

UNIVERSITATEA MARITIMĂ DIN CONSTANȚA FACULTATEA DE ELECTROMECANICĂ NAVALĂ ȘCOALA DOCTORALĂ DE INGINERIE MECANICĂ ȘI MECATRONICĂ

REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT

OPTIMIZAREA INSTALAȚIILOR DE TRACTARE ȘI SIGURANȚĂ ALE NAVELOR DE TIP AHTS OPTIMISATION OF TOWING AND SAFETY EQUIPMENT ON BOARD AHTS VESSSELS



Autor: Ing. Cosmin Berescu Conducător de doctorat: Prof. univ. dr. ing. Bocănete Paul

> Constanța 2023

CUPRINS

CAPITOLUL 1. STADIUL CUNOAȘTERII - ASPECTE ACTUALE ALE INSTALAȚIILOR SPECIF NAVELOR DE TIP AHTS	'ICE 5
1.1. ISTORIA NAVELOR DE TIP AHTS	5
1.2. SITUATIA ACTUALĂ A NAVELOR AHTS	6
1.3. VIITORUL NAVELOR AHTS	7
1.4 STUDII ASUPRA NAVELOR AHTS	7
CAPITOLUL 2. DESCRIEREA CERCETĂRILOR EFECTUATE	9
2.1.ANALIZA TENSIUNILOR LA TAMBURUL PRINCIPAL AL UNEI NAVE SUPORT OFFSHO TIP AHTS	ORE DE 9
2.1.1. Aspecte generale în analiza tensiunilor	9
2.1.2 Designul navei de tip AHTS	9
2.1.3 Studiul tamburului principal cu ajutorul metodei elementelor finite	
2.1.4. Concluzii	
2.2.STUDIUL PUNȚII DE OPERAȚIUNI DE LA O NAVĂ DE TIP AHTS	
2.2.1 Aspecte actuale ale punții operaționale	
2.2.2 Studii teoretice ale punții operaționale	
2.2.3 Analiza punții operaționale prin metoda elementelor finite	
2.2.4 Rezultate cu metoda elementelor finite	
2.3. OPTIMIZAREA MACARALELOR PENTRU NAVELE DE TIP AHTS	
2.3.1 Aspecte generale în optimizarea macaralelor	
2.3.2 Stadiul actual al macaralelor pentru navele AHTS	
2.3.4 Analiza brațului de macara prin metoda elementelor finite	
2.3.5 Interpretare rezultate cazuri numerice	
2.4. STUDIUL PEREȚILOR PENTRU NAVELE DE TIP AHTS	
2.4.1 Aspecte generale în calculul pereților laterali ai punții	
2.4.2 Stadiul actual ale pereților laterali la navele AHTS	
2.4.3 Studii teoretice asupra pereților laterali	
2.4.4 Analiza sistemelor de siguranță de la punte	
2.4.5 Concluzii	
2.5. ÎNCERCAREA PE STAND A EPRUVETELOR DE TEST LA SCARĂ	
2.5.1 Principii teoretice	
2.5.2 Descrierea standului WP310 GUNT - stand hidraulic universal de încercare a materialelor 50Kl	N 54
2.5.3 Pregătirea și desfășurarea experimentelor	55
2.5.4 Operare. Acționare hidraulică	55
2.5.5 Măsurarea forței și deplasării	55
2.5.6 Date tehnice. Variabile și unități de măsură	

2.5.7. Criterii de similitudine pentru relația model-structură navală	57
2.5.8. Modelarea epruvetelor la scară în AutoCAD	58
2.5.9 Validarea modelului prin măsurători și analiza rezultatelor	58
CAPITOLUL 3CONCLUZII	60
3.1 CONCLUZII GENERALE	60
3.2 CONCLUZII ORIGINALE	60
CAPITOLUL 4. CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII DE CERCETARE VIITOARE	62
4.1.CONTRIBUȚII PERSONALE	62
4.2. PERSPECTIVE DE DEZVOLTARE ULTERIOARĂ	63
BIBLIOGRAFIE	64

INTRODUCERE

Navele de tip AHTS au apărut în același timp cu industria de profil din jurul platformelor petroliere maritime, domeniul fiind într-o continuă dezvoltare și prezentând un potențial uriaș pentru evoluția acestui sector, chiar și astăzi. Aceste nave sunt indispensabile bunei desfășurări a industriei mai sus menționate. *AHTS* reprezintă un acronim pentru "*Anchor Handling Tug Supply Vessel"*, adică "*navă remorcher de transport a proviziilor și manipulare a ancorelor de platformă"*.

