



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI
MINISTERUL MUNCII, FAMILIEI
ȘI PROTECȚIEI SOCIALE
AMPOSDRU



Fondul Social European
POSDRU 2007-2013



Instrumente Structurale
2007-2013



MINISTERUL
EDUCAȚIEI
CERCETĂRII
TINERETULUI
ȘI SPORTULUI

OIPOSDRU



GALATIENSIS

UNIVERSITATEA “DUNĂREA DE JOS” GALAȚI
Facultatea de Arhitectură Navală

TEZA DE DOCTORAT

**CONTRIBUTII PRIVIND ANALIZA STRUCTURALĂ A
STĂRILOR LIMITĂ LA NAVELE TIP TANC**

**STUDIES CONCERNING THE STRUCTURAL
ANALYSIS OF LIMIT STATES FOR TANKER SHIPS**

REZUMAT

Doctorand
Ing. Iulia Mirciu

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC
Prof.univ.dr.ing. Leonard Domnișoru

Lucrare finanțată în cadrul proiectului POSDRU EFICIENT 88/1.5/S ID-61445 2009-2012.

Galați 2012

Către

1806 / 30.08.2012

Universitatea “ Dunărea de Jos “ din Galați vă face cunoscut că în data de 16 noiembrie 2012 , ora 9:00 ,
în _____ sala D11 _____ , va avea loc susținerea publică
a tezei de doctorat intitulată: ”CONTRIBUTII PRIVIND ANALIZA STRUCTURALĂ A STĂRILOR LIMITĂ
LA NAVE TIP TANC”, elaborată de domnul/doamna ing. MIRCIU IULIA, în vederea conferirii titlului
științific de doctor în Domeniul de doctorat - Inginerie mecanică.

Comisia de doctorat are următoarea componență :

- 1. Președinte:** Conf.univ.dr.ing. Mihaela AMORĂRITEI
Universitatea ”Dunărea de Jos” din Galați

- 2. Conducător
de doctorat:** Prof.univ.dr.ing. Leonard DOMNIȘORU
Universitatea ”Dunărea de Jos” din Galați

- 3. Referent oficial:** Prof.univ.dr.ing. Ioan CURTU
Universitatea ” Transilvania” din Brașov

- 4. Referent oficial:** Prof.univ.dr.ing. Vasile NĂSTASESCU
Universitatea POLITEHNICA din București

- 5. Referent oficial:** Prof.univ.dr.ing. Anton HADĂR
Universitatea POLITEHNICA din București

- 6. Referent oficial:** Prof.univ.dr.ing. Costel-Iulian MOCANU
Universitatea ”Dunărea de Jos” din Galați

Cu această ocazie vă transmitem rezumatul tezei de doctorat și vă invităm să participați la susținerea publică. În cazul în care doriți să faceți eventuale aprecieri sau observații asupra conținutului lucrării, vă rugăm să le transmiteți în scris pe adresa Universității, str. Domnească nr. 47, 800008 - Galați, Fax - 0236 / 461353.

RECTOR,

Prof.univ.dr.ing. Iulian Gabriel BÎRSAN



Cuprins

| | Pag. rezumat | Pag. teza |
|--|-----------------|--------------|
| CAPITOLUL 1 Introducere | 5 | 7 |
| 1.1 Oportunitatea și obiectivele lucrării | 6 | 7 |
| 1.2 Structura și tematica capitolelor lucrării | 6 | 8 |
| 1.3 Mulțumiri | 7 | 9 |
| CAPITOLUL 2 Fundamentele teoretice pentru analiza stărilor limită ale structurii navelor tip tanc supuse la solicitări dinamice și cvasi – statice echivalente din valuri | 8 | 10 |
| 2.1 Stadiul actual privind cerințele constructive pentru structura corpului navelor tancuri tip LPG, reglementate de către codurile internaționale ale societăților de clasificare navale. Stările limită pentru structura navelor tip tanc | 8 | 11 |
| 2.2 Metode pentru analiza rezistenței locale și generale a corpului navei în plan vertical folosind modele structurale 1D/3D – FEM, cu solicitări din valuri cvasi-statice de întâlnire. Starea limită la referința tensiunii de curgere a materialului | 12 | 21 |
| 2.2.1 Analiza rezistenței generale a corpului navei pe baza modelului 1D grindă echivalentă | 12 | 21 |
| 2.2.2 Analiza rezistenței generale și locale a corpului navei pe baza modelelor cu elemente finite 3D – FEM complet extinse pe lungimea navei | 13 | 23 |
| 2.2.3 Normele navale pentru rezistența generală și locală privind starea limită la referința tensiunii de curgere a materialului | 15 | 26 |
| 2.3 Metode pentru analiza momentului încovoietor ultim al corpului navei, cu solicitări din valuri echivalente cvasi-statice de întâlnire. Starea limită la referința rezistenței ultime a corpului navei și la pierderea stabilității structurale | 15 | 28 |
| 2.3.1 Analiza momentului încovoietor ultim al corpului navei | 15 | 28 |
| 2.3.2 Analiza pierderii stabilității structurale pe modele 3D – FEM | 17 | 35 |
| 2.4 Metode pentru determinarea răspunsului dinamic structural pe termen scurt, cu solicitări din valuri aleatoare extreme de întâlnire. Criterii limită ale dinamicii navei în valuri aleatoare | 17 | 36 |
| 2.4.1 Analiza oscilațiilor liniare ale corpului navei | 18 | 37 |
| 2.4.2 Elemente de analiză statistică a răspunsului dinamic al navei pe termen scurt. Criterii limită pentru oscilațiile pe verticală, tangaj și ruluu | 20 | 42 |
| 2.4.3 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic liniar stabilizat, la oscilații și vibrații cuplate în plan vertical | 23 | 47 |
| 2.4.4 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic neliniar tranzitoriu, la oscilații și vibrații cuplate în plan vertical | 25 | 50 |
| 2.5 Metode pentru analiza răspunsului dinamic structural pe termen lung. Starea limită la referința rezistenței la oboseală | 27 | 53 |
| CAPITOLUL 3 Prezentarea navei tanc tip LPG 100000 m³ pentru analizele structurale cu solicitări echivalente cvasi – statice și dinamice | 29 | 59 |
| 3.1 Definiții, abrevieri, unități de măsură și convenții | 29 | 60 |
| 3.1.1 Definiții și abrevieri (selecție) | 29 | 60 |
| 3.1.2 Sistemul de coordonate al corpului navei | 30 | 62 |

| | | |
|--|-----------|------------|
| 3.1.3 Unități de măsură | 30 | 62 |
| 3.2 Descrierea generală a navei tanc LPG 100000 m³ modelată în cadrul studiului | 30 | 63 |
| 3.3 Planul de forme. Caracteristicile hidrostactice | 31 | 66 |
| 3.4 Proprietățile de material pentru construcția corpului navei | 31 | 66 |
| 3.5 Dimensionarea structurală conform codurilor navale de proiectare | 32 | 67 |
| 3.6 Distribuția pe lungimea navei a caracteristicilor secționale | 34 | 77 |
| 3.7 Cazurile semnificative de încărcare. Distribuția de mase pe lungimea navei | 35 | 78 |
| CAPITOLUL 4 Analiza numerică a rezistenței generale și locale a corpului navei tip LPG 100000 m³ în plan vertical folosind modele 1D/3D-FEM, cu solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice | 36 | 83 |
| 4.1 Analiza numerică a rezistenței generale a corpului navei LPG 100000 m³, cu modele 1D grindă echivalentă. Solicitări în apă calmă și val echivalent cvasi – static | 36 | 84 |
| 4.1.1 Analiza numerică a rezistenței generale a navei în cazul de plină încărcare cu model 1D – grindă echivalentă | 36 | 84 |
| 4.1.2 Analiza numerică a rezistenței generale a navei în cazul de balast cu model 1D – grindă echivalentă | 38 | 87 |
| 4.2 Modele 3D - CAD/FEM pentru analiza numerică a rezistenței generale și locale a corpului navei LPG 100000 m³, complet extinse pe lungimea navei | 39 | 89 |
| 4.2.1 Modelul 3D – CAD/FEM dezvoltat cu aplicația FEMAP/NX NASTRAN | 39 | 90 |
| 4.2.2 Importul modelului 3D – FEM în aplicația SolidWorks Cosmos/M | 41 | 96 |
| 4.2.3 Modelarea condițiilor de margine și a distribuției de mase pentru modelul 3D – FEM în cazurile de plină încărcare și balast | 42 | 99 |
| 4.3 Analiza numerică a rezistenței corpului navei LPG 100000 m³ în cazul de plină încărcare cu modelul 3D – FEM complet extins pe lungimea navei | 43 | 100 |
| 4.4 Analiza numerică a rezistenței corpului navei LPG 100000 m³ în cazul de balast cu modelul 3D – FEM complet extins pe lungimea navei | 44 | 102 |
| 4.5 Verificarea criteriului de rezistență generală și locală în raport cu limita de curgere a materialului în cele două cazuri de încărcare, pentru modele 1D/3D - FEM | 45 | 106 |
| 4.6 Concluzii privind analiza rezistenței generale și locale a corpului navei LPG 100000 m³ | 48 | 112 |
| CAPITOLUL 5 Verificarea consistenței modelelor 1D/3D – FEM ale navei LPG 100000 m³ prin analiza stabilității structurale și a momentului ultim | 50 | 114 |
| 5.1 Verificarea consistenței modelului 3D-FEM, pentru zona compartimentelor de marfă, pe baza criteriului la pierderea stabilității structurale | 50 | 115 |
| 5.2 Verificarea consistenței modelului structural, pe baza criteriului momentului ultim aplicat secțiunilor transversale dimensionate conform normelor navale | 52 | 119 |
| 5.3 Concluzii privind analiza stabilității structurale și a rezistenței ultime | 53 | 122 |
| CAPITOLUL 6 Analiza numerică a răspunsului dinamic structural pe termen scurt pentru nava LPG 100000 m³ cu solicitări din valuri aleatoare extreme | 54 | 123 |
| 6.1 Analiza oscilațiilor navei LPG 100000 m³ și verificarea criteriilor limită ale dinamicii navei în valuri aleatoare | 54 | 124 |
| 6.1.1 Analiza răspunsului dinamic la oscilațiile corpului navei pe termen scurt | 54 | 124 |

| | | |
|--|------------|------------|
| 6.1.2 Concluzii privind analiza pe termen scurt a oscilațiilor navei (seakeeping) | 56 | 130 |
| 6.2 Analiza numerică liniară și neliniară a răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei LPG 100000 m³ în valuri aleatoare pe termen scurt | 59 | 134 |
| 6.2.1 Analiza numerică liniară și neliniară a răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei LPG 100000 m ³ în cazul de plină încărcare | 61 | 138 |
| 6.2.2 Analiza numerică liniară și neliniară a răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei LPG 100000 m ³ în cazul de balast | 65 | 147 |
| 6.2.3 Verificarea criteriului de rezistență generală în raport cu limita de curgere a materialului pentru starea de tensiuni în corpul navei LPG 100000 m ³ la analiza dinamică hidroelastică | 69 | 157 |
| 6.3 Validarea procedurii de analiză numerică a răspunsului dinamic hidroelastic neliniar, pe baza unui model experimental de test (benchmark) | 70 | 158 |
| 6.3.1 Modelul experimental și numeric pentru nava de test | 70 | 158 |
| 6.3.2 Analiza numerică a răspunsului hidroelastic pentru nava de test | 71 | 161 |
| 6.3.3 Validarea modelului teoretic hidroelastic neliniar pe baza datelor experimentale | 73 | 164 |
| 6.4 Concluzii privind analiza răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei LPG 100000 m³ pe termen scurt | 74 | 167 |
| CAPITOLUL 7 Analiza numerică a răspunsului dinamic structural pe termen lung pentru nava LPG 100000 m³ și evaluarea rezistenței la oboseală | 76 | 169 |
| 7.1. Modelul 3D-FEM extins pe cele 4 magazine de marfă pentru nava LPG 100000 m³. Determinarea concentratorilor de tensiune | 76 | 170 |
| 7.2. Analiza răspunsului structural pe termen lung la oboseală, prin metoda factorului cumulativ de deteriorare, pentru nava LPG 100000 m³ | 77 | 172 |
| 7.2.1 Analiza la oboseală în cazul solicitărilor dinamice numai din oscilații | 77 | 173 |
| 7.2.2 Analiza la oboseală în cazul solicitărilor dinamice hidroelastice (oscilații și vibrații) | 85 | 194 |
| 7.3 Sinteze și concluzii la analiza rezistenței la oboseală. Estimarea duratei de exploatare a structurii corpului navei LPG 100000 m³ în condiții de siguranță | 91 | 211 |
| CAPITOLUL 8 Concluzii finale și contribuții personale | 95 | 217 |
| 8.1 Concluzii generale | 95 | 218 |
| 8.2 Contribuțiile personale din cadrul tezei | 99 | 223 |
| BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ | 102 | 226 |
| Anexa 1 - Evaluarea preliminară a rezistenței tancurilor de marfă tip B structural independente, pentru nava tanc tip LPG 100000 m³ | 109 | 238 |
| Anexa 2 - Codurile program pentru automatizarea procedurilor de analiză structurală, pre și post procesare, pe modele 3D-FEM complet extinse pe lungimea corpului navei, implementate ca macro-command files în programul SolidWorks Cosmos/M | - | 245 |
| Anexa 2. 1 Proceduri pentru asignarea punctelor la noduri | - | 246 |
| Anexa 2. 2 Proceduri pentru citirea distribuției maselor corpului navei | - | 246 |
| Anexa 2. 3 Proceduri de analiză și de echilibrare în plan vertical a sistemului navă – val echivalent cvasi – static, pentru modelele 3D – FEM complet extinse pe lungimea corpului navei | - | 247 |
| Anexa 2. 4 Procedurile pentru prelucrarea tensiunilor pentru modelele 3D - FEM | - | 249 |

| | | |
|---|---|------------|
| Anexa 2. 5 Coduri program pentru analiza pe termen scurt a răspunsului dinamic la oscilații pentru spectrele de val ISSC, ITTC, Pierson – Moskowitz, JONSWAP | - | 253 |
| Anexa 3 - Caracteristicile hidrostactice ale corpului navei tanc tip LPG 100000 m³ | - | 270 |
| Anexa 3. 1 Fișierele cu date de intrare pentru modelul 1D – grindă echivalentă | - | 271 |
| Anexa 3. 2 Diagrama de carene drepte | - | 273 |
| Anexa 3. 3 Diagrama Bonjean (a ariilor transversale) | - | 274 |
| Anexa 4 - Rezultatele numerice la analiza rezistenței generale folosind modele 3D – FEM pentru nava tanc tip LPG 100000 m³ (diagrame suplimentare față de cele incluse la capitolul 4) | - | 275 |
| Anexa 4. 1– Plină încărcare (hogging și sagging) | - | 276 |
| Anexa 4. 2– Balast (hogging și sagging) | - | 302 |
| Anexa 5 - Rezultate numerice la analiza oscilațiilor navei (seakeeping). Diagramele polare limitative ale condițiilor de navigație pentru nava tanc tip LPG 100000 m³ (diagramele suplimentare față de cele incluse la subcapitolul 6.1) | - | 327 |
| Anexa 5. 1 – În cazul de plină încărcare | - | 328 |
| Anexa 5. 2 – În cazul de balast | - | 337 |
| Anexa 6 - Rezultate numerice la analiza răspunsului dinamic pe termen scurt al corpului navei în valuri extreme aleatoare, în ipoteze teoriei hidroelasticității liniare și neliniare pentru nava tanc tip LPG 100000 m³ (diagramele suplimentare față de cele incluse la subcapitolul 6.2) | - | 346 |
| Anexa 6. 1 – În cazul de plină încărcare | - | 347 |
| Anexa 6. 2 – În cazul de balast | - | 367 |
| LISTA FIGURILOR | - | 389 |
| LISTA TABELELOR | - | 406 |
| LISTĂ CU ARTICOLE ȘI PUBLICAȚII PROPRII | - | 412 |

CAPITOLUL 1

Introducere

1.1 Oportunitatea și obiectivele lucrării

Analiza navelor tancuri LPG (nave de transportat produse petroliere lichefiate) din punct de vedere a stărilor limită structurale la rezistența generală și locală a corpului navei (criteriile stărilor limită la referința tensiunii de curgere a materialului, stabilitate structurală, moment ultim și la oboseală), în prezent se realizează în mod standard pe modele ce nu țin cont de efectele dinamice hidroelastice (oscilații și vibrații generale în ipoteza navei corp deformabil), nava fiind supusă numai la solicitări dinamice din oscilații (în ipoteza navei corp rigid) sau solicitări din val echivalent cvasi – static.

Studiul pune în evidență influența semnificativă a răspunsului dinamic hidroelastic la solicitările din valuri aleatoare de întâlnire pe modurile de vibrație, pentru o navă tanc tip LPG 100000 m³, cu o lungime mai mare de 200 m (lungimea maximă a navei de 238.700 m), asupra evaluării pe termen lung la analiza la oboseală a duratei estimate de exploatare a structurii corpului navei în condiții de siguranță.

Principalele obiective ale tezei de doctorat sunt următoarele:

- a) Analiza cerințelor constructive pentru navele tancuri LPG
 - pe baza normelor societăților navele de construcție și clasificare (CSR-IACS, BV, GL, DNV) se analizează cerințele constructive pentru structura corpului navelor tancuri tip LPG;
 - tipurile de analize structurale pentru navele tancuri tip LPG folosite la studiul stărilor limită: rezistența generală (din valuri cvasi - statice și dinamice), rezistența locală (concentratori de tensiuni), stabilitate structurală, momentul încovoietor ultim (rezistența ultimă), rezistența la oboseală și predicția duratei de exploatare.
- b) Analiza rezistenței generale și locale a structurii corpului navei la solicitări din valuri echivalente cvasi – statice de întâlnire și apă calmă, pe modele 3D/1D – FEM structurale
 - metode de analiză a rezistenței generale pe modele 1D – FEM de grindă echivalentă ca bază de comparație pentru modelele structurale 3D – FEM;
 - metode avansate de analiză a rezistenței generale și locale pe bază de modele 3D – FEM complet extinse pe lungimea navei, stare limită la referința tensiunii de curgere a materialului;
 - analiza la pierderea stabilității structurale, evaluare pe model 3D – FEM, stare limită la referința tensiunii critice de voalare, pentru verificarea consistenței modelelor structurale;
 - analiza rezistenței ultime, starea limită la referința momentului încovoietor ultim la voalarea planșeelor din secțiunea maestră a corpului navei;
 - determinarea factorilor de corelație pentru tensiuni între modelele structurale 3D/1D – FEM;
 - evaluarea concentratorilor de tensiune pe baza modelelor 3D – FEM cu discretizare fină, de aproximativ 25 mm (grosimea tablei), în secțiunile transversale ale corpului navei cu tensiuni semnificative, folosite pentru analiza la oboseală.
- c) Analiza răspunsului dinamic la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, induse de valuri aleatoare extreme, pe modele deterministe și statistice pe termen scurt
 - analiza la oscilațiile corpului navei (seakeeping), considerat solid rigid, și verificarea criteriilor limită la dinamica navei;
 - analiza modurilor proprii la vibrații ale grinzii navei corp elastic pe modele structurale 1D – FEM;
 - analiza răspunsului dinamic hidroelastic pe termen scurt, cu includerea efectelor locale de slamming și globale de springing și whipping, în valuri aleatoare extreme, pe modele structurale 1D – FEM, 2D hidrodinamice și verificarea criteriilor de rezistență cu referință față de limita de curgere și momentul încovoietor ultim.
- d) Analiza pe termen lung la oboseală a structurii corpului navei tanc tip LPG și estimarea duratei de exploatare în condiții de siguranță

- analiza rezistenței la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare (metoda Palmgren – Miner) pentru histogramele pe termen lung ale valurilor aleatoare caracteristice Atlanticului de Nord și zonei de navigație mediate (World Wide Trade), pe baza stării de tensiuni semnificative obținute la analizele structurale menționate ca obiective b) și c);

- prognoza duratei de exploatare a elementelor structurale ale corpului navei tanc tip LPG pe baza criteriilor rezistenței la oboseală.

1.2 Structura și tematica capitolelor lucrării

Teza de doctorat cu titlul: „Contributii privind analiza structurală a stărilor limită la navele tip tanc” în extenso este structurată în opt capitole, bibliografie și șase anexe, având 415 de pagini, din care 237 de pagini reprezintă lucrarea, 178 de pagini anexele și un total de 202 titluri bibliografice.

În Capitolul 2, stadiul actual, sunt sintetizate principalele cerințe constructive pentru navele tancuri tip LPG, în conformitate cu normele actuale ale societăților de clasificare, precum și fundamentele teoretice privind analiza stărilor limită structurale abordate în cadrul studiului: rezistență generală și locală la solicitări din valuri echivalente cvasi – statice și dinamice aleatoare, stabilitate structurală și momentul încovoietor ultim, rezistența la oboseală.

În Capitolul 3 se prezintă caracteristicile modelului navei tip tanc LPG de 100000 m³ considerat în analizele din acest studiu, după cum urmează: geometria corpului, dimensionarea elementelor structurale, definirea cazurilor de încărcare și distribuția de mase.

Aferent acestui capitol în Anexa 2 (teză de doctorat) sunt prezentate codurile de program pentru automatizarea procedurilor de analiză structurală, pre și post procesare, pe modele 3D/1D – FEM complet extinse pe lungimea corpului navei, precum și caracteristicile hidrostatice prezentate în Anexa 3 (teză de doctorat).

În Capitolul 4 se prezintă analiza rezistenței generale și locale a corpului navei pe modele structurale 3D/1D – FEM complet extinse pe lungimea navei. Capitolul include generarea modelului 3D – CAD pentru toată structura corpului navei, dezvoltarea modelului 3D – FEM, idealizarea maselor de la bordul navei și a condițiilor de margine corespunzătoare în apă calmă sau valuri echivalente cvasi – statice de întâlnire. Analizele numerice din acest capitol pe modele 1D/3D – FEM ale corpului navei la solicitări din apă calmă și valuri echivalente cvasi – statice (hogging și sagging) permit verificarea criteriului de rezistență în raport cu limita de curgere a materialului, determinarea zonelor cu concentratori de tensiune, precum și calcul factorilor de corelație a tensiunilor între modele 1D și 3D – FEM. Din analiza structurală pe modele 3D – FEM rezultă că în zona dome-urilor punții principale concentratorii sunt semnificativi, necesitând utilizarea unui oțel naval de tip AH36 – AH40 (limita de curgere este de 355 N/mm² - 390 N/mm²).

Aferent acestui capitol în Anexa 4 (teză de doctorat) sunt prezentate rezultate numerice la analiza rezistenței generale a elementelor structurale pe modele 3D – FEM. De asemenea în Anexa 1 se verifică rezistența locală a tancurilor de marfă independente structural.

În Capitolul 5 se prezintă verificarea consistenței modelului 3D – FEM pe baza analizei numerice a stabilității structurale, respectiv a modelului 1D – grindă echivalentă pe baza criteriul momentului încovoietor ultim aplicat secțiunilor transversale dimensionate conform normelor navale.

Capitolul 6 include analiza deterministă la oscilații liniare verticale și tangaj cuplate, oscilații liniare de ruluu, cu obținerea funcțiilor de transfer pentru diferite unghiuri de cap navă - val, pentru diferite viteze ale navei, 4 spectre de val standard (ISSC, ITTC, Pierson – Moskowitz și JONSWAP) pentru cazurile de plină încărcare și balast, respectiv analiza statistică pe termen scurt, cu determinarea amplitudinilor statistice semnificative, verificarea criteriilor limită a parametrilor de mișcare și obținerea diagramelor polare cumulative caracteristice (condiții de navigație limitative).

De asemenea, capitolul 6 include determinarea modurilor proprii de vibrație în plan vertical, cu sau fără includerea maselor adiționale hidrodinamice, pentru obținerea bazei funcțiilor formelor modale pentru analiza hidroelastică a răspunsului dinamic. Capitolul continuă cu includerea analizei numerice a răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei pe termen scurt, liniar și neliniar, sub

acțiunea valurilor de ordinul I (cu spectrul ITTC) și II cu componente de interferență, model Longuet – Higgings. De asemenea, se calculează starea de tensiuni la analiza răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei și se verifică criteriului de stare limită la referința tensiunii de curgere a materialului.

Aferent acestui capitol în Anexa 5 (teză de doctorat) sunt prezentate funcțiile de transfer la oscilații, precum și rezultatele numerice la analiza pe termen scurt a oscilațiilor verticale, tangaj și rulu. În Anexa 6 (teză de doctorat) sunt prezentate rezultate numerice la analiza liniară și neliniară a răspunsului hidroelastic al corpului navei.

Capitolul 7 include determinarea factorilor de corelație 3D/1D, respectiv a factorilor concentratorilor de tensiune pe baza modelelor 1D și 3D – FEM, utilizați pentru determinarea factorului cumulativ de deteriorare, prin metoda Palmgren – Miner (analiza la oboseală a structurii corpului navei pe termen lung) cu tensiunile obținute în capitolele 4 ÷ 6, precum și determinarea duratei de exploatare a structurii corpului navei în condiții de siguranță.

În cadrul studiului sunt folosite programe existente cu licență la Facultatea de Arhitectură Navală din Galați, precum și coduri/proceduri proprii dezvoltate pe parcursul analizei.

1.3 Mulțumiri

Pe întreg parcursul acestei teze, am beneficiat de sprijinul permanent al domnului prof.univ.dr. ing. Leonard Domnișoru, conducătorul științific al lucrării, căruia îi aduc, pe această cale, cele mai sincere mulțumiri pentru îndrumarea și sugestiile de un real folos în elaborarea tezei, pentru exigența manifestată față de lucrare, pentru motivarea mea în depunerea eforturilor necesare, dar mai ales pentru răbdarea și înțelegerea arătată față de diversele probleme apărute pe toată durata elaborării tezei.

De asemenea, vreau să mulțumesc domnilor prof.univ.dr.ing. Yordan Garbatov și prof.univ.dr.ing. Carlos Guedes Soares pentru tot sprijinul acordat pe perioada stagiului de internship la Institutul Superior Tehnic din Lisabona, departamentul de Structuri Navale.

Mulțumiri pentru domnul cerc.șt.ing. Petruș Dumitriu, doamna cerc.șt.ing. Cecilia Dumitriu, domnului cerc.șt.dr.ing. Lucian Anghel de la ICE ICEPRONAV, Galați pentru sprijinul acordat pe perioada stagiului de internship la Departamentul de Analiză Structurală.

Mulțumiri pentru comisia de tutori în perioada stagiului de doctorat: prof.dr. ing. Costel Mocanu, prof.dr.ing. Dumitru Dragomir, prof.dr.ing. Andrei Viorel, conf.dr.ing. Gabriel Popescu.

Mulțumesc familiei mele, în mod deosebit mamei mele pentru atenția, îndrumarea, dragostea și iubirea acordate de-a lungul întregii mele vieți. Mulțumesc soțului meu, ing. Scutaru Florin Alexandru, pentru întregul ajutor acordat de-a lungul timpului, pentru sfaturile, suportul necondiționat și dragostea acordată.

Elaborarea acestei teze a fost realizată cu suportul financiar al proiectului POSDRU cod 88/1.5/S/61445 - Eficientizarea activității studenților din cadrul ciclului de studii doctorale-EFICIENT.

În încheiere, mulțumesc tuturor profesorilor mei, care mi-au dăruit cu dărnicie din cunoștințele lor și care au clădit în mine dragostea și respectul pentru muncă, insuflându-mi curiozitatea vie de a căuta mereu adevărul.

CAPITOLUL 2

Fundamentele teoretice pentru analiza stărilor limită ale structurii navelor tip tanc supuse la solicitări dinamice și cvasi – statice echivalente din valuri

În acest capitolul este prezentat un scurt istoric al evoluției navelor tanc tip LPG, stadiul actual referitor la normele societăților de clasificare și criteriile de evaluare a stărilor limită structurale pentru navele tancuri, precum și fundamentele teoretice pentru analiza rezistenței corpului navei, la solicitări cvasi-statice și dinamice din valuri, cu formulări deterministe și statistice pe termen scurt și lung.

2.1 Stadiul actual privind cerințele constructive pentru structura corpului navelor tancuri tip LPG, reglementate de către codurile internaționale ale societăților de clasificare navale. Stările limită pentru structura navelor tip tanc

Transportul maritim de gaze lichefiate reprezintă la nivel mondial un segment foarte specializat, cu aproximativ 1000 de navele de capacitate de peste 1000 m³, în comparație cu 3000 de tancuri chimice, 7000 de petroliere și 44000 de alte tipuri de nave de dimensiuni similare. Comparativ cu restul tipurilor de nave care s-au dezvoltat cu mult timp în urmă, transportul maritim de gaze lichefiate este mai recent.

Transportul de gaze lichefiate a început înainte de al doilea război mondial. Prima încercare a fost înregistrată în 1931 (nava Aquinita). Această navă nu avea izolație, iar marfa era presurizată. Davies, 1962¹, menționează că în anul 1934 Registrul Britanic Lloyd a aprobat spre construcție nava Megara care a fost transformată dintr-un tanc petrolier într-o navă pentru transportul de propan și butan în rezervoarele cilindrice situate în tancurile de marfă centrale. Această navă a avut o durată de exploatare destul de lungă (aproximativ 24 de ani). Apoi a urmat o altă navă care a fost proiectată pentru a transporta butan și propan la o temperatură de -41 °C, cu o capacitate de 28875 m³. Această navă numită Bridgestone Maru I a fost construită în Japonia, la șantierul Mitsubishi Yokohama (Gavin, 1979²).

Prima navă tanc de tip LPG europeană cu instalație frigorifică la bord a fost proiectată pentru o temperatură de -51°C, având capacitatea să transporte în tancurile de marfă prismatice amoniac sau oxid de etilenă. Această navă a fost finalizată în anul 1964 la Șantierul Naval Kockums (Suedia).

Ffooks, 1979³ menționează că utilizarea comercială a navelor de tip LPG s-a dezvoltat puternic în Statele Unite ale Americii (SUA) la începutul anilor '50. Navele de tip cargou au fost modificate astfel încât să poată transporta propan de-a lungul fluviului Mississippi, în rezervoarele presurizate. În practica standard, rezervoarele de propan sunt proiectate pentru o presiune de 250 psi (17.2 bar), iar rezervoarele de butan sunt proiectate pentru o presiune de 100 psi (6.9 bar).

Inițial tancurile de marfă au fost proiectate doar considerând oțelul de Clasa I sau Clasa IIA cu limita de curgere 235 N/mm² conform normelor societăților de clasificare Bureau Veritas, 2003^{4,5}, astfel încât volumul tancului nu poate fi mai mare de 3500 m³.

Vaudolon, 2000⁶ în cadrul convenției IMO, 1998^{7,8} a efectuat un studiu privind evoluția navelor tancuri de tip LPG. Acest studiu a indicat faptul că la începutul anilor 1970 capacitatea de

¹ Davies, J.B., "The carriage of liquefied petroleum and natural gases", Lloyds Register Staff Association Session 1961-1962, Paper no.6

² Gavin, A.G., "Design and construction aspects of containment systems for the carriage of liquefied gases in ships", Lloyds Register Staff Association Session 1978-79, Paper no.5.

³ Ffooks, R.C., "The shipping of LNG and other gases – twenty years of steady progress", The Institute of Mechanical Engineers Proceedings 1979, Volume 193, No.16, January 1979.

⁴ BV., "Hull girder strength", 2003, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 6.

⁵ BV., "Hull scantlings", 2003, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 7.

⁶ Vaudolon, A., "Liquefied gas marine transportation and storage", Edition: First Edition 2000, London.

⁷ International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS) – Latest 1998 Edition – International Maritime Organization (IMO)

⁸ International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL) 73/78 Latest Edition 1998 (IMO)

transport a navelor tancuri de tip LPG crește considerabil la 50000 m³, 70000 m³, 80000 m³ și 100000 m³. Numărul de nave LPG/LNG cu o capacitate de peste 1000 m³ la sfârșitul anilor '60 a fost de 200, 400 la sfârșitul anilor '70 și depășește acum 900, cu capacitate totală de peste 11 de milioane de metri cubi, ca urmare a cerinței tot mai ridicate pentru acest tip de transport.

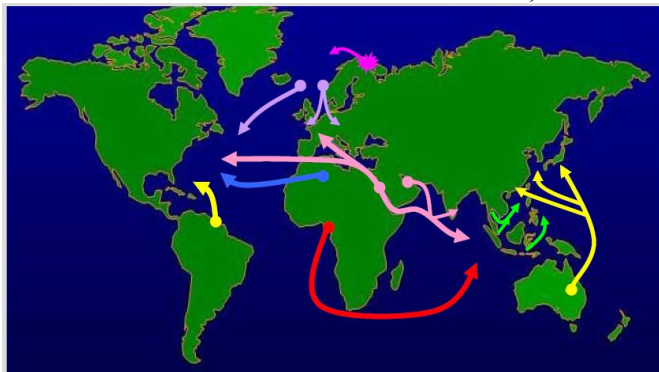


Fig.2.-1 Rute de navigație a navelor LPG (Morgan, 2008¹²)

Transportatorii de gaz trebuie să respecte standardele stabilite de Codurile de Gaz Internaționale⁹ sau naționale, precum și toate cerințele de siguranță și anti – poluare în mediul marin (SOLAS, 1998¹⁰; MARPOL, 1998¹¹). Pentru îndeplinirea acestor cerințe, la bordul navei sunt amplasate echipamente pentru monitorizarea temperaturii și presiunii, echipamente pentru detectarea scurgerilor de gaz și indicatori pentru vizualizarea nivelului de gaz, sistemele fiind integral automatizate pentru asigurarea lucrărilor în exploatare.

Proiectarea, construcția și exploatarea navelor tancuri de transportat gaze lichefiate, depinde de natura încărcăturii, fiind posibile două variante constructive pentru tancuri de marfă:

- tancuri de marfă independente structurale, presurizate, parțial presurizate sau complet refrigerate;
- tancuri de marfă tip membrană integrate în structură (refrigerate).

Tancuri de marfă complet presurizate

Aceste nave sunt echipate cu tancuri de marfă orizontale, cilindrice sau sferice complet presurizate, cu capacități de până la 6.000 m³. Aceste tancuri se construiesc și în prezent, fiind viabile pentru transportul gazelor lichefiate de la un terminal la altul.

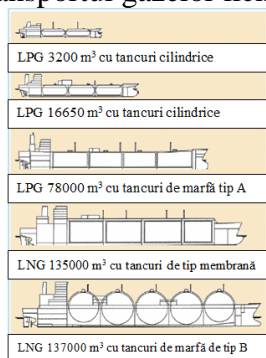


Fig.2-2 Evoluția navelor tancuri LPG și LNG de –a lungul timpului, sursă internet¹³

Tancuri de marfă parțial presurizate

Aceste tancuri sunt proiectate folosind oțel de înaltă rezistență AH32, AH36 rezistente la temperaturi scăzute. Dacă tancul de marfă ar fi fost proiectat utilizând ca material oțelul normal naval cu calitatea A, atunci greutatea corpului metalic ar rezulta mult mai mare decât greutatea mărfii transportate. Tancurile de marfă parțial presurizate au forme cilindrice, sferice sau bilobe și permit manevrarea ușoară a încărcăturii.

Tancuri de marfă complet frigorifice - sunt construite pentru a transporta gaze lichefiate la temperaturi joase. Aceste tancuri au forme prismatice și sunt construite dintr-un aliaj de oțel – nichel (3.5%), permițând transportul de mărfuri la temperaturi scăzute de -48 °C.

În cele ce urmează vom prezenta tipurile de tancuri de marfă structural independente tipice navelor LPG. Tancurile structural independente de marfă se montează în corpul navei prin intermediul unor suportți, nu fac parte din structura constructivă a navei și nu contribuie la rezistența generală a grinzii navă. În funcție de presiunea de proiectare, există trei tipuri de tancuri independente structurale: tip A, tip B și respectiv tip C (IGC Code, 2006¹⁴).

Tancurile independente structurale de tip A sunt construite pe suprafețe plane. În Figura 2-3 este reprezentată o secțiune transversală a unui tanc independent de tip A poziționat pe suportți anti-

⁹ <http://www.ofgem.gov.uk/Licensing/GasCodes/Pages/GasCodes.aspx>

¹⁰ *International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS)* – Latest 1998 Edition – International Maritime Organization (IMO)

¹¹ *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL) 73/78* Latest Edition 1998 (IMO)

¹² Morgan, G., "LPG market update", Lloyd Register, RINA - keynote presentation, 2008.

¹³ http://www.ukpandi.com/fileadmin/uploads/uk-pi/LP%20Documents/Carefully_to_Carry/Carriage%20of%20liquefied%20gases.pdf

¹⁴ IGC - *International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk*, 2006

ruliu și anti-flotabilitate. Acesta este înconjurat cu un strat de spumă izolatoare (barieră de protecție).

Pentru navele de tip LPG complet refrigerate (marfa este transportată sub temperatura de -55°C) este necesară existența unei bariere de protecție secundare complete pentru tot tancul de marfă. Codul IGC, 2006¹⁵ prevede faptul că acesta barieră de protecție trebuie să împiedice scurgerile pentru o perioadă de aproximativ 15 zile.

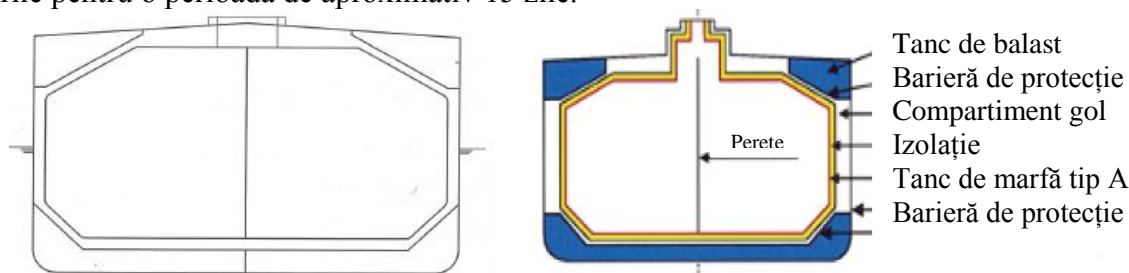


Fig.2-3 Tanc de marfă independent tip A (Harris, 2004¹⁶; Lovstad, 2008¹⁷)

Tancurile independente structurale de tip B pot fi construite ca suprafețe plane sau sferice. Uzual tancul de marfă independent de tip B este sub formă sferică, ca cel din Figura 2-4. Acest tip de tanc a fost proiectat de către Kvaerner Moss¹⁸. Tancul de marfă independent structural de tip B nu trebuie neapărat să aibă formă sferică existând și tancuri prismatice utilizate la transportul de produse petroliere lichefiate (Figura 2-5).

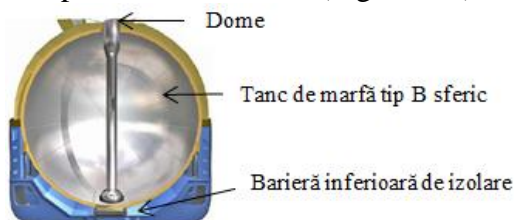


Fig.2-4 Tanc de marfă independent tip B cu formă sferică, sursă internet¹⁸



Fig.2-5 Tanc de marfă independent tip B sub formă prismatică, sursă internet¹⁹



Fig.2-6 Tanc de marfă independent tip C (Lovstad, 2008¹⁷)

Tancurile independente structurale de tip C au forme uzuale de tip sferice sau cilindrice. Tancurile de marfă cilindrice pot fi montate pe verticală și pe orizontală.

În cazul navelor transportatoare de gaze lichefiate cu tancuri independente de marfă, abordate în această lucrare, prezența tancurilor de marfă va fi considerată doar din punct de vedere a greutăților transmise elementelor structurale ce definesc planșeul de dublu fund prin intermediul suporturilor de sprijin, conform normelor societăților de clasificare Bureau Veritas, 2010^{20,21}.

Analiza structurală a navelor de tip tanc LPG pentru stările limită este impusă în prezent de codurile societăților internaționale de clasificare, fiind incluse prin următoarele criterii de rezistență:

a) *criteriul de rezistență generală (longitudinală) și locală în raport cu limita de curgere a materialului*, la solicitări din valuri echivalente cvasi – statice sau valuri dinamice aleatoare (BV, 2010^{20,21}; GL, 2011²²; CSR – Tanker, 2008²³; CSR – Bulker, 2008²⁴).

¹⁵ IGC - International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk, 2006

¹⁶ Harris, S., "Fully refrigerated LPG carrier", 2004, Prima Ediție, Witherbys Publishing.

¹⁷ Lovstad, M., "Best practice for maintenance of LPG ships-hull integrity management", 2008, Design and Operation of LPG ships-DNV, No. 3.

¹⁸ <http://www.liquefiedgascarrier.com/Liquefied-Natural-Gas-Carriers.html>

¹⁹ <http://articles.maritimepropulsion.com/?tag=KHI>

²⁰ BV., "Hull girder strength", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 6.

²¹ BV., "Hull scantlings", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 7.

²² GL., "Rules for Classification and Construction", 2011, Germanischer Lloyd, Hamburg, Chapter 1.

²³ CSR – Tanker, Common Structural Rules for Double Hull Oil tankers adopted by IACS International Association of Classification Societies, 2008, Chapter 8.

²⁴ CSR – Bulker, Common Structural Rules for Bulk Carriers adopted by IACS International Association of Classification Societies, 2008, Chapter 5 – Section1, Chapter 6 – Section1,2,4.

Pe baza literaturii de specialitate, putem menționa unele abordări privind analiza rezistenței generale a corpului navei, astfel: Kell, 1931²⁵ și 1940²⁶ a studiat caracteristicile geometrice pentru două distrugătoare propuse pentru verificarea la rezistența generală luând în considerare deformata generală a navei, precum și solicitările date de încărcările din val echivalent cvasi – static, în condiții de sagging și hogging; Vasta, 1958²⁷ și Tetsuya²⁸ au verificat rezistența longitudinală a elementelor structurale pe un număr de 16 nave, pentru a putea determina solicitările extreme, în timp ce Rutherford și Caldwell, 1990²⁹ au utilizat modelul de grindă elastică a navei pentru a calcula tensiunile extreme din valuri induse în corpul navei.

b) *criteriul rezistenței ultime generale a grinzii echivalente corp navă*, evaluarea momentului încovoietor ultim la voalarea planșelor principalele ortotrope din zona centrală a navei (BV, 2010³⁰; CSR – Tanker, 2008³¹; CSR – Bulker, 2003³²). Pe baza literaturii de specialitate, menționăm unele studii privind analiza rezistenței ultime a corpului navei: Luis și alții, 2007³³ au dezvoltat un studiu al rezistenței ultime în cazul avarierii învelișului de fund și bordaj al unei nave de tip petrolier; Amlashi și Moan 2008³⁴ au analizat rezistența ultimă pe o navă de tip vrachier în condiții de încărcare alternativă pe baza utilizării modelului de grindă echivalentă; Reckling, 1979³⁵ a efectuat un set de teste la rezistența ultimă pe 7 modele supuse la încovoiere pură; Hu și alții, 2001³⁶; Hu și Cui, 2003^{37,38} au efectuat un studiu comparativ între o metodă analitică simplificată și formulele de proiectare pentru rezistența ultimă în cazul câmpurilor de placă izotrope sau ortotrope. De asemenea, s-au efectuat studii pentru determinarea comportamentului elementelor structurale la analiza rezistenței ultime din diverse solicitări (Yao, 2000³⁹; Ozguc și alții, 2007⁴⁰; Paik și alții, 1996⁴¹, 2002⁴², 2003^{43,44}; Qi și alții, 2005⁴⁵).

c) *criteriul tensiunii critice locale la pierderea stabilității elementelor structurale* conform normelor societăților de clasificare BV, 2010⁴⁶; GL, 2011⁴⁷; CSR – Tanker, 2008³¹; CSR – Bulker, 2003³². Pe baza literaturii de specialitate, menționăm unele studii privind analiza la pierderea stabilității structurale a corpului navei: Dow, 1991⁴⁸ a efectuat un test de pierdere a stabilității structurale pentru o fregată la scara 1/3; Yao și alții, 1994⁴⁹, 2002⁵⁰ au analizat modele structurale pentru nave testate cu solicitări din val în condiții de sagging; Shariat și alții, 2005⁵¹ și El-Sawy,

²⁵ Kell, C.O., "Investigation of structural characteristics of destroyers Preston and Bruce, Part I- Description", SNAME Trans 1931; 39:35-64.

²⁶ Kell, C.O., "Investigation of structural characteristics of destroyers Preston and Bruce, Part II- Analysis of data and results", SNAME Trans 1940; 48:125-72.

²⁷ Vasta, J., "Lessons learnt from full-scale ship structural test", SNAME Trans 1958;66-165-243.

²⁸ Tetsuya Yao, "Review article: Hull girder strength", Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Graduate School of Engineering, Osaka University, 2-1 Yamadaoka, Suita, Osaka 565-0871, Japan.

²⁹ Rutherford, S.E., Caldwell, J.B., "Ultimate Longitudinal strength of ships: a case study", SNAME Trans 1990; Volume 98, p: 441-71.

³⁰ BV., "Hull girder strength", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 6.

³¹ CSR – Tanker, Common Structural Rules for Double Hull Oil tankers adopted by IACS International Association of Classification Societies, 2008, Section 10, Appedinx D and Appendix C.

³² CSR – Bulker, Common Structural Rules for Bulk Carriers adopted by IACS International Association of Classification Societies, 2008, Chapter 5 – Section 2 and Appendix 1, Chapter 6 – Section 3 and Appendix 1.

³³ Luis, R.M., Hussein, A.W., Guedes Soares, C., "On the Effect of Damage to the Ultimate Longitudinal Strength of Double Hull Tankers", 2007, Proceedings 10th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS'07); ABS, Houston, Texas, USA.

³⁴ Amlashi, H., Moan, T., "Ultimate strength analysis of a bulk carrier hull girder under alternate hold loading condition-A case study Part 1: Nonlinear finite element modelling and ultimate hull girder capacity", 2008, Marine Structures; 21: 327–352.

³⁵ Reckling, K.A., "Behaviour of box girders under bending and shear", Proceedings of the ISSC, Paris, France, 1979; p. II.2.46–9.

³⁶ Hu, Y., Zhang, A., Sun, J., "Analysis on the ultimate longitudinal strength of a bulk carrier by using a simplified method", 2001, Marine Structures, 14: 311-330.

³⁷ Hu, Y., Cui, W.C., "A comparison between simplified analytical method and design formulas for ultimate strength of unstiffened plates", 2003, Shipbuilding of China, 44:2, p.8-16 (in Chinese).

³⁸ Hu, Y., Cui, W.C., "A simplified analytical method to predict the ultimate strength of unstiffened plates under combined loading including edge shear", 2003, Journal of Ship Mechanics, 7:6, p.60-74.

³⁹ Yao, T., "Ultimate hull girder strength", Proceedings of the 14th International Ship and Offshore structures Congress (ISSC), Nagasaki, Japan, 2000, p.321-91.

⁴⁰ Ozguc, O., Das, P.K., Barltrop, N.D.P., "Rational interaction design equations for the ultimate longitudinal strength of tankers, bulk carriers, general cargo and container ships under coupled bending moment", 2007, Journal of Ship Research.

⁴¹ Paik, J.K., Thayamballi, A.K., Che, J.S., "Ultimate strength of ship hulls under combined vertical bending, horizontal bending and shearing forces", 1996, Trans.SNAME, Vol. 104, p. 31–59.

⁴² Paik, J.K., Kim, B.J., "Ultimate strength formulations for stiffened panels under combined axial load, in-plane bending and lateral pressure: a benchmark study", 2002, Thin-Walled Structures, 40 (1): 45–83.

⁴³ Paik, J.K., Thayamballi, A.K., "Ultimate limit state design of steel-plated structures", 2003, Chichester, Wiley.

⁴⁴ Paik, J.K., Lee, J.M., Lee, D.H., "Ultimate strength of dented steel plates under axial compressive loads", 2003, International Journal of Mechanical Sciences, 45:3, p.433- 448.

⁴⁵ Qi, E., Cui, W., Wan, Z., "Comparative Study on the Ultimate Hull girder Strength of Large Double Hull Tankers", 2005, Marine Structures, 18, p. 227–249.

⁴⁶ BV., "Hull girder strength", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 7, Section 1- Section 2.

⁴⁷ GL., "Rules for Classification and Construction", 2011, Germanischer Lloyd, Hamburg, Part I, Chapter 1, Section 5.

⁴⁸ Dow, R.S., "Testing and analysis of 1/3-scale welded steel frigate model", Proceedings of the International Conference on Advances in Marine Structures, ARE, Dunfermline, Scotland, 1991; p. 749–73.

⁴⁹ Yao, T., Fujikubo, M., Kondo, K., Nagahama, S., "Progressive collapse behavior of double hull tanker under longitudinal bending", 1994, 4th ISOPE Conference, Osaka, Japan.

⁵⁰ Yao, T., Fujikubo, M., Yanagihara, D., Fujii, I., Matru, R., Furui, N., Kuwamura, Y., "Buckling collapse strength of chip carrier under longitudinal bending (1st Report)—collapse test on 1/10-scale hull girder model under pure bending", Journal Society of Naval Architects of Japan 2002; 191:265–74 (in Japanese).

⁵¹ Shariat, B.A.S., Javaheri, R., Eslami, M.R., "Buckling of imperfect functionally graded plates under in-plane compressive loading", 2005, Thin-Walled Structures, 43:7.p.1020-1036.

2004⁵² au efectuat studii privind comportamentul la voalare a plăcilor dreptunghiulare cu imperfecțiuni geometrice, respectiv a plăcilor cu decupări pentru diferite tipuri ale oțelului. Brighenti, 2005⁵³ a efectuat studii teoretice și numerice la pierderea stabilității în domeniul elastic pentru plăci subțiri supuse diverse solicitări.

d) *criteriul rezistenței la oboseală a structurii corpului navei din solicitări cu valuri aleatoare și evaluarea duratei de exploatare a structurii corpului navei în condiții de siguranță structurală* (BV, 2010⁵⁴; GL, 2011⁵⁵; CSR – Tanker, 2008⁵⁶; CSR – Bulker, 2003⁵⁷). În literatura de specialitate există numeroase studii privind analiza la oboseală a structurilor metalice, dintre care putem menționa: Fricke, 2002⁵⁸; Frost, 1974⁵⁹; Kocanda, 1978⁶⁰; Klesnil și Kukas, 1980⁶¹.

În cazul structurilor navale, analiza la oboseală se efectuează în zonele cu tensiuni extreme, corespunzătoare concentratorilor din îmbinări sau decupări tehnice. Astfel, pe lângă evaluarea solicitărilor dinamice în grinda navă, normele de analiză la oboseală au catalogat principalele tipuri de îmbinări structurale pentru care se calculează tensiunile efective ținând cont de concentratori (Petershagen și alții, 1991⁶²; Radaj, 1990⁶³; Horn și Andersen, 2009⁶⁴; Charakarov și alții, 2008⁶⁵; Niemi, 1995⁶⁶; Niemi și Marquis, 2002⁶⁷; Wang, 2010⁶⁸; Fricke și Kahl, 2007⁶⁹).

În această lucrare analiza stărilor limită structurale va fi efectuată pe un model de navă tanc tip LPG de 100000 m³, cu lungime de 238.700 m proiectată pentru o viteză de 8.745 m/s² (17 noduri), dezvoltat pe baza normele de clasificare Bureau Veritas, 2010⁵⁴.

2.2 Metode pentru analiza rezistenței locale și generale a corpului navei în plan vertical folosind modele structurale 1D/3D – FEM, cu solicitări din valuri cvasi-statice de întâlnire. Starea limită la referința tensiunii de curgere a materialului

Cerințele privind acuratețea analizei structurale, conform normelor societăților navale de clasificare internaționale (BV, 2010⁵⁴; GL, 2011⁵⁵; CSR – Tankers, 2008⁵⁶; CSR – Bulklers, 2008⁵⁷) în vigoare, impun evaluarea rezistenței generale și locale a corpului navei pe modele cu elemente finite tridimensionale 3D – FEM.

În cele ce urmează prezentăm fundamentele teoretice la analiza pe modele 3D – FEM extinse pe toată lungimea navei și spre comparație modelul 1D de navă grindă echivalentă, pentru evaluarea rezistenței generale și locale a corpului conform criteriului stării limită la referința tensiunii de curgere a materialului.

2.2.1 Analiza rezistenței generale a corpului navei pe baza modelului 1D grindă echivalentă

Modelul de grindă echivalentă 1D pentru corpului navei este destinat unei evaluări în fază inițială de proiectare a rezistenței generale a corpului navei, fără posibilitatea de a include și concentratorii de tensiune.

⁵² El-Sawy, K. M., Nazmy, A. S., Martini, M.I., "Elasto-plastic buckling of perforated plates under uniaxial compression", 2004, Thin-Walled Structures, 42:8, p.1083-1101.

⁵³ Brighenti, R., "Buckling of cracked thin-plates under tension or compression", 2005, Thin-Walled Structures, 43:2, p.209-224.

⁵⁴ BV., "Hull scantlings", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 7, Section 4.

⁵⁵ GL., "Rules for Classification and Construction", 2011, Germanischer Lloyd, Hamburg, Part1, Chapter 1, Section 5.

⁵⁶ CSR – Tanker, Common Structural Rules for Double Hull Oil tankers adopted by IACS International Association of Classification Societies, 2008, Section 10, Appedinx D and Appendix C.

⁵⁷ CSR – Bulker, Common Structural Rules for Bulk Carriers adopted by IACS International Association of Classification Societies, 2008, Chapter 5 – Section 2 and Appendix 1, Chapter 6 – Section 3and Appendix 1.

⁵⁸ Fricke, W., "Recommended hot-spot analysis procedure for structural details of ships and FPSOs based on round-robin FE analyses", 2002, International Journal Offshore Polar Engineering;12(1):40-7.

⁵⁹ Frost, N.E., Marsh, K.J., Pook, L.P., "Metal fatigue", 1974, Clarendon Press, Oxford.

⁶⁰ Kocanda, S., "Fatigue failures of metals", 1978, Sijthoff and Noordhoff International Publishers, Netherlands.

⁶¹ Klesnil, M., Kukas, P., "Fatigue of metallic materials", 1980, Elsevier, Amsterdam.

⁶² Petershagen, H., Fricke, W., Massel, T., "Application of the local approach to the fatigue strength assessment of welded structures in ships", 1991, IIW Doc. XIII. International Institute of Welding; p. 1409-1491.

⁶³ Radaj, D., "Design and analysis of fatigue-resistant welded structures", 1990, Cambridge: Abington Publishing.

⁶⁴ Horn, A.M., Andersen, M.R., "Fatigue and fracture", 17th International ship and Offshore structures congress, Volume 1, 2009.

⁶⁵ Charakarov, K., Garbatov, Y., Guedes Soares, C., "Fatigue analysis of ship deck structure accounting for imperfections", 2008, International Journal of Fatigue, 30:1881-7.

⁶⁶ Niemi, E., "Recommendations concerning stress determination for fatigue analysis of welded components", 1995, Cambridge:Abington Publisher.

⁶⁷ Niemi, E., Marquis, G., "Introduction to the Structural Stress Approach to Fatigue Analysis of Plate Structures", 2002, Proceedings of The IIW Fatigue Seminar, IIW-Commission XIII, p.73-90.

⁶⁸ Wang, Y., "Spectral fatigue analysis of a ship structural detail – a practical case study", 2010, International Journal of Fatigue;32:310-7.

⁶⁹ Fricke, W., Kahl, A., "Local stress analysis of welded ship structural details under consideration of the real weld profile", 2007, In: 10th International symposium on practical design of ships and other floating structures PRADS2007; Houston, Texas, USA.

Considerarea formelor carenei navei cu neliniaritățile geometrice, impune obținerea condițiilor de echilibru ale grinzii navei în plan vertical printr-o procedură neliniară iterativă (Domnișoru, 2006⁷⁰; Hughes, 1988⁷¹) prezentate în teză.

Grinda navă se consideră cu solicitări din val echivalent cvasi – static de întâlnire, corectat Smith cu înălțimea statistică a valului extrem conform normelor societăților de clasificare navale (BV, 2010⁷²; GL, 2011⁷³; CSR – Tanker, 2008⁷⁴; CSR – Bulker, 2003⁷⁵) din următoarele relații:

$h_w = 0$ apă calmă

$$h_w = \left[\frac{L}{25} + 4.1 \right] \cdot c_{RW} \text{ [m]; } L < 90\text{m} \quad (2.1)$$

$$h_w = \left[10.75 - \left(\frac{300-L}{100} \right)^{3/2} \right] \cdot c_{RW} \text{ [m]; } 90 \leq L \leq 300\text{m}$$

unde $c_{RW} \in \{1.00; 0.90; 0.75; 0.66; 0.60\}$ este coeficientul zonei de navigație.

Procedura iterativă neliniară la echilibrarea sistemului navă – val echivalente cvasi-statice, pe model 1D – grindă echivalentă, asigură satisfacerea condițiilor de flotabilitate ($\Delta = \rho \nabla$) și de asietă longitudinală ($x_G = x_B$), rezultând parametrii de echilibrare în plan vertical ce definesc poziția planului median al valului echivalent cvasi-static în raport cu planul de bază al navei (T, T_{pp}, T_{pv} și trim) precum și ariile secțiunilor transversale imerse $A_{Ti}, i=1, n$, unde n este numărul de elemente ale grinzii 1D echivalente a corpului navei.

Sarcina verticală totală din val echivalent cvasi-static de întâlnire are expresia:

$$p_{xi} = g_{xi} - \rho g A_{Ti}; i = 1, n \rightarrow p_x(x); x \in [0, L] \quad (2.9)$$

unde $g_{xi}, i=1, n$ este distribuția greutateaților pe unitatea de lungime a navei.

Forțele tăietoare și momentele încovoietoare din val echivalent cvasi-static rezultă din următoarele relații integrale:

$$T(x) = \int_0^x p_x(x) dx; M(x) = \int_0^x T(x) dx; x \in [0, L]. \quad (2.10)$$

Pe baza informațiilor din acest subcapitol este realizat un modulul de calcul numit DYN – ADV (Domnișoru, 2001a⁷⁶, 2012⁷⁷) cu posibilitatea ca pe lângă înălțimea de val conform normelor navale (2.1) să se considere și alte valori în intervalul $h_w = 0 - 12$ m.

2.2.2 Analiza rezistenței generale și locale a corpului navei pe baza modelelor cu elemente finite 3D – FEM complet extinse pe lungimea navei

Pentru a asigura modelarea completă a structurii corpului navelor tip tancuri LPG inclusiv zonele de legătură între extremitățile navei și partea centrală, în această lucrare am optat pentru varianta modelelor 3D – FEM complet extinse pe lungimea navei, adecvate pentru analiza generală – locală a rezistenței navei.

Analiza pe modele 3D – FEM complet extinse pe lungimea navei, în comparație cu modelele 1D de grindă echivalentă, prezintă următoarele avantaje: modelul 3D – FEM poate include și detalii structurale, în speță elementele transversale care nu pot fi considerate în modelele 1D – grindă echivalentă, bazate doar pe elementele longitudinale structurale; modelarea condițiilor de margine și a distribuției de mase pe modelul 3D – FEM este mult mai apropiată de modelul fizic real al corpului navei; procedura de echilibrare în valuri echivalente cvasi – statice de întâlnire nu

⁷⁰ Domnișoru, L., "Structural analysis and hydroelasticity of ships", 2006a, Galati: University „Dunarea de Jos” Press.

⁷¹ Hughes, O.F., "Ship structural design. A rationally-based, computer-aided optimization approach", 1988, New Jersey: The Society of Naval Architects and Marine Engineering.

⁷² BV., "Hull scantlings", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships.

⁷³ GL., "Rules for Classification and Construction", 2011, Germanischer Lloyd, Hamburg.

⁷⁴ CSR – Tanker, Common Structural Rules for Double Hull Oil tankers adopted by IACS International Association of Classification Societies, 2008.

⁷⁵ CSR – Bulker, Common Structural Rules for Bulk Carriers adopted by IACS International Association of Classification Societies, 2008.

⁷⁶ Domnișoru, L., "Dinamica navei. Oscilații și vibrații ale corpului navei", Editura Tehnică București, 2001a

⁷⁷ Domnișoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, L., Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valuri echivalente cvasi-statice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea "Dunarea de Jos" din Galați, 2012.

impun restricții privind modelul 3D – FEM; rezultatele obținute din analiza pe modele 3D – FEM permit evaluarea unei stări 3D de tensiuni și deformații, cu evidențierea concentratorilor de tensiuni.

Modelarea 3D – CAD/FEM a corpului navei și analiza rezistenței generale și locale, se realizează pe următoarele etape (Domnișoru; 2005⁷⁸; BV, 2010⁷⁹; GL, 2011⁸⁰, CSR – Tankers, 2008⁸¹).

Etapa 1 Generarea modelului 3D – CAD al planului de forme folosind programe navale specializate de proiectare integrală a corpului navei.

Etapa 2 Generarea modelului 3D – CAD/FEM al structurii corpului navei, folosind proceduri manuale și automatizare de discretizare.

Etapa 3 Aplicarea condițiilor de margine pe modelul 3D – FEM al structurii corpului navei, se modelează condițiile de margine pe toată lungimea navei:

- condiția de simetrie pentru nodurile dispuse în planul diametral al navei (PD), modelul 3D – FEM fiind dezvoltat doar într-un singur bord al navei – condiție de margine neutră;
- condiția de simplă rezemare pe verticală pentru două noduri dispuse la extremitățile corpului navei (în planul diametral PD), notate ND_{pp} la pupa navei și ND_{pv} la prova navei – condiție de margine de control, suplimentar deplasarea longitudinală în ND_{pp} este blocată – condiție de margine neutră.

Pe baza celor două forțe verticale de reacțiune RF_z , în nodurile ND_{pp} , ND_{pv} dispuse la extremitățile navei, se definesc funcțiile obiectiv pentru controlul convergenței procedurilor numerice de echilibrare liberă a corpului navei în plan vertical (flotabilitate și asietă longitudinală), implementate în algoritmul de echilibrare din Anexa 2.3 (teză de doctorat).

Etapa 4 Cazuri de încărcare. Analiza numerică cu modele 3D – FEM

Încărcările pe corpul navei considerate sunt:

- încărcările gravitaționale, din propria greutate a elementelor structurale ale navei și alte componente ale deplasamentului, făcând excepție greutatea mărfii;
- încărcările date de tancurile independente de marfă de tip B, considerate ca mase concentrate ce acționează pe suportii de prindere a tancurilor de marfă de pe dublu fund;
- presiunile hidrostactice, din valul echivalent cvasi-stactice de întâlnire, în următoarele cazuri: $hw = 0$ m (apă calmă) și $hw \neq 0$ m (conform valorilor statistice prescrise de normele navale), folosind un algoritm iterativ pentru echilibrarea liberă a corpului navei (flotabilitate și aistă longitudinală) prezentate în Anexa 2.3 (teză de doctorat);
- condiția de flotabilitate liberă (echilibrul pe direcție verticală), având ca funcție numerică obiectiv suma forțelor de reacțiune verticale în cele două noduri de la extremitățile navei:

$$RF_{Zeq} = RF_Z(ND_{pp}) + RF_Z(ND_{pv}) \rightarrow 0. \quad (2.12)$$

- condiția de asietă și flotabilitate liberă (echilibrul în plan vertical), având ca funcție numerică obiectiv cele două forțe de reacțiune verticale în cele două noduri de la extremitățile navei:

$$RF_Z(ND_{pp}) \rightarrow 0; RF_Z(ND_{pv}) \rightarrow 0. \quad (2.13)$$

Algoritmul de echilibrare a modelului 3D – FEM în plan vertical, reprezintă o generalizare a celui de la modelul 1D unde programul FEM este folosit ca solver la fiecare iterație.

Algoritmul de echilibrare a modelul 3D – FEM este implementat printr-un set de proceduri ca macro – command files în program SolidWorks COSMOS/M, 2007⁸² actualizat pentru nava de tip tanc LPG, cu codul de program **PRESS_L.geo** prezentat în Anexa 2.3 (teză de doctorat).

Pentru a automatiza preprocesarea modelului 3D – FEM complet extins pe lungimea navei, la aplicarea grupurilor de mase ce acționează asupra structurii am dezvoltat proceduri utilizator

⁷⁸ Domnișoru, L., Găvan, E., Popovici, O., "Analiza structurilor navale prin metoda elementului finit", Editura Didactică și Pedagogică R.A. București, 2005

⁷⁹ BV., "Hull scantlings", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships.

⁸⁰ GL., "Rules for Classification and Construction", 2011, Germanischer Lloyd, Hamburg.

⁸¹ CSR – Tanker, Common Structural Rules for Double Hull Oil tankers adopted by IACS, 2008.

⁸² SWC, SolidWorks Cosmos/M, pre – post precessing finite element based program, Structural Research and Analysis Corporation, 2007-2008, <http://solidworks-2010-sp0.software.informer.com/18.0/>.

proprii ca macro – command files în SolidWorks COSMOS/M, 2007⁸³, cu codurile de program **GET_POINTS.GEO** prezentat în Anexa 2.1 (teză de doctorat), **MASS_L**, **MASS_C**, **GET_MASS.GEO** prezentate în Anexa 2.2 (teză de doctorat).

Etapa 5 Evaluarea rezultatelor numerice

În cea de a cincea etapă a analizei rezistenței generale și locale a corpului navei cu modele 3D – FEM, se evaluează următoarele rezultate numerice: parametri de echilibrare în plan vertical în raport cu planul de referință al modelului 3D – FEM; distribuția deformațiilor structurii corpului navei și distribuția tensiunilor pe întreaga lungime a grinzii navă, inclusiv evidențierea domeniilor cu concentratori de tensiuni. Pentru a automatiza post – procesarea modelului 3D – FEM, respectiv starea tensiunii normale, tangențiale și echivalente von Mises, am dezvoltat proceduri proprii, cu codurile de program **H_stress** și **B_stress**, ce sunt prezentate în Anexa 2.4 (teză de doctorat).

2.2.3 Normele navale pentru rezistența generală și locală privind starea limită la referința tensiunii de curgere a materialului

Caracteristicile mecanice ale oțelurilor navale utilizate pentru construcția elementelor structurale, sunt conforme normelor BV, 2010⁸⁴; DNV, 2009⁸⁵; GL, 2011⁸⁶.

Tabelul 2-1 Proprietățile mecanice pentru oțeluri navale BV, 2010⁸⁴; DNV, 2009⁸⁵; GL, 2011⁸⁶

| Tipuri de oțeluri navale | Limita de curgere, R_{eH} [N/mm ²] | Rezistența la rupere, R_m [N/mm ²] |
|---|--|--|
| A-B-D-E t < 100 mm | 235 | 400-520 |
| AH32-DH32-EH32 t < 100 mm FH32 t < 50 mm | 315 | 440-590 |
| AH36-DH36-EH36 t < 100 mm FH36 t < 50 mm | 355 | 490-620 |
| AH40-DH40-EH40 FH40 t < 50 mm | 390 | 510-650 |

Conform normelor societăților de clasificare BV, 2010⁸⁴; DNV, 2009⁸⁵; GL, 2011⁸⁶ funcție de calitatea oțelului cu distribuțiile pe lungimea navei din Figura 2-7 și Figura 2-8.

