

Global gemi titreşimlerinin sonlu eleman yöntemiyle analizi

Adil YÜCEL*, Alaeddin ARPACI

İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Programı, 34469, Ayazağa, İstanbul

Özet

Gemi boyut ve hızlarındaki büyük artış nedeniyle gemi titreşimleri, gemi tasarımı ve yapımında büyük önem taşır hale gelmiştir. Gemi tasarımındaki son gelişmeler, daha büyük stroklu ve daha güçlü dizel motorların kullanıldığı, daha büyük boyutlarda, daha hafif, daha esnek teknelerin yapılmasına yol açmıştır. Deniz taşımacılığında artan talebi karşılamak için ihtiyaç duyulan bu yapıların daha esnek olması titreşim problemlerini de beraberinde getirmektedir. Aşırı gemi titreşimleri, yolcu konforunu ve mürettebat yaşamını önemli ölçüde etkilemektedir. İnsan üzerindeki istenmeyen etkilerinin yanında, aşırı gemi titreşimleri, makina ve cihazlarda bozulmalara neden olmakla birlikte yapısal elemanlarda da yorulma hasarına neden olmaktadır. Gemilerde titreşim problemlerinin çözüm kaynağının erken safhadaki tasarım aşamasında belirlenmesinin önemi ve sonradan yapılacak olan düzeltmelerin çok ağır maliyetler gerektirdiği bilinmektedir. Tasarım aşamasında yapılacak olan bir takım basit çalışmalarla ileride ortaya çıkacak büyük titreşim problemlerinin önlenmesi sağlanabilmektedir. Gemi titreşimleri bakımından, yerel titreşim problemlerinin yanı sıra geminin bütününde ortaya çıkan global titreşimler de gemi emniyeti açısından büyük önem taşımaktadır. Bu çalışma kapsamında tüm gemi, sonlu eleman analizi yöntemiyle global olarak serbest – serbest (susuz) ve su içinde olmak üzere serbest titreşim açısından incelenerek, tüm geminin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin belirlenmesine çalışılmıştır. Bu şekilde geminin hangi frekanslarda rezonansa gireceği ve nasıl davranışlar sergileyeceği belirlenmiştir. Ayrıca sonlu eleman yöntemiyle hesaplanan doğal frekans değerleri, klas kuruluşları tarafından kullanılan ampirik formüllerle hesaplanan doğal frekans değerleri ile karşılaştırılarak, sonlu eleman analizinin gerekliliği üzerinde durulmuştur.

Anahtar Kelimeler: *Gemi titreşimi, sonlu eleman analizi, modal analiz.*

*Yazışmaların yapılacağı yazar: Adil YÜCEL. adil.yucel@itu.edu.tr; Tel: (212) 293 13 00 dahili: 2546.

Bu makale, birinci yazar tarafından İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Programı'nda tamamlanmış olan "Gemilerde ortaya çıkan yerel titreşim problemlerinin teorik ve deneysel analizi" adlı doktora tezinden hazırlanmıştır. Makale metni 23.06.2009 tarihinde dergiye ulaşmış, 08.10.2009 tarihinde basım kararı alınmıştır. Makale ile ilgili tartışmalar 31.01.2011 tarihine kadar dergiye gönderilmelidir.

Finite element analysis of global ship vibrations

Extended abstract

With the increase of ship size and speed, shipboard vibration becomes a great concern in the design and construction of the vessels. The flexibility of vessels which are needed to meet the demand in sea transportation, causes ship vibrations. In addition to undesired effects on passenger comfort and crew habitability, excessive ship vibration may result in the fatigue failure of local structural members or malfunction of machinery and equipment. The importance of the solutions of vibration problems which are addressed at the earliest design stage and the great cost in later correction efforts are clear. It is possible to avoid great vibration problems by means of simple studies in the early design stage. Besides local vibrations, global vibrations are of great importance to ship safety. In this study, global ship hull free vibration problems are studied under two conditions which are free – free (dry) and in water (wet) using finite element analysis. Excessive ship vibration is of great importance to the performance of precious navigation equipments and usually cause them to malfunction. In the condition of resonance which the propulsion frequency collides with the global natural frequency of the ship and during manoeuvres, the amplitude of oscillations on local structures exceeds certain limits.

Concept design is where the vibration avoidance process must begin. It is clear that if the vibration problems, repeatedly identified by experience as the most important, are addressed at the earliest design stage, ultimately serious problems, involving great cost in correction efforts, may be avoided. The focus is on planning for vibration early at the concept design stage, where there has been no development of details. If as much as possible can be done in concept design with the simple tools and rules of thumb available at that level, it will help to avoid major vibration problems. The major potential problems may often be present in the crude concept design definition. Just identifying and addressing those potential problems in terms of the minimal technology available at the concept design stage is considered very important to the success of ship design. The design and construction of a ship free of excessive vibration continues to be a major concern and, as such, it is prudent to investigate, through analysis, the likelihood of vibration problems early in the de-

sign stage. Vibration analysis is aimed at the confirmation of the many design considerations associated with stern configuration, main propulsion machinery, propeller/shafting system and location and configuration of major structural assemblies. The ship hull structure includes the outer shell plating and all internal members, which collectively provide the necessary strength to satisfactorily perform the design functions in the expected sea environment. The hull structure responds as a free – free beam (both ends free) when subjected to dynamic loads. The vibration induced by the propulsion system is a common source of ship vibration. The vibration from this source manifests itself in several ways. Dynamic forces from the shafting system are transmitted to the hull through shaft bearings. The propeller induces fluctuating pressures on the surface of the hull, which induces vibration in the hull structure. The main and auxiliary engines can directly cause vibrations through dynamic forces transmitted through their supports and foundations. The response to this forcing can cause the vibration of the hull girder, deckhouse, deck and other structures, local structures and equipment. When attempting to determine the source of vibration, it is necessary to establish the frequency of excitation and to relate the frequency of excitation to the shaft rotational frequency by determining the number of oscillations per shaft revolution.

Ship structures are complex and may be analyzed after idealization of the structure. Several simplifying assumptions are made in the finite element idealization of the hull structure. The modeling requirements are that all significant structural sections are to be captured and deflection/ velocity/acceleration are to be sufficiently predicted. A three-dimensional finite element model representing the entire ship hull, including the deckhouse and machinery propulsion system, needs to be developed for vibration analysis. If a global model exists from any previous tasks such as stress analysis, it needs to be conditioned for vibration analysis. In the section which the global vibrations are studied, a three – dimensional ship model is prepared using a solid modeling software and the natural frequencies and mode shapes are determined using finite element analysis. In this way, the resonance frequencies and behaviour of the ship are determined.

Keywords: Ship vibration, finite element analysis, modal analysis.