În cadrul acestui domeniu foarte diversificat, navele de tip AHTS sunt specializate în următoarele tipuri de activități: remorcarea platformelor petroliere de foraj și exploatare, transportul ancorelor pentru susținerea acestor platforme și, nu în ultimul rând, aprovizionarea acestor platforme marine sau a altor instalații de tip offshore.

Lucrarea de față este elaborată în jurul a trei direcții majore de cercetare:

- Simularea cu ajutorul software-ului Siemens NX 12.
- Validarea rezultatelor numerice pe baza rezultatelor experimentale obținute în Laboratorul de Inginerie Mecanica Aplicată.
- > Analiza rezultatelor si elaborarea direcțiilor viitoare de studiu.

Cercetările în Laboratorul de Inginerie Mecanică Aplicată au implicat realizarea fizică a epruvetelor de test la scară 1:10, acestea fiind supuse testelor de rezistentă utilizându-se mașina *GUNT WP310* din cadrul aceluiași laborator.

Proiectarea epruvetelor de test a fost realizată în AutoCAD utilizându-se aceeași scară. Rezultatele măsurătorilor obținute au fost apropiate ca valoare de cele din simulările numerice, acest lucru validând rezultatele obținute cu ajutorul software-ului Siemens NX 12.

Numeric s-a prezentat modul de proiectare și analiza inițială a diverselor elemente specifice aparținând navelor AHTS.

STRUCTURA ȘI CARACTERUL MULTIDISCIPLINAR AL TEZEI

Teza este structurată în patru capitole, rezultatele prezentate în acestea având un caracter multidisciplinar fiind atât de natură teoretică cât și practică. Concluziile obținute pot avea un impact semnificativ în evaluarea soluțiilor existente precum și în proiectarea viitoarelor generații de instalații offshore. Studiile efectuate se axează pe domenii de cercetare care au legătură cu ingineria offshore, hidrodinamica structurilor navale, precum și cu dezvoltarea domeniului de exploatare energetică maritimă.

Lucrarea de față este elaborată în jurul a trei direcții majore de cercetare asupra mai multor instalații navale specifice acestui tip de nave.

- Simularea cu ajutorul software-ului Siemens NX 12.
- Validarea rezultatelor numerice pe baza rezultatelor experimentale obținute în laborator.
- Analiza rezultatelor și elaborarea direcțiilor viitoare de studiu.

Cercetările practice au avut rolul de a valida rezultatele obținute pe calea simulării digitale, măsurătorile obținute prin cele două metode fiind apropiate ca valoare. Numeric s-a prezentat modul de proiectare și analiza inițială a diferitelor elemente aparținând navelor AHTS.

Prin aspectele prezentate în aceasta teză ("OPTIMIZAREA INSTALAȚIILOR DE TRACTARE ȘI SIGURANȚĂ ALE NAVELOR DE TIP AHTS") se facilitează mai buna înțelegere, posibilitățile de inovare, de eficientizare și optimizare a navelor AHTS. Cercetările prezentate posedă un caracter multidisciplinar și pot sta la baza dezvoltării viitoarelor proiecte cu aplicare în domeniul siguranței offshore.

CAPITOLUL 1 STADIUL CUNOAȘTERII - ASPECTE ACTUALE ALE INSTALAȚIILOR SPECIFICE NAVELOR DE TIP AHTS

1.1. ISTORIA NAVELOR DE TIP AHTS

Norvegienii s-au numărat printre primii producători de nave de tip AHTS, mânați fiind în efortul lor de dorința de exploatare a uriașelor rezerve de petrol și gaze prezente în zona lor de exploatare maritimă.