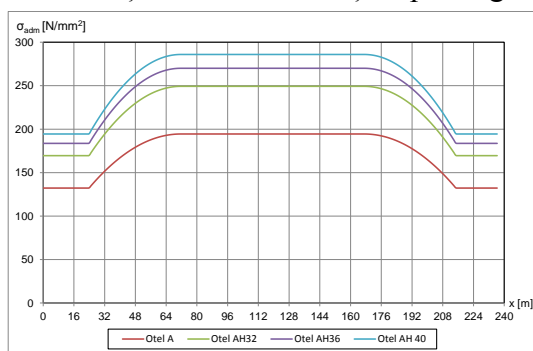


Fig.2-7 Distribuția tensiunii normale admisibile pentru oțelurile navale

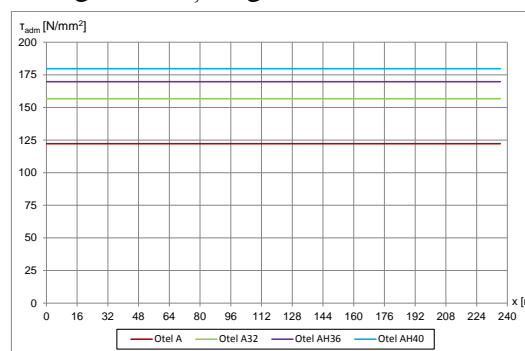


Fig.2-8 Distribuția tensiunii tangențiale admisibile pentru oțelurile navale

2.3 Metode pentru analiza momentului încovoietor ultim al corpului navei, cu solicitări din valori echivalente cvasi-stactice de întâlnire. Starea limită la referința rezistenței ultime a corpului navei și la pierderea stabilității structurale.

2.3.1 Analiza momentului încovoietor ultim al corpului navei

Rezistența generală a corpului navei, pe lângă criteriul rezistenței în raport cu limita de curgere a materialului, impune și verificarea stării limită la pierderea stabilității structurale a

⁸³ SWC, SolidWorks Cosmos/M, pre – post processing finite element based program, Structural Research and Analysis Corporation, 2007-2008, <http://solidworks-2010-sp0.software.informer.com/18.0/>.

⁸⁴ BV., “Hull and stability”, 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 4, Section 1.

⁸⁵ DNV., “Hull structural design ships with length 100 metres and above”, Det Norske Veritas, Hovik, 2009, Norway, Part 3, Chapter 1, Section 2.

⁸⁶ GL., “Rules for Classification and Construction”, 2011, Germanischer Lloyd, Hamburg, Part 1, Chapter 1, Section 2.

planșeelor constituente ale grinzii navă. Acest tip de analiză conduce la verificarea criteriului de rezistență ultimă a grinzii navă în mai multe secțiuni transversale (Hughes, 1988⁸⁷).

Conform normelor în vigoare navale (BV, 2010⁸⁸; CSR – Tanker, 2008⁸⁹; CSR – Bulklers, 2008⁹⁰) rezistența ultimă a corpului navei se evaluează pe baza momentului încovoietor ultim M_u în plan vertical, la voalarea planșeelor grinzii navă calculat pentru secțiunile transversale ale corpului navei în funcție de curbura χ (derivata de ordinul doi a săgeții grinzii navă) la acea secțiune (Figura 2-9) pe creastă sau gol de val (hogging și sagging) cu următoarele relațiile:

$$\gamma_R \cdot \gamma_m \cdot M \leq M_u \Big|_{\substack{\text{sagging} \\ \text{hogging}}} ; \tag{2.15}$$

$$M = M_{SW} \cdot \gamma_{SW} + M_W \cdot \gamma_W ; \tag{2.16}$$

unde: M_u este momentul încovoietor ultim la sagging sau hogging din Figura 2-9 corespunzător maximelor diagramelor $M - \chi$; γ = factori de siguranță; M_{SW} este momentul încovoietor în apă calmă; M_W este momentul încovoietor suplimentar în plan vertical din val echivalent cvasi – static în condiții de sagging și hogging.

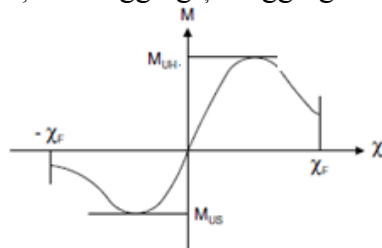


Fig.2-9 Curba de moment încovoietor ultim $M - \chi$ (BV, 2010⁸⁸)

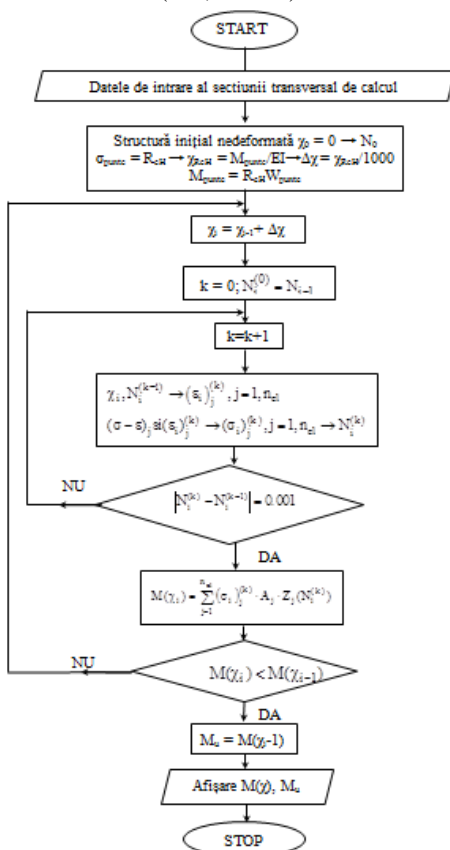


Fig.2-12 Procedul incremental – iterativ pentru determinarea diagramei $M - \chi$

Curbura $\chi [m^{-1}] = \theta / \ell$ reprezintă raportul dintre unghiul de rotire la încovoiere θ dintre două secțiuni transversale consecutive și distanța dintre acestea ℓ .

Calculul momentului încovoietor vertical ultim se realizează în următoarele ipoteze (Hughes, 1988⁸⁷; BV, 2010⁸⁸; CSR – Tanker, 2008⁸⁹; CSR – Bulklers, 2008⁹⁰):

- rezistența ultimă se determină pentru secțiunile transversale caracteristice ale grinzii navă cu solicitări maxime din încovoierea generală;
- secțiunea transversală a grinzii navă rămâne plană, indiferent de valoarea curburii χ ;
- materialul se consideră cu o caracteristică elastică – perfect plastică, model Prandl – Reuss (BV, 2010⁸⁸);
- secțiunea transversală a grinzii navă este descompusă în elementele constituente considerate.

Determinarea curbei momentului încovoietor vertical $M - \chi$ (Figura 2-9) la pierderea stabilității structurale (globale și locale) a planșeelor și elementelor structurale constructive, la secțiunea transversală analizată, se determină printr-o procedură incremental – iterativă cu schemă logică din Figura 2-12.

Se prezintă câteva dintre relațiile de calcul pentru determinarea curbei caracteristice $\sigma - \varepsilon$ a principalelor elemente structurale constituente, la diferite moduri de voalare, conform normelor Bureau Veritas BV, 2010⁸⁸.

⁸⁷ Hughes, O.F., "Ship structural design. A rationally-based, computer-aided optimization approach", 1988, New Jersey: The Society of Naval Architects and Marine Engineering.

⁸⁸ BV., "Hull scantlings", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 6, Section 3 and Appendix 1.

⁸⁹ CSR – Tanker, Common Structural Rules for Double Hull Oil tankers adopted by IACS International Association of Classification Societies, 2008, Section 10 and Appendix A.

⁹⁰ CSR – Bulkler, Common Structural Rules for Bulk Carriers adopted by IACS International Association of Classification Societies, 2008, Chapter 5, Section 2.

2.3.2 Analiza pierderii stabilității structurale pe modele 3D – FEM

Metoda analizei stabilității structurale a corpului navei pe baza momentului încovoietor ultim, modelul 3D – FEM include doar elementele structurale în sistem longitudinal, fiind o abordare utilă în primele faze de proiectare.

Pentru a putea evalua criteriul de pierdere a stabilității pentru toată structura navei, cu toate elemente longitudinale, transversale, pereți și alte detalii, se impune folosirea modelelor 3D – FEM care preiau structura și încărcările rezultatelor din procedura de echilibrare globală.

În cazul modelelor 3D – FEM, folosind programe de calcul FEM cum ar fi, SolidWorks Cosmos/M, 2007⁹¹ se vor obține mai multe moduri de pierdere a stabilității structurale, ce trebuie să satisfacă criteriul factorului de voalare (buckling).

$$B_{\text{mod}} > 1 \quad (2.36)$$

Pentru structura corpului navei modelat 3D – FEM și cu încărcările din condițiile de echilibrare, se utilizează un algoritm de analiză a stabilității structurale prin metoda elementelor finite:

- Inițial, pe baza unei analize statice cu modulul STAR (SolidWorks CosmosM, 2007⁹¹) se obține starea de tensiune în modelul 3D pentru încărcarea dată de masele de la bordul navei și solicitările din apă calmă sau val echivalent cvasi – static, notate generic prin vectorul încărcărilor exterioare reduse la noduri $\{Q_g\}_{\text{inc}}$. De asemenea, la această analiză se generează matricea de rigiditate globală $[K_g]$.

- Folosind tensiunile de membrană corespunzătoare vectorului încărcărilor exterioare $\{Q_g\}_{\text{inc}}$ se calculează matricea de rigiditate geometrică (pretensionare) pentru fiecare element structural și prin asamblare rezultă matricea globală de rigiditate geometrică $[K_g^\sigma]_{\text{inc}}$.

- Pe baza modulului DTAR (Cosmos/M, 2007⁹¹) se rezolvă printr-o procedură numerică de valori și vectori proprii ecuația caracteristică la pierderea stabilității structurale a modelului 3D – FEM:

$$\left([K_g] + B_{\text{mod}} [K_g^\sigma]_{\text{inc}} \right) \{du_g\} = 0 \quad (2.37)$$

unde B_{mod} este factorul la pierderea stabilității;

$\{du_g\}$ vectorul gradelor de libertate globale ce definesc forma modală la pierderea stabilității.

- Se verifică criteriul pierderii stabilității $B_{\text{mod}} > 1$.

În cazul când $B_{\text{mod}} < 1$ se impun structurii navei măsuri constructive de întărire, de regulă elemente suplimentare de rigidizare sau o grosime suplimentară elementelor deja existente în structură.

2.4 Metode pentru determinarea răspunsului dinamic structural pe termen scurt, cu solicitări din valori aleatoare extreme de întâlnire. Criterii limită ale dinamicii navei în valori aleatoare.

Analiza stărilor limită ale structurii corpului navei este strâns legată de determinarea cât mai precisă a solicitărilor induse de valurile exterioare în grinda navă, astfel încât pentru unele criterii de evaluare a rezistenței structurale, cum ar fi cel la oboseală, răspunsul dinamic pe termen scurt structural devine esențial. Dintre metodele de analiză la seakeeping, metoda bazată pe teoria fâșiilor (strip theory) este cea mai folosită în proiectare, respectiv este adaptată navelor cu forme alungite ale carenei având raportul lungime pe lățime mai mare de 5.

Pe baza literaturii de specialitate, menționăm studiile elaborate de către Beck și Reed, 2001⁹²; Landrini și Bertram, 2002⁹³ orientate pe analiza dinamicii navei la oscilații (seakeeping)

⁹¹ SWC, SolidWorks Cosmos/M, pre – post processing finite element based program, Structural Research and Analysis Corporation, 2007-2008, <http://solidworks-2010-sp0.software.informer.com/18.0/>.

⁹² Beck, R.F., Reed, A.M., "Modern computational methods for ships in a seaway", SNAME Transactions vol. 109, 2001

⁹³ Landrini, M., Bertram, V., "Three-dimensional simulation of ship seakeeping in time domain", Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Springer, 2002.

cuplate folosind coduri hidrodinamice și modele teoretice conforme cu standardele în domeniul stabilitate la nivel internațional de către organizația internațională (ITTC, 2008⁹⁴). Prin generalizarea modelelor teoretice folosite la analiza oscilațiilor (seakeeping) cu includerea și a răspunsului dinamic la vibrații generale ale corpului navei considerat elastice, se pun bazele analizei hidroelastice (oscilații și vibrații) ale corpului navei (Bishop și Price, 1979⁹⁵) utilizate în cazul când lungimea navei depășește 100 m, respectiv frecvența fundamentală scade sub 2 Hz.

2.4.1 Analiza oscilațiilor liniare ale corpului navei

Analiza oscilațiilor liniare verticale și de tangaj cuplate

În modelul teoretic pentru oscilațiile liniare verticale și de tangaj cuplate, se consideră ca sursă de excitație externă valul linear model Airy, nava corp rigid cu neglijarea vibrațiilor, având forțele hidrodinamice calculate pe baza teoriei fâșiilor varianta Gerritsma și Beukelman (Bertram, 2000⁹⁹; Domnișoru, 2001a⁹⁶, 2006a⁹⁷).

Valul linear model Airy, corectat Smith și mediat pe lățimea navei, are expresia:

$$\bar{\zeta}_v^*(x, t) = a_w f_s(x) \varepsilon(x) \cos(kx \cos \mu - \omega_e t) \quad (2.38)$$

$$\omega_e = \omega - k \cdot u_s \cos \mu; \quad \mu \in [0^\circ, 180^\circ]; \quad k = \omega^2 / g; \quad (2.39)$$

unde: a_w este amplitudinea valului; ω este pulsația valului (într-un sistem fix de coordonate); k este numărul de val; μ este unghiul de cap între direcția de deplasare a navei și cea de propagare a valului; ω_e este pulsația de întâlnire navă-val; u_s viteza navei; $f_s(x)$ este factorul Smith de corecție a valului pe direcție verticală (înlocuirea distribuției exponențiale a presiunii din val cu una echivalentă hidrostatică); $\varepsilon(x)$ factorul de mediere a valului pe lățimea navei.

În cazul oscilațiilor cuplate în plan vertical, $\zeta(t)$ pe direcție verticală și $\theta(t)$ de tangaj, deplasarea totală și relativă pe verticală într-o secțiune $x \in [-L/2, L/2]$ au expresiile:

$$z(x, t) = \zeta(t) + x \cdot \theta(t); \quad z_r(x, t) = z(x, t) - \bar{\zeta}_v^*(x, t). \quad (2.40)$$

Din condițiile de echilibru dinamic ale corpului navei în plan vertical, rezultă următorul sistem al ecuațiilor de mișcare:

$$\int_{-L/2}^{L/2} m(x) \ddot{z}(x, t) dx = \int_{-L/2}^{L/2} F_h(x, t) dx; \quad \int_{-L/2}^{L/2} x \cdot m(x) \ddot{z}(x, t) dx = \int_{-L/2}^{L/2} x \cdot F_h(x, t) dx; \quad (2.41)$$

unde: $m(x)$ este distribuția de mase pe unitate de lungime a navei; $F_h(x, t)$ forța hidrodinamică verticală pe unitatea de lungime.

În varianta Gerritsma și Beukelman (Söding, 1999⁹⁸), conform teoriei fâșiilor, forța hidrodinamică verticală pe unitatea de lungime are expresia:

$$F_h(x, t) = - \left\{ \frac{D}{Dt} \left[m_{33}(x) \frac{Dz_r(x, t)}{Dt} \right] + N_{33}(x) \frac{Dz_r(x, t)}{Dt} + \rho g b(x) z_r(x, t) \right\}; \quad (2.42)$$

cu operatorul de derivare substanțială în raport cu timpul $\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} - u_s \frac{\partial}{\partial x}$;

unde: $m_{33}(x)$, $N_{33}(x)$ reprezintă coeficienții hidrodinamici la mișcarea pe verticală, masă adițională și factor de amortizare hidrodinamică pe unitatea de lungime calculați la poziția de echilibru a corpului navei în apă calmă; ρ , g densitatea apei și accelerația gravitațională; $b(x)$ lățimea navei la abscisa x în planul plutirii de echilibru în apă calmă.

Coeficienții hidrodinamici modelează interacțiunea de radiație dintre corpului navei și mediul fluid înconjurător, fiind calculați prin modele hidrodinamice 2D, bazate pe aplicarea teoremei impulsului și momentului hidrodinamic pentru corp-fluid (Bertram, 2000⁹⁹; Bishop și alții,

⁹⁴ ITTC, "The Seakeeping Committee—Final Report and Recommendations to 25th ITTC" Proceedings 25th ITTC, Fukuoka, Japan, 2008.

⁹⁵ Bishop, R.E.D., Price, W.G., "Hydroelasticity of Ships", Cambridge University Press, 1979.

⁹⁶ Domnișoru, L., "Dinamica navei. Oscilații și vibrații ale corpului navei", Editura Tehnică București, 2001a.

⁹⁷ Domnișoru, L., "Structural Analysis and Hydroelasticity of Ships", Editura Fundației Universitare „Dunărea de Jos” Galați, 2006a.

⁹⁸ Söding, H., "Seakeeping of multihulls", 1st International Conference High-Performance Marine Vehicles (HIPER), Zevenwacht, South Africa, 1999.

⁹⁹ Bertram, V., "Practical Ship Hydrodynamics. Butterworth-Heinemann", Oxford, 2000.

1979¹⁰⁰; Söding, 1983¹⁰¹; Domnișoru, 2001a¹⁰²). Coeficienții de masă adițională și factor de amortizare hidrodinamică la mișcarea pe verticală, în formă generală la oscilații și vibrații, au următoarele expresii:

$$m_{33} = c_{33} \cdot \frac{\rho \pi b^2}{g}; \quad N_{33} = \lambda_{33} \cdot \frac{\rho \omega b^2}{4}; \quad c_{33}, \lambda_{33} = f\left(\frac{\omega^2 d}{g}, \frac{2d}{b}, c_T\right) \text{ la abscisa } x; \quad (2.43)$$

unde: ω este pulsația mișcării; d , b , c_T sunt parametrii geometrici ai secțiunii transversale imerse de la abscisa x pe lungimea navei, pescaj, lățimea la plutire și coeficientul de finețe.

Pe baza relațiilor (2.38 ÷ 2.43) sistemul ecuațiilor de mișcare la oscilațiile liniare cuplate în plan vertical în coordonatele absolute de mișcare are expresia:

$$A_{\zeta\zeta}\ddot{\zeta} + B_{\zeta\zeta}\dot{\zeta} + C_{\zeta\zeta}\zeta + A_{\zeta\theta}\ddot{\theta} + B_{\zeta\theta}\dot{\theta} + C_{\zeta\theta}\theta = F_V(t) = a_w (F_{oc} \cos \omega_e t + F_{os} \sin \omega_e t); \quad (2.44)$$

$$A_{\theta\zeta}\ddot{\zeta} + B_{\theta\zeta}\dot{\zeta} + C_{\theta\zeta}\zeta + A_{\theta\theta}\ddot{\theta} + B_{\theta\theta}\dot{\theta} + C_{\theta\theta}\theta = M_V(t) = a_w (M_{oc} \cos \omega_e t + M_{os} \sin \omega_e t);$$

cu soluția stabilizată:

$$\zeta(t) = \zeta_1 \cos \omega_e t + \zeta_2 \sin \omega_e t = \zeta_a \cos(\omega_e t - \varepsilon_\zeta); \quad (2.45)$$

$$\theta(t) = \theta_1 \cos \omega_e t + \theta_2 \sin \omega_e t = \theta_a \cos(\omega_e t - \varepsilon_\theta).$$

Soluția se obține în domeniul frecvență dintr-un sistem algebric linear cu necunoscutele $\zeta_1, \zeta_2, \theta_1, \theta_2$

Răspunsul dinamic în forțe tăietoare și momente încovoietoare în plan vertical rezultă pe baza următoarelor relații:

$$T_V(x, t) = \int_{-L/2}^x [-m(x)\ddot{z}(x, t) + F_h(x, t)] dx = T_a(x) \cos(\omega_e t - \varepsilon_T); \quad (2.47)$$

$$M_V(x, t) = \int_{-L/2}^x T_V(x, t) dx = M_a(x) \cos(\omega_e t - \varepsilon_M).$$

Funcțiile de transfer ale răspunsului dinamic în deplasare verticală, rotire la tangaj, momente încovoietoare și forțe tăietoare la oscilațiile cuplate în plan vertical, rezultă din:

$$H_{\zeta_a}(\omega_e) = \frac{\zeta_a(\omega_e)}{a_w} = \zeta_a(\omega_e)|_{a_w=1}; \quad H_{\theta_a}(\omega_e) = \frac{\theta_a(\omega_e)}{a_w} = \theta_a(\omega_e)|_{a_w=1}; \quad (2.48)$$

$$H_{T_V}(x, \omega_e) = \frac{T_a(x, \omega_e)}{a_w} = T_a(x, \omega_e)|_{a_w=1}; \quad H_{M_V}(x, \omega_e) = \frac{M_a(x, \omega_e)}{a_w} = M_a(x, \omega_e)|_{a_w=1}.$$

Acest model teoretic este implementat în modulul DYN - ADV al programului DYN (Domnișoru, 2001a¹⁰², 2012¹⁰³) pentru determinarea eforturilor secționale la oscilațiile verticale în plan vertical (2.47), respectiv în modulul DYN-OSC pentru analiza pe termen scurt al parametrilor semnificativi de mișcare în plan vertical (2.45) și accelerațiile aferente.

Analiza oscilației liniare decuplate de rului.

Analog oscilațiilor din plan vertical, în modelul teoretic pentru oscilația liniară decuplată la rului, se consideră ca sursă de excitație externă valul linear model Airy, nava corp rigid cu neglijarea vibrațiilor, având momentul hidrodinamic calculat pe baza teoriei fâșiilor.

Panta transversală a valului model Airy, corectat Smith și mediat pe lățimea navei (2.38), rezultă din următoare expresie:

$$\bar{\alpha}_y^*(x, t) = -a_w (k \sin \mu) f_s(x) \varepsilon(x) \sin(kx \cos \mu - \omega_e t). \quad (2.49)$$

Rotirea relativă navă-val ($\varphi(t)$) rotirea absolută la rului) în plan transversal are expresia:

¹⁰⁰ Bishop, R.E.D., Price, W.G., "Hydroelasticity of Ships", Cambridge University Press, 1979.

¹⁰¹ Söding, H., "Hydrodynamische Massen und Dämpfungen", Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, 1983.

¹⁰² Domnișoru, L., "Dinamica navei. Oscilații și vibrații ale corpului navei", Editura Tehnică București, 2001a

¹⁰³ Domnișoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, I., Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valuri echivalente cvasi-stactice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, 2012.

$$\alpha_r(x, t) = \phi(t) - \bar{\alpha}_v^*(x, t). \quad (2.50)$$

Din condiția de echilibru dinamic a corpului navei la ruluiu, rezultă următoarea ecuație de mișcare:

$$\int_{-L/2}^{L/2} j_x(x) \ddot{\phi}(t) dx = \int_{-L/2}^{L/2} m_{h\phi}(x, t) dx; \quad (2.51)$$

unde: $j_x(x)$ este momentul de inerție masic pe unitatea de lungime la rotirea în jurul axei ox; $m_{h\phi}(x, t)$ este momentul hidrodinamic la răsucire pe unitatea de lungime.

Pe baza teoriei fâșiilor (Bertram, 2000¹⁰⁴; Domnișoru, 2001a¹⁰⁵), momentul hidrodinamic de răsucire rezultat pe unitatea de lungime a navei în raport cu axa ox are expresia:

$$m_{h\phi}(x, t) = - \left\{ \frac{D}{Dt} \left[m_{44}(x) \frac{D\alpha_r(t)}{Dt} \right] + N_{44}(x) \frac{D\alpha_r(t)}{Dt} + \rho g h_0 A_T(x) \alpha_r(t) \right\}; \quad (2.52)$$

unde: $m_{44}(x)$, $N_{44}(x)$ sunt masa adițională și coeficientul de amortizare hidrodinamic pe unitatea de lungime, $A_T(x)$ aria secțiunii transversale, h_0 înălțimea metacentrică transversală.

Coeficienții de masă adițională și factor de amortizare hidrodinamică la mișcarea de ruluiu, au următoarele expresii generale (Soding, 1983¹⁰⁶):

$$m_{44} = c_{44} \cdot \rho \pi d^4; \quad N_{44} = \lambda_{44} \cdot \rho \omega d^4; \quad c_{44}, \lambda_{44} = f \left(\frac{\omega^2 d}{g}, \frac{2d}{b}, c_T \right) \text{ la abscisa } x, \quad (2.53)$$

unde: ω este pulsația mișcării; d , b , c_T sunt parametrii geometrici ai secțiunii transversale imerse de la abscisa x pe lungimea navei, pescaj, lățimea la plutire și coeficientul de finețe.

Pe baza relațiilor (2.49 ÷ 2.53) ecuația de mișcare la oscilația liniară decuplată la ruluiu în coordonatele absolute are expresia:

$$a_\phi \ddot{\phi}(t) + b_\phi \dot{\phi}(t) + c_\phi \phi(t) = M_\phi(t) = M_o \sin(\omega_e t + \beta_\phi); \quad (2.54)$$

cu soluția stabilizată:

$$\phi(t) = \phi_a \sin(\omega_e t - \varepsilon_\phi); \quad (2.55)$$

de unde funcția de transfer a răspunsului dinamic pentru unghiul de rotire la ruluiu este:

$$H_{\phi_a}(\omega_e) = \frac{\phi_a(\omega_e)}{a_w} = \phi_a(\omega_e) \Big|_{a_w=1}. \quad (2.56)$$

Acest model teoretic este implementat în modulul DYN-OSC al programului DYN (Domnișoru, 2001a¹⁰⁵) pentru analiza pe termen scurt al parametrilor semnificativi de mișcare la ruluiu (2.56) și accelerația aferentă.

2.4.2 Elemente de analiză statistică a răspunsului dinamic al navei pe termen scurt. Criterii limită pentru oscilațiile pe verticală, tangaj și ruluiu.

Parametrii statistici pe termen scurt

În formă matriceală generală, la analizele liniare și a excitației din val model Airy, sistemul ecuațiilor diferențiale de mișcare are expresia:

$$[A(\omega_e)] \{ \dot{Y}(t) \} + [B(\omega_e)] \{ \dot{Y}(t) \} + [C(\omega_e)] \{ Y(t) \} = \{ \bar{F} \} e^{-i\omega_e t}; \quad (2.57)$$

de unde soluția răspunsului dinamic stabilizat are expresia:

$$\{ Y(t) \} = \{ \bar{Y} \} e^{-i\omega_e t}; \quad \{ \bar{Y}(\omega_e) \} = [H(\omega_e)] \{ \bar{F}(\omega_e) \}; \quad (2.58)$$

$$[H(\omega_e)] = [D(\omega_e)]^{-1}; \quad [D(\omega_e)] = -\omega_e^2 [A(\omega_e)] - i\omega_e [B(\omega_e)] + [C(\omega_e)];$$

unde $[H(\omega_e)]$ reprezintă matricea de transfer a sistemului dinamic navă-val.

¹⁰⁴ Bertram, V., "Practical Ship Hydrodynamics. Butterworth-Heinemann", Oxford, 2000.

¹⁰⁵ Domnișoru, L., "Dinamica navei. Oscilații și vibrații ale corpului navei", Editura Tehnică București, 2001a.

¹⁰⁶ Soding, H., "Hydrodynamische Massen und Dämpfungen", Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, 1983.

Pentru răspunsul dinamic pe un grad de libertate $Y(t)$, la un val linear model Airy cu amplitudinea a_w , funcția de transfer are relația:

$$H_y(\omega_e) = \frac{Y(\omega_e)}{a_w} = Y(\omega_e)|_{a_w=1}. \quad (2.59)$$

Pentru a caracteriza din punct de vedere energetic răspunsul dinamic $Y(t)$, se definește funcția densitate spectrală a puterii $\Phi_{yy}(\omega_e)$.

$$\Phi_{\zeta_v\zeta_v}(\omega_e) = \frac{\Phi_{\zeta_v\zeta_v}(\omega)}{\left|1 - 2u_s \frac{\omega}{g} \cos \mu\right|}; \quad (2.60)$$

unde μ este unghiul navă-val, u_s este viteza de navigație a navei.

Pe baza relațiilor (2.57 ÷ 2.59), între funcția densitate de spectrală a valului și a răspunsului dinamic (deplasări, rotații, eforturi secționale, tensiuni, etc.) există următoarea relație de legătură, ce definește caracteristica de intrare-ieșire val-navă:

$$\Phi_{yy}(\omega_e) = |H_y(\omega_e)|^2 \Phi_{\zeta_v\zeta_v}(\omega_e). \quad (2.61)$$

Pentru funcțiile densitate spectrală a puterii (spectru) se definesc momentele funcției densității spectrale cu următoarele relații:

$$m_n = \int_0^{\infty} \omega^n \Phi(\omega) d\omega; \forall n. \quad (2.62)$$

Pentru sursa de excitație val și răspunsul dinamic aleatoriu, cu funcție densitate de probabilitate tip Rayleigh, se definesc următorii parametri statistici pe termen scurt:

- valoarea statistică cea mai probabilă: $RMS_x = x_{mp} = \sqrt{m_0^{(x)}}$;
- valoarea statistică medie: $x_1 = x_{med} = 1.25\sqrt{m_0^{(x)}}$;
- valoarea statistică semnificativă: $x_{1/3} = x_s = 2\sqrt{m_0^{(x)}}$;
- valoare statistică perioada medie: $T_1^{(x)} = T_{med}^{(x)} = 2\pi\sqrt{\frac{m_0^{(x)}}{m_2^{(x)}}}$.

Funcții densitate spectrală a puterii standard din studii oceanografice

Starea mării într-un anumit areal de navigație este caracterizată prin parametrii statistici pe termen scurt și anume: înălțimea semnificativă a valului $h_{1/3}$ și perioada medie a valului T_1 . Datele despre valuri au fost obținute în cadrul studiilor oceanografice de specialitate, cu sisteme automate de înregistrare sonde de val (Price și Bishop, 1974¹⁰⁷) sau prin intermediul sateliților.

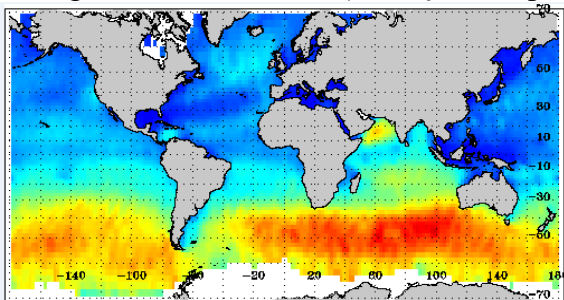


Fig.2-15 Înălțimea semnificativă a valului obținută cu satelitul NOC (Topex-Poseidon¹⁰⁹)

Funcția densitate spectrală a puterii valului (spectrul de val) pentru analiza statistică pe termen scurt a răspunsului dinamic corp navă, nu poate fi precizată pentru toate zonele de navigație, caz în care se utilizează în studiu spectre de val standard (ISSC, ITTC, Pierson – Moskowitz și JONSWAP), sintetizate din studii oceanografice și adoptate în codurile de analiză a dinamicii navei, oscilații și vibrații (ITTC, 2005¹⁰⁸; Price și Bishop, 1974¹⁰⁷).

¹⁰⁷ Price, W.G., Bishop, R.E.D., "Probabilistic theory of ship dynamics", Chapman and Hall, London, 1974.

¹⁰⁸ ITTC, "The Seakeeping Committee—Final Report and Recommendations to 24th ITTC" Proc. 24th ITTC, Edinburgh, UK, 2005.

¹⁰⁹ <http://www.seos-project.eu/modules/oceancurrents/oceancurrents-c02-s03-p01.html>

a) *Spectrul ISSC* (International Ship Structure Conference) (ISSC, 2009¹¹⁰; Bertram, 2000¹¹¹; Domnișoru, 2001a¹¹²; Price și Bishop, 1974¹¹⁴) are următoarea expresie:

$$\Phi_{\zeta v \zeta v} |_{\text{ISSC}}(\omega) = \frac{A}{\omega^5} e^{-\frac{B}{\omega^4}}; \quad A = 173 \frac{h_{1/3}^2}{T_1^4}; \quad B = \frac{691}{T_1^4}; \quad T_1 = 3.55 \sqrt{h_{1/3}}. \quad (2.65)$$

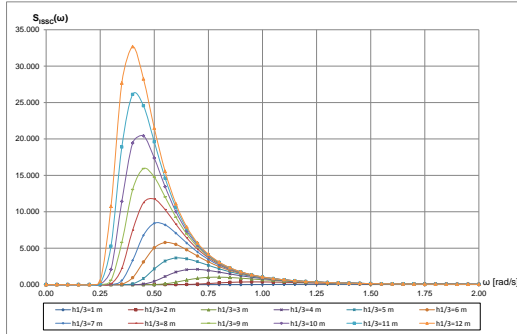


Fig.2-16 Spectrul de val ISSC

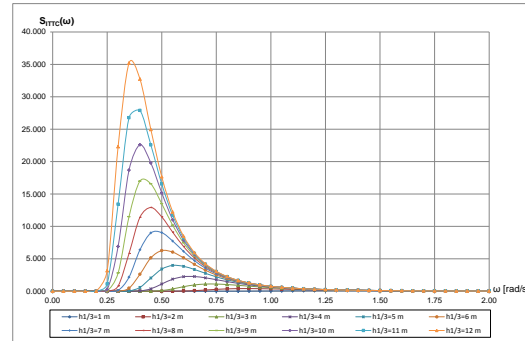


Fig.2-17 Spectrul de val ITTC

b) *Spectrul de val ITTC* (International Towing Tank Conference) (ITTC, 2008¹¹³; Price și Bishop, 1974¹¹⁴) are următoarea expresie:

$$\Phi_{\zeta v \zeta v}(\omega) |_{\text{ITTC}} = \frac{A}{\omega^5} e^{-\frac{B}{\omega^4}}; \quad A = 0.7795; \quad B = \frac{3,11}{h_{1/3}^2}; \quad T_1 = 3.55 \sqrt{h_{1/3}}. \quad (2.66)$$

c) *Spectrul Pierson - Moskowitz* (Bertram și alții, 2005¹¹⁵; Price și Bishop, 1974¹¹⁴; Pierson și Moskowitz, 1964¹¹⁶) are următoarea expresie:

$$\Phi_{\zeta v \zeta v} |_{\text{PM}}(\omega | h_{1/3}, T_1) = \frac{h_{1/3}^2}{4\pi} \left(\frac{2\pi}{T_1} \right)^4 \omega^{-5} \exp \left[-\frac{1}{\pi} \left(\frac{2\pi}{T_1} \right)^4 \omega^{-4} \right]. \quad (2.68)$$

d) *Spectrul JONSWAP* (Joint North Sea Wave Project) (Bertram și alții, 2005¹¹⁵; Price și Bishop, 1974¹¹⁴) are următoarele expresie:

$$\Phi_{\zeta v \zeta v} |_{\text{JONSWAP}}(\omega | h_{1/3}, T_1) = \alpha g^2 \omega^{-5} \exp \left[-\frac{5}{4} \left(\frac{\omega}{\omega_p} \right)^{-4} \right] \cdot \gamma \exp \left[-0.5 \left(\frac{\omega - \omega_p}{\sigma \omega_p} \right)^2 \right]; \quad (2.69)$$

$$\alpha = \frac{5}{6} \frac{h_{1/3}^2 \omega_p^4}{g^2} A_\gamma; \quad A_\gamma = 1 - 0.287 \ln \gamma; \quad \omega_p = \frac{2\pi}{T_p}; \quad \gamma = 3.3; \quad \sigma = 0.07 \div 0.09;$$

$$\frac{T_1}{T_p} = 0.7303 + 0.04936\gamma - 0.006556\gamma^2 + 0.0003610\gamma^3; \quad T_1 = 3.55 \sqrt{h_{1/3}}.$$

În Anexa 2.5 (teză de doctorat) am inclus codurile program la care am participat la elaborarea lor pentru dezvoltarea modului DYN-OSC al programului DYN (Domnișoru și alții, 2012¹¹⁷) pentru analiza pe termen scurt al parametrilor semnificativi de mișcare la oscilațiile verticale, tangaj și ruluu pentru spectrele de val ISSC (2.65), ITTC (2.66), Pierson - Moskowitz (2.68) și JONSWAP (2.69).

¹¹⁰ ISSC, "Report of the ISSC Technical Committee I.2 on Load", 17th International Ship and offshore Structures Congress (ISSC), ISBN: 9788995 473016, Seoul, Korea, 2009.

¹¹¹ Bertram, V., "Practical Ship Hydrodynamics. Butterworth-Heinemann", Oxford, 2000.

¹¹² Domnișoru, L., "Dinamica navei. Oscilații și vibrații ale corpului navei", Editura Tehnică București, 2001a.

¹¹³ ITTC, "The Seakeeping Committee—Final Report and Recommendations to 24th ITTC" Proc. 24th ITTC, Edinburgh, UK, 2005.

¹¹⁴ Price, W.G., Bishop, R.E.D., "Probabilistic theory of ship dynamics", Chapman and Hall, London, 1974.

¹¹⁵ Bertram, V., Veelo, B., Söding, H., Graf, K., "Development of a freely available strip method for Seakeeping", 2005.

¹¹⁶ Pierson, W.J., Moskowitz, L., "A Proposed Spectral Form for Fully Developed Wind Seas Based on Similarity Theory of S.A. Kitaigorodskij", Journal of Geophysical Research, p. 5181-5190, 1964.

¹¹⁷ Domnișoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, I., Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valuri echivalente cvasi-stactice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, 2012.

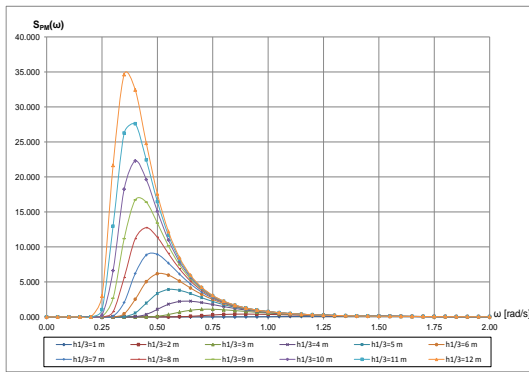


Fig.2-18 Spectrul de val Pierson – Moskowitz

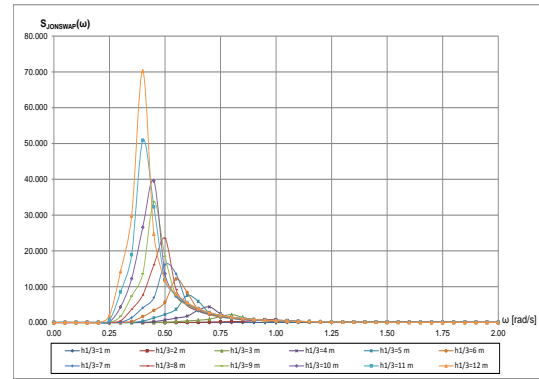


Fig.2-19 Spectrul de val JONSWAP

Criteria limită pentru oscilațiile verticale, tangaj și ruluiu

Pentru asigurarea siguranței în exploatare a navelor, pe lângă criteriile limită structurale referitoare la rezistența corpului navei, se impun și criterii referitoare la valorile cele mai probabile (RMS) ale amplitudinilor și accelerațiilor mișcărilor navei la oscilațiile verticale, de tangaj și ruluiu.

Pe baza relațiilor (2.62 ÷ 2.64) valorile statistice pe termen scurt cele mai probabile au pentru răspunsul dinamic în amplitudini ale deplasării verticale, unghiurile de rotire la tangaj și ruluiu, precum și amplitudinile la accelerațiile aferente, următoarele expresii pentru criteriile limită:

$$\text{RMS}_y(\mu) = \sqrt{m_{0y}(\mu)} \leq \text{RMS}_{y\max}; \text{RMS}_{acy}(\mu) = \sqrt{m_{4y}(\mu)} \leq \text{RMS}_{acy\max}; \mu = 0 \div 360^\circ. \quad (2.70)$$

Valorile maxime la oscilațiile verticale (ζ), tangaj (θ) și ruluiu (φ) sunt exprimate prin următoarele relații (ITTC, 2008¹¹⁸):

$$\text{RMS}_{\zeta\max} = F_{\text{prova}} - z_{\text{prova}\theta}; \text{RMSac}_{\zeta\max} = 0.1g;$$

$$\text{RMS}_{\theta\max} = 3^\circ; z_{\text{prova}\theta} = L / 2 \cdot \text{RMS}_{\theta\max};$$

$$\text{RMSac}_{\theta\text{prova}}(\mu) = \frac{L}{2} \text{RMSac}_{\theta}(\mu); F_{\text{prova}} = H_{\text{prova}} - d_{\text{prova}}; \quad (2.71)$$

$$\text{RMSac}_{\theta\text{provamax}} = \text{RMSac}_{\phi\text{sbmax}} = 0.15g; \text{RMSac}_{\phi\text{sb}}(\mu) = \frac{B}{2} \text{RMSac}_{\phi}(\mu); \text{RMS}_{\phi\max} = 6^\circ.$$

unde: H_{prova} , d_{prova} sunt înălțimea la punte și pescajul în apă calmă la extremitatea prova; L , B sunt lungimea și lățimea maxime ale navei.

Pe baza relațiilor din subcapitolele 2.4.1 și 2.4.2 rezultă curbele limitative ale parametrilor de mișcare ale corpului navei funcție de viteza navei u_s și μ unghiul de cap, reprezentate prin diagramele polare $h_{1/3\max}(\mu, u_s)$ și în parametrii de navigație diagrama în grade Beaufort $B_{\max}(\mu, u_s)$.

2.4.3 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic liniar stabilizat, la oscilații și vibrații cuplate în plan vertical

Analiza oscilațiilor și vibrații cuplate liniare în plan vertical, permite determinarea răspunsului dinamic hidroelastic liniar cu următoarele componente: oscilații verticale liniare cuplate în plan verticale și vibrații forțate stabilizate în plan vertical la rezonanța dintre modurile proprii ale grinzii navă și valul regulat model Airy (Bertram, 2000¹¹⁹) incident.

În cele ce urmează prezentăm sintetic modelul teoretic la analiza răspunsului dinamic hidroelastic stabilizat liniar (Bishop și Price, 1979¹²⁰; Domnișoru, 1998¹²¹; Söding, 1994¹²²), sub acțiunea valului de întâlnire liniar model Airy, considerând grinda navă elastică model 1D – FEM tip Timoshenko și forțele hidrodinamice modelate prin teoria fâșiilor, curgere potențială 2D, în generalizarea formulării lui Gerritsma și Beukelman prin considerarea deformațiilor corpului navei. Răspunsul dinamic al corpului navei este descompus prin metoda analizei modale, considerând în

¹¹⁸ ITTC, "The Seakeeping Committee—Final Report and Recommendations to 25th ITTC" Proceedings 25th ITTC, Fukuoka, Japan, 2008.

¹¹⁹ Bertram, V., "Practical Ship Hydrodynamics. Butterworth-Heinemann", Oxford, 2000.

¹²⁰ Bishop, R.E.D., Price, W.G., "Hydroelasticity of Ships", Cambridge University Press, 1979.

¹²¹ Domnișoru, L., Domnișoru, D., "The Unified Analysis of Springing and Whipping Phenomena", The Royal Institution of Naval Architects, London, Part A, Volume 140, p.: 19-36, 1998.

¹²² Söding, H., "Schiffs Schwingungen", Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, 1994.

calcul primele două moduri de oscilații ($r=0,1$), verticale și de tangaj, respectiv primele moduri naturale de vibrație în plan vertical ale grinzii navă ($r=2,n$). Se neglijează toate neliniaritățile geometrice și hidrodinamice.

Pe baza ecuațiilor de echilibru ale corpului navei elastice în plan vertical, ecuațiile de mișcare în formă generală au următoarea expresie:

$$\begin{aligned} m(x)\ddot{w}(x,t) - \left[GA_{fz}(x)(\gamma(x,t) + \alpha(x)\dot{\gamma}(x,t)) \right]' &= F_h(x,t); \\ j_y(x)\ddot{\theta}(x,t) - \left[EI_y(x)(\theta'(x,t) + \beta(x)\dot{\theta}'(x,t)) \right]' - GA_{fz}(x)[\gamma(x,t) + \alpha(x)\dot{\gamma}(x,t)] &= 0; \\ w'(x,t) &= \theta(x,t) + \gamma(x,t). \end{aligned} \quad (2.72)$$

unde: $w(x,t)$, $\theta(x,t)$, $\gamma(x,t)$ sunt deplasarea totală în plan vertical, unghiul de rotire la încovoiere și lunecarea specifică, la abscisa $x \in [0,L]$ pe lungimea navei, la momentul t ; E , G sunt modulele de elasticitate ale materialului corpului navei; $I_y(x)$, $A_{fz}(x)$ sunt caracteristicile de rezistență ale grinzii echivalente corp navă; $m(x)$, $j_y(x)$ sunt caracteristicile inerțiale ale corpului navei pe unitatea de lungime, $\alpha(x)$, $\beta(x)$ sunt factorii de amortizare structurală la forfecare și încovoiere; $F_h(x,t)$ forța hidrodinamică în plan vertical pe unitatea de lungime.

Folosind metoda analizei modale, răspunsul dinamic al grinzii navă este descompus pe primele n moduri de proprii de oscilație și vibrație ale corpului navei, cu relațiile:

$$w(x,t) = \sum_{r=0}^n w_r(x)p_r(t); \quad \theta(x,t) = \sum_{r=0}^n \theta_r(x)p_r(t); \quad \gamma(x,t) = \sum_{r=0}^n \gamma_r(x)p_r(t); \quad (2.74)$$

unde: $p_r(t)$, $r=0,n$ reprezintă coordonatele principale modale; $w_r(x)$, $\theta_r(x)$, $\gamma_r(x)$ sunt funcțiile modale determinate pe model 1D – FEM la vibrații libere, respectiv formele modale de la analiza standard la oscilațiile verticale (subcapitolul 2.4.1).

Pe baza relațiilor (2.72 ÷ 2.74) sistemul ecuațiilor de mișcare formulat în coordonate principale are expresia:

$$[a]\{\ddot{p}(t)\} + [b]\{\dot{p}(t)\} + [c]\{p(t)\} = \{F_h(t)\}; \quad (2.75)$$

unde: $[a]$, $[b]$, $[c]$ sunt matricele de inerție, amortizare și rigiditate structurale generalizate; $\{p(t)\}$ este vectorul coordonatelor principale modale; $\{F_h(t)\}$ vectorul forțelor hidrodinamice de excitație generalizate.

Prin generalizarea teoriei fâșiilor varianta Gerritsma și Beukelman (2.41), cu considerarea deplasărilor și deformațiilor totale ale corpului navei în plan vertical, forța hidrodinamică hidroelastică pe unitatea de lungime în plan vertical are expresia:

$$F_h(x,t) = - \left\{ \frac{D}{Dt} \left[m_{33}(x) \frac{Dz_r(x,t)}{Dt} \right] + N_{33}(x) \frac{Dz_r(x,t)}{Dt} + \rho g b_0(x) z_r(x,t) \right\}; \quad (2.77)$$

$$D/Dt = \partial/\partial t - u_s \cdot \partial/\partial x; \quad z_r(x,t) = w(x,t) - \bar{\zeta}_v^*(x,t)$$

unde: u_s este viteza navei; $m_{33}(x)$, $N_{33}(x)$ sunt coeficienții hidrodinamici pe unitate de lungime (2.42); ρ densitatea apei; g accelerația gravitațională; $b_0(x)$ semi-lățimea corpului navei la plutirea de echilibru în apă calmă.

Din relațiile (2.75 ÷ 2.77) vectorul forțelor hidrodinamice de excitație generalizate are următoare expresie:

$$\{F_h(t)\} = - \left\{ [A_h]\{\ddot{p}(t)\} + [B_h]\{\dot{p}(t)\} + [C_h]\{p(t)\} \right\} + \left[\{F_1\} + i\{F_2\} \right] a_{we}^{-i\omega_e t}; \quad (2.78)$$

unde: $[A_h]$, $[B_h]$, $[C_h]$ sunt matricele inerțiale, de amortizare și de redresare hidrodinamice de radiație generalizate; $\{F_1\}$, $\{F_2\}$ sunt termenii de difracție din val liniar Airy.

Din (2.75 ÷ 2.78) sistemul ecuațiilor de mișcare are următoarea expresie:

$$[A]\{\ddot{p}(t)\} + [B]\{\dot{p}(t)\} + [C]\{p(t)\} = \left[\{F_1\} + i\{F_2\} \right] a_{we}^{-i\omega_e t}; \quad (2.79)$$

unde: $[A] = [a] + [A_h]$; $[B] = [b] + [B_h]$; $[C] = [c] + [C_h]$.

Răspunsul dinamic hidroelastic stabilizat în coordonate principale modale, la excitația din val liniar Airy, are expresia:

$$\{p(t)\} = [\{p_1\} + i\{p_2\}] e^{-i\omega_e t} \quad (2.80)$$

cu soluția în domeniul frecvențelor:

$$H_w(x, \omega_e) = \sqrt{\left[w^1(x, \omega_e)/a_w \right]^2 + \left[w^2(x, \omega_e)/a_w \right]^2}; \quad (2.82)$$

$$w^1(x, \omega_e) = \sum_{r=0}^4 w_r(x) p_{1r}; \quad w^2(x, \omega_e) = \sum_{r=0}^4 w_r(x) p_{2r}.$$

$$H_T(x, \omega_e) = \sqrt{\left[T^1(x, \omega_e)/a_w \right]^2 + \left[T^2(x, \omega_e)/a_w \right]^2}; \quad (2.83)$$

$$T^1(x, \omega_e) = GA_{fz}(x) \sum_{r=2}^4 \gamma_r(x) [p_{1r} + \alpha_r(x) \omega_e p_{2r}]; \quad T^2(x, \omega_e) = GA_{fz}(x) \sum_{r=2}^4 \gamma_r(x) [p_{2r} - \alpha_r(x) \omega_e p_{1r}].$$

$$H_M(x, \omega_e) = \sqrt{\left[M^1(x, \omega_e)/a_w \right]^2 + \left[M^2(x, \omega_e)/a_w \right]^2}; \quad (2.84)$$

$$M^1(x, \omega_e) = -EI_y(x) \sum_{r=2}^4 \theta'_r(x) [p_{1r} + \beta_r(x) \omega_e p_{2r}]; \quad M^2(x, \omega_e) = -EI_y(x) \sum_{r=2}^4 \theta'_r(x) [p_{2r} - \beta_r(x) \omega_e p_{1r}].$$

Pe baza relațiilor (2.82 ÷ 2.84) a funcțiilor de transfer, folosind metodologia prezentată în subcapitolul 2.4.2 se determină răspunsul dinamic hidroelastic liniar stabilizat pe termen scurt și parametrii statistici semnificativi.

Acest model teoretic este implementat în modulul DYN – HEL al programului DYN (Domnișoru, 2012¹²³) pentru analize numerice hidroelastice ale răspunsului dinamic al corpului navei la valuri de întâlnire.

2.4.4 Analiza răspunsului dinamic hidroelastic neliniar tranzitoriu, la oscilații și vibrații cuplate în plan vertical

Pentru a include la analiza hidroelastică a răspunsului dinamic neliniar tranzitoriu, modelul teoretic prezentat în subcapitolul 2.4.3 trebuie dezvoltat cu includerea neliniarităților geometrice și hidrodinamice pentru poziția instantanee navă-val, înlocuirea valului liniar model Airy cu un val neliniar model Longuet - Higgins, cu rezolvare a ecuațiilor de mișcare prin integrare directă în domeniul timp. Modelul teoretic neliniar (Jensen și Pedersen, 1981¹²⁴; Domnișoru și alții, 1998¹²⁵) permite determinarea răspunsului hidroelastic neliniar cu următoarele componente: oscilații neliniare, șoc hidrodinamic din slamming, vibrații neliniare și tranzitorii, springing și whipping.

Prin generalizarea formulării (2.77) cu includerea neliniarităților geometrice, hidrodinamice și a componentei de impact slamming, forța hidrodinamică pe unitatea de lungime are următoarea expresie:

$$F_h(x, t) = -\frac{D}{Dt} \left[m_{33}(x, t) \frac{Dz_r(x, t)}{Dt} \right] - N_{33}(x, t) \frac{Dz_r(x, t)}{Dt} - \rho g b_0(x) + \rho g A_{nl}|_{z_r}(x, t) + K_{slam}(x, t) \left[\frac{Dz_r(x, t)}{Dt} \right]^2; \quad (2.86)$$

unde: A_{nl} este corecția ariei imerse la abscisa x corespunzătoare deplasării relative navă-val $z_r(x, t)$; $K_{slam}(x, t)$ este coeficientul de impact slamming.

Considerând deplasarea absolută descompusă în componentă liniară $w_o(x, t)$ și neliniară $w_{nl}(x, t)$, deplasarea relativă navă-val are următoarea expresie:

$$(2.87)$$

¹²³ Domnișoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, J., Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valuri echivalente cvasi-stactice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, 2012.

¹²⁴ Jensen, J.J., Pedersen, P.T., "Bending moments and shearing forces in ships sailing in irregular waves", Journal of Ship Research 24(4): 243-251, 1981.

¹²⁵ Domnișoru, L., Domnișoru, D., "The Unified Analysis of Springing and Whipping Phenomena", The Royal Institution of Naval Architects, London, Part A, Volume 140, p.: 19-36, 1998.

$$z_r(x, t) = z_{ro}(x, t) + w_{nl}(x, t); \quad z_{ro}(x, t) = w_o(x, t) - \zeta_v^*(x, t); \quad w(x, t) = w_o(x, t) + w_{nl}(x, t).$$

Coeficienții hidrodinamici la poziția instantanee navă-val admit descompunerea în componentă liniară și neliniară, ci următoarele expresii:

$$m_{33}(x, t) = m_{33o}(x) + m_{33nl}|z_r(x, t); \quad N_{33}(x, t) = N_{33o}(x) + N_{33nl}|z_r(x, t). \quad (2.88)$$

Sistemul ecuațiilor diferențiale de mișcare (2.75) are aceeași formă matematică, diferența constând în expresia forței hidrodinamice generalizate și a elongației valului:

$$[a]\{\ddot{p}(t)\} + [b]\{\dot{p}(t)\} + [c]\{p(t)\} = \{F_h(t)\};$$

$$F_{hs}(t) = \int_0^L F_h(x, t) w_s(x) dx; \quad s = 0, n; \quad w(x, t) = \sum_{s=0}^n w_s(x) p_s(t); \quad (2.89)$$

unde: vectorul coordonatei principale modale admite descompunerea în componenta liniară și neliniară $\{p(t)\} = \{p_o(t)\} + \{p_{nl}(t)\}$.

Pe baza relațiilor (2.85 ÷ 2.89) sistemul ecuațiilor de mișcare se descompune în două seturi, pentru componenta liniară și componenta neliniară:

$$[a]\{\ddot{p}_o(t)\} + [b]\{\dot{p}_o(t)\} + [c]\{p_o(t)\} = \{F_{h0}(t)\}; \quad (2.90)$$

$$[a]\{\ddot{p}_{nl}(t)\} + [b]\{\dot{p}_{nl}(t)\} + [c]\{p_{nl}(t)\} = \{F_{h01}(t)\} + \{F_{h1}(t)\}; \quad (2.91)$$

Răspunsul dinamic liniar din sistemul (2.90) pentru val de excitație model Longuet - Higgins (2.85) se obține direct în domeniul frecvență, după o tehnică asemănătoare cu cea din (2.81). Sistemul ecuațiilor de mișcare în domeniul frecvență, în coordonate principale se rezolvă printr-o procedură numerică specifică sistemelor algebrice liniare, pentru componentele valului de excitație ω_e . Sistemul ecuațiilor de mișcare pentru componenta neliniară are următoarea expresie:

$$[A]\{\ddot{p}_{nl}(t)\} + [B]\{\dot{p}_{nl}(t)\} + [C]\{p_{nl}(t)\} = \{F_{h1}(t, \{p_{nl}\}, \{\dot{p}_{nl}\}, \{\ddot{p}_{nl}\})\}; \quad (2.94)$$

$$[A] = [a] + [A_h]_{\omega_2}^{(\omega_{osc})}; \quad [B] = [b] + [B_h]_{\omega_2}^{(\omega_{osc})}; \quad [C] = [c] + [C_h]_{\omega_2}^{(\omega_{osc})}.$$

Sistemul de ecuații (2.94) pentru componenta neliniară se rezolvă printr-un procedeu iterativ cuplat cu o metodă numerică de integrare directă în domeniul timp $t \in [0, T_s]$ a ecuațiilor de diferențiale de mișcare, cu un pas de timp de $\delta t = 0,01$ [s].

Răspunsul dinamic hidroelastic total în domeniul timp, liniar și neliniar indus de valuri model Longuet - Higgins de întâlnire, pentru un spectru standard de ordinul I (subcapitolul 2.4.1), în deplasări, deformații, forțe tăietoare și momente încovoietoare, conform analizei modale are următoarele expresiile:

$$w(x, t) = \sum_{r=0}^n w_r(x) [p_{or}(t) + p_{nlr}(t)]; \quad p_r(t) = p_{or}(t) + p_{nlr}(t); \quad r = 0, n; \quad (2.96)$$

$$M(x, t) = -EI_y(x) \sum_{r=0}^n \theta'_r(x) [p_r(t) + \beta_r(x) \dot{p}_r(t)]; \quad T(x, t) = GA_{fz}(x) \sum_{r=0}^n \gamma_r(x) [p_r(t) + \alpha_r(x) \dot{p}_r(t)];$$

unde notațiile sunt identice cu cele din subcapitolul 2.4.3.

Pentru a obține la o secțiune de abscisă x răspunsul dinamic hidroelastic total în domeniul de frecvență (spectre de putere și amplitudine), precum și parametrii statistici semnificativi pe termen scurt, răspunsul dinamic din domeniul timp (2.96) se analizează cu o procedură numerică bazată pe Transformata Fourier Rapidă.

Acest model teoretic este implementat în modulele DYN - STABY (răspuns liniar stabilizat) și DYN - TRANZY (răspuns neliniar tranzitoriu) al programului DYN (Domnișoru, și alții, 2012¹²⁶) pentru analize numerice hidroelastice ale răspunsului dinamic al corpului navei la valuri de întâlnire.

¹²⁶ Domnișoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, I., Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă la valuri echivalente cvasi-stactice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, 2012.

2.5 Metode pentru analiza răspunsului dinamic structural pe termen lung. Starea limită la referința rezistenței la oboseală.

În proiectarea curentă a structurilor navale se utilizează în mod standard solicitări echivalente cvasi-stactice, conform normelor societăților navale de clasificare. Totuși, în exploatare, la navigația pe mare în valuri aleatoare, structurile navale sunt supuse la sarcini dinamice, cu solicitări extreme din fenomenele hidrodinamice (slamming) și hidroelastice (whipping și springing). Solicitățile dinamice la oscilații (cu frecvențe joase) și la vibrații (hidroelastice, cu frecvențe înalte) cu cicluri de încărcare de ordinul a $10^7 \div 10^9$ pe toată durata de exploatare a navei, conduc la necesitatea evaluării corpului navei și din criteriul rezistenței la oboseală.

Pe baza evaluării rezistenței la oboseală, pe scenariile de navigație cu diverse condiții de încărcare, se urmărește ca încă din faza de proiectare, pe modele statistice pe termen lung să se prognozeze perioada de viață a structurii navale în condiții de siguranță.

În literatura de specialitate (Cramer și alții, 1995¹²⁷; Dong, 2001¹²⁸; Fricke, 2002¹²⁹; Fricke și Kahl, 2005¹³⁰; Guedes Soares și Garbatov, 1996¹³¹; Kim și alții, 2010¹³²; Niemi, 1995¹³³; Niemi și Marquis, 2002¹³⁴; Xiao și Yamada, 2004¹³⁵), sunt prezentate studii privind evaluarea rezistenței la oboseală pentru structurile navale, considerând doar solicitările dinamice de joasă frecvență, specifice componentelor de oscilațiilor. O abordare completă necesită includerea și a componentelor de înaltă frecvență, specifice vibrațiilor generale ale corpului navei, generate de fenomenele hidroelastice (Domnișoru, 2006a¹³⁶; Domnișoru și alții, 2007a¹³⁷, 2007b¹³⁸, 2008¹³⁹; 2009a¹⁴⁰, 2011¹⁴¹).

Pe baza metodologiei din normele societăților navale de clasificare Germanischer Lloyd (GL, 2011¹⁴²), Det Norske Veritas (DNV, 2009¹⁴³) și Bureau Veritas (BV, 2010¹⁴⁴), în cele ce urmează se prezintă în sinteză metoda pentru analiza rezistenței la oboseală, în formularea factorului cumulativ de deteriorare (Palmgren - Miner). Metoda utilizează tensiunile semnificative din solicitările dinamice la oscilații și vibrații, rezultate din analiza hidroelastică a răspunsului dinamic al corpului navei pe termen scurt în valuri aleatoare (subcapitolul 2.4), diagrama S-N (tensiune-cicli) specifică oțelurilor navale și histogramele înălțimii semnificative a valurilor pentru zona de navigație (la analiza pe termen scurt).

Relația generală de calcul a factorului cumulativ de deteriorare D, prin metoda Palmgren-Miner, în cazul solicitărilor hidroelastice (oscilații și vibrații), are următoarea expresie:

$$D = D_{osc} + D_{vib} \leq 1; \quad (2.97)$$

¹²⁷ Cramer, E.H., Loseth, R., Olaisen, K., "Fatigue assessment of ship structures", 1995, In: Marine Structure;8(4):359-83.

¹²⁸ Dong, P., "A practical stress definition and numerical implementation for fatigue analyses", 2001, International Journal of Fatigue;23(10):865-76.

¹²⁹ Fricke, W., "Recommended hot-spot analysis procedure for structural details of ships and FPSOs based on round-robin FE analyses", 2002, International Journal Offshore Polar Engineering;12(1):40-7.

¹³⁰ Fricke, W., Kahl, A., "Comparison of different structural stress approaches for fatigue assessment of welded ship structures", 2005, Marine Structure;18:473-88.

¹³¹ Guedes Soares, C., Garbatov, Y., "Fatigue reliability of ship hull girder", 1996, Marine Structure; 9(3-4):495-516.

¹³² Kim, M.H., Kang, S.W., Kim, J.H., Kim, K.S., Kang, J.K., Heo, J.H., "An experimental study on the fatigue strength assessment of longweb connections in ship structures using structural stress", International Journal of Fatigue 2010;32(2):318-29.

¹³³ Niemi, E., "Recommendations concerning stress determination for fatigue analysis of welded components", 1995, Cambridge:Abington Publisher.

¹³⁴ Niemi, E., Marquis, G., "Introduction to the Structural Stress Approach to Fatigue Analysis of Plate Structures", 2002, Proceedings of The IIW Fatigue Seminar, IIW-Commission XIII, pp.73-90.

¹³⁵ Xiao, Z.G., Yamada, K., "A method of determining geometric stress for fatigue strength evaluation of steel welded joints", 2004, International Journal of Fatigue ;26:1277-85.

¹³⁶ Domnișoru, L., "Structural Analysis and Hydroelasticity of Ships", Editura Fundației Universitare „Dunărea de Jos” Galați, 2006a.

¹³⁷ Domnișoru, L., Ioan, A., "Non-linear hydroelastic response analysis in head waves, for a large bulk carrier ship hull", Advancements in Marine Structures (Editors C.Guedes Soares, P.K.Das), A.A. Balkema Publishers a member of Taylor & Francis Group London, pp.147-158, 2007a.

¹³⁸ Domnișoru, L., Dragomir, D., Ioan, A., "On the hydroelastic response of two chemical tanker ships in irregular head waves", Maritime Industry Ocean Engineering and Coastal Resources (Editors C.Guedes Soares, P.Kolev), A.A. Balkema Publishers a member of Taylor & Francis Group London, pp.19-28, 2007b.

¹³⁹ Domnișoru, L., Lungu, A., Dumitru, D., Ioan, A., "Complemente de Analiză Structurală și Hidrodinamică Navală", Editura Galați University Press, 2008.

¹⁴⁰ Domnișoru, L., Chirica, I., Ioan, A., "Methods for hull structure strength analysis and ships service life evaluation, for a large LNG carrier", Analysis and Design of Marine Structures (Editors C.Guedes Soares, P.K.Das), CRC Press / A.A. Balkema Publishers a member of Taylor & Francis Group London, pp.53-65, 2009a.

¹⁴¹ Domnișoru, L., Chirica, I., "Methods for hull structure strength analysis and ships service life evaluation, under extreme hydroelastic wave loads, for a large oil-tanker", Analysis and Design of Marine Structures (Editors C.Guedes Soares, W.Fricke), CRC Press / A.A. Balkema Publishers a member of Taylor & Francis Group London, pp.459-471, 2011.

¹⁴² GL., "Rules for Classification and Construction", 2003, Germanischer Lloyd, Hamburg, Part 1, Chapter 1, Section 2011.

¹⁴³ DNV., "Fatigue assessment of ship structures, Classification notes 30.7", Det Norske Veritas, Hovik, 2009, Norway.

¹⁴⁴ BV., "Hull scantlings", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 7, Section 4.

$$D_{osc} = \sum_{i=1}^m \frac{n_{i_osc}}{N_{i_osc}}; n_{i_osc} = p_i \cdot n_{max_osc}; N_{i_osc} = f_{SN}(\Delta\sigma_{ci_osc});$$

$$D_{vib} = \sum_{i=1}^m \frac{n_{i_vib}}{N_{i_vib}}; n_{i_vib} = p_i \cdot n_{max_vib}; N_{i_vib} = f_{SN}(\Delta\sigma_{ci_vib});$$

$$n_{max_osc} = R \cdot 365 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot f_{osc}; n_{max_vib} = R \cdot 365 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot f_{vib};$$

unde: n_{max_osc} , n_{max_vib} numărul maxim de cicli aplicați structurii, pentru o durată impusă de exploatare a navei $R = 25$ ani la oscilații și vibrații;

f_{osc} , f_{vib} reprezintă frecvențele proprii de oscilație (verticale și tangaj) și vibrație (pe modul fundamental) ale corpului navei;

p_i , $i = 1, m$ histograma înălțimii semnificative a valului $h_{1/3i}$ pentru un domeniu de navigație reprezentativ;

n_{i_osc} , n_{i_vib} numărul de cicli aplicați structurii navei pentru starea mării $h_{1/3i}$;

N_{i_osc} , N_{i_vib} numărul de cicli din condiția de rezistență la oboseală, ce rezultă pe baza diagramei S-N pentru $\Delta\sigma_{ci}$, corespunzător stării mării $h_{1/3i}$;

$\Delta\sigma_{ci_osc}$, $\Delta\sigma_{ci_vib}$ intervalul de variație a tensiunilor din structura navei obținute la analiza pe termen scurt.

În Figura 2-23, Figura 2-24 prezentăm diagramele de împrăștiere pentru Atlanticul de Nord (NA), considerată zona cu condiții extreme de navigație, și diagrame de împrăștiere mediată pentru mai multe zone de navigație World Wide Trade (WWT), ce sunt preluate din diagramele de împrăștiere prezentate tabelar în normele societăților de clasificare navele (BV 2010¹⁴⁵; DNV, 2009¹⁴⁶; GL, 2011¹⁴⁷).

