itüdergisi/***d***
mühendislik
Cilt:5, Sayı:1, Kısım:1, 57-66
Şubat 2006

Gemilerde bünyesel titreşimlerin incelenmesi

Reyhan ÖZSOYSAL*, Ali İhsan ALDOĞAN

İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü, 34469, Ayazağa, İstanbul

Özet

Kiriş olarak modellenmiş, büyük güverte açıklığına sahip gemilerde antisimetrik hareketler için titreşim analizi yapılırken eğilme ve burulma titreşim biçimleri bileşik olarak ele alınır Bunun nedeni kayma merkezi ile ağırlık merkezi arasındaki düşey uzaklığın büyük olmasıdır. Ayrıca açık en kesitli kiriş modellemelerinde burulma titreşim analizinde çarpılma etkisi de araştırılmalıdır. Örnek gemi görderi düzeltilmiş ince cidarlı kiriş olarak modellenmiş, böylece dönme ataleti, kesme şekil bozuklukları ve çarpılma terimlerini içine alan model kurulmuş, diğer bazı kiriş modellemelerine (Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko, Düzeltilmiş Timoshenko ve İnce cidarlı) ait hareket denklemleri ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Seçilen gemi model kirişine ait doğal frekanslar elde edilmiş ve dalgalı denizdeki tepkisel davranışları incelenmiştir.
Anahtar Kelimeler: *Kkiriş modellemesi, anti-simetrik titreşim, çarpılma rijitliği, rezonans.*

An investigation on the structural vibration behaviour of ships

Abstract

The examination of the antiymmetic motions of a flexible hull involves the formulation of stuctural dynamic theory defining the motions and distortions, and hydrodynamic theoy that describes the fluid action applied to a ship in waves. The structural dynamic theory is referred to the dry hull analysis and the ship is modeled as a beam with free ends vibrating in a vacuo in the absence of any external force and internal hull damping In the analysis of anti-symmetric vibrations of ships with large deck openings, the bending and torsional vibration behaviours are taken into account simultaneously due to the large vertical distance between the gravity and shear centres. Furthermore, the warping stiffness effect must also be investigated in the analysis of the torsional vibration of any beams with opened sections. In this paper, the ship was modelled as a modified thin walled beam and the model incorporated rotary inertia, bending deformations and warping stiffness. A generalised governing equation was derived to describe the ship motion. This equation can simulate the behaviour of Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko and thin walled beam models through clearly defined parameter adjustments. Natural frequencies, response and behaviour of each selected ship beam models were comprehensively investigated and conclusions were derivedbased models.. The cruising speed and heading angle for unit wave amplitude at resonating situation were determined then bending moment, shear force and torsional moment amplitudes were shown in graphics
Keywords: *Ship beam model, anti-symmetric vibration, warping stiffness, resonance.*

---

*Yazışmaların yapılacağı yazar: Reyhan ÖZSOYSAL. reyhanoz@itu.edu.tr; Tel: (212) 285 64 11.
Bu makale, birinci yazar tarafından İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi'nde tamamlanmış olan "Gemilerde bünyesel titreşimlerin incelenmesi" adlı doktora tezinden hazırlanmıştır. Makale metni 29.11.2004 tarihinde dergiye ulaşmış, 28.12.2004 tarihinde basım kararı alınmıştır. Makale ile ilgili tartışmalar 31.07.2006 tarihine kadar dergiye gönderilmelidir.

Giriş

Kiriş olarak modellenen gemi görderi periodik veya periodik olmayan kuvvetlerin etkisi altında yanal titreşimler, dikey titreşimler, boyuna titreşimler ve burulma titreşimleri yapar. Bu titreşim biçimleri alışılagelmiş tipteki gemilerde bileşik olarak ele alınmaz. Bu tipteki gemilerde ağırlık merkezi ile kayma merkezi arasındaki düşey uzaklıklar küçük olduğundan ihmal edilmektedir. Buna karşılık özellikle büyük güverte açıklığına sahip konteyner türü gemilerde, açık en kesite ait kayma merkezi en kesit dışında yer aldığından bileşik yanal eğilme ve burulma titreşimleri oldukça büyük değer alır. Kiriş modellemesi yapılırken ağırlık merkezi ile kesme merkezi arasındaki uzaklık ihmal edilmemelidir (Senjanovic ve Grubisic, 1991).