Încă de la primele tipuri de nave AHTS s-au folosit punți de operațiuni având ca prim scop transportul ancorelor și a diverselor piese, materii prime și provizii folosite la platformă.

Evoluția platformelor petroliere a dus la apariția unei noi generații de ancore și implicit a unor noi tipuri de nave AHTS care să le deservească.

Prezentăm mai jos un model simplu, mai vechi de navă tip AHTS (Fig. 1.2).



Fig 1.1 Vedere 3D dinspre pupa/babord a modelului AHTS

Fig. 1.6 Secțiune longitudinală a navei

În timp s-a acordat o importanță deosebită în obținerea unei cât mai bune stabilități a navei, cerință imperios necesară ca urmare a condițiilor deosebite pe care le presupune activitatea de manevrare a ancorelor (*Anchor Handling*) [6].



Fig. 1.2 Desenul original al navei AHTS de tip vechi

In analiză s-a utilizat desenul original al navei AHTS model vechi și s-au folosit 499 de comenzi în *Part Navigator* (Fig. 1.10).

Am utilizat un sistem de axe xOy, care este un sistem de referință, reprezentând conturul unei nave de arie A (Fig. 1.12) unde poziția centrului de greutate G al suprafeței plutirii drepte este de coordonate (xG, 0), deoarece yG = 0, [8], [78].



Fig. 1.3 Centrul geometric al suprafeței plutirii drepte



Fig. 1.4 Momentele de inerție ale suprafeței plutirii drepte

Momentul static al ariei dA₁ este:

$$dM_1 = xdA_1 = xydx \tag{1.4}$$

Momentul de inerție total după axa Oy este:

$$I_{y} = 2I_{y1} = 2\int_{-L}^{L} x^{2} y dx$$
(1.14)

Axa transversală de inerție N trece prin centrul de greutate G și este paralelă cu axa Oy. Pentru a determina momentul de inerție I_N al suprafeței plutirii drepte față de axa N, s-a aplicat teorema lui Steiner:

$$I_N = I_y - A \cdot x_G^2 \tag{1.15}$$

1.2. SITUAȚIA ACTUALĂ A NAVELOR AHTS

Navele de tip AHTS au evoluat odată cu avansul tehnologic. Au apărut îmbunătățiri și inovații în toate aspectele: corpul navei, mijloacele de propulsie, echipamentele de bord, instalațiile de asistare, ghidaj, compensare, etc.

Cele mai multe modificări și inovații au fost aduse la prova (partea din față a navei). Aceste modificări au fost impuse de necesitatea deplasării navei în medii specifice ostile, cum ar fi Marea Nordului, unde valurile și vântul pot atinge cote impresionante. Astfel, astăzi avem prova de tip: *Bulbous Bow, X-Bow sau Axe Bow* (pe care o vom prezenta mai jos) (Fig. 1.15), [10].



Fig. 1.5 Navă AHTS cu provă de tip Axe Bow

Navele AHTS de construcție actuală au cel puțin doi tamburi de tractare (vinciuri). Această modificare are rolul de a eficientiza operațiunile de tractare printr-o mai bună distribuire a forțelor și prin garantarea unui grad sporit de precizie și de redundanță [11].

Astăzi un rol prioritar în construcția navelor, îl reprezintă factorul de siguranță (atât a echipajului cât și a mărfii). Din acest motiv întreaga navă este realizată astfel încât să poată rezista la condiții extreme, în special la valuri mari.

1.3. VIITORUL NAVELOR AHTS

Șantierele navale proiectează deja diverse variante ale viitoarelor nave AHTS, care aduc numeroase inovații și optimizări atât la nivelul corpului navei cât și la cel al instalațiilor și echipamentelor.



Fig. 1.6 Desenul original al viitorului concept de navă AHTS

Fig. 1.7 Prezentare cu True Shading Editor

Pentru proiectarea viitoarelor nave de tip AHTS, este necesară cunoașterea sarcinilor generale care acționează asupra navei în diferite condiții de exploatare, astfel permițându-se determinarea eforturilor secționale (forțe tăietoare și momente încovoietoare) [17], [78].

