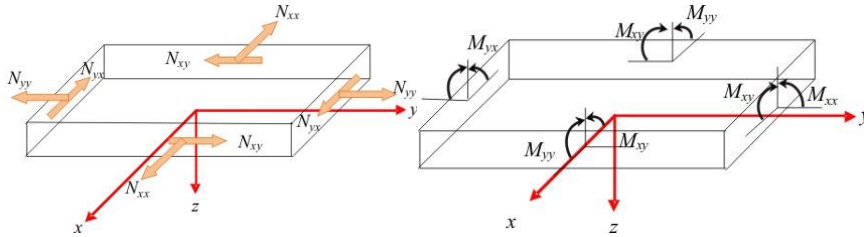


Şekil 3.5 : Katmanlar arası gerilme & şekil değiştirme.

Bir katmanın içerisinde ise Şekil 3.5'ten de görüldüğü üzere gerilmeler lineer olarak değişir. Bu değişimin eğimi ise o katmanın elastisite modülüne bağlıdır. Katmanlar

arası geçişlerdeki gerilme dağılımının süreksizliğe uğraması yine şekilden görülmektedir.

Şu an elimizde bulunan denklemler, eğer orta düzlemdeki şekil değiştirmeler ve eğimler biliniyorsa, bunları kullanarak gerilmeleri bulmamızı sağlar. Ancak gerçek durumların çoğunda biz bu şekil değiştirmeleri bilemeyiz. Daha önce oluşturduğumuz denklemlerin bu halini kullanarak gerilmeleri tahmin etmemiz mümkün değildir. Birçok durumda biz malzememiz üzerine etkiyen kuvvet ve momentleri bilir ve bizim çalışmamızda da olduğu gibi bu kuvvetlerin malzeme üzerindeki etkilerine bakarız. Bu yüzden, dış kuvvet ve momentler ile gerilmeleri ve şekil değiştirmeleri birbirine bağlayacak bağıntılara ihtiyacımız vardır. Reddy (2004), Hamilton'un dinamik sistemler için genelleştirdiği virtüel yer değışitirme (virtuel displacement principal) prensibini kullanarak, Klasik Laminasyon teorisinin denge denklemlerini belirlemiş ve dış kuvvet ve momentleri kullanarak kuvvet şekil değışitirme ilişkisi (Denklem 3.1) ile moment-şekil değışitirme ilişkisini (Denklem 3.2) aşağıdaki gibi göstermiştir.



Şekil 3.6 : Düzlemsel kuvvet ve momentler.

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-t/2}^{t/2} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} dz = \sum_{k=1}^n \int_{z_{k-1}}^{z_k} \begin{Bmatrix} \sigma_x^k \\ \sigma_y^k \\ \tau_{xy}^k \end{Bmatrix} dz \quad (3.24)$$

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-t/2}^{t/2} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} z dz = \sum_{k=1}^n \int_{z_{k-1}}^{z_k} \begin{Bmatrix} \sigma_x^k \\ \sigma_y^k \\ \tau_{xy}^k \end{Bmatrix} z dz \quad (3.25)$$

Burada n laminantta bulunan toplam tabaka sayısıdır. N_x , N_y , N_{xy} düzlemsel kuvvetleri, M_x , M_y , M_{xy} momentleri göstermektedir. t ise laminantın toplam kalınlığını ifade eder. Bu ifadeleri daha basitleştirilmiş matris formunda yazarsak:

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3.26)$$

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3.27)$$

Burada A matrisi uzama katılık matrisidir, uzama yer değiştirmelerine etki eder. B matrisi ise eğilme –uzama coupling matrisidir. Bu matris uzama etkisiyle eğilme etkisini birleştirir. Katmanların, orta eksene göre kalınlık, uzaklık, malzeme özellikleri ve oryantasyon olarak simetrisinden dolayı, bu bileşim matrisi sıfırdır. Bu durum denklemlerimiz daha basit hale getirir. Böylece sadece eğilme etkisi gösteren, eğilme katılık matrisi [D] kullanılacaktır. Bu durumda simetrik tabakalı plaklar için kuvvet ve moment denklemleri şu şekli alırlar:

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} \quad (3.28)$$

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3.29)$$

A ve D matrisleri açısal olarak dönüşüme uğramış indirgenmiş katılık matrisi cinsinden yazılımları şu şekildedir:

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^n \bar{Q}_{ij}^{(k)} (z_{k+1} - z_k) \quad (3.30)$$

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^n \bar{Q}_{ij}^{(k)} (z_{k+1}^3 - z_k^3) \quad (3.31)$$

Bu durumda simetrik katmanlara sahip panellerin kuvvet moment denklemleri şu şekilde yazılabilir.

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial u_0}{\partial x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_0}{\partial x} \right)^2 \\ \frac{\partial v_0}{\partial y} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w_0}{\partial y} \right)^2 \\ \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial w_0}{\partial x} \frac{\partial w_0}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad (3.32)$$

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} -\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \\ -\frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \\ -2 \frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} \quad (3.33)$$

3.2 Kompozit Panellerin Serbest Titreşimi ve Statik Eğilmesi

Serbest titreşim hesaplarında, yukarıdaki moment denkleminde verilen moment değerlerinin kısmi türevleri alınıp, Reddy'nin Hamilton prensibini kullanarak elde ettiği Klasik Laminasyon teorisinin denge denklemlerinde yerine yazılmasıyla, klasik laminasyon teorisinin en genel haldeki yönetici denklemleri elde edilmiştir. Bu ifadelerdeki doğrusal olmayan terimleri, eğilme-uzama birleşim terimlerini ve yükleme terimlerini sadeleştirdiğimizde serbest titreşim ifadesi şu hale gelir:

$$\begin{aligned} & (D_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + 4D_{26} \frac{\partial^4 w}{\partial x \partial y^3} + \\ & D_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4}) + I_0 \ddot{w} - I_2 \left(\frac{\partial^2 \ddot{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \ddot{w}}{\partial y^2} \right) = 0 \end{aligned} \quad (3.34)$$

Burada eğilme rijitlik matrisinin elemanları şu şekilde hesaplanır:

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum \bar{Q}_{ij}^k (z_{k+1}^3 - z_k^3) \quad (3.35)$$

Kütle atalet momentleri ise:

$$I_0 = \sum_{k=1}^L \rho_0^{(k)} (z_{k+1} - z_k) \quad (3.36)$$

$$I_2 = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^L \rho_0^{(k)} (z_{k+1}^3 - z_k^3) \quad (3.37)$$

Şeklinde gösterilirler. Burada L katmanların sayısını göstermektedir. ρ_0 ise yoğunluğu ifade etmektedir. Serbest titreşim basit harmonik hareket olarak kabul edilip şu şekilde yazılabilir (Reddy, 2004):

$$W_{mn}(t) = W_{mn}^0 e^{i\omega t} \quad (i = \sqrt{-1}) \quad (3.38)$$

Bu ifadede ω doğal titreşimin frekansını ifade etmektedir. Bu denklemi doğal titreşim ifadesine Denklem 3.34'e yerleştirirsek:

$$\begin{aligned} & (D_{11} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^2 \partial y^2} + 4D_{26} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x \partial y^3} + \\ & D_{22} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial y^4}) + I_0 w_{mn} - I_2 \left(\frac{\partial^2 w_{mn}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_{mn}}{\partial y^2} \right) = 0 \end{aligned} \quad (3.39)$$

şeklini alır. Burada I_2 rotatif ataleti ifade etmektedir ve I_0 'a oranla çok küçüktür. Bu yüzden ihmal edilebilir (Reddy,2004). Bu durumda diferansiyel denklem şu halini alır:

$$\begin{aligned} & (D_{11} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^2 \partial y^2} + \\ & 4D_{26} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial y^4}) + I_0 w_{mn} = 0 \end{aligned} \quad (3.40)$$

Kompozit plakların statik eğilmesini veren diferansiyel denklem ise şu şekilde olur:

$$\begin{aligned} & (D_{11} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^2 \partial y^2} + \\ & 4D_{26} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial y^4}) + q(x, y) = 0 \end{aligned} \quad (3.41)$$

3.3 Galerkin Yönteminin Kompozit Panellere Uygulanması

Galerkin yöntemi bir ağırlıklı artıklar yöntemidir. Ağırlıklı artıklar yaklaşımında, fonksiyonun yaklaşık çözümleri elde edilir ve gerçek çözümyle olan farkların toplamı minimuma indirilmeye çalışılır. Galerkin yönteminde daha açık olarak, bulunan hata fonksiyonunu, daha önceden seçilen şekil fonksiyonlarıyla çarpıp, alan üzerinde integre ederiz ve bu değeri minimize ederiz. Şekil fonksiyonlarına geçmeden önce, bu fonksiyonların sağlaması gereken sınır koşullarından bahsedelim. Analizini yapmış olduğumuz panellerin iki farklı tip sınır koşulu bulunmaktadır.