Bu çalışmada; Timoshenko kiriş teorisi (Timoshenko ve diğ, 1974) ile ince cidarlı kiriş teorisi (Gjelsvik, 1981) baz alınarak düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modelinin muhtemel gemi kiriş modellemelerine uygulaması yapılmış ve literatürde yer alan kiriş modellemelerine ait (Euler-Bernoulli, Rayleight, Timoshenko, Düzeltilmiş Timoshenko ve ince cidarlı kiriş) matematiksel modellemelerinide kapsayan ve sonuç karşılaştırması yapılan bir çalışma ortaya konmuştur. Böylece açık en kesitli kirişlere ait hareket denklemleri elde edilirken kayma rijitliği, dönme ve çarpılma ataletleri ile çarpılma rijitliği etkileri gözönüne alınmıştır. Ayrıca, seçilen örnek gemi kiriş modeli için iki boyutlu hidrodinamik karakteristikler elde edilmiş ve modellemesi yapılan örnek gemi kirişinin dalgalı bir denizdeki tepkisel davranışları incelenmiştir. Bu amaçla, yapısal ve akışkan dinamiği teorileri kullanılmış, ideal akışkan kabulu yapılmıştır. Esnek bir tekne yapısının antisimetrik hareketlerini incelemek üzere hareketi ve elastik şekil değişimlerini yapı dinamiği teorisine ait formüller ile; dalgalar arasındaki gemiye etkiyen akışkan kuvvetlerini içeren hidrodinamik teoriye ait formüller elde edilmiştir.

Matematiksel model

Bir kirişe ait boyuna eksen x, düşey eksen z ve yatay eksen y olarak seçilirse; klasik Timoshenko kiriş teorisine göre, gerilme yerdeğiştirme ilişkisi kullanılarak eğilme momenti [M(x,t)] ve kesme kuvveti [Q(x,t)] ,

$$M(x,t) = EI(x)\frac{d\theta(x,t)}{dx} \tag{1}$$

$$Q(x,t) = KA(x)G\left[\theta(x,t) - \frac{v(x,t)}{dx}\right] \tag{2}$$

olarak elde edilir (Wang, 1995). Burada malzeme izotropik olarak kabul edilmiş, E elastisite modülünü, G kayma modulünü, θ(x,t) eğilmeden kaynaklanan dönmeyi, v(x,t) ağırlık merkezinden geçen yatay eksene göre yanal yerdeğiştirmeyi, K kesme düzeltme katsayısını, I(x) 2.inci alan momentini ve A(x) en kesit alanını göstermektedir.

Klasik burulma kiriş teorisinde kayma ve normal gerilme eşitliklerinden faydalanılarak, toplam burulma momenti [T(x,t)]; burulma momenti [M_t(x,t)] ile çarpılma momentinin [M_w(x,t)] toplamından oluşmaktadır (Saucha ve Rados, 2001).

$$M_t(x,t) = GI_t(x)\frac{d\phi(x,t)}{dx} \tag{3}$$

$$M_w(x,t) = -EI_w(x)\frac{d^3\phi(x,t)}{dx^3} \tag{4}$$

Formüllerde, I_t(x) burulma modulü, I_w(x) çarpılma modulü ve ϕ(x,t) x ekseninde dönme olarak tanımlanmaktadı.

Hareket denklemleri

Kiriş elemanına ait enine doğrultudaki denge denklemi elde edilirken D'Alembert prensibinden yararlanılır. Eğer kiriş boşlukta kendi ağırlığı ile titreşim hareketi yaparsa tüm dış kuvvetler ile sönüm etkileri ortadan kalkar. Bu durumda yanal eksendeki hareket denklemi

$$Q'(x,t) = \mu(x)\ddot{v}(x,t) \tag{5}$$

olarak elde edilir. Burada, (′) ve (˙) indisleri sırasıyla konuma ve zamana göre türevleri göstermektedir. 5 Numaralı denklemde sağ taraf kirişin enine hareketinden dolayı oluşan atalet kuvvetidir ve $\mu(x)$ birim boya karşılık gelen kütlesidir. $v_s(x)$ kayma merkezindeki yanal yerdeğiştirme olup,

$$v_s(x,t) = v(x,t) + \phi(x,t)\bar{z}(x) \tag{6}$$

ile temsil edilmekte, $\bar{z}(x)$ ise kayma merkezi ile ağırlık merkezi arasındaki düşey uzaklık olarak tanımlanmaktadır. 5 ve 6 numaralı denklemler birlikte ele alınırsa, yanal eksendeki hareket denklemi

$$Q'(x,t) = \mu(x)\left[\ddot{v}_s(x,t) - \bar{z}\ddot{\phi}(x,t)\right] \tag{7}$$

olarak elde edilir. Ağırlık merkezinden geçen düşey eksen etrafındaki hareket denklemi ise aşağıda verilmiştir.

$$I_z(x)\ddot{\theta}(x,t) = M'(x,t) + Q(x,t) \tag{8}$$

Benzer şekilde, boyuna eksen doğrultusunda kiriş elemanına ait dönme denklemi,

$$\begin{aligned} &I_s(x)\ddot{\phi}(x,t) - I_\omega(x)\ddot{\phi}''(x,t) - \mu(x)\bar{z}(x)\ddot{v}_s(x,t) \\ &= T'(x,t) \end{aligned} \tag{9}$$

olarak elde edilir. Burada $I_s(x)$ kayma merkezinden geçen boyuna eksene göre birim boya karşılık gelen kütlesel atalet momentidir ve