Pentru studiile efectuate asupra diferitelor elemente structurale care vor fi prezentate în următoarele pagini, s-a utilizat un oțel de înaltă calitate cu o densitate de 7,8e-06 Kg/m³, cu modulul lui Young în valoare de 193000000 MPa. Limita de curgere a materialului este setată la R_{eH}=355MPa, tensiunile echivalente von Mises admisibile sunt σ_{adm} =292MPa. Tipul elementelor finite ale modelelor 3D-FEM sunt de tip placă groasă (Mandrin) cu solicitări de tip element de masă concentrată.

1.4 STUDII ASUPRA NAVELOR AHTS

Studiile efectuate asupra diferitelor modele de nave de tip AHTS au evidențiat că un rol important în dezvoltarea viitoare a acestor nave îl au tamburii instalațiilor de tractare (vinciuri).

Pe parcursul unei astfel de operațiuni, cablul este supus la o solicitare substanțială de întindere, alungirea specifică conform legii lui Hooke fiind:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{N}{EA} \tag{1.31}$$

unde: σ - tensiunea normală, E - modulul lui Young, N - forța axială, A - suprafața transversală.

Pentru studiul comportării cablului, atunci când este solicitat la manevrarea unei ancore, vom analiza câteva cazuri simple cu ajutorul metodei elementelor finite, folosind ansamblul de mai jos (Fig. 1.37).

Pentru a studia mai ușor cazul cablului supus la tracțiune, am considerat că la capătul unde se află ancora există o încastrare, iar în capătul opus, unde se află primul tambur, se exercită o presiune. De remarcat că între cablu și cei doi tamburi nu apare forța de frecare (Fig. 1.38).





Fig. 1.8 Ansamblul: tambur 1, cablu și tambur 2

Fig. 1.9 Cablul de tracțiune supus la întindere

NAME	NUMBER
CTETRA	5350
GRID	10734
MAT1	1
PARAM	6
PLOAD4	12
PSOLID	1
SPC	36

Fig. 1.10 Parametrii principali, utilizați în metoda elementelor finite

Parametrii principali, utilizați în metoda elementelor finite din acest caz sunt prezentați în tabelul de mai sus. În acest proces au fost folosite 5350 de elemente finite 3D de tip CTETRA(10) [20], [78].

În cadrul analizei cu metoda elementelor finite, folosind Teoria deformației specifice maxime și Teoria tensiunii tangențiale maxime, considerăm că este necesară introducerea în ansamblu a unui tambur mobil, a cărui deplasare să minimizeze riscul apariției forțelor periculoase care pot duce la ruperea cablului de tracțiune. În același timp, instalarea unui astfel de tambur mobil reduce riscul de rupere a cablului, risc cauzat de apariția oboselii materialului din care este confecționat.

CAPITOLUL 2 DESCRIEREA CERCETĂRILOR EFECTUATE

2.1.ANALIZA TENSIUNILOR LA TAMBURUL PRINCIPAL AL UNEI NAVE SUPORT OFFSHORE DE TIP AHTS

2.1.1. Aspecte generale în analiza tensiunilor

În acest capitol vom analiza o serie de elemente caracteristice navei de tip AHTS, care este concepută pentru a desfășura diverse operațiuni din domeniul offshore. Deși acest domeniu este foarte divers, navele de tip AHTS sunt specializate în următoarele tipuri de activități: remorcarea platformelor petroliere de foraj și exploatare, transportul ancorelor pentru susținerea acestor platforme și nu în ultimul rând aprovizionarea acestor platforme marine sau a altor instalații de tip offshore (Fig. 2.1).



Fig. 2.1 Navă tip AHTS lângă o platformă de foraj

La acest tip de nave s-a urmărit de-a lungul timpului creșterea stabilității, a eficienței și a puterii, ele suferind o serie de modificări constructive de specificitate avansată.

Modificări importante s-au realizat și la instalațiile de tracțiune, acestea devenind din ce în ce mai complexe având scopul principal de creștere a siguranței acestor instalații, deoarece defectarea lor poate duce la avarierea platformei, la pierderea navei de tip AHTS, sau mai grav, a vieților omenești. Astfel, instalațiile de tracțiune ale acestor nave s-au dezvoltat foarte mult devenind din ce în ce mai complexe. De aceea ne vom ocupa în continuare doar de prezentarea și studiul părților principale [3].