Bunlar; dörtkenarı ankastre mesnet ve dörtkenarı basit mesnetli durumlardır. Dörtkenarı basit mesnetli (a,b) boyutlarındaki plak için sınır koşulları şu şekildedir:

$$w(x, 0) = 0 \quad w(x, b) = 0 \quad w(0, y) = 0 \quad w(a, y) = 0 \quad (3.42)$$

$$M_{xx}(0, y) = 0 \quad M_{xx}(a, y) = 0 \quad M_{yy}(x, 0) = 0 \quad M_{yy}(x, b) = 0 \quad (3.43)$$

Bu sınır koşullarını sağlayan şekil fonksiyonu ise şu şekilde yazılabilir:

$$\phi_i \phi_j = \left\{ \sin\left(\frac{i\pi x}{a}\right) \right\} \left\{ \sin\left(\frac{j\pi y}{b}\right) \right\} \quad (3.44)$$

Dört kenarı ankastre mesnet olan (a,b) boyutlarındaki plak için sınır koşulları ise $x=0,a$ ve $y=0,b$ için şu şekildedir:

$$w = 0 \quad \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (3.45)$$

$$w = 0 \quad \frac{\partial w}{\partial y} = 0 \quad (3.46)$$

Bu sınır şartlarını sağlayan şekil fonksiyonu ise şu şekilde alınabilir:

$$\phi_i \phi_j = x^{2i} (a - x)^{2i} y^{2j} (b - y)^{2j} \quad (3.47)$$

Doğal frekans değerlerini belirlemek için serbest titreşim denklemi, herbir mesnetleme durumu için şekil fonksiyonu ile çarpılıp integrali sıfıra eşitlenir (minimize edilir).

$$\int_0^a \int_0^b \left((D_{11} \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^2 \partial y^2} + 4D_{26} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial y^4} - q(x, y)) \phi_i \phi_j \right) d_x d_y = 0 \quad (3.48)$$

Aynı sınır koşulları ve şekil fonksiyonları statik eğilme analizlerinde de kullanılmıştır. Bu durumda diferansiyel denklemdeki yaklaşık çökme fonksiyonu en genel halde c_i katsayılarının seçilen yaklaşım fonksiyonu ile çarpımı olarak yazılır. Şekil fonksiyonlarında ilk üç terim alınmıştır.

$$w_0 = c_i \phi_i \phi_j \quad (3.49)$$

Statik eğilmede ise yine serbest titreşimde olduğu gibi, galerkin yöntemiyle c_i sabitlerini belirlemek için diferansiyel denklem şekil fonksiyonu ile çarpılıp, bölge üzerinde integre edilir. Bu ifade ise sıfıra eşitlenir.

$$\int_0^a \int_0^b ((D_{11} \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^2 \partial y^2} + 4D_{26} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial y^4}) - q(x, y)) \phi_i \phi_j d_x d_y = 0 \quad (3.50)$$

3.4 Analiz Parametreleri

Şimdi farklı parametrelere bağlı olarak tabakalı kompozit panellerin serbest titreşim ve statik eğilme analizleri Galerkin yöntemi ve sonlu elemanlar yöntemini kullanan Abaqus CAE yazılımıyla yapılacaktır. Paneller karbon-epoksi malzemeden imal edilmiştir. Malzemenin özellikleri Tablo.1’ de listelenmiştir. Malzemenin özellikleri Engineering Mechanics of Composite Materials (Oxford Uni. Press-1994) kaynağından alınmıştır.

Çizelge 3.2 : Malzeme özellikleri.

Özellik	Değer
Yoğunluk	1500(kg / m ³)
Boyuna Elastisite modülü(E_1)	148.10 ⁹ (N / m ²)
Enine Elastisite modülü (E_2)	9,65.10 ⁹ (N / m ²)
E_3	E_2
Düzlem içi Kayma Modülü (G_{12})	4,55.10 ⁹ (N / m ²)
Kayma Modülü (G_{13})	G_{12}
Düzlem dışı Kayma Modülü(G_{23})	3,7.10 ⁹ (N / m ²)
Poisson Oranı (ν_{12})	0,3
Katman Kalınlığı (m)	0,0006

Tüm kompozit panellerimiz 12 katmandan oluşmaktadır. Herbir katmanın kalınlığı 0,0006 metredir. Her bir laminantın kalınlığı ise 0,0072 metredir. Panellerin boyutları ve kenar oranları Çizelge 3.3'te belirtilmiştir. Panellerin boyutları-kenar oranları onların suya giriş sürelerini etkilerler ve dolayısıyla maruz kaldıkları hidrodinamik darbe basınçlarını da etkilemektedirler. Kenar oranları aynı zamanda doğal frekansları da değiştirir, o yüzden bu bölümdeki parametrelere eklenmiştir.

Çizelge 3.3 : Panellerin kenar oranları.

Panel	Kenar Oranı	X-a (m)	Z-b (m)
Panel #1	1	0,5	0,5
Panel #2	2	1	0,5
Panel #3	3	1,5	0,5
Panel #4	4	2	0,5
Panel #5	5	2,5	0,5

Kompozit panellerde analize kattığımız bir diğer parametre ise elyaf dizilimleri ve oryantasyon açılarıdır. Açı olarak yaygın kullanıma sahip $0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ açıları kullanılmıştır. Her bir laminant orta düzleme göre simetriktir. Laminantların konfigürasyon tipleri aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Çizelge 3.4 : Laminantların konfigürasyon tipi.

Konfigürasyon numarası	Konfigürasyon Tipi
LC#1	$[0_2 / 45_2 / 90_2]_s$
LC#2	$[0_2 / 90_2 / 45_2]_s$
LC#3	$[45_2 / 90_2 / 0_2]_s$
LC#4	$[45_2 / 0_2 / 90_2]_s$
LC#5	$[90_2 / 45_2 / 0_2]_s$

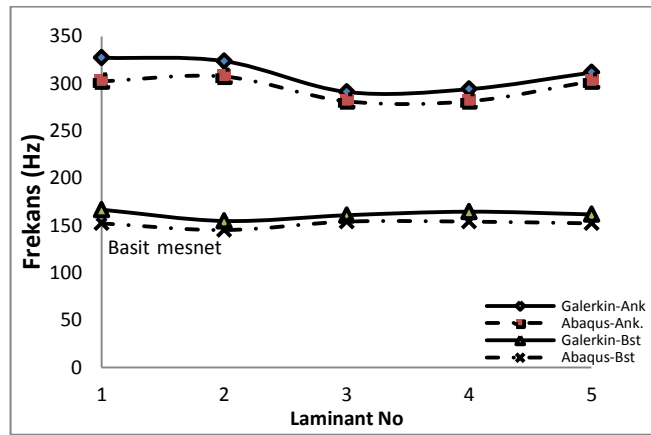
Yapılan statik analizlerde öncelikle kompozit plakaların davranış biçimlerini gözlemlemek, belli yükler altında nasıl cevap verdiklerini belirlemek için düzgün şekilde dağılmış 20.000 N/m² yük uygulanmıştır. Daha sonra plakalara 2. Bölümde bulunan hidrodinamik basınç kuvveti üzerinden gerilme analizi yapılmıştır. Normalde 2. Bölümde bulunan basınç kuvvetleri dinamik basınç kuvvetleridir. Bu yüzden bu kuvvetlerle dinamik analiz yapılması daha uygun olur, ancak kompozit malzemenin davranışlarını belirleyebilmek için, bu çalışma kapsamında dinamik basınç kuvvetlerinden panellerin tamamının ıslandığı zamanındaki kuvvetler alınarak kompozit panellere statik analiz yapılmıştır.