$$I_s(x) = \rho I(x) + \mu(x)\left[\bar{z}(x)\right]^2 \tag{10}$$

değerine eşittir. Formüldeki ρ yoğunluk $I_\omega(x)$ kayma merkezinden geçen boyuna eksene göre birim boya karşılık gelen kütlesel çarpılma momenti olup, 9 numaralı denklemde birim boya karşılık gelen toplam kütlesel atalet momenti, enine kesitin dönmesinden dolayı oluşan kütlesel atalet momenti ile $[I_s(x)\ddot{\phi}(x,t)]$, en kesitin çarpılmasından dolayı oluşan atalet momentinin $[-I_\omega(x)\ddot{\phi}''(x,t)]$ toplamına eşit olarak alınmaktadır (Senjanoviç ve Fan, 1991). Verilen 1, 2, 7 ve 8 numaralı denklemlerin yardımı ile kiriş teorisine ait yanal eksendeki hareket denklemi (Bishop vd., 1979),

$$\begin{aligned} &\frac{\partial^2}{\partial}\left[EI(x)\right]\frac{\partial^2 v_s(x,t)}{\partial x^2} \\ &-\left[\boldsymbol{B}^* I_z(x) + \boldsymbol{A}^* \frac{\mu(x)EI(x)}{KA(x)G}\right]\frac{\partial^4 v_s(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} \\ &+\boldsymbol{A}^* \frac{\mu(x)EI(x)\bar{z}(x)}{KA(x)G}\frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} \\ &+\mu(x)\frac{\partial^2}{\partial t^2}\left[v_s(x,t) - \bar{z}(x)\phi(x,t)\right] \\ &+\boldsymbol{A}^*\mu(x)\frac{I_z(x)}{KA(x)G}\frac{\partial^4}{\partial t^4}\left[v_s(x,t) - \phi(x,t)\bar{z}(x)\right] = 0 \end{aligned} \tag{11}$$

olarak elde edilir.

Ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene göre hareket denklemi ise 3, 4 ve 10 numaralı denklemler yardımı ile

$$\begin{aligned} &GI_t(x)\frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial x^2} - I_s(x)\frac{\partial^2 \phi(x,t)}{\partial t^2} \\ &+\boldsymbol{C}^* I_\omega(x)\frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} + \mu(x)\bar{z}(x)\frac{\partial^2 v_s(x,t)}{\partial t^2} \\ &-\boldsymbol{D}^* EI_\omega \frac{\partial^4 \phi(x,t)}{\partial x^4} = 0 \end{aligned} \tag{12}$$

olarak bulunur.

Yukarıdaki hareket denklemleri özellikle ***A**** , ***B****, ***C**** ve ***D**** katsayılarına bağlı olarak verilmiştir. Bu katsayıların tümü 1'e eşit olduğunda düzeltilmiş ince cidarlı kiriş teorisine ait bileşik yanal eğilme ve burulma hareketlerine karşılık gelen hareket denklemlerini göstermektedir. GI_t ve EI_w sırasıyla kiriş modelinin burulma ve çarpılma rijitlikleridir. Yanal eğilme ve burulma hareketlerine ait denklemler ayrı ayrı elde edilmek istenirse $\bar{z} = 0$ olarak alınmalıdır. Yukarıdaki denklemlerde $I_z(x)=\rho I(x)$ olarak tanımlanmakta ve ağırlık merkezinden geçen düşey eksene göre birim boya karşılık gelen kütlesel atalet momenti göstermektedir.

Serbest titreşim analizi

Kiriş olarak modellenen gemi görderinin serbest titreşim hareketi incelenirken, serbest titreşime sadece kendi ağırlığının neden olduğu düşünülür ve kirişe etkiyen tüm dış kuvvetler ile sönüm kuvvetlerinin etkisi ihmal edilir. Serbest titreşim hareketi yapan kirişin herhangi bir t anında her x noktasında iki tane bilinmeyen (yerdeğiştirme ve dönme) vardır. Herhangi bir r.inci moda ait yerdeğiştirme ve dönme

$$\begin{aligned} v_s(x,t) &= v_{sr}(x)\sin\omega_r t \\ \phi(x,t) &= \phi_r(x)\sin\omega_r t \end{aligned} \tag{13}$$

olarak tanımlanır. Burada, ω_r hareketin r.inci moduna ait doğal frekanstır. Serbest titreşim hareketi yapan kirişe ait kesme kuvveti, eğilme ve burulma momentleri de hareketin r.inci moduna bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılır.

$$\begin{aligned} Q(x,t) &= Q_r(x)\sin\omega_r t \\ M(x,t) &= M_r(x)\sin\omega_r t \\ T(x,t) &= T_r(x)\sin\omega_r t \end{aligned} \tag{14}$$

Yukarıda 13 ve 14 numaralı denklemlerdeki ifadeler 11 ve 12 numaralı hareket denklemlerinde yerlerine konulursa adi diferansiyel denklem takımı elde edilir. Adi diferansiyel denklem takımının çozümü

$$\begin{aligned} v_r(x) &= v_r e^{\lambda x} \\ \phi_r(x) &= \phi_r e^{\lambda x} \end{aligned} \tag{15}$$

olarak seçilmiş ve bilinmeyenler arasında $\dfrac{v_r}{\phi_r}$ ilişkisi gözönüne alınarak, katsayılar matrisi oluşturulmuştur. Elde edilen homojen denklem takımının karakteristikleri 8.inci dereceden λ özdeğerlerine bağlıdır. Herhangi bir r.inci asal moda ait genel çözüm,

$$\begin{aligned} v_r(x) &= \sum_{i=1}^{8} (v_r)_i\, e^{\lambda_i x} \\ \phi_r(x) &= \sum_{i=1}^{8} (\phi_r)_i\, e^{\lambda_i x} \end{aligned} \tag{16}$$

olarak ifade edilmiş, bilinmeyenler kirişin iki ucunda da serbest sınır şartı kullanılarak, ve $\dfrac{v_r}{\phi_r}$ oranından faydalanılarak elde edilmiştir.