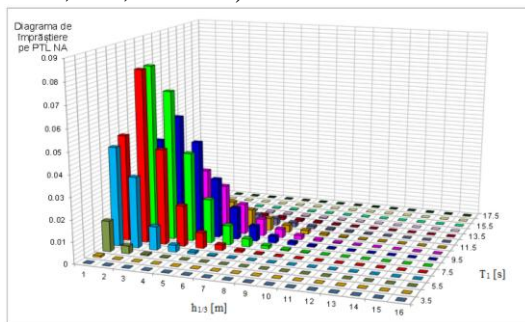


Fig.2-23 Diagrama de împrăștiere ($h_{1/3}$, T_1), $T_b=1$ an, Atlanticul de Nord (NA)

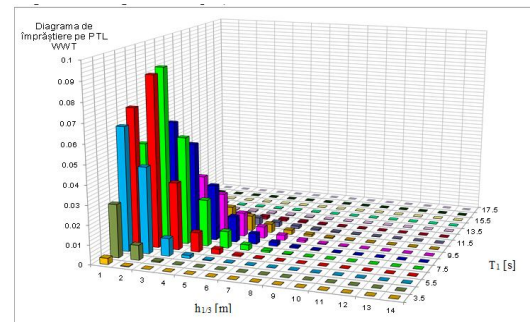


Fig.2-24 Diagrama de împrăștiere ($h_{1/3}$, T_1), $T_b=1$ an, mediată pe zone de navigație (WWT)

În cazul navelor tancuri, conform normelor societăților de clasificare navale se consideră că navigația la plină încărcare și cea de balast au aceeași pondere de 0.5, astfel încât factorul cumulativ de deteriorare D combinat rezultă din relația:

$$D = 0.5 \cdot D_{full} + 0.5 \cdot D_{ballast} \leq 1, L = \frac{25}{D}. \tag{2.101}$$

Pe baza modelului teoretic al analizei la oboseală, am elaborat unui pachet de aplicații proprii **FATIGUE** dezvoltate în MS-Excel, 2010¹⁴⁸, cu posibilitatea de a utiliza tensiunile semnificative rezultate din analizele dinamice la oscilații (DYN - ADV), oscilații și vibrații liniare (DYN - HEL, DYN - LIN), neliniare (DYN - NLN), doar din analiza 1D (tensiuni normale) și cu concentratori de tensiune, respectiv factori de corelație 3D/1D (tensiuni echivalente von Mises), cu calitate diferită a îmbinărilor sudate ($f_w = 1.00 \div 1.25$ standard sau foarte bună).

¹⁴⁵ BV., "Hull scantlings", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 7, Section 4.

¹⁴⁶ DNV, "Fatigue assessment of ship structures, Classification notes 30.7", Det Norske Veritas, Hovik, 2009, Norway.

¹⁴⁷ GL., "Rules for Classification and Construction", 2003, Germanischer Lloyd, Hamburg, Part 1, Chapter 1, Section 2011.

¹⁴⁸ MSO (Microsoft Office) – Microsoft Excel 2010 from site internet <http://office.microsoft.com/en-us/excel-help/>

CAPITOLUL 3

Prezentarea navei tanc tip LPG 100000 m³ pentru analizele structurale cu solicitări echivalente cvasi – statice și dinamice

Acest capitol include prezentarea navei de tip LPG 100000 m³ supusă analizelor structurale echivalente cvasi – statice, dinamice și statistice pe termen scurt și lung: descrierea generală a navei modelată în cadrul studiului; determinare a caracteristicilor hidrostactice; descrierea proprietățile de material ale elementelor structurale; dimensionarea structurală pentru mai multe secțiuni transversale caracteristice ale corpului navei; distribuția pe lungimea navei a caracteristicilor secționale și definirea cazurilor de încărcare semnificative considerate în studiu, respectiv distribuția de mase pe toată lungimea navei.

3.1 Definiții, abrevieri, unități de măsură și convenții

3.1.1 Definiții și abrevieri (selecție)

LPG – navă de transportat gaze lichefiate de rafinărie;

PD – planul diametral;

PB – planul de bază;

BL – linia de bază, este dreapta de intersecție dintre planul de bază (PB) și planul diametral;

L_{pp} – este lungimea între perpendicularele planului de forme;

L_{OA} – lungimea maximă;

L_{WL} – lungimea la plutire;

L – lungimea de calcul;

B – lățimea;

T – pescajul teoretic;

T_{pp} – pescajul pupa;

T_{pv} – pescajul prova;

D – înălțimea de construcție;

C_B – coeficientul bloc;

u_s – viteza navei;

M_{WV,H} – momentul încovoietor din val, în cazul de hogging;

M_{WV,S} – momentul încovoietor din val, în cazul de sagging;

M_{SWM,H} – momentul încovoietor în apă calmă, în cazul de hogging;

M_{SWM,S} – momentul încovoietor în apă calmă, în cazul de sagging;

T_{W+} – forța tăietoare din val, în cazul de hogging;

T_{W-} – forța tăietoare din val, în cazul de sagging;

T_{SW+} – forța tăietoare în apă calmă, în cazul de hogging;

T_{SW-} – forța tăietoare în apă calmă, în cazul de sagging;

A_C [m²] – aria secțiunii transversale ținând cont de adaosurile de coroziune;

A [m²] – aria efectivă a secțiunii transversale fără adaosuri de coroziune;

I_y [m⁴] – momentul de inerție în raport cu axa Y a grinzii navă la secțiunea curentă;

I_z [m⁴] – moment de inerție în raport cu axa Z a grinzii navă la secțiunea curentă;

e_{nn} [m] – cota axei neutre față de planul de bază PB;

W_D [m³] – modulul de rezistență al secțiunii transversale la punte;

W_{DF} [m³] – modulul de rezistență al secțiunii transversale la dublu fund;

k_{nn-τ} [m⁻²] – coeficientul tensiunii tangențiale maxime din forfecare în axa neutră;

M_p [t] – masa proprie a elementelor structurale care alcătuiesc corpului navei;

M_m [t] – masa mărfii; M_t [t] – masa totală;

3.1.2 Sistemul de coordonate al corpului navei

Pentru definirea corpului navei la dimensionarea structurală (BV, 2010¹⁴⁹), sistemul global de coordonate al navei este definit în conformitate cu Figura 3-1.

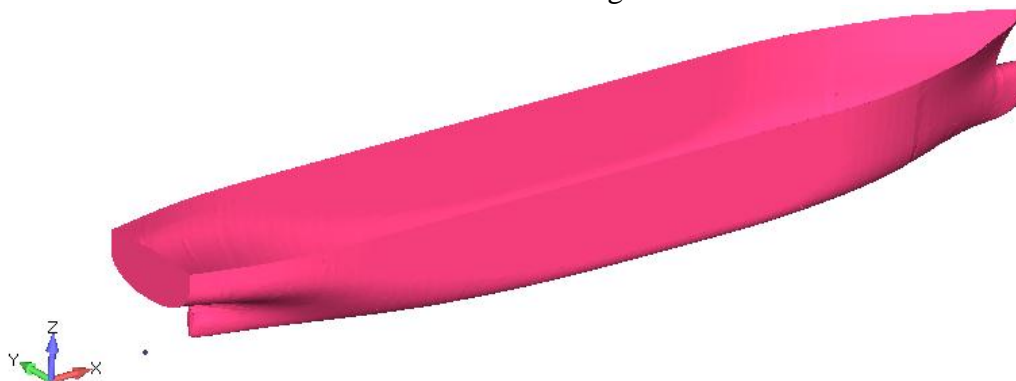


Fig.3-1 Definirea sistemului global de coordonate al corpului navei la dimensionarea structurală

3.1.3 Unități de măsură

Unitățile de măsură folosite în cadrul acestei lucrări sunt prezentate în conformitatea cu sistemul internațional în Tabelul 3-1:

Tab.3-1 Unități de măsură

| Denumire | Unități de măsură | Denumire | Unități de măsură |
|--|-------------------|----------------------|---------------------------------------|
| Dimensiunile liniare | m | Presiune | kN/m ² , N/mm ² |
| Arie | m ² | Grosime | mm |
| Modulul de rezistență | m ³ | Moment de încovoiere | kNm |
| Densitate | t/m ³ | Forță tăietoare | kN |
| Sarcina uniform distribuită pe lungime | kN/m | Tensiuni | N/mm ² |

3.2 Descrierea generală a navei tanc LPG 100000 m³ modelată în cadrul studiului

În cadrul studiului se consideră o navă tanc de tip LPG cu capacitate de 100000 m³ pentru transportul de gaze pentru rafinărie în tancurile de marfă de tip B prismatice, proiectate pentru o presiune de aproximativ de 0.25 Bari la o temperatură minimă de aproximativ -48°C și cu o densitate maximă de 610 kg/cm³ corespunzătoare propilenei (C₃H₆).

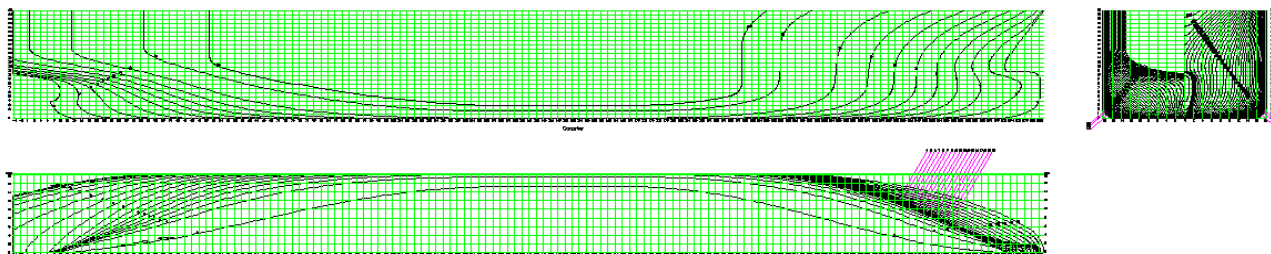
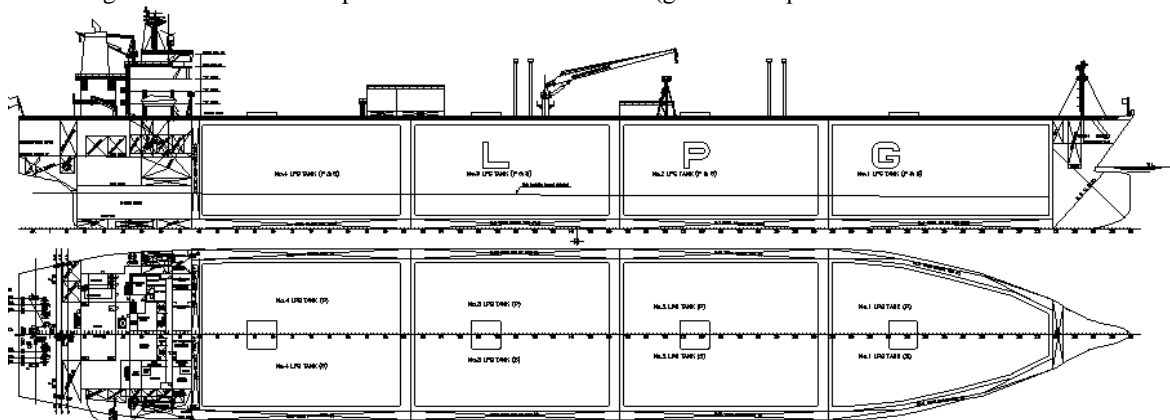
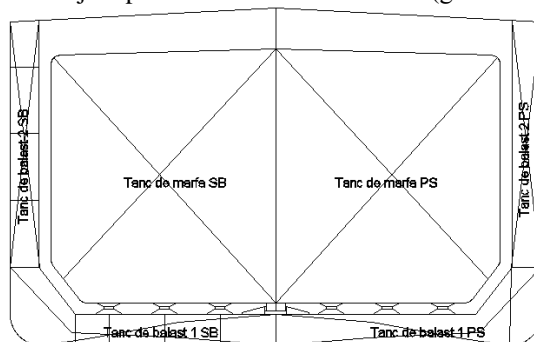
Tancurile de marfă tip B sunt prismatice cu membrană, simplu rezemate pe structura dublului fund, a căror influență la analiza rezistenței structurii corpului navei se manifestă doar prin propria greutate a tancurilor de marfă distribuite pe suportii de legătură.

Tab.3-2 Dimensiunile principale ale navei

| | |
|--|------------|
| Lungimea maximă (L _{OA}) | 238.700 m |
| Lungimea la plutire (L _{WL}): | 230.400 m |
| Lungimea între perpendiculare (L _{pp}) | 227.200 m |
| Lățimea de construcție (B) | 38.200 m |
| Înălțimea de calcul (D) | 23.200 m |
| Pescaj de calcul (T) | 13.800 m |
| Coeficientul bloc (C _B) | 0.7718 |
| Viteza navei (u _s) | 17 noduri |
| Deplasament pentru pescajul de de calcul | ≈100,092 t |

Planul de forme din Figura 3-3 și planul general de amenajare din Figura 3-4, pentru nava LPG 100000 m³ sunt generate în AutoCad în perioada internship –ului de la Institutul de proiectări navale ICE ICEPRONAV Galați.

¹⁴⁹ BV., "Hull and Stability", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 1, Section 2.


 Fig.3-3 Planul de forme pentru nava LPG 100000 m³ (generate după nava model LPG 84500 m³)

 Fig.3-4 Planul general de amenajare pentru nava LPG 100000 m³ (generate după nava model LPG 84500 m³)

 Fig.3-2 Secțiune maestră - planul general de amenajare pentru nava LPG 100000 m³

3.3 Planul de forme. Caracteristicile hidrostactice.

Pe baza planului de forme (Figura 3-3) al corpului navei se obțin caracteristicile hidrostactice (Obreja, 2005¹⁵⁰; Bidoae, 1985¹⁵¹; Bidoae și alții, 1986¹⁵²), carene drepte, diagrama Bonjean (Domnișoru și alții, 2012¹⁵³) incluse în Anexa 3 (teză de doctorat).

Caracteristicile hidrostactice sunt utilizate ca informații preliminare alături de diagrama distribuției de mase pe lungimea navei, pentru echilibrarea corpului navei în apă calmă și pe valul echivalent cvasi – static, în vederea determinării pe model de navă grindă echivalentă 1D (subcapitolul 2.1) a forțelor tăietoare și a momentelor încovoietoare în plan vertical la evaluarea rezistenței generale. De asemenea, pe baza caracteristicilor hidrostactice se realizează dispunerea maselor pe modelul navei, pentru a asigura asieta navei conform cazurilor de încărcare considerate (plină încărcare și balast).

3.4 Proprietățile de material pentru construcția corpului navei

Structura corpului navei LPG 100000 m³ este dimensionată conform normelor BV, 2010¹⁵⁴. Caracteristicile mecanice ale oțelurilor navale utilizate pentru construcția elementelor structurale, sunt conform normelor BV, 2010¹⁵¹; GL, 2011¹⁵⁵ prezentate în subcapitolul 2.2.3.

¹⁵⁰ Obreja, D., "Teoria navei, Concepte și metode de analiză a performanțelor de navigație", Editura Didactică și Pedagogică, București, 2005.

¹⁵¹ Bidoae, I., "Teoria navei. Statica navei", Ed.Univ.Galati, 1985.

¹⁵² Bidoae, I., Sârbu, N., Chirică, I., Ionaș, O., "Îndrumar de proiectare. Teoria navei", Ed.Univ. Galati, 1986.

¹⁵³ Domnișoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, I., Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valori echivalente cvasi-statice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, 2012.

¹⁵⁴ BV., "Hull and stability", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 4, Section 1.

¹⁵⁵ GL., "Rules for Classification and Construction", 2011, Germanischer Lloyd, Hamburg, Part I, Chapter 1, Section 2.

Pentru construcția corpului navei s-a utilizat oțel de tip A pentru elementele structurale din zona planșeelor de fund, dublu fund, bordaj, dublu bordaj și tancuri de marfă, în timp ce la nivelul punții principale s-a utilizat un oțel cu limita de curgere de 355 N/mm², oțel de tip AH36.

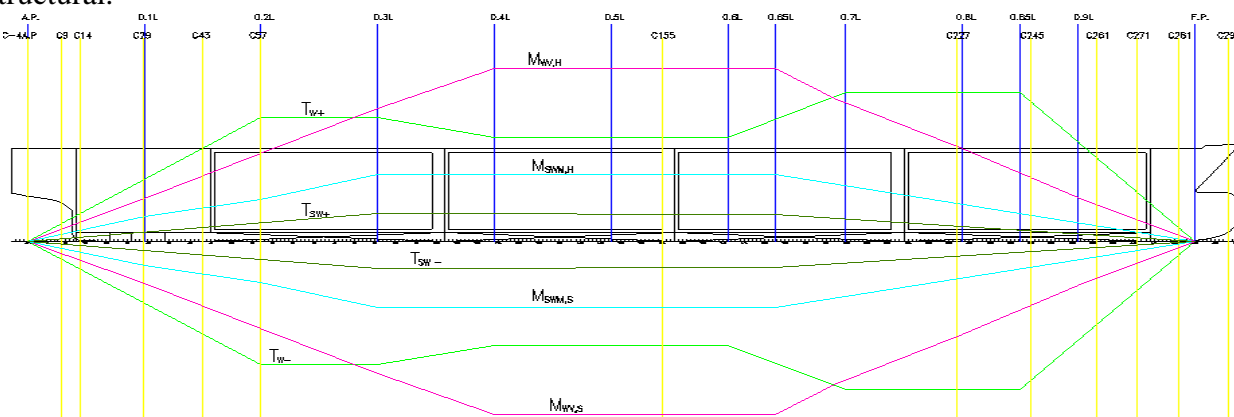
3.5 Dimensionarea structurală conform codurilor navale de proiectare

Pentru nava de studiu LPG 100000 m³ pe baza datelor din subcapitolele 3.2 ÷ 3.4, în acest subcapitol se prezintă dimensionarea structurală preliminară a corpului navei, conform normelor Bureau Veritas (BV, 2010¹⁵⁶).

La dimensionarea preliminară a structurii, în vederea estimării solicitărilor locale și generale în grinda navă, din val echivalent cvasi – static și apă calmă, se utilizează distribuții echivalente ale forțelor tăietoare și momentelor încovoietoare conform normelor societăților de clasificare navale (BV, 2010¹⁵⁶). Relațiile de calcul din normele navale sunt statistice parametrizate în funcție de dimensiunile principale ale navei.

În Figura 3-6 este reprezentat grafic distribuția preliminară a forței tăietoare și a momentului încovoietor în plan vertical la dimensionarea structurii corpului navei pe baza relațiilor statistice conform normelor BV, 2010¹⁵⁶ în cazul valului extrem $h_w = 10.270$ m prescris de societățile de clasificare (capitolul 2).

Pe baza planului de forme (Figura 3-3), a planului general de amenajare (Figura 3-4) și a solicitărilor în plan vertical calculate cu relațiile statistice (Figura 3-6), se consideră corpul navei divizat în 14 zone caracteristice, reprezentate prin hașură la nivelul punții principale în Figura 3-7, pentru care se selectează câte o secțiune transversală caracteristică din punct de vedere geometric și structural.



Scări de reprezentare :

- $M_{WV,H}$ 1kNm ... 0.015 - momentul încovoietor din val, $h_w = 10.270$ m în cazul de hogging;
- $M_{WV,S}$ 1kNm ... 0.015 - momentul încovoietor din val, $h_w = 10.270$ m în cazul de sagging;
- $M_{SWM,H}$ 1kNm ... 0.015 - momentul încovoietor în apă calmă, în cazul de hogging;
- $M_{SWM,S}$ 1kNm ... 0.015 - momentul încovoietor în apă calmă, în cazul de sagging;
- T_{W+} 1kN ... 1 - forța tăietoare din val, $h_w = 10.270$ m în cazul de hogging;
- T_{W-} 1kN ... 1 - forța tăietoare din val, $h_w = 10.270$ m în cazul de sagging;
- T_{SW+} 1kN ... 1 - forța tăietoare în apă calmă, în cazul de hogging;
- T_{SW-} 1kN ... 1 - forța tăietoare în apă calmă, în cazul de sagging.

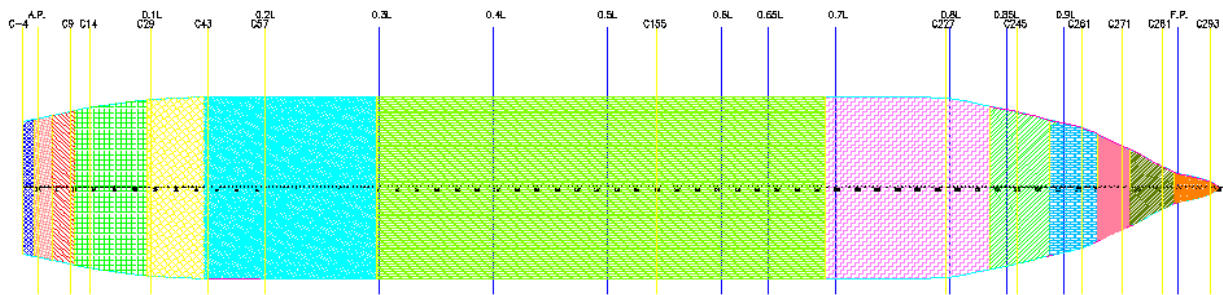
Fig.3-6 Distribuția preliminară a forței tăietoare și a momentului încovoietor în plan vertical la dimensionarea structurii corpului navei pe baza relațiilor statistice din normele Bureau Veritas (BV, 2010¹⁵⁶).

Dimensionarea structurală a celor 14 secțiuni caracteristice calculate (Figura 3-7) este realizată cu programul MARS 2000, versiune 2.5d (BV, 2010¹⁵⁷), pe baza dimensiunilor principale, a planului de forme și a eforturilor secționale din val și apă calmă preliminară (Figura 3-6). În Figura 3-9 ÷ Figura 3-21 se prezintă cele 14 secțiuni dimensionate în cadrul studiului.

În Figura 3-20 este reprezentată secțiunea transversală în zona centrală a navei (secțiunea maestră) unde sunt ilustrate sistemul de descărcare a tancurilor de marfă (suportți anti – flotabilitate, anti – coliziune, anti – ruluu și anti – tangaj) pe corpul navei.

¹⁵⁶ BV., "Design loads", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 5.

¹⁵⁷ BV., MARS 2000, versiunea 2.5d, 2010, <http://softwaretopic.informer.com/download-bureau-veritas-mars-2000/>.



| | | |
|---------------------------------|----------------------------|--------------------------------|
| | Zone caracteristice | Secțiune caracteristică |
| | C-5 ÷ C-1 | C-4 = -2.960 m/AP |
| | C-1 ÷ C4 | AP |
| Zona pupa | C4 ÷ C10 | C9= 6.660 m/AP |
| C-5 ÷ C42 | C10 ÷ C28 | C14= 10.360 m/AP |
| | C28 ÷ C42 | C29= 22.660 m/AP |
| | C42 ÷ C56 | C43= 34.140 m/AP |
| | C56 ÷ C85 | C57= 45.340 m/AP |
| | C85 ÷ C197 | C155= 123.800 m/AP |
| Zona tancurilor de marfă | C197 ÷ C238 | C227= 181.400 m/AP |
| C42 ÷ C273 | C238 ÷ C253 | C245= 195.800 m/AP |
| | C253 ÷ C265 | C261= 208.600 m/AP |
| | C265 ÷ C273 | C271= 216.600 m/AP |
| Zona prova | C273 ÷ C284 | C281= 224.600 m/AP |
| C273 ÷ C294 | C284 ÷ C294 | C293= 234.200 m/AP |

Fig.3-7 Secțiunile transversale semnificative indicate de zonele caracteristice de pe structura corpului navei LPG 100000 m³

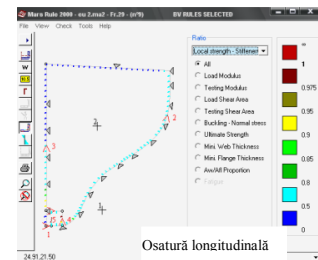
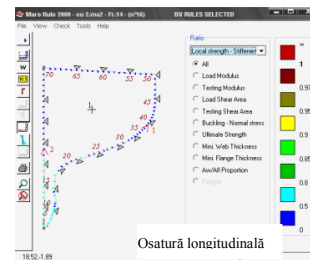
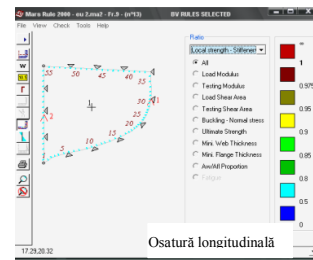
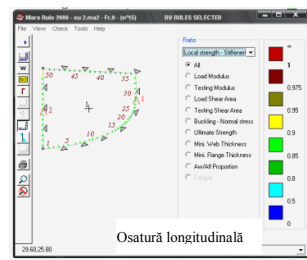
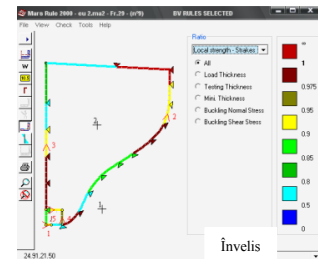
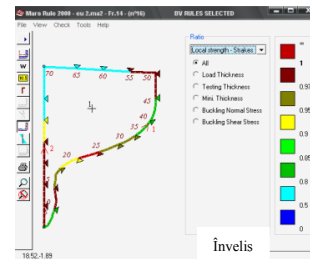
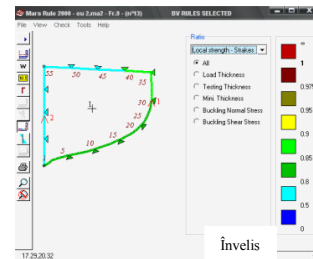
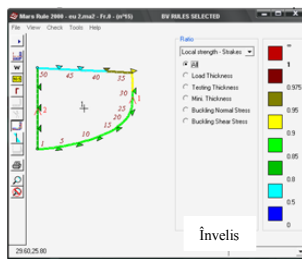


Fig.3-9 Coasta 0 – zona pupa

Fig.3-10 Coasta 9 – zona pupa

Fig.3-11 Coasta 14 – zona pupa

Fig.3-12 Coasta 29 – zona pupa

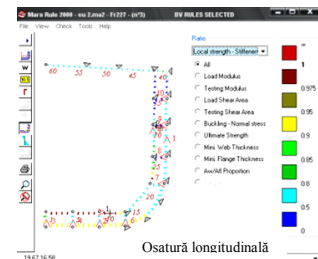
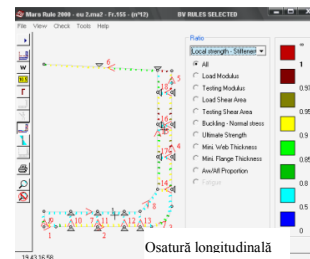
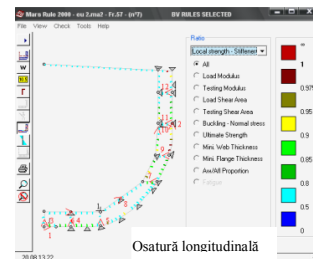
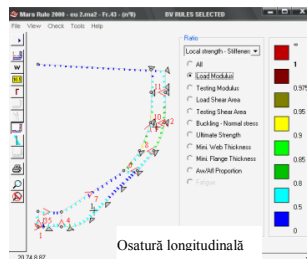
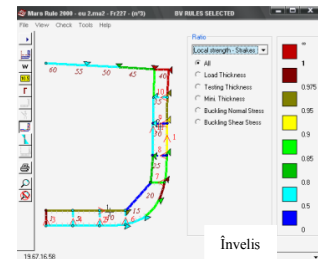
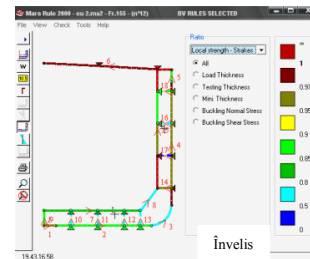
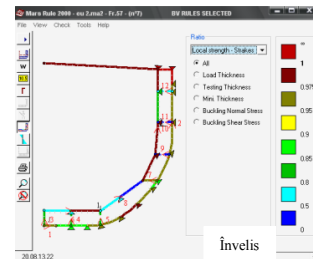
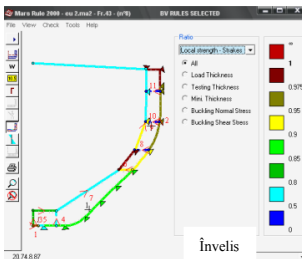


Fig.3-13 Coasta 43 – zona de marfă

Fig.3-14 Coasta 57 – zona de marfă

Fig.3-15 Coasta 155 – zona de marfă

Fig.3-16 Coasta 227 – zona de marfă

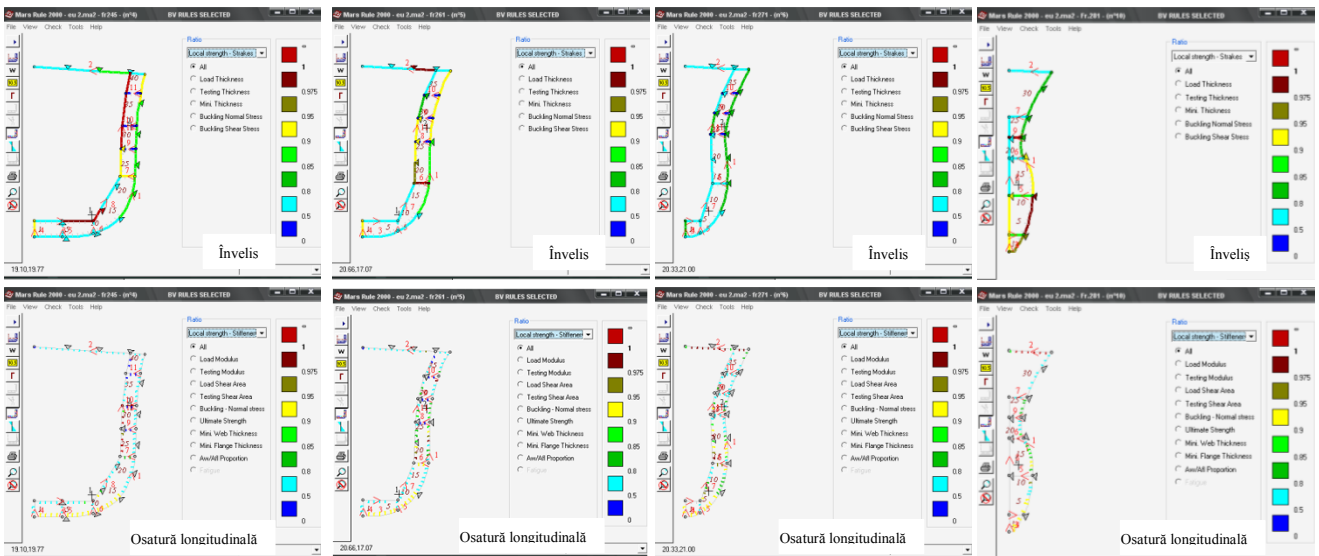


Fig.3-17 Coasta 245 – zona de marfă

Fig.3-18 Coasta 261 – zona de marfă

Fig.3-19 Coasta 271 – zona de marfă

Fig.3-21 Coasta 281 – zona prova

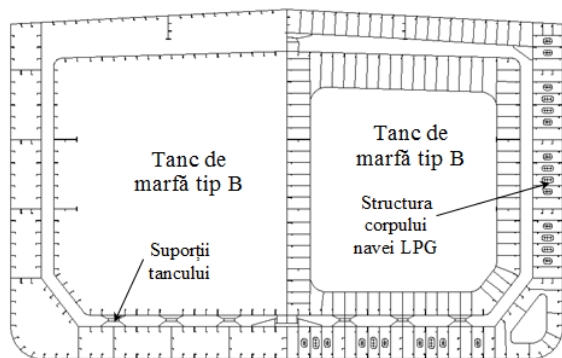


Fig.3-20 Secțiune transversală în zona centrală a navei LPG 100000 m³ cu dispunerea tancului de marfă tip B cu structură independentă

La dimensionarea punții pentru secțiunile caracteristice, grosimea învelișului punții a rezultat de 13.5 mm conform BV, 2010¹⁵⁸. La verificarea structurii cu considerarea decupărilor din punte (la dome-uri) modulul de rezistență al punții rezultă mai mic decât modulul de rezistență necesar calculat conform normelor BV, 2010¹⁵⁸, astfel se impune majorarea grosimii învelișului punții la 20 mm în zona tancurilor de marfă (Figura 3-22).

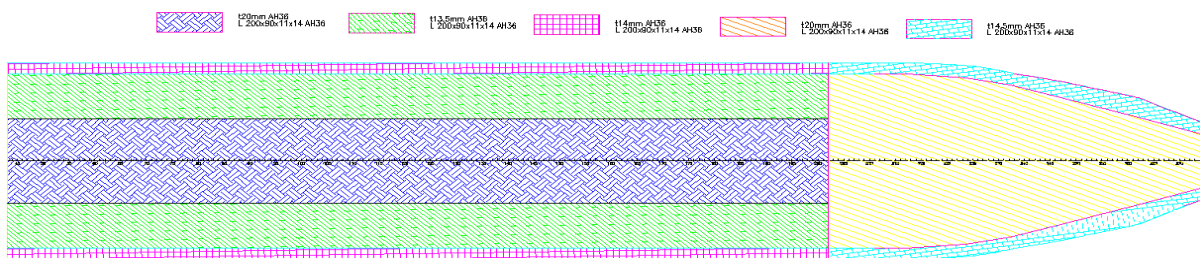


Fig.3-22 Mărirea de grosimilor datorate decupărilor din punți pentru nava tanc tip LPG 100000 m³

3.6 Distribuția pe lungimea navei a caracteristicilor secționale

Proprietățile secțiunilor transversale sunt obținute pe baza dimensionărilor conform normelor Bureau Veritas în subcapitolul 3.5.

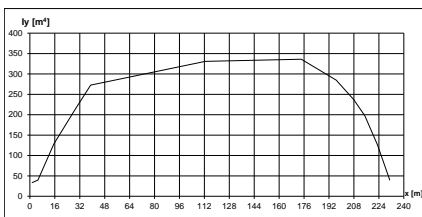


Fig.3-23 Distribuția momentului de inerție I_y [m⁴] pe lungimea navei

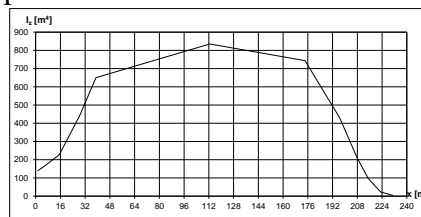


Fig.3-24 Distribuția momentului de inerție I_z [m⁴] pe lungimea navei

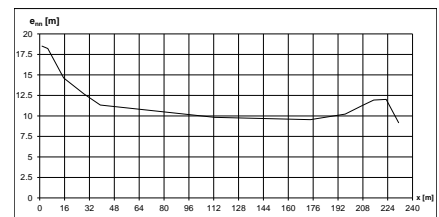
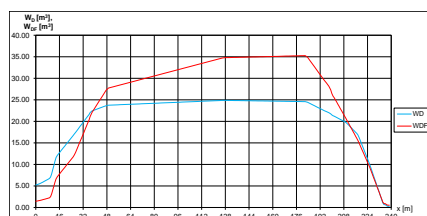
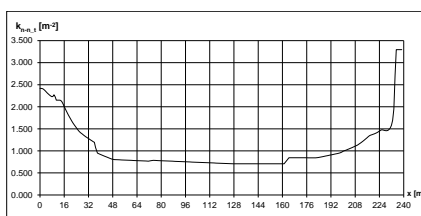
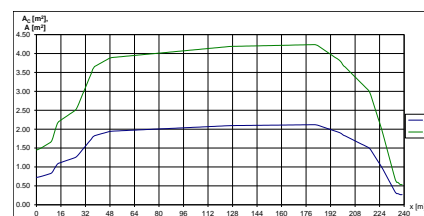


Fig.3-25 Distribuția poziției axei neutre e_{nn} [m] pe lungimea navei

¹⁵⁸ BV., "Hull scantlings", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 7.


 Fig.3-26 Distribuția modulelor de rezistență W_D [m³] și W_{DF} [m³] pe lungimea navei

 Fig.3-27 Distribuția coeficientului tensiunii tangențiale maxime din forfecare $k_{n-n, \tau}$ [m⁻²] pe lungimea navei,

 Fig.3-28 Distribuția ariilor A_C [m²] și A [m²] pe lungimea navei

3.7 Cazurile semnificative de încărcare. Distribuția de mase pe lungimea navei.

În cele ce urmează sunt prezentate sintetic cele două cazuri de încărcare considerate în studiu: plină încărcare și balast, pentru nava tanc tip LPG 100000 m³.

Pentru a asigura corespondența distribuției de mase între modelele numerice 1D și 3D ale corpului navei au fost parcurse următoarele etape în programul SolidWorks Cosmos/M, 2007¹⁵⁹:

- generarea structurii de oțel a corpului navei pe model 3D – FEM (subcapitolul 4.2);
- aplicarea maselor de la bordul navei mai puțin cea a corpului navei cu elemente de mase concentrate în punctele de pe model. Se folosește procedura **Get points** (Anexa 2.1 – teză de doctorat) pentru a asigura pe noduri, puncte (entități CAD) unde se introduc elementele de mase concentrate (elemente cu un nod);

- extragerea în mod automat a distribuției de mase din modelul 3D – FEM, consistente și concentrate cu proceduri proprii: **MASS_C**, **MAS_L**, **GET_MASS** prezentate în Anexa 2.2 (teză de doctorat). Din manualul de încărcare al navei sunt considerate toate tipurile de mase de la bordul navei pentru fiecare caz de încărcare în parte.

Cazul de plină încărcare

Tab.3-10 Grupuri de mase la cazul de plină încărcare

| Mase [t] | M_p [t] | M_m [t] | M_t [t] | Nr.nod | M_i/nod [t/nod] |
|-----------------|-----------|-----------|-----------|--------|-------------------|
| Corpul navei | 5150.26 | 0.00 | 5150.26 | 57518 | |
| Tanc marfă 1 | 845.06 | 5148.94 | 5994.00 | 162 | 37.18 |
| Tanc marfă 2 | 916.60 | 6362.40 | 7279.00 | 251 | 29.48 |
| Tanc marfă 3 | 921.59 | 6203.41 | 7125.00 | 285 | 25.98 |
| Tanc marfă 4 | 891.75 | 6116.25 | 7008.00 | 215 | 32.35 |
| Motor | 368.00 | 0.00 | 368.00 | 166 | 2.28 |
| Fuel oil | 0.00 | 2859.00 | | | |
| Fresh water | 0.00 | 312.00 | 3385.00 | 1411 | 2.40 |
| Diesel oil | 0.00 | 224.00 | | | |
| Suprastructura | 0.00 | 300.00 | 300.00 | 677 | 0.43 |
| Alte greutateți | 0.00 | 1903.00 | 1903.00 | 405 | 4.70 |

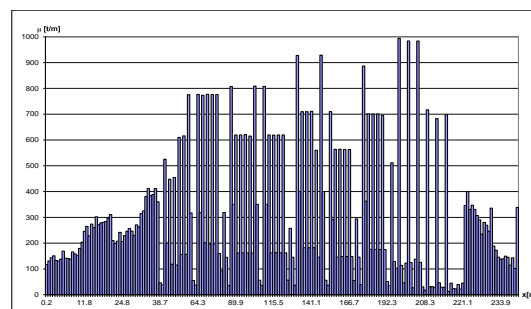


Fig.3-29 Distribuția de mase pe lungimea navei, caz de plină încărcare

Cazul de balast

Tab.3-11 Grupuri de mase la cazul de balast

| Mase [t] | M_p [t] | M_m [t] | M_t [t] | Nr.nod | M_i/nod [t/nod] |
|----------------|-----------|-----------|-----------|--------|-------------------|
| Corpul navei | 5150.26 | 0.00 | 5150.26 | 57518 | |
| Tanc marfă 1 | 845.06 | 0.00 | 845.06 | 162 | 5.22 |
| Tanc marfă 2 | 916.60 | 0.00 | 916.60 | 251 | 3.65 |
| Tanc marfă 3 | 921.59 | 0.00 | 921.59 | 285 | 3.23 |
| Tanc marfă 4 | 891.75 | 0.00 | 891.75 | 215 | 4.07 |
| Motor | 368.00 | 0.00 | 368.00 | 166 | 2.22 |
| Combustibil | 0.00 | 1569.00 | | | |
| Apă proaspătă | 0.00 | 213.00 | 1886.00 | 1411 | 1.34 |
| Ulei | 0.00 | 104.00 | | | |
| Suprastructura | 0.00 | 300.00 | 300.00 | 677 | 0.44 |
| Tanc balast 1 | 0.00 | 800.00 | 800.00 | 1761 | 0.45 |
| Tanc balast 11 | 0.00 | 900.00 | 900.00 | 2743 | 0.33 |
| Tanc balast 2 | 0.00 | 2200.00 | 2200.00 | 1740 | 1.26 |
| Tanc balast 22 | 0.00 | 1100.00 | 1100.00 | 2668 | 0.41 |
| Tanc balast 3 | 0.00 | 3100.00 | 3100.00 | 1676 | 1.85 |
| Tanc balast 33 | 0.00 | 1100.00 | 1100.00 | 2583 | 0.21 |
| Tanc balast 4 | 0.00 | 2800.00 | 2800.00 | 1534 | 1.83 |
| Tanc balast 44 | 0.00 | 800.00 | 2896.00 | 2896 | 0.28 |

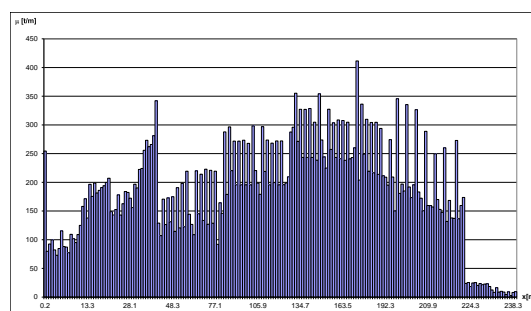


Fig.3-33 Distribuția de mase pe lungimea navei, caz de balast

¹⁵⁹ SWC, SolidWorks Cosmos/M, pre – post precessing finite element based program, Structural Research and Analysis Corporation, 2007-2008, <http://solidworks-2010-sp0.software.informer.com/18.0/>.

CAPITOLUL 4

Analiza numerică a rezistenței generale și locale a corpului navei tip LPG 100000 m³ în plan vertical folosind modele 1D/3D-FEM, cu solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice

Acest capitol include analiza numerică a rezistenței generale și locale a corpului navei pe modele structurale 1D – grindă echivalentă și 3D – FEM, pentru ambele cazuri de încărcare și pentru un set de înălțimi ale valului echivalent cvasi – static de întâlnire în cazurile de hogging și sagging (creastă și gol de val). Analiza numerică se realizează pe modele structurale dezvoltate pe toată lungimea navei. Aplicarea sarcinilor pe aceste modele se realizează cu proceduri utilizator proprii pentru: distribuția presiunii hidrostatice din val echivalent cvasi – static. Distribuția de mase includ, masa corpului navei, masa tancurilor de marfă cu încărcătură și alte grupe de mase de la bordul navei. Analiza numerică 3D – FEM se realizează cu programul SolidWorks Cosmos/M. Post procesarea datelor, respectiv extragerea tensiunilor normale, echivalente von Mises și tangențiale pentru fiecare secțiune a modelului 3D – FEM se realizează cu proceduri utilizator proprii, pentru verificarea criteriului de rezistență față de limita de curgere a materialului.

4.1 Analiza numerică a rezistenței generale a corpului navei LPG 100000 m³, cu modele 1D grindă echivalentă. Solicitări în apă calmă și val echivalent cvasi – static.

Analiza numerică este efectuată pe modele 1D pentru a determina solicitările globale din grinda navă conform modelului teoretic din subcapitolul 2.2.1. Sunt luate în considerare solicitările din val echivalent cvasi-static de întâlnire și respectiv cele din apă calmă, pentru modelul navei LPG 100000 m³, cu planul de forme și caracteristicile din capitolul 3.

Deoarece componentele din val și răspunsul dinamic la oscilații ale corpului au frecvențe joase de ordinul 0.1 Hz (10 secunde, mișcări lente), normele societăților de clasificare (BV, 2010¹⁶⁰; DNV, 2009¹⁶¹; GL, 2011¹⁶²), admit în proiectarea preliminară a navei, echivalarea solicitărilor dinamice din val (capitolul 6) cu cele induse de valul echivalent cvasi – static cosinusoidal, cu înălțimea egală cu cea din modelele statistice pe termen scurt și lungimea egală cu cea a navei (caz de interferență maximă nefavorabilă). În cazul acestor analize se neglijează termenii dinamici inerțiali și de amortizare din ecuațiile de mișcare, în ipoteza unei mișcări globale în care termenii de rigiditate și hidrostatici din ecuațiile de mișcare sunt dominanți.

Analiza pe modele 1D – grindă echivalentă este efectuată cu modulul DYN - ACASV (Domnișoru și alții, 2012¹⁶³) dezvoltat în cadrul Departamentului de Structuri Navale, Facultatea de Arhitectură Navală.

Înălțimea valului echivalent cvasi – static de întâlnire este considerat în intervalul de calcul $h_w = 0 - 12$ m, cu un pas $\delta h_w = 1$ m și înălțimea valului echivalent cvasi – static statistic $h_{w_max} = 10.270$ m, conform normelor Bureau Veritas, 2010¹⁶⁰ în cazurile de hogging și sagging.

4.1.1 Analiza numerică a rezistenței generale a navei în cazul de plină încărcare cu model 1D – grindă echivalentă

În Tabelul 4-1 sunt prezentați parametrii de echilibrare a grinzii navă atât în cazul apei calme cât și în cazul valului echivalent cvasi – static la analiza pe modele 1D în cazul de plină încărcare.

¹⁶⁰ BV., "Hull scantlings", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 7.

¹⁶¹ DNV., "Hull structural design ships with length 100 metres and above", Det Norske Veritas, Hovik, 2009, Norway.

¹⁶² GL., "Rules for Classification and Construction", 2011, Germanischer Lloyd, Hamburg.

¹⁶³ Domnișoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, I., Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valuri echivalente cvasi-stactice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, 2012.

Parametrii din Tabelul 4-1 reprezintă pescajele T_m , T_{pp} , T_{pv} și înclinarea în planul vertical trim în cazul plutirii de echilibru în apă calmă $h_w = 0$ m, respectiv poziția planului median al valului echivalent cvasi – static, în cazul $h_w \neq 0$ m.

Tab.4-1 Parametrii de echilibrare a grinzii navă în apă calmă și val echivalent cvasi - static la plină încărcare, model 1D

| Model | 1D - hogging – plină încărcare | | | | 1D - sagging – plină încărcare | | | | |
|-------|--------------------------------|-----------|--------------|--------------|--------------------------------|-----------|--------------|--------------|------------|
| | h_w [m] | T_m [m] | T_{pp} [m] | T_{pv} [m] | trim [rad] | T_m [m] | T_{pp} [m] | T_{pv} [m] | trim [rad] |
| 0.00 | 11.324 | 12.431 | 10.195 | -0.0094 | 11.324 | 12.431 | 10.195 | -0.0094 | |
| 1.00 | 11.420 | 12.419 | 10.397 | -0.0085 | 11.223 | 12.419 | 10.009 | -0.0101 | |
| 2.00 | 11.514 | 12.387 | 10.613 | -0.0074 | 11.117 | 12.379 | 9.841 | -0.0106 | |
| 3.00 | 11.606 | 12.340 | 10.843 | -0.0063 | 11.006 | 12.313 | 9.689 | -0.0110 | |
| 4.00 | 11.698 | 12.278 | 11.089 | -0.0050 | 10.890 | 12.224 | 9.550 | -0.0112 | |
| 5.00 | 11.788 | 12.206 | 11.344 | -0.0036 | 10.770 | 12.115 | 9.423 | -0.0113 | |
| 6.00 | 11.875 | 12.127 | 11.604 | -0.0022 | 10.647 | 11.994 | 9.301 | -0.0113 | |
| 7.00 | 11.958 | 12.044 | 11.865 | -0.0008 | 10.521 | 11.861 | 9.185 | -0.0112 | |
| 8.00 | 12.038 | 11.959 | 12.126 | 0.0007 | 10.392 | 11.717 | 9.073 | -0.0111 | |
| 9.00 | 12.115 | 11.869 | 12.389 | 0.0022 | 10.260 | 11.565 | 8.963 | -0.0109 | |
| 10.00 | 12.188 | 11.777 | 12.651 | 0.0037 | 10.125 | 11.408 | 8.854 | -0.0107 | |
| 10.27 | 12.207 | 11.753 | 12.720 | 0.0041 | 10.088 | 11.364 | 8.824 | -0.0106 | |
| 11.00 | 12.257 | 11.686 | 12.909 | 0.0051 | 9.988 | 11.244 | 8.745 | -0.0105 | |
| 12.00 | 12.325 | 11.594 | 13.165 | 0.0066 | 9.661 | 10.358 | 8.969 | -0.0058 | |

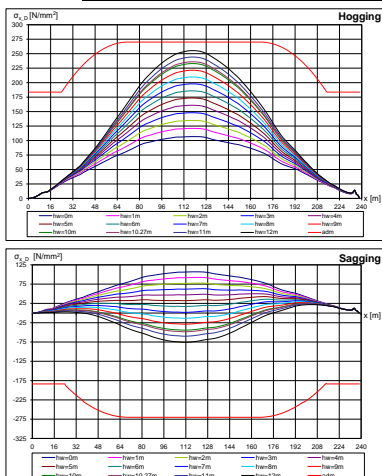


Fig.4-3 Tensiunea normală maximă $\sigma_{x,D}$ [N/mm²] puntea principală, plină încărcare, model 1D, hogging și sagging

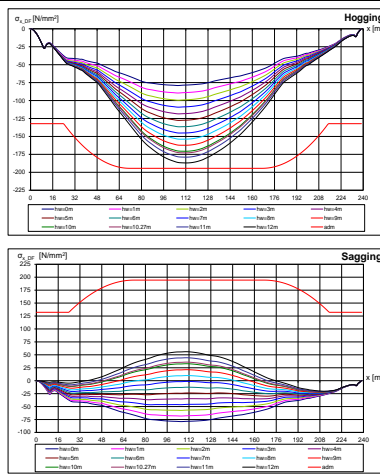


Fig.4-4 Tensiunea normală maximă $\sigma_{x,DF}$ [N/mm²] dublu fund, plină încărcare, model 1D, hogging și sagging

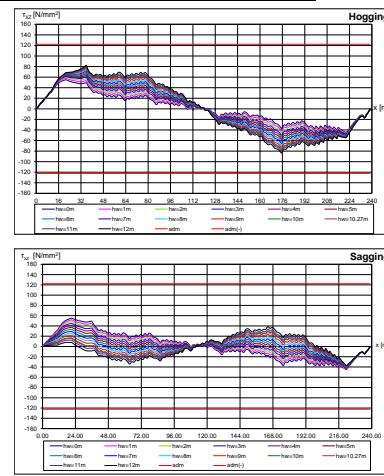


Fig.4-5 Tensiunea tangențială maximă τ_{xz} [N/mm²] în axa neutră, plină încărcare, model 1D, hogging și sagging

Tab.4-2 Tensiunile normale și tangențiale maxime, plină încărcare, model 1D

| h_w [m] | Hogging | | | Sagging | | |
|--------------|-------------------------------------|--------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|----------------------------------|
| | $\sigma_{x,D}$ [N/mm ²] | $\sigma_{x,DF}$ [N/mm ²] | τ_{xz} [N/mm ²] | $\sigma_{x,D}$ [N/mm ²] | $\sigma_{x,DF}$ [N/mm ²] | τ_{xz} [N/mm ²] |
| 0.00 | 106.81 | 79.05 | 55.08 | 106.81 | 79.05 | 55.08 |
| 1.00 | 121.00 | 89.48 | 57.78 | 92.29 | 68.30 | 51.97 |
| 2.00 | 134.73 | 99.53 | 59.95 | 77.73 | 57.35 | 48.57 |
| 3.00 | 148.04 | 109.21 | 61.64 | 63.19 | 46.51 | 44.95 |
| 4.00 | 160.94 | 118.56 | 63.53 | 50.00 | 36.81 | 41.80 |
| 5.00 | 173.50 | 127.65 | 66.42 | 42.66 | 29.91 | 41.29 |
| 6.00 | 185.82 | 136.53 | 69.12 | 35.82 | 25.90 | 40.78 |
| 7.00 | 197.91 | 145.26 | 71.65 | 31.99 | 24.58 | 40.27 |
| 8.00 | 209.78 | 153.84 | 74.04 | 29.43 | 23.30 | 39.73 |
| 9.00 | 221.45 | 162.30 | 76.30 | 28.81 | 22.40 | 39.17 |
| 10.00 | 232.94 | 170.66 | 78.46 | 44.32 | 32.80 | 38.57 |
| 10.27 | 236.01 | 172.89 | 79.02 | 48.54 | 35.92 | 38.40 |
| 11.00 | 244.23 | 178.87 | 80.51 | 59.96 | 44.37 | 37.92 |
| 12.00 | 255.31 | 186.93 | 83.62 | 75.71 | 56.02 | 38.58 |
| adm | 270.06 | 194.44 | 122.22 | 270.06 | 194.44 | 122.22 |

În Figura 4-3, Figura 4-4 și Figura 4-5 sunt reprezentate distribuțiile tensiunilor normale maxime la nivelul punții principale, dublului fund; distribuția tensiunilor tangențiale maxime pe bordaj, pe lungimea navei, pentru fiecare înălțime a valului echivalent cvasi – static, în cazuri de hogging și sagging și respectiv tensiunile admisibile conform normelor de navale BV, 2010¹⁶⁴ (capitolul 2). Rezultatele numerice sunt centralizate în Tab.4-2. Valorile maxime ale tensiunilor normale și a tensiunilor tangențiale nu depășesc valoarea tensiunii admisibile conform normelor navale (BV, 2010¹⁶⁵).

4.1.2 Analiza numerică a rezistenței generale a navei în cazul de balast cu model 1D – grindă echivalentă

În cele ce urmează sunt prezentate rezultatele numerice obținute în urma analizei rezistenței generale a corpului navei pe modelul 1D – grindă echivalentă pentru cazul navă în balast.

În Tabelul 4-3 sunt prezentați parametrii de echilibrare a grinzii navă atât în cazul apei calme cât și în cazul valului echivalent cvasi – static, la analiza pe model 1D, în cazul de balast, cu același notații ca și în Tabelul 4-1.

Tab.4-3 Parametrii de echilibrare a grinzii navă în apă calmă și val echivalent cvasi - static la balast, model 1D

| Model | 1D - hogging – balast | | | | 1D - sagging – balast | | | | |
|-------|-----------------------|-----------|--------------|--------------|-----------------------|-----------|--------------|--------------|------------|
| | h_w [m] | T_m [m] | T_{pp} [m] | T_{pv} [m] | trim [rad] | T_m [m] | T_{pp} [m] | T_{pv} [m] | trim [rad] |
| 0.00 | 7.423 | 7.830 | 7.030 | -0.0034 | 7.423 | 7.830 | 7.030 | -0.0034 | |
| 1.00 | 7.554 | 7.995 | 7.129 | -0.0036 | 7.289 | 7.655 | 6.937 | -0.0030 | |
| 2.00 | 7.683 | 8.149 | 7.232 | -0.0038 | 7.153 | 7.473 | 6.845 | -0.0026 | |
| 3.00 | 7.808 | 8.289 | 7.342 | -0.0040 | 7.014 | 7.281 | 6.756 | -0.0022 | |
| 4.00 | 7.930 | 8.412 | 7.462 | -0.0040 | 6.872 | 7.085 | 6.668 | -0.0018 | |
| 5.00 | 8.048 | 8.514 | 7.595 | -0.0039 | 6.728 | 6.884 | 6.578 | -0.0013 | |
| 6.00 | 8.160 | 8.587 | 7.745 | -0.0035 | 6.581 | 6.677 | 6.489 | -0.0008 | |
| 7.00 | 8.268 | 8.628 | 7.916 | -0.0030 | 6.431 | 6.467 | 6.396 | -0.0003 | |
| 8.00 | 8.371 | 8.636 | 8.111 | -0.0022 | 6.277 | 6.255 | 6.298 | 0.0002 | |
| 9.00 | 8.472 | 8.617 | 8.328 | -0.0012 | 6.119 | 6.037 | 6.197 | 0.0007 | |
| 10.00 | 8.570 | 8.578 | 8.563 | -0.0001 | 5.956 | 5.816 | 6.091 | 0.0012 | |
| 10.27 | 8.597 | 8.567 | 8.626 | 0.0003 | 5.911 | 5.757 | 6.060 | 0.0013 | |
| 11.00 | 8.667 | 8.528 | 8.804 | 0.0012 | 5.788 | 5.592 | 5.976 | 0.0016 | |
| 12.00 | 8.761 | 8.466 | 9.053 | 0.0025 | 5.613 | 5.362 | 5.853 | 0.0021 | |

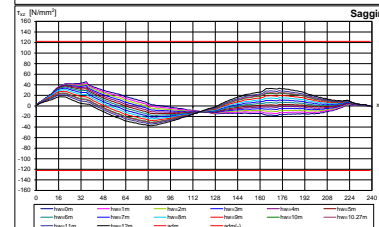
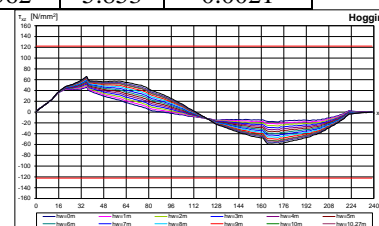
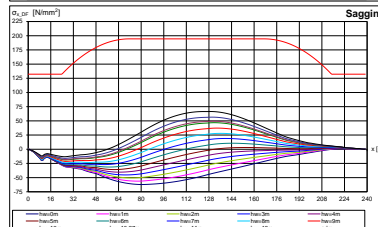
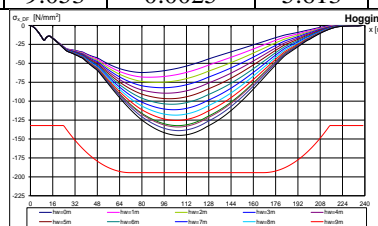
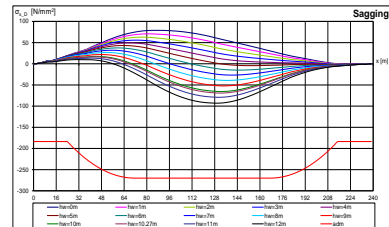
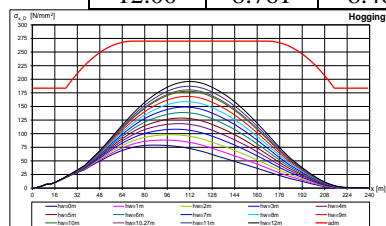


Fig.4-8 Tensiunea normală maximă $\sigma_{x,D}$ [N/mm²] puntea principală, balast, model 1D, hogging și sagging

Fig.4-9 Tensiunea normală maximă $\sigma_{x,DF}$ [N/mm²] dublu fund, balast, model 1D, hogging și sagging

Fig.4-10 Tensiunea tangențială maximă $\tau_{x,Z}$ [N/mm²] în axa neutră, balast, model 1D, hogging și sagging

În Figura 4-8, Figura 4-9 și Figura 4-10 sunt reprezentate distribuțiile tensiunilor normale maxime la nivelul punții principale, dublului fund; distribuția tensiunilor tangențiale maxime pe bordaj, pe lungimea navei, pentru fiecare înălțime a valului echivalent cvasi – static în condițiile de hogging și respectiv sagging, cu tensiunile admisibile față de limita de curgere conform societăților

¹⁶⁴ BV., "Hull girder strength", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 6.

¹⁶⁵ BV., "Hull and stability", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 4, Section 1.

de clasificare BV, 2010¹⁶⁶ (capitolul 2). Valorile maxime ale tensiunilor normale și tensiunilor tangențiale nu depășesc valoarea tensiunii admisibile conform Bureau Veritas (BV, 2010¹⁶⁷).

Tab.4-4 Tensiunile normale și tangențiale maxime, balast, model 1D

| h _w [m] | Hogging | | | Sagging | | |
|--------------------|---------------------------------------|--|--------------------------------------|---------------------------------------|--|--------------------------------------|
| | σ _{x,D} [N/mm ²] | σ _{x,DF} [N/mm ²] | τ _{xz} [N/mm ²] | σ _{x,D} [N/mm ²] | σ _{x,DF} [N/mm ²] | τ _{xz} [N/mm ²] |
| 0.00 | 78.96 | 62.14 | 45.62 | 78.96 | 62.14 | 45.62 |
| 1.00 | 88.27 | 68.37 | 47.79 | 70.75 | 70.75 | 43.34 |
| 2.00 | 98.12 | 75.13 | 49.86 | 63.00 | 63.00 | 40.92 |
| 3.00 | 108.21 | 82.22 | 51.83 | 55.79 | 55.79 | 40.04 |
| 4.00 | 118.44 | 89.47 | 53.74 | 49.20 | 49.20 | 39.05 |
| 5.00 | 128.68 | 96.76 | 55.57 | 43.22 | 43.22 | 37.75 |
| 6.00 | 138.87 | 104.06 | 57.34 | 37.49 | 37.49 | 35.99 |
| 7.00 | 148.92 | 111.30 | 59.04 | 31.98 | 31.98 | 33.69 |
| 8.00 | 158.80 | 118.45 | 60.66 | 39.27 | 39.27 | 30.87 |
| 9.00 | 168.52 | 125.49 | 62.20 | 52.25 | 52.25 | 27.92 |
| 10.00 | 177.98 | 132.31 | 63.64 | 65.57 | 65.57 | 31.18 |
| 10.27 | 180.48 | 134.12 | 64.01 | 69.21 | 69.21 | 32.06 |
| 11.00 | 187.13 | 138.93 | 64.96 | 79.18 | 79.18 | 34.42 |
| 12.00 | 195.83 | 145.23 | 66.12 | 93.03 | 93.03 | 37.65 |
| adm | 270.06 | 194.44 | 122.22 | 270.06 | 194.44 | 122.22 |

4.2 Modele 3D - CAD/FEM pentru analiza numerică a rezistenței generale și locale a corpului navei LPG 100000 m³, complet extinse pe lungimea navei

Modelele 3D – FEM, extinse pe toată lungimea navei, la analiza rezistenței generale și locale permit obținerea tensiunilor și deformațiilor din toată structura navei, inclusiv zonele de tranziție de la picuri la zona de marfă ce au în componență un sistem de osatură mixt cu concentratori suplimentari geometrice (Lehmann, 1998¹⁶⁸, Rozbicki și alții, 2001¹⁶⁹, Domnișoru, 2006a¹⁷⁰) față de modelul 3D – FEM extins doar pe lungimea zonei de marfă (Hughes, 1988¹⁷¹; Domnișoru, 2001b¹⁷²; Servis și alții, 2003¹⁷³; Nippon, 2001¹⁷⁴, 2002¹⁷⁵).

4.2.1 Modelul 3D – CAD/FEM dezvoltat cu aplicația FEMAP/NX NASTRAN

Modelul 3D – CAD/FEM este dezvoltat în conformitate cu dimensiunile principale ale navei, planul de forme, structura navei dimensionată pe un număr de 14 secțiuni caracteristice, prezentate în capitolul 3. Pentru fiecare secțiune caracteristică este generată o nouă proprietate geometrică, respectiv fiecare înveliș și element de osatură este marcat cu o culoare diferită în modelul 3D – FEM.

Discretizarea modelului 3D – FEM pe zona de marfă are o dimensiune de aproximativ 800 mm, corespunzător distanței regulamentare normale. Pentru extremitățile navei, picul pupa și prova, discretizarea FEM are o dimensiune mai mică de aproximativ de 700 mm.

În literatura de specialitate sunt definite tipuri de elemente finite distincte utilizate pentru modelarea structurală (Bathe, 1990¹⁷⁶; Năstăsescu, 1995¹⁷⁷).

Pentru dezvoltarea modelului 3D – FEM a navei LPG 100000 m³ sunt folosite trei tipuri de elemente finite și anume : elemente de tip PLATE (membrană și placă groasă tip Mindlin);

¹⁶⁶ BV., "Hull girder strength", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 6.

¹⁶⁷ BV., "Hull and stability", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 4, Section 1.

¹⁶⁸ Lehmann, E., "Guidelines for strength analyses of ship structures with the finite element method", 1998, Hamburg: Germanischer Lloyd Register.

¹⁶⁹ Rozbicki, M., Das Purnendu, K., Crow, A., "The preliminary finite element modelling of a full ship", 2001, International Shipbuilding Progress Delft 48(2), p:213-225.

¹⁷⁰ Domnișoru, L., "Structural analysis and hydroelasticity of ships", 2006a, Galati: University „Dunarea de Jos” Press.

¹⁷¹ Hughes, O.F., "Ship structural design. A rationally-based, computer-aided optimization approach", 1988, New Jersey: The Society of Naval Architects and Marine Engineering.

¹⁷² Domnișoru, L., "Metoda elementului finit în construcții navale", Editura Tehnică București, 2001b.

¹⁷³ Servis, D., Voudouris, G., Samuelides, M., Papanikolaou, A., "Finite element modelling and strength analysis of hold no.1 of bulk carriers", 2003, Marine Structures 16:601-626.

¹⁷⁴ Nippon Kaiji Kyokai (ClassNK), Guidelines for Tanker Structures, 2001.

¹⁷⁵ Nippon Kaiji Kyokai (ClassNK), Guidelines for Bulk Carrier structures, 2002.

¹⁷⁶ Bathe, K.J., "Finite Elemente Methoden", Springer Verlag, Berlin, 1990.

¹⁷⁷ Năstăsescu, V., "Metoda elementului finit", Editura Militară, București, 1995.

elemente de tip BEAM (grindă elastică 3D); elemente de tip ROD (bară cu stare uni-axială la întindere și compresiune) prezentate în Figura 4-11.

În detaliu este prezentat modelul din zona extremităților pupa, respectiv prova în Figura 4-14 și Figura 4-15, zona de marfă în Figura 4-16, suportii de sprijin pentru tancurile de marfă în Figura 4-20. Cele 4 tancuri de marfă structural independente sunt prezentate în Figura 4-21 și în detaliu este prezentat tancul de marfă 1 în Figura 4-22 ÷ Figura 4-25.

Masa tancurile de marfă (masa proprie și încărcătura) este aplicată pe suportii de sprijin ai tancurilor ca mase concentrate în noduri, deoarece acestea fac parte din categoria tancurilor structural independente, simplu rezemate pe suportii de pe dublu fund, și nu participă la rezistența generală și locală a corpului navei.

Modelul 3D – FEM extins pe toată lungimea navei utilizat pentru ulterioarele analize este prezentat în Figura 4-26, tancurile de marfă fiind îndepărtate din model.