3.5 Analiz Sonuçları

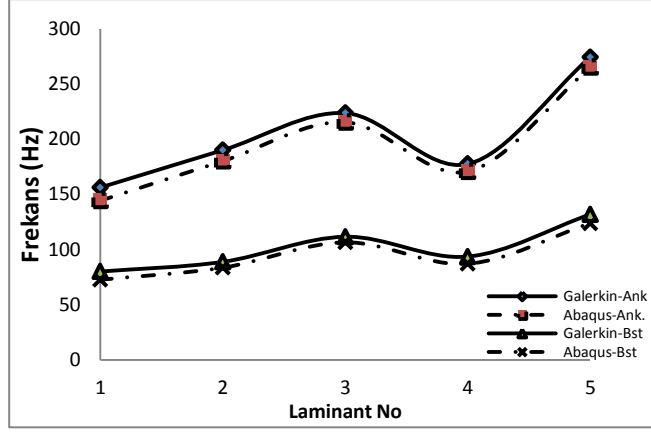
Kompozit plaklar için Bölüm 3.4' teki parametrelere bağlı olarak statik ve dinamik analiz yapılmıştır. Doğal titreşim analizi ile statik analizi yapılan paneller aynı özelliklere sahiptirler.

3.5.1 Doğal titreşim analizi çıktıları

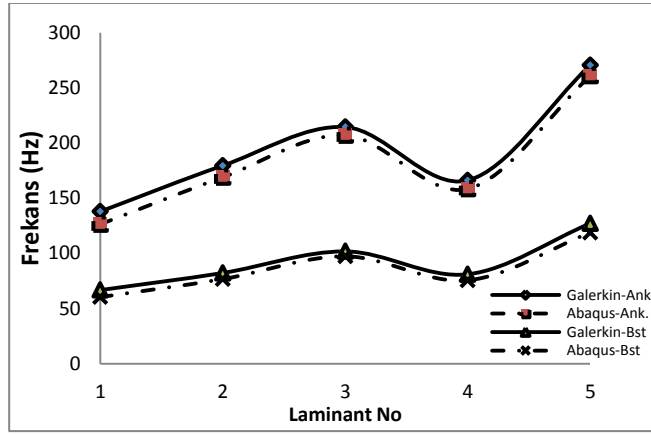
Beş farklı dizilime sahip, karbon-epoxy'den imal edilmiş plaklar için ilk 10 doğal frekans değerleri bulunmuştur. Aşağıda herbir kenar oranı için ankastre ve basit mesnetli durumlarda laminant konfigürasyonuna göre frekans değerlerinin değişimi gösterilmiştir. Tüm değerler hem ağırlı artıklar yöntemiyle hem de sonlu elemanlar methodu Abaqus yardımıyla elde edilmiştir.



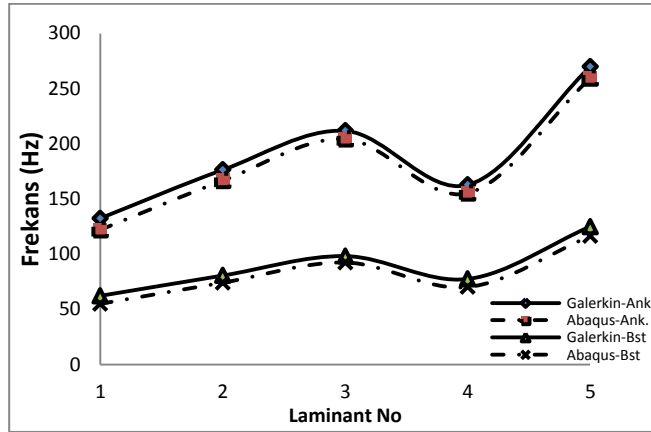
Şekil 3.7 : Panel #1 frekans-laminant konfigürasyonu.



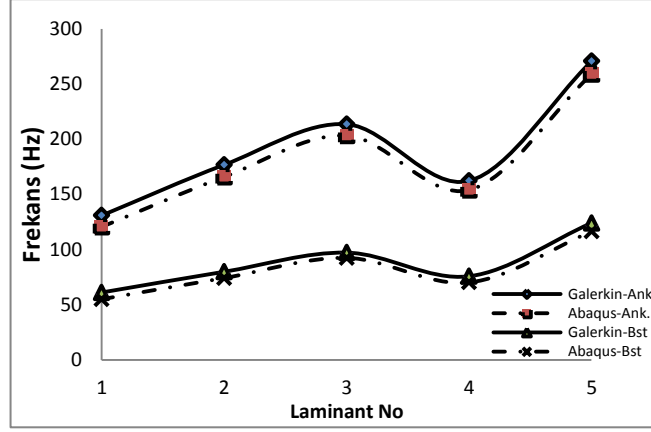
Şekil 3.8 : Panel #2 Frekans-Laminant Konfigürasyonu.



Şekil 3.9 : Panel #3 Frekans-Laminant Konfigürasyonu.



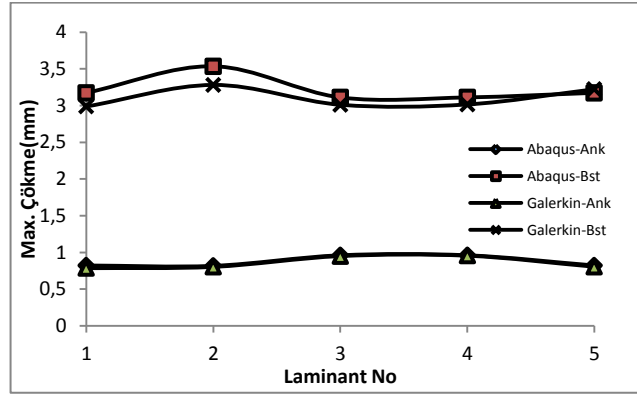
Şekil 3.10 : Panel #4 Frekans-Laminant Konfigürasyonu.



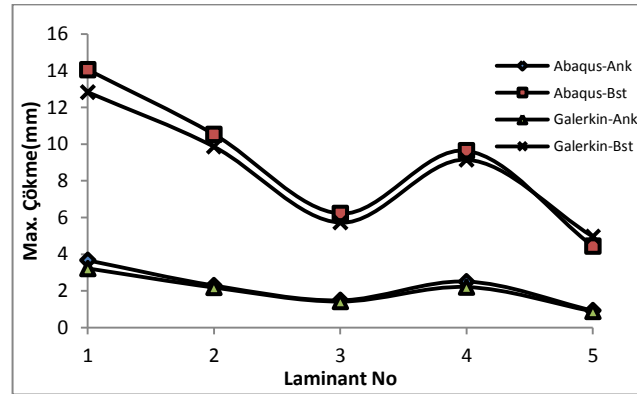
Şekil 3.11 : Panel #5 Frekans-Laminant Konfigürasyonu.

3.5.2 Statik analiz çıktıları

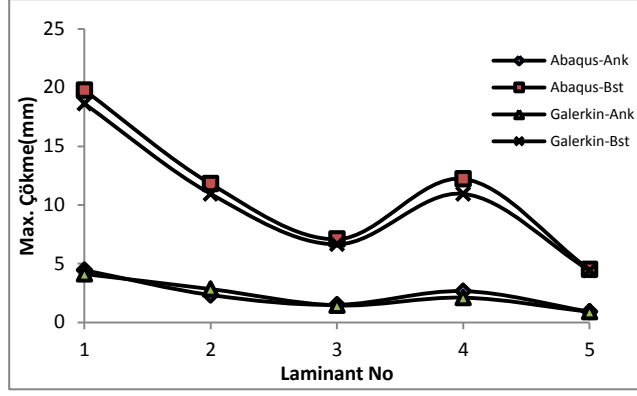
Düzgün dağılmış yük altında plaklardaki maksimum çökmeler belirlenmiştir. Doğal frekans analizleriyle aynı parametreler kullanılmıştır.



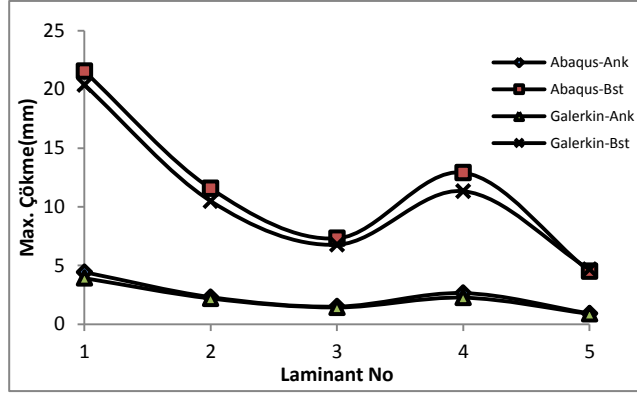
Şekil 3.12 : Panel #1 Maksimum çökme-Laminant konfigürasyonu.