Hidrodinamik karakteristikler

İki boyutlu hidrodinamik karakteristikler De Jong (1973) tarafından geliştirilen teori baz alınarak, çok parametreli konform dönüşüm yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır. De Jong (1973) tarafından teorisi verilen ve irrotasyonel, sonsuz derinlikteki akışkan içinde yan öteleme ve yalpa hareketi yapan silindire ait dipol potansiyelin elde edilmesi analitik olarak yeniden incelenmiş (Özsoysal, 2004) ve daha sonra hidrodinamik özellikler hem ayrı ayrı yalın hareketler hem de bileşik hareketler için hesaplanmıştır. Böylece değişik tipteki gemi en kesitleri konform dönüşüm yardımı ile yarı çapı birim uzunlukta olan daire parçasına dönüştürülmekte ve bu dönüşüm sonucunda elde edilen (deforme olmuş) gemi en kesitine ait hidrodinamik özellikler elde edilmektedir.

Serbest titreşim analizi ile hesaplanan doğal frekanslar ve akışkan teorisi ile hesaplanan iki boyutlu hidrodinamik karakteristikler kullanılarak, bileşik eğilme ve burulma hareketi (antisimetrik gemi hareketi) yapan model veya modellerin herhangi bir r.inci modundaki dalgalı denizde genelleştirilmiş dengeli davranışı matris formda

$$[P(t)] = [P]e^{-i\omega_e t} \tag{17}$$

olarak verilmektedir. Burada $[P]$ çözüm matrisidir. Sonuç olarak katı modelleme ile akışkan modellemeye ait hareket denklemi

$$\begin{aligned} &\{[c]+[C]\} - \omega_e^2\{[a]+[A]\} - i\omega_e^2\{[b]+[B]\} \\ &= [Z] \end{aligned} \tag{18}$$

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

$$
\begin{aligned}
v(x,t) &= e^{-i\omega_e t}\sum_{r=0}^{n} P_r v_r(x) \\
M(x,t) &= e^{-i\omega_e t}\sum_{r=3}^{n} P_r M_r(x) \\
T(x,t) &= e^{-i\omega_e t}\sum_{r=3}^{n} P_r T_r(x) \\
Q(x,t) &= e^{-i\omega_e t}\sum_{r=3}^{n} P_r Q_r(x)
\end{aligned}
\qquad (19)
$$

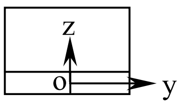
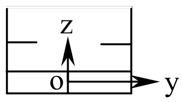
olarak alınmıştır. Bununla birlikte birim dalga genliğine karşılık gelen yerdeğiştirme, kesme kuvveti, eğilme ve burulma momentlerine ait genlikler ise aşağıda verilmiştir.

$$
\begin{aligned}
|v(x)| &= \left|\sum_{r=0}^{n} P_r v_r(x)\right| \\
|M(x)| &= \left|\sum_{r=3}^{n} P_r M_r(x)\right| \\
|T(x)| &= \left|\sum_{r=3}^{n} P_r T_r(x)\right| \\
|Q(x)| &= \left|\sum_{r=3}^{n} P_r Q_r(x)\right|
\end{aligned}
\qquad (20)
$$

Sayısal çalışma

Bu çalışmada yapısal özellikleri Tablo 1'de verilen kapalı ve açık en kesitlerin kiriş modelleme-

Tablo 1. En kesitlerin yapısal özellikleri

En Kesit Tipi	Kapalı En Kesit	Açık En Kesit
Birim boya karşılık gelen kütle (ton/m)	**3.925**	**3.611**
En kesitin kütlesi (ton)	**39.25**	**36.11**
Ağırlık merkezinin yeri (o-xyz eksen takımı) (m)	**4.16**	**3.15**
Kayma merkezinin yeri (o-xyz eksen takımı) (m)	***3.8***	**-4.2**
Düşey eksene gore en kesit atalet momenti (m^4)	**5.12**	**5.06**
Çarpılma Rijitliği ($kN*m^4$)	**$1.34*10^{9}$** 	**$1.47*10^{1}$ 0** 
Burulma rijitliği ($kN*m^2$)	**$7.9*10^{8}$**	**$4.24*10^{7}$**
Kesme Alanı (m^2)	**0.235**	**0.216**
Ağırlık merkezinden geçen düşey eksene gore birim boy için kütlesel atalet momenti ($ton*m^2/m$)	**40.19**	**39.78**
Ağırlık merkezinden geçen boyuna eksene gore birim boy için kütlesel atalet momenti ($ton*m^2/m$)	**119.24**	**86.09**