2.1.2 Designul navei de tip AHTS

Proiectarea navelor de tip AHTS a reprezentat o adevărată provocare pentru șantierele navale. Ținând cont de experiența șantierului naval Damen din Olanda, unul din principalii proiectanți și constructori de nave de acest fel, am folosit programul NX de la Siemens la proiectarea unei nave de tip AHTS.

SIEMENS			Customer Ca Videos Realize innova	ase Studies and tion.
▶ दर्द्र Siemens PLM Software ▶ English ▶ Site Explorer ▶ Commu	nity 🕨 🕨 Store	Contac	:t	Search by keyword
> Home > About Us > Customer Case Studies and Videos > Case Study				
Case Study			🖃 🛨 Text Size	SHARE
Integrated digital simulation streamlines ship development				and the
Damen Shipyards Seamless integration of NX and NX Nastran permits fast design-analysis iterations and reduces engineering time			a construction of the second se	
Ships for many uses Damen Shipyards Group is a global supplier of ships. Tugs, workboats, patrol craft, cargo vessels, dredgers, fast ferries, naval ships and mega yachts are all part of Damen's product portfolio. Privately owned Damen introduced revolutionary new production concepts to the shipbuilding industry. By applying processes adopted from the automotive industry, Damen started using options and variants based on standardized ship designs. The repeatability introduced by Damen led to enhancements in the purchasing process, shorter delivery times and quality improvements. Today, the Damen Shipyards Group consists of more than 30 shipyards in all parts of the world, including Poland, Romania, China, Dubai, Singapore, Cuba			Related Links For Damen Shipyar	rds





Fig. 2.3 Proiectul original și corpul de navă

Mai întâi am realizat corpul de navă de tip offshore (Fig. 2.5), [7].



Fig. 2.4 Realizarea corpului de navă

Pentru realizarea desenului au fost folosite 706 de comenzi din Part Navigator (Fig. 2.6).



Fig. 2.5 Designul original al navei offshore

De altfel o zonă foarte complexă de proiectat a fost chiar instalația de tracțiune (Fig. 2.7), [8].



Fig. 2.6 Proiectare instalații de tracțiune

Aceste nave prezintă ca particularitate un fund dublu menit să sporească siguranța, să minimizeze riscul de poluare și să contribuie la rigidizarea cocii (Fig. 2.15).



Fig. 2.7 Secțiunea longitudinală a navei de tip offshore

Din cauza dimensiunilor destul de reduse, spațiul de sub puntea navei este limitat (Fig. 2.15).

Prezentăm mai jos secțiunea transversală, având ca reper planul central transversal al navei (Fig. 2.16).



Fig. 2.8 Secțiunea transversală a navei de tip offshore

Mai jos, o imagine deosebită a acestei nave, ca și cum ar pluti pe o mare liniștită (Fig. 2.18).



Fig. 2.9 Nava tip AHTS care plutește pe o mare liniștită

Comanda *Edit Camera* ne poate ajuta să vizualizăm mai ușor nava atât din interior cât și din exterior, pentru a facilita corectarea micilor neconformități ale desenului în 3D, dacă acestea există (Fig. 2.19).



Fig. 2.10 Examinarea navei cu comanda Edit Camera

Principalele elemente specifice care tin de exploatarea navei offshore de tip AHTS sunt: macaraua (una sau două), instalațiile de tracțiune, tamburul (unul sau multiple) și spațiul pentru transportul diverselor materiale sau al ancorelor de platformă (puntea) (Fig. 2.20).



Fig. 2.11 Părțile principale ale navei tip AHTS

După ce am realizat desenul navei de tip AHTS în 3D, acesta poate fi cu ușurință transformat într-o imagine bidimensională (Fig. 2.21).



Fig. 2.12 Desenul în 2D a unei nave tip AHTS

2.1.3 Studiul tamburului principal cu ajutorul metodei elementelor finite

Am ales studiul tamburului deoarece acesta reprezintă un element esențial în ansamblul instalației de tracțiune.