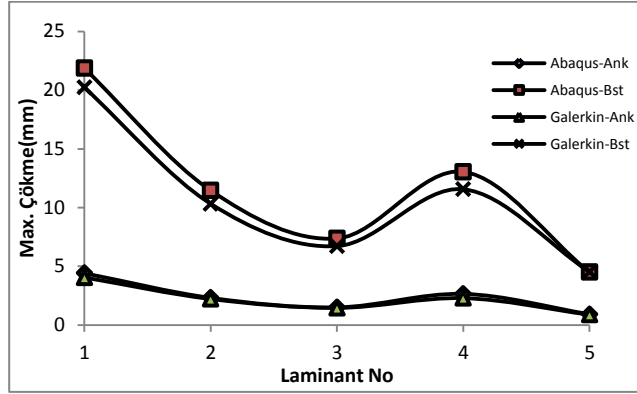
Şekil 3.13 : Panel #2 Maksimum çökme-Laminant konfigürasyonu.



Şekil 3.14 : Panel #3 Maksimum çökme-Laminant konfigürasyonu.

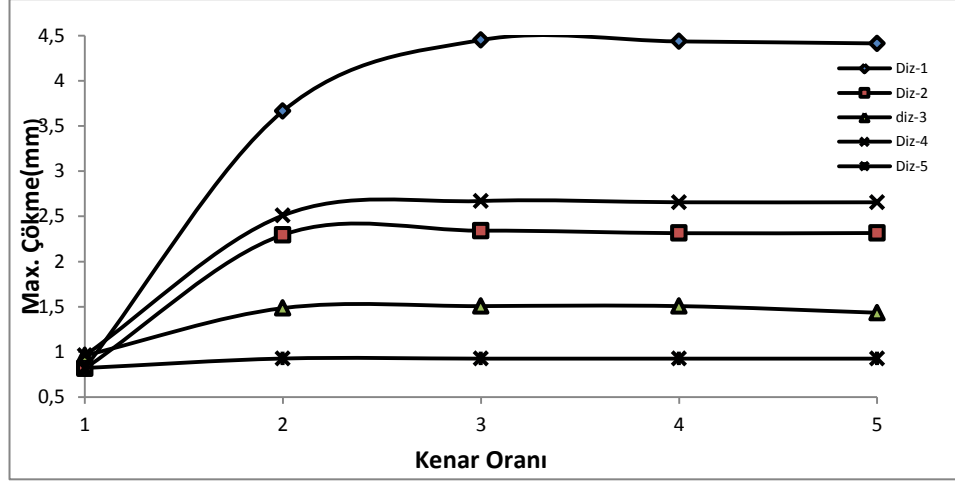


Şekil 3.15 : Panel #4 Maksimum çökme-Laminant konfigürasyonu.



Şekil 3.16 : Panel #5 Maksimum çökme-Laminant konfigürasyonu.

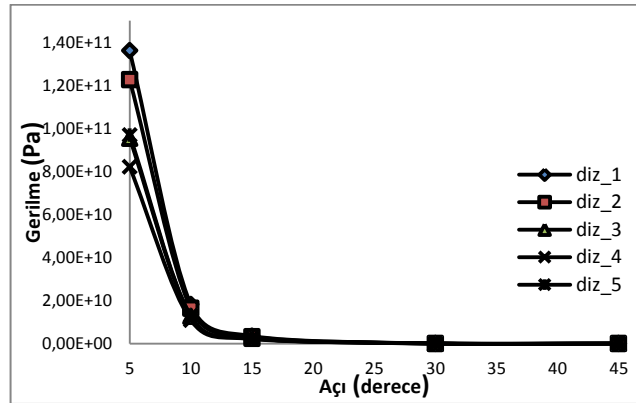
Aşağıdaki şekillerde ise uniform yük altındaki panellerin kenar oranlarının maksimum çökmeye olan etkileri her bir dizilim için gösterilmiştir.



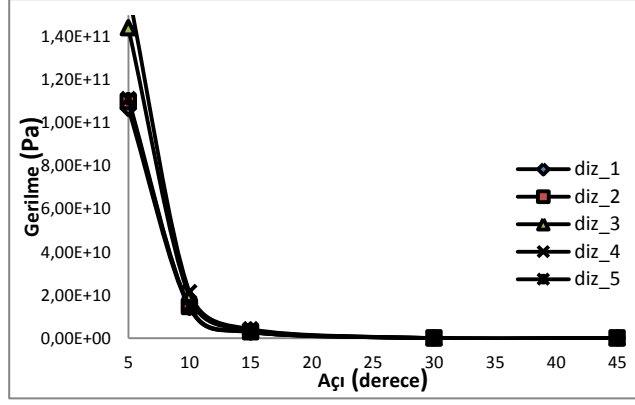
Şekil 3.17 : Ankastre mesnetli panellerde kenar oranı maksimum çökme değişimi.

Bir diğer statik analiz ise, Bölüm 2’de bulunan basınç yükleri üzerinden gerçekleştirilmiştir. Daha önce plaklar üzerinde farklı zamanlarda farklı basınç yüklerinin etkidiği belirtilmişti. Bu bölümde, panellerin tamamen ıslandığı maksimum basınç yükleri o anda sanki statikmiş gibi alınıp, kompozit paneller üzerinde oluşturdıkları gerilmeler üzerinden kompozit malzemenin farklı parametrelerdeki davranışı incelenmiştir.

Aşağıda Şekil 18 ve 19’da örnek alınan bir panelin üzerindeki gerilmelerin suya giriş açısı değıştikçe değışimi gösterilmiştir.

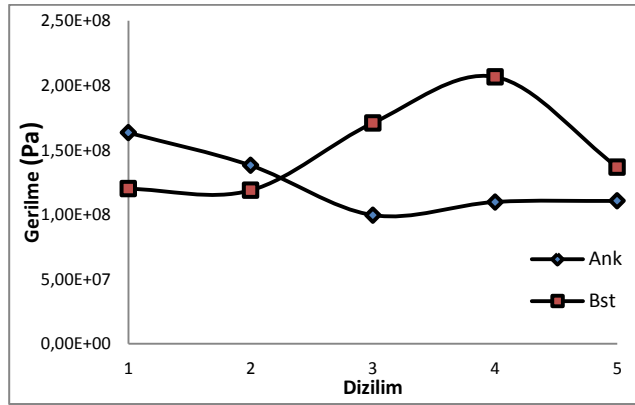


Şekil 3.18 : Panel #2 Suya giriş açısı-gerilme değışimi (Ankastre).

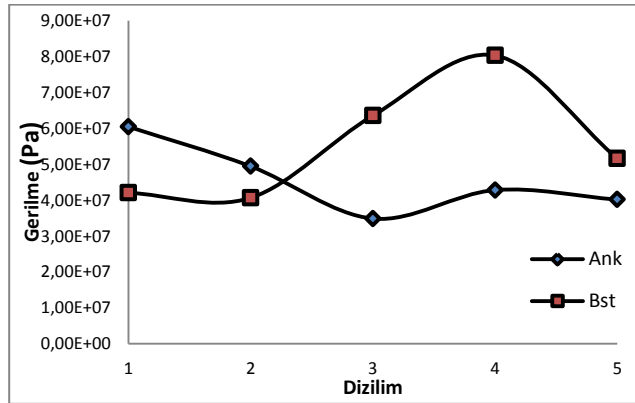


Şekil 3.19 : Panel #2 Suya giriş açısı-gerilme değişimi (Basit).

Aşağıda Şekil 19 ve 20’de panel üzerindeki maksimum gerilmenin dizilimlere göre nasıl değiştiğine dair örnekler sunulmuştur. Daha önceki statik analiz sonuçları maksimum çökme üzerinden verilmişti, basınç yükleri ile yapılan statik analiz sonuçları ise maksimum gerilmeler üzerinden verilmiştir.

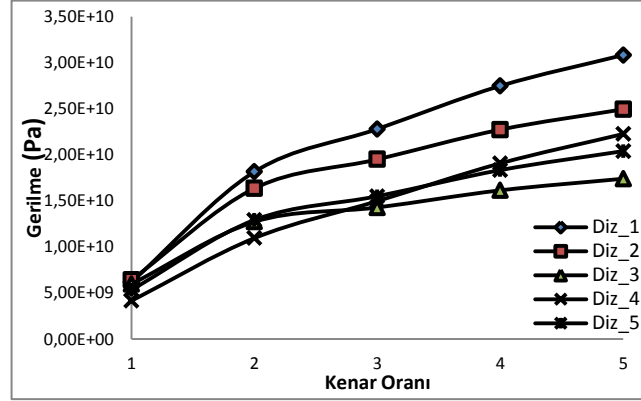


Şekil 3.20 : Panel #3 / 45 derece suya giriş açısı.