Kiriş boyu 200 m olarak alınmış ve kiriş boyu 20 eşit parçaya bölünmüştür.
En kesitlerde et kalınlığı sabit ve 10 mm, genişlik 8 m, yükseklik 12 m, çift dip yüksekliği 2 m, ara güverte uzunluğu 2 m'dir. $\rho=7.85$ ton/m^3, $E=207.02*10^6$ kN/m^2, $G=82.8*10^6$ kN/m^2 olarak alınmıştır.

si yapılmıştır. İlk olarak kiriş boyu 200 m olarak alınmış ve üniform kapalı en kesitli kirişe ait doğal frekans sonuçları Euler-Bernoulli, Rayleigh, Timoshenko ve düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modelleri ile ANSYS sonlu elemanlar paket programı sonuçları Tablo 2'de sunulmuştur. Daha sonra 200 m'lik kirişin ortasındaki 100 m'lik ve 70 m'lik kısmı açık kesit olarak ayrı ayrı modellenmiş, kirişin başındaki ve sonundaki (50 ve 60 m'lik) kısımlar kapalı kesit olarak alındığında; bu tür kesit farklılıklarının doğal frekanslar üzerindeki etkisi ince cidarlı, düzeltilmiş ince cidarlı ve Timoshenko kiriş teorileri için araştırılmış ve sonuçları Tablo 3'de verilmiştir. İnce cidarlı kiriş olarak modellenen 50-100-50 kiriş modelinin dalgalı denizdeki tepkisel davranışları araştırılmış, elde edilen sonuçlar grafik bazda Şekil 1'de verilmiştir. Şekil 1a'da çarpılma rijitliğinin ele alındığı durum ve Şekil 1b'de ise çarpılma rijitliğinin ihmal edildiği durum için eğilme, burulma momenteri ve kesme kuvveti değerleri sunulmuştur.

Sonuçlar ve tartışmalar

Bu çalışmada, kesme deformasyonlarını, dönme ataletini, çarpılma rijitliğini ve çarpılma ataletini içine alan düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modellemesi yapılmış, herhangi bir dış kuvvetin veya sönüm kuvvetinin etkimediği durum için hareket denklemi elde edilmiştir. Elde edilen hareket denklemi $\boldsymbol{A^*}$, $\boldsymbol{B^*}$, $\boldsymbol{C^*}$ ve $\boldsymbol{D^*}$ parametrelerine bağlı olarak oluşturulmuştur.

1) Kesme deformasyonun, dönme ataletinin ve en kesit çarpılmasının ihmal edildiği ($\boldsymbol{A^*}= \boldsymbol{B^*}= \boldsymbol{C^*} = \boldsymbol{D^*} =0$) Bernoulli - St. Venant bileşik eğilme-burulma kiriş modellemesi (Hashemi vd., 2000), ve ($\boldsymbol{A^*}= \boldsymbol{B^*}= \boldsymbol{C^*} =0$, $\boldsymbol{D^*} =1$) için Euler- Bernoulli ince cidarlı kiriş modeli (Jun vd., 2004)

2) Kesitteki çarpılma ataletinin ($\boldsymbol{C^*} =0$) ihmal edildiği Timoshenko ince cidarlı kiriş (Jun vd., July,2004) veya çarpılma rijitliğinin ek terim olarak alındığı düzeltilmiş Timoshenko kiriş teorilerine ait bileşik eğilme – burulma kiriş modellemesi (Bishop vd., 1985)

3) En kesit çarpılmasının ihmal edildiği ($\boldsymbol{C^*} = \boldsymbol{D^*} =0$) Timoshenko – St. Venant kiriş modellemesi (Bishop vd., 1985)

4) En kesitte kesme deformasyonunun ihmal edildiği ($\boldsymbol{A^*} = 0$), elastisite ve kayma modüllerinin poison oranına bağlı olarak tanımlandığı ince cidarlı kiriş modellemelesi (Kim ve Kim, 1999)

Yukarıda verilen modellemeler için iç ve dış kuvvetlerin bulunmadığı durumlara ait hareket denklemleri elde edildikten sonra geliştirilen bilgisayar programı yardımı ile 200 m uzunluğunda üniform kapalı en kesitli kirişe ait doğal frekanslar hem yalın hareketler, hem de bileşik hareketler için hesaplanmıştır. Tablo 2'de sunulan doğal frekans değerleri incelendiğinde üniform kapalı en kesitli model kirişinde yüksek modlarda çarpılma rijitliği etkisinin daha baskın olduğu görülmüştür. Ayrıca Tablo 2'de dominant modlar gösterilmiş, ANSYS V5.6 sonlu elemanlar paket programına ait sonuçlar da verilmiştir. Paket programda kullanılan eleman tipi Beam 44 olup, çarpılma etkisini desteklememektedir.