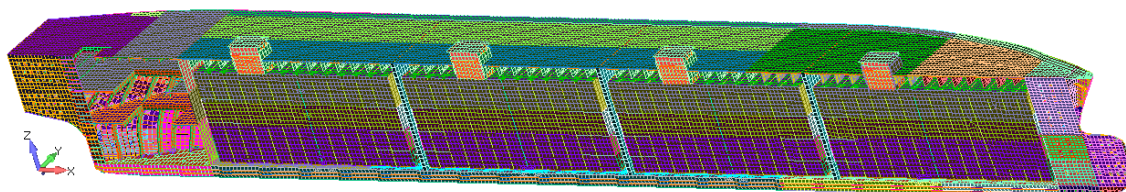


Fig.4-11 Modelul 3D – FEM extins pe toată lungimea navei

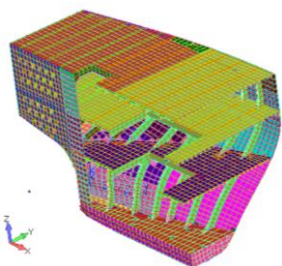


Fig.4-14 Model 3D – FEM, extremitatea pupa

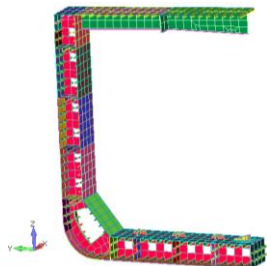


Fig.4-17 Model 3D – FEM detaliu constructiv pe zona extinsă de la 114.700 m/AP-117.900 m/AP

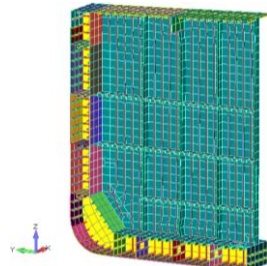


Fig.4-18 Model 3D – FEM detaliu constructiv pe zona extinsă de la 126.700 m/AP-130.700 m/AP

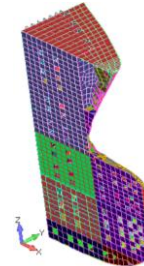


Fig.4-15 Model 3D – FEM, extremitatea prova

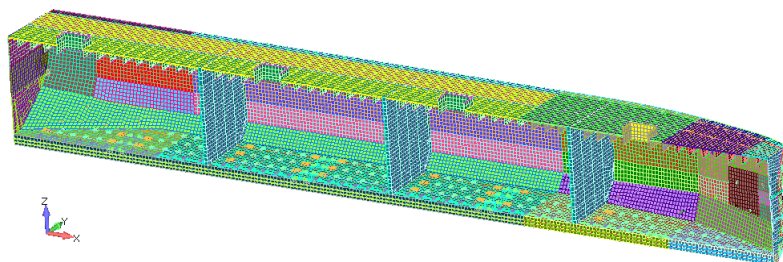


Fig.4-16 Model 3D – FEM, zona de marfă (4 magazii)

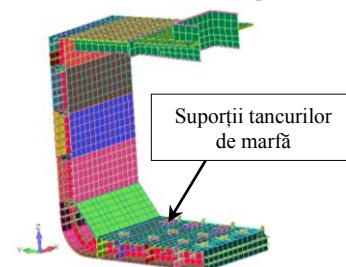


Fig.4-19 Model 3D – FEM, detaliu constructiv pe zona extinsă de la 140.300m/AP - 150.700m/AP

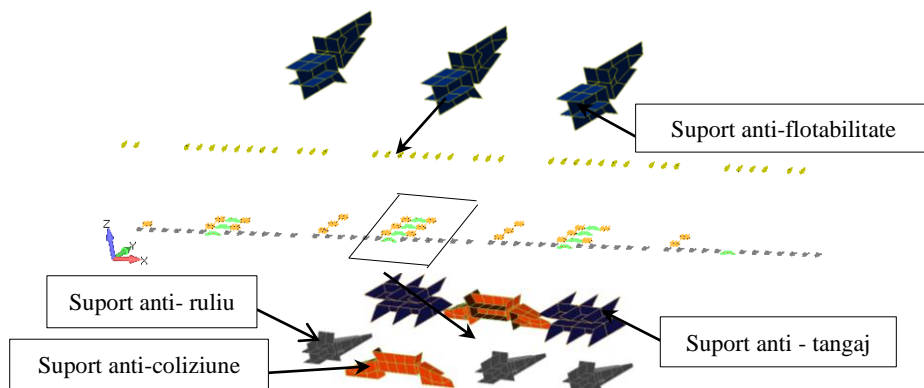


Fig.4-20 Model 3D – FEM– Suportii de sprijin pentru tancurile de marfă cu elemente PLATE triunghiulare și cuadractice geometrice

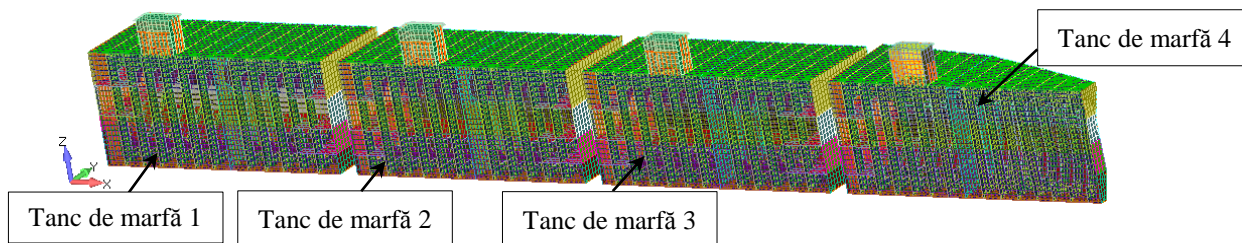


Fig.4-21 Model 3D – FEM – Tancurile de marfă structural independente

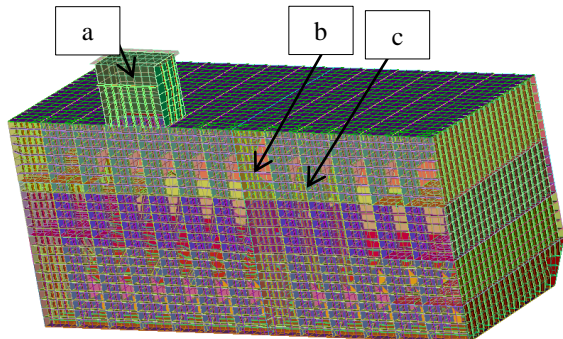


Fig.4-22 Model 3D – FEM pentru tancul de marfă 1

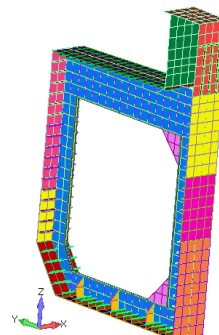


Fig.4-23 Model 3D – FEM pentru tancul de marfă 1, detaliu constructiv „a”

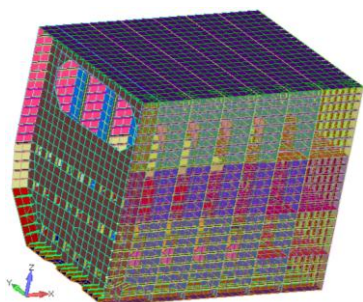


Fig.4-24 Model 3D – FEM pentru tancul de marfă 1, detaliu constructiv „b”

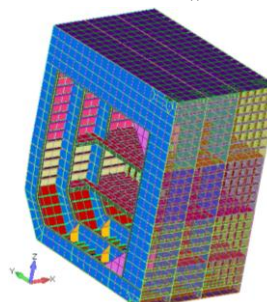


Fig.4-25 Model 3D – FEM pentru tancul de marfă 1, detaliu constructiv „c”

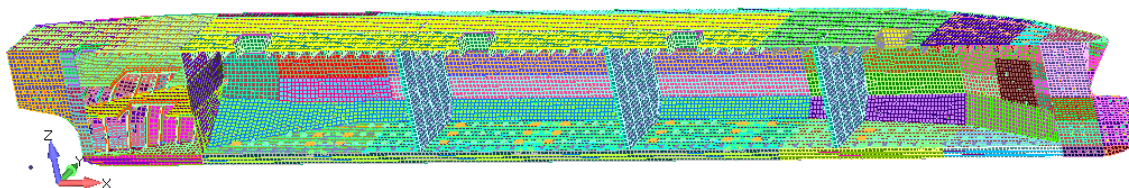


Fig.4-26 Modelul 3D – FEM extins pe toată lungimea navei, utilizat în studiu

4.2.2 Importul modelului 3D – FEM în aplicația SolidWorks Cosmos/M

În programul SolidWorks Cosmos/M¹⁷⁸ am dezvoltat proceduri utilizator proprii, tip GEO macro – command files, pentru procesarea și analiza modelelor 3D – FEM prezentate în Anexa 2.2 (teză de doctorat), după cum urmează:

- pre – procesare, introducerea maselor concentrate (elemente de tip MASS) și citirea distribuției de mase din modelul FEM, procedurile **MASS_C**, **MASS_L**, **GET_MASS** prezentate în Anexa 2.2 (teză de doctorat) și **GET POINTS** prezentată în Anexa 2.1 (teză de doctorat);
- procesul de echilibrare în plan vertical folosind modulul DTAR – Cosmos/M¹⁷⁸, ca solver cu procedura **PRESS_L** (Anexa 2.3 – teză de doctorat);
- post – procesare, pentru extragerea și prelucrarea tensiunilor din modelul structural al navei, aplicațiile **H_stress**, **B_stress** (Anexa 2.4 – teză de doctorat).

¹⁷⁸ SWC, SolidWorks Cosmos/M, pre – post precessing finite element based program, Structural Research and Analysis Corporation, 2007-2008, <http://solidworks-2010-sp0.software.informer.com/18.0/>

În consecință, deoarece procedurile utilizator de pre – post procesare și analiză sunt implementate, în programul SolidWorks Cosmos/M, 2007¹⁷⁹, pentru studiu am importat modelul 3D – FEM al navei LPG 100000 m³ dezvoltat inițial în Femap/NX NASTRAN, 2007¹⁸⁰.

Pentru obținerea unui import al modelului 3D – FEM complet, astfel încât să se respecte proprietățile geometrice și de material, topologia elementelor finite (PLATE, BEAM) este necesar să se parcurgă următoarele etape:

a) se exportă din programul Femap/NX NASTRAN, 2007¹⁸⁰ elementul grup EGROUP curent, conținând entitățile: noduri, elemente, proprietăți geometrice și de material, într-un fișier neutral cu extensia „.neu” și apoi este transferat în format Nastran cu extensia „.dat”;

b) se importă în programul SolidWorks Cosmos/M, 2007¹⁷⁹ fișierul în format Nastran, folosind aplicația nas2cos (SolidWorks Cosmos/M, 2007¹⁸⁰), rezultând un fișier tip „.geo”, ce trebuie rafinat de unele erori apărute în timpul conversiei;

c) se procedează independent pentru toate cele 352 de grupuri de elemente ale modelului 3D – FEM, asamblate ulterior în programul SolidWorks Cosmos/M, 2007¹⁷⁹; modelul este ilustrat în Figura 4-31;

d) modelul 3D – FEM rezultat în urma importului este supus la teste suplimentare de consistență, după ce sunt aplicate condițiile de margine ale modelului global (din capitolul 2). Testele includ analize la vibrații libere (doar cu masele distribuite ale corpului de oțel și opțiunea de deplasare a valorilor proprii activată) și analiza la pierderea stabilității structurale.

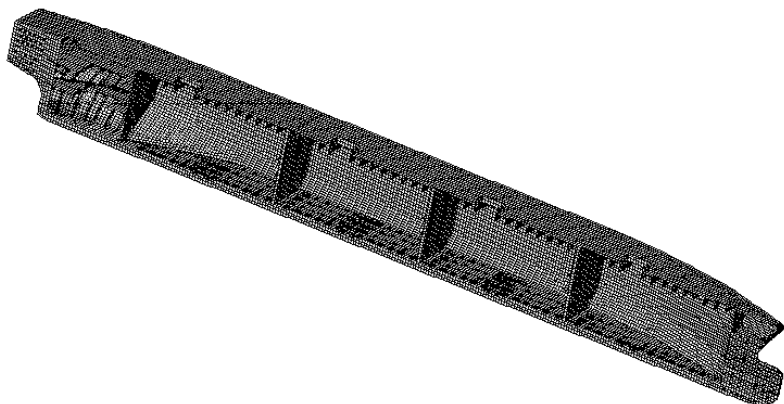


Fig.4-31 Model 3D – FEM pe toată lungimea navei – SolidWorks COSMOS/M, 2007¹⁷⁹

La verificarea consistenței modelului 3D – FEM, identificarea de moduri proprii de vibrație locală cu frecvențe foarte mici (sub 0.001 Hz) sau factori de voalare negativi sau subunitari, atunci sunt puse în evidență zonele structurale cu desprinderi, ce sunt remediate inclusiv prin introducerea unor elemente de rigiditate locale suplimentare.

4.2.3 Modelarea condițiilor de margine și a distribuției de mase pentru modelul 3D – FEM în cazurile de plină încărcare și balast

Condițiile de margine ale modelului 3D – FEM sunt conform procedurii prezentate în capitolul 2 astfel: cea de simetrie în nodurile din planul diametral și condiții de rezemare la cele două noduri din extremitățile modelului ($ND_{pp} = 45016$, $ND_{pv} = 31767$).

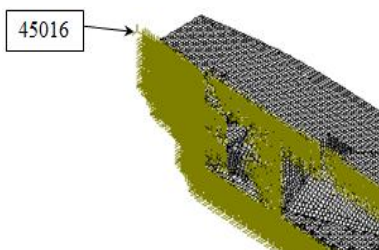


Fig.4-33 Model 3D – FEM, condiții de margine, detaliu A, pupa

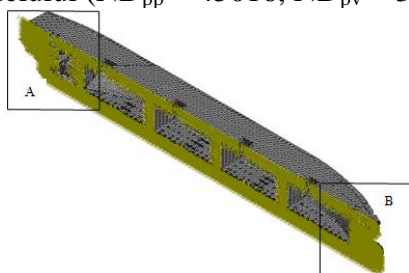


Fig.4-32 Model 3D – FEM, condiții de margine, model extins pe toată lungimea navei

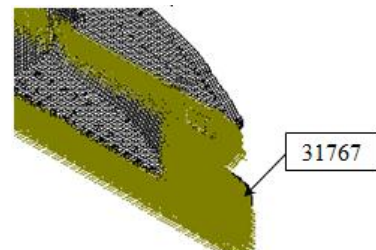


Fig.4-34 Model 3D – FEM, condiții de margine, detaliu B, prova

¹⁷⁹ SWC, SolidWorks Cosmos/M, pre – post processing finite element based program, Structural Research and Analysis Corporation, 2007-2008, <http://solidworks-2010-sp0.software.informer.com/18.0/>

¹⁸⁰ FEMAP/NX NASTRAN 9.3.1/v5.1, 2007, pre – post processing finite element based program, http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/velocity/femap/.

Distribuția maselor modelului 3D – FEM pentru nava de tip LPG 100000 m³ este prezentată în detaliu în subcapitolul 3.7, pentru ambele cazuri de încărcare, în Figura 3-29 și Figura 3-33.

4.3 Analiza numerică a rezistenței corpului navei LPG 100000 m³ în cazul de plină încărcare cu modelul 3D – FEM complet extins pe lungimea navei

În Tabelul 4-9 sunt prezentați parametrii de echilibrare a grinzii navă atât în cazul apei calme cât și în cazul valului echivalent cvasi – static de întâlnire pe model 3D – FEM, cu notațiile analog modelului 1D.

Tab.4-9 Parametrii de echilibrare în apă calmă și val echivalent cvasi - static la plină încărcare, model 3D – FEM

| Model | 3D - FEM - hogging | | | | 3D - FEM - sagging | | | | |
|-------|--------------------|-----------|--------------|--------------|--------------------|-----------|--------------|--------------|------------|
| | h_w [m] | T_m [m] | T_{pp} [m] | T_{pv} [m] | trim [rad] | T_m [m] | T_{pp} [m] | T_{pv} [m] | trim [rad] |
| 0.00 | 11.368 | 12.501 | 10.164 | -0.0098 | 11.368 | 12.501 | 10.164 | -0.0098 | |
| 1.00 | 11.259 | 12.419 | 10.024 | -0.0100 | 11.470 | 12.528 | 10.341 | -0.0092 | |
| 2.00 | 11.566 | 12.520 | 10.543 | -0.0083 | 11.145 | 12.358 | 9.870 | -0.0104 | |
| 3.00 | 11.656 | 12.474 | 10.775 | -0.0071 | 11.027 | 12.254 | 9.742 | -0.0105 | |
| 4.00 | 11.741 | 12.387 | 11.043 | -0.0056 | 10.906 | 12.139 | 9.621 | -0.0105 | |
| 5.00 | 11.821 | 12.273 | 11.332 | -0.0039 | 10.782 | 12.012 | 9.506 | -0.0105 | |
| 6.00 | 11.899 | 12.145 | 11.631 | -0.0022 | 10.656 | 11.877 | 9.394 | -0.0104 | |
| 7.00 | 11.973 | 12.007 | 11.936 | -0.0003 | 10.550 | 11.860 | 9.202 | -0.0111 | |
| 8.00 | 12.045 | 11.865 | 12.243 | 0.0016 | 10.396 | 11.583 | 9.179 | -0.0101 | |
| 9.00 | 12.116 | 11.722 | 12.549 | 0.0035 | 10.263 | 11.430 | 9.072 | -0.0099 | |
| 10.00 | 12.184 | 11.580 | 12.851 | 0.0053 | 10.128 | 11.272 | 8.964 | -0.0097 | |
| 10.27 | 12.203 | 11.542 | 11.932 | 0.0058 | 10.091 | 11.228 | 8.935 | -0.0091 | |
| 11.00 | 12.252 | 11.442 | 13.147 | 0.0071 | 9.990 | 11.110 | 8.855 | -0.0094 | |
| 12.00 | 12.318 | 11.318 | 13.434 | 0.0089 | 9.851 | 10.949 | 8.741 | -0.0095 | |

În Figura 4-35, Figura 4-36, Figura 4-37, Figura 4-38 și Figura 4-39 sunt reprezentate distribuțiile tensiunilor normale maxime la nivelul punții principale, dublului fund; distribuția tensiunilor tangențiale maxime pe bordaj, distribuțiile tensiunilor echivalente von Mises maxime la nivelul punții principale și dublului fund pe lungimea navei pentru fiecare înălțime a valului echivalent cvasi – static în condițiile de hogging și sagging, precum limita tensiunilor admisibile conform normelor de registru BV, 2010¹⁸¹.

Valorile maxime ale tensiunilor normale și tensiunilor echivalente von Mises la nivelul punții principale depășesc valoarea tensiunii admisibile în zonele dome-urilor (Figura 4-35, Figura 4-38 hogging). Aceste zone vor fi supuse la analize locale suplimentare și la analiza la oboseală, constructiv necesitând întărituri locale și/sau selecția unui oțel de înaltă calitate AH36 – AH40 (limită de curgere $R_{eH} = 355 \text{ N/mm}^2 - 390 \text{ N/mm}^2$).

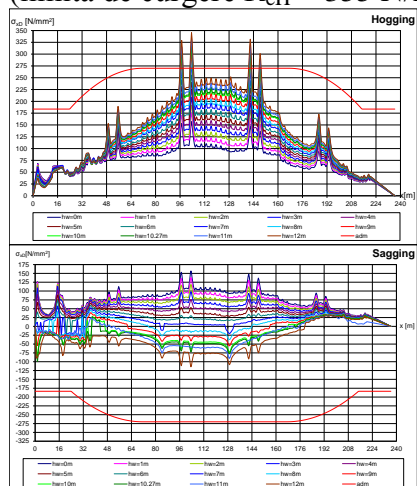


Fig.4-35 Tensiunea normală maximă σ_{x_D} [N/mm²] în punte, 3D – FEM, plină încărcare

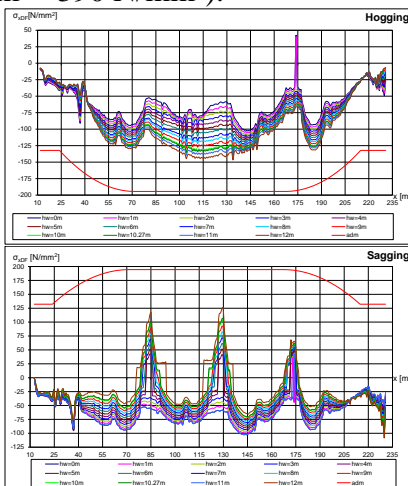


Fig.4-36 Tensiunea normală maximă $\sigma_{x_{DF}}$ [N/mm²] în dublu fund, 3D – FEM, plină încărcare

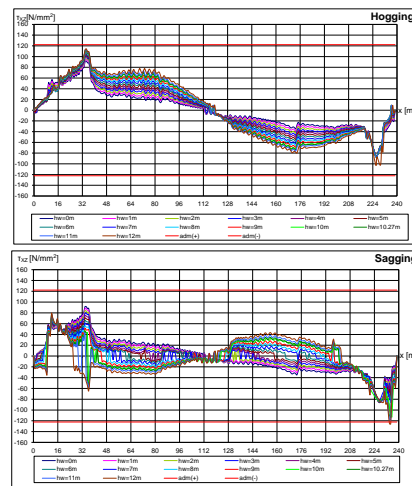


Fig.4-37 Tensiunea tangențială maximă τ_{xz} [N/mm²] în axa neutră, 3D – FEM, plină încărcare

¹⁸¹ BV., "Hull and stability", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 4, Section 1.

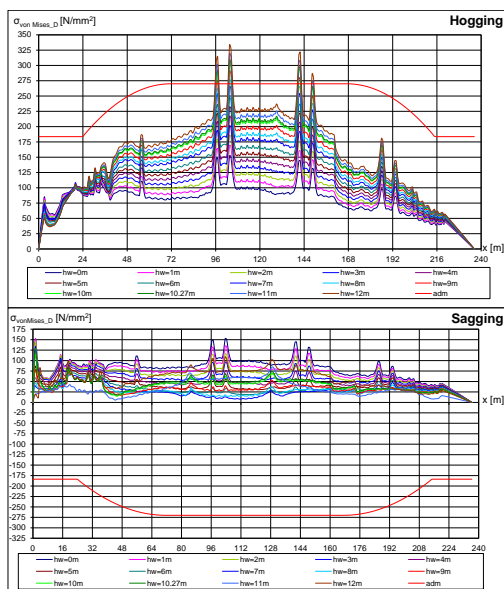


Fig.4-38 Tensiunea echiv. von Mises maximă $\sigma_{\text{vonMises}_D}$ [N/mm²] în punte, 3D – FEM, plină încărcare

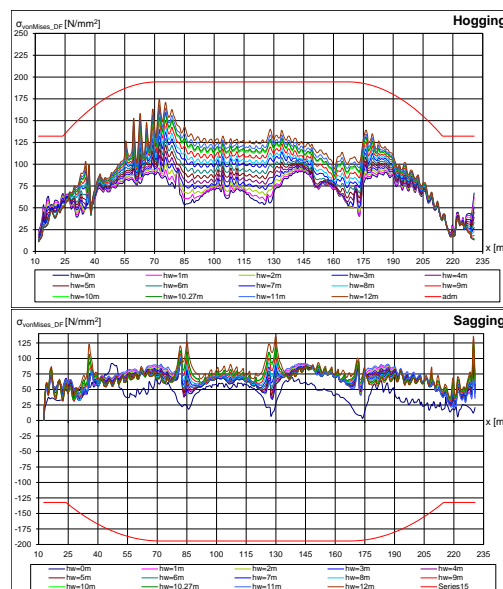


Fig.4-39 Tensiunea echiv. von Mises maximă $\sigma_{\text{vonMises}_{DF}}$ [N/mm²] pe dublu fund, 3D – FEM, plină încărcare

4.4 Analiza numerică a rezistenței corpului navei LPG 100000 m³ în cazul de balast cu modelul 3D – FEM complet extins pe lungimea navei

În Tabelul 4-10 sunt prezentați parametrii de echilibrare a grinzii navă atât în cazul apei calme cât și în cazul valului echivalent cvasi – static de întâlnire. Parametrii din Tabelul 4-10 au aceeași semnificație ca în cazul modelului 1D.

În Figura 4-54, Figura 4-55, Figura 4-56, Figura 4-57 și Figura 4-58 sunt reprezentate distribuțiile tensiunilor normale maxime la nivelul punții principale, dublului fund; distribuția tensiunilor tangențiale maxime pe bordaj, distribuțiile tensiunilor echivalente von Mises maxime la nivelul punții principale și dublului fund pe lungimea navei, pentru fiecare înălțime a valului echivalent cvasi – static, în condițiile de hogging și sagging, precum și limita tensiunilor admisibile conform normelor de registru BV, 2010¹⁸².

Tab.4-10 Parametrii de echilibrare în apă calmă și val echivalent cvasi - static la balast, model 3D – FEM

| Model | 3D - FEM - hogging | | | | 3D - FEM - sagging | | | | |
|-------|--------------------|-----------|--------------|--------------|--------------------|-----------|--------------|--------------|------------|
| | h_w [m] | T_m [m] | T_{pp} [m] | T_{pv} [m] | trim [rad] | T_m [m] | T_{pp} [m] | T_{pv} [m] | trim [rad] |
| 0.00 | 7.425 | 7.772 | 7.088 | -0.0029 | 7.425 | 7.772 | 7.088 | -0.0029 | |
| 1.00 | 7.557 | 7.946 | 7.179 | -0.0032 | 7.300 | 7.653 | 6.958 | -0.0029 | |
| 2.00 | 7.688 | 8.111 | 7.275 | -0.0035 | 7.153 | 7.401 | 6.912 | -0.0020 | |
| 3.00 | 7.815 | 8.264 | 7.377 | -0.0037 | 7.013 | 7.207 | 6.826 | -0.0016 | |
| 4.00 | 7.950 | 8.470 | 7.442 | -0.0043 | 6.871 | 7.008 | 6.740 | -0.0011 | |
| 5.00 | 8.060 | 8.520 | 7.609 | -0.0038 | 6.727 | 6.804 | 6.653 | -0.0006 | |
| 6.00 | 8.175 | 8.611 | 7.748 | -0.0036 | 6.580 | 6.596 | 6.564 | -0.0001 | |
| 7.00 | 8.285 | 8.285 | 7.915 | -0.0031 | 6.429 | 6.384 | 6.473 | 0.0004 | |
| 8.00 | 8.387 | 8.660 | 8.118 | -0.0023 | 6.276 | 6.167 | 6.379 | 0.0009 | |
| 9.00 | 8.482 | 8.596 | 8.370 | -0.0009 | 6.117 | 5.945 | 6.282 | 0.0014 | |
| 10.00 | 8.572 | 8.481 | 8.661 | 0.0008 | 5.955 | 5.718 | 6.181 | 0.0019 | |
| 10.27 | 8.595 | 8.444 | 8.744 | 0.0013 | 5.910 | 5.656 | 6.152 | 0.0021 | |
| 11.00 | 8.657 | 8.333 | 8.976 | 0.0027 | 5.786 | 5.485 | 6.074 | 0.0025 | |
| 12.00 | 8.737 | 8.160 | 9.308 | 0.0048 | 5.610 | 5.242 | 5.961 | 0.0030 | |

¹⁸² BV., "Hull and stability", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 4, Section 1.

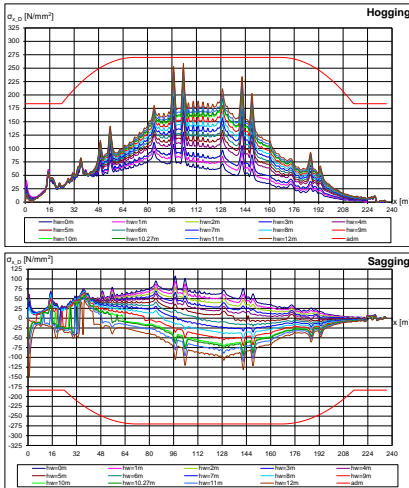


Fig.4-54 Tensiunea normală maximă $\sigma_{x,D}$ [N/mm²] în punte, 3D – FEM, balast

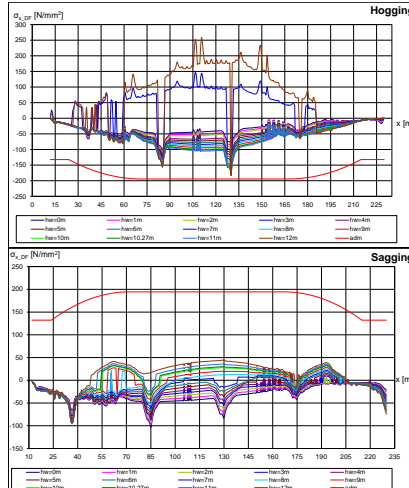


Fig.4-55 Tensiunea normală maximă $\sigma_{x,DF}$ [N/mm²] în dublu fund, 3D – FEM, balast

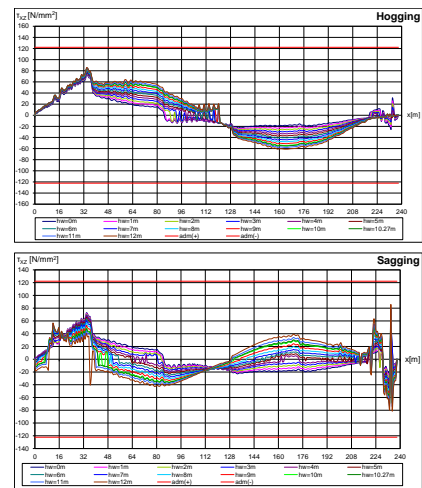


Fig.4-56 Tensiunea tangențială maximă τ_{xz} [N/mm²] în axa neutră, 3D – FEM, balast

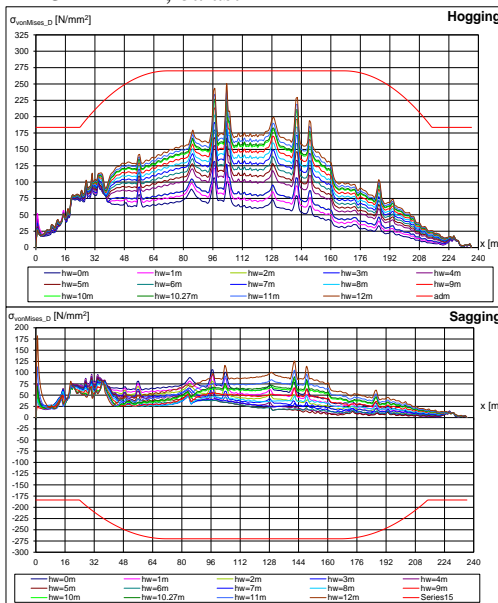


Fig.4-57 Tensiunea echiv. von Mises maximă $\sigma_{vonMises,D}$ [N/mm²] în punte, 3D – FEM, balast

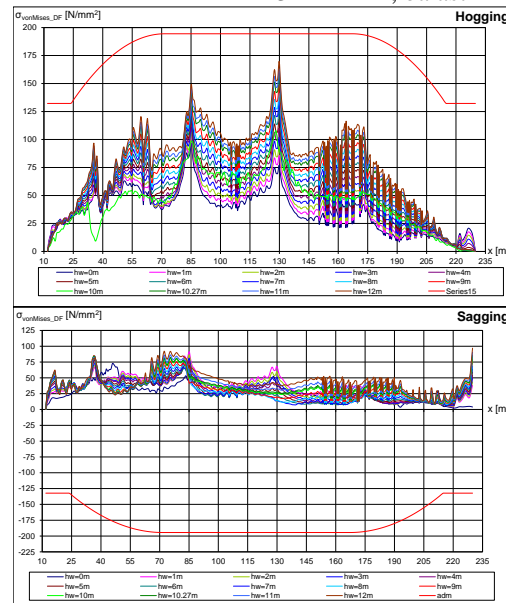


Fig.4-58 Tensiunea echiv. von Mises maximă $\sigma_{vonMises,DF}$ [N/mm²] pe dublu fund, 3D – FEM, balast

4.5 Verificarea criteriului de rezistență generală și locală în raport cu limita de curgere a materialului în cele două cazuri de încărcare, pentru modele 1D/3D - FEM

Rezultatele numerice privind tensiunile maxime la rezistența corpului navei în valuri cvasi-stactice de întâlnire pentru verificarea criteriului de stare limită în raport cu limita de curgere pentru fiecare tip de material (oțel A și oțel AH36) sunt centralizate în subcapitolul 4.1 pentru modelul 1D – grindă echivalentă, respectiv în subcapitolele 4.3 și 4.4 pentru modelul 3D – FEM, pentru ambele cazuri de încărcare, în condiții de hogging și sagging.

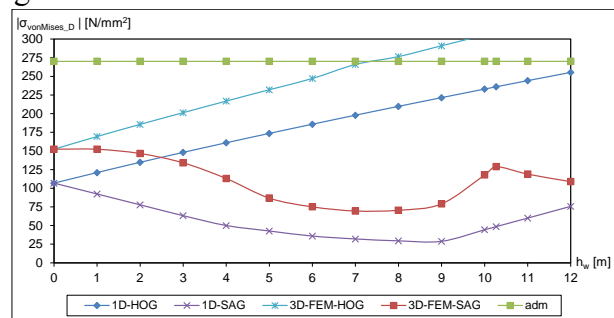
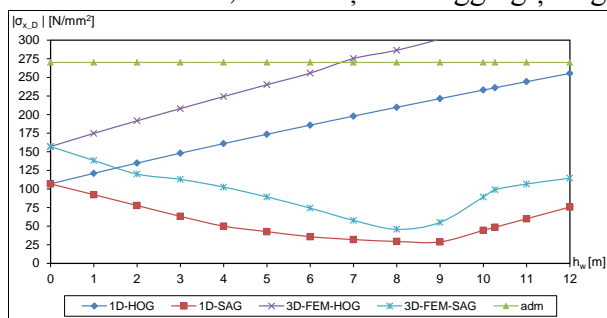


Fig.4-73 Tensiunile maxime normale și echiv. von Mises la nivelul punții, modele 1D și 3D – FEM, (FL)

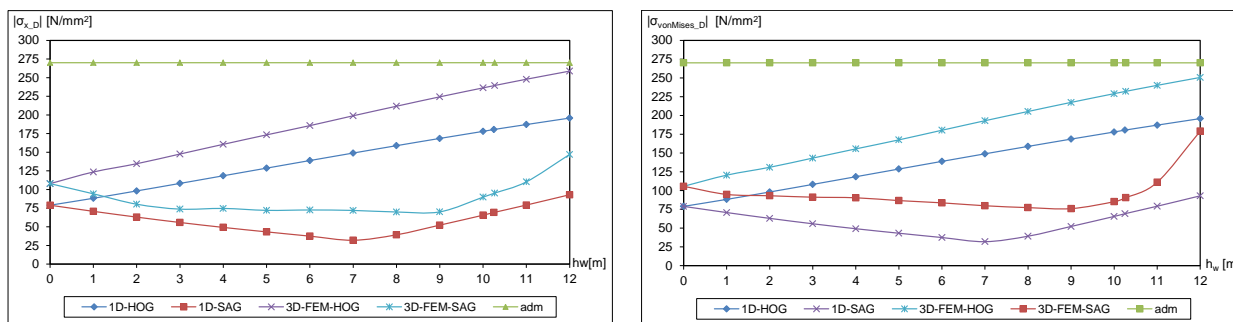


Fig.4-74 Tensiunile maxime normale și echiv. von Mises la nivelul punții, modele 1D și 3D – FEM, balast (BL)

Tab.4-11 Tensiunile maxime în punte la plină încărcare (FL), 1D/3D – FEM, hogging și sagging

| h _w [m] | Hogging | | | | | | Sagging | | | | | |
|------------------------|---------------------------------------|---------------|-------------|--|---------------|-------------|---------------------------------------|--------------|-------------|--|---------------|-------------|
| | σ _{x,D} [N/mm ²] | | | σ _{vonMises,D} [N/mm ²] | | | σ _{x,D} [N/mm ²] | | | σ _{vonMises,D} [N/mm ²] | | |
| | 1D | 3D -FEM | 3D /1D | 1D | 3D -FEM | 3D /1D | 1D | 3D -FEM | 3D /1D | 1D | 3D -FEM | 3D /1D |
| 0.00 | 106.81 | 157.00 | 1.47 | 106.81 | 152.30 | 1.43 | 106.81 | 157.00 | 1.47 | 106.81 | 152.30 | 1.43 |
| 1.00 | 121.00 | 174.70 | 1.44 | 121.00 | 169.30 | 1.40 | 92.29 | 138.30 | 1.50 | 92.29 | 152.20 | 1.65 |
| 2.00 | 134.73 | 191.60 | 1.42 | 134.73 | 185.60 | 1.38 | 77.73 | 120.00 | 1.54 | 77.73 | 146.50 | 1.88 |
| 3.00 | 148.04 | 208.00 | 1.41 | 148.04 | 201.30 | 1.36 | 63.19 | 112.90 | 1.79 | 63.19 | 134.00 | 2.12 |
| 4.00 | 160.94 | 224.20 | 1.39 | 160.94 | 216.80 | 1.35 | 50.00 | 102.50 | 2.05 | 50.00 | 113.00 | 2.26 |
| 5.00 | 173.50 | 240.10 | 1.38 | 173.50 | 232.10 | 1.34 | 42.66 | 89.28 | 2.09 | 42.66 | 86.70 | 2.03 |
| 6.00 | 185.82 | 255.70 | 1.38 | 185.82 | 247.10 | 1.33 | 35.82 | 74.22 | 2.07 | 35.82 | 75.00 | 2.09 |
| 7.00 | 197.91 | 275.30 | 1.39 | 197.91 | 265.90 | 1.34 | 31.99 | 57.77 | 1.81 | 31.99 | 69.45 | 2.17 |
| 8.00 | 209.78 | 286.40 | 1.37 | 209.78 | 276.50 | 1.32 | 29.43 | 45.73 | 1.55 | 29.43 | 70.44 | 2.39 |
| 9.00 | 221.45 | 301.40 | 1.36 | 221.45 | 291.00 | 1.31 | 28.81 | 55.07 | 1.91 | 28.81 | 78.99 | 2.74 |
| 10.00 | 232.94 | 316.30 | 1.36 | 232.94 | 305.30 | 1.31 | 44.32 | 89.17 | 2.01 | 44.32 | 117.80 | 2.66 |
| 10.27 | 236.01 | 320.30 | 1.36 | 236.01 | 309.10 | 1.31 | 48.54 | 98.83 | 2.04 | 48.54 | 128.90 | 2.66 |
| 11.00 | 244.23 | 330.90 | 1.35 | 244.23 | 321.20 | 1.32 | 59.96 | 106.67 | 1.78 | 59.96 | 118.85 | 1.98 |
| 12.00 | 255.31 | 345.40 | 1.35 | 255.31 | 333.30 | 1.31 | 75.71 | 114.50 | 1.51 | 75.71 | 108.80 | 1.44 |
| adm | 270.06 | 270.06 | | 270.06 | 270.06 | | 270.06 | 270.06 | | 270.06 | 270.06 | |
| max _{BV} /adm | 0.87 | 1.19 | | 0.87 | 1.14 | | 0.18 | 0.37 | | 0.18 | 0.48 | |

Tab.4-12 Tensiunile maxime în punte la balast, hogging și sagging, 1D/3D – FEM

| h _w [m] | Hogging | | | | | | Sagging | | | | | |
|------------------------|---------------------------------------|---------------|-------------|--|---------------|-------------|---------------------------------------|--------------|-------------|--|--------------|-------------|
| | σ _{x,D} [N/mm ²] | | | σ _{vonMises,D} [N/mm ²] | | | σ _{x,D} [N/mm ²] | | | σ _{vonMises,D} [N/mm ²] | | |
| | 1D | 3D -FEM | 3D /1D | 1D | 3D -FEM | 3D /1D | 1D | 3D -FEM | 3D /1D | 1D | 3D -FEM | 3D /1D |
| 0.00 | 78.96 | 107.90 | 1.37 | 78.96 | 105.70 | 1.34 | 78.96 | 107.90 | 1.37 | 78.96 | 105.70 | 1.34 |
| 1.00 | 88.27 | 123.50 | 1.40 | 88.27 | 120.50 | 1.37 | 70.75 | 94.23 | 1.33 | 70.75 | 94.91 | 1.34 |
| 2.00 | 98.12 | 134.60 | 1.37 | 98.12 | 131.00 | 1.34 | 63.00 | 80.31 | 1.27 | 63.00 | 93.12 | 1.48 |
| 3.00 | 108.21 | 147.60 | 1.36 | 108.21 | 143.25 | 1.32 | 55.79 | 73.71 | 1.32 | 55.79 | 91.20 | 1.63 |
| 4.00 | 118.44 | 160.60 | 1.36 | 118.44 | 155.50 | 1.31 | 49.20 | 74.65 | 1.52 | 49.20 | 90.41 | 1.84 |
| 5.00 | 128.68 | 173.30 | 1.35 | 128.68 | 167.50 | 1.30 | 43.22 | 72.07 | 1.67 | 43.22 | 86.65 | 2.00 |
| 6.00 | 138.87 | 185.70 | 1.34 | 138.87 | 180.30 | 1.30 | 37.49 | 72.57 | 1.94 | 37.49 | 83.66 | 2.23 |
| 7.00 | 148.92 | 198.90 | 1.34 | 148.92 | 193.00 | 1.30 | 31.98 | 71.97 | 2.25 | 31.98 | 79.79 | 2.49 |
| 8.00 | 158.80 | 211.70 | 1.33 | 158.80 | 205.30 | 1.29 | 39.27 | 69.88 | 1.78 | 39.27 | 77.31 | 1.97 |
| 9.00 | 168.52 | 224.30 | 1.33 | 168.52 | 217.40 | 1.29 | 52.25 | 70.02 | 1.34 | 52.25 | 75.98 | 1.45 |
| 10.00 | 177.98 | 236.30 | 1.33 | 177.98 | 229.00 | 1.29 | 65.57 | 89.80 | 1.37 | 65.57 | 85.21 | 1.30 |
| 10.27 | 180.48 | 239.50 | 1.33 | 180.48 | 232.10 | 1.29 | 69.21 | 95.27 | 1.38 | 69.21 | 90.48 | 1.31 |
| 11.00 | 187.13 | 247.90 | 1.32 | 187.13 | 240.10 | 1.28 | 79.18 | 110.30 | 1.39 | 79.18 | 111.00 | 1.40 |
| 12.00 | 195.83 | 258.80 | 1.32 | 195.83 | 250.60 | 1.28 | 93.03 | 147.10 | 1.58 | 93.03 | 179.10 | 1.93 |
| adm | 270.06 | 270.06 | | 270.06 | 270.06 | | 270.06 | 270.06 | | 270.06 | 270.06 | |
| max _{BV} /adm | 0.67 | 0.89 | | 0.67 | 0.86 | | 0.26 | 0.35 | | 0.26 | 0.34 | |

În Figura 4-73 și Figura 4-74 sunt prezentate variațiile tensiunilor maxime normale $\sigma_{x,D}$ [N/mm²] și variațiile tensiunilor maxime echivalente von Mises $\sigma_{vonMises,D}$ [N/mm²] la nivelul punții, funcție de înălțimea valului echivalent cvasi-static, și sunt comparate cu tensiunea admisibilă a oțelului AH36 ($\sigma_{adm} = 270.06$ N/mm²). Rezultatele tensiunilor maxime în punte sunt prezentate în Tabelul 4-11 și Tabelul 4-12.

Tab.4-13 Tensiunile maxime în dublu fund la plină încărcare, hogging și sagging, 1D/3D FEM

| h _w [m] | Hogging | | | | | | Sagging | | | | | |
|------------------------|--|---------------|-------------|---|---------------|-------------|--|---------------|-------------|---|---------------|-------------|
| | σ _{x_DF} [N/mm ²] | | | σ _{vonMises_DF} [N/mm ²] | | | σ _{x_DF} [N/mm ²] | | | σ _{vonMises_DF} [N/mm ²] | | |
| | 1D | 3D -FEM | 1D /3D | 1D | 3D -FEM | 1D /3D | 1D | 3D -FEM | 1D /3D | 1D | 3D -FEM | 1D /3D |
| 0.00 | 79.05 | 102.80 | 1.30 | 79.05 | 92.32 | 1.17 | 79.05 | 102.80 | 1.30 | 79.05 | 92.32 | 1.16 |
| 1.00 | 89.48 | 105.60 | 1.18 | 89.48 | 95.36 | 1.07 | 68.30 | 99.82 | 1.46 | 68.30 | 90.76 | 1.33 |
| 2.00 | 99.53 | 108.30 | 1.09 | 99.53 | 102.80 | 1.03 | 57.35 | 96.84 | 1.69 | 57.35 | 90.15 | 1.57 |
| 3.00 | 109.21 | 111.00 | 1.02 | 109.21 | 110.10 | 1.01 | 46.51 | 94.23 | 2.03 | 46.51 | 91.10 | 1.96 |
| 4.00 | 118.56 | 113.60 | 0.96 | 118.56 | 117.40 | 0.99 | 36.81 | 93.64 | 2.54 | 36.81 | 92.59 | 2.52 |
| 5.00 | 127.65 | 116.40 | 0.91 | 127.65 | 124.70 | 0.98 | 29.91 | 92.36 | 3.09 | 29.91 | 94.60 | 3.16 |
| 6.00 | 136.53 | 119.20 | 0.87 | 136.53 | 132.00 | 0.97 | 25.90 | 90.68 | 3.50 | 25.90 | 99.36 | 3.84 |
| 7.00 | 145.26 | 122.90 | 0.85 | 145.26 | 139.90 | 0.96 | 24.58 | 88.72 | 3.61 | 24.58 | 105.60 | 4.30 |
| 8.00 | 153.84 | 124.70 | 0.81 | 153.84 | 146.50 | 0.95 | 23.30 | 87.59 | 3.76 | 23.30 | 111.90 | 4.80 |
| 9.00 | 162.30 | 129.00 | 0.79 | 162.30 | 153.70 | 0.95 | 22.40 | 92.85 | 4.14 | 22.40 | 118.10 | 5.27 |
| 10.00 | 170.66 | 134.90 | 0.79 | 170.66 | 160.90 | 0.94 | 32.80 | 103.30 | 3.15 | 32.80 | 124.20 | 3.79 |
| 10.27 | 172.89 | 136.50 | 0.79 | 172.89 | 162.80 | 0.94 | 35.92 | 106.40 | 2.96 | 35.92 | 125.80 | 3.50 |
| 11.00 | 178.87 | 141.60 | 0.79 | 178.87 | 168.95 | 0.94 | 44.37 | 116.30 | 2.62 | 44.37 | 130.95 | 2.95 |
| 12.00 | 186.93 | 146.70 | 0.78 | 186.93 | 175.10 | 0.94 | 56.02 | 126.20 | 2.25 | 56.02 | 136.10 | 2.43 |
| adm | 194.44 | 194.44 | | 194.44 | 194.44 | | 194.44 | 194.44 | | 194.44 | 194.44 | |
| max _{BV} /adm | 0.89 | 0.70 | | 0.89 | 0.84 | | 0.18 | 0.55 | | 0.18 | 0.65 | |

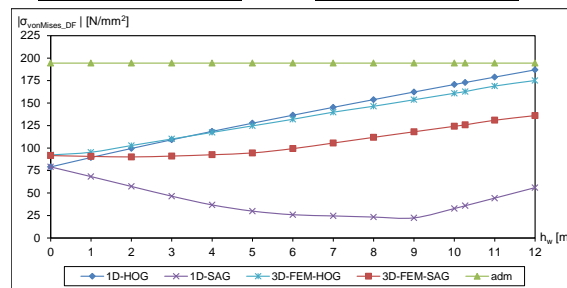
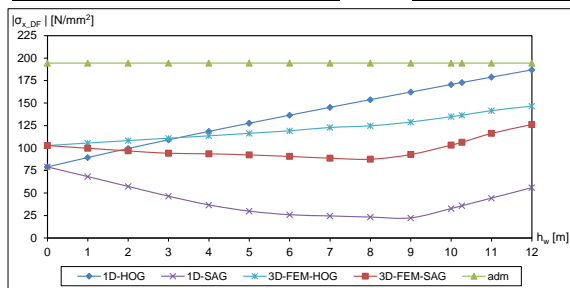


Fig.4-75 Tensiunile maxime normale și echiv. von Mises – dublului fund, modele 1D și 3D – FEM, plină încărcare (FL)

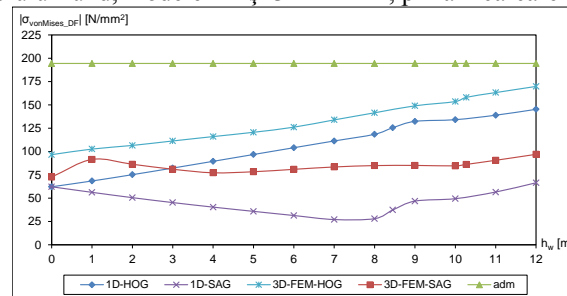
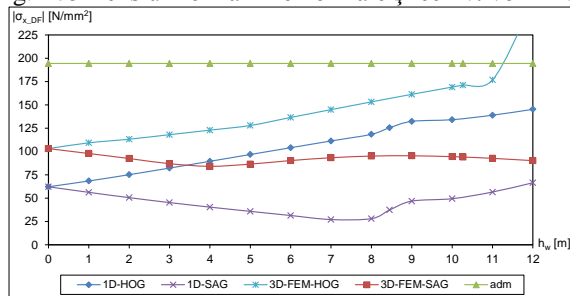
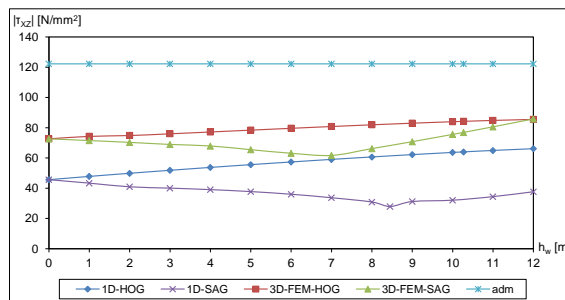
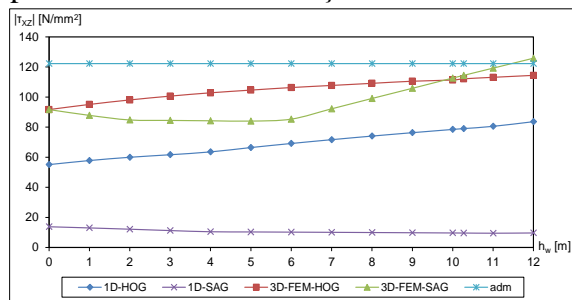


Fig.4-76 Tensiunile maxime normale și echiv. von Mises – dublului fund, modele 1D și 3D – FEM, balast (NB)

În Figura 4-75 și Figura 4-76 sunt prezentate grafic variațiile tensiunilor maxime normale σ_{x_DF} [N/mm²] și variațiile tensiunilor maxime echivalente von Mises $\sigma_{vonMises_DF}$ [N/mm²] în dublu fund, funcție de înălțimea valului echivalent cvasi – static, și sunt comparate cu tensiunea admisibilă a oțelului de tip A ($\sigma_{adm} = 194.44$ N/mm²). Rezultatele tensiunilor maxime în dublu fund sunt prezentate Tabelul 4-13 și Tabelul 4-14.



Plină încărcare

Balast

Fig.4-77 Tensiunile maxime tangențiale, modele 1D și 3D – FEM

Tab.4-14 Tensiunile maxime în dublu fund la balast, hogging și sagging, 1D/3D – FEM

| h _w [m] | Hogging | | | | | | Sagging | | | | | |
|------------------------|--|---------------|-------------|---|---------------|-------------|--|--------------|-------------|---|--------------|-------------|
| | σ _{x DF} [N/mm ²] | | | σ _{vonMises DF} [N/mm ²] | | | σ _{x DF} [N/mm ²] | | | σ _{vonMises DF} [N/mm ²] | | |
| | 1D | 3D -FEM | 3D /1D | 1D | 3D -FEM | 3D /1D | 1D | 3D -FEM | 3D /1D | 1D | 3D -FEM | 3D /1D |
| 0.00 | 62.14 | 103.10 | 1.66 | 62.14 | 103.10 | 1.66 | 62.14 | 72.63 | 1.17 | 62.14 | 72.63 | 1.17 |
| 1.00 | 68.37 | 109.30 | 1.60 | 68.37 | 102.60 | 1.50 | 56.18 | 97.83 | 1.74 | 56.18 | 91.50 | 1.63 |
| 2.00 | 75.13 | 113.20 | 1.51 | 75.13 | 106.50 | 1.42 | 50.48 | 92.47 | 1.83 | 50.48 | 86.31 | 1.71 |
| 3.00 | 82.22 | 118.05 | 1.44 | 82.22 | 111.30 | 1.35 | 45.20 | 86.92 | 1.92 | 45.20 | 80.96 | 1.79 |
| 4.00 | 89.47 | 122.90 | 1.37 | 89.47 | 116.00 | 1.30 | 40.34 | 84.11 | 2.09 | 40.34 | 77.15 | 1.91 |
| 5.00 | 96.76 | 127.90 | 1.32 | 96.76 | 120.60 | 1.25 | 35.79 | 86.46 | 2.42 | 35.79 | 78.28 | 2.19 |
| 6.00 | 104.06 | 136.50 | 1.31 | 104.06 | 126.10 | 1.21 | 31.33 | 90.28 | 2.88 | 31.33 | 80.87 | 2.58 |
| 7.00 | 111.30 | 144.90 | 1.30 | 111.30 | 133.90 | 1.20 | 27.00 | 93.28 | 3.46 | 27.00 | 83.40 | 3.09 |
| 8.00 | 118.45 | 153.20 | 1.29 | 118.45 | 141.50 | 1.19 | 27.96 | 95.09 | 3.40 | 27.96 | 84.88 | 3.04 |
| 9.00 | 125.49 | 161.30 | 1.29 | 125.49 | 149.00 | 1.19 | 37.25 | 95.41 | 2.56 | 37.25 | 85.06 | 2.28 |
| 10.00 | 132.31 | 169.10 | 1.28 | 132.31 | 153.55 | 1.16 | 46.78 | 94.46 | 2.02 | 46.78 | 84.56 | 1.81 |
| 10.27 | 134.12 | 171.20 | 1.28 | 134.12 | 158.10 | 1.18 | 49.39 | 94.04 | 1.90 | 49.39 | 86.14 | 1.74 |
| 11.00 | 138.93 | 176.70 | 1.27 | 138.93 | 163.20 | 1.17 | 56.53 | 92.65 | 1.64 | 56.53 | 90.58 | 1.60 |
| 12.00 | 145.23 | 258.80 | 1.78 | 145.23 | 169.80 | 1.17 | 66.47 | 90.18 | 1.36 | 66.47 | 96.95 | 1.46 |
| adm | 194.44 | 194.44 | | 194.44 | 194.44 | | 194.44 | 194.44 | | 194.44 | 194.44 | |
| max _{BV} /adm | 0.69 | 0.88 | | 0.69 | 0.81 | | 0.25 | 0.48 | | 0.25 | 0.44 | |

În Figura 4-77 sunt prezentate variațiile tensiunilor maxime tangențiale τ_{xz} [N/mm²] în axa neutră, funcție de înălțimea valului echivalent cvasi-static, și sunt comparate cu tensiunea admisibilă a oțelului de tip A (τ_{adm} = 122.22 N/mm²). Rezultatele tensiunilor tangențiale maxime sunt prezentate în Tabelul 4-15.

Tab.4-15 Tensiunile maxime tangențiale în axa neutră la plină încărcare și balast, 1D/3D – FEM, hogging și sagging

| h _w [m] | τ _{xz} [N/mm ²] | | | | | | | | | | | |
|------------------------|--------------------------------------|---------------|-------------|---------------------------|---------------|-------------|------------------|--------------|-------------|------------------|--------------|-------------|
| | Hogging – plină încărcare | | | Sagging – plină încărcare | | | Hogging - balast | | | Sagging - balast | | |
| | 1D | 3D -FEM | 3D /1D | 1D | 3D -FEM | 3D /1D | 1D | 3D -FEM | 3D /1D | 1D | 3D -FEM | 3D /1D |
| 0.00 | 55.08 | 91.65 | 1.66 | 55.08 | 91.65 | 1.66 | 45.62 | 72.63 | 1.59 | 45.62 | 72.63 | 1.59 |
| 1.00 | 57.78 | 95.07 | 1.65 | 51.97 | 87.80 | 1.69 | 47.79 | 74.26 | 1.55 | 43.34 | 71.50 | 1.65 |
| 2.00 | 59.95 | 98.06 | 1.64 | 48.57 | 84.75 | 1.74 | 49.86 | 74.81 | 1.50 | 40.92 | 70.29 | 1.72 |
| 3.00 | 61.64 | 100.60 | 1.63 | 44.95 | 84.45 | 1.88 | 51.83 | 75.95 | 1.47 | 40.04 | 68.93 | 1.72 |
| 4.00 | 63.53 | 102.80 | 1.62 | 41.80 | 84.21 | 2.01 | 53.74 | 77.17 | 1.44 | 39.05 | 67.92 | 1.74 |
| 5.00 | 66.42 | 104.60 | 1.57 | 41.29 | 84.00 | 2.03 | 55.57 | 78.39 | 1.41 | 37.75 | 65.45 | 1.73 |
| 6.00 | 69.12 | 106.30 | 1.54 | 40.78 | 85.31 | 2.09 | 57.34 | 79.60 | 1.39 | 35.99 | 63.10 | 1.75 |
| 7.00 | 71.65 | 107.70 | 1.50 | 40.27 | 92.16 | 2.29 | 59.04 | 80.78 | 1.37 | 33.69 | 61.67 | 1.83 |
| 8.00 | 74.04 | 109.10 | 1.47 | 39.73 | 99.03 | 2.49 | 60.66 | 81.91 | 1.35 | 30.87 | 66.18 | 2.14 |
| 9.00 | 76.30 | 110.50 | 1.45 | 39.17 | 105.80 | 2.70 | 62.20 | 82.98 | 1.33 | 27.92 | 70.76 | 2.53 |
| 10.00 | 78.46 | 111.30 | 1.42 | 38.57 | 112.60 | 2.92 | 63.64 | 83.96 | 1.32 | 31.18 | 75.57 | 2.42 |
| 10.27 | 79.02 | 112.10 | 1.42 | 38.40 | 114.40 | 2.98 | 64.01 | 84.20 | 1.32 | 32.06 | 76.90 | 2.40 |
| 11.00 | 80.51 | 113.10 | 1.40 | 37.92 | 119.20 | 3.14 | 64.96 | 84.81 | 1.31 | 34.42 | 80.59 | 2.34 |
| 12.00 | 83.62 | 114.40 | 1.37 | 38.58 | 125.80 | 3.26 | 66.12 | 85.48 | 1.29 | 37.65 | 85.79 | 2.28 |
| adm | 122.22 | 122.22 | | 122.22 | 122.22 | | 122.22 | 122.22 | | 122.22 | 122.22 | |
| max _{BV} /adm | 0.65 | 0.92 | | 0.08 | 0.94 | | 0.52 | 0.69 | | 0.26 | 0.63 | |

4.6 Concluzii privind analiza rezistenței generale și locale a corpului navei LPG 100000 m³

Din analiza datelor numerice prezentate sintetic în subcapitolele 4.1 ÷ 4.5 rezultă următoarele concluzii:

1) Diferențele între modelele 1D – grindă echivalentă și 3D – FEM privind parametrii de echilibrare în plan vertical a corpului navei în apă calmă și val cvasi-static echivalent sunt sub 1%, ceea ce înseamnă că sunt îndeplinite condițiile de compatibilitate ale formei carenei navei și distribuția de mase pe lungimea navei (Tabelul 4-1, Tabelul 4-3, Tabelul 4-9 și Tabelul 4-10).

2) În cazul navei la plină încărcare, în condiția de hogging, h_{wBV} = 10.270 m, diferențele între tensiunile maxime normale și tensiunile echivalente von Mises corespunzătoare punții la modelul 3D – FEM față de modelul 1D – grindă echivalentă sunt de 31% ÷ 36%, prezentate în Tabelul 4-11;

la sagging, $h_{wBV} = 10.270$ m, diferențele între tensiunile maxime normale și tensiunile echivalente von Mises sunt de $104\% \div 166\%$, prezentate în Tabelul 4-11.

3) În cazul navei la plină încărcare, în condiția de hogging, $h_{wBV} = 10.270$ m, diferențele între tensiunile maxime normale și tensiunile echivalente von Mises corespunzătoare dublului fund la modelul 3D – FEM față de modelul 1D – grindă echivalentă sunt de $-21\% \div -6\%$, prezentate în Tabelul 4-13; la sagging, $h_{wBV} = 10.270$ m, diferențele între tensiunile maxime normale și tensiunile echivalente von Mises sunt de $196\% \div 250\%$, prezentate în Tabelul 4-13.

4) Diferențele între tensiunile maxime tangențiale la modelul 3D – FEM față de modelul 1D – grindă echivalentă sunt de 42% în cazul de plină încărcare la hogging, 198% în cazul de plină încărcare la sagging, 32% în cazul de balast la hogging și 164% în cazul de balast la sagging, prezentate în Tabelul 4-15.

5) Tensiunile maxime, în cazul de plină încărcare, $h_{wBV} = 10.270$ m, sunt mai mari decât tensiunile admisibile, rezultând următoarele rapoarte între valorile maxime și cele admisibile $0.18 - 1.19 > 1$. Valorile maxime ale tensiunilor sunt obținute în zona dome-urilor pentru tancuri situate la colțurile decupării din punte. În zona pereților transversali s-au obținut salturi de tensiune în raport cu alte secțiuni transversale dar mai mici ca tensiunile maxime obținute în zona dome-urilor. Valoarea tensiunii în punte la hogging, plină încărcare (Tabelul 4-11) de $\sigma_D = 320.30 \text{ N/mm}^2 > 270.06 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{adm}$, nu depășește limita de curgere a oțelului AH36, $R_{eH} = 355 \text{ N/mm}^2 > 320.30 \text{ N/mm}^2 = \sigma_D$, rezultând doar un coeficient de siguranță mai mic față de limita de curgere, în loc de 1.31 rezultând 1.19 . Din punct de vedere constructiv, se poate opta pentru material de înaltă rezistență naval AH36 – AH40 și/sau introducerea în zona dome-urilor a unor nervuri de rigidizate suplimentare.

6) În cazul navei la balast, în condiția de hogging, $h_{wBV} = 10.270$ m, diferențele între tensiunile maxime normale și tensiunile echivalente von Mises corespunzătoare punții la modelul 3D – FEM față de modelul 1D – grindă echivalentă sunt de $29\% \div 33\%$, prezentate în Tabelul 4-12; la sagging diferențele între tensiunile maxime normale și tensiunile echivalente von Mises sunt de $39\% \div 40\%$, prezentate în Tabelul 4-12.

7) În cazul navei la balast, în condiția de hogging, $h_{wBV} = 10.270$ m, diferențele între tensiunile maxime normale și tensiunile echivalente von Mises corespunzătoare dublului fund la modelul 3D – FEM față de modelul 1D – grindă echivalentă sunt de $18\% \div 28\%$, prezentate în Tabelul 4-14; la sagging, $h_{wBV} = 10.270$ m, diferențele între tensiunile maxime normale și tensiunile echivalente von Mises sunt de $60\% \div 64\%$, prezentate în Tabelul 4-14. Tensiunile maxime, în cazul de balast, $h_{wBV} = 10.270$ m, sunt mai mici decât tensiunile admisibile, rezultând următoarele rapoarte între valorile maxime și cele admisibile $0.25 - 0.88 < 1$.

8) Pe baza datelor numerice din Tabelul 4-11 ÷ Tabelul 4-15, rezultă că în toată structura la intersecția elementelor longitudinale și transversale de osatură se înregistrează concentratori de tensiune, având valorile cele mai mari la deschiderile în punte în zona dome-urilor pentru tancurile marfă de tip B.

9) Pe baza analizei stării de tensiuni, rezultă că selecția oțelurilor de tip A și AH36 este corectă pentru structura corpului navei, excepție face zona dome-urilor, unde deși tensiunile nu depășesc limita de curgere a oțelului AH36, soluția strict pentru zona dome-urilor este alegerea unui oțel de tip AH40 sau introducerea unor elemente suplimentare de rigidizare, care ar crește coeficientul de siguranță peste 1.11 față de limita de curgere a materialului.

Pe baza concluziilor de mai sus, se poate aprecia că structura navei LPG 100000 m^3 satisface criteriile de rezistență generală în ipoteza solicitărilor din valuri echivalente cvasi-stactice de întâlnire, conform normelor Bureau Veritas.

CAPITOLUL 5

Verificarea consistenței modelelor 1D/3D – FEM ale navei LPG 100000 m³ prin analiza stabilității structurale și a momentului ultim

Acest capitol include verificarea consistenței modelului 3D–FEM pe baza analizei numerice a stabilității structurale, respectiv a modelului 1D – grindă echivalentă pe baza criteriul momentului încovoietor ultim aplicat secțiunilor transversale dimensionate conform normelor navale.

5.1 Verificarea consistenței modelului 3D-FEM, pentru zona compartimentelor de marfă, pe baza criteriului la pierderea stabilității structurale

Verificarea consistenței modelului 3D – FEM dezvoltat în subcapitolul 4.2 cu programul Femap/NX NASTRAN, 2007¹⁸³, este realizată prin analiza stabilității structurale folosind modulul Buckling – NX Nastran, 2007¹⁸³, cu modelul teoretic FEM prezentat în subcapitolul 2.3.

La analiza numerică a stabilității structurale pe modele 3D – FEM, zona de interes o reprezintă cele 4 compartimente de marfă cu sistem de osatură longitudinal, cu elemente ce trebuie să preia solicitarea generală maximă de încovoiere globală în plan vertical. Zonele din picurile prova și pupa sunt dominant supuse la solicitări locale, unde criteriul de stabilitate structurală locală a fost aplicat și verificat în mod automat cu programul Mars2000 (BV, 2010¹⁸⁴) la dimensionarea structurală (subcapitolul 3.5), conform normelor Bureau Veritas (BV, 2010¹⁸⁵).

În consecință, pe baza modelului 3D – FEM al corpului navei LPG 100000 m³ din subcapitolul 4.2, Figura 4-26, se extrage modelul 3D – FEM al zonei celor 4 compartimente de marfă din Figura 5-1, dezvoltat în programul Femap/ NX NASTRAN, 2007¹⁸³.

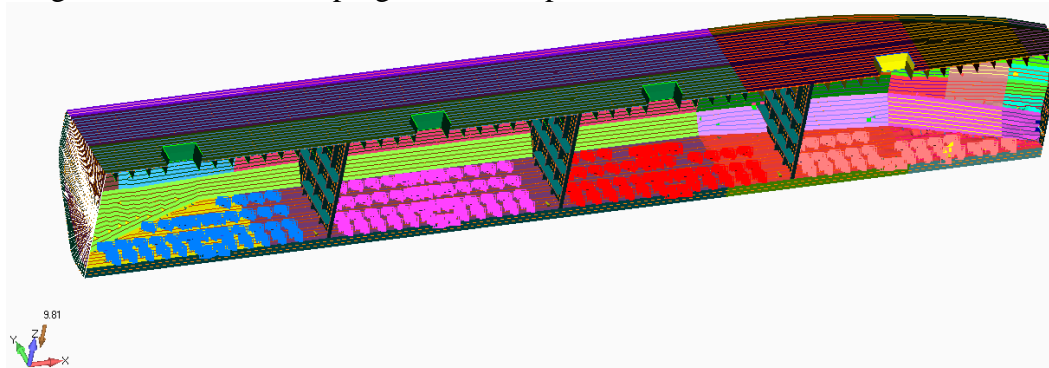


Fig.5-1 Model 3D – FEM pe zona celor 4 compartimente de marfă

Pentru modelul 3D – FEM extins pe cele 4 compartimente de marfă se impun următoarele condiții de margine și încărcări:

- condiția de simetrie pentru nodurile dispuse în planul diametral al navei (XZ, $y=0$), modelul fiind dezvoltat doar într-un bord (condiție de margine neutrală, Figura 5-2);
- la extremitatea pupa a modelului se aplică o condiție de margine tip nod master-noduri slave, folosind elemente tip RIGID cu două noduri (Femap, 2007¹⁸³) din Figura 5-2. Nodul master $ND_{ppmaster} = 51200$ este poziționat la intersecția dintre planul diametral (XZ, $y=0$) și axa neutră la $x = 37.100$ m/AP coasta C43, având blocate deplasarea pe Y și rotirile pe X, Z. Nodurile slave sunt situate la extremitatea elementelor longitudinale. Deplanarea pe direcția X la extremitatea pupa a modelului nu este restricționată. În nodul master pupa $ND_{ppmaster} = 51200$ se aplică momentul încovoietor M_{sw} și forța tăietoare T_{sw} , în ipoteza apei calme, la secțiunea $x = 37.100$ m/AP coasta C47.

¹⁸³ FEMAP/NX NASTRAN 9.3.1/v5.1, 2007, pre – post processing finite element based program, http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/velocity/femap/.

¹⁸⁴ BV., MARS 2000, versiunea 2.5d, 2010, <http://softwaretopic.informer.com/download-bureau-veritas-mars-2000/>

¹⁸⁵ BV., "Hull scantlings", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 7.