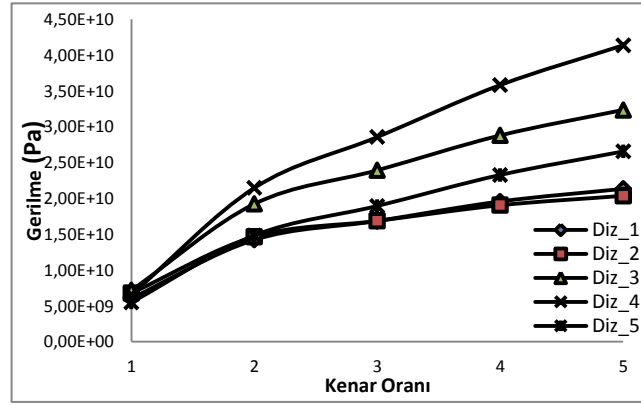


Şekil 3.21 : Panel #4 / 45 derece suya giriş açısı.

Aşağıda Şekil 22 ve 23’de ise plaklar üzerindeki maksimum gerilmelerin kenar oranlarına göre nasıl değiştiği gösterilmiştir.



Şekil 3.22 : 10 derece açıda gerilme-kenar oranı değişimi(ankastre).



Şekil 3.23 : 10 derece açıda gerilme-kenar oranı değişimi(basit).

4. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada yüksek hızlı teknelerin sayısının ve onlara olan talebin her geçen gün arttığı göz önünde bulundurularak, bu teknelerin baş kısımlarına etki eden yükler ile bu alanlarda kullanılan kompozit malzemenin mekanik davranışları incelenmiştir. Tekne baş kısımlarına etkileyen dövünme kuvvetleri, bu kısımları en çok zorlayan kuvvetlerdir. Bu kuvvetlerin nasıl değiştiğini, tekne baş kısımlarındaki paneller üzerindeki dağılımlarının nasıl olduğunu gözlemlemek için farklı parametrelerde bu basınç değerleri bulunmuştur. Burada oluşan durum, bir basınç kuvvetinin panel üzerinde ilerlemesi şeklindedir. Basıncın ilerleme hızı farklı parametrelere bağlıdır. Bunların en önemlisi yapının suya giriş hızıdır. Yapının suya giriş hızı arttıkça oluşan basınç değerleri de büyümektedir. Beş farklı açı değeri için boyutsuz grafikler sunulmuştur. Bu grafiklerden, hızın değerinin arttıkça basınç değerlerinin de arttığı görülebilir. Açı değerleri ne kadar küçükse, basınç değerleri maksimumun olduğu noktalarda keskin yükselişler yapmaktadır. Açı değerleri büyüdükçe Basınç değerleri, grafiklerden de görüldüğü üzere daha yumuşak dağılımlar göstermektedir. Bu çalışmada suya giriş açıları 5 dereceden başlatılmıştır. Çünkü analitik yöntemlerle 3 derecenin altına olan açılar hava sıkışmasından dolayı doğru sonuç vermemektedir. Daha büyük açılarda ise hava sıkışmasının sonuçları etkilemeyecek düzeyde olduğu Chuang (1970) tarafından gösterilmiştir.

Çalışmanın diğer kısmında ise yüksek hızlı teknelerin yapı malzemesi olarak çokça kullanılan kompozit malzemelerin statik yükler altındaki davranışı ve doğal titreşim frekansları incelenmiştir. 5 farklı kenar oranına sahip her bir panel 5 farklı fiber dizilimiyle oluşturulmuşlardır. Paneller tüm kenarlar basit mesnet ve tüm kenarlar ankastre mesnet olmak üzere iki farklı sınır şartında incelenmişlerdir. Ağırlıklı artıklar yöntemi olan Galerkin yöntemiyle elde edilen sonuçlar ve sonlu elemanlar methoduyla çözüm yapan Abaqus CAE programından elde edilen sonuçlar uyum içerisindedirler. Galerkin yönteminden elde edilen sonuçların %6 ila %10 arasında daha fazla olduğu, ama eğilimlerinin uyum içerisinde olduğu söylenebilir. Statik analiz sonuçlarından, tüm kenarların ankastre mesnetli olduğu sınır koşulu ile tüm kenarların basit mesnet olduğu sınır koşulunun benzer şekilde tepki verdiği

görülmektedir. Statik ve dinamik analizlerde ağırlıklı artıklar yöntemiyle elde edilen sonuçlar ile sonlu elemanlar yöntemiyle çözüm yapan Abaqus CAE yazılımından elde edilen sonuçlar birbirine yakındır. Analizi yapılan farklı oryantasyon açıları ve laminasyon dizilimleri için farklı sonuçlar alınmıştır. Hem tüm kenarların ankastre olduğu hem de basit mesnet olduğu her iki durum için de, beş numaralı $[90_2 / 45_2 / 0_2]_s$ dizilimi en düşük statik çökme veren dizilim olmuştur. Eğer sadece bu dizilimleri kullanarak bir laminasyon yapılacak ise, beş numaralı dizilimi seçmek en uygun seçim olacaktır. Kenar oranları, iki farklı sınır koşulunda da aynı şekilde etki etmektedir. Panellerdeki kenar oranı arttıkça, maksimum çökme oranları azalmaktadır. Kenar oranlarının etkisi, oryantasyon açılarının farklılaşmasıyla değişmemektedir. Basınç değerlerini kullanarak yaptığımız statik analizlerde ise elde edilen sonuçlara göre, suya giriş açıları arttıkça paneller üzerindeki maksimum gerilmelerin azaldığı görülmektedir. Kenar oranları arttıkça paneller üzerindeki maksimum gerilmelerin arttığı gözlenmiştir. Doğal titreşim frekansları da kompozit panellerdeki fiberlerin dizilimlerine ve kenar oranlarına göre değişmektedir. Tüm kenarların ankastre olduğu durumda frekans değerler tüm kenarların basit mesnet olduğu durumlara göre daha yüksektir. Kenar oranları arttıkça frekans değerlerinin azaldığı görülmektedir.

KAYNAKLAR

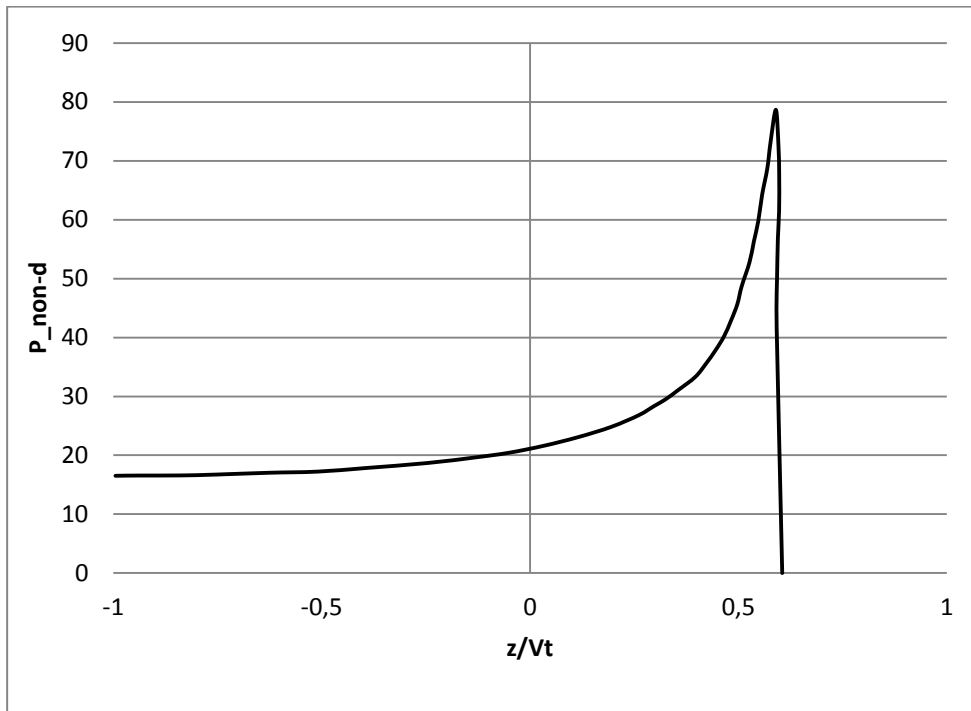
- Bishop, R.E.D. ve Price, WG** (1979). Hydroelasticity of Ships, Cambridge University Press.
- Boresi, A.P. and Chong, K.P.** (1987). Elasticity in Engineering Mechanics, Elsevier Publishing Company, New York.
- Chuang, S.L..** (1970). Investigation of impact of rigid and elastic bodies with water, Department of the Navy Naval Ship Research and Development Center Report 3248, Washington, D.C.
- Cointe, R.** (1989). Two-dimensional water-solid impact, *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Cilt: 111, Sf: 109-114.
- Daniel, M.I., Ori, I.** (1994). Engineering Mechanics of Composite Materials, Oxford University Press.
- Kaw, A.K.,** (2006). Mechanics of Composite Materials, CRC Press, Boca Raton
- Korobkin AA., Pukhnachov, V.V.,** (1988). Initial stages of water impact. *Ann. Rev. Fluid Mechanics* 20, Sf. 159-185.
- Lamb, H.** (1932). Hydrodynamics, 6. Sürüm, Dover Publications, New York
- Leissa, A.W** (1973). The Free Vibration of Rectangular Plates, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 31, Sf. 257-293
- Lin, C.C., King, W.W.** (2007). Free transverse vibration of rectangular unsymmetrical laminated plates, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.36, Sf. 91-103
- Mahmood, R.** (1989). Static and Dynamic Finite Element Stress Analysis of Layered Composite Plates, Doktora tezi, Cranfield Institute of Technology.
- Molland F. Anthony** (2008). The Maritime Engineering Reference Book: A Guide to Ship Design, Construction and Operation, Elsevier Ltd.
- Oliver, J.M..** (2002). Water entry and related problems. Doktora tezi. University of Oxford.
- Peseux, B., Gornet, L., Donguy, B.** (2005). Hydrodynamic impact: Numerical and experimental investigations, *Journal of Fluids and Structures* 21, Sf. 277-303.
- Reddy, J.N.,** (2004). Mechanics of Laminated Composite Plates and Shells-Theory and Analysis, CRC Press, Boca Raton.
- Saracoglu, M.H., Ozcelikors, Y.** (2011). Static Analysis of Laminated Composite Plates by Finite Difference Method, *Pamukkale Univ. Muhendislik Bilimleri Dergisi*, Vol.17, Sf. 51-62.