Giriş

İkinci Dünya Savaşı'nın sonundan itibaren, ticari gemilerin boyutlarındaki ve bunların itici sistemlerindeki verim artışı, gemi inşaat mühendisliği açısından birçok teknik problemlere neden olmuştur (Özsoysal, 2004). Bunlardan en önemlisi, gemi titreşimleridir. Gemi tasarımındaki son gelişmeler, daha büyük stroklu ve daha güçlü dizel motorların kullanıldığı, daha büyük boyutlarda, daha hafif, daha esnek teknelerin yapılmasına yol açmıştır. Deniz taşımacılığında artan talebi karşılamak için ihtiyaç duyulan bu yapıların daha esnek olması titreşim problemlerini de beraberinde getirmektedir. Gemi boyut ve hızlarındaki büyük artışlar nedeniyle gemi titreşimleri, gemi tasarımı ve yapımında büyük önem taşıyor hale gelmiştir. Aşırı gemi titreşimleri, yolcu konforunu ve mürettebat yaşamını önemli ölçüde etkilemektedir. İnsan üzerindeki istenmeyen etkilerinin yanında, aşırı gemi titreşimleri, makina ve cihazlarda bozulmalara neden olmakla birlikte yapısal elemanlarda da yorulma hasarına neden olmaktadır. Gemi titreşimlerinin önüne geçilmesi için ilk olarak tasarım aşamasında henüz ayrıntılar geliştirilmeden önlem alınmalıdır. Tasarımın ilk aşamalarında basit kurallar (ampirik formüller) ve hesaplamalarla (sonlu eleman yöntemi) önemli titreşim problemlerinin önüne geçilebilir. Tasarımın başlangıç aşamasında mevcut teknolojileri kullanarak bu potansiyel problemleri belirlemek, gemi tasarımının başarılı olması açısından son derece önem taşımaktadır. Gemi tasarımının bu ilk aşaması "Konsept Tasarımı" olarak adlandırılmaktadır (American Bureau of Shipping, 2006). Konsept tasarımı, titreşimin engellenmesi sürecinin başladığı noktadır. Gemilerde tekrar eden şekilde ortaya çıkan ve deneylerle sabit olan titreşim problemlerinin çözüm kaynağının erken safhadaki tasarım aşaması olduğu açık olup, sonradan yapılacak olan düzeltmelerin çok ağır maliyetler gerektirdiği bilinmektedir. Önemli olan nokta, detaylandırmaya geçilmeden, erken safhada ve konsept tasarımı aşamasında titreşim planlaması yapılmasıdır. Tasarım aşamasında yapılacak olan bir takım basit çalışmalarla ileride ortaya çıkacak büyük titreşim problemlerinin önlenmesini sağlanabilmektedir. Olası büyük titreşim problemleri, tasarımın ham halinde mevcut bulunmaktadır. Bu noktaların tespiti,

gemi tasarımının başarılı olması açısından büyük önem taşımaktadır. İkaz, rijitlik, frekans oranı ve sönüm, yerel titreşimler ile ilgili önem teşkil eden dört ana unsurdur. Rezonansı önlemek ve ikaz kuvvetlerini azaltmak amacıyla detaylı hesaplamalar ve deneysel çalışmalar gerekmektedir. Bu çalışmalar genel olarak mühendislik analiz grupları tarafından gerçekleştirilmekte olup gemi tasarımcısının sorumluluğunda bulunmamaktadır. Erken safhada elde edilen sonuçlar, tasarım aşamasında yapılacak temel değişikliklerle, titreşim azaltılması konusunda önemli rol oynayabilir. Gemi tasarımcısının başlıca işlevi, detaylı araştırma için geminin genel konseptini belirlemek ve ileriki safhalarda detaylı analizin gerekli olup olmadığına karar vermektir. Konsept tasarımının kalitesi, kabul edilebilir nihai bir tasarım elde edilebilmesi için birçok detaylı aşamaya bağlıdır. Uzun süreli hesaplamalar ve model testleri gerektiren yüksek başarımlı bir konsept elde etme için kritik noktaların tespiti açısından tasarımcı, birtakım basit metodolojilere ihtiyaç duymaktadır.

Gemi titreşimleri bakımından, yerel titreşim problemlerinin yanı sıra geminin bütününde ortaya çıkan global titreşimler de gemi emniyeti açısından büyük önem taşımaktadır. Bu bakımdan, bu çalışmayla, gemi klasifikasyon kuruluşları tarafından belirli tonajın üzerindeki gemiler için istenen bu analizlerin seri olarak üretilen gemiler için bir kereye mahsus olarak yapılarak ön tasarım (konsept tasarımı) aşamasında gemi tasarımcılarına titreşim açısından kritik yerel bölgeler için fikir vermesi hedeflenmektedir.

Gemilerde ortaya çıkan titreşimler ile ilgili önem teşkil eden dört ana unsur;

1. İkaz
2. Rijitlik
3. Frekans Oranı
4. Sönüm

olarak sıralanmaktadır. Aşağıda belirtilen işlemler, titreşimin azaltılmasına önemli ölçüde katkıda bulunmaktadırlar.

1. İkaz kuvvetinin (F) genliğini azaltmak: Pervaneden kaynaklanan gemi titreşiminde, per-

vanenin kararsız hidrodinamik özellikleri değiştirilerek, ikaz kuvveti azaltılabilir. Bu durum, birtakım yapısal değişikliklerle iz akışının düzensizliğini azaltarak veya doğrudan pervanenin geometrisinde yapılacak değişikliklerle gerçekleştirilebilir.

2. Rijitliği (k) artırmak: Rijitlikte yapılan değişikliklerle geminin doğal frekansında yapılması istenen değişiklik, rijitliğin artırılmasıyla sağlanır. Titreşimin azaltılması için rijitliğin azaltılması tercih edilen bir yol değildir.
3. Frekans oranının (ω/ω_n) 1'e yakın değerlerinden (rezonans durumundan) kaçınmak: Rezonans durumunda, ikaza sadece sönümle karşı konulur. Frekans oranı (ω/ω_n) değeri ya ikaz frekansı (ω) ya da doğal frekans (ω_n) değerlerinin değiştirilmesiyle değiştirilebilir. Frekans spektrumundaki değişiklik, ilgili dönen aksamın (ana makina, yardımcı makina, vb.) devir sayının değiştirilmesi veya pervane ikazlı titreşimde, pervane devir sayısı veya pervane kanat sayısının değiştirilmesiyle sağlanabilir. Yapının doğal frekans (ω_n) değeri ise ancak yapının kütle ve rijitlik değerlerinin değişmesiyle değişebilir. Genellikle tercih edilen yol yapının rijitliğinin artırılması olmaktadır.
4. Sönüm oranını (ζ) artırmak: Yapısal sistemlerde ve özellikle gemilerde oldukça küçüktür ($\zeta \ll 1$). Bu yüzden, rezonansa yakın durumlar dışında, titreşim neredeyse sönümsüzdür. Ayrıca gemi gibi yapılarda sönümün artırılması çok zor olup, sönüm oranı değeri, titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi konusunda yukarıda sayılan dört unsur arasında tasarımcı açısından en az etkili olmaktadır.