- la extremitatea prova a modelului 3D-FEM, $x = 221.900$ m/AP coasta C273, sunt blocate la noduri următoarele grade de libertate, deplasarea pe direcția X, rotirile pe Y, Z (Figura 5-4), respectiv nodul prova la intersecția PD, PB și C273 are deplasarea pe direcția z blocată;
- pe învelișul exterior se aplică presiunile normale din apă la pescajele corespunzătoare cazurilor de plină încărcare (Tabelul 4-1) și balast (Tabelul 4-3) în ipoteza apei calme;
- pe modelul 3D – FEM al compartimentelor de marfă se mai aplică și distribuțiile de mase conform subcapitolului 3.7, Figura 3-29 la plină încărcare și Figura 3-33 balast.

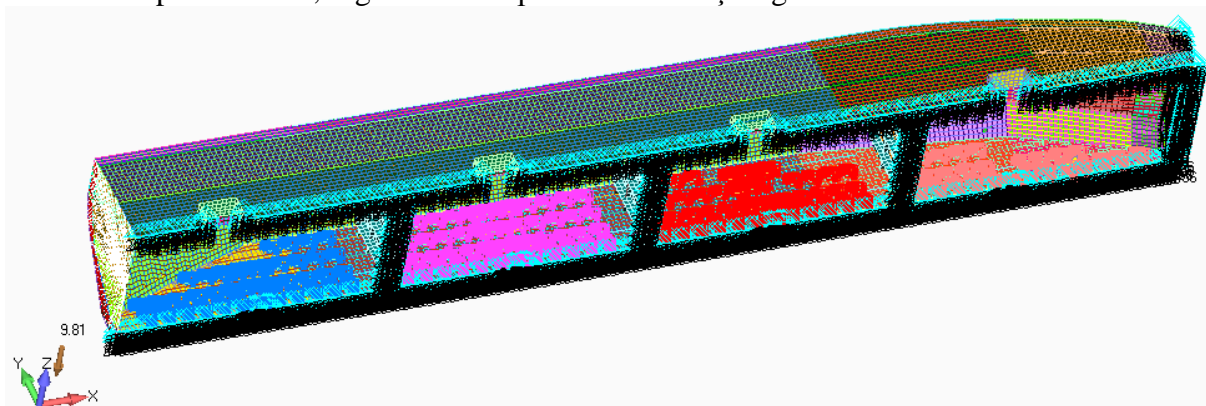


Fig.5-2 Model 3D – FEM al compartimentelor de marfă, condiția de margine simetrie în planul diametral

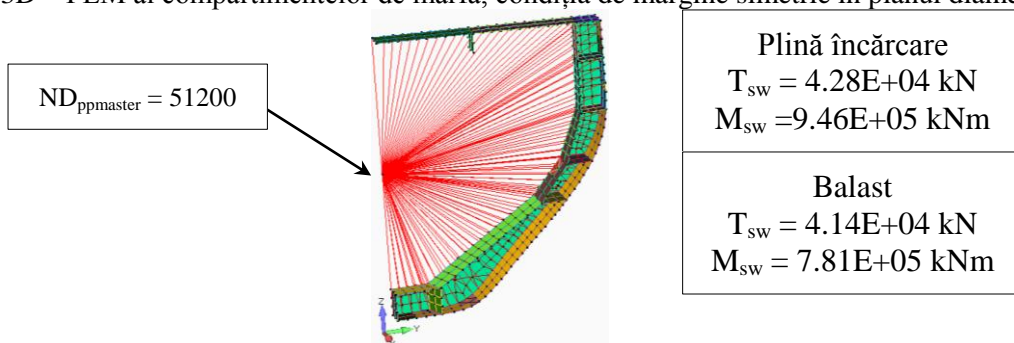


Fig.5-3 Model 3D – FEM al compartimentelor de marfă, condițiile de margine tip nod master – noduri slave la extremitatea pupa a modelului $x= 37.100$ m/AP, coasta C43

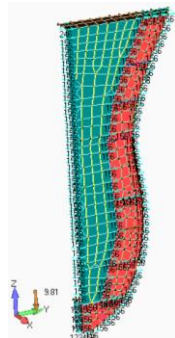


Fig.5-4 Model 3D – FEM al compartimentelor de marfă, condițiile de margine la extremitatea prova a modelului $x= 221.900$ m/AP coasta C273

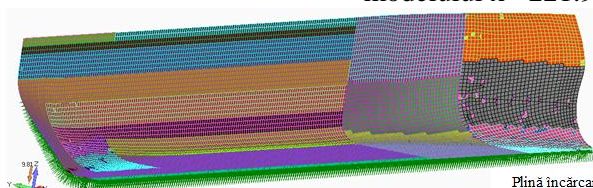


Fig.5-5 Model 3D – FEM al compartimentelor de marfă, presiunile hidrostatice pe învelișul exterior, plină încărcare

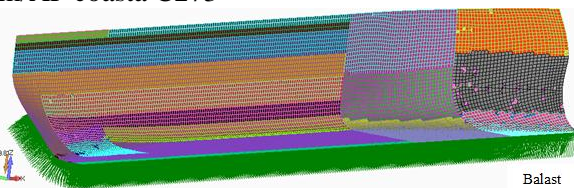


Fig.5-6 Model 3D – FEM al compartimentelor de marfă, presiunile hidrostatice pe învelișul exterior, balast

Pe baza analizei stabilității structurale 3D – FEM a zonei compartimentelor de marfă cu modulul Buckling (Femap/NX NASTRAN, 2007¹⁸⁶), pe baza metodei numerice a valorilor și vectorilor proprii Lanczos, rezultă factorii de pierdere a stabilității structurale pentru primele 6 moduri de voalare din Tabelul 5-1. Criteriul pierderii stabilității structurale este îndeplinit, factorii având valori supraunitare (> 1).

Tab.5-1 Factorii la pierderea stabilității structurale

| Modul de voalare | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|------------------|----------|----------|----------|---------|----------|----------|
| Plină încărcare | 1.039194 | 1.039998 | 1.080061 | 1.10589 | 1.115152 | 1.129399 |
| Balast | 1.073822 | 1.147931 | 1.153743 | 1.1846 | 1.196686 | 1.252571 |

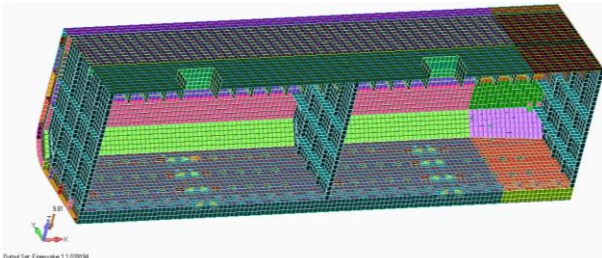


Fig.5-9 Model 3D – FEM al compartimentelor de marfă, modul 1 de voalare, factorul de pierdere a stabilității 1.039194 la plină încărcare, apă calmă

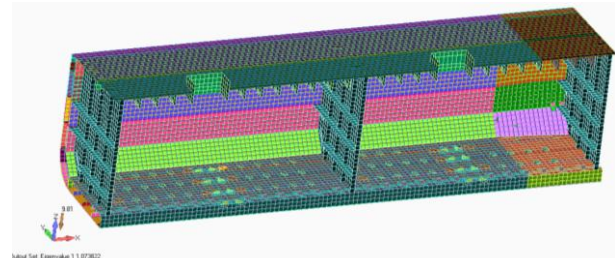


Fig.5-10 Model 3D – FEM al compartimentelor de marfă, modul 1 de voalare, factorul de pierdere a stabilității 1.073822 la balast, apă calmă

5.2 Verificarea consistenței modelului structural, pe baza criteriului momentului ultim aplicat secțiunilor transversale dimensionate conform normelor navale

Pe baza normelor navale Bureau Veritas (BV, 2010¹⁸⁷), în subcapitolul 3.5 structura navei LPG 100000 m³ este dimensionată pentru 14 secțiuni transversale caracteristice, pe baza cărora este dezvoltat și modelul 1D – grindă echivalentă.

Pentru verificarea consistenței modelului 1D – grindă echivalentă, conform normelor Bureau Veritas (BV, 2010¹⁸⁷), este necesar aplicarea criteriului momentului încovoietor ultim în planul vertical al navei, pentru momentele încovoietoare în apă calmă și val din Tabelul 5-2, conform sarcinei de calcul statistică echivalentă prescrisă de norme Bureau Veritas (BV, 2010¹⁸⁸).

$$M_{\text{hogg}} = 1.0506(M_{\text{sw-hogg}} + 1.10 \cdot M_{\text{wv-hogg}}); M_{\text{sagg}} = 1.0506(M_{\text{sw-sagg}} + 1.10 \cdot M_{\text{wv-sagg}}) \quad (5.1)$$

Tab.5-2 Momente de încovoiere în apă calmă și val, statistice conform BV, 2010¹⁸⁵

| Secțiunea | M _{sw-hogg} [kNm] | M _{sw-sagg} [kNm] | M _{wv-hogg} [kNm] | M _{wv-sagg} [kNm] | M _{hogg} [kNm] | M _{sagg} [kNm] |
|-----------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|-------------------------|-------------------------|
| C57 | 1.889E+06 | -1.630E+06 | 1.808E+06 | -1.996E+06 | 4.075E+06 | -4.019E+06 |
| C155 | 2.153E+06 | -1.857E+06 | 2.848E+06 | -3.144E+06 | 5.553E+06 | -5.584E+06 |
| C227 | 1.240E+06 | -1.322E+06 | 1.559E+06 | -1.721E+06 | 3.105E+06 | -3.378E+06 |
| C245 | 1.163E+06 | -1.003E+06 | 1.037E+06 | -1.145E+06 | 2.420E+06 | -2.376E+06 |
| C261 | 8.350E+05 | -7.202E+05 | 5.729E+05 | -6.324E+05 | 1.539E+06 | -1.487E+06 |
| C271 | 6.262E+05 | -5.401E+05 | 2.770E+05 | -3.058E+05 | 9.780E+05 | -9.208E+05 |

unde: M_{sw-hogg}, M_{sw-sagg} sunt momentele încovoietoare în apă calmă; M_{wv-hogg}, M_{wv-sagg} sunt momentele încovoietoare din val cu înălțimea h_w = 10.270 m; M_{hogg}, M_{sagg} sunt momentele încovoietoare din apă calmă și val cu coeficienții de siguranță conform Bureau Veritas (BV, 2010¹⁸⁷), hogging, sagging.

Pentru secțiunile din Tabelul 5-2, dimensionate în subcapitolul 3.5, se obțin diagramele momentului ultim M_u(χ), în condițiile de hogging și sagging, din Figura 5-12 ÷ Figura 5-17, pe baza programului Mars2000 (BV, 2010¹⁸⁹) cu modelul teoretic din subcapitolul 2.3.

Pe baza Tabelul 5-2 și a Figura 5-12 ÷ Figura 5-17, în Tabelul 5-3 se prezintă verificarea criteriului rezistenței ultime pe baza momentului încovoietor ultim în plan vertical, pentru secțiunile

¹⁸⁶ FEMAP/NX NASTRAN 9.3.1/v5.1, 2007, pre – post processing finite element based program, http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/velocity/femap/.

¹⁸⁷ BV., “Hull scantlings”, 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 6, Appendix 1.

¹⁸⁸ BV., “Design loads”, 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 5.

¹⁸⁹ BV., MARS 2000, versiunea 2.5d, 2010, <http://softwaretopic.informer.com/download-bureau-veritas-mars-2000/>

caracteristice din zona compartimentelor de marfă, folosite la generarea modelului 1D – grindă echivalentă și ulterior a celui 3D – FEM. Raportul $K_u = M_{u\max}/M > 1$ pentru toate secțiunile, astfel încât criteriul rezistenței ultime este satisfăcut.

Tab.5-3 Verificarea criteriului de rezistență ultimă pentru modelul 1D – grindă echiv.

| Secțiunea | M_{hogg} [kNm] | M_{sagg} [kNm] | $M_{u\text{-hogg-max}}$ [kNm] | $M_{u\text{-sagg-max}}$ [kNm] | $K_{u\text{-hogg}}$ | $K_{u\text{-sagg}}$ |
|-----------|----------------------------|----------------------------|----------------------------------|----------------------------------|---------------------|---------------------|
| C57 | 4.075E+06 | -4.019E+06 | 7.541E+06 | -5.906E+06 | 1.851 | 1.470 |
| C155 | 5.553E+06 | -5.584E+06 | 1.286E+07 | -9.380E+06 | 2.316 | 1.680 |
| C227 | 3.105E+06 | -3.378E+06 | 8.735E+06 | -5.996E+06 | 2.813 | 1.775 |
| C245 | 2.420E+06 | -2.376E+06 | 7.771E+06 | -5.956E+06 | 3.212 | 2.507 |
| C261 | 1.539E+06 | -1.487E+06 | 6.187E+06 | -5.366E+06 | 4.019 | 3.608 |
| C271 | 9.780E+05 | -9.208E+05 | 5.213E+06 | -4.717E+06 | 5.330 | 5.123 |

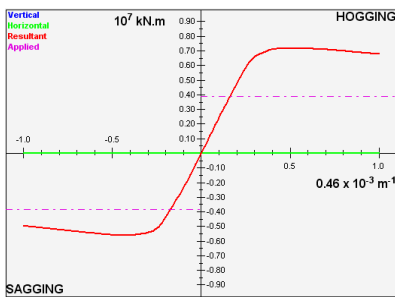


Fig.5-12 Momentul ultim, Coasta 57

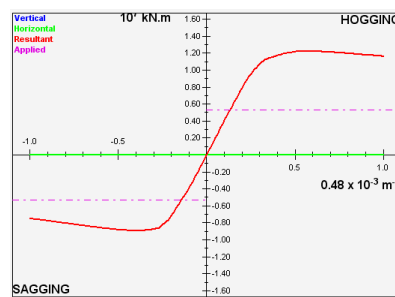


Fig.5-13 Momentul ultim, Coasta 155

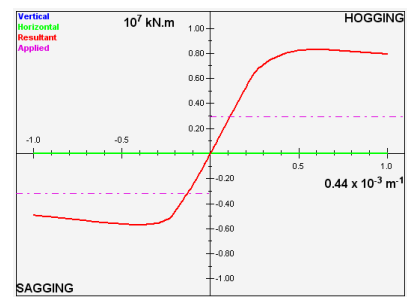


Fig.5-14 Momentul ultim, Coasta 227

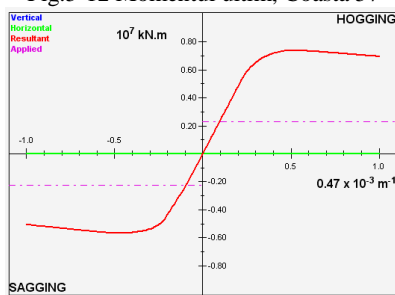


Fig.5-15 Momentul ultim, Coasta 245

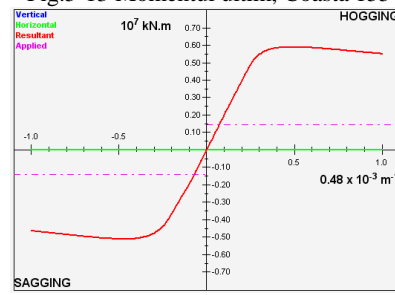


Fig.5-16 Momentul ultim, Coasta 261

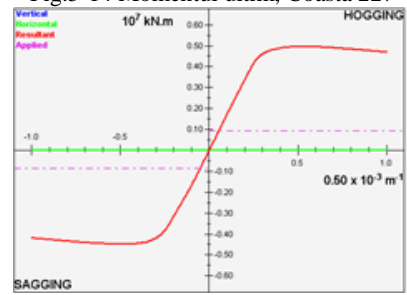


Fig.5-17 Momentul ultim, Coasta 271

5.3 Concluzii privind analiza stabilității structurale și a rezistenței ultime

Pe baza rezultatelor numerice din subcapitolele 5.1 și 5.2 rezultă următoarele concluzii:

1) La analiza consistenței modelului 3D – FEM dezvoltat în subcapitolul 4.2 cu programul Femap/NX NASTRAN, 2007¹⁹⁰, pentru zona celor 4 magazine de marfă, pe baza criteriului stabilității structurale cu solicitări în apă calmă, rezultă că modelul structural are factorii de voalare supraunitari, 1.039194 >1 la plină încărcare și 1.073822 >1 la balast, respectiv criteriul este satisfăcut.

2) La analiza consistenței modelului 1D – grindă echivalentă, dezvoltat în subcapitolele 3.6 și 4.1, pe baza criteriului rezistenței ultime cu momentul încovoietor ultim în plan vertical, secțiunile transversale caracteristice dimensionate conform normelor Bureau Veritas (BV, 2010¹⁹¹) satisfac acest criteriu, factorul rezistenței ultime fiind supraunitar, $K_u = 1.470 \div 5.330 > 1$ (Tabelul 5-3).

3) Modelele 1D/3D – FEM sunt consistente structural, pe baza criteriilor de stabilitate și rezistență ultimă, asigurând baza de studiu la analiza rezistenței globale și locale din capitolul 4, precum și pentru analiza dinamică și la oboseală din capitolele 6 ÷ 7.

¹⁹⁰ FEMAP/NX NASTRAN 9.3.1/v5.1, 2007, pre – post processing finite element based program, http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/velocity/femap/.

¹⁹¹ BV., “Hull scantlings”, 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 7.

CAPITOLUL 6

Analiza numerică a răspunsului dinamic structural pe termen scurt pentru nava LPG 100000 m³ cu solicitări din valuri aleatoare extreme

Acest capitol include analiza deterministă la oscilații liniare verticale și tangaj cuplate, oscilații liniare de ruluu, cu determinarea funcțiilor de transfer pentru diferite unghiuri de întâlnire navă - val, pentru diferite viteze ale navei, 4 spectre de val standard (ISSC, ITTC, Pierson – Moskowitz și JONSWAP) pentru cazurile de plină încărcare și balast, precum și analiza statistică pe termen scurt, cu determinarea amplitudinilor statistice semnificative, verificarea criteriilor limită a parametrilor de mișcare și obținerea diagramelor polare cumulative caracteristice.

De asemenea capitolul, include determinarea modurilor proprii la oscilații și vibrații în plan vertical, cu sau fără includerea maselor adiționale hidrodinamice, pentru obținerea bazei funcțiilor formelor modale pentru analiza hidroelastică a răspunsului dinamic, precum și analiza numerică a răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei pe termen scurt, liniar și neliniar, sub acțiunea valurilor de ordinul I (cu spectrul ITTC) și de ordinul II cu componente de interferență, model Longuet – Higgings din care rezultă tensiunile semnificative la analiza răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei, cu verificarea criteriului de rezistență la referința tensiunii de curgere a materialului. Procedura de analiză a răspunsului hidroelastic neliniar (modulul DYN – TRANZY) este validată pe baza unui model experimental de benchmark (Bureau Veritas) al unei nave cu geometria corpului simplificată tip barjă.

6.1 Analiza oscilațiilor navei LPG 100000 m³ și verificarea criteriilor limită ale dinamicii navei în valuri aleatoare

6.1.1 Analiza răspunsului dinamic la oscilațiile corpului navei pe termen scurt

Studiul include analiza la oscilațiile liniare ale corpului (seakeeping), cuplate vertical și tangaj, decuplate la ruluu, conform modelului teoretic din subcapitolul 2.4 (Bhattacharyya, 1978¹⁹²; Söding, 1982¹⁹³; Bertram și alții, 2005¹⁹⁴). Din punct de vedere al sursei de excitație la oscilații sunt considerate valurile neregulate oblice pentru cele 4 spectre de val pe termen scurt (ISSC, ITTC, Pierson – Moskowitz și JONSWAP) prezentate în subcapitolul 2.4.

Analiza liniară la oscilații este dezvoltată pe baza modelului 1D – grindă echivalentă al navei LPG 100000 m³, cu programul DYN – OSC (Domnișoru și alții, 2012¹⁹⁵) conform modelului teoretic din subcapitolul 2.4. Am participat la dezvoltarea modulelor din Anexa 2.5 (teză de doctorat) pentru calculul parametrilor statistici semnificativi pe termen scurt, la utilizarea celor 4 spectre de val standard din subcapitolul 2.4.

Conform modelului teoretic din subcapitolul 2.4, prima etapă a analizei oscilațiilor corpului navei include determinarea funcțiilor de transfer, printr-o analiză deterministă a răspunsului dinamic în val regulat model Airy (Bertram și alții, 2005¹⁹⁴).

Pentru nava LPG 100000 m³, funcțiile de transfer la oscilațiile verticale, tangaj și ruluu sunt determinate pentru ambele cazuri de încărcare, pentru diferite viteze ale navei (de la 0 m/s la 9.259 m/s cu pas de 1.029 m/s inclusiv viteza pentru care nava este proiectată 8.745 m/s) și unghi de cap 0° - 180°, pas 15° ținând cont de simetria corpului în raport cu planul diametral.

În Figura 6-1 ÷ Figura 6-3 sunt reprezentate grafic funcțiile de transfer la oscilația pe verticală, tangaj și ruluu pentru cele două cazuri de încărcare, la viteza de proiectare a navei de 8.745 m/s (17 Nd). În Anexa 5.1 (teză de doctorat) și Anexa 5.2 (teză de doctorat) sunt prezentate funcțiile de transfer pentru celelalte viteze ale navei în domeniul 0 – 9.259 m/s (0÷18Nd).

¹⁹² Bhattacharyya, R., "Dynamics of marine vehicles", John Wiley and Sons Publication, New York, 1978.

¹⁹³ Söding, H., "Bewegungen und Belastungen der Schiffe im Seegang", Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, 1982

¹⁹⁴ Bertram, V., Veelo, B., Söding, H., Graf, K., "Development of a freely available strip method for Seakeeping", 2005.

¹⁹⁵ Domnișoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, I., Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valuri echivalente cvasi-stactice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, 2012.

Tab.6-1 Pulsațiile și perioadele naturale la oscilațiile verticale, tangaj și ruluiu

| LPG 100000 m ³ | Oscilații verticale | | Oscilații de tangaj | | Oscilații de ruluiu | |
|---------------------------|---------------------|-----------|---------------------|-----------|---------------------|-----------|
| Caz de încărcare | ω_z [rad/s] | T_z [s] | ω_t [rad/s] | T_t [s] | ω_r [rad/s] | T_r [s] |
| Plină încărcare | 0.671 | 9.364 | 0.689 | 9.122 | 0.394 | 15.928 |
| Balast | 0.755 | 8.326 | 0.756 | 8.310 | 0.426 | 14.765 |

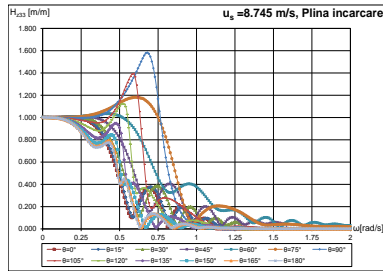


Fig.6-1 Funcția de transfer la oscilația pe verticală, $u_s = 17$ Nd, plină încărcare și balast

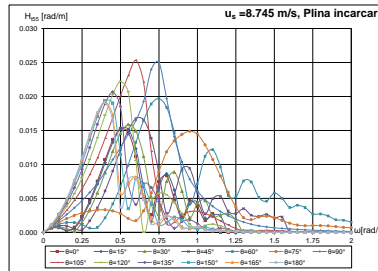


Fig.6-2 Funcția de transfer la oscilația de tangaj, $u_s = 17$ Nd, plină încărcare și balast

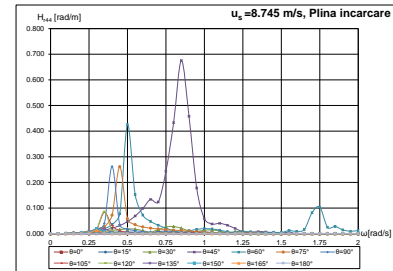
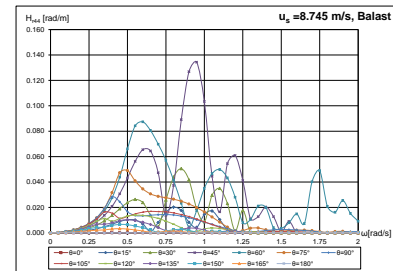
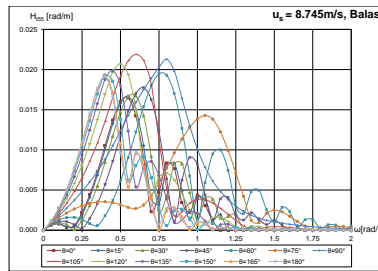
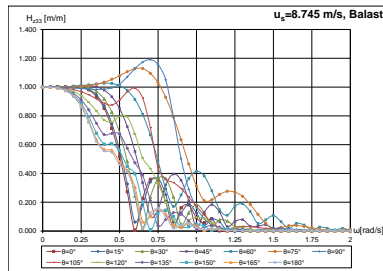


Fig.6-3 Funcția de transfer la oscilația de ruluiu, $u_s = 17$ Nd, plină încărcare și balast



Pe baza funcțiilor de transfer (Figura 6-1 ÷ Figura 6-3) se determină spectrele de răspuns pentru fiecare componentă a mișcării (verticale, tangaj și ruluiu) , pentru cele 4 spectre de val standard, respectiv folosind codurile de program din Anexa 2.5 (teză de doctorat) obținem amplitudinea semnificativă ($y_{1/3}$), cea mai probabilă (RMS), a mișcărilor și a accelerațiilor la oscilațiile navei, conform modelului teoretic din subcapitolul 2.4.

Pe baza criteriilor limită la dinamica navei (oscilații), din subcapitolul 2.4, se obțin diagramele polare pe componentele la oscilații (verticale, tangaj și ruluiu) și diagrama polară cumulativă la analiza statistică pe termen scurt, exprimată în înălțimea semnificativă a valului $h_{1/3max} = f(\mu, u_s)$ și grade Beaufort $B_{max} = f(\mu, u_s)$, unde: μ este unghiul de cap și u_s viteza navei.

Pe baza diagramelor polare cumulative, pentru cele două cazuri de încărcare, se identifică condițiile extreme de navigație ce trebuie evitate în exploatarea navei.

În Anexa 5 (teză de doctorat) sunt prezentate grafic diagramele polare formulate în $h_{1/3}$ [m] înălțimea semnificativă a valului și intensitatea mării în grade Beaufort, pentru cele 4 spectre de val și pe fiecare componentă a mișcării, oscilații verticale, tangaj și ruluiu.

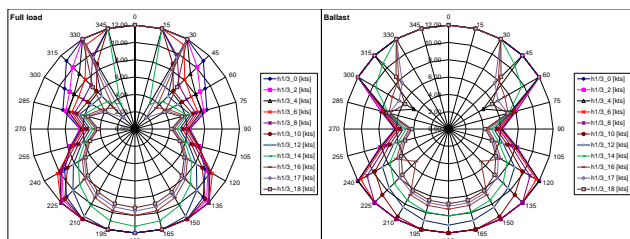


Fig.6-4 Diagrama polară cumulativă pe termen scurt formulată în $h_{1/3}$ [m], spectrul de val ISSC

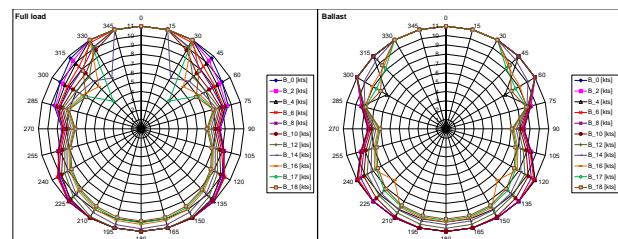


Fig.6-5 Diagrama polară cumulativă în grade Beaufort, spectrul de val ISSC

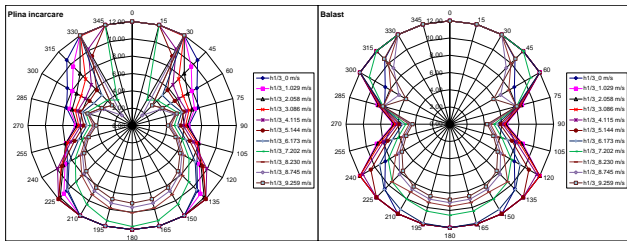


Fig. 6-6 Diagrama polară cumulativă pe termen scurt formulată în $h_{1/3}$ [m], spectrul de val ITTC

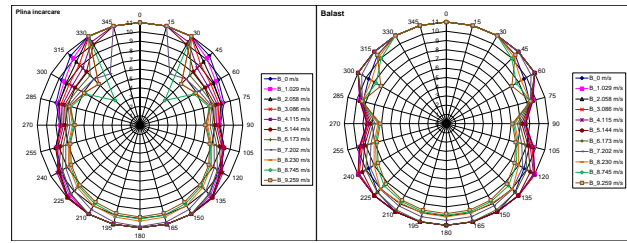


Fig. 6-7 Diagrama polară cumulativă în grade Beaufort, spectrul de val ITTC

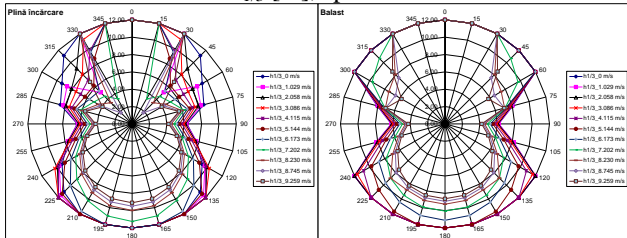


Fig. 6-8 Diagrama polară cumulativă pe termen scurt formulată în $h_{1/3}$ [m], spectrul de val Pierson - Moskowitz

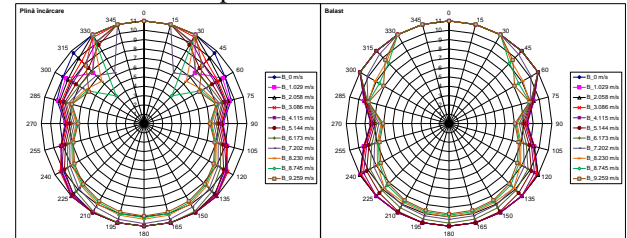


Fig. 6-9 Diagrama polară cumulativă în grade Beaufort, spectrul de val Pierson - Moskowitz

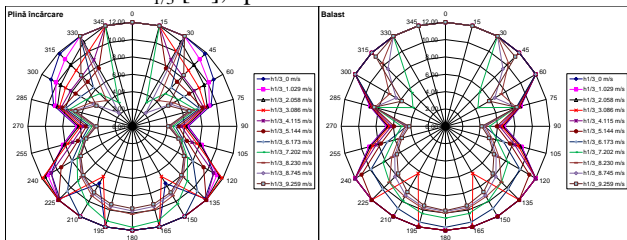


Fig. 6-10 Diagrama polară cumulativă pe termen scurt formulată în $h_{1/3}$ [m], spectrul de val JONSWAP

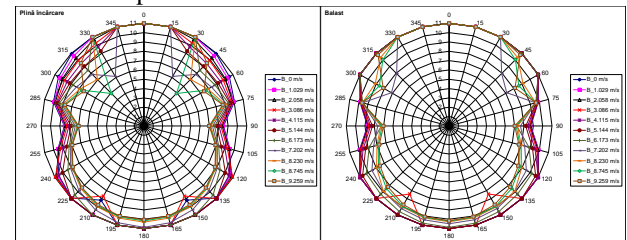


Fig. 6-11 Diagrama polară cumulativă în grade Beaufort, spectrul de val JONSWAP

6.1.2 Concluzii privind analiza pe termen scurt a oscilațiilor navei (seakeeping)

Pe baza rezultatelor numerice din subcapitolul 6.1.1 și Anexa 5 (teză de doctorat) la analiza pe termen scurt a oscilațiilor corpului navei rezultă următoarele concluzii:

1) La oscilațiile verticale amplitudinile semnificative maxime sunt înregistrate la $\mu = 90^\circ$ (270°) pe toată gama de viteze analizate $u_s = 0 - 9.259$ m/s, la ambele cazuri de încărcare.

2) În Figura 6-12 se prezintă comparația între limitările $h_{1/3}$ [m] obținute în urma analizei pe termen scurt la oscilațiile pe verticală, la unghiul de cap $\mu = 90^\circ$, pentru game de viteze ale navei și spectrele ISSC, ITTC, Pierson - Moskowitz și JONSWAP corespunzătoare zonelor de navigație caracteristice. Pentru gama de viteze $u_s = 0 \div 2.058$ m/s ($0 \div 4$ noduri) la plină încărcare, zona cea mai restrictivă se obține pentru spectrul ISSC. Pentru viteza $u_s > 2.058$ m/s (> 4 noduri) zona restrictivă se obține pentru spectrul JONSWAP. Pentru gama de viteze $u_s = 0 \div 8.230$ m/s ($0 \div 16$ noduri) la balast, zona cea mai restrictivă se obține pentru spectrul ISSC. Pentru viteza $u_s > 8.230$ m/s (> 16 noduri) zona restrictivă se obține pentru spectrul JONSWAP.

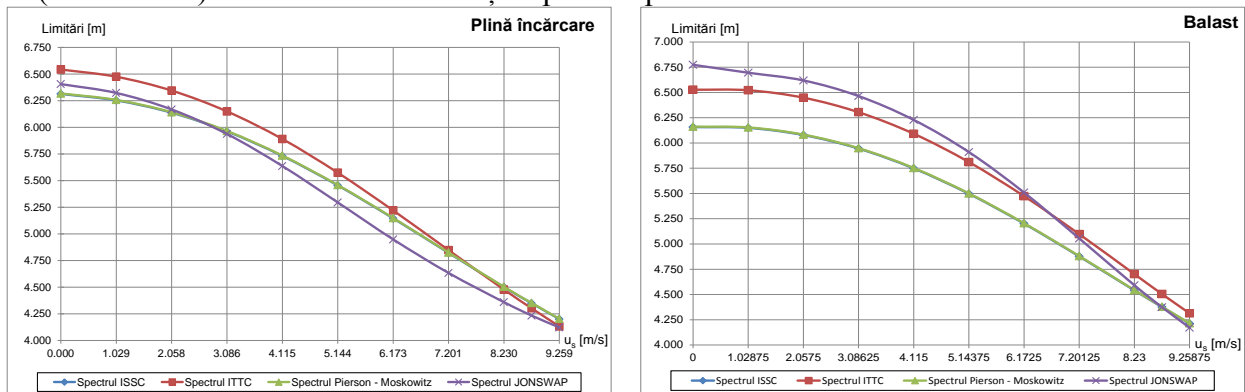


Fig. 6-12 Comparația limitărilor $h_{1/3}$ [m] pentru $\mu = 90^\circ$, $u_s = 0 - 9.259$ m/s ($0 - 18$ Nd), spectrele ISSC, ITTC, Pierson - Moskowitz, JONSWAP la oscilațiile pe direcție verticală

Tab.6-6 Comparația limitărilor $h_{1/3}$ [m] obținute din diagrama polară pe termen scurt la oscilația pe verticală pentru cele 4 spectre de val standard ($\mu = 90^\circ$)

| u_s [m/s] | Plină încărcare | | | | Balast | | | |
|-------------|-----------------|-------|-------|--------------|--------------|-------|-------|--------------|
| | ISSC | ITTC | PM | JONSWAP | ISSC | ITTC | PM | JONSWAP |
| 0.000 | 6.314 | 6.543 | 6.318 | 6.406 | 6.157 | 6.528 | 6.162 | 6.774 |
| 1.029 | 6.253 | 6.475 | 6.258 | 6.323 | 6.149 | 6.522 | 6.154 | 6.696 |
| 2.058 | 6.138 | 6.345 | 6.142 | 6.168 | 6.079 | 6.449 | 6.083 | 6.619 |
| 3.086 | 5.962 | 6.150 | 5.966 | 5.938 | 5.945 | 6.305 | 5.949 | 6.465 |
| 4.115 | 5.731 | 5.891 | 5.735 | 5.637 | 5.748 | 6.091 | 5.753 | 6.229 |
| 5.144 | 5.455 | 5.574 | 5.459 | 5.295 | 5.497 | 5.811 | 5.501 | 5.910 |
| 6.173 | 5.146 | 5.220 | 5.149 | 4.948 | 5.202 | 5.474 | 5.205 | 5.509 |
| 7.202 | 4.821 | 4.848 | 4.825 | 4.633 | 4.877 | 5.098 | 4.880 | 5.055 |
| 8.230 | 4.500 | 4.477 | 4.504 | 4.360 | 4.540 | 4.702 | 4.544 | 4.591 |
| 8.745 | 4.349 | 4.302 | 4.352 | 4.233 | 4.376 | 4.504 | 4.379 | 4.375 |
| 9.259 | 4.200 | 4.132 | 4.203 | 4.122 | 4.213 | 4.314 | 4.216 | 4.171 |

3) La oscilațiile de tangaj amplitudinile semnificative maxime sunt înregistrate la $\mu=0^\circ$ (180°) pentru $u_s=0$ m/s, producându-se o shift-are spre $\mu=90^\circ$ (270°) la creșterea vitezei de peste $u_s=5.144$ m/s, în cazul de plină de încărcare pentru diferite spectrele standard (ISSC, ITTC, Pierson – Moskowitz, JONSWAP).

4) În Figura 6-13 se prezintă comparația între limitările $h_{1/3}$ [m] obținute în urma analizei pe termen scurt la oscilațiile de tangaj, la unghiul de cap $\mu=90^\circ$ pentru gama de viteze ale navei și spectrele ISSC, ITTC, Pierson – Moskowitz și JONSWAP corespunzătoare zonelor de navigație caracteristice. Se poate observa că zona cea mai restrictivă este cea corespunzătoare spectrului ITTC, în cazul de plină încărcare, ușor restricționată la balast.

Tab.6-7 Comparația limitărilor $h_{1/3}$ [m] obținute din diagrama polară pe termen scurt la oscilația de tangaj pentru cele 4 spectre de val ($\mu = 90^\circ$)

| u_s [m/s] | Plină încărcare | | | | Balast | | | |
|-------------|-----------------|--------------|-------|---------|--------|---------------|--------|---------|
| | ISSC | ITTC | PM | JONSWAP | ISSC | ITTC | PM | JONSWAP |
| 0.000 | 8.342 | 7.585 | 8.348 | 9.958 | 12.000 | 7.585 | 12.000 | 12.000 |
| 1.029 | 8.253 | 7.491 | 8.258 | 9.880 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 2.058 | 8.164 | 7.398 | 8.169 | 9.802 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 3.086 | 8.074 | 7.305 | 8.079 | 9.720 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 4.115 | 7.984 | 7.211 | 7.989 | 9.634 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 5.144 | 7.895 | 7.119 | 7.900 | 9.547 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 6.173 | 7.806 | 7.028 | 7.811 | 9.458 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 7.202 | 7.717 | 6.938 | 7.722 | 9.366 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 8.230 | 7.630 | 6.850 | 7.635 | 9.275 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 8.745 | 7.588 | 6.806 | 7.593 | 9.228 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 9.259 | 7.546 | 6.850 | 7.550 | 9.181 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |

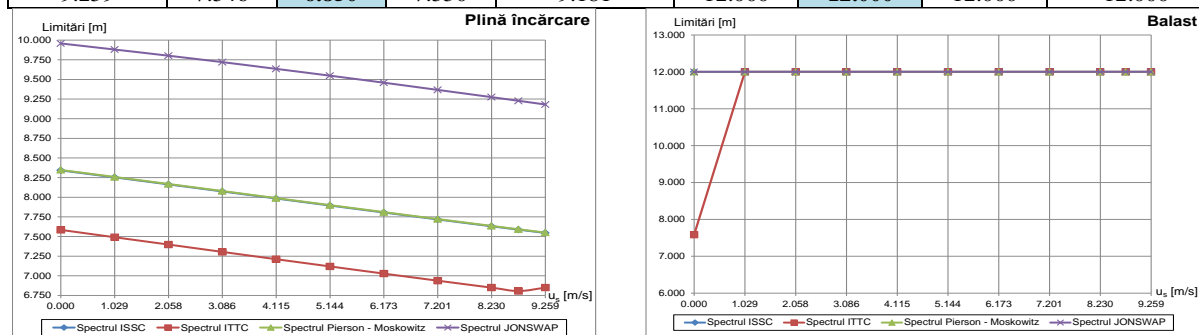


Fig.6-13 Comparația limitărilor $h_{1/3}$ [m] pentru $\mu = 90^\circ$, $u_s = 0 - 9.259$ m/s (0 – 18 Nd), spectrele ISSC, ITTC, Pierson – Moskowitz, JONSWAP la oscilațiile de tangaj

5) În Figura 6-14 se prezintă comparația între rezultatele numerice obținute în urma analizei pe termen scurt la oscilațiile de ruluu, la unghiul de cap $\mu=90^\circ$ pentru gama de viteze ale navei și spectre de val specifice zonei de navigație. Se poate observa că zona cea mai restrictivă este cea corespunzătoare spectrului ISSC, în ambele cazuri de încărcare.

Tab.6-8 Compararea limitărilor $h_{1/3}$ [m] obținute din diagrama polară pe termen scurt la oscilația de ruluu pentru cele 4 spectre de val ($\mu = 90^\circ$)

| u_s [m/s] | Plină încărcare | | | | Balast | | | |
|-------------|-----------------|--------|--------|---------|---------------|--------|--------|---------|
| | ISSC | ITTC | PM | JONSWAP | ISSC | ITTC | PM | JONSWAP |
| 0.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 1.029 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 2.058 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 3.086 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 4.115 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 5.144 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 6.173 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 7.202 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 | 12.000 |
| 8.230 | 7.905 | 12.000 | 7.913 | 12.000 | 7.369 | 12.000 | 7.376 | 12.000 |
| 8.745 | 6.784 | 9.930 | 6.790 | 11.869 | 6.351 | 9.522 | 6.357 | 11.224 |
| 9.259 | 6.029 | 7.871 | 6.034 | 9.105 | 5.650 | 7.581 | 5.654 | 12.000 |

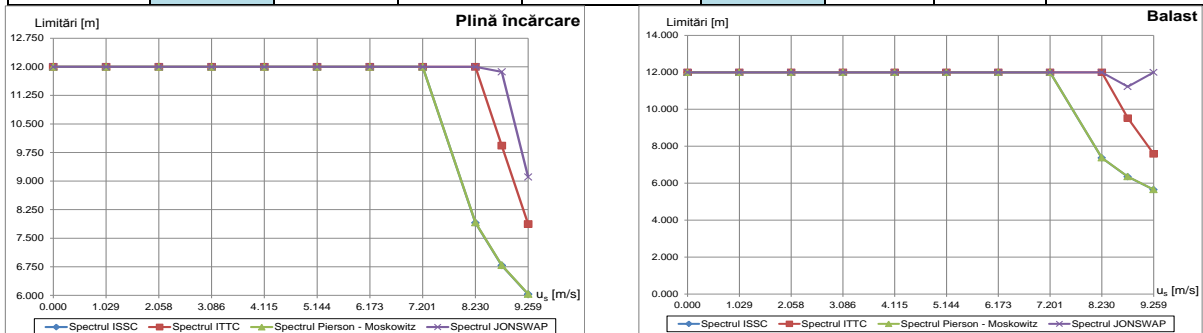


Fig.6-14 Compararea limitărilor $h_{1/3}$ [m] pentru $\mu = 90^\circ$, $u_s = 0 - 9.259$ m/s (0 – 18 Nd), spectrele ISSC, ITTC, Pierson – Moskowitz, JONSWAP la oscilațiile de ruluu

6) Din concluziile 2),4),5) rezultă că pentru nava LPG100000 m³ condițiile de navigație sunt restricționate în principal: pe oscilațiile pe verticale pentru spectrul ISSC la viteze $u_s \leq 2.0587$ m/s (4 noduri), respectiv la viteze $u_s > 2.058$ m/s (4 noduri) pentru spectrul JONSWAP la plină încărcare, în timp ce condițiile de navigație sunt restrictive pentru spectrul ISSC la balast; pe oscilațiile de tangaj pentru spectrul ITTC pentru ambele cazuri de încărcare; pe oscilațiile de ruluu pentru spectrul ISSC pentru ambele cazuri de încărcare.

7) Din Tabelul 6-9 pentru ambele cazuri de încărcare, la viteza navei de proiectare $u_s = 8.745$ m/s (17 noduri) și unghiul de cap $\mu = 90^\circ$, diagrama polară cumulativă rezultă că restricțiile de navigație sunt pentru spectrul JONSWAP pentru ambele cazuri de încărcare.

În consecință, pe baza diagramelor polare cumulative (verticale, tangaj, ruluu), rezultă indicații privind schimbarea de curs și de viteză, funcție de scenariul rutei de navigație și cazul de încărcare, astfel încât să fie satisfăcute criteriile de siguranță la seakeeping (amplitudinile mișcărilor de oscilații și accelerațiile aferente admisibile).

Tab.6-9 Compararea rezultatelor obținute din diagrama polară cumulativă a navei la analiza pe termen scurt pentru cele 4 spectre de val

| u_s [m/s] | $h_{1/3}$, caz de plină încărcare | | | | $h_{1/3}$ caz de balast | | | |
|-------------|------------------------------------|-------|-------|--------------|-------------------------|-------|-------|--------------|
| | ISSC | ITTC | PM | JONSWAP | ISSC | ITTC | PM | JONSWAP |
| 0.000 | 6.314 | 6.543 | 6.318 | 6.406 | 6.157 | 6.528 | 6.162 | 6.774 |
| 1.029 | 6.253 | 6.475 | 6.258 | 6.323 | 6.149 | 6.522 | 6.154 | 6.696 |
| 2.058 | 6.138 | 6.345 | 6.142 | 6.168 | 6.079 | 6.449 | 6.083 | 6.619 |
| 3.086 | 5.962 | 6.150 | 5.966 | 5.938 | 5.945 | 6.305 | 5.949 | 6.465 |
| 4.115 | 5.731 | 5.891 | 5.735 | 5.637 | 5.748 | 6.091 | 5.753 | 6.229 |
| 5.144 | 5.455 | 5.574 | 5.459 | 5.295 | 5.497 | 5.811 | 5.501 | 5.910 |
| 6.173 | 5.146 | 5.220 | 5.149 | 4.948 | 5.202 | 5.474 | 5.205 | 5.509 |
| 7.202 | 4.821 | 4.848 | 4.825 | 4.633 | 4.877 | 5.098 | 4.880 | 5.055 |
| 8.230 | 4.500 | 4.477 | 4.504 | 4.360 | 4.540 | 4.702 | 4.544 | 4.591 |
| 8.745 | 4.349 | 4.302 | 4.352 | 4.233 | 4.376 | 4.504 | 4.379 | 4.375 |
| 9.259 | 4.200 | 4.132 | 4.203 | 4.122 | 4.213 | 4.314 | 4.216 | 4.171 |

6.2 Analiza numerică liniară și neliniară a răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei LPG 100000 m³ în valuri aleatoare pe termen scurt

În acest subcapitol se prezintă rezultatele numerice obținute în urma analizei solicitărilor dinamice în grinda navă, în ipotezele hidroelasticității pentru ambele cazuri de încărcare, ținând cont doar de mișcările în plan vertical ale corpului navei la valuri de întâlnire pentru nava tanc tip LPG 100000 m³.

Pentru analiza dinamică se consideră ca referință momentul inițial $t = 0$ starea de echilibru a corpului navei în apă calmă, astfel încât orice componentă a răspunsului dinamic total, deplasare, forță tăietoare, moment încovoietor, tensiuni se obține prin însumarea celor dinamice cu cele din apă calmă.

Analiza dinamică este efectuată considerând drept unică sursă de excitație valul model Airy și Longuet - Higgins (Jensen și Pedersen, 1981¹⁹⁶; Domnișoru, 1998¹⁹⁷; Bishop și Price, 1979¹⁹⁸) ce include și componentele de interferență ale valului, cu funcția densitate spectrală de putere de ordinul I ITTC ce asigură oscilații maxime verticale la condiția de val de întâlnire (subcapitolul 6.1).

Înălțimea valului semnificativ este luată în considerare pe un interval de calcul de $h_{1/3} = 0 - 12.000$ m, cu un pas $\delta h_w = 0.500$ m inclusiv valul conform normelor navale Bureau Veritas (BV, 2010¹⁹⁹) $h_{w_max} = 10.270$ m, corespunzătoare scării Beaufort $B_{level} = 0 - 11$.

Studiu se încadrează din punct de vedere statistic în categoria analizei răspunsului dinamic a corpului navei pe termen scurt STP, având ca principali parametri de ieșire mărimile probabilistice semnificative ale răspunsului dinamic $y_{1/3} = 2\sqrt{m_0^{(y)}}$ (subcapitolul 2.4), deplasări, deformații, forțe tăietoare, momente încovoietoare și tensiuni.

În ipotezele teoriei hidroelasticității, principalele etape ale analizei dinamice liniare și neliniare ale răspunsului dinamic a navei pe termen scurt, conform subcapitolului 2.4 sunt următoarele:

- generarea planului de forme și diagramele de mase, rigiditățile secțiunilor transversale echivalente prezentate în capitolul 3, ce formulează modelul 1D – grindă echivalentă a corpului navei la analiza dinamică, ce este divizat în 40 de elementele finite de tip grindă echivalentă (model Timonshenko) egale ca lungime;
- se determină coeficienții hidrodinamici, mase adiționale și amortizarea hidrodinamică, luând în considerare formele secțiunilor transversale modelate prin transformata conformă multiparametrică (Bishop și Price, 1979¹⁹⁸; Domnișoru și alții, 1998¹⁹⁷);

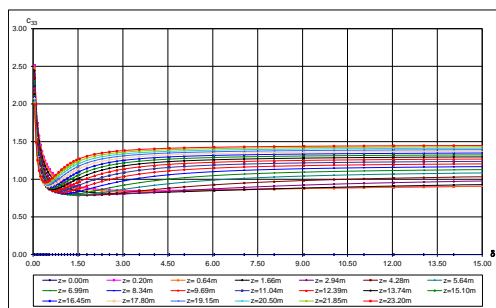


Fig.6-15 Coeficientul adimensional al masei adiționale (secțiune din zona centrală) c_{33}

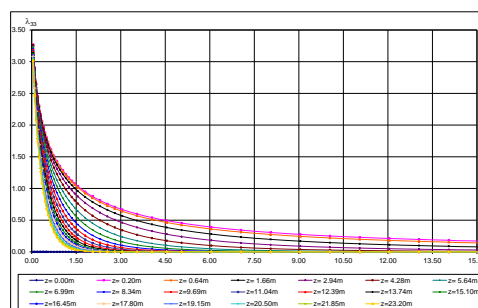


Fig.6-16 Coeficientul adimensional al amortizării hidrodinamice (secțiune din zona centrală) λ_{33}

- prin metoda elementului finit, model 1D – FEM se calculează modurile proprii de vibrație în plan vertical a grinzii navei (Tabelul 6-10, Figura 6-17 și Figura 6-18).

¹⁹⁶ Jensen, J.J., Pedersen, P.T., "Bending moments and shearing forces in ships sailing in irregular waves", Journal of Ship Research 24(4): 243-251, 1981.

¹⁹⁷ Domnișoru, L., Domnișoru, D., "The Unified Analysis of Springing and Whipping Phenomena", The Royal Institution of Naval Architects, London, Part A, Volume 140, p.: 19-36, 1998.

¹⁹⁸ Bishop, R.E.D., Price, W.G., "Hydroelasticity of Ships", Cambridge University Press, 1979.

¹⁹⁹ BV., "Hull scantlings", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 7.

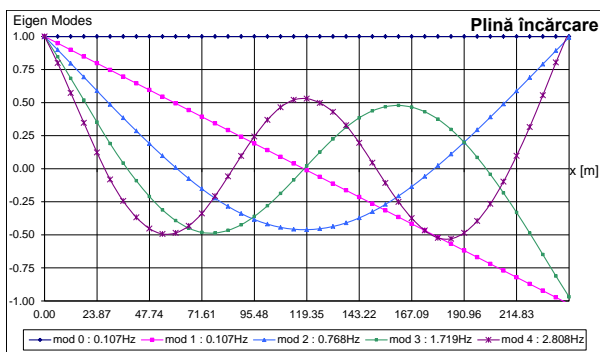


Fig.6-17 Moduri proprii de oscilație și vibrație în cazul de plină încărcare, navă LPG 100000 m³

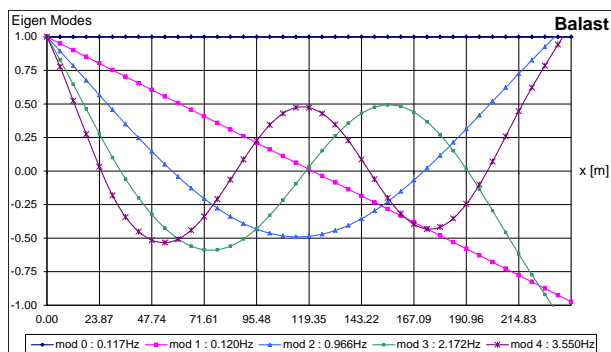


Fig.6-18 Moduri proprii de oscilație și vibrație la balast, navă LPG 100000 m³

Tab.6-10 Frecvențele modurilor proprii de oscilație și vibrație [Hz], în plan vertical

| LPG 100000 m ³ f [Hz] | | Oscilații | | Vibrații | | | |
|----------------------------------|------------------|--------------------|-------|----------|-------|-------|-------|
| Moduri: | | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | |
| Nr. | Caz de încărcare | | | | | | |
| 1 | Plină încărcare | uscat | - | - | 0.953 | 2.187 | 3.637 |
| | | cu mase adiționale | 0.107 | 0.107 | 0.768 | 1.719 | 2.808 |
| 2 | Balast | uscat | - | - | 1.260 | 3.011 | 5.011 |
| | | cu mase adiționale | 0.107 | 0.120 | 0.966 | 2.172 | 3.550 |

- determinarea răspunsului dinamic liniar și neliniar pentru sursa de excitație val model Longuet - Higgins, în domeniul frecvență și timp (subcapitolele 4.1 și 4.2);
- determinarea distribuției tensiunilor normale și tangențiale maxime pe lungimea navei date de însumarea solicitărilor din apă calmă cu solicitările maxime din analiza dinamică liniară și neliniară în ipotezele teoriei hidroelasticității (subcapitolul 6.2.1 și subcapitolul 6.2.2);
- verificarea criteriilor de rezistență longitudinală a corpului navei și stabilirea limitelor de navigație pentru fiecare caz de încărcare, prin precizarea înălțimii semnificative a valului și a gradului Beaufort $h_{1/3_lim}$, B_{level_lim} (subcapitolul 6.2.1 și subcapitolul 6.2.2).

La analiza hidroelastică a dinamicii corpului navei în plan vertical se pot obține următoarele componente ale răspunsului dinamic: oscilații liniare și neliniare, șoc hidrodinamic din slamming de fund și bordaj, rezonanță navă – val pe modurile generale de vibrație, fenomenul de springing de tip liniar de speța I, liniar de speța a doua și neliniar, vibrații tranzitorii neliniare generale induse din slamming, fenomenul de whipping (Jensen și Pedersen, 1981²⁰⁰; Domnișoru și alții, 1998²⁰¹; Bishop și Price, 1979²⁰²; Soding, 1975²⁰³).

Analiza hidroelastică, liniară și neliniară, a navei LPG 100000 m³ este realizată cu pachetul de programe DYN (Domnișoru și alții, 2012²⁰⁴) conform modelului teoretic din subcapitolul 2.4 cu următoarele module de calcul:

DYN - ADV: analiză liniară standard la oscilații verticale. În ecuațiile de mișcare cuplate în plan vertical sunt luate în considerare componentele din oscilația liniară ale răspunsului dinamic cu excitație din val model Airy și spectru de val ITTC la analiza pe termen scurt (STP);

DYN - HEL: analiză liniară în ipotezele teoriei hidroelasticității. Răspunsul dinamic include componentele din oscilația liniară și springing-ul liniar, cu excitație din val model Airy și spectrul de val ITTC la analiza pe termen scurt (STP);

DYN-LIN (STABY): analiză liniară în ipotezele teoriei hidroelasticității. Răspunsul dinamic include componente din oscilația liniară, springing-ul liniar și springing-ul neliniar de speța a doua ,

²⁰⁰ Jensen, J.J., Pedersen, P.T., "Bending moments and shearing forces in ships sailing in irregular waves", Journal of Ship Research 24(4): 243-251, 1981.

²⁰¹ Domnișoru, L., Domnișoru, D., "The Unified Analysis of Springing and Whipping Phenomena", The Royal Institution of Naval Architects, London, Part A, Volume 140, p.: 19-36, 1998.

²⁰² Bishop, R.E.D., Price, W.G., "Hydroelasticity of Ships", Cambridge University Press, 1979.

²⁰³ Soding, H., "Springing of Ships, Technische Universität Hannover", 1975.

²⁰⁴ Domnișoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, I., Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navei din valuri echivalente cvasi-stactice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, 2012.

cu excitație din val model Longuet - Higgins și spectrul de val de ordinul I ITTC, la analiza pe termen scurt (STP);

DYN-NLN (STABY și TRANZY): analiză neliniară în ipotezele teoriei hidroelasticității. Răspunsul dinamic include componente din oscilația liniară și neliniară, inclusiv slamming, whipping, springing liniar și springing neliniar de prima și a doua speță, cu excitație din val model Longuet - Higgins și spectrul de val de ordinul I ITTC la analiza pe termen scurt (STP).

Notăm în cele ce urmează valorile totale semnificative ale deplasărilor/deformațiilor, forțelor tăietoare și momentelor încovoietoare obținute la analiza hidroelastică a răspunsului dinamic al navei, prin însumarea valorilor în apă calmă în modul $|sw|$ și valorile semnificative la oscilații (1/3osc) și vibrații (1/3vib) cu următoarele relații:

$$\begin{aligned} D_s &= |D_{sw}| + D_{1/3osc} + D_{1/3vib} \\ T_s &= |T_{sw}| + T_{1/3osc} + T_{1/3vib} \\ M_s &= |M_{sw}| + M_{1/3osc} + M_{1/3vib} \end{aligned} \tag{6.1}$$

Valorile statistice semnificative pe termen scurt la analiza hidroelastică se obțin prin prelucrarea spectrală FFT a răspunsului dinamic din domeniul timp.

6.2.1 Analiza numerică liniară și neliniară a răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei LPG 100000 m³ în cazul de plină încărcare

În acest subcapitol am inclus analiza răspunsului hidroelastic al corpului navei la plină încărcare, liniar și neliniar, la val de întâlnire ($\mu = 180^\circ$), viteza de proiectare a navei $u_s = 8.745$ m/s (17 noduri) conform modelului teoretic din subcapitolul 2.4 cu pachetul de programe DYN (Domnișoru și alții, 2012²⁰⁵) cu rezultatele numerice din următoarele tabele:

- Raportul mediu dintre deformația semnificativă la vibrația pe primul mod elastic și deplasarea semnificativă la oscilația navei este la analiza liniară de 2.73% și la analiza neliniară de 2.82% (Tabelul 6-11).

Tab.6-11 Raportul între deformația semnificativă la vibrația pe modul fundamental și deplasarea semnificativă la oscilația navei corp rigid pe direcție verticală $D_{1/3_vib}/D_{1/3_osc}$ la analiza dinamică liniară și neliniară prin hidroelasticitate, la plină încărcare, $u_s = 8.745$ m/s

| LPG 100000 m ³ | | $D_{1/3_vib}/D_{1/3_osc}$ $h_{1/3}=10.270$ m | | | | $h_{1/3}$ [m] | | |
|---------------------------|----------|--|------|------------------|--------------------|------------------|-----------------|------------------------|
| Nr. | Secțiuni | x[m] | x/L | % vib/osc liniar | % vib/osc neliniar | Slamming de fund | Slamming bordaj | Apă ambarcată pe punte |
| 1 | pupa | 0.000 | 0.00 | 2.51 | 2.68 | > 2 | Da | > 12 |
| 2 | L/4 | 59.675 | 0.25 | 2.72 | 2.74 | | | |
| 3 | L/2 | 119.350 | 0.50 | 3.02 | 3.06 | | | |
| 4 | 3L/4 | 179.025 | 0.75 | 2.77 | 2.87 | | | |
| 5 | prova | 238.700 | 1.00 | 2.64 | 2.77 | > 8 | Da | > 12 |
| Valoare medie: | | | | 2.73 | 2.82 | | | |

Tab.6-12 Raportul între forța tăietoare semnificativă la vibrația pe modul fundamental și forța tăietoare semnificativă la oscilația navei corp rigid $T_{1/3_vib}/T_{1/3_osc}$ la analiza dinamică liniară și neliniară prin hidroelasticitate, la plină încărcare, $u_s = 8.745$ m/s

| LPG 100000 m ³ | | $T_{1/3_vib}/T_{1/3_osc}$ $h_{1/3}=10.270$ m | | | | Analiza dinamică liniară și neliniară | |
|---------------------------|----------|--|------|------------------|--------------------|---|----------|
| Nr. | Secțiuni | x[m] | x/L | % vib/osc liniar | % vib/osc neliniar | Springing | Whipping |
| 1 | pupa | 11.935 | 0.05 | 5.35 | 31.90 | -liniar: foarte mici -neliniar valori mici | mare |
| 2 | L/4 | 59.675 | 0.25 | 5.82 | 39.48 | | |
| 3 | L/2 | 119.350 | 0.50 | 3.73 | 13.37 | | |
| 4 | 3L/4 | 179.025 | 0.75 | 5.92 | 46.16 | | |
| 5 | prova | 226.765 | 0.95 | 6.73 | 51.06 | | |
| Valoare medie: | | | | 5.51 | 36.40 | | |

²⁰⁵ Domnișoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, I., Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valuri echivalente cvasi-stactice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, 2012.

- Raportul mediu dintre forța tăietoare semnificativă la vibrația pe primul mod elastic și forța tăietoare semnificativă la oscilația navei este la analiza liniară de 5.51% și la analiza neliniară de 36.40% (Tabelul 6-12).

- Raportul mediu dintre momentul încovoietor semnificativ la vibrația pe primul mod elastic și momentul încovoietor semnificativ la oscilația navei este la analiza liniară de 6% și la analiza neliniară de 42.50% (Tabelul 6-13).

Tab.6-13 Raportul între momentul încovoietor semnificativ la vibrația pe modul fundamental și momentul încovoietor semnificativ la oscilația navei corp rigid $M_{1/3_vib}/M_{1/3_osc}$ la analiza dinamică liniară și neliniară prin hidroelasticitate la plină încărcare, $u_s = 8.745$ m/s

| LPG 100000 m ³ | | $M_{1/3_vib}/M_{1/3_osc}$ $h_{1/3} = 10.270$ m | | | | Analiza dinamică liniară și neliniară | |
|---------------------------|----------|--|------|------------------|--------------------|---|----------|
| Nr. | Secțiuni | x[m] | x/L | % vib/osc liniar | % vib/osc neliniar | Springing | Whipping |
| 1 | pupa | 11.935 | 0.05 | 5.26 | 31.15 | -liniar: foarte mici -neliniar valori mici | mare |
| 2 | L/4 | 59.675 | 0.25 | 5.74 | 36.32 | | |
| 3 | L/2 | 119.350 | 0.50 | 5.96 | 43.95 | | |
| 4 | 3L/4 | 179.025 | 0.75 | 6.63 | 52.97 | | |
| 5 | prova | 226.765 | 0.95 | 6.44 | 48.11 | | |
| | | Valoare medie: | | 6.00 | 42.50 | | |

Din analiza datelor din Tabelul 6-11 rezultă că în acest caz de marfă apare fenomenul de slamming de bordaj la pupa și la prova navei. Slamming-ul de fund se înregistrează la pupa navei pentru $h_{1/3} > 2$ m (sever) și la prova navei pentru $h_{1/3} > 8$ m (mediu). Posibilitatea apariției apei ambarcate pe punte este foarte redusă ($h_{1/3} > 12$ m).

Din analiza datelor din Tabelul 6-12 și Tabelul 6-13, rezultă apariția fenomenului de springing liniar cu intensitate foarte mică și a springing-ului neliniar cu intensitate mică, datorită frecvenței fundamentale proprii la vibrație mult mai mari decât cea a valurilor 0.768 Hz $\gg 0.1$ Hz. Fenomenul de whipping este cu intensitate mare, fiind indus de slamming-ul de bordaj de la extremitățile navei, respectiv de slamming-ul de fund prova și dominant la pupa.

Tab.6-14 Valorile maxime semnificative pe termen scurt ale forțelor tăietoare și a momentului încovoietor în plan vertical a corpului navei pe următoarele componente: apă calmă, oscilație, vibrație pe modul fundamental, la analiza numerică liniară și neliniară, val de referință $h_{1/3} = 10.270$ m, plină încărcare

| LPG 100000 m ³ $h_{1/3} = 10.270$ m | max ($T_{1/3}$) $ h_{1/3}$ [kN] | max ($M_{1/3}$) $ h_{1/3}$ [kNm] |
|--|-----------------------------------|------------------------------------|
| Apă calmă | 4.40E+04 | 2.65E+06 |
| ADV | 2.24E+04 | 1.49E+06 |
| HEL oscilații | 2.24E+04 | 1.49E+06 |
| HEL vibrații | 6.96E+02 | 5.02E+04 |
| DYN-LIN oscilații | 2.21E+04 | 1.46E+06 |
| DYN-LIN vibrații | 1.24E+03 | 8.64E+04 |
| DYN-NLN oscilații | 2.41E+04 | 1.63E+06 |
| DYN-NLN vibrații | 9.74E+03 | 7.05E+05 |

Din analiza datelor din Tabelul 6-14, momentul încovoietor în apă calmă maxim este de 2.65E+06 kNm și forța tăietoare în apă calmă maximă este de 4.40E+04 kN.

Din oscilații și vibrații, la răspunsul dinamic hidroelastic neliniar suplimentar rezultă momentul încovoietor semnificativ maxim ($M_{1/3osc+vib}$) 2.34E+06 kNm și forța tăietoare semnificativă maximă ($T_{1/3osc+vib}$) 3.38E+04 kN.