Gemi gördeinin kiriş modellemesi yapılırken seçilen en kesit formlarının gemi en kesit formlarına benzer yapıda olmasına çalışılmış, bu amaçla kapalı en kesit formu çift dipli olarak ele alınmıştır. Konteyner türü gemiler büyük güverte açıklığına sahip olduğundan sayısal çalışma için 200 m'lık kiriş boyunun başında ve sonundaki 70 m lik ve 50 m'lik kısımları kapalı en kesit, ortada kalan 60 m'lik ve 100 m'lik kiriş boyu ise açık en kesitli olarak modellenmiştir. Açık en kesit, çift dipli ve ara güverteli olarak düşünülmüştür. Böylece çarpılma rijitliğinin açık en kesitlerdeki etkisi araştırılmıştır. Tablo 3'te verilen bileşik eğilme – burulma hareketinde hesaplanan doğal frekans değerleri incelenmiş ve en kesit çarpılmasının ihmal edildiği Timoshenko kiriş modellemesine ait sonuçların, düzeltilmiş ince cidarlı ve ince cidarlı kiriş modellemelerine ait doğal frekans değerlerinde farklı olduğu saptanmıştır. Bu bağlamda büyük güverte açıklığına sahip gemiler için kiriş modellemesi yapılırken en kesit çarpılmasının ihmal edilmemesi yargısına varılmıştır. Gerek literatürde yer alan kiriş modellemelerine ait çalışmalar incelendiğinde, gerekse gemi görderinin farklı kiriş teorileri ile modellemesinin yapıldığı bu çalışmada sonuçlar hakkında tam bir yargıya varmak için, deney sonuçlarıyla veya 3D model sonuçlarıyla da karşılaştırma yapılması gereği vardır.

Tablo 2. Üniform kapalı en kesitli kiriş için doğal frekanslar

R/S	ω_e [rd/sn] Yalın Eğilme	ω_b[rd/sn] Yalın Burulma	ω_c[rd/sn] Bileşik	Dominat	Mod No:	ω_c/ω_e, ω_c/ω_b
Euler Kirişi						
0	0	0	0	-	-	-
1	0	12.7725	0	-	-	-
2	9.2033	25.4663	0	-	-	-
3	25.2549	38.0030	9.2005	Eğilme	2	0.99969
4	49.0755	50.3054	12.7720	Burulma	1	0.99996
5	80.0531	62.2977	25.2156	Eğilme	3	0.91243
6	117.4668		25.4715	Burulma	2	1.00020
7			38.0582	Burulma	3	1.00145
Rayleight Kirişi						
0	0	0	0	-	-	-
1	0	12.7725	0	-	-	-
2	9.1454	25.4663	0	-	-	-
3	24.9103	38.0030	9.1426	Eğilme	2	0.99969
4	47.9537	50.3054	12.7719	Burulma	1	0.99995
5	77.3529	62.2977	24.8745	Eğilme	3	0.998562
6	112.0874		25.4706	Burulma	2	1.00016
7			38.0513	Burulma	3	1.00127
Timoshenko Kirişi						
0	0	0	0	-	-	-
1	0	12.7725	0	-	-	-
2	9.0706	25.4663	0	-	-	-
3	24.1884	38.0030	9.0679	Eğilme	2	0.999702
4	45.2029	50.3054	12.7719	Burulma	1	0.999953
5	70.3833	62.2977	24.1569	Eğilme	3	0.998697
6	98.1880		25.4704	Burulma	2	1.000160
7			38.0465	Burulma	3	1.001144
Düzeltilmiş İnce Cidarlı Kiriş						
0	0	0	0	-	-	-
1	0	12.9344	0	-	-	-
2	9.0706	26.7313	0	-	-	-
3	24.1884	42.1289	9.0682	Eğilme	2	0.999735
4	45.2029	59.7981	12.9375	Burulma	1	1.000239
5	70.3833	79.6614	24.1657	Eğilme	3	0.999040
6	98.1880		26.7647	Burulma	2	1.001249
7			42.2600	Burulma	3	1.003111
ANSYS V5.6, Beam44 Elemanı						
R/S	Yalın Eğilme KAG≠0	Yalın Eğilme KAG=0	Yalın Burulma KAG≠0	Yalın Burulma KAG=0	Bileşik Har. KAG≠0	Bileşik Har. KAG=0
0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	12.792	12.792	0	0
2	9.060	9.13	25.585	25.585	0	0
3	24.301	24.98	38.380	38.380	9.060	9.129
4	45.770	48.52	51.200	51.200	12.786	12.786
5	71.940	79.27	64.020	64.020	24.265	24.950
6	101.303	116.785	-	-	25.591	25.591
7	-	-	-	-	38.428	38.434