Geminin titreşim cevabının azaltılmasıyla ilgili yukarıdaki dört unsur öne çıkmaktadır. Titreşim cevabının tespiti için bu dört unsurun da ölçülmesi gerekse de, konsept tasarımı safhasında sadece iki tanesinin titiz bir şekilde ele alınmasıyla yeterli sonuçlar elde edilebilmektedir. Bu iki unsur, ikaz ve frekans oranıdır. Bu unsurlarla ilgili aşağıdaki iki hedefin yerine getirilmesi, başarılı gemi tasarımlarının gerçekleşmesini sağlamaktadır. Bunlar, diğer tasarım parametreleri tarafından koyulan kısıtlar çerçevesinde baskın titreşim ikazını minimize etmek ve baskın titreşim ikazının meydana geldiği bölgelerdeki alt sistemlerde ortaya çıkan rezonansı ön-

lemek olarak sayılmaktadır. Titreşim cevabının aksine, yukarıda sayılan durumlar için ikaz ve frekans oranı değerleri, büyük başarı oranıyla önceden tahmin edilebilmektedir. Gemi gövdesi ve temel alt sistemlerin doğal frekansları, genel olarak uygun modelleme ve modern sayısal analiz yöntemleriyle hesaplanabilmektedir. Erken safhada elde edilen sonuçlar, tasarım aşamasında yapılacak temel değişikliklerle, titreşim azaltılması konusunda önemli rol oynayabilir. Gemi tasarımcısının başlıca işlevi, detaylı araştırma için geminin genel konseptini belirlemek ve ileriki safhalarda detaylı analizin gerekli olup olmadığına karar vermektir. Konsept tasarımının kalitesi, kabul edilebilir nihai bir tasarım elde edilebilmesi için birçok detaylı aşamaya bağlıdır. Uzun süreli hesaplamalar ve model testleri gerektiren yüksek başarımlı bir konsept elde etmek için kritik noktaların tespiti açısından tasarımcı, birtakım basit metodolojilere ihtiyaç duymaktadır. Deneyimler, büyük gemilerin konsept tasarımında titreşimle ilgili konularda genel olarak aşağıdaki unsurlar üzerinde durulduğunu göstermektedir.

1. Ana makinadan kaynaklanan düşey gövde giriş titreşimleri.
2. Pervaneden kaynaklı ana makina ve shaft sistemi boyuna titreşimleri.
3. Düşey gövde giriş titreşimlerinden kaynaklanan üstyapı baş – kık titreşimleri ve itici sistemlerden kaynaklanan boyuna titreşimler.

Bunlara ek olarak, gemi seyir testlerinde, trabzanlar, antenler, kaplamalar vb. gibi birçok yerel bölgede titreşimler gözlemlenmektedir. Fakat bu tür yerel yapılarda meydana gelen titreşimler genelde küçük problemler olarak değerlendirilmekte ve yerel rijitleştirme işlemleri ile giderilme yoluna gidilmektedir. Gemi bünyesinde titreşim açısından incelenecek yapıların rezonans tehlikeleri aşağıdaki adımlarla kontrol edilir:

1. İtici sistemin, ilgili ikaz frekanslarının belirlenmesi.
2. İlgili ikaz frekanslarının, doğal frekanslarla karşılaştırılması.
3. Eğer rezonans tehlikesi varsa, uygun yapısal değişikliklerin yapılması.

İlk adımda, geminin çeşitli bileşenlerinin doğal frekansları tahmin edilmelidir. İkinci adımda, ilgili ikaz frekanslarının tespiti zor olabilir çünkü bu karar sürecinde maliyet/fayda saptaması yapmak her zaman zordur. Üçüncü adımda, hesaplanan doğal frekans, ikaz frekansıyla karşılaştırılmalı ve frekans farkının yeterli olup olmadığı tayin edilmelidir. Genellikle, rezonans tan kaçınmak için, kritik altı veya kritik üstü tasarım yaklaşımı seçilmelidir.

Kritik altı tasarım : Yapının doğal frekansı, ikaz frekansından yüksektir.
Kritik üstü tasarım : Yapının doğal frekansı, ikaz frekansından düşüktür.

Genelde, kritik altı tasarım yöntemi tercih edilmektedir. Deneyimler, yük gemilerinin tipik yavaş çalışan itici sistemleri için kritik altı yaklaşım, göreceli olarak daha kolay uygulanmakta olduğunu göstermektedir. Oysa orta hızlı dizel makinalı itici sistemler (rijit monte edilmiş) veya nispeten yüksek pervane devir hızları düşünüldüğünde, kritik altı tasarım felsefesinin uygulanmasından elde edilen frekanslar, yapısal tasarım açısından pratik olarak gerçekleştirilemeyecek kadar yüksek olabilir. Bu durumlarda, kritik üstü tasarım felsefesi uygulanmalıdır.

Global gemi modeli

Gemi yapıları aşırı karmaşık yapılar olup ancak gemi yapısıyla ilgili birtakım sadeleştirmeler ve birçok basitleştirici kabullerle sonlu eleman analizi gerçekleştirilebilmektedir. Sonlu eleman analizi için güverteler ve itici sistemler dahil tüm gemiyi temsil edecek bir model oluşturulması gerekmektedir (Kim, 2006). Titreşim analizi açısından, geminin ana yapısının yanında, paneller, plaklar, profiller, bölmeler, trabzanlar vb. gibi yerel yapılar da tanımlanmalıdır. Genelde bağlı buldukları ana yapıdan kaynaklanan ikazlardan dolayı titreşim açısından en çok sorun yaşanan bölgelerin başından bu yerel yapılar gelmektedir. Eğer gerilme analizi vb. gibi başka analizler için hazırlanmış modeller var ise bu modeller titreşim analizi için yeniden düzenlenmelidir. Ağırlık dağılımı, titreşim analizinde çok önemli bir unsur teşkil etmektedir. Tüm ağır ekipmanlar, kütle elemanlar olarak ağırlık mer-

kezleri ve kütle değerleri dikkate alınarak modellenmelidir. Titreşim analizde önemli bir diğer unsur ise yükleme durumudur. Genelde tam yük durumu ve balast durumu olmak üzere geminin tasarlanan hızda işletildiği durumlar için analizler gerçekleştirilmektedir. Yük durumunu temsil etmek için sonlu eleman modelindeki kargo tanklarının içerisindeki yük kütle elemanlarla modellenmektedir. İki boyutlu konstrüksiyon resimlerinden yola çıkılarak tüm geminin sonlu eleman modeli, tekne, ana güverte, baş ve kık kasaralar, kargo tankları, postalar, kemereler, üst yapı ve makina dairesi olmak üzere tüm gemiyi temsil edecek şekilde oluşturulmuştur.