- Scott, R.J.** (1996). *Fiberglass Boat Design and Construction*, Second Edition, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New Jersey
- Selvaraju, S., Ilaiyavel, S.,** (2011). Applications of Composites in Marine Industry, *Journal of Engineering Research and Studies*, Vol.2-2, Sf. 89-91
- Shenoi, R.A., Duliei-Barton, J.M., Quinn, S., Blake, J.I.R. and Boyd, S.W.,** (2011) Composite Materials for Marine Applications: Key Challenges for the Future, Sf. 69-89
- Van Dyke, M.,** (1975). *Perturbation Method in Fluid Mechanics*. Parabolic Press, Stanford, CA.
- Von Karman, T.** (1929). The impact on a seaplane floats during landing, *Technical Notes for National Advisory Committee for Aeronautics*, N.A.C.A.TN321 Washington
- Wagner, H.** (1932). Uber stoss end an der oberfäche von Flüssigkeiten (Phenomena as sociated with impacts and sliding on liquid surfaces). *Zeitschrift fur Angewandte Mathematik und Mechanik*, 12:193–215.
- Wanatabe, I..** (1986) On hidrodynamic impact pressure acting upon flat bottomed ships. *Journal of the Society of Naval Architects of Japan*, Cilt 159, Sf. 81-92.
- Zhao, R. ve Faltinsen, O.** (1993). Water entry of two dimensional bodies, *Journal of Fluid Mechanics*, Cilt. 246 Sf:593-612.

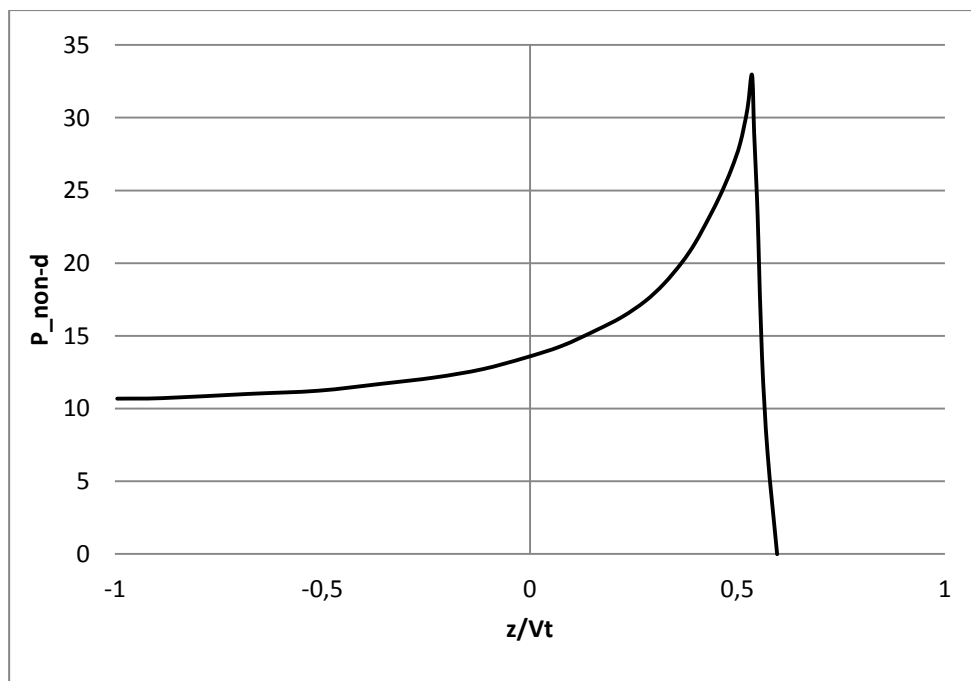
EKLER

- EK A:** Faltinsen ve Zhao (1993) basınç değerleri
- EK B:** Herbir suya giriş açısı için boyutsuz basınç değerleri
- EK C:** Herbir panelin doğal frekans değerleri
- EK D:** Herbir paneldeki çökme değerleri