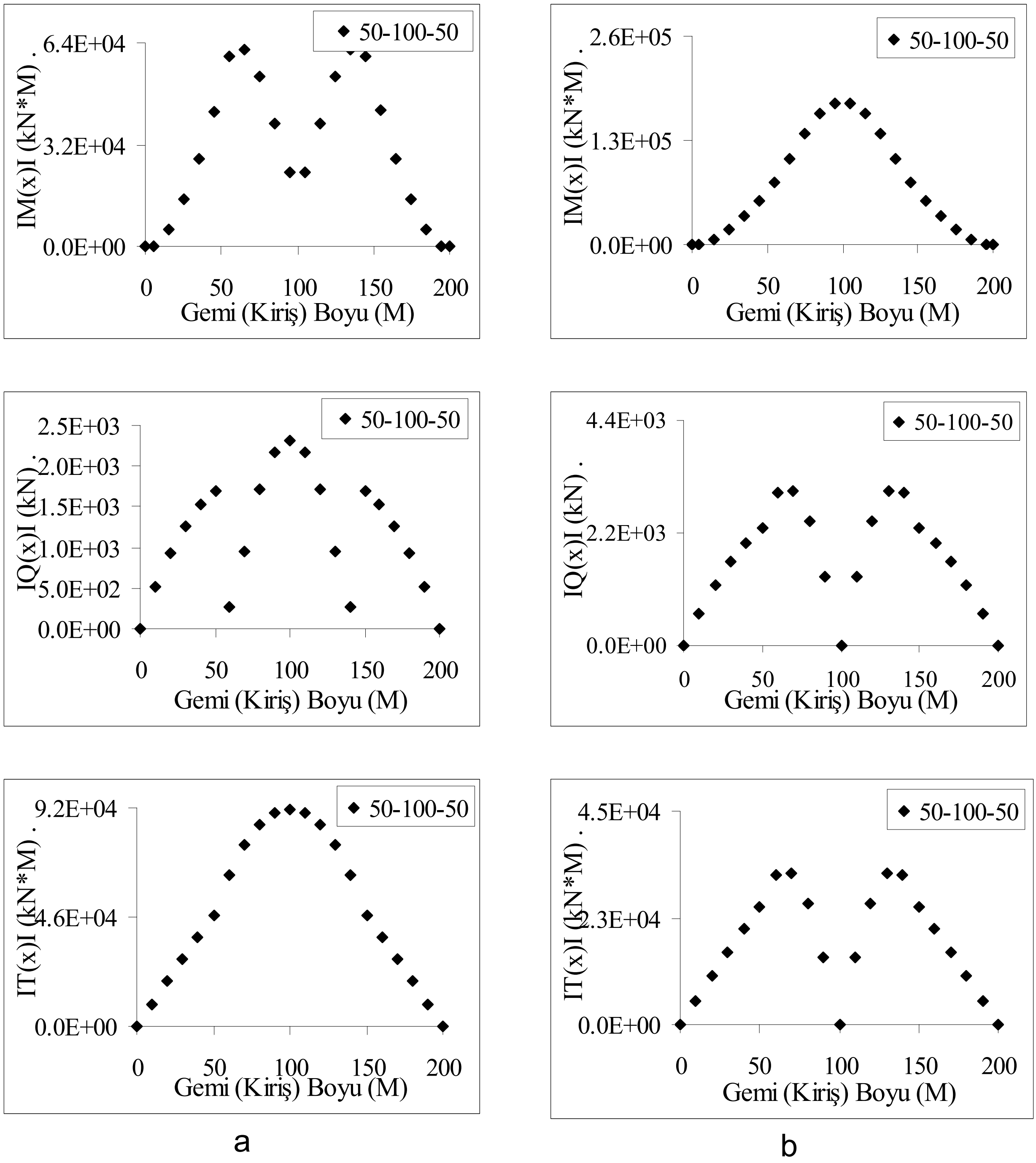
Tablo 3. Kapalı ve açık en kesitli kiriş modeline ait doğal frekanslar

70 –60 –70 Kiriş Modeli			
ω_r (rd/sn)		**BİLEŞİK EĞİLME – BURULMA**	
Modlar	**Timoshenko**	**Düzeltilmiş İnce**	**İnce Cidarlı**
0	0	0	0
1	0	0	0
2	0	0	0
3	3.3727	6.5089	6.5072
4	6.8883	9.6817	10.2135
5	11.3106	24.0602	25.8459
6	11.5484	27.2285	27.3954
7	16.0731	37.8175	38.1085
50 –100 –50 Kiriş Modeli			
ω_r (rd/sn)		**BİLEŞİK EĞİLME – BURULMA**	
Modlar	**Timoshenko**	**Düzeltilmiş İnce**	**İnce Cidarlı**
0	0	0	0
1	0	0	0
2	0	0	0
3	2.792	4.9421	4.942
4	5.4287	10.1806	10.7242
5	8.2835	24.8423	26.5037
6	10.7877	27.3501	27.4909
7	13.0737	45.6669	48.0223