Geminin ana yapısı posta (frame) adı verilen omurga şeklindeki parçalardan oluşur. Gemi, çift cidarlı tasarlanmış olup postaların dış yüzeyi dış cidarı, iç yüzeyi ise iç cidarı oluşturur. Postalar iç yüzeylerinden kemere adı verilen uzun profillerle birbirlerine bağlıdır. Bu kemereler aynı zamanda iç cidarın omurgasını oluşturarak kargo tanklarının sınırlarını meydana getirirler. Gemide toplam 12 adet kargo tankı bulunmaktadır. Bu tanklar özel bir forma sahip duvarlarla birbirlerinden ayrılırlar. Baş ve kık kasaraların yanında ana makinanın mesnetlendiği taban (engine foundation) da modellenmiştir. Geminin baş üstü, kık güvertesi ve ana güvertesi 11 mm kalınlığında levhalardan oluşmuştur. Geminin teknesi ise 10 ile 14 mm arasında değişen levhalarla kaplıdır. Ana güvertenin üzerinde mukavemeti artırması açısından enine ve boyuna kemereler kullanılmıştır. Bu kemereler ise 17 mm genişliğinde Hollanda profili adı verilen yapılarla oluşturulmuştur. Posta kalınlıkları ise 12 mm olup tekne toplam 48 postadan oluşmaktadır.

Bu çalışma için İstanbul – Tuzla’da bulunan ADİK tersanesinde üretilmiş olan ve Şekil 1’de resmi gösterilen “Procida”adlı 18.000 DWT’luk bir kimyasal tanker seçilmiştir.

Modellenmek üzere seçilen geminin başlıca özellikleri Tablo 1’de belirtilmiştir.

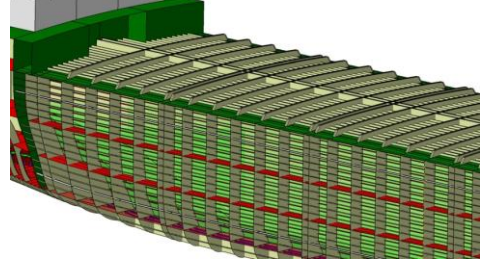
CATIA yazılım ortamında oluşturulan üç boyutlu gemi modeline ait detay ve kesit resimleri Şekil 2 – 6’da gösterilmiştir.



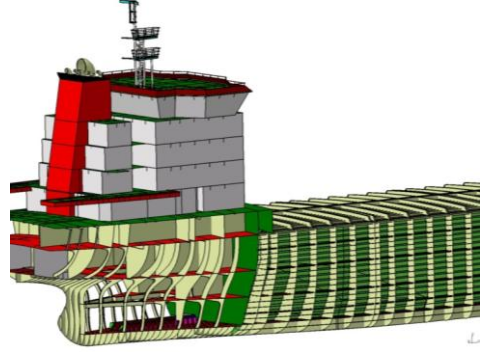
Şekil 1. Modellenen gemi

Tablo 1. Modellenen geminin başlıca özellikleri

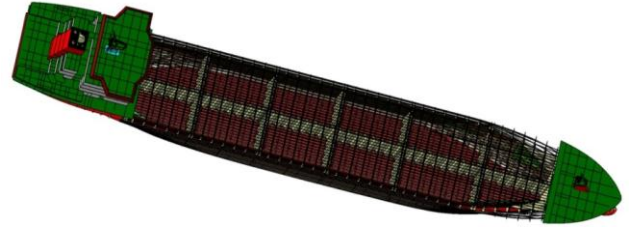
Özellik	Değer
Adı	Procida
Kodu	CT75
Tipi	Kimyasal tanker
Tonajı	18 000 DWT
Boyu	149.108 m
Genişliği	22.399 m
Baş su kesimi	0.379 m
Kıç su kesimi	4.280 m
Ortalama su kesimi	2.329 m
Trimi	3.901 m
Ağırlık merkezi (boyuna)	59.469 m
Ağırlık merkezi (enine)	0.034 m
Ağırlık merkezi (düşey)	9.560 m
Orijin	Dümen eksenine
Servis hızı	14.5 knot
Pervane devir sayısı	173 rpm
Pervane kanat sayısı	4
Ana makina	MAN 8S35MC



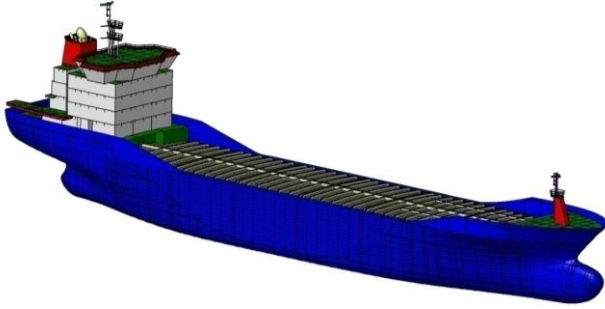
Şekil 4. Gövde kirişleri detayı



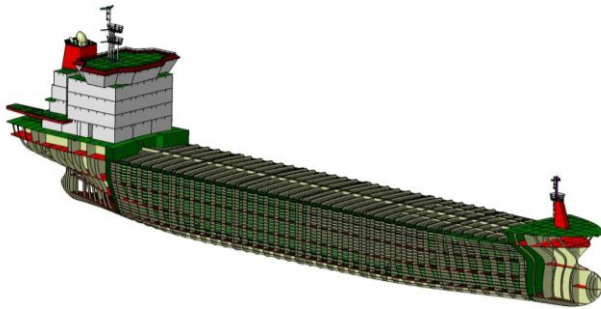
Şekil 5. Kıç kasara detayı



Şekil 6. Kargo tankları



Şekil 2. Model genel görünüşü



Şekil 3. Gemi çift-cidar detayı

Global sonlu eleman modeli

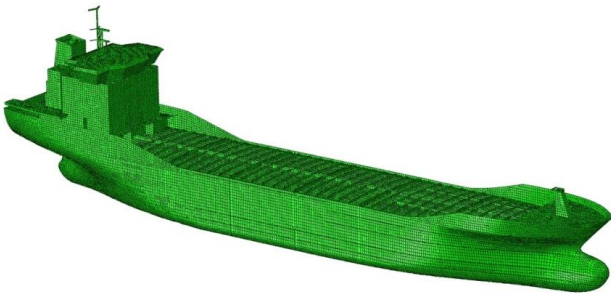
Çalışmada gemi, serbest – serbest (susuz) ve su içinde olmak üzere serbest titreşim açısından global olarak incelenerek, tüm geminin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin belirlenmesine çalışılmıştır.