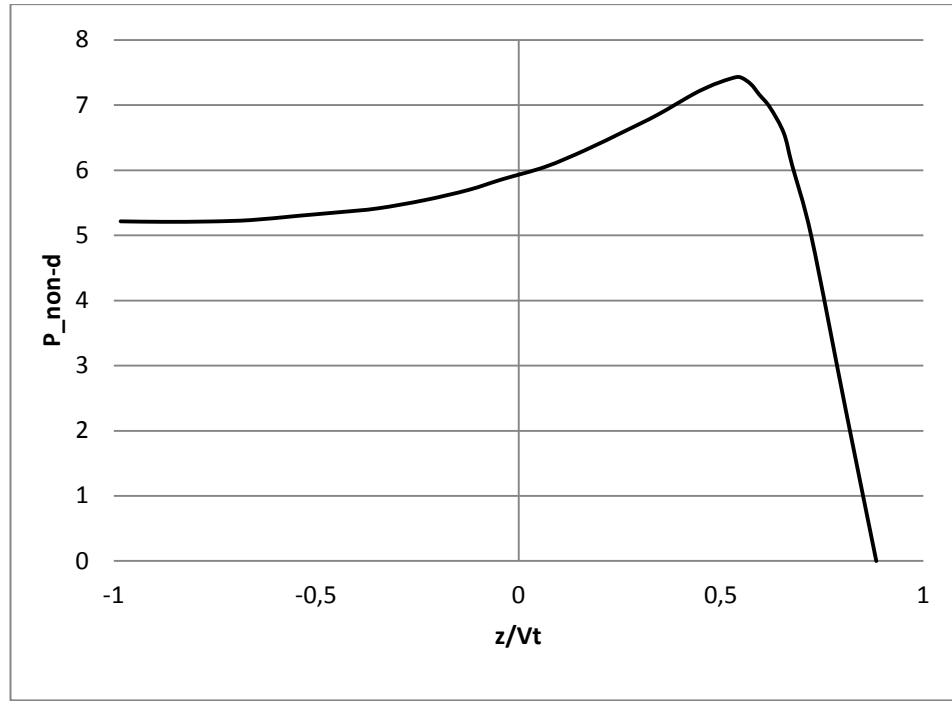
EK A



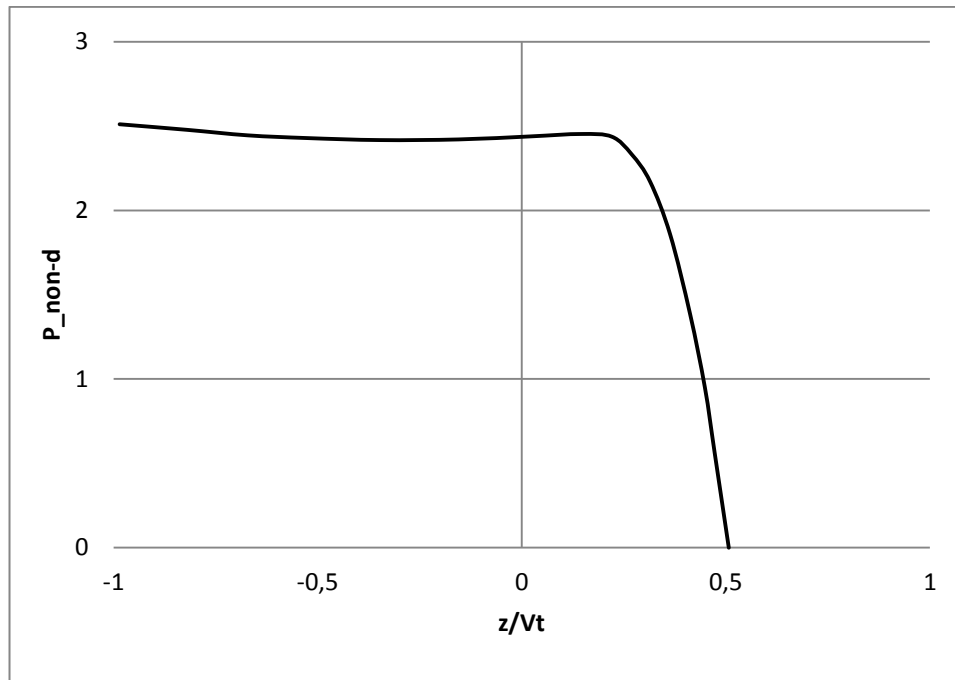
(a)



(b)



(c)



(d)

Şekil A-1 : Faltinsen ve Zhao (1993)'nın 10, 15, 30, 45 derecede basınç dağılımları.

EK B**Çizelge B-1:** Herbir açıda, üç farklı zamanda boyutsuz basınç değerleri.

Açı	Zaman	$x/L\cos B$	Boyutsuz basınç
5	t1	0,0000	35,9086
		0,1000	37,6114
		0,2000	44,8019
		0,3000	81,4640
		0,3328	322,6066
		0,3334	0,0000
	t2	0,0000	35,9086
		0,1000	36,2976
		0,2000	37,6114
		0,3000	40,1621
		0,4000	44,8019
		0,5000	54,0982
	t3	0,6000	81,4640
		0,6656	322,6066
		0,6667	0,0000
		0,0000	35,9086
		0,1000	36,0698
		0,2000	36,6246
		0,3000	37,6114
		0,4000	39,1386
		0,5000	41,4071
		0,6000	44,8019
		0,7000	50,1433
		0,8000	59,5675
		0,9000	81,4640
		0,9984	322,6066
		1,0000	0,0000

Çizelge B-1: (devam)

Açı	Zaman	$x/L\cos B$	Boyutsuz basınç
10	t1	0,0000	17,8169
		0,1000	18,5880
		0,2000	22,0397
		0,3000	38,5841
		0,3312	79,6111
		0,3334	0,0000
	t2	0,0000	17,8169
		0,1000	17,9570
		0,2000	18,5880
		0,3000	19,8164
		0,4000	22,0397
		0,5000	26,4264
	t3	0,6000	38,5841
		0,6625	79,6111
		0,6668	0,0000
		0,0000	17,8169
		0,1000	17,8488
		0,2000	18,1134
		0,3000	18,5880
		0,4000	19,3237
		0,5000	20,4147
		0,6000	22,0397
		0,7000	24,5727
		0,8000	28,9552
		0,9000	38,5841
		0,9937	79,6111
		1,0010	0,0000

Çizelge B-1: (devam)

Açı	Zaman	$x/L\cos B$	Boyutsuz basınç
15	t1	0,0000	11,6685
		0,1000	12,1307
		0,2000	14,2496
		0,3000	23,3009
		0,3284	34,6188
		0,3343	0,0000
	t2	0,0000	11,6685
		0,1000	11,7434
		0,2000	12,1307
		0,3000	12,8895
		0,4000	14,2496
		0,5000	16,8525
	t3	0,6000	23,3009
		0,6569	34,6188
		0,6676	0,0000
		0,0000	11,6685
		0,1000	11,6789
		0,2000	11,8386
		0,3000	12,1307
		0,4000	12,5854
		0,5000	13,2577
		0,6000	14,2496
		0,7000	15,7673
		0,8000	18,2942
		0,9000	23,3009
		0,9853	34,6188
		1,0009	0,0000

Çizelge B-1: (devam)

Açı	Zaman	$x/L\cos B$	Boyutsuz basınç
30	t1	0,0000	5,1707
		0,1000	5,2865
		0,2000	5,8404
		0,3000	7,1997
		0,3333	7,4063
		0,4104	0,0000
	t2	0,0000	5,1707
		0,1000	5,1950
		0,2000	5,2865
		0,3000	5,4905
		0,4000	5,8404
		0,5000	6,3976
	t3	0,6000	7,1997
		0,6667	7,4063
		0,7553	0,0000
		0,0000	5,1707
		0,1000	5,1867
		0,2000	5,2141
		0,3000	5,2865
		0,4000	5,4084
		0,5000	5,5885
		0,6000	5,8404
		0,7000	6,1841
		0,8000	6,6418
		0,9000	7,1997
		0,9300	7,4063
		1,0000	0,0000

Çizelge B-1: (devam)

Açı	Zaman	$x/L\cos B$	Boyutsuz basınç
45	t1	0,0000	2,7219
		0,1000	2,6268
		0,2000	2,6278
		0,3000	2,6203
		0,3333	2,4691
		0,4527	0,0000
	t2	0,0000	2,7219
		0,1000	2,6608
		0,2000	2,6268
		0,3000	2,6183
		0,4000	2,6278
		0,5000	2,6413
	t3	0,6000	2,6203
		0,6667	2,4691
		0,7729	0,0000
		0,0000	2,7219
		0,1000	2,6790
		0,2000	2,6462
		0,3000	2,6268
		0,4000	2,6187
		0,5000	2,6200
		0,6000	2,6278
		0,7000	2,6379
		0,8000	2,6416
		0,9000	2,6203
		0,9222	2,4674
		1,0014	0,0000

EK C

Çizelge C-1: Herbir panelin ilk doğal frekans değerleri.

Panel	Mesnet	Yöntem	LC#1	LC#2	LC#3	LC#4	LC#5
Panel#1	Ankastre	Galerkin	327,3697	323,7514	291,2318	294,1295	311,6727
		Abaqus	302,448	307,427	281,329	281,329	302,448
	Basit	Galerkin	166,7619	154,8376	160,9169	164,647	161,7819
		Abaqus	152,294	145,251	154,135	154,135	152,294
Panel#2	Ankastre	Galerkin	156,22	190,05	223,64	177,52	274,32
		Abaqus	144,247	180,153	215,366	170,684	265,139
	Basit	Galerkin	80,09	88,86	111,65	93,65	131,84
		Abaqus	72,6843	83,5693	106,588	87,1698	123,735
Panel#3	Ankastre	Galerkin	137,9132	17,94883	214,4384	166,1709	270,5384
		Abaqus	126,352	168,962	206,887	158,424	260,785
	Basit	Galerkin	66,75099	82,27711	101,8117	81,07711	127,1229
		Abaqus	60,3972	76,7081	97,3529	75,6528	118,862
Panel#4	Ankastre	Galerkin	132,5165	176,3387	211,7275	162,7492	269,9288
		Abaqus	122,09	166,593	204,311	155,221	259,497
	Basit	Galerkin	62,29207	80,63846	98,28486	77,54383	124,9895
		Abaqus	56,6343	74,908	94,0435	71,8997	117,185
Panel#5	Ankastre	Galerkin	130,8287	176,7343	213,5664	162,2707	270,6017
		Abaqus	120,535	165,792	203,203	153,957	258,949
	Basit	Galerkin	61,13033	79,90521	97,25713	75,82592	124,0486
		Abaqus	55,0228	74,1924	92,4937	70,2417	116,412

Çizelge C-1: (devam)