Sunulan bu çalışmada katı modellemesi yapılan 50-100-50 kiriş modeline ait doğal frekanslar (kuru modlar için) elde edildikten sonra, iki boyutlu hidrodinamik özellikler geliştirilen bilgisayar programı ile hesaplanmış ve gemi model kirişinin dalgalı denizlerdeki tepkisel davranışları incelenmiştir. Yapılan detaylı çalışmalar sonucunda gemi ilerleme hızı U=10.5 m/sn ve hucum açısı $\chi=135^o$ olduğunda modelin rezonansa düştüğü görülmüştür. Modelin tepkisel davranışlarında akışkan modellemesi sabit tutulmuş, katı modellemesinde hem Timoshenko kirişi, hem de düzeltilmiş ince cidarlı kiriş modellemesi ele alınarak doğrudan doğruya uzun ve geniş açık en kesitlerde çarpılma etkisi araştırılmıştır. Tablo 4'te ilk iki elastik moda karşılık gelen $|P_3|$ ve $|P_4|$ genlikleri verilmiştir. Burada ω_k karşılaşma frekansı ω_r ise kuru modlara ait doğal frekans değerleridir. $|P_0|$, $|P_1|$ ve $|P_2|$ genlikleri model gemi kirişinin rijit hareketleridir ve doğal frekans değerleri sıfırdır. Tablo 4'te verilen genlik değerleri incelendiğinde en kesit çarpılmasının ihmal edildiği ikinci elastik moda ait değer ile en kesit çarpılmasının ele alındığı duruma karşılık gelen birinci elastik moda ait eğilme ve burulma momenti, kesme kuvveti değişimleri Şekil 1a-b'de verilmiştir. Şekil 1a ve Şekil 1b'de sunulan grafikler gerek mod şekilleri açısından gerekse değer bakımından farklılık göstermektedir. Bu çalışma bize, en kesit çarpılmasının katı modellemede ele alınıp alınmamasının tepkisel davranışlarını da doğrudan etkilediğini, katı modellemenin tepkisel davranışların irdelenmesinde önemli olduğu sonucunu beraberinde getirmektedir.

Tablo 4. U=10.5 m/sn, $\chi=135^o$ için frekanslar

Genlikler		$\|P3\|$			$\|P4\|$	
Frekans	ω_k	ω_r	ω_r/ω_k	ω_k	ω_r	ω_k/ω_e
***C*=D**=0**	2.67	2.79	1.04	4.07	5.42	1.33
***C*=D**=1**	5.74	4.94	0.86	9.43	9.43	1.08



Şekil 1 κ=135^0, U=10.5 m/sn için eğilme momenti, kesme kuvveti ve burulma momenti değişimleri a) İlk elastik modda b)İkinci elastik modda

Semboller

ρ	*: Yoğunluk*
μ(x)	*: Birim boy için kütle*
E	*: Elastisite modülü*
G	*: Kayma modülü*

Kaynaklar

Ambrosini, R. D., Riera, J. D. ve Danesi R. F. (2000). A modified Vlasov Theory for dynamic analysis of thin-walled and variable open section Beams, *Engineering Structures*, **22**, 890-900.

Bishop, R.E.D., Price, W.G. ve Temarel P. (1979). Antisymmetric vibration of ship hulls, *The Royal Insitution of Naval Architects,* 197-208.

Bishop, R.E.D., Price, W.G. ve Temarel P. (1985). The dynamic characteristics of unsymmetrical ship structures, *The Royal Insitution of Naval Architects,* 205-214.

De Jong B. (1973). Computation of the hydrodynamic coefficients of oscillating cylinders, *Neth. Ship Research Centre TNO,* Report No: 1455.

Gjelsvik A. (1981). The theory of thin – walled beam, New York.

Jun, L., Rongying, S., Hongxing, H ve Xianding J. (2004). Coupled bending and torsional of axially loaded Bernoulli-Euler beams including warping effects, *Applied Acoustics,* **65**, 153-170.

Jun, L., Hongxing, H., Rongying, S. ve Xianding J. (2004). Stochastic vibration of axially loaded Monosymmetric Timoshenko Thin-Walled Beam, *Journal of Sound and Vibration,* **274**, 915-938.

Hashemi, S.M. ve Richard M.J. (2000). Free vibration analysis of axially loaded bending-torsion coupled beams: A dynamic finite element, *Computers and Structures*, **77,** 711-724.

Kim Y.Y. ve Kim J.H. (1999) Thin-Walled closed box beam element for static and dynamic analysis, *International Journal For Numerical Methods in Engineering,* **45,** 473-490.

Saucha J. ve Rados J. (2001). A critical review of Vlasov's general theory of stability of in- plane bending of thin-walled elastic beams, *Meccanica*, **36**, 177-190.

Senjanoviç, I. ve Fan, Y. (1991). On torsional and warping stiffness of thin – walled girders, *Thin-Walled Structures*, 11, 233-276.

Senjanoviç, I. ve Grubisic R. (1991). Coupled horizantal and torsional vibration of a ship hull with large hatch opening, *Computers& Structures*, **41**, 2, 213-226.

Timoshenko, S.P., Young, D. ve Weawer W., (1974). Vibration problems in engineering, New York, Wiley Press.

Ozsoysal, R. (2004). A mathematical note: the dipol potential for the swaying and rolling cylinder, *Meccanica*, In Press.

Wang C.M. (1995). Timoshenko beam – bending solution in terms of Euler - Bernoulli solutions, *Journal of Engineeering Mechanics,* 763-765.