Öncelikle analiz için oluşturulan katı modelin, bir sonlu eleman yazılımı kullanılarak modal analizi gerçekleştirilmiştir. Daha sonra modal analiz sonucunda hesaplanan doğal frekanslar bir sonişlemci yazılımı ortamında işlenerek mod şekilleri belirlenmiştir. Doğru bir analiz için, üç boyutlu sonlu eleman modelinin, tekne, güverte, ambarlar, makina dairesi, üstyapı ve itici sistemler dahil olmak üzere tüm gemiyi temsil edecek şekilde oluşturulması gerekir. Ayrıca rijitlik açısından birinci derecede önem taşıyan enine ve

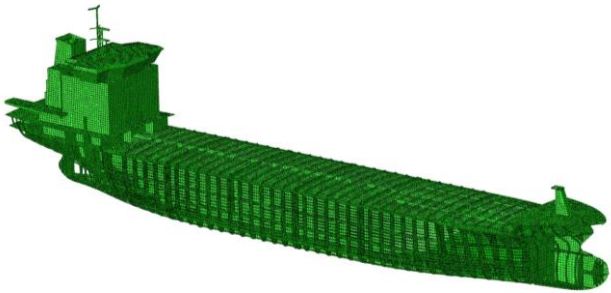
boyuna profillerin de (kemereleler) modellenmesi sonuçların sağlıklı çıkması açısından büyük önem taşımaktadır. Bunun yanında, sonlu eleman ağ yapısının oluşturulacağı eleman tipi ve boyutunun seçimi de analizin başarılı olması bakımından önemli bir unsurdur.

CATIA yazılım ortamında oluşturulan üç boyutlu gemi modelinin ağ yapısı (mesh) HYPERMESH sonlu eleman programında oluşturulmuştur. Tüm parçalar, ortalama boyutu 500 mm olan doğrusal dörtgen plak (quadrilateral) elemanlarla ve yapısal metotla ayrı ayrı modellenmiş olup daha sonra gemi yapısına uygun olarak birbirleriyle temas ettirilmişlerdir.

Sonlu eleman yazılımıyla oluşturulmuş global ağ yapısına ait detaylar Şekil 7 – 11’de gösterilmektedir.



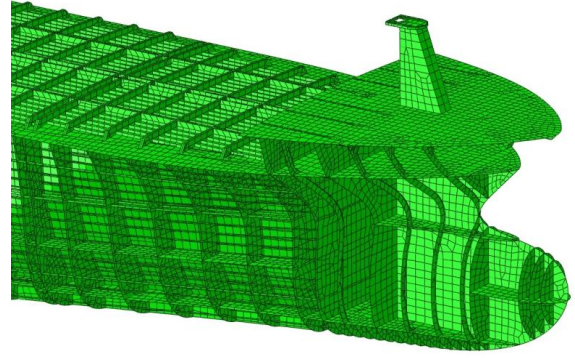
Şekil 7. Global sonlu eleman modeli genel görünüşü



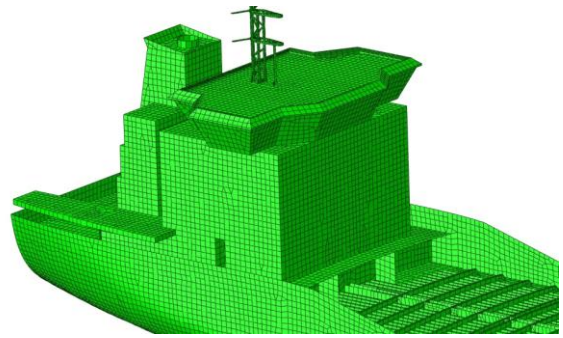
Şekil 8. Global sonlu eleman modeli detayı

Global sonlu eleman analizi

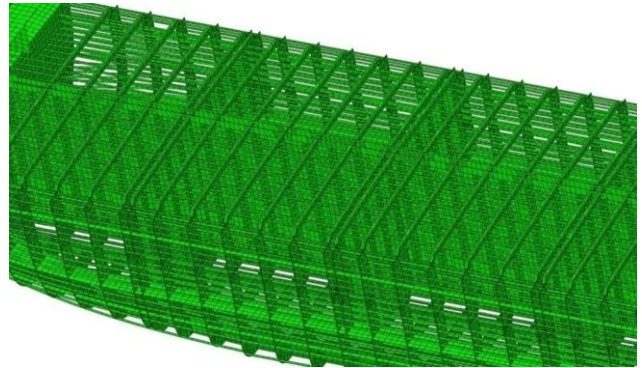
Çalışmada, global gemi sonlu eleman modelinin ve ağ yapısının oluşturulmasından sonra sırasıyla serbest – serbest (susuz) ve su içinde serbest titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. Global gemi titreşimlerinin analizinde genel olarak Şekil 12’de gösterilen yol takip edilmektedir.



Şekil 9. Global sonlu eleman modeli baş kasara detayı



Şekil 10. Global sonlu eleman modeli üstyapısı

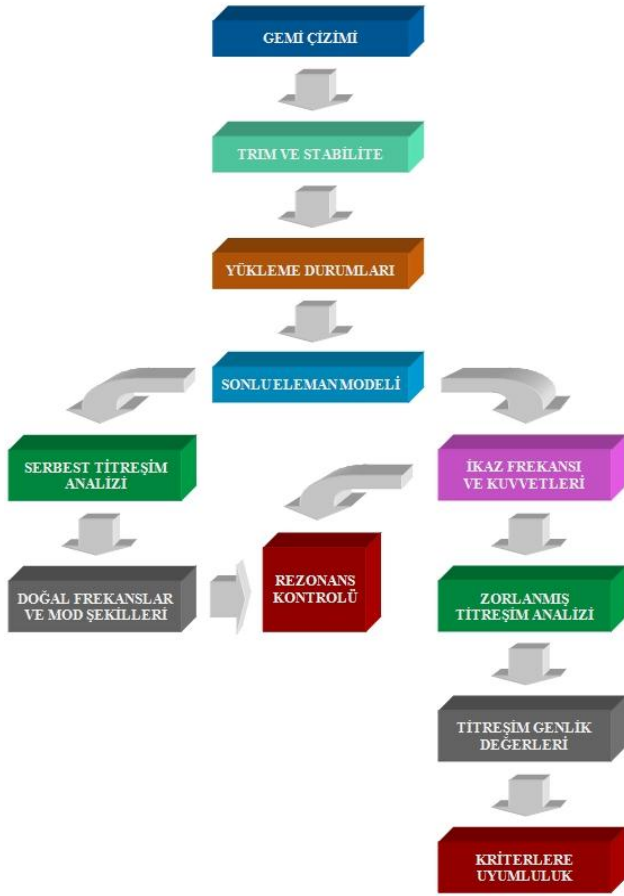


Şekil 11. Global sonlu eleman modeli gövde kirişleri detayı

Serbest – serbest titreşim analizi

Çalışmanın bu bölümünde modellenen gemi serbest – serbest olarak kabul edilmiş ve bu şekilde serbest titreşim analizi gerçekleştirilerek doğal frekans ve mod şekilleri tespit edilmiştir. Özdeğerlerin (doğal frekansların) elde edildiği karakteristik ifadenin köklerinin bulunmasında sayısal yöntem olarak Block-Lanczos algoritması kullanılmıştır. Tablo 2’de analiz ile ilgili