Din analiza răspunsului corpului navei pe model 1D – grindă echivalentă, cu solicitări în apă calmă și val aleatoriu model Longuet – Higgings, rezultă următoarele diagrame:

- Figura 6-21 și Figura 6-22, prezintă realizarea temporară a elongației valului model Longuet – Higgings și spectrul FFT de amplitudine, având funcția densității spectrale de ordinul I tip ITTC, la $h_{1/3} = 10.270$ m, secțiunea $x/L = 0.500$, plină încărcare (subcapitolul 2.4.4, model teoretic);

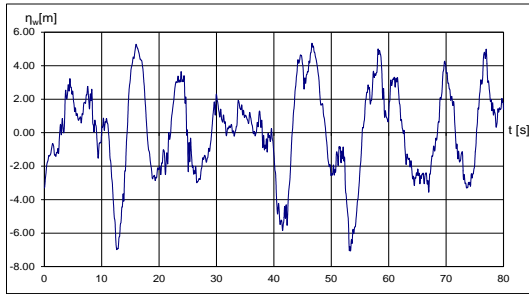


Fig.6-21 Realizarea temporară a elongației valului pentru valul model Longuet - Higgins la $h_{1/3}=10.270$ m, secțiunea $x/L=0.500$, plină încărcare

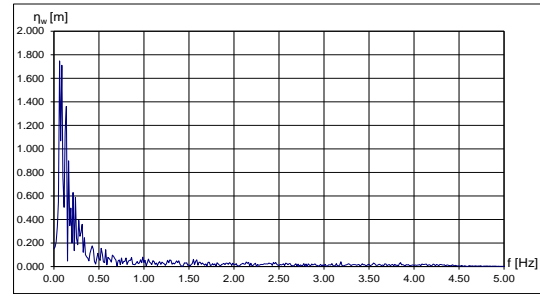


Fig.6-22 Spectrul FFT de amplitudine pentru valul model Longuet - Higgins, funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC la $h_{1/3}=10.270$ m, $x/L=0.500$

- Figura 6-23 și Figura 6-24, prezintă realizarea temporară și spectrul FFT de amplitudine a momentului încovoietor, la analiza hidroelastică liniară (DYN – LIN), la $h_{1/3} = 10.270$ m, secțiunea $x/L = 0.500$, viteza $u_s = 8.745$ m/s (17 noduri);

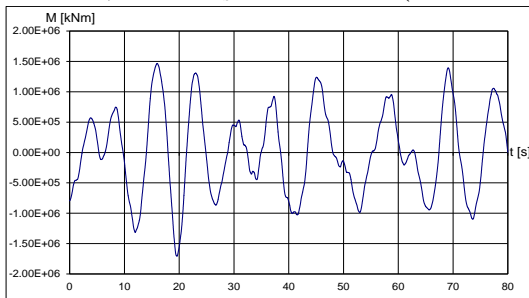


Fig.6-23 Realizarea temporară pentru momentul încovoietor la analiză hidroelastică liniară, $h_{1/3} = 10.270$ m, $x/L = 0.500$, $u_s = 8.745$ m/s

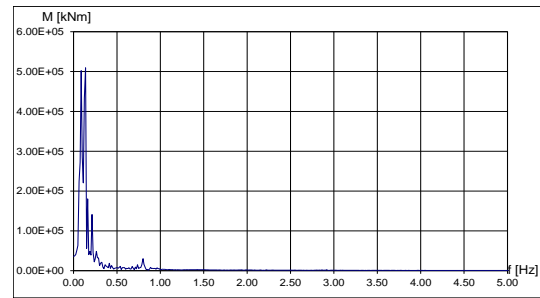


Fig.6-24 Spectrul FFT de amplitudine pentru momentul încovoietor la analiză hidroelastică liniară, $h_{1/3} = 10.270$ m, $x/L = 0.500$, $u_s = 8.745$ m/s

- Figura 6-25 și Figura 6-26, prezintă realizarea temporară și spectrul FFT de amplitudine a momentului încovoietor, la analiza hidroelastică neliniară (DYN – NLN), la $h_{1/3} = 10.270$ m, secțiunea $x/L = 0.500$, viteza $u_s = 8.745$ m/s (17 noduri);

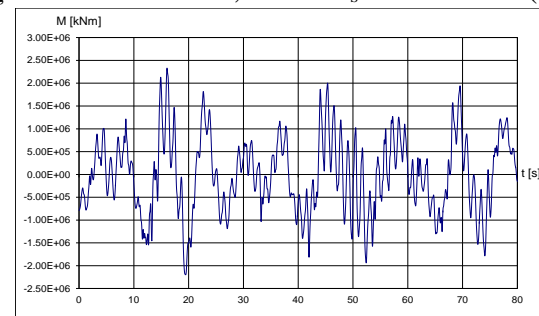


Fig.6-25 Realizarea temporară pentru momentul încovoietor la analiză hidroelastică neliniară, $h_{1/3} = 10.270$ m, $x/L = 0.500$, $u_s = 8.745$ m/s

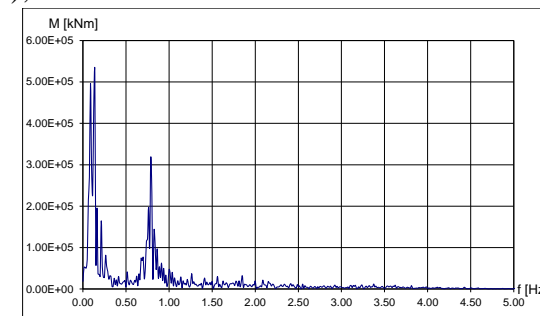


Fig.6-26 Spectrul FFT de amplitudine pentru momentul încovoietor la analiză hidroelastică neliniară, $h_{1/3} = 10.270$ m, $x/L = 0.500$, $u_s = 8.745$ m/s

În următoarele figuri se prezintă distribuțiile eforturilor secționale, a tensiunilor și deplasările/deformațiile semnificative totale, la plină încărcare, după cum urmează:

- Figura 6-27, Figura 6-28, distribuția forțelor tăietoare și momentelor încovoietoare semnificative totale, la analiza liniară hidroelastică cu modulul DYN – LIN (STABY);

- Figura 6-29 ÷ Figura 6-31, distribuția tensiunilor normale din punte și dublu fund, tangențiale în axa neutră, semnificative totale, la analiza liniară hidroelastică cu modulul DYN – LIN (STABY);

- Figura 6-32, Figura 6-33, deplasarea/deformațiilor verticale semnificative totală, la analiza liniară hidroelastică cu modulul DYN – LIN (STABY);

- Figura 6-34, Figura 6-35, distribuția forțelor tăietoare și momentelor încovoietoare semnificative totale, la analiza neliniară hidroelastică cu modulul DYN – NLN (STABY și TRANZY);

- Figura 6-36 ÷ Figura 6-38, distribuția tensiunilor normale din punte și dublu fund, tangențiale în axa neutră, semnificative totale, la analiza neliniară hidroelastică cu modulul DYN – NLN (STABY și TRANZY);

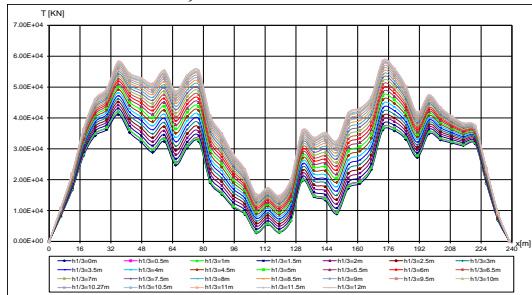


Fig.6-27 Forța tăietoare totală semnificativă T_s [kN], analiză liniară, plină încărcare

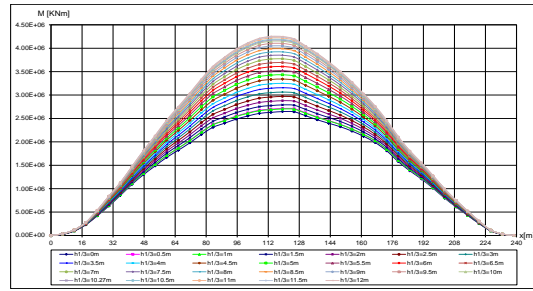


Fig.6-28 Momentul încovoierilor total semnificativ M_s [kNm], analiză liniară, plină încărcare

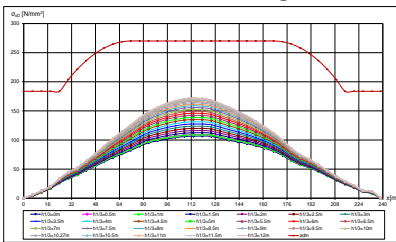


Fig.6-29 Tensiunea normală totală semnificativă σ_{xDs} [N/mm²] în punte, analiză liniară, plină încărcare

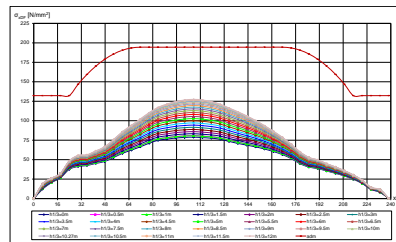


Fig.6-30 Tensiunea normală totală semnificativă σ_{xDFs} [N/mm²] pe dublu fund, analiză liniară, plină încărcare

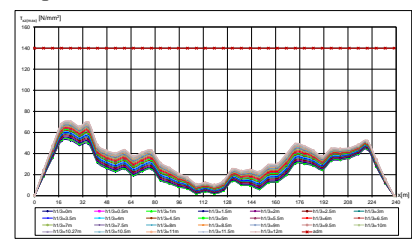


Fig.6-31 Tensiunea tangențială totală semnificativă τ_{xzDs} [N/mm²], analiză liniară, plină încărcare

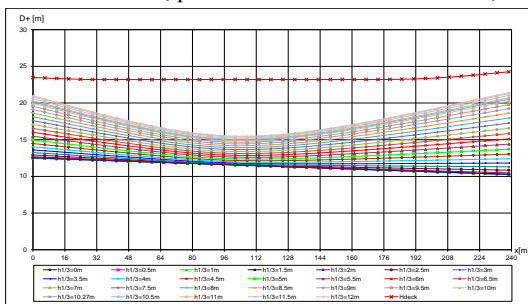


Fig.6-32 Deplasarea verticală totală semnificativă D_s [m], analiză liniară, plină încărcare

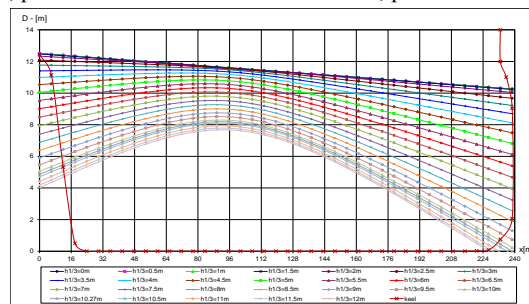


Fig.6-33 Deplasarea verticală totală semnificativă D_s [m], analiză liniară, plină încărcare

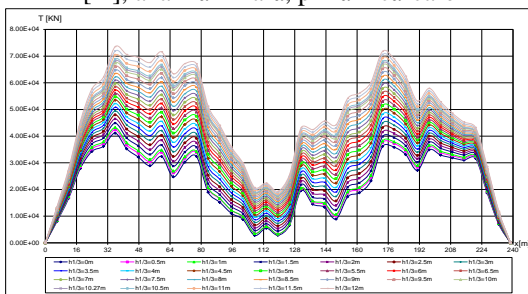


Fig.6-34 Forța tăietoare totală semnificativă T_s [kN], analiză neliniară, plină încărcare

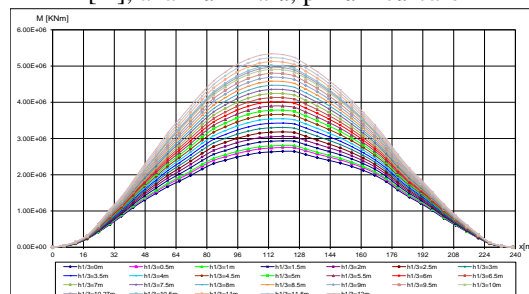


Fig.6-35 Momentul încovoierilor total semnificativ M_s [kNm], analiză neliniară, plină încărcare

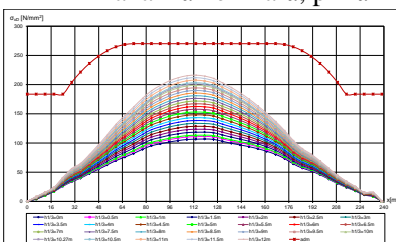


Fig.6-36 Tensiunea normală totală semnificativă σ_{xDs} [N/mm²] în punte la analiza neliniară, plină încărcare

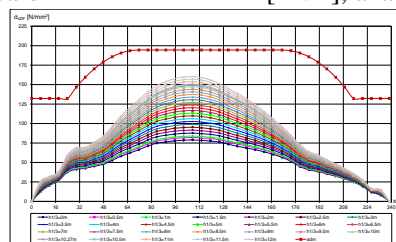


Fig.6-37 Tensiunea normală totală semnificativă σ_{xDFs} [N/mm²] pe fund la analiza neliniară, plină încărcare

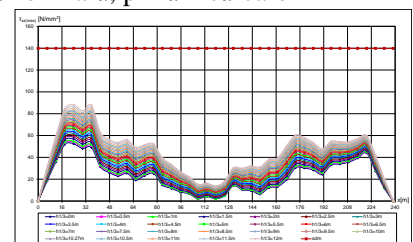


Fig.6-38 Tensiunea tangențială totală semnificativă τ_{xzDs} [N/mm²], analiză neliniară, plină încărcare

- Figura 6-39, Figura 6-40, deplasarea/deformațiile verticale semnificative totale, la analiza neliniară hidroelastică cu modulul DYN – NLN (STABY și TRANZY);

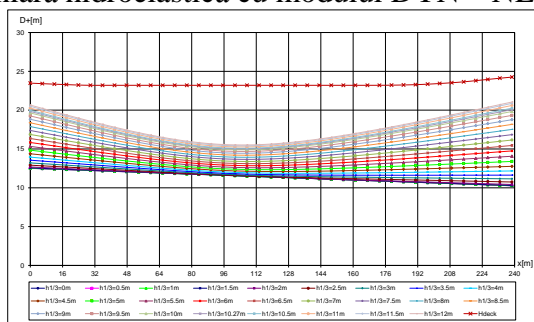


Fig.6-39 Deplasarea verticală totală semnificativă D_s [m], analiză neliniară, plină încărcare

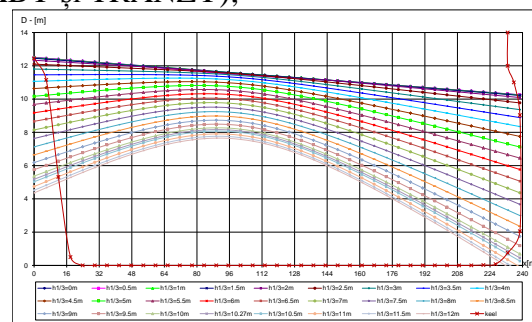


Fig.6-40 Deplasarea verticală totală semnificativă D_s [m], analiză neliniară, plină încărcare

6.2.2 Analiza numerică liniară și neliniară a răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei LPG 100000 m³ în cazul de balast

În acest subcapitol am inclus analiza răspunsului hidroelastic al corpului navei în cazul de balast, liniar și neliniar, la val de întâlnire ($\mu = 180^\circ$), viteza de proiectare a navei $u_s = 8.745$ m/s (17 noduri) conform modelului teoretic din subcapitolul 2.4 cu pachetul de programe DYN (Domnișoru și alții, 2012²⁰⁶).

Raportul mediu dintre deformația semnificativă la vibrația pe primul mod elastic și deplasarea semnificativă la oscilația navei este la analiza liniară de 2.56% și la analiza neliniară de 2.71% (Tabelul 6-16).

Tab.6-16 Raportul între deformația semnificativă la vibrația pe modul fundamental și deplasarea semnificativă la oscilația navei corp rigid pe direcție verticală $D_{1/3_vib}/D_{1/3_osc}$ la analiza dinamică liniară și neliniară prin hidroelasticitate, la balast, $u_s = 8.745$ m/s

| LPG 100000 m ³ | | $D_{1/3_vib}/D_{1/3_osc}$ $h_{1/3}=10.270$ m | | | | $h_{1/3}$ [m] | | |
|---------------------------|----------|--|------|------------------|--------------------|------------------|-----------------|------------------------|
| Nr. | Secțiuni | x[m] | x/L | % vib/osc liniar | % vib/osc neliniar | Slamming de fund | Slamming bordaj | Apă ambarcată pe punte |
| 1 | pupa | 0.000 | 0.00 | 2.27 | 2.41 | >=0 | Da | > 12 |
| 2 | L/4 | 59.675 | 0.25 | 2.57 | 2.69 | | | |
| 3 | L/2 | 119.350 | 0.50 | 3.00 | 3.14 | | | |
| 4 | 3L/4 | 179.025 | 0.75 | 2.54 | 2.62 | | | |
| 5 | prova | 238.700 | 1.00 | 2.44 | 2.68 | > 6 | Da | > 12 |
| Valoare medie: | | | | 2.56 | 2.71 | | | |

Raportul mediu dintre forța tăietoare semnificativă la vibrația pe primul mod elastic și forța tăietoare semnificativă la oscilația navei este la analiza liniară de 3.06% și la analiza neliniară de 48.16% (Tabelul 6-17).

Tab.6-17 Raportul între forța tăietoare semnificativă la vibrația pe modul fundamental și forța tăietoare semnificativă la oscilația navei corp rigid $T_{1/3_vib}/T_{1/3_osc}$ la analiza dinamică liniară și neliniară prin hidroelasticitate, la balast, $u_s = 8.745$ m/s

| LPG 100000 m ³ | | $T_{1/3_vib}/T_{1/3_osc}$ $h_{1/3}=10.270$ m | | | | Analiza dinamică liniară și neliniară | |
|---------------------------|----------|--|------|------------------|--------------------|---------------------------------------|----------|
| Nr. | Secțiuni | x[m] | x/L | % vib/osc liniar | % vib/osc neliniar | Springing | Whipping |
| 1 | pupa | 11.935 | 0.05 | 3.56 | 56.38 | | |
| 2 | L/4 | 59.675 | 0.25 | 3.39 | 68.46 | liniar: foarte redus | mare |
| 3 | L/2 | 119.350 | 0.50 | 2.73 | 26.43 | | |
| 4 | 3L/4 | 179.025 | 0.75 | 2.96 | 56.27 | | |
| 5 | prova | 226.765 | 0.95 | 2.68 | 33.28 | neliniar: mic | |
| Valoare medie: | | | | 3.06 | 48.16 | | |

²⁰⁶ Domnișoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, I., Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valuri echivalente cvasi-stactice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, 2012.

Raportul mediu dintre momentul încovoietor semnificativ la vibrația pe primul mod elastic și momentul încovoietor semnificativ la oscilația navei este la analiza liniară de 3.14% și la analiza neliniară de 51.66% (Tabelul 6-18).

Din analiza datelor din Tabelul 6-16 rezultă că în acest caz de marfă apare fenomenul de slamming de bordaj la pupa și la prova navei. Slamming-ul de fund se înregistrează la pupa navei pentru $h_{1/3} \geq 0$ m (sever) și la prova navei pentru $h_{1/3} > 6$ m (mediu). Posibilitatea apariției apei ambarcate pe punte este foarte redusă ($h_{1/3} > 12$ m).

Din analiza datelor din Tabelul 6-17 și Tabelul 6-18, rezultă apariția fenomenului de springing liniar cu intensitate foarte mică și a springing-ului neliniar cu intensitate mică, datorită frecvenței fundamentale proprii la vibrație foarte mari în comparație cu cea a valurilor 0.966 Hz $\gg 0.1$ Hz. Fenomenul de whipping este cu intensitate mare, fiind indus de slamming-ul de bordaj de la extremitățile navei, respectiv de slamming-ul de fund prova și dominant la pupa.

Tab.6-18 Raportul între momentul încovoietor semnificativ la vibrația pe modul fundamental și momentul încovoietor semnificativ la oscilația navei corp rigid $M_{1/3_vib}/M_{1/3_osc}$ la analiza dinamică liniară și neliniară prin hidroelasticitate la balast, $u_s = 8.745$ m/s

| LPG 100000 m ³ | | $M_{1/3_vib}/M_{1/3_osc}$ $h_{1/3} = 10.270$ m | | | | Analiza dinamică liniară și neliniară | |
|---------------------------|----------|--|------|------------------|--------------------|---------------------------------------|----------|
| Nr. | Secțiuni | x[m] | x/L | % vib/osc liniar | % vib/osc neliniar | Springing | Whipping |
| 1 | pupa | 11.935 | 0.05 | 3.57 | 55.02 | liniar: foarte redus neliniar: mic | mare |
| 2 | L/4 | 59.675 | 0.25 | 3.48 | 64.32 | | |
| 3 | L/2 | 119.350 | 0.50 | 3.21 | 65.24 | | |
| 4 | 3L/4 | 179.025 | 0.75 | 2.80 | 45.28 | | |
| 5 | prova | 226.765 | 0.95 | 2.66 | 28.46 | | |
| | | Valoare medie: | | 3.14 | 51.66 | | |

Tab.6-19 Valorile maxime semnificative pe termen scurt ale momentului încovoietor și a forțelor tăietoare în plan vertical a corpului navei pe următoarele componente: apă calmă, oscilație, vibrație pe modul fundamental, la analiza numerică liniară și neliniară

| LPG 100000 m ³ $h_{1/3} = 10.270$ m | max $(T_{1/3}) h_{1/3}$ [kN] | max $(M_{1/3}) h_{1/3}$ [kNm] |
|--|------------------------------|-------------------------------|
| Apă calmă | 4.14E+04 | 1.92E+06 |
| ADV | 2.73E+04 | 1.76E+06 |
| HEL oscilații | 2.73E+04 | 1.76E+06 |
| HEL vibrații | 8.71E+02 | 2.58E+04 |
| DYN-LIN oscilații | 2.68E+04 | 1.74E+06 |
| DYN-LIN vibrații | 8.23E+02 | 5.59E+04 |
| DYN-NLN oscilații | 2.76E+04 | 1.84E+06 |
| DYN-NLN vibrații | 1.79E+04 | 1.21E+06 |

Din analiza datelor din Tabelul 6-19, momentul încovoietor în apă calmă maxim este 1.92E+06 kNm și forța tăietoare în apă calmă maxim este 4.14E+04 kN. Din oscilații și vibrații, la răspunsul dinamic hidroelastic neliniar suplimentar rezultă momentul încovoietor semnificativ maxim ($M_{1/3osc+vib}$) 3.05E+06 kNm și forța tăietoare semnificativă maximă ($T_{1/3osc+vib}$) 4.55E+04 kN.

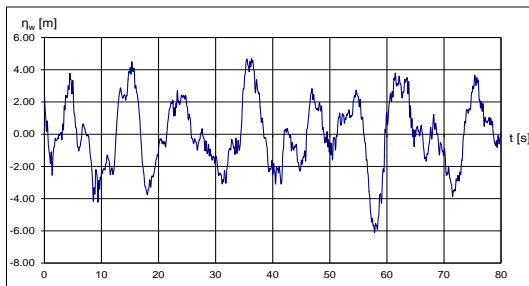


Fig.6-43 Realizarea temporară a elongației valului pentru valul model Longuet - Higgins la $h_{1/3}=10.270$ m, secțiunea $x/L=0.500$, balast

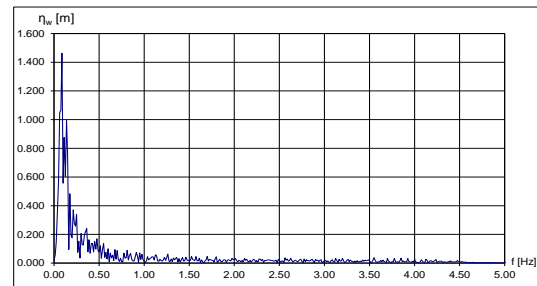


Fig.6-44 Spectrul FFT de amplitudine pentru valul model Longuet - Higgins, cu funcția densitate spectrală de ordinul I tip ITTC la $h_{1/3}=10.270$ m, $x/L=0.500$, balast

Din analiza răspunsului corpului navei pe model 1D – grindă echivalentă, cu solicitări în apă calmă și val aleatoriu model Longuet – Higgings, cazul de balast, rezultă următoarele diagrame:

- Figura 6-43 și Figura 6-44, se prezintă realizarea temporară a elongației valului model Longuet – Higgings și spectrul FFT de amplitudine, având funcția densității spectrale de ordinul I tip ITTC, la $h_{1/3} = 10.270$ m, secțiunea $x/L = 0.500$, balast);
- Figura 6-45 și Figura 6-46, se prezintă realizarea temporară și spectrul FFT de amplitudine a momentului încovoietor, la analiza dinamică liniară (DYN – LIN), la $h_{1/3} = 10.270$ m, secțiunea $x/L = 0.500$, la balast, viteza $u_s = 8.745$ m/s (17 noduri);
- Figura 6-47 și Figura 6-48, se prezintă realizarea temporară și spectrul FFT de amplitudine a momentului încovoietor, la analiza dinamică neliniară (DYN – NLN), la $h_{1/3} = 10.270$ m, secțiunea $x/L = 0.500$, balast, viteza $u_s = 8.745$ m/s (17 noduri).

În următoarele figuri se prezintă distribuțiile eforturilor secționale, a tensiunilor și deplasările/deformațiile semnificative totale, la balast, după cum urmează:

- - Figura 6-49, Figura 6-50, distribuția forțelor tăietoare și momentelor încovoietoare semnificative totale, la analiza liniară hidroelastică cu modulul DYN – LIN (STABY);
- Figura 6-51 ÷ Figura 6-53, distribuția tensiunilor normale din punte și dublu fund, tangențiale în axa neutră, semnificative totale, la analiza liniară hidroelastică cu modulul DYN – LIN (STABY);

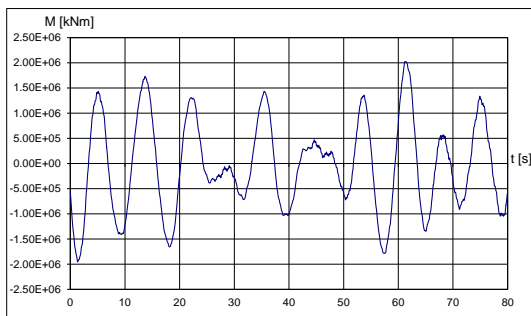


Fig.6-45 Realizarea temporară pentru momentul încovoietor la analiză dinamică liniară, $h_{1/3} = 10.270$ m, $x/L = 0.500$, $u_s = 8.745$ m/s, balast

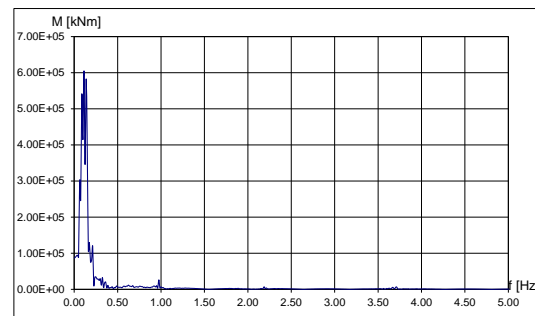


Fig.6-46 Spectrul FFT de amplitudine pentru momentul încovoietor la analiză dinamică liniară, $h_{1/3} = 10.270$ m, $x/L = 0.500$, $u_s = 8.745$ m/s, balast

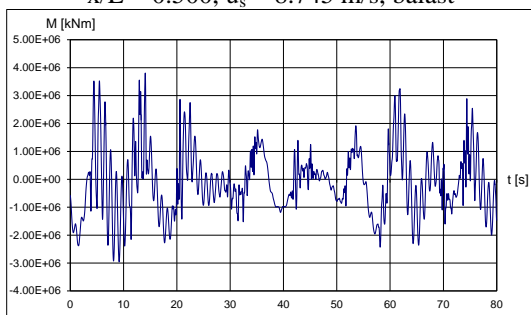


Fig.6-47 Realizarea temporară pentru momentul încovoietor la analiză dinamică neliniară, $h_{1/3} = 10.270$ m, $x/L = 0.500$, $u_s = 8.745$ m/s, balast

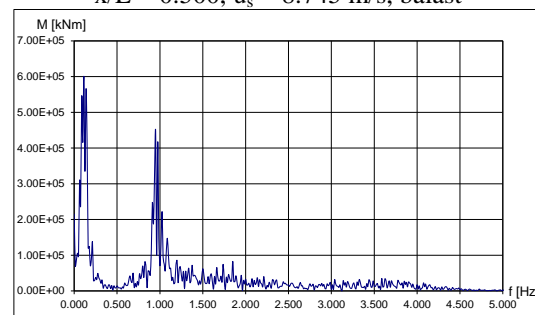


Fig.6-48 Spectrul FFT de amplitudine pentru momentul încovoietor la analiză dinamică neliniară, $h_{1/3} = 10.270$ m, $x/L = 0.500$, $u_s = 8.745$ m/s, balast

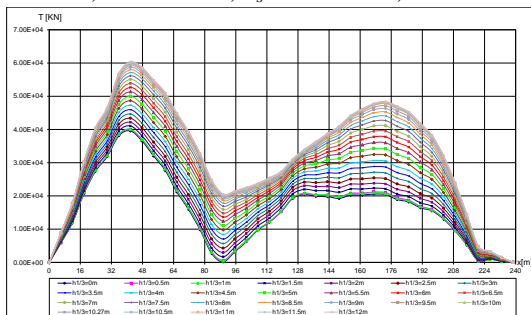


Fig.6-49 Forța tăietoare totală semnificativă T_s [kN], analiză liniară, balast

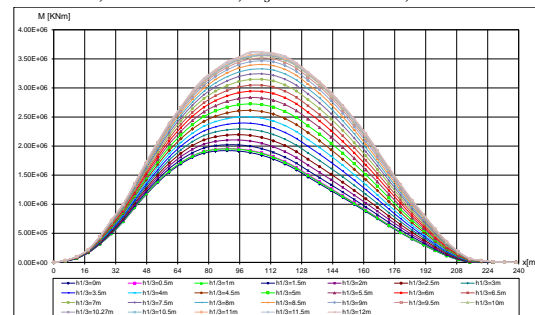


Fig.6-50 Momentul încovoietor total semnificativ M_s [kNm], analiză liniară, balast

- Figura 6-54, Figura 6-55, deplasarea/deformațiilor verticale semnificative totală, la analiza liniară hidroelastică cu modulul DYN – LIN (STABY);
- Figura 6-56, Figura 6-57, distribuția forțelor tăietoare și momentelor încovoietoare semnificative totale, la analiza neliniară hidroelastică cu modulul DYN – NLN (STABY and TRANZY);
- Figura 6-58 ÷ Figura 6-60, distribuția tensiunilor normale din punte și dublu fund, tangențiale în axa neutră, semnificative totale, la analiza neliniară hidroelastică cu modulul DYN – NLN (STABY și TRANZY);
- Figura 6-61, Figura 6-62, deplasarea/deformațiilor verticale semnificative totală, la analiza neliniară hidroelastică cu modulul DYN – NLN (STABY și TRANZY);

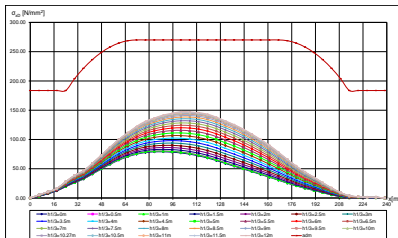


Fig.6-51 Tensiunea normală totală semnificativă σ_{xDs} [N/mm²] în punte, analiză liniară, balast

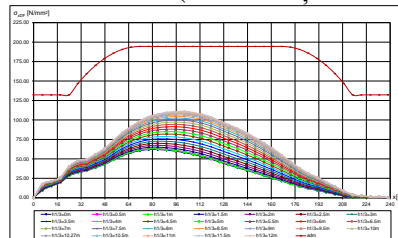


Fig.6-52 Tensiunea normală totală semnificativă σ_{xDFs} [N/mm²] pe dublu fund, analiză liniară, balast

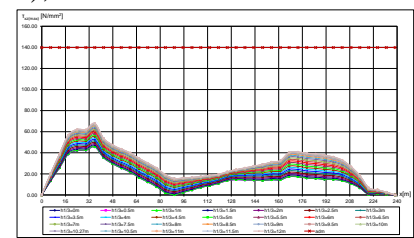


Fig.6-53 Tensiunea tangențială totală semnificativă τ_{xzs} [N/mm²], analiză liniară, balast

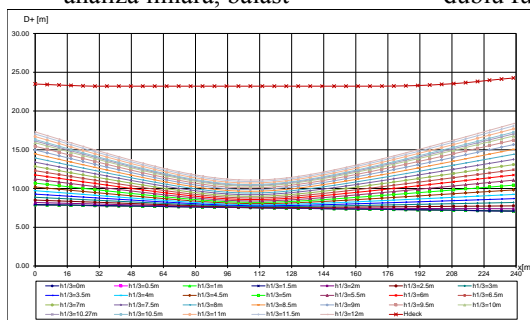


Fig.6-54 Deplasarea verticală totală semnificativă D_s [m], analiză liniară, balast

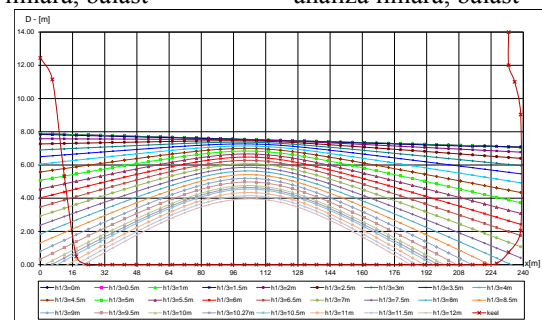


Fig.6-55 Deplasarea verticală totală semnificativă D_s [m], analiză liniară, balast

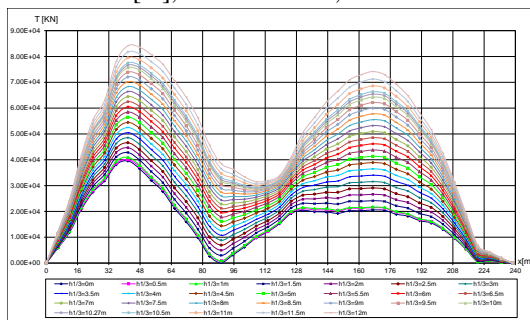


Fig.6-56 Forța tăietoare totală semnificativă T_s [kN], analiză neliniară, balast

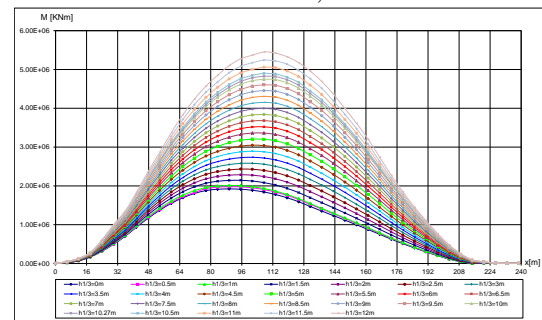


Fig.6-57 Momentul încovoietor total semnificativ M_s [kNm], analiză neliniară, balast

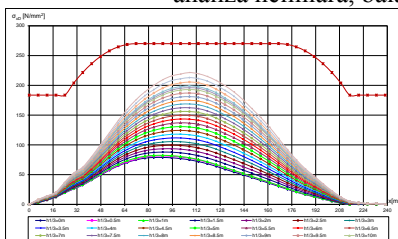


Fig.6-58 Tensiunea normală totală semnificativă σ_{xDs} [N/mm²] în punte la analiza neliniară, balast

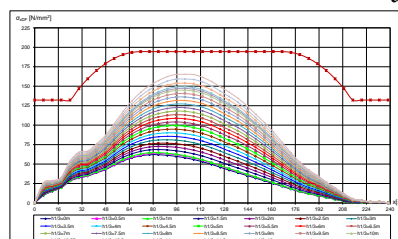


Fig.6-59 Tensiunea normală totală semnificativă σ_{xDFs} [N/mm²] pe fund la analiza neliniară, balast

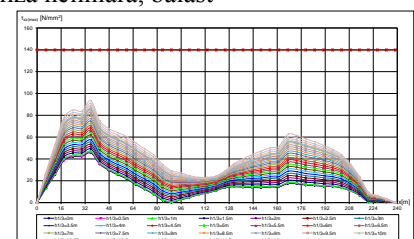


Fig.6-60 Tensiunea tangențială totală semnificativă τ_{xzs} [N/mm²], analiză neliniară, balast

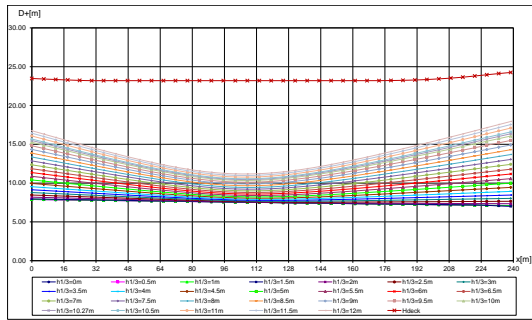


Fig.6-61 Deplasarea verticală totală semnificativă D_s [m], analiză neliniară, balast

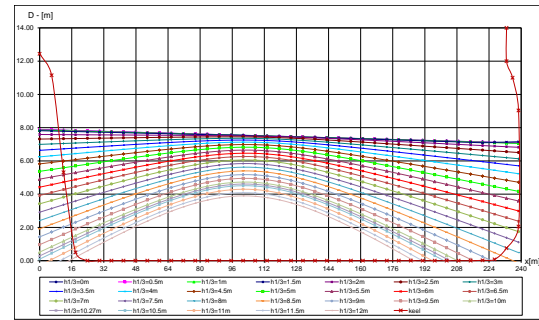


Fig.6-62 Deplasarea verticală totală semnificativă D_s [m], analiză neliniară, balast

6.2.3 Verificarea criteriului de rezistență generală în raport cu limita de curgere a materialului pentru starea de tensiuni în corpul navei LPG 100000 m³ la analiza dinamică hidroelastică

Pe baza tensiunilor semnificative totale obținute prin analiza numerică hidroelastică a răspunsului dinamic al corpului navei în valuri neregulate de întâlnire, cu viteza de proiectare de $u_s = 8.745$ m/s (17 noduri), din subcapitolul 6.2.1 la plină încărcare și subcapitolul 6.2.2 la balast. În Tabelul 6-21 și Tabelul 6-22 se verifică criteriul de stare limită la referința tensiunii de curgere a materialului.

Din analiza datelor din Tabelul 6-21 și Tabelul 6-22, rezultă satisfacerea criteriilor de rezistență generală a corpului navei, fără restricții, pe baza tensiunilor obținute din însumarea solicitărilor din apă calmă |sw| cu solicitările dinamice semnificative maxime liniare și neliniare, calculate în ipotezele teoriei hidroelasticității, pentru valorile extreme ale mării, înălțimea semnificativă a valului de $h_{1/3}=12$ m, respectiv intensitatea Beaufort de $B_{nivel}=11$.

Tab.6-21 Valorile maxime ale tensiunilor totale semnificative la analiza rezistenței generale a corpului navei, din solicitările în apă calmă și dinamice, oscilații și vibrații (hidroelasticitate), la analiza numerică liniară și neliniară, în cazul de plină încărcare

| LPG 100000 m ³ Tensiune max. [N/mm ²] $R_{eH_AH36} = 355$ N/mm ² $R_{eH_A} = 235$ N/mm ² | | Tensiuni admisibile [N/mm ²] | Criteriul de Rezistență generală | Valul $h_{1/3}$ [m] | Beaufort B_{nivel} |
|--|--------|--|--|------------------------|-------------------------|
| $\sigma_{xD_DYN-LN+ sw }$ | 172.26 | 270.06 | $0.638 < 1$ | 12 | 11 |
| $\sigma_{xDF_DYN-LN+ sw }$ | 127.46 | 194.44 | $0.656 < 1$ | 12 | 11 |
| $\sigma_{xD_DYN-NLN+ sw }$ | 216.15 | 270.06 | $0.800 < 1$ | 12 | 11 |
| $\sigma_{xDF_DYN-NLN+ sw }$ | 160.23 | 194.44 | $0.824 < 1$ | 12 | 11 |
| $\tau_{xz_DYN-LN+ sw }$ | 70.75 | 122.22 | $0.579 < 1$ | 12 | 11 |
| $\tau_{xz_DYN-NLN+ sw }$ | 88.24 | 122.22 | $0.722 < 1$ | 12 | 11 |

Tab.6-22 Valorile maxime ale tensiunilor totale semnificative la analiza rezistenței generale a corpului navei, din solicitările în apă calmă și dinamice, oscilații și vibrații (hidroelasticitate), la analiza numerică liniară și neliniară, în cazul de balast

| LPG 100000 m ³ Tensiune max. [N/mm ²] $R_{eH_AH36}=355$ N/mm ² $R_{eH_A}=235$ N/mm ² | | Tensiuni admisibile [N/mm ²] | Criteriu de rezistență generală | Valul $h_{1/3}$ [m] | Beaufort B_{nivel} |
|--|--------|--|---------------------------------------|------------------------|-------------------------|
| $\sigma_{xD_DYN-LN+ sw }$ | 147.65 | 270.06 | $0.547 < 1$ | 12 | 11 |
| $\sigma_{xDF_DYN-LN+ sw }$ | 111.39 | 194.44 | $0.573 < 1$ | 12 | 11 |
| $\sigma_{xD_DYN-NLN+ sw }$ | 221.55 | 270.06 | $0.820 < 1$ | 12 | 11 |
| $\sigma_{xDF_DYN-NLN+ sw }$ | 165.21 | 194.44 | $0.850 < 1$ | 12 | 11 |
| $\tau_{xz_DYN-LN+ sw }$ | 68.10 | 122.22 | $0.557 < 1$ | 12 | 11 |
| $\tau_{xz_DYN-NLN+ sw }$ | 93.38 | 122.22 | $0.764 < 1$ | 12 | 11 |

6.3 Validarea procedurii de analiză numerică a răspunsului dinamic hidroelastic neliniar, pe baza unui model experimental de test (benchmark)

6.3.1 Modelul experimental și numeric pentru nava de test

Pentru validarea modelului teoretic implementat la analiza numerică a răspunsului dinamic hidroelastic neliniar (subcapitolul 2.4.4, DYN – TRANZY), folosim datele de la un model experimental de test (benchmark) pentru o navă cu corp simplificat tip barjă, elaborat de către Bureau Veritas – Principia Marine France (Malenica și Parmentier, 2005²⁰⁷). Modelul experimental prezentat în Figura 6-63, este format dintr-un număr de 12 flotoare, având dimensiunile principale: lungimea 2.445 m, lățimea 0.60 m, înălțimea de construcție 0.25 m și pescajul 0.12 m. Flotoarele sunt interconectate prin intermediul a două plăci elastice din oțel cu lățimea de 50 mm și grosimea de 6 mm, distanța dintre flotoare fiind de 15 mm pentru a evita contactul între acestea la deformarea globală a grinzii navei. Floturul din prova (numărul 12) are zona imersă în pantă, specifică barjelor. Modelul experimental este instrumentat cu 6 senzori optici de deplasare. Idealizarea modelului experimental (Figura 6-63) pentru analiza numerică este prezentată în Figura 6-64.

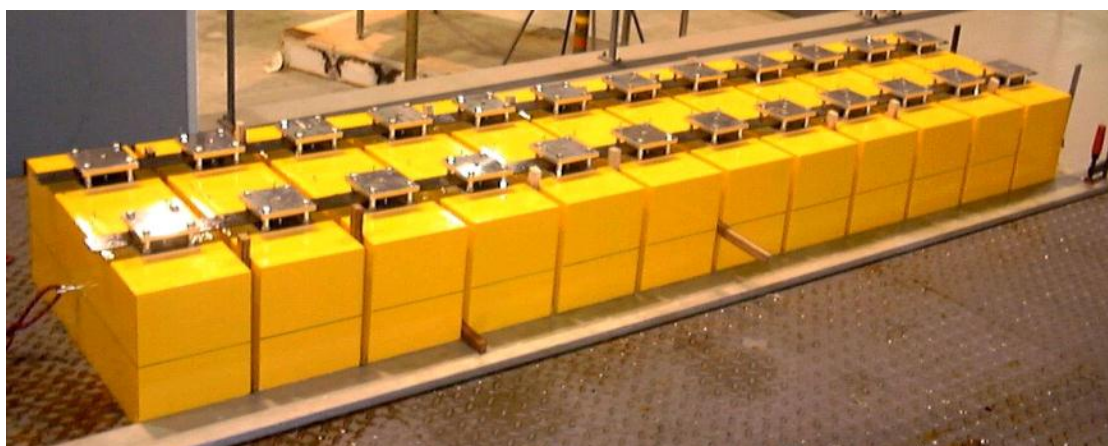


Fig.6-63 Modelul experimental pentru nava de test, (Malenica și Parmentier, 2005²⁰⁷)

În Figura 6-66, se prezintă variația coeficienții adimensionali hidrodinamici la oscilațiile și vibrațiile pe direcție verticală ale corpului navei, c_{33} , λ_{33} , pentru secțiunile transversale în zona cilindrică, funcție de cota plutirii z/d , $z \in [0, d]$ și factorul de frecvență $\delta = \omega^2 B / 2g$ (ω pulsația mișcării).

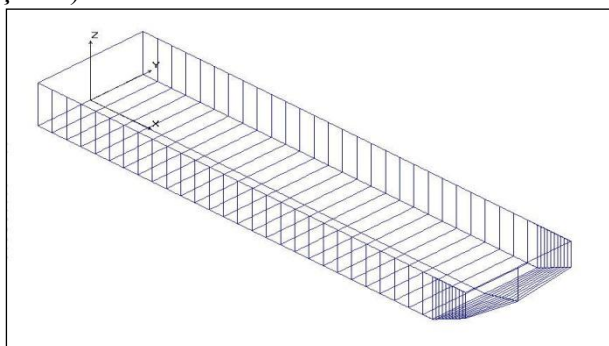


Fig.6-64 Planul de forme al navei test

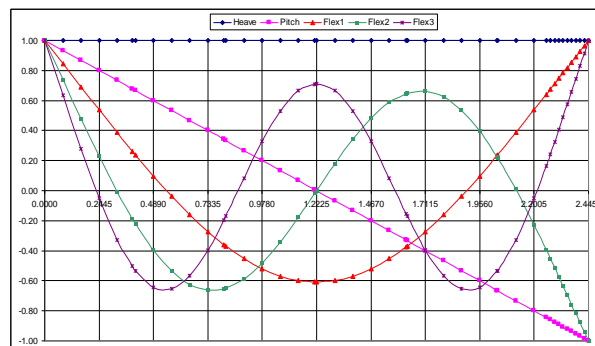


Fig.6-65 Modurile proprii ale navei test

²⁰⁷ Malenica, S., Parmentier, G., "Barge models. Specifications for comparisons, WP.1 Methods and Tools for Loads and Load Effects", Task 1.2 Wave induced loads (Non-linear, Hydro-elasticity) Grant EU Marstruct-FP6, code MAR-W1-1.2-BV-01(2), Bureau Veritas, 16.03.2005.

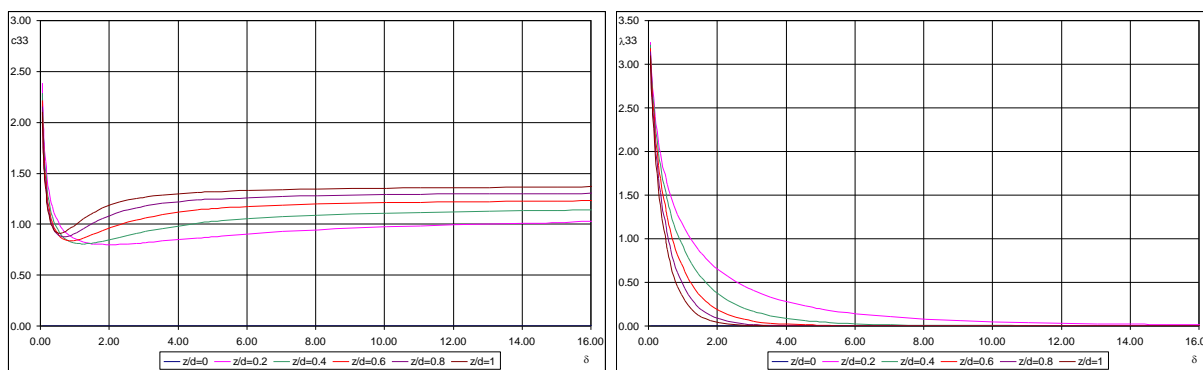


Fig.6-66 Coeficienții adimensionali hidrodinamici ai navei test c_{33} , λ_{33}

Tab.6-25 Pulsațiile naturale ale navei test [rad/s]

| Modul natural | | Analitic | Numeric FEM |
|-----------------------------|---------------|----------|-------------|
| ω_{osc} r=0 vertical | cu m_{33} | 5.617 | - |
| ω_{osc} r=1 tangaj | cu m_{33} | 5.617 | - |
| ω_{vib} r=2 flex1 | fără m_{33} | 8.597 | 8.579 |
| | cu m_{33} | 5.763 | 5.771 |
| ω_{vib} r=3 flex2 | fără m_{33} | 23.660 | 23.648 |
| | cu m_{33} | 17.045 | 17.070 |
| ω_{vib} r=4 flex3 | fără m_{33} | 46.356 | 46.358 |
| | cu m_{33} | 34.765 | 34.810 |

Pe baza datelor din Tabelul 6-25 rezultă că pentru nava test modurile de oscilație (verticale și tangaj) și primul mod de vibrație au pulsațiile naturale foarte apropiate $\omega_{osc} = 5.617 \text{ rad/s} \approx \omega_{vib2} = 5.771 \text{ rad/s}$. De unde, factorul de frecvență $\delta = \omega^2 B / 2g$ are valorile $\delta_{osc} = 0.965 \approx \delta_{vib2} = 1.018$ ($\delta \approx 1$, Figura 6-66), astfel încât amortizarea hidrodinamică N_{33} are valori nenule semnificative și masa adițională hidrodinamică m_{33} are valori între domeniul de referință al oscilațiilor și vibrațiilor.

6.3.2 Analiza numerică a răspunsului hidroelastic pentru nava de test

Pe baza modelului teoretic nelinier din subcapitolul 2.4.4, se obține numeric cu modulul DYN - TRANZY (Domnișoru, 1998²⁰⁸, 2001a²⁰⁹) în domeniul timp răspunsul dinamic tranzitoriu în deplasări și deformații verticale ale grinzii navă de test.

Conform raportului Bureau Veritas - Principia Marine France (Malenica și Parmentier, 2005²¹⁰) analiza experimentală este efectuată la viteză zero, fără valuri (difracție nulă), cu condiții inițiale nenule în deplasări verticale. Condițiile la momentul inițial se obțin prin ridicarea pe verticală a primului flotor, până la o cotă dată, și apoi se eliberează din sistemul de prindere la extremitatea prova.

Deoarece nu există solicitări din valuri externe, componenta liniară a răspunsului dinamic este nulă $w_0(x, t) = 0$; $\{p_0(t)\} = 0 \quad \forall x \in [0, L] \quad t \geq 0$.

În Tabelul 6-26 se prezintă condițiile inițiale exprimate în deplasări verticale în corespondența secțiunilor de măsură, pentru două poziții de fixare pe verticală a primului flotor (Test 1 și 2).

Pe baza metodei analizei modale (subcapitolul 2.4) răspunsul dinamic tranzitoriu în deplasări verticale are următoarea expresie:

$$w_{nl}(x, t) = \sum_{r=0}^4 w_r(x) p_{nlr}(t); x \in [0, L]; t \in [0, T_s] \quad (6.2)$$

²⁰⁸ Domnișoru, L., Domnișoru, D., "The Unified Analysis of Springing and Whipping Phenomena", The Royal Institution of Naval Architects, London, Part A, Volume 140, p. 19-36, 1998.

²⁰⁹ Domnișoru, L., "Dinamica navei. Oscilații și vibrații ale corpului navei", Editura Tehnică București, 2001a.

²¹⁰ Malenica, S., Parmentier, G., "Barge models. Specifications for comparisons, WP.1 Methods and Tools for Loads and Load Effects", Task 1.2 Wave induced loads (Non-linear, Hydro-elasticity) Grant EU Marstruct-FP6, code MAR-W1-1.2-BV-01(2), Bureau Veritas, 16.03.2005.

unde: $w_r(x)$, $r=0,4$ sunt funcțiile modale ale deplasărilor verticale (5 moduri naturale, verticale, tangaj și primele 3 flexionare); $p_{nlr}(t)$, $r=0,4$ coordonatele principale modale neliniare tranzitorii; T_s timpul de analiză.

În Figura 6-67 se prezintă grafic deformațiile verticale ale grinzii navă test la momentul inițial $t=0$, pentru cele două cazuri ale analizei experimentale (Test 1 și 2), respectiv în Figura 6-68 se prezintă deformațiile verticale inițiale pe modelul numeric.

Tab.6-26 Deplasările verticale inițiale ale modelului navei test $w_{nl}(x,0)$ [mm]

| Flotor | x [m] | Test 1 | Test 2 |
|--------|-------|--------|--------|
| 1 | 2.445 | 54.34 | 101.90 |
| 3 | 2.035 | 27.65 | 51.08 |
| 5 | 1.625 | 8.21 | 14.23 |
| 7 | 1.215 | -1.37 | -1.19 |
| 9 | 0.805 | -3.49 | -6.27 |
| 11 | 0.395 | -3.65 | -6.74 |

Timpul de simulare este de $T_s = 8s$, cu pasul de timp corespunzător unei frecvențe de eșantionare de $f_{es}=1000$ Hz, rezultând un număr de 8001 pentru variația în domeniul timp la fiecare secțiune transversală semnificativă.

În Figura 6-69 ÷ Figura 6-72 sunt prezentate rezultatele analizei numerice neliniară tranzitorie a răspunsului hidroelastic al navei de test, pentru secțiunile S1, S3.

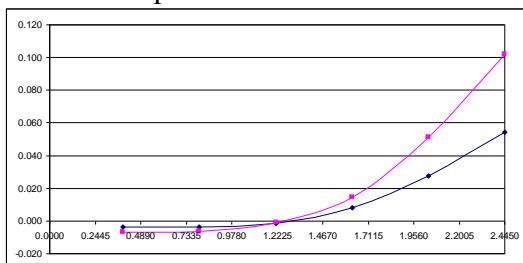


Fig.6-67 Deplasările verticale inițiale ale modelul experimental (Malenica și Parmentier, 2005²¹¹)

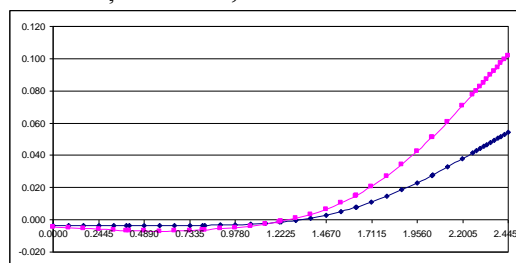


Fig.6-68 Deplasările verticale inițiale idealizate în modelul numeric (Test 1 și 2)

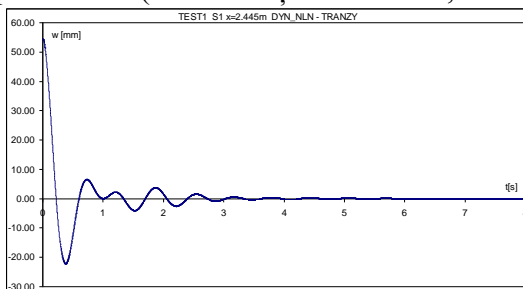


Fig.6-69 Numeric, Secțiunea 1, Test 1

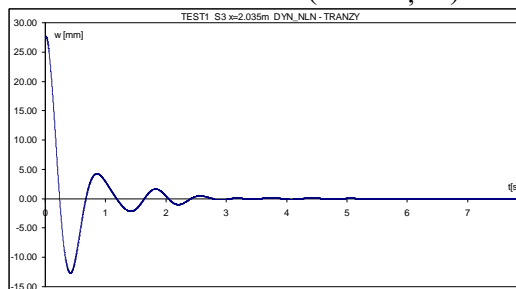


Fig.6-71 Numeric, Secțiunea 3, Test 1

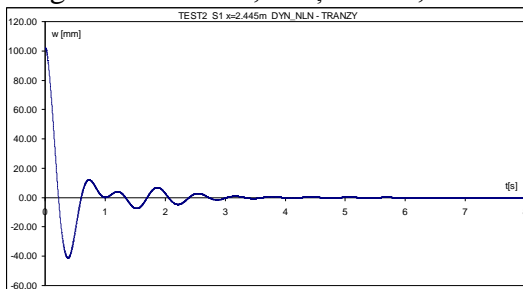


Fig.6-70 Numeric, Secțiunea 1, Test 2

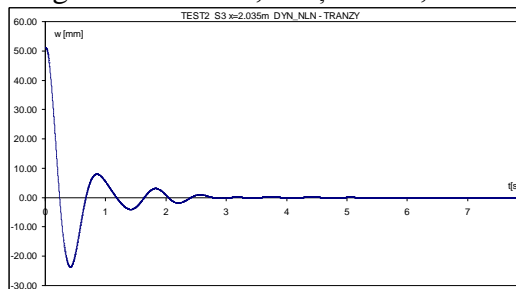


Fig.6-72 Numeric, Secțiunea 3, Test 2

²¹¹ Malenica, S., Parmentier, G., "Barge models. Specifications for comparisons, WP.1 Methods and Tools for Loads and Load Effects", Task 1.2 Wave induced loads (Non-linear, Hydro-elasticity) Grant EU Marstruct-FP6, code MAR-W1-1.2-BV-01(2), Bureau Veritas, 16.03.2005.

6.3.3 Validarea modelului teoretic hidroelastic neliniar pe baza datelor experimentale

În Figura 6-81 și Figura 6-82 sunt prezentate spectrele amplitudine la analiza Fourier FFT pentru variația în domeniul timp a deformațiilor pe direcție verticală la secțiunea S1, cu condițiile inițiale corespunzătoare Test 2, pentru analiza numerică și cea experimentală.

În Figura 6-83 ÷ Figura 6-86 sunt prezentate variațiile în domeniul timp pentru răspunsul dinamic hidroelastic tranzitoriu, pe baza analizei numerice și a datelor experimentale (Malenica și Parmentier, 2005²¹²), la secțiunile S1, S3. Diagramele sunt adimensionalizate cu valoare de referință $A=101.9$ mm (Test 2).

Din Figura 6-81 și Figura 6-82 ale spectrului amplitudine pentru deformațiile verticale la secțiunea S1, rezultă că răspunsul hidroelastic tranzitoriu are două maxime ce corespund modurilor proprii de oscilații $r=0,1$ (verticale + tangaj) și modul fundamental de vibrații $r=2$ (Tabelul 6-25). Modurile superioare de vibrație $r=3,4$ sunt mai reduse (dar încă vizibile) decât primele trei în cazul modelului experimental, iar la analiza numerică atenuarea lor este semnificativă.

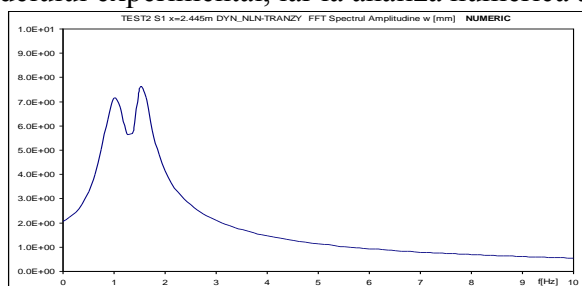


Fig.6-81 Spectrul FFT w[mm], S1, numeric

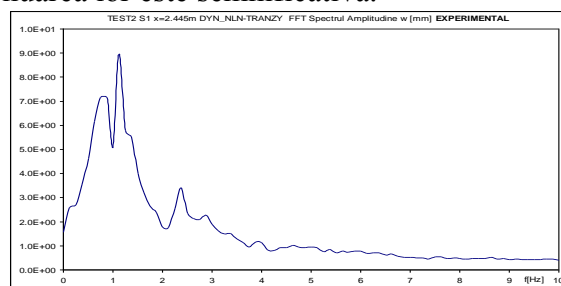


Fig.6-82 Spectrul FFT w[mm], S1, experimental (Malenica și Parmentier, 2005²¹²)

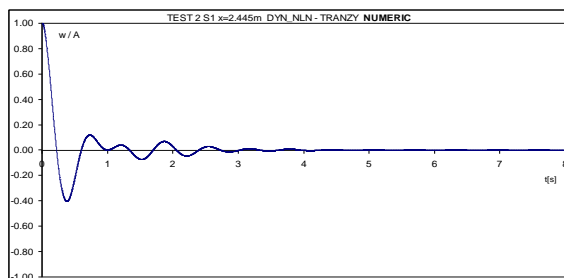


Fig.6-83 w/A Numeric, S1, Test 2

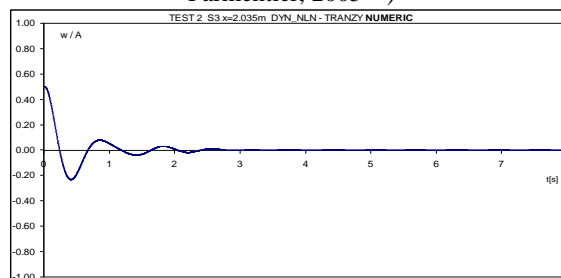


Fig.6-85 w/A Numeric, S3, Test 2

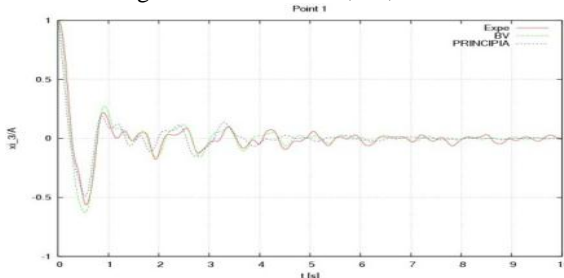


Fig.6-84 w/A Experiment, S1, Test 2 (Malenica și Parmentier, 2005²¹²)

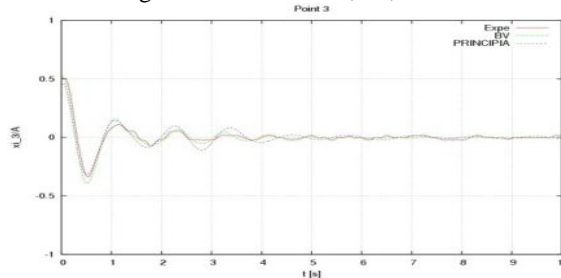


Fig.6-86 w/A Experiment, S3, Test 2 (Malenica și Parmentier, 2005²¹²)

Comparativ între spectrul amplitudine FFT la analiza numerică și cea experimentală (Figura 6-81 și Figura 6-82), rezultă: pe modurile de oscilație ($r=0,1$) amplitudinile spectrale au valori foarte apropiate la cele două analize, cu diferențe sub 1%; pe modul fundamental de vibrație ($r=2$) amplitudinea este mai mare în cazul analizei experimentale cu 17%; pe modurile superioare de vibrație ($r=3,4$) modelul numeric are o atenuare mult mai pronunțată decât modelul experimental.

Deoarece amplitudinea maximă $w_{\max} = A = 101.90$ mm $<$ $d = 120$ mm este mai mică decât pescajul modelului, fenomenul de slamming de fund nu apare, înregistrându-se doar slammingul de bordaj în zona prova a modelului navei test (flotor 1), restul corpului fiind prismatic cu borduri verticale. Slammingul de bordaj constituie sursa vibrațiilor generale tranzitorii induse în grinda

²¹² Malenica, S., Parmentier, G., "Barge models. Specifications for comparisons, WP.1 Methods and Tools for Loads and Load Effects", Task 1.2 Wave induced loads (Non-linear, Hydro-elasticity) Grant EU Marstruct-FP6, code MAR-W1-1.2-BV-01(2), Bureau Veritas, 16.03.2005.

navă, respectiv fenomenul de whipping. Fenomenul de springing, vibrații generale staționare ale grinzii navă, nu apare deoarece modelul navei test nu este supus solicitărilor externe din valuri.

Pe baza comparațiilor între datele analizei numerice (Figura 6-83, Figura 6-85), conform modelului teoretic din subcapitolul 2.4, și a datelor experimentale (Figura 6-84, Figura 6-86; Malenica și Parmentier, 2005²¹³), din punct de vedere al proiectării navale, rezultă o bună concordanță între modelul numeric și cel experimental pentru răspunsul dinamic hidroelastic neliniar tranzitoriu, exprimat în deformațiile pe verticală ale corpului navă test (Figura 6-63).

Diferențele înregistrate între cele două modele, numeric și experimental, mai ales pe modurile de vibrații, au posibile următoarele surse:

- rezoluția modelului numeric la idealizarea corpului navei de test din punct de vedere al formelor geometrice, a diagramei de mase și a caracteristicilor de rezistență navă grindă echivalentă, acesta fiind un model structural echivalent 1D – FEM cu elemente finite de grindă elastică tip Timoshenko (subcapitolul 2.4.4);
- valorile empirice ale coeficienților de amortizare structurală $\alpha \approx \beta \approx 0.001$, preluate din literatura de specialitate (Bishop, 1979²¹⁴), coeficienți ce nu sunt precizați în raportul analizei experimentale (Malenica și Parmentier, 2005²⁷⁶), reprezentând principala cauză a diferenței înregistrate pe modul fundamental de vibrație ($r=2$);
- modelul teoretic (subcapitolul 2.4.4) este bazat pe teoria fâșiilor, hidrodinamic 2D, ce nu include interferența hidrodinamică între secțiunile transversale consecutive;
- pentru modurile de vibrație ($r=2,3,4$) termenii hidrodinamici (subcapitolul 2.4.4) sunt calculați la pulsația ω_{vib2} , considerată dominantă în răspunsul dinamic tranzitoriu, la care amortizarea hidrodinamică este nenulă, generând o atenuare suplimentară semnificativă a răspunsului dinamic numeric în comparație cu cel experimental pe aceste moduri de vibrație.

6.4 Concluzii privind analiza răspunsului dinamic hidroelastic al corpului navei LPG 100000 m³ pe termen scurt

Pe baza analizelor hidroelastice liniare și neliniare din subcapitolul 6.2 și Anexa 6 (teză de doctorat), în Tabelul 6-28 ÷ Tabelul 6-30 sunt prezentate rezultatele numerice obținute pentru plină încărcare și balast, la val aleatoriu de întâlnire, cu viteza de proiectarea $u_s = 8.745$ m/s (17 noduri).

Din analiza răspunsului dinamic în valuri aleatoare de întâlnire a navei LPG 100000 m³, în ipotezele teoriei hidroelasticității, rezultă următoarele concluzii:

1. Valoarea maximă a deplasărilor pe verticală nu diferă semnificativ între analiza liniară și neliniară (Tabelul 6-28).

2. Deformațiile grinzii navă elastice sunt reduse (< 5%) în comparație cu deplasările din oscilațiile navei, 2.56 – 2.71 % (Tabelul 6-16Tab.6-28), astfel încât parametrii cinematici ai mișcării navei în plan vertical pot fi obținuți și în ipotezele oscilațiilor navei corp rigid.

3. Fenomenul de slamming de fund se produce la ambele extremități ale navei în ambele cazuri de încărcare (Tabelul 6-29), inducând presiuni ridicate locale din impact hidrodinamic, ce pot afecta negativ rezistența locală a structurii corpului navei la extremități în prova și pupa.

4. Fenomenul de slamming de bordaj apare în cele două cazuri de încărcare la ambele extremități ale navei (Tabelul 6-29).

5. Fenomenul de springing liniar cât și cel neliniar se produce cu intensitate mică. Springing-ul este determinat de rezonanța dintre corpul elastic al navei și excitația din val, având frecvențele fundamentale la vibrație $0.768-0.966 \approx 1$ Hz dar mult mai mari decât frecvența dominantă a valului.

6. Fenomenul de whipping, vibrații generale tranzitorii induse în grinda navă din slamming de fund și bordaj, se resimte cu intensitate în ambele cazuri de încărcare (Tabelul 6-29), astfel încât răspunsul dinamic neliniar în forțe tăietoare și momente încovoietoare pe modul fundamental de

²¹³ Malenica, S., Parmentier, G., "Barge models. Specifications for comparisons, WP.1 Methods and Tools for Loads and Load Effects", Task 1.2 Wave induced loads (Non-linear, Hydro-elasticity) Grant EU Marstruct-FP6, code MAR-W1-1.2-BV-01(2), Bureau Veritas, 16.03.2005.

²¹⁴ Bishop, R.E.D., Price, W.G., "Hydroelasticity of Ships", Cambridge University Press, 1979.

vibrație ajunge să reprezinte din cel la oscilații (Tabelul 6-28): 42.50% la plină încărcare și 51.66% în balast, în comparație cu 3.14% la plină încărcare și 6.00% la balast pentru analiza liniară.

7. Rezultatele numerice din acest capitol confirmă faptul că analiza liniară a răspunsului dinamic nu poate pune în evidență cazurile extreme de val, astfel încât determinarea solicitărilor dinamice în grinda navă din valurile aleatoare trebuie efectuată în ipoteza teoriei hidroelasticității în varianta neliniară.

8. Rezultatele analizei hidroelastice permit discompunerea solicitărilor dinamice la oscilații de joasă frecvență (0.11≈Hz) și vibrații, înaltă frecvență (≈1Hz) pentru analiza la oboseală (capitolul 7).

9. Pe baza analizei numerice neliniare din subcapitolul 6.2.1 ÷ 6.2.2, în Tabelul 6-30 sunt prezentate rezultatele în tensiuni normale și tangențiale semnificative totale raportate la valorile admisibile, conform normelor Bureau Veritas. În ambele cazuri de încărcare: plină încărcare și balast, criteriile de rezistență longitudinală a grinzii echivalente a navei (fără concentratori locali de tensiuni, navă grindă model 1D-grindă echivalentă) sunt verificate fără restricții, astfel încât caracteristicile limită ale stării mării sunt $h_{1/3} = 12.000$ m și $B_{nivel} = 11$.