Deși există posibilitatea de a folosi diverse programe pentru studiul tensiunilor cu ajutorul elementelor finite, am ales sa continuăm tot cu programul Unigraphics NX de la Siemens (Fig. 2.22), [11].

The implementation of NX alongside Nupas Cadmatic is expected to further increase these advantages. "Since we plan to use NX for the more complex designs, its advantages over the traditional 2D pro-cess are even more pronounced," says Hoogendoorn. "During the NX pilot phase we redesigned a complex rigid coupling between barges manufactured from cast steel. The reason for this was that a physical test showed that the coupling was a lot stronger than initially calculated. The design itself was good; however we w unable to pinpoint the cause for this. Together with experts from Siemens PLM Software we set up the model in NX and redefined the load case taking all influences into account." The new physical test showed the same results as predicted by the digital simulation using NX and NX Nastran. For Damen, the test proved the accuracy of NX digital simulation for such complex endeavors and demonstrated the added benefit of being able to pinpoint the reasons for the strongest designs.



for on-board equipment, such as cranes, where load cases and calculation protocols are well defined.

Synchronous technology advantages The integration of NX and NX Nastran allows for fast design-analysis iterations. The protocols will ensure that the engineers adhere to the approved working method. The research department will still check the quality of the work done, but will have more time available for more When analysis results demand design changes, can apply these efficient using synchronous techn ogy. Remeshing is effort and results in very short design cycles."

Project Engineer Research Department

Damen Shipyards Group

Jerry Baffa

NX and NX Nastran will be implemented in both the research and engineering departments. "An additional advantage of

Fig. 2.13 Cercetare la șantierul Damen cu programul NX

Părțile principale din care este alcătuit un tambur sunt: corpul tamburului, discurile tamburului și axul tamburului (Fig. 2.23).



Fig. 2.14 Părțile principale ale tamburului

În aplicațiile practice tamburii sunt solicitați simultan atât la răsucire cât și la încovoiere, ceea ce înseamnă că apar atât tensiuni normale cât și tensiuni tangențiale.



Fig. 2.15 Moment de încovoiere (M_i) și moment de torsiune (M_t)

Pentru cazurile corpurilor tamburilor se consideră că sunt solicitate atât de către un moment de încovoiere (M_i) , cât și de către un moment de torsiune (M_t) , (Fig. 2.24), [12].

Se cunoaște faptul că momentul încovoietor (Mi) produce tensiuni normale (σ), iar momentul de torsiune (M_t), produce tensiuni tangențiale (τ).

În practică valorile tensiunilor normale (σ) și tangențiale (τ) pot depăși valorile maxime corespunzătoare acestor tensiuni: σ_{max} și respectiv τ_{max} [13].

Pentru început observăm că în punctele A și B (Fig. 24) tensiunea normală atinge valoarea maximă în același timp cu tensiunea tangențială dată de momentul de torsiune.

Tensiunile normale echivalente care acționează asupra unei unității de volum sunt prezentate în Fig. 2.25.



Fig. 2.16 Tensiunile normale echivalente

În continuare, vom studia importanța tensiunilor von Mises (σ_v), pentru mai multe cazuri practice ale tamburilor, deoarece aceste tensiuni pot apărea atât la încovoiere cât și la răsucire în mod simultan.

$$\sigma_{\nu} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]}$$
(2.12)

unde σ_1 , σ_2 și σ_3 sunt tensiuni normale principale, care acționează pe unitatea de volum (Fig. 2.26).



Fig. 2.17 Tensiunile normale principale

Am abordat studiul mai multor cazuri cu metoda elementului finit pentru a identifica zonele cu potențial de apariție a riscului de rupere a tamburului.

Înainte de a determina tensiunea von Mises, am discretizat tamburul cu elemente finite de tip CTETRA(10). Apoi, în toate cazurile, am încastrat axul tamburului, am aplicat o forță rezultată din solicitarea sârmei de tractare și un moment încovoietor.