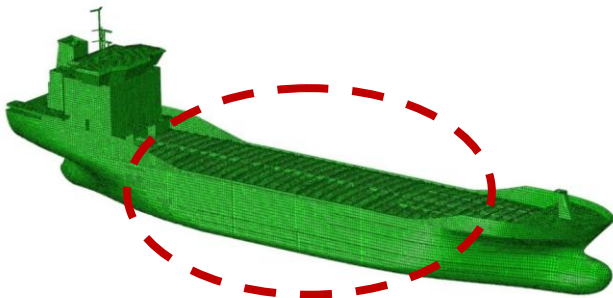
değerler, Şekil 13'te ise global sonlu eleman modeli gösterilmiştir.



Şekil 12. Gemi titreşimleri analiz prosedürü

Tablo 2. Sonlu eleman analiz değerleri

Eleman sayısı	185 029
Düğüm noktası sayısı	166 159
Kullanıcı tanımlı düğüm noktası sayısı	166 159
Toplam değişken sayısı	996 954
Toplam analiz süresi	69 071 s

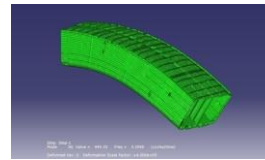


Şekil 13. Global sonlu eleman modeli

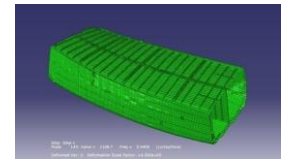
İlk 6 rijit cisim modundan sonra gelen ilk 8 global doğal frekans değeri Tablo 3'te, mod şekilleri ise Şekil 14'te sunulmuştur.

Tablo 3. Global doğal frekanslar

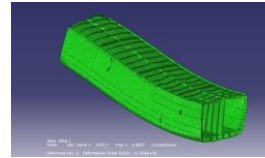
Mod No.	Açıklama (düğüm sayısı)	Doğal frekans (Hz)
1	Düşey eğilme modu (2)	3.3549
2	Yanal eğilme (2) + burulma modu (1)	5.4409
3	Düşey eğilme modu (3)	6.8837
4	Yanal eğilme (3) + burulma modu (2)	11.175
5	Düşey eğilme modu (4)	11.314
6	Burulma modu (2)	12.056
7	Düşey eğilme modu (4)	14.009
8	Burulma modu (3)	16.389



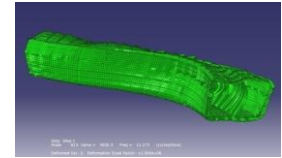
(a) Global mod 1



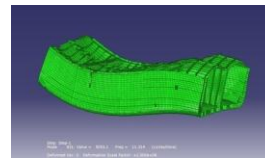
(b) Global mod 2



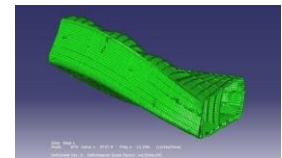
(c) Global mod 3



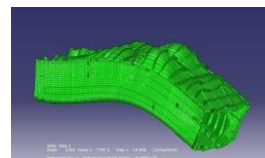
(d) Global mod 4



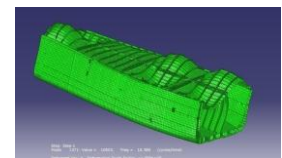
(e) Global mod 5



(f) Global mod 6



(g) Global mod 7



(h) Global mod 8

Şekil 14. Global mod şekilleri

Su içinde serbest titreşim analizi

Çalışmanın bu bölümünde gemi su içinde modellenmiş ve serbest titreşim analizi gerçekleştirilerek doğal frekans ve mod şekilleri tespit edilmiştir. Bir önceki analiz için hazırlanmış

olan gemi ağ yapısı aynen kullanılmış olup su, ise akustik elemanlarla modellenmiştir.

Akustik elemanlarla serbest titreşim analizinde, en kısa akustik dalgaboyunun belirlenmesi zor olup, bu değer tespiti için en yüksek frekans değeri veya öngörölmüş sınır şartlarını kullanmak mümkündür. “Düğümlararası Mesafe” bir elemanın bir düğüm noktasının en yakın komşu düğüm noktasına uzaklığı olarak tanımlanmakta olup bu değer, doğrusal bir eleman için eleman boyutunu, ikinci dereceden bir eleman için eleman boyutunun yarısını temsil eder. Sabit bir düğümler arası mesafe değeri için, ikinci dereceden elemanlar, doğrusal elemanlara göre daha hassaslardır. Akustik dalga boyu artan frekans değeriyle azalmakta olup belirli bir sonlu eleman ağ yapısı için frekans üst sınırı bulunmaktadır. L_{max} bir elemanın ağ yapısı içerisindeki maksimum düğümler arası mesafesi, n_{min} akustik dalga boyu başına düğümler arası aralık, f_{max} ikaz frekansı ve c_f akışkan (deniz suyu) içerisindeki ses hızı olmak üzere, maksimum doğrusal eleman boyutu,

$$L_{max} \leq \frac{c_f}{n_{min} \cdot f_{max}} \quad (1)$$

bağıntısı, akışkan içerisindeki ses hızı değeri ise,

$$c_f = \sqrt{\frac{K_f}{\rho_f}} \quad (2)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Deniz suyu için genel olarak kullanılan,

$$K_f = 2306.35 \text{ MPa ve } \rho_f = 1.025 (10^{-9}) \text{ ton/mm}^3$$

değerleri için,

$$c_f = 1500032.52 \text{ mm/s} \approx 1500 \text{ m/s}$$

olarak hesaplanır.