10. Din Tabelul 6-21 și Tabelul 6-22 pe baza valorilor maxime înregistrare în structurile punții și a dublului fund, în scopul obținerii unor coeficienți de siguranță comparabili în toată structura, se recomandă folosirea materialului AH36 pentru fibra extremă superioară a grinzii navă și A pentru zona dublului fund.

Tab.6-28 Centralizator folosind rapoartele între valorile semnificative la vibrație și cele la oscilație, pentru deplasări, forțe tăietoare și momente încovoietoare la analiza hidroelastică

| Nr. | Caz de încărcare | %D _{1/3vib} /D _{1/3_osc} h _{1/3} = 10.270 m | | %T _{1/3vib} /T _{1/3_osc} h _{1/3} = 10.270 m | | %M _{1/3vib} /M _{1/3_osc} h _{1/3} = 10.270 m | |
|-----|------------------|---|------|---|-------|---|-------|
| | | LIN | NLN | LIN | NLN | LIN | NLN |
| 1 | Plină încărcare | 2.73 | 2.82 | 5.51 | 36.40 | 6.00 | 42.50 |
| 2 | Balast | 2.56 | 2.71 | 3.06 | 48.16 | 3.14 | 51.66 |

Tab.6-29 Centralizator privind condițiile de producere a fenomenelor de slamming, springing și whipping la analiza hidroelastică

| Nr. | Caz de încărcare | Slamming de fund | | Slamming bordaj | | Springing | | Whipping |
|-----|------------------|----------------------------|----------------------------|-----------------|-----------------|--------------|-------------|----------|
| | | Picul din pupa | Picul din prova | Picul din pupa | Picul din prova | Liniar | Nelinier | |
| 1 | Plină încărcare | h _{1/3} > 2.000 m | h _{1/3} > 8.000 m | Da | Da | valori mici | valori mici | mare |
| 2 | Balast | h _{1/3} > 0.000 m | h _{1/3} > 6.000 m | Da | Da | foarte redus | mic | mare |

Tab.6-30 Centralizator privind tensiunilor totale semnificative maxime și starea mării la analiza hidroelastică

| Nr. | Caz de încărcare | Starea mării | | k _σ =σ _{max_nl} /σ _{adm} | k _τ =τ _{max_nl} /τ _{adm} |
|-----|------------------|----------------------|--------------------|---|---|
| | | h _{1/3} [m] | B _{nivel} | | |
| 1. | Plină încărcare | 12 | 11 | 0.729 | 0.722 |
| 2. | Balast | 12 | 11 | 0.830 | 0.668 |

CAPITOLUL 7

Analiza numerică a răspunsului dinamic structural pe termen lung pentru nava LPG 100000 m³ și evaluarea rezistenței la oboseală

Acest capitol include determinarea factorilor de corecție 3D/1D, respectiv a factorilor concentratorilor de tensiune pe baza modelelor 1D și 3D – FEM. Pentru determinarea factorului cumulativ de deteriorare se utilizează metoda Palmgren – Miner (analiza la oboseală a structurii corpului navei pe termen lung) în zonele cu tensiuni și concentratori mari. Tensiunile semnificative sunt obținute în capitolele 4 ÷ 6 la oscilații, precum și la oscilații și vibrație (hidroelastic).

7.1. Modelul 3D-FEM extins pe cele 4 magazine de marfă pentru nava LPG 100000 m³. Determinarea concentratorilor de tensiune.

Pentru evaluarea rezistenței la oboseală a structurii navei se folosesc rezultatele numerice obținute în urma analizei solicitărilor dinamice ale corpului navei în ipotezele teoriei hidroelasticității pe modele 1D – grindă echivalentă (subcapitolul 6.2) și factorul de corelație 3D/1D în urma analizei stărilor de tensiune din structura corpului navei modele 1D/3D – FEM cu val echivalent cvasi-static (subcapitolul 4.1).

Pentru a crește precizia determinării factorilor de corelare 3D/1D pentru starea de tensiunii între modelele 3D – FEM și 1D – grindă echivalentă, respectiv obținerea concentratorilor de tensiune în zonele cu gradienti geometrici semnificativi, modelul 3D – FEM extins pe cele 4 magazine de marfă (subcapitolul 5.1, Figura 7-1) este rafinat suplimentar, în special pentru structura punții. Valorile maxime ale tensiunilor normale și echivalente von Mises în punte sunt obținute în zona deschiderilor din punți (dome-uri) și respectiv în zona pereților transversali. Astfel pentru determinarea concentratorilor de tensiune s-au luat în calcul 7 secțiuni transversale semnificative, cu diferite noduri tipice (îmbinări tipice navale) verificate pentru ambele cazuri de încărcare. Cele 7 secțiuni transversale semnificative de la nivelul structurii punții sunt prezentate în Figura 7-1.

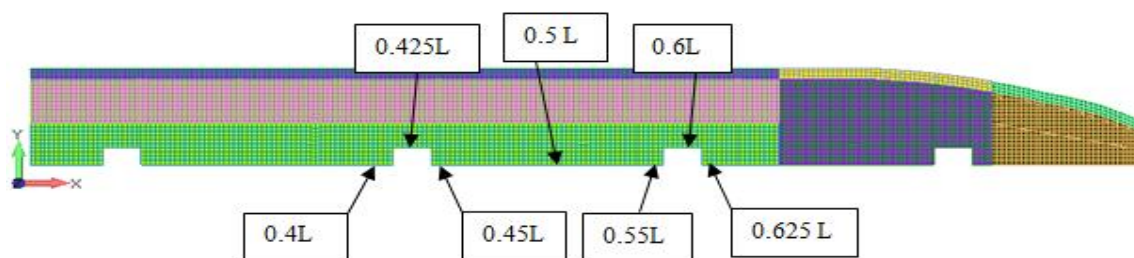


Fig.7-1 Secțiunile transversale semnificative pentru verificarea criteriului rezistenței la oboseală pe structura navei LPG 100000 m³

În Figura 7-1 este prezentat modelul 3D – FEM global (discretizarea elementelor structurale este de aproximativ 800 mm) și în Figura 7-3, Figura 7-7, Figura 7-11, Figura 7-15, Figura 7-19, Figura 7-23, Figura 7-27 sunt prezentate modelele 3D – FEM fine pentru fiecare din cele 7 zone caracteristice, folosind o discretizare fină de aproximativ 25 mm (grosimea învelișurilor).

La analiza globală s-au modelat doar elementele structurale longitudinale și transversale fără decupările din găurile de ușurare sau alte detalii de îmbinare (Lehmann, 1998²¹⁵). Trecerea de la modelul global la modelul de oboseală (modelul fin) este făcută folosind tehnici de modelare manuală, ținând cont la modelul fin, de formele bracheților, a flanșelor și a altor detalii structurale.

Zonele structurale fin discretizate din modelul 3D – FEM sunt idealizate exclusiv cu elemente finite tip PLATE (placă și membrană).

²¹⁵ Lehmann, E., "Guidelines for strength analyses of ship structures with the finite element method", 1998, Hamburg: Germanischer Lloyd Register.

Cele 7 secțiuni propuse pentru verificarea rezistenței la oboseală sunt modelate în cadrul modelelor 3D – FEM fin, în ambele cazuri de încărcare, respectând parametrii de echilibrare ai navei pentru fiecare caz individual, cu presiunea hidrostatică din val echivalent cvasi – static, atât în cazul de hogging cât și în cazul de sagging, $h_w = 10.270$ m.

Condițiile de margine aplicate modelului 3D – FEM fin sunt următoarele :

- condiția de simetrie aplicată pe nodurile dispuse în planul diametral al navei, modelul 3D – FEM fin fiind dezvoltat doar într-un bord al navei.
- la ambele extremități ale modelului 3D – FEM fin, se aplică la noduri deplasările și rotațiile obținute pe modelul 3D – FEM standard (din subcapitolul 4.2), corespunzătoare celor două cazuri de încărcare, în condițiile de hogging și sagging, pentru valul $h_w = 10.270$ m;
- pe învelișul exterior (fund și bordaj) al modelului 3D-FEM fin se aplică normal pe elementele de tip PLATE presiunile hidrostatice echivalente din valul cvasi – static pe elemente de tip PLATE, corespunzător celor două cazuri de încărcare, la hogging și sagging, cu $h_w = 10.270$ m, corespunzător pozițiilor relative navă-val rezultate la echilibrarea în plan vertical (subcapitolul 4.2).

Rezultatele numerice obținute în urma celor 4 analize (două cazuri de încărcare, condițiile de hogging și sagging) sunt utilizate pentru determinarea tensiunilor din punctele concentrare din cele 7 noduri tipice, îmbinărilor sudate.

Se consideră că zonele cu concentratori de tensiune vor apărea pe ambele părți ale sudurii, atunci când aceasta este localizată pe suprafața plană (Figura 7-2). Pe baza relației $\sigma_{hs} = 1.5\sigma_{0.5t} - 0.5\sigma_{1.5t}$ se realizează o extrapolare liniară a tensiunilor maxime normale și a tensiunilor echivalente von Mises, așa cum se prezintă în Figura 7-2. Procedura de calcul a tensiunilor în zona concentratorilor se aplică pentru ambele plăci din îmbinare (t_1, t_2) și se alege valoarea maximă a concentratorului de tensiune pentru un nod tipic de îmbinare.

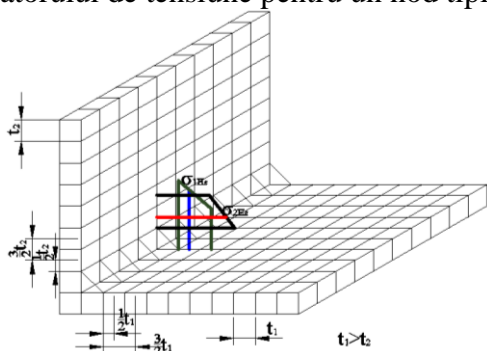


Fig.7-2 Citirea tensiunilor în zona concentratorilor din îmbinărilor sudate

Coeficienții de transpunere 3D/1D se obțin prin raportul dintre tensiunile echivalente von Mises de pe modelul 3D – FEM global sau fin în cele 7 secțiuni caracteristice selectate pentru verificarea la oboseală și tensiunile normale pe direcție longitudinală la nivelul punții (fibră extremă superioară) de la modelul 1D - grindă echivalentă.

7.2. Analiza răspunsului structural pe termen lung la oboseală, prin metoda factorului cumulativ de deteriorare, pentru nava LPG 100000 m³

Analiza rezistenței la oboseală pentru structura navei LPG 100000 m³ în planșeele de punte cu tensiuni maxime, pentru cele 7 secțiuni caracteristice (subcapitolul 7.1) se realizează pe baza metodei factorului cumulativ de deteriorare (Palmgren – Miner, D_{S-N}). La această analiză se consideră perioada de referință teoretică de exploatare a navei de $R = 25$ ani. Caracteristicile pe termen lung ale zonelor de navigație sunt exprimate prin histogramele înălțimii semnificative a valului ($h_{1/3}$) pentru zona Atlanticului de Nord și zona mediată World Wide Trade.

7.2.1 Analiza la oboseală în cazul solicitărilor dinamice numai din oscilații

Conform normelor navale, în mod standard, tensiunile semnificative la analiza rezistenței la oboseală se bazează doar pe răspunsul dinamic la oscilațiile corpului navei pe termen scurt (componente de joasă frecvență). În subcapitolul 7.2.2 se va prezenta analiza la oboseală cu includerea și a tensiunilor semnificative la vibrații (componente de înaltă frecvență) rezultate la analiza hidroelastică a răspunsului dinamic în valuri aleatoare pe termen scurt.

Nod naval tipic 1 : zona x/L =0.400

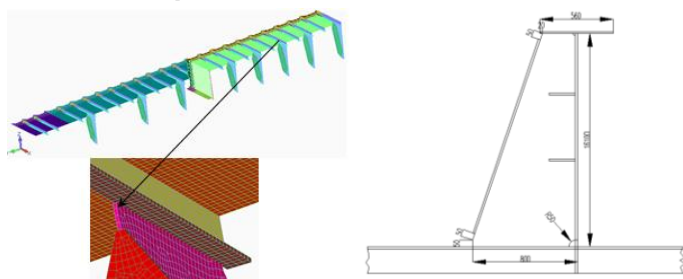


Fig.7-3 Detaliu secțiunea 0.400L model extins de la 94 – 96 m/AP

În Figura 7-3 este reprezentată zona caracteristică a modelului extins de la 94 – 96 m/AP (corespunzător 0.400L). Pe această zonă se verifică rezistența la oboseală a îmbinării dintre platbanda profilului L și brachetul reprezentat în detaliu.

Tab.7-5 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma Atlanticului de Nord, 50%FL+50%BL, x/L = 0.400, componenta din oscilație

| NA | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.151 | >25 | 0.392 | >25 | 0.705 | >25 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.634 | >25 | 1.355 | 18.456 | 2.257 | 11.076 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.611 | >25 | 1.343 | 18.618 | 2.196 | 11.383 |
| DYN-NLN _{osc} | 0.911 | >25 | 1.803 | 13.868 | 3.060 | 8.169 |
| DYN-NLNB _{osc} | 0.280 | >25 | 0.653 | >25 | 1.155 | 21.638 |

Tab.7-6 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade, 50%FL+50%BL, x/L = 0.400, componenta din oscilație

| WWT | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.049 | >25 | 0.084 | >25 | 0.236 | >25 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.211 | >25 | 0.329 | >25 | 0.812 | >25 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.205 | >25 | 0.318 | >25 | 0.800 | >25 |
| DYN-NLN _{osc} | 0.312 | >25 | 0.440 | >25 | 1.141 | 21.919 |
| DYN-ADV _{osc} | 0.092 | >25 | 0.138 | >25 | 0.402 | >25 |

Din Tabelul 7-5 și Tabelul 7-6 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele:

- modelul 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare și neliniare la oscilații, pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, nu există restricții pentru histograma Atlanticului de Nord și World Wide Trade.
- modelul 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 18.456 – 18.618 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricție L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analiza neliniară la oscilație, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 13.868 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricție L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade;
- modelul 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 11.076 ÷ 11.383 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricție L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 8.169 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv L = 21.919 ani pentru histograma World Wide Trade.

Din Tabelul 7-5 și Tabelul 7-6 se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), având tensiunile din analize neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este de L = 21.638 ani în cazul modelului 3D – FEM fin pentru histograma Atlanticului de Nord, iar pentru histogramele Atlanticului de Nord și World Wide Trade pentru celelalte modele structurale, durata de exploatare L > 25 ani.

Nod naval tipic 2 : zona x/L =0.425

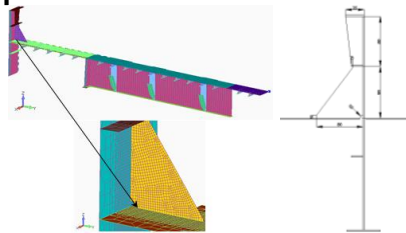


Fig.7-7 Detaliu secțiunea 0.425L model extins de la 100 – 102 m/AP

În Figura 7-7 este reprezentată zona caracteristică a modelului extins de la 100 – 102 m/AP (corespunzător 0.425L). Pe această zonă se verifică rezistența la oboseală a decupării de la baza brachetului prezentată mai în detaliu.

Tab.7-9 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histogramului Atlanticul de Nord, 50%FL+50%BL, x/L = 0.425, componenta din oscilație

| NA | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-------------------------|-----------------------------|---------------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.190 | >25 | 0.319 | >25 | 0.571 | >25 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.765 | >25 | 1.161 | 21.541 | 1.842 | 13.572 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.733 | >25 | 1.121 | 22.304 | 2.177 | 11.486 |
| DYN-NLN _{osc} | 1.042 | 23.993 | 1.527 | 16.371 | 2.905 | 8.605 |
| DYN-NLNB _{osc} | 0.328 | >25 | 0.526 | >25 | 1.096 | 22.805 |

Tab.7-10 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade, 50%FL+50%BL, x/L = 0.425, componenta din oscilație

| WWT | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.062 | >25 | 0.121 | >25 | 0.237 | >25 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.258 | >25 | 0.444 | >25 | 0.807 | >25 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.248 | >25 | 0.418 | >25 | 0.793 | >25 |
| DYN-NLN _{osc} | 0.361 | >25 | 0.551 | >25 | 1.078 | 23.197 |
| DYN-NLNB _{osc} | 0.108 | >25 | 0.177 | >25 | 0.381 | >25 |

Din Tabelul 7-9 și Tabelul 7-10 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele:

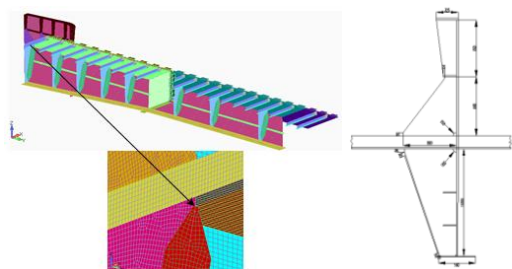
- modelul 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare la oscilații, pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, durata de exploatare a navei este de L > 25 ani, pentru histograma Atlanticului de Nord și L > 25 ani, pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 23.993 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este de redusă la L = 21.541 ÷ 22.304 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă L = 16.371 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă L = 11.486 ÷ 13.572 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 8.605 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv la L = 23.197 ani pentru histograma World Wide Trade;

- se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), având tensiunile din analize neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este de L > 25 ani (model 1D – grindă echivalentă, 3D – FEM global) și L = 22.805 ani (modelul 3D - FEM fin) pentru histograma Atlanticului de Nord, iar pentru histograma World Wide Trade durata de exploatare L > 25 ani pentru cele 3 modele structurale.

Nod naval tipic 3 : zona x/L =0.450



În Figura 7-11 este reprezentată zona caracteristică a modelului extins de la 106 – 108 m/AP (corespunzător 0.450L). Pe această zonă se verifică rezistența la oboseală a îmbinării flanșei brachetului cu vârful brachetului prezentată mai în detaliu.

Fig.7-11 Detaliu secțiunea 0.450L – model extins de la 106 – 108 m/AP

Tab.7-13 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma Atlanticului de Nord, 50%FL+50%BL, x/L = 0.450, componenta din oscilație

| NA | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-------------------------|-----------------------------|---------------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.221 | >25 | 0.323 | >25 | 0.556 | >25 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.864 | >25 | 1.180 | 21.193 | 1.818 | 13.755 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.816 | >25 | 1.112 | 22.481 | 1.742 | 14.352 |
| DYN-NLN _{osc} | 1.120 | 22.318 | 1.519 | 16.454 | 2.272 | 11.002 |
| DYN-NLNB _{osc} | 0.358 | >25 | 0.513 | >25 | 0.837 | >25 |

Tab.7-14 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade, 50%FL+50%BL, x/L = 0.450, componenta din oscilație

| WWT | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------|------------------|---------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.072 | >25 | 0.105 | >25 | 0.057 | >25 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.293 | >25 | 0.408 | >25 | 0.208 | >25 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.279 | >25 | 0.387 | >25 | 0.628 | >25 |
| DYN-NLN _{osc} | 0.390 | >25 | 0.540 | >25 | 0.829 | >25 |
| DYN-NLNB _{osc} | 0.118 | >25 | 0.171 | >25 | 0.286 | >25 |

Din Tabelul 7-13 și Tabelul 7-14 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele:

- modelului 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare la oscilații, pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, durata de exploatare a navei este de L > 25 ani, pentru histograma Atlanticului de Nord și World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 22.318 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade;
- modelului 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este de L = 21.193 ÷ 22.481 ani pentru histograma Atlanticului de Nord și L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 16.454 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade;
- modelului 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 13.755 ÷ 14.352 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 11.002 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade.

Din Tabelul 7-13 și Tabelul 7-14 se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), având tensiunile din analize neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este de L > 25 ani pentru ambele condiții de navigație.

Nod naval tipic 4 : zona x/L =0.500

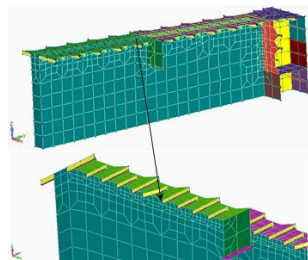


Fig.7-1 Detaliu secțiunea 0.500L, model extins de la 118-120 m/AP

În Figura 7-15 este reprezentată zona caracteristică a modelului extins de la 118 – 120 m/AP (corespunzător 0.500L). Pe această zonă se verifică rezistența la oboseală a îmbinării între două grosimi de tablă (20 mm fiind grosimea tablei punții și 15 mm grosimea tablei peretelui transversal).

Tab.7-17 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma Atlanticului de Nord, 50%FL+50%BL, x/L = 0.500, componenta din oscilație

| NA | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-------------------------|-----------------------------|---------------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.243 | >25 | 0.364 | >25 | 0.769 | >25 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.913 | >25 | 1.252 | 19.971 | 2.331 | 10.724 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.843 | >25 | 1.166 | 21.439 | 2.195 | 11.389 |
| DYN-NLN _{osc} | 1.099 | 22.748 | 1.478 | 16.920 | 2.749 | 9.093 |
| DYN-NLNB _{osc} | 0.349 | >25 | 0.503 | >25 | 1.031 | 24.248 |

Tab.7-18 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade, 50%FL+50%BL, x/L = 0.500, componenta din oscilație

| WWT | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.079 | >25 | 0.120 | >25 | 0.260 | >25 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.313 | >25 | 0.440 | >25 | 0.848 | >25 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.290 | >25 | 0.412 | >25 | 0.804 | >25 |
| DYN-NLN _{osc} | 0.383 | >25 | 0.527 | >25 | 1.021 | 24.485 |
| DYN-NLNB _{osc} | 0.115 | >25 | 0.169 | >25 | 0.359 | >25 |

Din Tabelul 7-17 și Tabelul 7-18 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele:

- modelul 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare la oscilații, pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, durata de exploatare a navei este de L > 25 ani, pentru histograma Atlanticului de Nord și L > 25 ani, pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 22.748 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este de L = 19.971 ÷ 21.439 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 16.920 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 10.724 ÷ 11.389 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 9.093 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv L = 24.485 ani pentru histograma World Wide Trade;

- se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), având tensiunile din analize neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este de L = 24.248 ani în cazul modelului 3D – FEM fin pentru histograma Atlanticului de Nord, iar pentru celelalte modele structurale durata de exploatare L > 25 ani pentru histogramele Atlanticului de Nord și World Wide Trade.

Nod naval tipic 5 : zona x/L =0.550

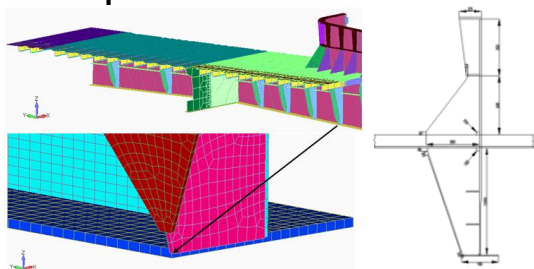


Fig.7-19 Detaliu secțiunea 0.550L, model extins de la 130 – 132 m/AP

În Figura 7-19 este reprezentată zona caracteristică a modelului extins de la 130 – 132 m/AP (corespunzător 0.550L). Pe această zonă se verifică rezistența la oboseală a îmbinării dintre flanșa curentului transversal cu braketul acestuia (20 mm fiind grosimea flanșei și 12 mm grosimea braketului).

Tab.7-21 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma Atlanticului de Nord (NA), 50%FL+50%BL, x/L = 0.550, componenta din oscilație

| NA | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.194 | >25 | 0.273 | >25 | 1.299 | 19.240 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.736 | >25 | 1.002 | 24.945 | 3.709 | 6.740 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.669 | >25 | 0.906 | >25 | 3.388 | 7.379 |
| DYN-NLN _{osc} | 0.843 | >25 | 1.152 | 21.702 | 2.586 | 9.668 |
| DYN-NLNB _{osc} | 0.255 | >25 | 0.366 | >25 | 0.949 | >25 |

Tab.7-22 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade (WWT), 50%FL+50%BL, x/L = 0.550, componenta din oscilație

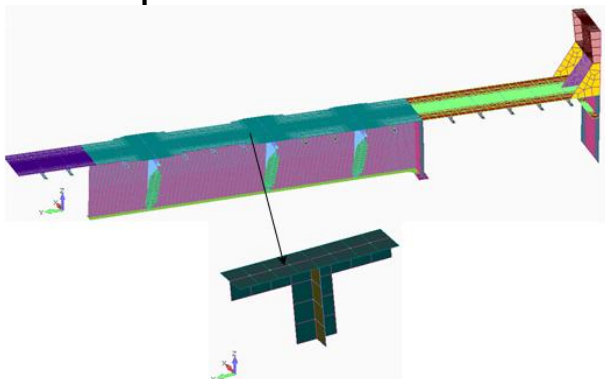
| WWT | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.064 | >25 | 0.089 | >25 | 0.457 | >25 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.251 | >25 | 0.345 | >25 | 1.387 | 18.018 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.229 | >25 | 0.313 | >25 | 1.291 | 19.368 |
| DYN-NLN _{osc} | 0.290 | >25 | 0.405 | >25 | 0.974 | >25 |
| DYN-NLNB _{osc} | 0.084 | >25 | 0.122 | >25 | 0.333 | >25 |

Din Tabelul 7-21 și Tabelul 7-22 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele:

- modelul 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare și neliniare la oscilații, pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, durata de exploatare a navei este de L > 25 ani, pentru histogramele Atlanticului de Nord și World Wide Trade;
- modelul 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este de L = 24.945 ÷ 25 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 21.702 pentru Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade;
- modelul 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 6.740 ÷ 19.240 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv L = 18.018 ÷ 19.368 pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 9.668 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade.

Din Tabelul 7-21 și Tabelul 7-22 se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), având tensiunile din analize neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este de L > 25 ani pentru ambele histograme și pentru toate modelele structurale.

Nod naval tipic 6 : zona x/L = 0.600



În Figura 7-23 este reprezentată zona caracteristică a modelului extins de la 142 – 144 m/AP (corespunzător 0.600L). Pe această zonă se va verifica rezistența la oboseală a îmbinării dintre două grosimi de tablă (30 mm fiind grosimea tablei punții și 20 mm grosimea tablei curentului transversal).

Fig.7-23 Detaliu secțiunea 0.600L, model extins de la 142 – 144 m

Tab.7-25 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma Atlanticului de Nord, 50%FL+50%BL, x/L = 0.600, componenta din oscilație

| NA Analize | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.121 | >25 | 0.306 | >25 | 0.522 | >25 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.476 | >25 | 1.117 | 22.384 | 1.708 | 14.636 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.419 | >25 | 0.967 | >25 | 1.507 | 16.590 |
| DYN-NLN _{osc} | 0.526 | >25 | 1.280 | 19.536 | 1.897 | 13.180 |
| DYN-NLNB _{osc} | 0.148 | >25 | 0.412 | >25 | 0.657 | >25 |

Tab.7-26 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade, 50%FL+50%BL, x/L = 0.600, componenta din oscilație

| WWT Analize | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------|------------------|---------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.040 | >25 | 0.100 | >25 | 0.174 | >25 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.160 | >25 | 0.387 | >25 | 0.611 | >25 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.141 | >25 | 0.335 | >25 | 0.538 | >25 |
| DYN-NLN _{osc} | 0.178 | >25 | 0.458 | >25 | 0.694 | >25 |
| DYN-NLNB _{osc} | 0.049 | >25 | 0.139 | >25 | 0.224 | >25 |

Din Tabelul 7-25 și Tabelul 7-26 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele :

- modelul 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare la oscilații, pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, durata de exploatare a navei este de L > 25 ani pentru ambele histograme, Atlanticului de Nord și World Wide Trade;
- modelul 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 22.384 ÷ 25 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 19.536 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade;
- modelul 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 14.636 ÷ 16.590 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 13.180 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade.

Din Tabelul 7-25 și Tabelul 7-26 se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), având tensiunile din analize neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este de L > 25 ani pentru ambele histograme și pentru toate modelele structurale.

Nod naval tipic 7 : zona x/L =0.625

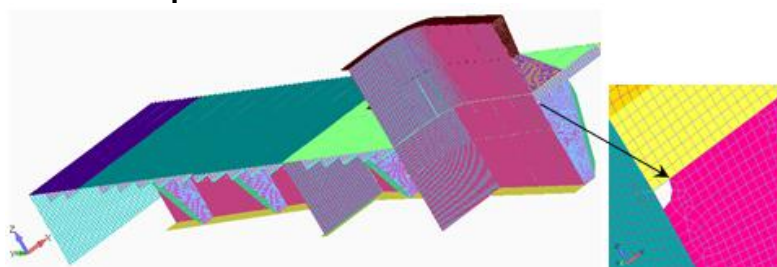


Fig.7-27 Detaliu secțiunea 0.625L, model extins de la 148 – 150 m/AP

În Figura 7-27 este reprezentată zona caracteristică a modelului extins de la 148 – 150 m/AP (corespunzător 0.625L). Pe această zonă se va verifica rezistența la oboseală a decupării de la baza braketului prezentată în detaliu.

Tab.7-29 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma Atlanticului de Nord, 50%FL+50%BL, x/L = 0.625, componenta din oscilație

| NA Analize | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.084 | >25 | 0.615 | >25 | 0.896 | >25 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.335 | >25 | 1.984 | 12.600 | 2.683 | 9.317 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.291 | >25 | 1.710 | 14.619 | 2.369 | 10.553 |
| DYN-NLN _{osc} | 0.363 | >25 | 2.272 | 11.005 | 3.007 | 8.313 |
| DYN-NLNB _{osc} | 0.099 | >25 | 0.807 | >25 | 1.116 | 22.393 |

Tab.7-30 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade, 50%FL+50%BL, x/L = 0.625, componenta din oscilație

| WWT Analize | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.104 | >25 | 0.206 | >25 | 0.306 | >25 |
| DYN-HEL _{osc} | 0.198 | >25 | 0.717 | >25 | 0.989 | >25 |
| DYN-LIN _{osc} | 0.120 | >25 | 0.619 | >25 | 0.874 | >25 |
| DYN-NLN _{osc} | 0.122 | >25 | 0.853 | >25 | 1.145 | 21.842 |
| DYN-NLNB _{osc} | 0.033 | >25 | 0.283 | >25 | 0.396 | >25 |

Din Tabelul 7-29 și Tabelul 7-30 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele:

- modelul 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare și neliniare la oscilații, pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, durata de exploatare a navei este de L > 25 ani, pentru ambele histogramme Atlanticului de Nord, World Wide Trade;
- modelul 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este de L = 12.600 ÷ 14.619 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 11.005 ani pentru Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru histograma World Wide Trade;
- modelul 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 9.317 ÷ 10.553 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv L > 25 pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la L = 8.313 ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv L = 21.842 ani pentru histograma World Wide Trade.

Din Tabelul 7-29 și Tabelul 7-30 se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), având tensiunile din analize neliniare la oscilații, durata de exploatare combinată a corpului navei este de L = 22.393 ani pentru modelul 3D – FEM fin, pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții L > 25 ani pentru ambele histogramme și celelalte modele structurale.

7.2.2 Analiza la oboseală în cazul solicitărilor dinamice hidroelastice (oscilații și vibrații)

În acest subcapitol, factorul cumulativ de deteriorare este determinat pe baza tensiunilor normale semnificative pentru modelul 1D – grindă echivalentă și a tensiunilor echivalente von Mises pentru modelele 3D – FEM global și 3D – FEM fin, la analiza oscilațiilor și vibrațiilor (hidroelastice) liniare și neliniare.

Nod naval tipic 1 : zona x/L =0.400

Tab.7-33 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma Atlanticului de Nord, 50%FL+50%BL, x/L = 0.400, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| NA | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.151 | >25 | 0.392 | >25 | 0.705 | >25 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.634 | >25 | 1.355 | 18.456 | 2.257 | 11.076 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.611 | >25 | 1.343 | 18.618 | 2.196 | 11.382 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 0.911 | >25 | 3.108 | 8.044 | 4.939 | 5.062 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.280 | >25 | 1.067 | 23.440 | 1.749 | 14.294 |

Tab.7-34 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade, 50%FL+50%BL, x/L = 0.400, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| WWT | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.049 | >25 | 0.130 | >25 | 0.236 | >25 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.211 | >25 | 0.478 | >25 | 0.812 | >25 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.205 | >25 | 0.479 | >25 | 0.800 | >25 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 0.312 | >25 | 1.058 | 23.624 | 1.749 | 14.295 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.092 | >25 | 0.343 | >25 | 0.582 | >25 |

Din Tabelul 7-33 și Tabelul 7-34 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele:

- modelul 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, durata de exploatare a navei este de $L > 25$ ani, pentru histogramele Atlanticului de Nord și World Wide Trade, respectiv din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L > 25$ ani pentru ambele histogramele;

- modelul 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L = 18.456 \div 18.618$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 8.044$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv $L = 23.624$ ani pentru histograma World Wide Trade;

- modelului 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 11.076 \div 11.382$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 5.062$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv $L = 14.295$ ani pentru histograma World Wide Trade.

Din Tabelul 7-33 și Tabelul 7-34 se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), având tensiunile din analize neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L > 25$ ani (model 1D – grindă echivalentă), $L = 23.440$ ani în cazul modelului 3D – FEM global și $L = 14.294$ ani în cazul modelului 3D-FEM fin pentru histograma Atlanticului de Nord, iar pentru histograma World Wide Trade durata de exploatare $L > 25$ ani valabil pentru cele trei modele structurale.

Nod naval tipic 2 : zona x/L =0.425

Tab.7-37 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma Atlanticului de Nord, 50% FL+50% BL, x/L = 0.425, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| NA | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| Analize | | | | | | |
| DYN-ADV _{osc} | 0.190 | >25 | 0.319 | >25 | 0.571 | >25 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.765 | >25 | 1.161 | 21.541 | 1.842 | 13.572 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.733 | >25 | 1.121 | 22.304 | 2.177 | 11.485 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 1.042 | 23.993 | 2.413 | 10.360 | 4.770 | 5.242 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.328 | >25 | 0.798 | >25 | 1.689 | 14.805 |

Tab.7-38 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade, 50% FL+50% BL, x/L = 0.425, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| WWT | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| Analize | | | | | | |
| DYN-ADV _{osc} | 0.062 | >25 | 0.104 | >25 | 0.237 | >25 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.258 | >25 | 0.402 | >25 | 0.807 | >25 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.248 | >25 | 0.391 | >25 | 0.793 | >25 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 0.361 | >25 | 0.816 | >25 | 1.684 | 14.842 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.108 | >25 | 0.255 | >25 | 0.561 | >25 |

Din Tabelul 7-37 și Tabelul 7-38 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele:

- modelul 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, durata de exploatare a navei este de $L > 25$ ani, pentru histogramele Atlanticului de Nord și World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrație), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 23.993$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L = 21.541 \div 22.304$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 10.360$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 11.485 \div 13.572$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 5.242$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv $L = 14.842$ ani pentru histograma World Wide Trade;

- se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), având tensiunile din analize neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L = 14.805$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, iar pentru histograma World Wide Trade durata de exploatare $L > 25$ ani valabil pentru cele trei modele structurale.

Nod naval tipic 3 : zona x/L =0.450

Tab.7-41 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma Atlanticului de Nord, 50% FL+50% BL, x/L = 0.450, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| NA | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| Analize | | | | | | |
| DYN-ADV _{osc} | 0.221 | >25 | 0.323 | >25 | 0.556 | >25 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.864 | >25 | 1.180 | 21.193 | 1.818 | 13.755 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.816 | >25 | 1.112 | 22.481 | 1.742 | 14.351 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 1.120 | 22.318 | 1.858 | 13.454 | 2.890 | 8.651 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.358 | >25 | 0.609 | >25 | 1.016 | 24.598 |

Tab.7-42 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade, 50%FL+50%BL, x/L = 0.450, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| WWT Analize | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.072 | >25 | 0.105 | >25 | 0.185 | >25 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.293 | >25 | 0.408 | >25 | 0.649 | >25 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.279 | >25 | 0.387 | >25 | 0.628 | >25 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 0.390 | >25 | 0.809 | >25 | 1.361 | 18.369 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.118 | >25 | 0.248 | >25 | 0.443 | >25 |

Din Tabelul 7-41 și Tabelul 7-42 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele:

- modelul 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, durata de exploatare a navei este de $L > 25$ ani, pentru histogramele Atlanticului de Nord și World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 22.318$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L = 21.193 \div 22.481$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 13.454$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 13.755 \div 14.351$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 8.651$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv $L = 18.369$ ani pentru histograma World Wide Trade.

Din Tabelul 7-41 și Tabelul 7-42 se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), având tensiunile din analizele liniare și neliniare la hidroelasticitate, durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L = 24.598$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, iar pentru histograma World Wide Trade durata de exploatare $L > 25$ ani valabil pentru cele trei modele structurale.

Nod naval tipic 4 : zona x/L =0.500

Tab.7-45 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma Atlanticului de Nord, 50%FL+50%BL, x/L = 0.500, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| NA Analize | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc+vib} | 0.243 | >25 | 0.364 | >25 | 0.769 | >25 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.913 | >25 | 1.252 | 19.971 | 2.331 | 10.724 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.843 | >25 | 1.166 | 21.438 | 2.195 | 11.389 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 1.099 | 22.748 | 2.480 | 10.081 | 4.784 | 5.225 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.349 | >25 | 0.803 | >25 | 1.667 | 14.998 |

Tab.7-46 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade, 50%FL+50%BL, x/L = 0.500, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| WWT Analize | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc+vib} | 0.079 | >25 | 0.120 | >25 | 0.260 | >25 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.313 | >25 | 0.440 | >25 | 0.848 | >25 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.290 | >25 | 0.412 | >25 | 0.804 | >25 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 0.383 | >25 | 0.839 | >25 | 1.682 | 14.859 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.115 | >25 | 0.258 | >25 | 0.553 | >25 |

Din Tabelul 7-45 și Tabelul 7-46 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele:

- modelul 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, durata de exploatare a navei este de $L > 25$ ani, pentru histogramele Atlanticului de Nord și World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 22.748$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L = 19.971 \div 21.438$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 10.081$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 10.724 \div 11.389$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 5.225$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv $L = 14.859$ ani pentru histograma World Wide Trade.

Din Tabelul 7-45 și Tabelul 7-46 se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), având tensiunile din analizele liniare și neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L = 14.998$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade valabil pentru cele trei modele structurale.

Nod naval tipic 5 : zona $x/L = 0.550$

Tab.7-49 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma Atlanticului de Nord, 50%FL+50%BL, $x/L = 0.550$, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| NA | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.194 | >25 | 0.273 | >25 | 1.299 | 19.240 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.736 | >25 | 1.002 | 24.945 | 3.709 | 6.740 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.669 | >25 | 0.906 | >25 | 3.388 | 7.378 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 0.843 | >25 | 1.742 | 14.348 | 3.806 | 6.569 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.255 | >25 | 0.533 | >25 | 1.298 | 19.261 |

Tab.7-50 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade, 50%FL+50%BL, $x/L = 0.550$, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| WWT | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.064 | >25 | 0.089 | >25 | 0.457 | >25 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.251 | >25 | 0.345 | >25 | 1.388 | 18.017 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.229 | >25 | 0.313 | >25 | 1.291 | 19.363 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 0.290 | >25 | 0.587 | >25 | 1.370 | 18.247 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.084 | >25 | 0.172 | >25 | 0.444 | >25 |

Din Tabelul 7-49 și Tabelul 7-50 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele:

- modelul 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, durata de exploatare a navei este de $L > 25$ ani, pentru histogramele Atlanticului de Nord și World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L > 25$ ani pentru histogramele Atlanticului de Nord și World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L = 24.945$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 14.348$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 6.740 \div 19.240$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv $L = 18.017 \div 19.363$ ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 6.569$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv $L = 18.247$ ani pentru histograma World Wide Trade.

Din Tabelul 7-49 și Tabelul 7-50 se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), având tensiunile din analizele liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L > 25$ ani pentru histogramele Atlanticului de Nord și World Wide Trade, iar în cazul analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L = 19.261$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord și durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade.

Nod naval tipic 6 : zona $x/L = 0.600$

Tab.7-53 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma Atlanticului de Nord, 50%FL+50%BL, $x/L = 0.600$, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| NA | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D_{S-N} | L [ani] | D_{S-N} | L [ani] | D_{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.121 | >25 | 0.306 | >25 | 0.522 | >25 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.476 | >25 | 1.117 | 22.384 | 1.708 | 14.636 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.419 | >25 | 0.967 | >25 | 1.507 | 16.589 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 0.526 | >25 | 1.774 | 14.092 | 2.793 | 8.950 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.148 | >25 | 0.548 | >25 | 0.915 | >25 |

Tab.7-54 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade, 50%FL+50%BL, $x/L = 0.600$, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| WWT | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------|------------------|---------|
| | D_{S-N} | L [ani] | D_{S-N} | L [ani] | D_{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.040 | >25 | 0.100 | >25 | 0.174 | >25 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.160 | >25 | 0.387 | >25 | 0.611 | >25 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.141 | >25 | 0.335 | >25 | 0.538 | >25 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 0.178 | >25 | 0.616 | >25 | 0.980 | >25 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.049 | >25 | 0.182 | >25 | 0.304 | >25 |

Din Tabelul 7-53 și Tabelul 7-54 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele:

- modelul 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare și neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, durata de exploatare a navei este de $L > 25$ ani, pentru histogramele Atlanticului de Nord și World Wide Trade (WWT);

- modelul 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 22.384$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade (WWT), pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 14.092$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade (WWT);

- modelul 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 14.636 \div 16.589$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World

Wide Trade (WWT), pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 8.950$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade.

Din Tabelul 7-53 și Tabelul 7-54 se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), având tensiunile din analize liniare și neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L > 25$ ani pentru ambele histograme Atlanticului de Nord și World Wide Trade (WWT).

Nod naval tipic 7 : zona $x/L = 0.625$

Tab.7-57 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma Atlanticului de Nord, 50% PÎ+50% BL, $x/L = 0.625$, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| NA Analize | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.084 | >25 | 0.615 | >25 | 0.896 | >25 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.335 | >25 | 1.984 | 12.600 | 2.683 | 9.316 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.291 | >25 | 1.710 | 14.617 | 2.369 | 10.552 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 0.363 | >25 | 3.232 | 7.736 | 4.458 | 5.609 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.099 | >25 | 1.073 | 23.291 | 1.534 | 16.300 |

Tab.7-58 Verificarea criteriului de rezistență la oboseală, pentru histograma World Wide Trade, 50% PÎ+50% BL, $x/L = 0.625$, oscilație și vibrație (hidroelasticitate)

| WWT Analize | Model 1D-grindă echivalentă | | Model 3D-FEM global | | Model 3D-FEM fin | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------|---------------------|---------------|------------------|---------------|
| | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] | D _{S-N} | L [ani] |
| DYN-ADV _{osc} | 0.104 | >25 | 0.206 | >25 | 0.306 | >25 |
| DYN-HEL _{osc+vib} | 0.198 | >25 | 0.717 | >25 | 0.989 | >25 |
| DYN-LIN _{osc+vib} | 0.120 | >25 | 0.619 | >25 | 0.874 | >25 |
| DYN-NLN _{osc+vib} | 0.122 | >25 | 1.169 | 21.393 | 1.621 | 15.422 |
| DYN-NLNB _{osc+vib} | 0.033 | >25 | 0.369 | >25 | 0.529 | >25 |

Din Tabelul 7-57 și Tabelul 7-58 rezultă în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură standard) următoarele:

- modelul 1D – grindă echivalentă, având tensiunile din analize liniare și neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), pentru combinația 50% navigație la plină încărcare și 50% în balast, durata de exploatare a navei este de $L > 25$ ani, pentru histogramele Atlanticului de Nord și World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM global, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L = 12.600 \div 14.617$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 7.736$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv $L = 21.393$ ani pentru histograma World Wide Trade;

- modelul 3D – FEM fin, având tensiunile din analize liniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 9.316 \div 10.552$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv fără restricții $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade, pe când din analizele neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este redusă la $L = 5.609$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord, respectiv $L = 15.422$ ani pentru histograma World Wide Trade.

Din Tabelul 7-57 și Tabelul 7-58 se constată că în cazul analizei la oboseală prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D (sudură foarte bună), analizele liniare și neliniare la hidroelasticitate (oscilații și vibrații), durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L = 16.300$ ani pentru histograma Atlanticului de Nord și durata de exploatare combinată a corpului navei este de $L > 25$ ani pentru histograma World Wide Trade.

7.3 Sinteze și concluzii la analiza rezistenței la oboseală. Estimarea duratei de exploatare a structurii corpului navei LPG 100000 m³ în condiții de siguranță

Pe baza rezultatelor numerice din subcapitolul 7.2, luând ca referință modelul 3D – FEM fin și tensiunile neliniare din oscilații și hidroelastice (DYN-NLN), cu calitatea sudurii standard și foarte bună, sintetizăm în cele ce urmează rezultatele numerice la analiza rezistenței la oboseală pentru cele 7 noduri navale tipice de la planșeul de punte al navei LPG 100000 m³. În cele ce urmează folosim următoarele notații pentru: $D_{S-N_{osc}}$ factorul cumulativ de deteriorare determinat prin analiza la oboseală pe baza solicitărilor dinamice numai din oscilații neliniare (subcapitolul 7.2.1); $D_{S-N_{oscB}}$ factorul cumulativ de deteriorare, pentru sudură cu calitate îmbunătățită, determinat prin analiza la oboseală pe baza solicitărilor dinamice numai din oscilații neliniare (subcapitolul 7.2.1); $D_{S-N_{osc+vib}}$ factorul cumulativ de deteriorare determinat prin analiza la oboseală pe baza solicitărilor hidroelastice: oscilații și vibrații neliniare (subcapitolul 7.2.2); $D_{S-N_{osc+vibB}}$ factorul cumulativ de deteriorare, pentru sudură cu calitate îmbunătățită, determinat prin analiza la oboseală pe baza solicitărilor hidroelastice: oscilații și vibrații neliniare (subcapitolul 7.2.2); L [ani] = 25/D durata de exploatare structurală; FL și BL cazurile de plină încărcare și balast; NA și WWT histogramele înălțimii semnificative ale valului pentru Atlanticul de Nord și World Wave Trade; WSQ și WHQ sudură standard și de calitate la îmbinarea nodurilor navale tipice.

Nodul naval tipic 1 : zona $x/L = 0.400$

Tab.7-59 Comparația factorilor cumulativi la oboseală, $x/L = 0.400$

| Analiza | $D_{S-N_{osc}}$ | L [ani] | $D_{S-N_{osc+vib}}$ | L [ani] | $D_{S-N_{oscB}}$ | L [ani] | $D_{S-N_{osc+vibB}}$ | L [ani] |
|---------|-----------------|---------------|---------------------|---------------|------------------|---------------|----------------------|---------------|
| NA | 3.060 | 8.169 | 4.939 | 5.062 | 1.155 | 21.638 | 1.749 | 14.294 |
| WWT | 1.141 | 21.919 | 1.749 | 14.295 | 0.402 | >25 | 0.582 | >25 |

Din Tabelul 7-59, Figura 7-52, pentru zona $x/L=0.400$, valoarea minimă a duratei de exploatare a elementelor structurale este: $L = 8.169$ ani (oscilații, NA, WSQ); $L = 5.062$ ani (hidroelastice, NA, WSQ); $L = 21.919$ ani (oscilații, WWT, WSQ); $L = 14.295$ ani (hidroelastice, WWT, WSQ); $L = 21.638$ ani (oscilații, NA, WHQ); $L = 14.294$ ani (hidroelastice, NA, WHQ); $L > 25$ ani (oscilații, WWT, WHQ); $L > 25$ ani (hidroelastice, WWT, WHQ).

Nodul naval tipic 2 : zona $x/L = 0.425$

Tab.7-60 Comparația factorilor cumulativi la oboseală, $x/L = 0.425$

| Analiza | $D_{S-N_{osc}}$ | L [ani] | $D_{S-N_{osc+vib}}$ | L [ani] | $D_{S-N_{oscB}}$ | L [ani] | $D_{S-N_{osc+vibB}}$ | L [ani] |
|---------|-----------------|---------------|---------------------|---------------|------------------|---------------|----------------------|---------------|
| NA | 2.905 | 8.605 | 4.770 | 5.242 | 1.096 | 22.805 | 1.689 | 14.805 |
| WWT | 1.078 | 23.197 | 1.684 | 14.842 | 0.381 | >25 | 0.561 | >25 |

Din Tabelul 7-60, Figura 7-53, pentru zona $x/L=0.425$, valoarea minimă a duratei de exploatare a elementelor structurale este: $L = 8.605$ ani (oscilații, NA, WSQ); $L = 5.242$ ani (hidroelastice, NA, WSQ); $L = 23.197$ ani (oscilații, WWT, WSQ); $L = 14.842$ ani (hidroelastice, WWT, WSQ); $L = 22.805$ ani (oscilații, NA, WHQ); $L > 25$ ani (oscilații, WWT, WHQ); $L = 14.805$ ani (hidroelastice, NA, WHQ); $L > 25$ ani (hidroelastice, WWT, WHQ).

Nodul naval tipic 3 : zona $x/L = 0.450$

Tab.7-61 Comparația factorilor cumulativi la oboseală, $x/L = 0.450$

| Analiza | $D_{SN_{osc}}$ | L [ani] | $D_{SN_{osc+vib}}$ | L [ani] | $D_{SN_{oscB}}$ | L [ani] | $D_{SN_{osc+vibB}}$ | L [ani] |
|---------|----------------|---------------|--------------------|---------------|-----------------|---------|---------------------|---------------|
| NA | 2.272 | 11.002 | 2.890 | 8.651 | 0.837 | >25 | 1.016 | 24.598 |
| WWT | 0.829 | >25 | 1.361 | 18.369 | 0.286 | >25 | 0.443 | >25 |

Din Tabelul 7-61, Figura 7-54, pentru zona $x/L=0.450$, valoarea minimă a duratei de exploatare a elementelor structurale este: $L = 11.002$ ani (oscilații, NA, WSQ); $L = 8.651$ ani (hidroelastice, NA, WSQ); $L > 25$ ani (oscilații, WWT, WSQ); $L = 18.369$ ani (hidroelastice, WWT, WSQ); $L > 25$ ani (oscilații, NA, WHQ); $L > 25$ ani (oscilații, WWT, WHQ); $L = 24.598$ ani (hidroelastice, NA, WHQ); $L > 25$ ani (hidroelastice, WWT, WHQ).

Nodul naval tipic 4 : zona $x/L = 0.500$

Din Tabelul 7-62, Figura 7-55, pentru zona $x/L=0.500$, valoarea minimă a duratei de exploatare a elementelor structurale este: $L = 9.093$ ani (oscilații, NA, WSQ); $L = 5.225$ ani (hidroelastice, NA, WSQ); $L = 24.485$ ani (oscilații, WWT, WSQ); $L = 14.859$ ani (hidroelastice,

WWT, WSQ); L = 24.248 ani (oscilații, NA, WHQ); L > 25 ani (oscilații, WWT, WHQ); L > 14.998 ani (hidroelastice, NA, WHQ); L > 25 ani (hidroelastice, WWT, WHQ).

Tab.7-62 Comparația factorilor cumulativi la oboseală, x/L = 0.500

| Analiza | D _{SN_osc} | L [ani] | D _{SN_osc+vib} | L [ani] | D _{SN_oscB} | L [ani] | D _{SN_osc+vib_B} | L [ani] |
|---------|---------------------|---------------|-------------------------|---------------|----------------------|---------------|---------------------------|---------------|
| NA | 2.749 | 9.093 | 4.784 | 5.225 | 1.031 | 24.248 | 1.667 | 14.998 |
| WWT | 1.021 | 24.485 | 1.682 | 14.859 | 0.359 | >25 | 0.553 | >25 |

Nodul naval tipic 5 : zona x/L = 0.550

Tab.7-63 Comparația factorilor cumulativi la oboseală, x/L = 0.550

| Analiza | D _{S-N_osc} | L [ani] | D _{S-N_osc+vib} | L [ani] | D _{S-N_oscB} | L [ani] | D _{S-N_osc+vib_B} | L [ani] |
|---------|----------------------|--------------|--------------------------|---------------|-----------------------|---------|----------------------------|---------------|
| NA | 2.586 | 9.668 | 3.806 | 6.569 | 0.949 | >25 | 1.298 | 19.261 |
| WWT | 0.974 | >25 | 1.370 | 18.247 | 0.333 | >25 | 0.444 | >25 |

Din Tabelul 7-63, Figura 7-56, pentru zona x/L=0.550, valoarea minimă a duratei de exploatare a elementelor structurale este: L = 9.668 ani (oscilații, NA, WSQ); L = 6.569 ani (hidroelastice, NA, WSQ); L > 25 ani (oscilații, WWT, WSQ); L = 18.247 ani (hidroelastice, WWT, WSQ); L > 25 ani (oscilații, NA, WHQ); L > 25 ani (oscilații, WWT, WHQ); L = 19.261 ani (hidroelastice, NA, WHQ); L > 25 ani (hidroelastice, WWT, WHQ).

Nodul naval tipic 6 : zona x/L = 0.600

Tab.7-64 Comparația factorilor cumulativi la oboseală, x/L = 0.600

| Analiza | D _{S-N_osc} | L [ani] | D _{S-N_osc+vib} | L [ani] | D _{S-N_oscB} | L [ani] | D _{S-N_osc+vib_B} | L [ani] |
|---------|----------------------|---------------|--------------------------|---------------|-----------------------|---------------|----------------------------|---------------|
| NA | 2.786 | 8.973 | 4.963 | 5.037 | 1.086 | 23.029 | 1.769 | 14.129 |
| WWT | 1.063 | 23.521 | 1.781 | 14.041 | 0.392 | >25 | 0.603 | >25 |

Din Tabelul 7-64, Figura 7-57, pentru zona x/L=0.600, valoarea minimă a duratei de exploatare a elementelor structurale este: L = 8.973 ani (oscilații, NA, WSQ); L = 5.037 ani (hidroelastice, NA, WSQ); L = 23.521 ani (oscilații, WWT, WSQ); L = 14.041 ani (hidroelastice, WWT, WSQ); L = 23.029 ani (oscilații, NA, WHQ); L > 25 ani (oscilații, WWT, WHQ); L = 14.129 ani (hidroelastice, NA, WHQ); L > 25 ani (hidroelastice, WWT, WHQ).

Nodul naval tipic 7 : zona x/L = 0.625

Tab.7-65 Comparația factorilor cumulativi la oboseală, x/L = 0.625

| Analiza | D _{SN_osc} | L [ani] | D _{SN_osc+vib} | L [ani] | D _{SN_oscB} | L [ani] | D _{SN_osc+vib_B} | L [ani] |
|---------|---------------------|---------------|-------------------------|---------------|----------------------|---------------|---------------------------|---------------|
| NA | 3.007 | 8.313 | 4.458 | 5.609 | 1.116 | 22.393 | 1.534 | 16.300 |
| WWT | 1.145 | 21.842 | 1.621 | 15.422 | 0.396 | >25 | 0.529 | >25 |

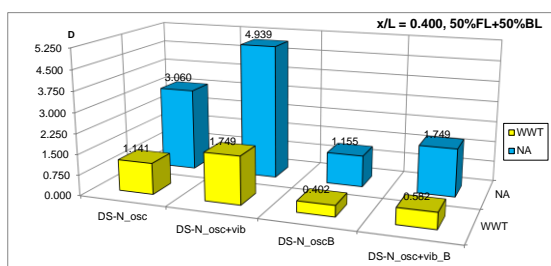


Fig.7-52 Factorul cumulativ la oboseală (50%FL +50%BL), x/L = 0.400

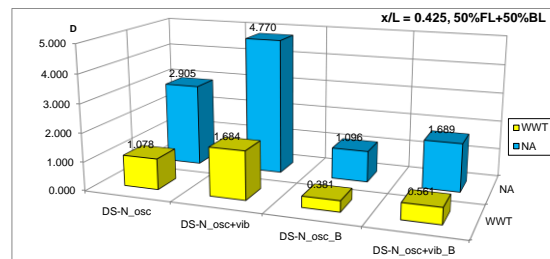


Fig.7-53 Factorul cumulativ la oboseală (50%FL+50%BL), x/L = 0.425

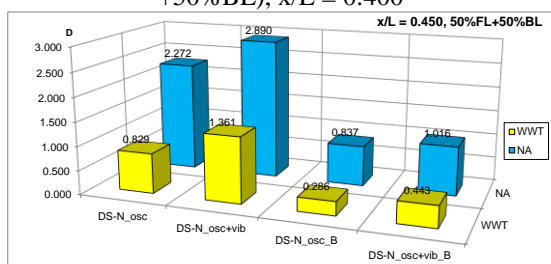


Fig.7-54 Factorul cumulativ la oboseală (50%FL+50%BL), x/L = 0.450

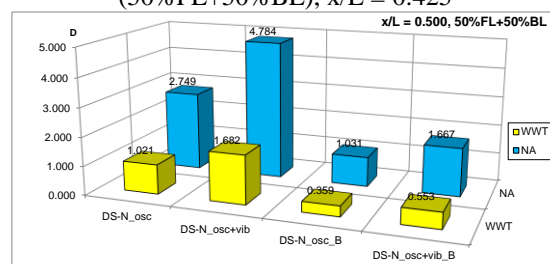


Fig.7-55 Factorul cumulativ la oboseală (50%FL+50%BL), x/L = 0.500

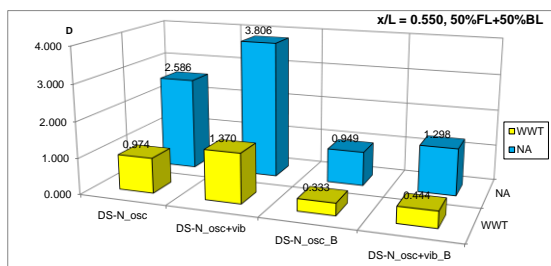


Fig.7-56 Factorul cumulativ la oboseală (50%FL+50%BL), x/L = 0.550

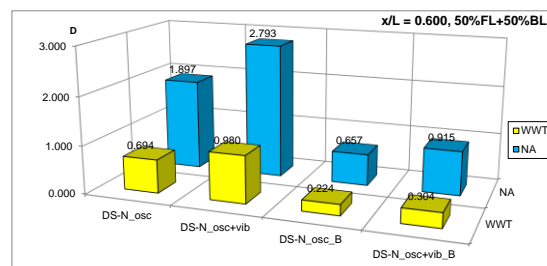


Fig.7-57 Factorul cumulativ la oboseală (50%FL+50%BL), x/L = 0.600

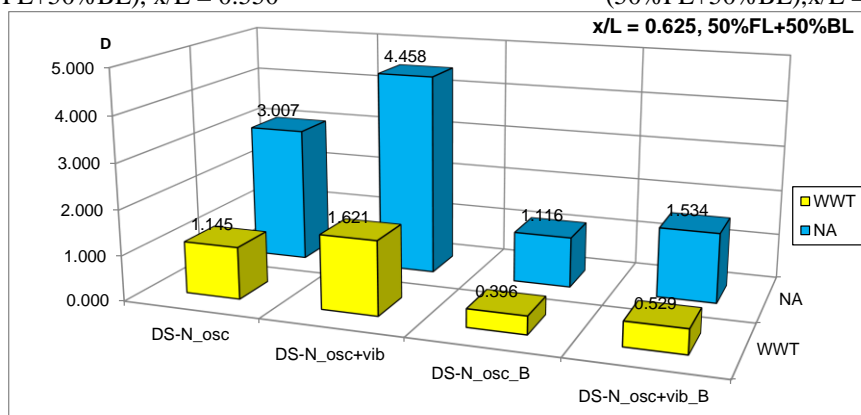


Fig.7-58 Factorul cumulativ la oboseală (50%FL+50%BL), x/L = 0.625

Din Tabelul 7-65, Figura 7-58, la secțiunea x/L=0.625, valoarea minimă a duratei de exploatare a elementelor structurale este: L = 8.313 ani (oscilații, NA, WSQ); L = 5.609 ani (hidroelastice, NA, WSQ); L = 21.842 ani (oscilații, WWT, WSQ); L = 15.422 ani (hidroelastice, WWT, WSQ); L = 22.393 ani (oscilații, NA, WHQ); L > 25 ani (oscilații, WWT, WHQ); L = 16.300 ani (hidroelastice, NA, WHQ); L > 25 ani (hidroelastice, WWT, WHQ).

Pe baza rezultatelor numerice obținute prin analiza rezistenței la oboseală în cazul solicitărilor dinamice din oscilații și hidroelastice (oscilații și vibrații) a structurii corpului navei LPG 100000 m³, (subcapitolul 7.2 și sinteza de mai sus) rezultă următoarele concluzii:

1) Din analiza valorilor maxime ale tensiunilor în grinda navă, rezultă că cele mai mari solicitări sunt în puntea navei, astfel încât pentru analiza rezistenței la oboseală se vor considera tensiunile semnificative maxime normale (1D) și echivalente von Mises (3D/1D) din punte.

2) Datele numerice confirmă o influență puternică a neliniarităților hidrodinamice din valori asupra rezultatelor analizei la oboseală (metoda Palmgren-Miner), prin cuplarea fenomenelor de springing, slamming și whipping (subcapitolele 6.2 și 7.2), rezultând un factor cumulativ de deteriorare la analize hidroelastice $D_{S-N_{osc+vib}} > D_{S-N_{osc}}$ decât la analiza oscilațiilor.

3) Din analiza datelor numerice obținute la analiza la oboseală, prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D, în cazul solicitărilor dinamice numai din oscilații (subcapitolul 7.2.1) și a solicitărilor hidroelastice (subcapitolul 7.2.2), pentru fiecare din cele 7 noduri navale tipice luate în calcul, valorile maxime D obținute sunt în cazul analizei neliniare hidroelastice pentru model 3D – FEM fin în cazul utilizării histogramei înălțimii semnificative a valorilor ($h_{1/3}$) pentru zona Atlanticului de Nord, ce se mai atenuează în cazul aplicării histogramei World Wave Trade.

4) Durata de exploatare minimă obținută în urma acestui studiu este indicată de nodul naval tipic de pe punte poziționat la x/L = 0.600, de L = 5.037 ani în cazul solicitărilor hidroelastice neliniare, model 3D – FEM fin, calitate standard a sudurilor, histograma înălțimii semnificative a Atlanticului de Nord, respectiv de L = 14.041 ani în cazul histogramei zonei de navigație mediate World Wave Trade.

5) În cazul considerării unei suduri de înaltă calitate, durata de exploatare a navei în condiții de siguranță crește semnificativ, (limita inferioară este înregistrată la x/L = 0.600) astfel încât pentru solicitările dinamice neliniare, model 3D – FEM fin, în cazul histogramei înălțimii semnificative a

Atlanticului de Nord $L = 14.129$ ani, respectiv de $L > 25$ ani în cazul histogramei World Wave Trade.

6) Pentru satisfacerea criteriului de rezistență la oboseală în cazul structurilor navale, se impune ca valoarea duratei de exploatare a elementelor structurale să fie mai mare de $L_{\min} > 5$ ani, satisfăcută pentru toate cazurile extreme analizate Tabelul 7-59 ÷ Tabelul 7-65, Figura 7-52 ÷ Figura 7-58, ceea ce reprezintă intervalul între două inspecții periodice ale unei nave maritime tip LPG, impuse de normele de societăților navale de clasificare. Asigurarea unei suduri de calitate, va permite creșterea valorii perioadei de exploatare în siguranță la peste 14 ani, acoperind două intervale de inspecții periodice.

CAPITOLUL 8

Concluzii finale și contribuții personale

8.1 Concluzii generale

Cerințele normelor internaționale privind asigurarea integrității structurale a navelor pe toată durata de exploatare (20-25 ani), în speță a navelor maritime tip tancuri LPG, în acest studiu au condus la dezvoltarea unei metodologii integrate de analiză a stărilor limită a corpului navei, combinând criteriile de rezistență generală și locală la referințele tensiunii de curgere a materialului, stabilitate structurală, momentul încovoietor ultim și la oboseală, din solicitări extreme induse din valuri. Pentru a crește realismul predicțiilor răspunsului dinamic structural pe termen scurt și lung, în acest studiu, pe lângă solicitările din valuri echivalente cvasi-stactice sau pe componentele de joasă frecvență (oscilații), sunt incluse și efectele hidroelastice de înaltă frecvență (vibrații), cu formulări liniare și neliniare, pe modele 1D/3D-FEM complet extinse pe lungimea corpului navei. Rezultatele obținute în capitolele anterioare, demonstrează că obiectivele stabilite pentru această teză de doctorat au fost îndeplinite.

Pe baza analizelor din acestui studiu, rezultă următoarele concluzii finale:

1. În acest studiu, analiza integrată a stărilor limită structurale cu solicitări din valuri extreme este dezvoltată pe baza unui model numeric al navei tanc tip LPG 100000 m³, cu o lungime totală de 238,7 m și structură elastică cu dublu înveliș, la plină încărcare și balast, prezentat în capitolul 3 și Anexa 2.4 (teză de doctorat), generat în cadrul tezei conform normelor Bureau Veritas.

2. Analiza numerică a rezistenței generale și locale a corpului navei LPG 100000 m³ în plan vertical pentru criteriul rezistenței în raport cu limita de curgere a materialului (normale, tangențiale și echivalente von Mises), pe baza modelelor 1D – grindă echivalentă și 3D – FEM complet extinse pe lungimea navei, cu solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice conform normelor navale Bureau Veritas, prezentată în subcapitolele 4.1 ÷ 4.5, conduce la următoarele concluzii:

1) Diferențele între modelul 1D - grindă echivalentă și 3D - FEM privind parametrii de echilibrare în plan vertical a corpului navei în apă calmă ($h_w=0$) și val echivalent cvasi-static de întâlnire ($h_w \neq 0$), condițiile de hogging (încovoiere generală în arc) și sagging (încovoiere generală în contra-arc), sunt sub 1%, ceea ce înseamnă că sunt îndeplinite condițiile de compatibilitate ale formei carenei navei și distribuției de mase pe lungimea navei între cele două modele structurale (Tabelul 4-1, Tabelul 4-3, Tabelul 4-9 și Tabelul 4-10).

2) În cazul navei la plină încărcare, în condițiile de hogging și sagging, val cu înălțimea de referință $h_{wBV} = 10.270$ m, pentru tensiunile maxime normale și echivalente von Mises corespunzătoare punții, se obțin diferențe la modelul 3D-FEM față de modelul 1D – grindă echivalentă de 31% ÷ 36% în condiția de hogging, respectiv 104% ÷ 166% în condiția de sagging, cu rezultatele prezentate în Tabelul 4-11.

3) În cazul navei la plină încărcare, în condițiile de hogging și sagging, val cu înălțimea de referință $h_{wBV} = 10.270$ m, pentru tensiunile maxime normale și echivalente von Mises corespunzătoare dublului fund, se obțin diferențe la modelul 3D-FEM față de modelul 1D-grindă echivalentă de -21% ÷ -6% în condiția de hogging, respectiv 196% ÷ 250% în condiția de sagging, cu rezultatele prezentate în Tabelul 4-13.

4) Pentru tensiunile maxime tangențiale, la val cu înălțimea de referință $h_{wBV} = 10.270$ m, se obțin diferențe la modelul 3D-FEM față de modelul 1D-grindă echivalentă de 42% în cazul de plină încărcare la hogging, 198% în cazul de plină încărcare la sagging, 32% în cazul de balast la hogging și 164% în cazul de balast la sagging, cu rezultatele prezentate în Tabelul 4-15.