Cazul I



Fig. 2.18 Corpul tamburului de secțiune circulară



Fig. 2.19 Discretizarea tamburului cu secțiune circulară și elementele care se aplică asupra lui

În primul caz am considerat corpul tamburului de secțiune circulară (Fig. 2.27), [14]. Valorile minime se află pe disc: $\sigma_{v min} = 0,327$ MPa la elementul 1348, iar valoarea maximă la îmbinarea axului cu discul tamburului este $\sigma_{v max} = 427,416$ MPa la elementul 766 (Fig. 2.29), [15].

Deplasările nodale (d_n) cu valorile extreme: dn $_{min} = 0$ mm la nodul 3319 și dn $_{max} = 3,375$ mm la nodul 2429 (Fig. 2.30).



Fig. 2.20 Tensiunile σ_v la cazul I



Fig. 2.21 Deplasările d_n la cazul I



Fig. 2.32 Discretizarea tamburului cu secțiune circulară și elementele care se aplică asupra lui

Cazul II



Fig. 2.22 Tamburul cu secțiune circulară

În al II-lea caz corpul tamburului este de secțiune inelara (Fig. 2.31). În acest caz axul tamburului este discontinuu.

Valoarea minimă a tensiunii von Mises se află pe corpul tamburului la elementul 1818 în valoare de $\sigma_{v \min} = 0,997$ MPa, iar valoarea maximă la îmbinarea axului cu discul tamburului este $\sigma_{v\max} = 334,554$ MPa la elementul 1722 (Fig. 2.33).



Fig. 2.23 Tensiunile σ_v la cazul II



Fig. 2.24 Deplasările dn la cazul II

Deplasările nodale minime sunt nule în nodul 3780. Valoarea deplasării maxime se află în nodul 2358 și are valoarea dn $_{max} = 7,272 \text{ mm}$ (Fig. 2.34).

Cazul III

În acest caz am propus o versiune alternativă a discurilor tamburului pentru a observa dacă apar tensiuni von Mises mai mici.

Se discretizează ca și în celelalte cazuri (Fig. 2.36).



Fig. 2.25 Tambur cu discuri modificate



Fig. 2.27 Tensiunile σ_v la cazul III



Fig. 2.26 Discretizarea tamburului cu discuri modificate și elementele care se aplică asupra lui



Fig. 2.28 Deplasările dn la cazul III

Valoarea minimă a tensiunii von Mises se află în elementul 2552 cu valoarea $\sigma_{v min} = 0,164$ MPa, iar în elementul 1723 valoarea tensiunii von Mises este $\sigma_{v max} = 356,964$ MPa (Fig. 2.37).

Deplasările nodale minime sunt nule în nodul 6009 și maxime în nodul 5804 care se află la periferia discului cu valoarea $dn_{max} = 3,367 \text{ mm}$ (Fig. 2.38).

Valorile extreme ale deplasărilor nodale se află pe suprafață discurilor.

Cazul IV

Am abordat o soluție în care corpul tamburului are secțiunea circulară mai mică decât la îmbinarea cu discurile, adică are forma unui hiperboloid cu o pânză (Fig. 2.39).



Fig. 2.29 Corpul tamburului modificat (model întreg si secțiune)



Fig. 2.30 Discretizarea tamburului ce are corpul de formă hiperboloidă cu o pânză

Valoarea maximă a tensiunii $\sigma_{v max} = 428,340$ MPa se află la elementul 1331, iar tensiunea von Mises ce are valoare minimă $\sigma_{v min} = 0,288$ MPa, se află în elementul 776 (Fig. 2.41).



Fig. 2.31 Tensiunile σ_v la cazul IV



Fig. 2.32 Deplasările dn la cazul IV

La cazul 4 deplasarea nodală maximă se află la nodul 3024 și are valoarea dn $_{max} = 1,201$ mm, iar valoarea minimă dn $_{min} = 0$ mm se află la nodul 3036 (Fig. 2.42).

<u>Cazul V</u>

Am abordat soluția cu corpul tamburului mult mai îngust decât în celelalte cazuri. Menționăm că în practică se folosesc frecvent aceste tipuri de tamburi (Fig. 2.44).