Plak No	Mesnet	Mode Numarası	LC#1	LC#2	LC#3	LC#4	LC#5
Panel#1	Ankastre	1	302,448	307,427	281,329	281,329	302,448
		2	456,329	533,363	484,763	484,763	456,329
		3	719,594	711,199	637,922	637,922	719,594
		4	739,141	854,766	727,698	727,698	739,141
		5	873,729	933,016	930,591	930,591	873,729
		6	1026,94	1169,93	1008,58	1008,58	1026,94
		7	1175,43	1332,18	1138,08	1138,08	1175,43
		8	1358,48	1432,84	1289,61	1289,61	1358,48
		9	1389,31	1477,25	1335	1335	1389,31
		10	1496,56	1644,95	1467,42	1467,42	1496,56
	Basit	1	152,294	145,251	154,135	154,135	152,294
		2	288,404	332,786	320,317	320,317	288,404
		3	491,087	462,166	438,232	438,232	491,087
		4	519,291	576,434	524,013	524,013	519,291
		5	618,956	684,002	703,743	703,743	618,956
		6	774,88	857,794	770,804	770,804	774,88
		7	922,041	1000,05	870,838	870,838	922,041
		8	1044,54	1079,84	1022,27	1022,27	1044,54
		9	1083,34	1178,5	1064,57	1064,57	1083,34
		10	1154,7	1276,67	1187,15	1187,15	1154,7

Çizelge C-1: (devam)

Plak No	Mesnet	Mode Numarası	LC#1	LC#2	LC#3	LC#4	LC#5
Panel#2	Ankastre	1	144,247	180,153	215,366	170,684	265,139
		2	234,07	248,862	257,808	231,717	289,469
		3	346,273	388,844	329,028	335,555	337,441
		4	380,177	460,763	427,317	432,046	413,459
		5	426,818	501,423	546,661	475,015	518,177
		6	530,786	590,225	563,861	493,058	649,57
		7	621,394	599,36	615,651	602,375	708,832
		8	653,258	758,432	664,092	630,94	732,273
		9	715,948	855,114	722,512	761,927	775,665
		10	716,842	884,402	777,039	800,127	801,716
	Basit	1	72,6843	83,5693	106,588	87,1698	123,735
		2	149,536	145,317	153,34	145,959	153
		3	227,305	273,979	225,29	239,501	207,494
		4	270,661	298,593	318,948	287,825	288,393
		5	306,363	333,085	375,188	350,605	394,308
		6	396,952	420,791	411,875	359,816	465,176
		7	486,162	462,48	449,9	462,409	491,731
		8	492,249	576,62	497,316	496,868	518,769
		9	545,269	658,646	582,591	609,132	543,952
		10	563,561	683,966	606,752	635,74	605,272

Çizelge C-1: (devam)

Plak No	Mesnet	Mode Numarası	LC#1	LC#2	LC#3	LC#4	LC#5
Panel#3	Ankastre	1	126,352	168,962	206,887	158,424	260,785
		2	156,291	187,937	223,553	179,613	269,582
		3	216,002	233,708	251,93	219,397	286,165
		4	304,638	311,546	292,425	278,866	312,594
		5	333,279	420,127	345,091	356,188	350,572
		6	356,653	454,364	409,567	422,506	401,046
		7	404,433	466,393	484,923	445,502	464,233
		8	418,987	493,552	553,786	446,178	539,843
		9	482,082	543,372	569,164	489,514	627,245
		10	546,506	556,627	574,386	525,63	704,234
	Basit	1	60,3972	76,7081	97,3529	75,6528	118,862
		2	90,8831	96,5733	119,138	100,865	131,067
		3	148,797	145,339	153,105	143,558	153,236
		4	216,12	224,202	198,047	202,732	186,636
		5	232,374	294,351	253,321	274,359	231,732
		6	241,08	305,749	318,08	277,163	288,389
		7	290,054	330,361	364,512	305,117	356,193
		8	332,984	333,075	381,832	336,155	434,42
		9	372,639	384,681	397,895	374,583	460,68
		10	441,6	459,908	422,96	398,407	471,97

Çizelge C-1: (devam)

Plak No	Mesnet	Mode Numarası	LC#1	LC#2	LC#3	LC#4	LC#5
Panel#4	Ankastre	1	122,09	166,593	204,311	155,221	259,497
		2	135,333	174,076	213,097	165,358	263,979
		3	162,996	192,542	227,998	184,379	272,097
		4	207,683	226,867	249,286	213,883	284,67
		5	269,147	279,255	277,184	254,486	302,589
		6	329,231	349,502	311,809	305,874	326,64
		7	341,275	436,456	353,162	366,979	357,396
		8	344,9	452,743	401,122	419,5	395,176
		9	365,115	458,186	455,421	431,258	440,079
		10	396,999	469,635	515,436	434,116	492,036
	Basit	1	56,6343	74,908	94,0435	71,8997	117,185
		2	72,0707	83,5878	106,623	85,539	123,867
		3	102,471	105,843	126,527	108,994	135,698
		4	148,425	145,349	152,988	142,359	153,354
		5	208,406	201,835	185,56	185,252	177,325
		6	213,36	274,023	224,004	236,789	207,834
		7	226,832	293,04	268,134	273,492	244,892
		8	249,276	298,613	317,606	284,555	288,387
		9	284,005	310,783	360,926	298,16	338,153
		10	287,426	333,067	368,736	308,942	393,969

Çizelge C-1: (devam)

Plak No	Mesnet	Mode Numarası	LC#1	LC#2	LC#3	LC#4	LC#5
Panel#5	Ankastre	1	120,535	165,792	203,203	153,957	258,949
		2	127,693	169,536	208,614	159,823	261,663
		3	142,494	178,486	217,751	170,605	266,457
		4	167,228	195,531	230,758	187,331	273,695
		5	202,929	222,998	247,786	210,778	283,820
		6	249,494	262,006	268,962	241,306	297,290
		7	306,114	312,609	294,374	278,887	314,527
		8	327,914	374,311	324,062	323,207	335,873
		9	335,036	446,471	358,019	373,633	361,571
		10	347,233	452,108	396,197	418,195	391,760
	Basit	1	55,023	74,192	92,4937	70,2417	116,412
		2	64,163	78,859	100,667	78,7169	120,633
		3	82,179	90,543	113,758	93,3175	127,978
		4	110.227	112,342	131,291	114,293	138,799
		5	148.201	145,355	152,919	141,641	153,425
		6	195.408	189,249	178,433	175,178	172,089
		7	211.952	243,345	207,718	214,569	194,916
		8	219.672	292,461	240,697	258,943	221,934
		9	234.267	295,772	277,288	271,898	253,113
		10	248.876	302,479	317,316	279,795	288,386

EK D

Çizelge D-1: Herbir paneldeki çökme değerleri(mm)

Panel	Çözüm	Dizilim	Ankastre	Basit Mesnet
Panel1	abaqus	1	0,822	3,173
		2	0,817	3,535
		3	0,961	3,111
		4	0,961	3,111
		5	0,822	3,173
	galerkin	1	0,785	2,987
		2	0,803	3,281
		3	0,95	3,011
		4	0,955	3,015
		5	0,805	3,222
Panel2	abaqus	1	3,665	14,05
		2	2,296	10,53
		3	1,485	6,215
		4	2,51	9,631
		5	0,927	4,433
	galerkin	1	3,226	12,825
		2	2,185	9,855
		3	1,421	5,722
		4	2,211	9,147
		5	0,885	4,958
Panel3	abaqus	1	4,451	19,77
		2	2,342	11,8
		3	1,507	7,09
		4	2,67	12,22
		5	0,926	4,5
	galerkin	1	4,124	18,626
		2	2,846	10,95
		3	1,455	6,656
		4	2,115	10,951
		5	0,905	4,422

Çizelge D-1: (devam)

Panel	Çözüm	Dizilim	Ankastre	Basit Mesnet
Panel4	abacus	1	4,436	21,53
		2	2,314	11,56
		3	1,507	7,316
		4	2,656	12,91
		5	0,926	4,5
	galerkin	1	3,925	20,38
		2	2,198	10,486
		3	1,434	6,773
		4	2,265	11,331
		5	0,887	4,665
Panel5	abacus	1	4,414	21,86
		2	2,316	11,46
		3	1,507	7,374
		4	2,656	13,05
		5	0,926	4,5
	galerkin	1	4,052	20,226
		2	2,221	10,325
		3	1,464	6,724
		4	2,294	11,563
		5	0,884	4,526

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Uğur MUTLU
Doğum Yeri ve Tarihi: Pendik / 1987
Adres: Pendik/İstanbul
E-Posta: mutluug@itu.edu.tr
Lisans: İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi(2010)