$n_{min} = 8$ olmak üzere, maksimum doğrusal eleman boyutu,

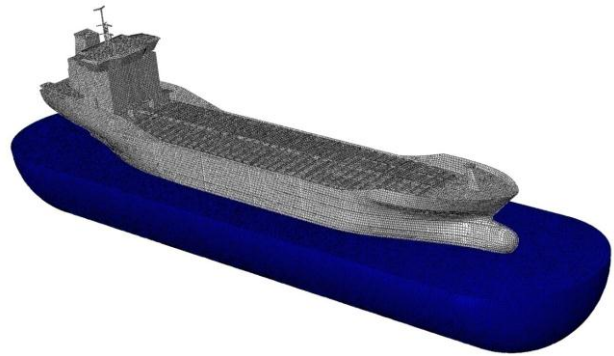
$$L_{max} \leq \frac{1500}{8.40}$$

$$L_{max} \leq 4,6875 \text{ m}$$

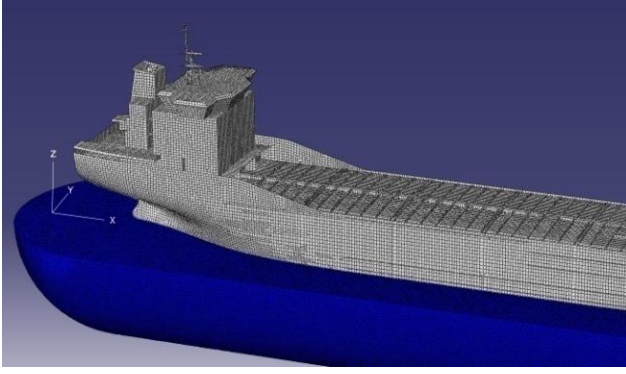
olarak bulunur. Bu analizde ise ortalama doğrusal eleman boyutu 600 mm olarak seçilmiş olup seçilen değer L_{max} değerinin çok altında bulunmaktadır.

HYPERMESH kullanılarak yapılan modellemede genel olarak aşağıda sıralanan adımlar takip edilmiş olup elde edilen sonlu eleman modeli Şekil 15’te gösterilmiştir. Şekil 16’da ise kabul edilen global koordinat sistemi tanımlanmıştır.

1. Suyun tanımlanması için iki çeyrek küre ve bu küreler arasına bir yarım silindir oluşturuldu.
2. Oluşturulan bu yüzeyler denizin atmosfere açık (free) yüzeyleri olduğundan üstleri kapatıldı.
3. Oluşturulan bu yüzeyler ile gemi su kesimi yüzeyleri kesiştirildi.
4. Elde edilen yüzeyler için tetrahedron elemanlarla ağ yapısı (mesh) oluşturuldu.
5. Oluşturulan model ABAQUS yazılımında çözdürülmek üzere transfer edildi.
6. ABAQUS’deki model üzerinde su elemanlarına “AC3D4” kodlu, lineer ve dört düğümlü akustik eleman tipi uygulandı.
7. Suyun malzeme özellikleri yazılıma tanımlandı.
8. Geminin dış cidarını oluşturan tüm yüzey elemanlarının yüzey normallerinin suya doğru bakması sağlanarak su ağ yapısı ile gemi ağ yapısı birleştirildi.
9. Su dış yüzeylerine (atmospere açık yüzey hariç) yansıtmayan (non-reflecting) sınır koşulları uygulandı.
10. Suyun atmosfere açık yüzeyine “0” (sıfır) basınç sınır şartı uygulandı.



Şekil 15. Su içinde global gemi sonlu eleman modeli



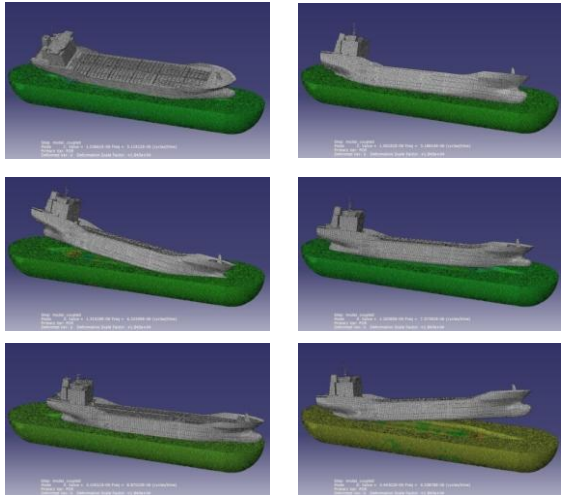
Şekil 16. Global koordinatlar ve eksen takımı

Yukarıda belirtilen adımlarla elde edilen model ABAQUS yazılımı kullanılarak çözülmüş ve Tablo 4’te analiz ile ilgili değerler verilmiştir.

Tablo 4. Sonlu eleman analiz değerleri

Eleman sayısı	970 452
Kullanıcı tanımlı eleman sayısı	970 562
Düğüm noktası sayısı	319 497
Kullanıcı tanımlı düğüm noktası sayısı	319 497
Toplam değişken sayısı	1 610 306
Toplam analiz süresi	202 309 s

İlk 6 rijit cisim modu Şekil 17’de gösterilmiştir.

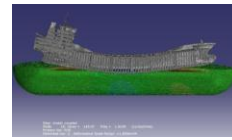


Şekil 17. Rijit cisim modları

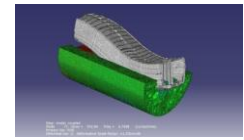
Şekil 15’teki global modelin ilk 6 rijit cisim modunun dışında kalan ilk 12 global doğal frekans değeri Tablo 5’te, mod şekilleri ise Şekil 18’de sunulmuştur.

Tablo 5. Global doğal frekanslar

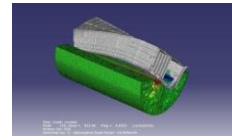
Mod No.	Açıklama (düğüm sayısı)	Doğal frekans (Hz)
1	Düşey eğilme modu (2)	1.9169
2	Düşey eğilme modu (3)	3.7458
3	Yanal eğilme (2) + burulma modu (1)	4.8353
4	Düşey eğilme modu (4)	5.2817
5	Yanal eğilme (3) + burulma modu (1)	5.4145
6	Düşey eğilme modu (4)	5.6903
7	Yanal eğilme (2) + burulma modu (2)	5.7154
8	Burulma modu (2)	6.7115
9	Düşey eğilme modu (5)	6.8863
10	Düşey eğilme modu (5)	7.6108
11	Yanal eğilme (3) + burulma modu (2)	8.0828
12	Uzama modu	14.670