5) Tensiunile normale și echivalente von Mises maxime în punte, în cazul de plină încărcare, la val cu înălțimea de referință $h_{wBV} = 10.270$ m, sunt mai mari decât tensiunile admisibile pentru oțel AH36, $\sigma_D / \sigma_{adm} = 0.18 \div 1.19 > 1$ (Tabelul 4-11). Valorile maxime ale tensiunilor sunt obținute în zona dome-urilor tancurilor de marfă, la colțurile decupărilor din punte. În zona pereților

transversali s-au obținut salturi de tensiune în raport cu alte secțiuni transversale, dar mai mici ca tensiunile admisibile. Valoarea tensiunii normale maxime în punte la hogging, plină încărcare, $h_{wBV} = 10.270$ m (Tabelul 4-11) de $\sigma_{xD} = 320.30 \text{ N/mm}^2 > 270.06 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{adm}$, nu depășește limita de curgere a oțelului AH36, $R_{eH} = 355 \text{ N/mm}^2 > 320.30 \text{ N/mm}^2 = \sigma_{xD}$, rezultând doar un coeficient de siguranță mai mic față de limita de curgere, în loc de 1.31 se obține 1.19. Din punct de vedere constructiv, se poate opta pentru oțelul de înaltă rezistență naval AH40 ($R_{eH} = 390 \text{ N/mm}^2$) și / sau introducerea în zona dome-urilor a unor nervuri de rigidizate suplimentare. În mod cert, zona dome-urilor reprezintă una din locațiile considerate ca semnificativă la analiza rezistenței la oboseală. În cazul de plină încărcare, $h_{wBV} = 10.270$ m, tensiunile maxime normale și echivalente în dublu fund ($0.18 \div 0.89 < 1$, Tabelul 4-13), respectiv tensiunile tangențiale maxime în bordaj ($0.08 \div 0.92 < 1$, Tabelul 4-15) sunt mai mici decât limitele admisibile.

6) În cazul navei la balast, în condițiile de hogging și sagging, val cu înălțimea de referință $h_{wBV} = 10.270$ m, pentru tensiunile maxime normale și echivalente von Mises corespunzătoare punții, se obțin diferențe la modelul 3D-FEM față de modelul 1D-grindă echivalentă de $29\% \div 33\%$ în condiția de hogging, respectiv $39\% \div 40\%$ în condiția de sagging, cu rezultatele prezentate în Tabelul 4-12.

7) În cazul navei la balast, în condițiile de hogging și sagging, val cu înălțimea de referință $h_{wBV} = 10.270$ m, pentru tensiunile maxime normale și echivalente von Mises corespunzătoare dublului fund, se obțin diferențe la modelul 3D-FEM față de modelul 1D – grindă echivalentă de $18\% \div 28\%$ în condiția de hogging, respectiv $60\% \div 64\%$ în condiția de sagging, cu rezultatele prezentate în Tabelul 4-13.

8) În cazul de balast, $h_{wBV} = 10.270$ m, tensiunile maxime normale și echivalente în punte ($0.26 \div 0.89 < 1$, Tabelul 4-12), tensiunile maxime normale și echivalente în dublu fund ($0.25 \div 0.88 < 1$, Tabelul 4-14), respectiv tensiunile tangențiale maxime în bordaj ($0.26 \div 0.69 < 1$, Tabelul 4-15) sunt mai mici decât limitele admisibile.

9) Pe baza datelor numerice din Tabelul 4-11 ÷ Tabelul 4-15 și Figura 4-35 ÷ Figura 4-39 pentru cazul de plină încărcare, Figura 4-54 ÷ Figura 4-58 pentru cazul de balast, rezultă că în toată structura la intersecția elementelor longitudinale și transversale de osatură se înregistrează concentratori de tensiune, având valorile cele mai mari la deschiderile în punte în zona dome-urilor pentru tancurile marfă de tip B. Pe baza analizei stării de tensiuni, rezultă că selecția oțelurilor de tip A și AH36 este corectă pentru structura corpului navei, excepție face zona dome-urilor, unde deși tensiunile nu depășesc limita de curgere a oțelului AH36, se recomandă alegerea unui oțel de tip AH40 pentru a crește coeficientul de siguranță.

10) Pe baza analizei rezistenței locale a tancului de marfă tip B, independent structural, prezentată în Anexa 1, cu solicitări din propria greutate, presiune din marfă, solicitări termice, rezultă deformații și tensiuni maxime mai mici decât cele admisibile, conform normelor navale de proiectare.

3. Verificarea consistenței modelelor 1D/3D – FEM ale navei LPG 100000 m³, prin analiza stabilității structurale și a momentului ultim prezentate în subcapitolele 5.1 ÷ 5.2, conduce la următoarele concluzii:

1) La analiza consistenței modelului 3D - FEM dezvoltat în subcapitolul 4.2 și subcapitolul 5.1 cu programul Femap/NX NASTRAN, pentru zona celor 4 magazii de marfă, pe baza criteriului stabilității structurale cu solicitări în apă calmă, rezultă că modelul structural are factorii de voalare supraunitari, $1.039194 > 1$ la plină încărcare și $1.073822 > 1$ la balast (Tabelul 5-1), respectiv criteriul este satisfăcut.

2) La analiza consistenței modelului 1D – grindă echivalentă, dezvoltat în subcapitolul 4.1 și subcapitolul 5.2, pe baza criteriului rezistenței ultime cu momentul încovoietor ultim în plan vertical, secțiunile transversale caracteristice dimensionate conform normelor Bureau Veritas satisfac acest criteriu, factorul rezistenței ultime fiind supraunitar, $K_u = 1.470 \div 5.330 > 1$ (Tabelul 5-3).

3) Modelele 1D/3D–FEM sunt consistente structural, pe baza criteriilor de stabilitate și rezistență ultimă, asigurând baza de studiu la analiza rezistenței globale și locale din capitolul 4, precum și pentru analiza dinamică și la oboseală din capitolele 6 – 7.

4. Pe baza datelor numerice obținute la analiza pe termen scurt a oscilațiilor corpului navei LPG 100000 m³, verticale, tangaj și ruluu, prezentate în subcapitolul 6.1, rezultă următoarele concluzii:

1) La oscilațiile verticale amplitudinile semnificative maxime sunt înregistrate la $\mu=90^\circ$ (270°) pe toată gama de viteze analizate $u_s=0 - 9.259$ m/s, la ambele cazuri de încărcare.

2) Pe baza comparației între limitările $h_{1/3}$ [m] din Figura 6-12, obținute în urma analizei pe termen scurt la oscilațiile pe verticală, la unghiul de cap $\mu=90^\circ$, pentru game de viteze ale navei și spectrele ISSC, ITTC, Pierson – Moskowitz și JONSWAP, rezultă că pentru vitezele $u_s = 0 \div 7.202$ m/s (0 ÷ 14 noduri) la plină încărcare, zona de navigație cea mai restrictivă este cea pentru spectrul ISSC, iar viteza $u_s > 7.202$ m/s (> 14 noduri) zona de navigație restrictivă este cea pentru spectrul JONSWAP. Pentru gama de viteze $u_s = 0 \div 8.230$ m/s (0 ÷ 16 noduri) la balast, zona de navigație cea mai restrictivă este cea pentru spectrul ISSC, iar pentru viteze $u_s > 8.230$ m/s (> 16 noduri) zona restrictivă este cea pentru spectrul JONSWAP.

3) La oscilațiile de tangaj amplitudinile semnificative maxime sunt înregistrate la $\mu=0^\circ$ (180°) pentru $u_s =0$ m/s, producându-se o deplasare spre $\mu=90^\circ$ (270°) la creșterea vitezei peste $u_s =5.144$ m/s, în cazul de plină de încărcare și balast.

4) Pe baza comparației între limitările $h_{1/3}$ [m] din Figura 6-13, obținute în urma analizei pe termen scurt la oscilațiile de tangaj, la unghiul de cap $\mu=90^\circ$ pentru gama de viteze ale navei și spectrele ISSC, ITTC, Pierson – Moskowitz și JONSWAP corespunzătoare zonelor de navigație caracteristice, se poate observa că zona cea mai restrictivă este cea corespunzătoare spectrului ITTC, în cazul de plină încărcare, ușor restricționată la balast.

5) Pe baza comparației între rezultatele numerice din Figura 6-14, obținute în urma analizei pe termen scurt la oscilațiile de ruluu, la unghiul de cap $\mu=90^\circ$ pentru gama de viteze ale navei și spectre de val specifice zonei de navigație, se poate observa că zona cea mai restrictivă este cea corespunzătoare spectrului ISSC, în ambele cazuri de încărcare..

6) Pe baza diagramelor polare cumulative (verticale, tangaj, ruluu) din subcapitolul 6.1, rezultă indicații privind schimbarea de curs și de viteză, funcție de scenariul rutei de navigație și cazul de încărcare, astfel încât să fie satisfăcute criteriile de siguranță la seakeeping (amplitudinile mișcărilor de oscilații și accelerațiile aferente admisibile).

5. Pe baza datelor numerice obținute pentru cazurile de încărcare (plină încărcare și balast) cu viteza de calcul de $u_s = 8.745$ m/s (17 noduri) la analiza liniară și neliniară a răspunsului hidroelastic (oscilații și vibrații) al corpului navei LPG 100000 m³, în valuri neregulate de ordinul I și II cu componente de interferență (model Longuet - Higgins) pe termen scurt, prezentate în capitolele 6.2.1 și 6.2.2, rezultă următoarele concluzii:

1) Valoarea maximă a deplasărilor pe verticală nu diferă semnificativ între analiza la oscilații liniară și neliniară.

2) Deformațiile grinzii navă elastice sunt reduse (< 5%) în comparație cu deplasările din oscilațiile navei, 2.56 – 2.71 % (Tabelul 6-28), astfel încât parametrii cinematici ai mișcării navei în plan vertical pot fi obținuți și în ipotezele oscilațiilor navei corp rigid.

3) Fenomenul de slamming de fund se produce la ambele extremități ale navei (prova și pupa) în ambele cazuri de încărcare (Tabelul 6-29), inducând presiuni ridicate locale din impact hidrodinamic, ce pot afecta negativ rezistența locală a structurii corpului navei la extremitățile navei.

4) Fenomenul de slamming de bordaj apare în cele două cazuri de încărcare la ambele extremități ale navei (Tabelul 6-29).

5) Fenomenul de springing liniar se produce cu intensitate foarte mică. Springing-ul liniar este determinat de rezonanța dintre corpul elastic al navei și excitația din val, având frecvențele fundamentale la vibrație $0.768-0.966 \approx 1$ Hz, dar mult mai mari decât frecvența dominantă a valului (0.02 ÷ 0.1Hz).

6) Fenomenul de springing neliniar se produce cu intensitate mică, la rezonanța armonicilor superioare de difracție ale valului generate de neliniarități geometrice semnificative de la extremitățile navei și modurile proprii de vibrație ale grinzii navă.

7) Fenomenul de whipping, vibrații generale tranzitorii induse în grinda navă din slamming de fund și bordaj, se resimte cu intensitate în ambele cazuri de încărcare (Tabelul 6-29), astfel încât răspunsul dinamic hidroelastic neliniar în forțe tăietoare și momente încovoietoare pe modul fundamental de vibrație ajunge să reprezinte din cel la oscilații (Tabelul 6-28): 42.50% la plină încărcare și 51.66% în balast, în comparație cu 3.14% la plină încărcare și 6.00% la balast pentru analiza liniară hidroelastică.

7. Din analiza numerică a răspunsului dinamic structural pe termen lung al corpului navei LPG 100000 m³ și evaluarea rezistenței la oboseală cu prognoza duratei de exploatare în siguranță a structurii navei, prezentate în capitolul 7, rezultă următoarele concluzii:

1) Din analiza valorilor maxime ale tensiunilor în grinda navă, rezultă că cele mai mari solicitări sunt în puntea navei, astfel încât pentru analiza rezistenței la oboseală se vor considera tensiunile semnificative maxime normale (1D) și echivalente von Mises (3D/1D) din punte, în speță în zonele cu concentratori de tensiune (zona dome-urilor).

2) Datele numerice confirmă o influență puternică a neliniarităților hidrodinamice din valori asupra rezultatelor analizei la oboseală (metoda Palmgren-Miner), prin cuplarea fenomenelor de springing, slamming și whipping (subcapitolele 6.2 și 7.2), rezultând un factor cumulativ de deteriorare la analize hidroelastice $D_{S-N_{osc+vib}} > D_{S-N_{osc}}$ mai mare decât la analize cu solicitări doar din oscilații (Tabelul 7-59, Tabelul 7-60, Tabelul 7-61, Tabelul 7-62, Tabelul 7-63, Tabelul 7-64, Tabelul 7-65).

3) Din analiza datelor numerice obținute la analiza la oboseală, prin metoda factorului cumulativ de deteriorare D, în cazul solicitărilor dinamice numai din oscilații (subcapitolul 7.2.1) și a solicitărilor hidroelastice (subcapitolul 7.2.2), pentru fiecare din cele 7 noduri navale tipice luate în calcul din zona punții (Figura 7-3, Figura 7-11, Figura 7-15, Figura 7-19, Figura 7-23, Figura 7-27), valorile maxime ale factorului D obținute sunt în cazul analizei neliniare hidroelastice pentru modelul 3D-FEM fin (cu discretizare suplimentară în zona nodurilor navale tipice) în cazul utilizării histogramei înălțimii semnificative a valurilor ($h_{1/3}$) pentru zona Atlanticului de Nord, ce se mai atenuează în cazul aplicării histogramei mediate pe mai multe zone de navigație World Wave Trade.

4) Durata de exploatare minimă obținută în urma acestui studiu este indicată de nodul naval tipic de pe punte poziționat la $x/L = 0.600$ (Figura 7-23), de $L = 5.037$ ani în cazul solicitărilor hidroelastice neliniare, model 3D-FEM fin, calitate standard a sudurilor, la histograma înălțimii semnificative a Atlanticului de Nord, respectiv de $L = 14.041$ ani în cazul histogramei mediate World Wave Trade.

5) În cazul considerării unei suduri de înaltă calitate, durata de exploatare a navei în condiții de siguranță crește semnificativ, (limita inferioară este înregistrată tot la secțiunea $x/L = 0.600$, Figura 7-23), astfel încât pentru solicitările dinamice neliniare, model 3D – FEM fin, în cazul histogramei înălțimii semnificative a Atlanticului de Nord, durata este $L=14.129$ ani, respectiv fără restricții ($L > 25$ ani) în cazul histogramei World Wave Trade.

6) Pentru satisfacerea criteriului de rezistență la oboseală în cazul structurilor navale, se impune ca valoarea duratei de exploatare a elementelor structurale să fie mai mare de $L_{min} > 5$ ani, cea ce este îndeplinită pentru toate cazurile extreme analizate Tabelul 7-59 ÷ Tabelul 7-65, Figura 7-52 ÷ Figura 7-58, reprezentând intervalul între două inspecții periodice ale unei nave maritime de transportat produse petroliere lichefiate LPG, impuse de normele de societăților de clasificare. Asigurarea unei suduri de calitate, permite creșterea valorii perioadei de exploatare în siguranță la peste 14 ani, acoperind cel puțin două intervale dintre inspecțiile periodice (> 10 ani).

În concluzie, pe baza studiilor din cadrul acestei lucrări științifice, s-a dezvoltat o metodologie integrată de analiză a stărilor limită structurale ale navelor tip tancuri, aplicată pentru studiul de caz al unei nave LPG 100000 m³, ce permite evaluarea complexă a capacității structurale limită a corpului navei la solicitările extreme din valuri, cu precizarea zonelor vulnerabile ale modelului navei, precum și estimarea practică încă din faza de proiectare a duratei de exploatare în siguranță a structurii corpului navei. De asemenea, rezultă necesitatea utilizării combinate a modelelor 1D/3D-FEM supuse la solicitări dinamice hidroelastice (oscilații și vibrații) neliniare corespunzătoare zonelor de navigație, pentru a putea obține un grad ridicat de siguranță în evaluarea stărilor limită structurale, astfel încât metodologia dezvoltată în teză să devină un instrument integrat, practic, în proiectarea structurilor navele. Acest studiu permite abordarea și a altor tipuri de nave maritime, prefigurându-se astfel noi direcții viitoare de dezvoltare a cercetării științifice desfășurate.

8.2 Contribuțiile personale din cadrul tezei

În elaborarea tezei sunt formulate următoarele contribuții personale:

1. Realizarea unei sinteze și documentarea privind fundamentele teoretice ale metodelor de analiză structurale a stărilor limită la navele tanc tip LPG în capitolul 2, cu includerea următoarelor criterii:
 - criteriul de rezistență în raport cu limita de curgere a materialului, la analiza rezistenței generale și locale a corpului navei LPG pe modele structurale 3D/1D-FEM complet extinse pe lungimea navei, cu solicitări din valuri echivalente cvasi-stactice de întâlnire;
 - criteriul rezistenței ultime generale pe baza momentului încovoietor ultim și a pierderii stabilității structurale locale, la analiza corpului navei LPG, cu solicitări din valuri cvasi-stactice de întâlnire;
 - criteriul de navigație (seakeeping), la analiza dinamică liniară-nelinară deterministă și statistică pe termen scurt a oscilațiilor și răspunsului hidroelastic ale corpului navei;
 - criteriul rezistenței la oboseală, la analiza pe termen lung a răspunsului dinamic structural prin metoda factorului cumulativ de deteriorare Palmgren-Miner.
2. Dimensionarea structurală a unei nave tip tanc LPG de 100000 m³ cu tancuri de marfă structurale independente tip B, conform normelor Bureau Veritas (BV, 2010²¹⁶), pentru mai multe secțiuni semnificative, din zona centrală de marfă precum și la extremități, în cadrul stagiului de internship efectuat la ICE ICEPRONAV Galați, Departamentul de Analiză Structurală. Pentru definirea completă a navei de studiu am dezvoltat două cazuri pentru distribuția de mase, plină încărcare cu marfă și balast, ce sunt specifice navelor tancuri tip LPG. Consistența structurii de calcul a navei, din capitolul 3, este verificată prin metoda momentului încovoietor ultim, în subcapitolul 5.2.
3. Pentru nava de studiu tanc tip LPG de 100000 m³, cu lungimea de 238.700 m am elaborat modelul structural 3D – FEM al corpului navei complet extins pe lungime, cu densitatea mesh-ului corespunzătoare analizei de rezistență generală, dar și cu zone discretizate mai în detaliu, având gradienti geometrici semnificativi, pentru rezistența locală. Modelul structural inițial 3D - CAD/FEM este dezvoltat cu aplicația Femap/ NX Nastran, 2007²¹⁷ și l-am importat în aplicația SolidWorks Cosmos/M, 2008²¹⁸, unde am aplicat proceduri de verificare a consistenței modelului 3D-FEM. Pentru definirea completă a modelului 3D – FEM structural am modelat distribuția de mase și condițiile de margine specifice analizei rezistenței generale și locale a corpului navei pe modele structurale complet extinse pe lungimea navei. Pe baza modelului structural 3D – FEM complet extins pe lungimea navei am generat spre comparație și modelul 1D – FEM de grindă echivalentă, folosit inclusiv în analiza răspunsului dinamic al corpului navei. Modelele 3D/1D – FEM sunt prezentate în capitolele 3 ÷ 4.

²¹⁶ BV, "Hull scantlings", 2010, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 7.

²¹⁷ Femap/NX NASTRAN 9.3.1/v5.1, 2007, pre – post processing finite element based program, http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/velocity/femap/.

²¹⁸ SWC, SolidWorks Cosmos/M, pre – post processing finite element based program, Structural Research and Analysis Corporation, 2007-2008, <http://solidworks-2010-sp0.software.informer.com/18.0/>

4. Am actualizat pentru nava tanc LPG codul program **PRESS_L** (Anexa 2.3 – teză de doctorat) pentru algoritmul de echilibrare a modelului 3D – FEM complet extins pe lungimea navei, la analiza rezistenței generale și locale cu solicitări din valuri echivalente cvasi-statice, dezvoltat în limbajul de macro-comenzi cu proceduri utilizator implementate în programul SolidWorks Cosmos/M, 2008²¹⁹.

5. Am dezvoltat procedurii proprii pentru pre-procesarea modelului 3D – FEM complet extins pe lungimea navei tanc LPG, **MASS_C**, **MASS_L**, **GET_MASS** (Anexa 2.2 – teză de doctorat) și **GET POINTS** (Anexa 2.1 – teză de doctorat), pentru a genera și extrage distribuția de mase din modelul structural, în limbajul de macro-comenzi cu proceduri utilizator din SolidWorks Cosmos/M, 2008²¹⁴. De asemenea, am dezvoltat proceduri proprii de post-procesare a modelului 3D-FEM complet extins pe lungimea navei tanc LPG, **H_STRESS** și **B_STRESS**, pentru prelucrarea tensiunilor normale, tangențiale și echivalente von Mises obținute la analiza rezistenței generale și locale pe modele 3D – FEM, prezentate în Anexa 2.4 (teză de doctorat).

6. Folosind modelele 3D/1D – FEM complet extinse pe lungimea navei tanc LPG de 100000 m³, am realizat analiza numerică a rezistenței generale și locale a corpului navei, prezentată în capitolul 4, pentru verificarea criteriului rezistenței în raport cu limita de curgere a materialului, cu solicitări din apă calmă și un set complet de valuri echivalente cvasi-statice de întâlnire, cu înălțimea de $h_w = 0 - 12.000$ m, cu pasul $\delta h_w = 1.000$ m (sagging și hogging), în cazurile de plină încărcare și balast, folosind procedura de echilibrare **PRESS_L** (Anexa 2.3 – teză de doctorat) și programul SolidWorks Cosmos/M. 2008²¹⁴ ca solver. Rezultatele acestei analize au permis evidențierea zonelor structurale cu concentratori și a celor cu tensiuni extreme, ce constituie zonele de interes la analiza rezistenței la oboseală a corpului navei tip tanc LPG din capitolul 7.

7. Pe baza modelului 3D – FEM din zona compartimentelor de marfă centrale, cu condiții la limită și încărcări obținute din analiza rezistenței generale cu solicitări din apă calmă, am efectuat analiza stabilității planșeelor din zona centrală a navei tanc LPG de 100000 m³ cu programul SolidWorks Cosmos/M, 2008²¹³, pentru verificarea consistenței modelului numeric. De asemenea am analizat criteriul rezistenței ultime folosind aplicația Mars BV, 2010²²⁰, pentru identificarea capacității structurale a corpului navei, momentul încovoietor ultim, corespunzător secțiunilor transversale ale corpului navei dimensionate preliminar conform normelor Bureau Veritas (subcapitolul 5.2).

8. Am dezvoltat un model 3D – FEM pentru analiza locală a tancurilor de marfă structurale independente tip B, și verificarea stării de deformații și tensiuni maxime la condiții tehnice de exploatare (Anexa 1).

9. Participarea la actualizarea programului de la Facultatea de Arhitectură Navală **DYN-OSC** (Domnișoru și alții, 2012²²¹), prin dezvoltarea modulelor **SH13_33(55)(44)I**, **SH13_33(55)(44)U**, **SH13_33(55)(44)P**, **SH13_33(55)(44)J** pentru analiza statistică la seakeeping pe termen scurt a oscilațiilor corpului navei (verticale, tangaj și ruluu), pentru a putea include în descrierea funcției densitate spectrală de putere a valului, spectrele de val: ISSC, ITTC, Pierson - Moskowitz și JONSWAP (Anexa 2.5 – teză de doctorat).

10. Participarea la validarea metodei și a programului de analiză a răspunsului dinamic neliniar tranzitoriu hidroelastic al corpului navei (oscilații și vibrații cuplate) **DYN**, modulul **DYN - TRANZY**, de la Facultatea de Arhitectură Navală, pe baza unui model experimental de benchmark de la o navă cu corp simplificat tip barjă, pus la dispoziție de către Bureau Veritas - Principia Marine France (Malenica și Parmentier, 2005²²²), în subcapitolul 6.3.

²¹⁹ SWC, SolidWorks Cosmos/M, pre – post processing finite element based program, Structural Research and Analysis Corporation, 2007-2008, <http://solidworks-2010-sp0.software.informer.com/18.0/>

²²⁰ BV., MARS 2000, versiunea 2.5d, 2010, <http://softwaretopic.informer.com/download-bureau-veritas-mars-2000/>

²²¹ Domnișoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, I., Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valuri echivalente cvasi-statice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați, 2012.

²²² Malenica, S., Parmentier, G., “Barge models. Specifications for comparisons, WP.1 Methods and Tools for Loads and Load Effects”, Task 1.2 Wave induced loads (Non-linear, Hydro-elasticity) Grant EU Marstruct-FP6, code MAR-W1-1.2-BV-01(2), Bureau Veritas, 16.03.2005.

11. Dezvoltarea unui set întreg de analize numerice la seakeeping cu programul DYN-OSC (Domnișoru și alții, 2012²²³), în subcapitolul 6.1, pentru oscilațiile verticale, de tangaj și ruluu ale corpului navei, pentru mai mult viteze ($u_s = 0 - 18$ Noduri, cu pas $\delta u_s = 2$ noduri, inclusiv viteza de proiectare a navei $u_s = 17$ noduri) și mai multe unghiuri de cap navă - val ($0-360^\circ$ cu pasul de 15°), pentru o gamă de înălțimi semnificative de val $h_{1/3} = 0 - 12.000$ m, cu pasul de 0.500 m, corespunzătoare gradului Beaufort = 0 - 11 al stării mării. Analiza a permis verificarea criteriilor de navigație (seakeeping) din punct de vedere al parametrilor cinematici la răspunsul dinamic la oscilațiile corpului navei (amplitudinile mișcărilor și accelerațiilor).

12. Dezvoltarea unui întreg set de analize numerice la hidroelasticitate pentru răspunsul dinamic la oscilații și vibrații generale verticale ale grinzii navă în valuri de întâlnire, în subcapitolul 6.2, cu programul DYN (Domnișoru și alții, 2012²¹⁸), la viteza de proiectare $u_s = 8.745$ m/s (17 noduri), pentru o gamă de înălțimi semnificative de val $h_{1/3} = 0 - 12.000$ m, cu pasul de 0.500 m, pentru ambele cazuri de încărcare, plină încărcare și balast. Analiza a permis verificarea criteriului stării limită la referința tensiunii de curgere a materialului la rezistența generală a corpului navei.

13. Dezvoltare unei serii întregi de analize a răspunsului dinamic pe termen lung la oboseală, prin metoda factorului cumulativ de deteriorare pe baza unui pachet de aplicații proprii **FATIGUE** dezvoltate în MS-Excel, 2010²²⁴. Această etapă a studiului a fost efectuată în cadrul stagiului de internship la Instituto Tecnico Superior Lisboa, Portugal, Centre for Marine Technology and Engineering. Analiza a permis verificarea criteriului rezistenței la oboseală pentru structuri navale sudate din oțel, precum și prognozarea încă din faza de proiect a duratei de exploatare în condiții de siguranță structurală a corpului navei.

14. Interpretarea rezultatelor finale din analizele rezistenței generale și locale a corpului navei tanc LPG 1000000 m³, corespunzătoare evaluării criteriilor stărilor limită, permit dezvoltarea unei metodologii multicriteriale integrate complexe de validare structurală a navelor tanc LPG de transport produse petroliere lichefiate, rezultând un instrument modern pentru proiectanții navelor tip tanc cu efecte pozitive în creșterea siguranței structurale în exploatare.

15. Realizarea unui număr de 18 articole publicate în reviste și volume ale conferințelor de specialitate, internaționale și naționale și 4 articole doar prezentate în conferințe naționale, ce includ rezultatele activității de cercetare științifică desfășurată în cadrul tezei privind stările limită la navele tip tanc supuse la solicitări dinamice și cvasi-statice echivalente din valuri, în cadrul proiectului POSDRU EFICIENT 88/1.5/S ID-61445.

²²³ Domnișoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, J., Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valuri echivalente cvasi-statice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, 2012.

²²⁴ MSO (Microsoft Office) – Microsoft Excel 2010 from site internet <http://office.microsoft.com/en-us/excel-help/>

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

A

[1] **Amlashi, H., Moan, T.**, “*Ultimate strength analysis of a bulk carrier hull girder under alternate hold loading condition-A case study Part 1: Nonlinear finite element modelling and ultimate hull girder capacity*”, 2008, *Marine Structures*; 21: 327–352.

B

[2] **Bathe, K.J.**, “*Finite Element Methoden*”, Springer Verlag, Berlin, 1990.

[3] **Bhattacharyya, R.**, “*Dynamics of marine vehicles*”, John Wiley and Sons Publication, New York, 1978.

[4] **Beck, R.F., Reed, A.M.**, “*Modern computational methods for ships in a seaway*”, SNAME Transactions vol. 109, 2001

[5] **Bertram, V., Veelo, B., Söding, H., Graf, K.**, “*Development of a freely available strip method for Seakeeping*”, 2005.

[6] **Bertram, V.**, “*Practical Ship Hydrodynamics. Butterworth-Heinemann*”, Oxford, 2000.

[7] **Bertram, V., Iwashita, H.**, “*Comparative evaluation of various methods to predict seakeeping qualities of fast ships*”, *Schiff+Hafen* 48/6, 1996.

[8] **Bidoae, I.**, “*Teoria navei. Statica navei*”, Ed.Univ.Galati, 1985.

[9] **Bidoae, I., Sârbu, N., Chirică, I., Ionaş, O.**, “*Îndrumar de proiectare. Teoria navei*”, Ed.Univ. Galati, 1986.

[10] **Bishop, R.E.D., Price, W.G.**, “*Hydroelasticity of Ships*”, Cambridge University Press, 1979.

[11] **Brighenti, R.**, “*Buckling of cracked thin-plates under tension or compression*”, 2005, *Thin-Walled Structures*, 43:2, p.209-224.

[12] **BV.**, “*Design loads*”, 2011, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 5.

[13] **BV.**, “*Hull and stability*”, 2011, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 4.

[14] **BV.**, “*Hull girder strength*”, 2011, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 6.

[15] **BV.**, “*Hull scantlings*”, 2011, Bureau Veritas Rules for the classification of ships, Part B, Chapter 7.

[16] **BV.**, MARS 2000, versiunea 2.5d, 2010, <http://softwaretopic.informer.com/download-bureau-veritas-mars-2000/>

C

[17] **Caldwell, J.B.**, “*Ultimate longitudinal strength*”, *Trans. RINA*, Vol. 107, p. 411–430, 1965.

[18] **Charakarov, K., Garbatov, Y., Guedes Soares, C.**, “*Fatigue analysis of ship deck structure accounting for imperfections*”, 2008, *International Journal of Fatigue*, 30:1881–7.

[19] **Cramer, E.H., Loseth, R., Olaisen, K.**, “*Fatigue assessment of ship structures*”, 1995, In: *Marine Structure*;8(4):359–83.

[20] **CSR – Tanker**, Common Structural Rules for Double Hull Oil tankers adopted by IACS International Association of Classification Societies, 2008.

[21] **CSR – Bulker**, Common Structural Rules for Bulk Carriers adopted by IACS International Association of Classification Societies, 2008.

D

[22] **Davies, J.B.**, “*The carriage of liquefied petroleum and natural gases*”, *Lloyds Register Staff Association Session 1961-1962*, Paper no.6.

- [23] **DNV**, “*Hull structural design ships with length 100 metres and above*”, Det Norske Veritas, Hovik, 2010, Norway.
- [24] **DNV**, “*Fatigue assessment of ship structures, Classification notes 30.7*”, Det Norske Veritas, Hovik, 2003, Norway.
- [25] **Domnişoru, L., Domnişoru, D.**, “*The Unified Analysis of Springing and Whipping Phenomena*”, The Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, Part A, Volume 140, pp.19-34, 1998.
- [26] **Domnişoru, L.**, “*Dinamica navei. Oscilații și vibrații ale corpului navei*”, Editura Tehnică București, 2001a.
- [27] **Domnişoru, L.**, “*Metoda elementului finit în construcții navale*”, Editura Tehnică București, 2001b.
- [28] **Domnişoru, L., Ioan, A., Dragomir, D.**, “*The Analyse of Global and Local Stress Distribution induced from Cargo and Water Hydrostatic Pressure Loads coupled with Thermal Loads in the Structure of a Chemical Tanker Ship*”, The Proceeding of the Sixth International Conference on Marine Science and Technology – Black Sea, Vol.I, pp.15-22, Technical University Varna, 2002.
- [29] **Domnişoru, L., Găvan, E., Popovici, O.**, “*Analiza structurilor navale prin metoda elementului finit*”, Editura Didactică și Pedagogică R.A. București, 2005.
- [30] **Domnişoru, L.**, „*Structural Analysis and Hydroelasticity of Ships*”, Editura Fundației Universitare „Dunărea de Jos” Galați, 2006a.
- [31] **Domnişoru, L., Stoicescu, L., Domnişoru, D.** „*The Analysis of Ships Dynamic Response Linear and Non-linear in Head Waves Based on the Hydroelasticity Theory*”, Editura Fundației Universitare „Dunărea de Jos” Galați, 2006b.
- [32] **Domnişoru, L., Ioan, A.**, “*Non-linear hydroelastic response analysis in head waves, for a large bulk carrier ship hull*”, Advancements in Marine Structures (Editors C.Guedes Soares, P.K.Das), A.A. Balkema Publishers a member of Taylor & Francis Group London, pp.147-158, 2007a.
- [33] **Domnişoru, L., Dragomir, D., Ioan, A.**, “*On the hydroelastic response of two chemical tanker ships in irregular head waves*”, Maritime Industry Ocean Engineering and Coastal Resources (Editors C.Guedes Soares, P.Kolev), A.A. Balkema Publishers a member of Taylor & Francis Group London, pp.19-28, 2007b.
- [34] **Domnişoru, L., Lungu, A., Dumitru, D., Ioan, A.**, “*Complemente de Analiză Structurală și Hidrodinamică Navală*”, Editura Galați University Press, 2008.
- [35] **Domnişoru, L., Chirica, I., Ioan, A.**, “*Methods for Hull Structure Strength Analysis and Ships Service Life Evaluation, for a large LNG carrier*”, Analysis and Design of Marine Structures (Editors C.Guedes Soares, P.K.Das), CRC Press / A.A. Balkema Publishers a member of Taylor & Francis Group London, pp.53-65, 2009a.
- [36] **Domnişoru, L., Chirica, A.**, “*Methods for hull structure strength analysis and ships service life evaluation, under extreme hydroelastic wave loads, for a large oil-tanker*”, Analysis and Design of Marine Structures (Editors C.Guedes Soares, W.Fricke), CRC Press / A.A. Balkema Publishers a member of Taylor & Francis Group London, pp.459-471, 2011.
- [37] **Domnişoru, L., Mirciu, I., Rubanenco, I.**, Pachetul de softuri DYN pentru analiza solicitărilor în grinda navă din valuri echivalente cvasi-stactice, precum și dinamice la oscilații și vibrații generale ale corpului navei, Facultatea de Arhitectură Navală, Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați, 2012.
- [38] **Dong, P.**, “*A practical stress definition and numerical implementation for fatigue analyses*”, 2001, International Journal of Fatigue;23(10):865–76.
- [39] **Dow, R.S.**, “*Testing and analysis of 1/3-scale welded steel frigate model*”, Proceedings of the International Conference on Advances in Marine Structures, ARE, Dunfermline, Scotland, 1991; p. 749–73.

E

- [40] **El-Sawy, K. M., Nazmy, A. S., Martini, M.I.**, “*Elasto-plastic buckling of perforated plates under uniaxial compression*”, 2004, *Thin-Walled Structures*, 42:8, p.1083-1101.
- [41] **Endo, H., Tanaka, Y., Aoki, G., Inoue, H., Yamamoto, Y.**, “*Longitudinal strength of the fore body of ships suffering from slamming*”, *Journal Society of Naval Architects of Japan* 1988; 163:322–33 (in Japanese).

F

- [42] **FEMAP/NX NASTRAN 9.3.1/v5.1**, pre – post processing finite element based program, http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/velocity/femap/.
- [43] **Ffooks, R.C.**, “*The shipping of LNG and other gases – twenty years os steady progress*”, *The Institute of Mechanical Engineers Proceedings* 1979, Volume 193, No.16, January 1979.
- [44] **Fricke, W., Petershagen, H.**, “*Detail design of welded ship structures based on hot-spot stresses*”, 1992, *Proceedings of the practical design of ships and mobile units*, In: Caldwell JB, Ward G, editors, vol. 2, Elsevier Science Limited, p. 1087–100.
- [45] **Fricke, W.**, “*Recommended hot-spot analysis procedure for structural details of ships and FPSOs based on round-robin FE analyses*”, 2002, *International Journal Offshore Polar Engineering*;12(1):40–7.
- [46] **Fricke, W., Kahl, A.**, “*Comparison of different structural stress approaches for fatigue assessment of welded ship structures*”, 2005, *Marine Structure*;18:473–88.
- [47] **Frieze, P.A, Sheno, R.A.**, “*16th International Ship and Offshore Structures Congress (ISSC)*”, Volume 1, 2006.
- [48] **Fricke, W., Kahl, A.**, “*Local stress analysis of welded ship structural details under consideration of the real weld profile*”, 2007, In: 10th International symposium on practical design of ships and other floating structures PRADS2007; Houston, Texas, USA.
- [49] **Frost, N.E., Marsh, K.J., Pook, L.P.**, “*Metal fatigue*”, 1974, Clarendon Press, Oxford.
- [50] **Fonseca, N., Guedes Soares, C.**, “*Time-domain analysis of large-amplitude vertical ship motions and wave loads*”, *Journal of Ship Research* Vol. 42, No. 2:139–153, 1998.
- [51] **Fonseca, N., Guedes Soares, C.**, “*Experimental investigation of the nonlinear effects on the vertical motions and loads of a containership in regular waves*”, *Journal of Ship Research* Volume 48, Number 2, p.:118–147, 2004.
- [52] **Fuchs, H.O., Stephens, R.I.**, “*Metal fatigue in engineering*”, 1980.

G

- [53] **Gavin, A.G.**, “*Design and construction aspects of containment systems for the carriage of liquefied gases in ships*”, *Lloyds Register Staff Association Session* 1978-79, Paper no.5.
- [54] **GL.**, “*Rules for Classification and Construction*”, 2011, Germanischer Lloyd, Hamburg.
- [55] **Gordo, J.M., Guedes Soares, C.**, “*Approximate methods to evaluate the hull girder collapse strength*”, 1996, *Marine Structures*, 9(3), 449-470.
- [56] **Gordo, J.M., Guedes Soares, C., Faulkner, D.**, “*Approximate assessment of the ultimate longitudinal strength of the hull girder*”, 1996, *Journal of Ship Research*; 4 (1): 60–69.
- [57] **Gotoh, K., Nagata, Y., Toyosada, M.**, “*A simple estimation method of the stress distribution normal to cross section at weld toe in non-load carrying welded joints*”, 2006, In: 25th International conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering OMAE2006; Hamburg, Germany.
- [58] **Guedes Soares, C., Moan, T.**, “*Model uncertainty in the long-term distribution of wave-induced bending moments for fatigue design of shipstructures*”, *Marine Structure* 1991;4:295–315.
- [59] **Guedes Soares, C., Gordo, J.M.**, “*Design methods for stiffened plates under predominantly uniaxial compression*”, 1997, *Marine Structures*; 10 (6): 465–497.
- [60] **Guedes Soares, C.**, “*On the uncertainty in long-term predictions of wave induced loads on ships*”, *Marine Structure* 1999;12:171–82.

H

- [61] **Harris, S.**, “*Fully refrigerated LPG carrier*”, 2004, Prima Ediție, Witherbys Publishing.
- [62] **Horn, A.M., Andersen, M.R.**, “*Fatigue and fracture*”, 17th International ship and Offshore structures congress, Volume 1, 2009.
- [63] **Hu, Y., Zhang, A., Sun, J.** “*Analysis on the ultimate longitudinal strength of a bulk carrier by using a simplified method*”, 2001, Marine Structures, 14: 311-330.
- [64] **Hu, Y., Cui, W.C.**, “*A comparison between simplified analytical method and design formulas for ultimate strength of unstiffened plates*”, 2003a, Shipbuilding of China, 44:2, p.8-16 (in Chinese).
- [65] **Hu, Y., Cui, W.C.**, “*A simplified analytical method to predict the ultimate strength of unstiffened plates under combined loading including edge shear*”, 2003b, Journal of Ship Mechanics, 7:6, p.60-74.
- [66] **Hughes, O.F.**, “*Ship structural design. A rationally-based, computer-aided optimization approach*”, 1988, New Jersey: The Society of Naval Architects and Marine Engineering.
- [67] **Hughes, O.F., Ghosh, B., Chen, Y.**, “*Improved prediction of simultaneous local and overall buckling of stiffened panels*”, Thin-Walled Structures, 42:6, p.827-856.

I

- [68] *International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS) – Latest 1998 Edition – International Maritime Organization (IMO).*
- [69] *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL) 73/78 Latest Edition 1998 (IMO).*
- [70] *IGC - International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk, 2006.*
- [71] **ISSC**, “*Report of the ISSC Technical Committee I.2 on Load*”, 17th International Ship and offshore Structures Congress (ISSC), ISBN: 9788995 473016, Seoul, Korea, 2009.
- [72] **ITTC**, “*The Seakeeping Committee—Final Report and Recommendations to 24th ITTC*” Proc. 24th ITTC, Edinburgh, UK, 2005.
- [73] **ITTC**, “*The Seakeeping Committee—Final Report and Recommendations to 25th ITTC*” Proceedings 25th ITTC, Fukuoka, Japan, 2008.

J

- [74] **Jensen, J.J., Pedersen, P.T.**, “*Bending moments and shearing forces in ships sailing in irregular waves*”, Journal of Ship Research 24(4): 243-251, 1981.

K

- [75] **Kell, C.O.**, “*Investigation of structural characteristics of destroyers Preston and Bruce, Part I- Description*”, SNAME Trans 1931; 39:35-64.
- [76] **Kell, C.O.**, “*Investigation of structural characteristics of destroyers Preston and Bruce, Part II- Analysis of data and results*”, SNAME Trans 1940; 48:125-72.
- [77] **Kim, M.H., Kang, S.W., Kim, J.H., Kim, K.S., Kang, J.K., Heo, J.H.**, “*An experimental study on the fatigue strength assessment of longiweb connections in ship structures using structural stress*”, International Journal of Fatigue 2010;32(2):318–29.
- [78] **Klesnil, M., Kukas, P.**, “*Fatigue of metallic materials*”, 1980, Elsevier, Amsterdam.
- [79] **Kocanda, S.**, “*Fatigue failures of metals*”, 1978, Sijthoff and Noordhoff International Publishers, Netherlands.

L

- [80] **Landrini, M., Bertram, V.**, “*Three-dimensional simulation of ship seakeeping in time domain*”, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Springer, 2002.
- [81] **Lehmann, E.**, “*Guidelines for strength analyses of ship structures with the finite element method*”, 1998, Hamburg: Germanischer Lloyd Register.

[82] **Lovstad, M.**, “*Best practice for maintenance of LPG ships-hull integrity management*”, 2008, Design and Operation of LPG ships-DNV, No. 3.

[83] **Luís, R.M., Hussein, A.W., Guedes Soares, C.**, “*On the Effect of Damage to the Ultimate Longitudinal Strength of Double Hull Tankers*”, 2007, Proceedings 10th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS’07); ABS, Houston, Texas, USA.

M

[84] **Malenica, S., Parmentier, G.**, “*Barge models. Specifications for comparisons, WP.1 Methods and Tools for Loads and Load Effects*”, Task 1.2 Wave induced loads (Non-linear, Hydro-elasticity) Grant EU Marstruct-FP6, code MAR-W1-1.2-BV-01(2), Bureau Veritas, 16.03.2005.

[85] **Malenica, S.**, “*Wave induced loads - Comparisons of different numerical codes*”, Report Grant EU Marstruct-FP6, Bureau Veritas Paris, 2005.

[86] **Mansour, A.E., Lin, Y.H., Paik, J.K.**, “*Ultimate strength of ships under combined vertical and horizontal moments*”, Proceedings of the Sixth International Symposium on PRADS, Seoul, Korea, 1995; p. 2.844–51.

[87] **MSO (Microsoft Office)** – Microsoft Excel 2010 from site internet <http://office.microsoft.com/en-us/excel-help/>.

[88] **Morgan, G.**, “*LPG market update*”, Lloyd Register, RINA - keynote presentation, 2008.

N

[89] **Năstăsescu, V.**, “*Metoda elementului finit*”, Editura Militară, București, 1995.

[90] **Niemi, E.**, “*Recommendations concerning stress determination for fatigue analysis of welded components*”, 1995, Cambridge: Abington Publisher.

[91] **Niemi, E., Marquis, G.**, “*Introduction to the Structural Stress Approach to Fatigue Analysis of Plate Structures*”, 2002, Proceedings of The IIW Fatigue Seminar, IIW-Commission XIII, pp.73-90.

[92] **Nippon Kaiji Kyokai (ClassNK)**, Guidelines for Tanker Structures, 2001.

[93] **Nippon Kaiji Kyokai (ClassNK)**, Guidelines for Bulk Carrier structures, 2002.

O

[94] **Obreja, D.**, “*Teoria navei, Concepte și metode de analiză a performanțelor de navigație*”, Editura Didactică și Pedagogică, București, 2005.

[95] **Ostapenko, A.**, “*Strength of ship hull girders under moment, shear and torque*”, Proceedings of the SSCSNAME Symposium on Extreme Loads Response, Arlington, USA, 1981; p. 149–66.

[96] **Ozguç, O., Das, P.K., Barltrop, N.D.P.**, “*A comparative study on the structural integrity of single and double side skin bulk carriers under collision damage*”, 2006, Marine Structures, 18: 511-549.

[97] **Ozguç, O., Das, P.K., Barltrop, N.D.P.**, “*Rational interaction design equations for the ultimate longitudinal strength of tankers, bulk carriers, general cargo and container ships under coupled bending moment*”, 2007, Journal of Ship Research.

P

[98] **Paik, J.K., Kim, B.J.**, “*Ultimate strength formulations for stiffened panels under combined axial load, in-plane bending and lateral pressure: a benchmark study*”, 2002, Thin-Walled Structures, 40 (1): 45–83.

[99] **Paik, J.K., Thayamballi, A.K.**, “*Ultimate limit state design of steel-plated structures*”, 2003, Chichester, Wiley.

[100] **Paik, J.K., Lee, J.M., Lee, D.H.**, “*Ultimate strength of dented steel plates under axial compressive loads*”, 2003, International Journal of Mechanical Sciences, 45:3, p.433- 448.

- [101] **Paik, J.K., Thayamballi, A.K., Che, J.S.**, “*Ultimate strength of ship hulls under combined vertical bending, horizontal bending and shearing forces*”, 1996, Trans.SNAME, Vol. 104, p. 31–59.
- [102] **Petershagen, H., Fricke, W., Massel, T.**, “*Application of the local approach to the fatigue strength assessment of welded structures in ships*”, 1991, IIW Doc. XIII. International Institute of Welding; p. 1409–1491.
- [103] **Pierson, W.J., Moskowitz, L.**, “*A Proposed Spectral Form for Fully Developed Wind Seas Based on Similarity Theory of S.A. Kitaigorodskij*”, Journal of Geophysical Research, p. 5181–5190, 1964.
- [104] **Price, W.G., Bishop, R.E.D.**, “*Probabilistic theory of ship dynamics*”, Chapman and Hall, London, 1974.

Q

- [105] **Qi, E., Cui, W., Wan, Z.**, “*Comparative Study on the Ultimate Hull girder Strength of Large Double Hull Tankers*”, 2005, Marine Structures, 18, p. 227–249.

R

- [106] **Radaj, D.**, “*Design and analysis of fatigue-resistant welded structures*”, 1990, Cambridge: Abington Publishing.
- [107] **Reckling, K.A.**, “*Behaviour of box girders under bending and shear*”, Proceedings of the ISSC, Paris, France, 1979; p. II.2.46–9.
- [108] **Rozbicki, M., Das Purnendu, K., Crow, A.**, “*The preliminary finite element modelling of a full ship*”, 2001, International Shipbuilding Progress Delft 48(2), p:213-225.
- [109] **Rutherford, S.E., Caldwell, J.B.**, “*Ultimate Longitudinal strength of ships: a case study*”, SNAME Trans 1990; Volume 98, p: 441-71.

S

- [110] **Servis, D., Voudouris, G., Samuelides, M., Papanikolaou, A.**, “*Finite element modelling and strength analysis of hold no.1 of bulk carriers*”, 2003, Marine Structures 16:601-626.
- [111] **Shariat, B.A.S., Javaheri, R., Eslami, M.R.**, “*Buckling of imperfect functionally graded plates under in-plane compressive loading*”, 2005, Thin-Walled Structures, 43:7, p.1020-1036.
- [112] **Söding, H.**, “*Hydrodynamische Massen und Dämpfungen*”, Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, 1983.
- [113] **Söding, H.**, “*Seakeeping of multihulls*”, 1st International Conference High-Performance Marine Vehicles (HIPER), Zevenwacht, South Africa, 1999.
- [114] **Söding, H.**, “*Springing of Ships*, Technische Universität Hannover”, 1975.
- [115] **Söding, H.**, “*Bewegungen und Belastungen der Schiffe im Seegang*”, Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, 1982.
- [116] **Söding, H.**, “*Schiffs Schwingungen*”, Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, 1994.
- [117] **SRAC**, Cosmos/M FEM, Program User Guide, 2001, Structural Research and Analysis Corporation. www.srac.com.
- [118] **SWC**, SolidWorks Cosmos/M, pre – post processing finite element based program, Structural Research and Analysis Corporation, 2007-2008, <http://solidworks-2010-sp0.software.informer.com/18.0/>.

T

- [119] **Tetsuya Yao**, “*Review article: Hull girder strength*”, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Graduate School of Engineering, Osaka University, 2-1 Yamadaoka, Suita, Osaka 565-0871, Japan.
- [120] **Timonshenko, S.P.**, “*History of strength of materials*”, New York: McGraw-Hill Book Co, 1953.
- [121] **Toki, N.**, “*A study on the determination of design wave condition*”, Trans West-Japan Society of Naval Architects 1995;89:191–208 (in Japanese).

[122] **Toki, N.**, “*A study on the determination of design wave condition (2nd Report)*”, Trans West-Japan Society of Naval Architects 1997;93:121–33 (in Japanese).

V

[123] **Vasta, J.**, “*Lessons learnt from full-scale ship structural test*”, SNAME Trans 1958;66-165-243.

[124] **Vaudolon, A.**, “*Liquefied gas marine transportation and storage*”, Edition: First Edition 2000, London.

W

[125] **Wang, Y.**, “*Spectral fatigue analysis of a ship structural detail – a practical case study*”, 2010, International Journal of Fatigue;32:310–7.

X

[126] **Xia, J., Wang, Z., Jensen, J.J.**, “*Non-linear wave loads and ship responses by a time-domain strip theory*”, Marine structures 11:101–123, 1998.

[127] **Xiao, Z.G., Yamada, K.**, “*A method of determining geometric stress for fatigue strength evaluation of steel welded joints*”, 2004, International Journal of Fatigue; 26:1277–85.

Y

[128] **Yao, T., Fujikubo, M., Kondo, K., Nagahama, S.**, “*Progressive collapse behavior of double hull tanker under longitudinal bending*”, 1994, 4th ISOPE Conference, Osaka, Japan.

[129] **Yao, T.**, “*Ultimate hull girder strength*”, Proceedings of the 14th International Ship and Offshore structures Congress (ISSC), Nagasaki, Japan, 2000, p.321-91.

[130] **Yao, T., Fujikubo, M., Yanagihara, D., Fujii, I., Matrui, R., Furui, N., Kuwamura, Y.**, “*Buckling collapse strength of chip carrier under longitudinal bending (1st Report)—collapse test on 1/10-scale hull girder model under pure bending*”, Journal Society of Naval Architects of Japan 2002; 191:265–74 (in Japanese).

Surse internet

[131] <http://www.ofgem.gov.uk/Licensing/GasCodes/Pages/GasCodes.aspx>

[132] http://www.ukpandi.com/fileadmin/uploads/uk-pi/LP%20Documents/Carefully_to_Carry/Carriage%20of%20liquefied%20gases.pdf

[133] <http://www.liquefiedgascarrier.com/Liquefied-Natural-Gas-Carriers.html>

[134] <http://articles.maritimepropulsion.com/?tag=/KHI>

[135] <http://www.seos-project.eu/modules/oceancurrents/oceancurrents-c02-s03-p01.html>

Anexa 1 - Evaluarea preliminară a rezistenței tancurilor de marfă tip B structural independente, pentru nava tanc tip LPG 100000 m³

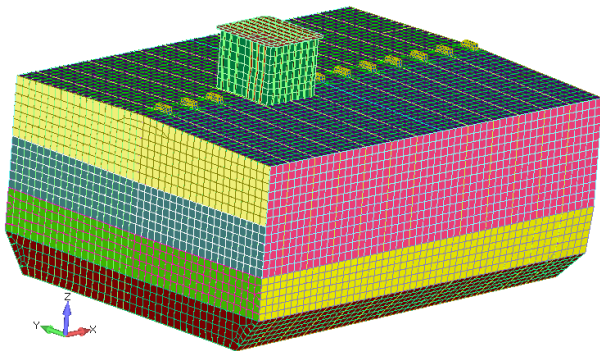


Fig.1A. 1 Modelul CAD / FEM al tancului de marfă tip B, structural independent, al navei LPG 100000 m³

Evaluarea rezistenței locale a tancurilor de marfă, independente structurale, de la navala LPG 100000 m³, se realizează pe baza criteriilor admisibile la deformații (maximum 50 mm) și criteriul de rezistență față de limita de curgere, sub acțiunea presiunii de calcul de 19.25 bari și a gradientului de temperatură de 93 °C (de la +45°C exterior la -48°C).

Structura tancului de marfă tip B, pentru nava LPG 100000 m³, prezentată, în Figura 4-21 ÷ Figura 4-25 și Figura 1A.1, amplasat pe planșoul de dublu fund, este din oțel de înaltă calitate AH40 (tensiune admisibilă 370.50 N/mm²), considerat cu proprietăți constante pentru temperaturile de proiectare (temperatură minimă de aproximativ -48°C).

Tab.1A.1 Caracteristicile de material pentru tancul de marfă tip B, structural independent, al navei LPG 100000 m³

| | | | |
|--|------------------------|--|------------------------|
| Modulul de elasticitate E [N/mm ²] | 2.06 · 10 ⁵ | Conductivitate termică k [W/(mm °C)] | 0.05 |
| Modulul de rezistență G [N/mm ²] | 7.92 · 10 ⁵ | Specific de căldură c [J/(kg K)] | 420 |
| Coefficientul lui Poisson ν | 0.3 | Densitatea materialul ρ [kg/mm ³] | 7.7 · 10 ⁻⁶ |
| Limita de curgere R _{eH} [N/mm ²] | 390 | Accelerația gravitațională g [m/s ²] | 9.81 |
| Coefficientul de expansiune α mm/(mm°C)] | 0.00001 | Deformata admisibilă pe verticală | 50 |

Pentru analiza rezistenței locale a tancului de marfă pe model 3D-FEM, se consideră 4 cazuri de încărcare principale și anume:

- LC1: încărcare doar din greutatea proprie a structurii de oțel a tancului;
- LC2: încărcare din greutatea proprie, presiunea vaporilor p_o = 0.25 bar (0.02452 N/mm²) și presiunea hidrostatică a mărfii, tancul de marfă fiind încărcat până la înălțimea de Z_{max} = 19000 mm față de planul de bază, cu densitatea mărfii de 0.61 t/m³ = 0.61 · 10⁻⁶ kg/mm³, astfel rezultând presiunea de proiectare de 19.25 bar (1.925 N/mm²);
- LC3: încărcare din sarcini termice, la exterior temperatura de +45 °C și la interior la temperatura de -48 °C, având gradient de temperatură de 93 °C;
- LC4: cazul combinat de încărcare LC1+LC2+LC3.

Pentru analiza deformațiilor obținute la nivelul capacului dome-ului tancului de marfă (Figura 1A.1), se selectează două noduri, astfel: unul dintre noduri este la nivelul capacului dome-ului, iar celălalt este la nivelul învelișului fundului, ambele în planul diametral și corespunzătoare secțiunii x / L = 0.595 (coasta C163).

Conform normelor societăților de clasificare navale, tancul de marfă tip B nu participă la evaluarea rezistenței generale și locale a corpului navei decât prin propria greutate a tancului și a mărfii. În acest sens, se consideră condițiile de margine de simplă rezemare pe verticală în corespondența suporturilor dispuși pe dublul fund a corpului navei (condiție de margine naturală), precum și blocarea deplasărilor longitudinale, transversale, rotirea după axa verticală într-un nod central al modelului din planul de simetrie (condiție de margine neutră).

Cazul de încărcare indicat de greutatea proprie a tancului de marfă (LC1)

Deformația pe verticală se obține exclusiv din greutatea proprie a structurii de oțel a tancului, rezultând în nodul din capacul dome-ului o deplasare mai mică de 1.5mm. Figura 1A.2 și Tabelul

1A.2 prezintă deformațiile rezultate în cazul LC1 de încărcare. Tensiunea echivalentă maximă (Figura 1A.3) este de 45.36 N/mm^2 mai mică decât tensiunea admisibilă (370.50 N/mm^2).

Cazul de încărcare indicat de greutatea proprie și presiune de proiectare a tancului de marfă (LC2)

Deformația pe verticală a capacului dome-ului tancului de marfă sub acțiunea sarcinilor date de presiunea internă a mărfii este de aproximativ $8.3 \div 8.5 \text{ mm}$, pe direcția z în sens pozitiv, în timp ce deformația pe verticală la nivelul învelișului fundului a tancului de marfă este de aproximativ $7.4 \div 8 \text{ mm}$. Deformația totală a tancului de marfă, structural independent, în acest caz este mai mare în partea inferioară a peretelui transversal și a învelișului bordajului.

În Figura 1A.4 și Tabelul 1A.2 sunt prezentate deformațiile rezultate în cazul LC2 de încărcare. Tensiunea echivalentă von Mises maximă (Figura 1A.5) este de 314.5 N/mm^2 mai mică decât tensiunea admisibilă (370.50 N/mm^2).

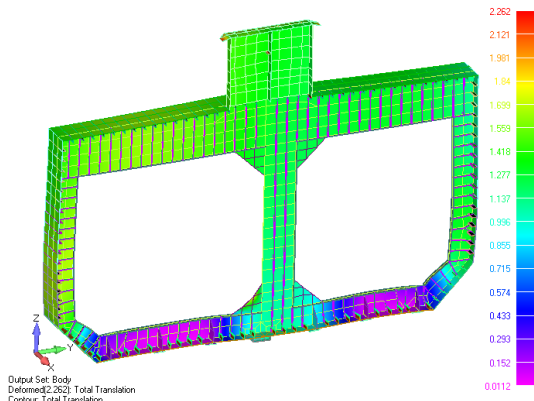


Fig.1A.2 Cazul LC1 deformația totală [mm], secțiune prin tancul de marfă la $x/L = 0.595$

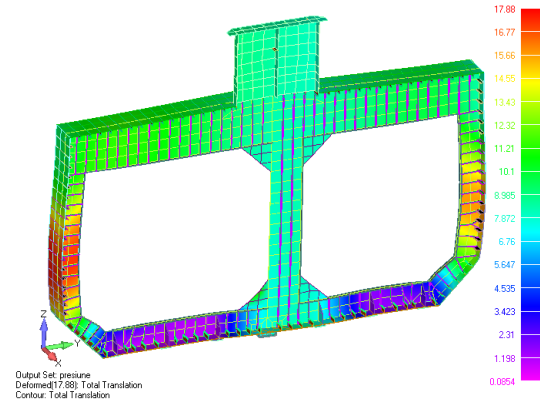


Fig.1A.4 Cazul LC2 deformația totală [mm], secțiune prin tancul de marfă la $x/L = 0.595$

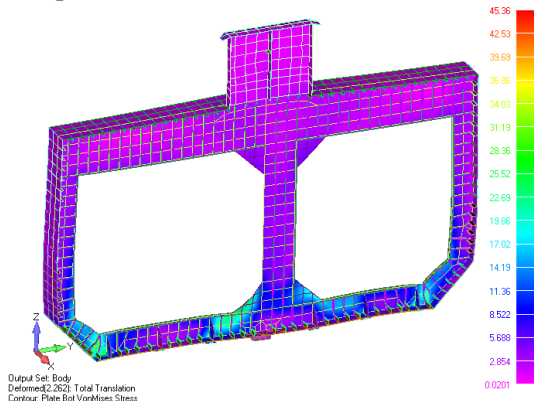


Fig.1A.3 Cazul LC1 tensiune echiv. von Mises, secțiune prin tancul de marfă la $x/L=0.595$

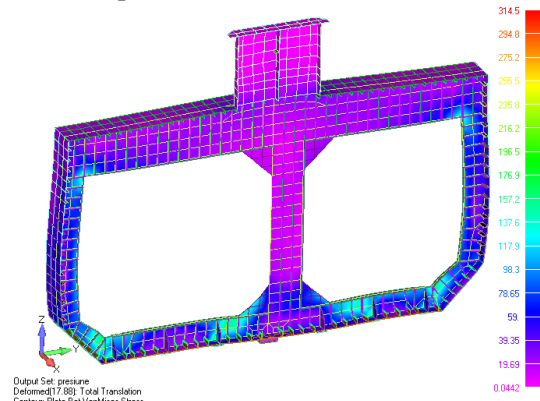


Fig.1A.5 Cazul LC2 tensiune echiv. von Mises, secțiune prin tancul de marfă la $x/L=0.595$

Cazul de încărcare indicat de sarcinile termice (LC3)

Sub acțiunea sarcinilor termice, în cazul când temperatura exterior – interior variază de la 45 la $-48 \text{ }^\circ\text{C}$, deformația pe verticală a capacului dome-ului este 10 mm în sensul pozitiv al axei Z, respectiv de 4.5 mm în sensul negativ al axei Z, la nivelul învelișului fundului sub suportul vertical.

Deformațiile structurii tancului de marfă sub acțiunea sarcinii termice, cresc odată cu creșterea gradientului de temperatură, de la învelișul fundului tancului din dreptul suportului vertical la zona superioară a dome-ului. În direcție longitudinală și transversală deformația tancului crește de la centrul tancului către extremități.

În Figura 1A.6 și Tabelul 1A.2 sunt prezentate deformațiile în cazul de încărcarea LC3. Tensiunea echivalentă von Mises maximă (Figura 1A.7) este de 44.1 N/mm^2 mai mică decât tensiunea admisibilă (370.50 N/mm^2).

Cazul combinat de încărcare LC1+LC2+LC3 (LC4)

Deformația pe verticală a capacului dome-ului sub acțiunea combinată a sarcinilor termice și presiune din marfă este de 18 mm în sens pozitiv al axei z, respectiv de 9.1 mm în sens negativ al axei z, la nivelul învelișului fundului, sub suportul vertical.

În Figura 1A.8 și Tabelul 1A.2 sunt prezentate deformațiile în cazul de încărcarea LC4. Tensiunea echivalentă von Mises maximă (Figura 1A.9) este de 347.2 N/mm^2 mai mică decât tensiunea admisibilă (370.50 N/mm^2).

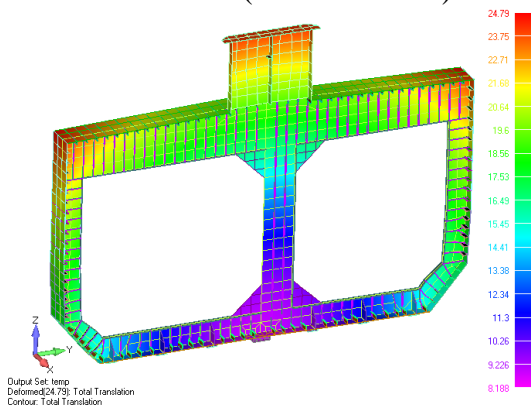


Fig. 1A.6 Cazul LC3 deformația totală [mm], secțiune prin tancul de marfă la $x/L = 0.595$

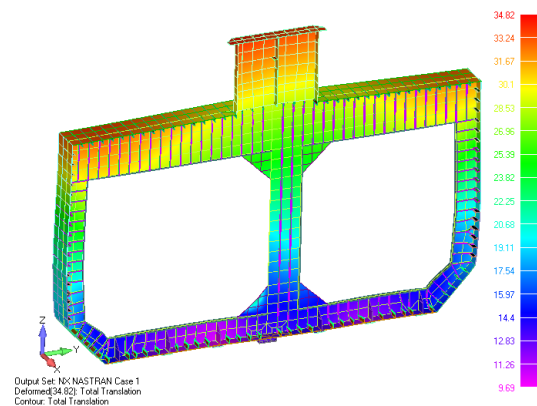


Fig. 1A.8 Cazul LC4 deformația totală [mm], secțiune prin tancul de marfă $x/L = 0.595$

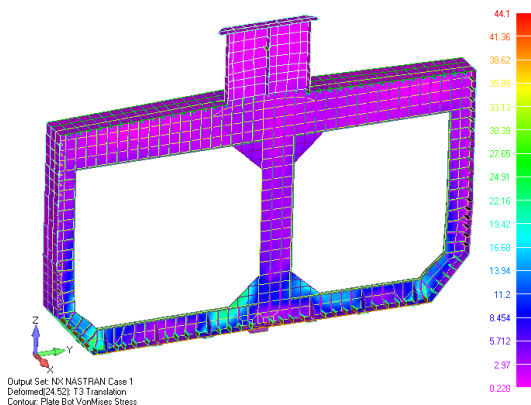


Fig. 1A.7 Cazul LC3 tensiune echiv. von Mises, secțiune prin tancul de marfă la $x/L=0.595$

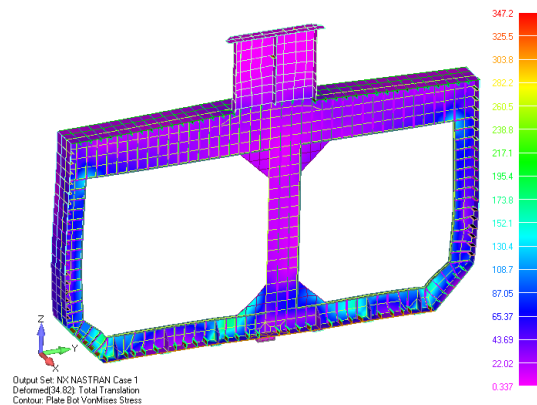


Fig. 1A.9 Cazul LC4 tensiune echiv. von Mises, secțiune prin tancul de marfă la $x/L=0.595$

Tab. 1A.2 Deformațiile verticale [mm], la secțiunea transversală $x/L= 0.595$, obținute la analiza rezistenței locale pe modele 3D-CAD/FEM ale tancului de marfă

| Cazul de încărcare / poziția | LC1 | LC2 | LC3 | LC4 |
|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|
| Zona dome-ului | -1.297 | 8.366 | 10.001 | 18.230 |
| Zona de înveliș a tancului de marfă | -1.024 | -7.441 | -4.601 | -9.127 |
| Diferența | -0.273 | 15.807 | 14.601 | 27.357 |

În concluzie, pentru cele patru cazuri de încărcare, care combină analiza termică și structurală prin metoda elemente finit pe model 3D-FEM, rezultate numerice pentru deformațiile maxime pe verticală, sunt: 1.297 mm (LC1, Figura 1A.2), 8.366 mm (LC2, Figura 1A.4), 10.001 mm (LC3, Figura 1A.6), 18.230 mm (LC4, Figura 1A.8), toate fiind sub valoarea deformației admisibile de 50 mm. În cazul LC4 combinat rezultă starea cu deformațiile extreme.

De asemenea, pentru cele 4 cazuri analizate, rezultă tensiunea echivalentă von Mises maximă de 347.2 N/mm^2 (LC4, Figura 1A.9), sub tensiunea admisibilă de 370.5 N/mm^2 , corespunzătoare oțelului AH40 pentru structuri supuse doar la solicitări locale.