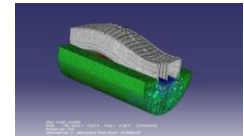
(a) Global mod 1



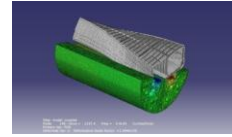
(b) Global mod 2



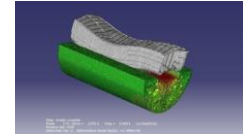
(c) Global mod 3



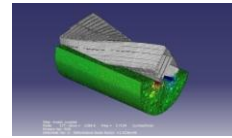
(d) Global mod 4



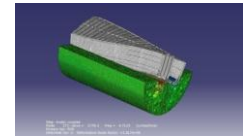
(e) Global mod 5



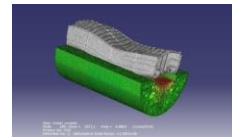
(f) Global mod 6



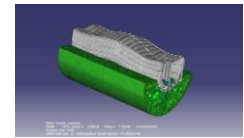
(g) Global mod 7



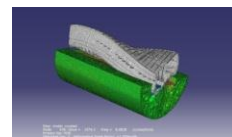
(h) Global mod 8



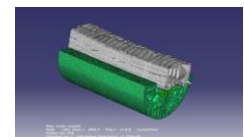
(i) Global mod 9



(j) Global mod 10



(k) Global mod 11



(l) Global mod 12

Şekil 18. Global mod şekilleri

Global gemi serbest titreşim analizlerinin karşılaştırılması

Geleneksel bir geminin iki düğümlü düşey eğilme doğal frekansı Kumai (1968)'nin aşağıda belirtilen formülüyle ampirik olarak hesaplanabilir.

$$N_2 = 3,07 \cdot 10^6 \sqrt{\frac{I}{\Delta_i L^3}} \quad (3)$$

$$\Delta_i = \left(1,2 + \frac{1}{3} \frac{B}{T_m}\right) \Delta \quad (4)$$

- N_2 : İki düğümlü düşey eğilme modunun doğal frekansı (1/dk)
 I : Kesit atalet momenti (m^4)
 Δ : Geminin taşıdığı suyun ağırlığı (ton)
 Δ_i : Eklenmiş su kütlesi ile beraber geminin taşıdığı suyun ağırlığı (ton)
 L : Dikeyler arası mesafe (m)
 B : Gemi orta kesit genişliği (m)
 T_m : Ortalama su kesimi (m)

İki düğüm noktalı düşey eğilme modunun doğal frekansı normalde ana makina ve pervanenin tehlikeli ikaz frekanslarının epeyce altında kalmaktadır. Bu ikaz frekanslarının genelde daha yüksek düğüm noktalı düşey eğilme modlarını ikaz ettiği bilinmektedir. Genelde ana makina ikazıyla 4 veya 5 düğüm noktalı düşey eğilme modları, pervane ikazı ile ise 7 düğüm noktalı düşey eğilme modları üzerindeki modlar ikaz edilmektedir.

Büyük gemilerin tam yükte pervane ikaz frekansı 8 – 12 Hz arasındadır. Genelde 1 – 2 Hz arasında olan iki düğüm noktalı düşey eğilme doğal frekansı normal işletme şartlarında tehlike sınırının çok altındadır.

Johannessen ve Skaar (1980) tarafından verilen aşağıdaki formül ise iki düğüm noktalı düşey modun doğal frekansı cinsinden ilk birkaç düşey doğal frekansı hesaplamak için kullanılmaktadır.

$$N_n \cong N_2(n - 1)^\alpha \quad (5)$$

- N_n : n düğümlü düşey eğilme modunun doğal frekansı (1/dk)
 n : Düğüm sayısı
 α : 1.02 (Tankerler için)

Önceki bölümde su içinde global serbest titreşim analizi yapılmış ve global doğal frekans değerleri tespit edilmiştir. Bu bölümde ise düşey titreşim doğal frekanslarını veren ve ilk bölümde açıklanan Kumai'nin (1968) ampirik formülüyle (basit giriş yaklaşımı) ilk 4 düşey doğal frekans değeri hesaplanarak sonlu eleman analizi sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Kumai (1968) ve Johannessen-Skaar (1980) tarafından verilen ampirik formüller için,

- I : 44.534 m^4
 Δ : 5088.87 ton
 Δ_i : 22414.32 ton
 L : 140 m
 B : 22.4 m
 T_m : 2.33 m

olmak üzere,

- N_2 : 1.3768 Hz
 N_3 : 2.7920 Hz
 N_4 : 4.2222 Hz
 N_5 : 5.6620 Hz

olarak hesaplanır. Tablo 6'da sonlu eleman analizi ve ampirik formüller ile hesaplanmış olan doğal frekans değerlerinin karşılaştırılması verilmektedir.

Tablo 6. Doğal frekansların karşılaştırılması

Düşey Mod	Ampirik formül (Hz)	Sonlu eleman analizi (Hz)	Fark (%)
Mod 1 (2 düğümlü)	1.3768	1.9169	28.18
Mod 2 (3 düğümlü)	2.7920	3.7458	25.48
Mod 3 (4 düğümlü)	4.2222	5.2817	20.06
Mod 4 (5 düğümlü)	5.6620	6.8863	17.78

Sonuçlar

Global gemi titreşimleri ile ilgili sonlu eleman yöntemiyle yapılmış olan çalışmalardan aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

- Çalışmanın ilk safhalarında geminin üstyapısı ve gövde kirişleri bulunmamakta idi. Geminin üst yapı (superstructure), gövde kirişleri (girders), ara bölmeler (bulkheads), rijitleştirici profiller (stiffeners), ana makina mesneti (foundation), direk ve antenler gibi diğer bölümlerinin eklenmesinde sonra doğal frekans değerleri ve mod şekillerinde belirgin değişiklikler gözlemlenmiştir.
- Geminin gerçek hidrostatik değerlere uygun olarak gerçekleştirilmiş olan su içinde serbest titreşim analizi sonucu ortaya çıkan sonuçların susuz ortamda gerçekleştirilmiş sonuçlara göre ciddi farklılıklar gösterdiği ortaya çıkmıştır.
- Genelde gemi hesaplarında kullanılan ve kiriş teorisine dayanan ampirik formüllerle hesaplanan doğal frekans değerleri ile sonlu eleman yöntemiyle hesaplanan değerler arasında %30'a yakın farklılıklar tespit edilmiştir.

tir. Bu sonuç da sonlu eleman yöntemiyle yapılan analizlerin gerekliliğini vurgulamaktadır.

Kaynaklar

- American Bureau of Shipping, (2006). Guidance notes on ship vibration, New York, USA.
- Johannessen, H. ve Skaar, K.T., (1980). Guidelines for prevention of excessive ship vibration, *SNAME Transactions*, 88.
- Kim, I., (2006). A development of data structure and mesh generation algorithm for whole ship analysis modeling system, *Advances in Engineering Software*, **37**, 2, 85-96.
- Kumai, T., (1968). On the estimation of natural frequencies of vertical vibration of ships, *Report of Research Institute for Applied Mechanics*, **16**, 54.
- Özsoysal, R., (2004). A review of recent ship vibration papers, *The Shock and Vibration Digest*, **36**, 3, 207-214.