Fig. 2.33 Sectiune a corpului tamburului



Tensiunea minimă care se află la marginea discului la elementul 1264 este $\sigma_{v \min} = 0,449$ MPa, iar tensiunea von Mises maximă care se află la elementul 705, este $\sigma_{v \max} = 339,913$ (Fig. 2.47).



Fig. 2.35 Tensiunile σ_v la cazul V



Fig. 2.36 Deplasările dn la cazul V

Deplasarea nodală maximă se află pe marginea discului la nodul 2469 și are valoarea dn $_{max} = 3,017$ mm, iar deplasarea minimă, care de altfel este nulă, se află la nodul 2569 (Fig. 2.48).

Cazul VI

În ultimul caz, am studiat situația în care corpul tamburului este îngust și are secțiunea transversală ca în figura 2.50.



Fig. 2.37 Corpul tamburului special



Fig. 2.51 Discretizarea ansamblului special

Tensiunile extreme ale tensiunii von Mises se regăsesc doar pe axul tamburului astfel încât avem $\sigma_{v \min} = 0,285$ MPa la elementul 1739, iar tensiunea von Mises maximă, este $\sigma_{v \max} = 1093,075$ MPa la elementul 1711 (Fig. 2.52).



Deplasările nodale sunt nule la îmbinarea discului cu corpul tamburului, la nodul 3992, iar la marginea discului, la nodul 3748, au valoarea $dn_{max} = 2,014 \text{ mm}$ (Fig. 2.53).

2.1.4. Concluzii

În urma studiului celor șase versiuni de tambur propuse, am ajuns la concluzia că cele mai promițătoare, din punct de vedere al rezistenței la deformare, sunt cazurile doi și șase, deoarece prezintă cele mai mici valori ale tensiunilor von Mises (334,554 MPa și respectiv 339,913 MPa).

Din punct de vedere teoretic, secțiunea inelară reprezintă soluția optimă în raport cu varianta secțiunii circulare. Modulul de rezistență a secțiunii inelare este mai mare decât modulul de rezistență a secțiunii circulare și de aici rezultă că secțiunea inelară poate suporta un moment de răsucire mai mare (iar momentul de răsucire este direct proporțional cu modulul de rezistență).

Tensiunile periculoase au valoarea maximă de 406,925 MPa la elementul 746 nodul 1902 și valoarea minimă negativă de -385,413 MPa la nodul 2077 din elementul 746.

Dacă la începutul și sfârșitul intervalului valorile tensiunilor periculoase sunt medii, atunci în mijlocul intervalului valorile acestor tensiuni variază brusc, ceea ce poate duce la ideea unei forfecări la părțile laterale ale tamburului, urmată de ruperea acestui subansamblu al tamburului (Fig. 2.66).



Fig. 2.40 Graficul tensiunilor periculoase



Fig. 2.41 Zona periculoasă

Din punct de vedere practic locul cel mai vulnerabil, adică zona periculoasă unde se poate rupe cel mai ușor tamburul, este la îmbinarea axului tamburului cu discul acestuia (Fig. 2.67), [18].

În concluzie, cel mai stabil tambur este cel din cazul al doilea cu recomandarea ca la mentenanța instalațiilor de tracțiune să se verifice cu ajutorul aparatului ultrasonic, cu mare atenție, îmbinarea axului cu discul. La această îmbinare există riscul apariției unor tensiuni interne care din cauza solicitării de răsucire și încovoiere la care este supus tamburul să ducă la deformarea plastica a acestuia sau chiar la ruperea axului.

2.2.STUDIUL PUNȚII DE OPERAȚIUNI DE LA O NAVĂ DE TIP AHTS

2.2.1 Aspecte actuale ale punții operaționale

Vom studia structura platformei operaționale a unei nave AHTS cu ajutorul metodei elementelor finite, folosind același program NX 12 de la Siemens.

Pentru prezentarea unei punți de operațiuni vom alege o navă de tip AHTS modernă la care vom evidenția puntea operațională.



Fig. 2.72 Platformă operațională cu câte un set de bare de siguranță pe fiecare bord



Fig. 2.42 Sistem de basculare a ancorelor tip torpilă

Deoarece activitatea desfășurată pe puntea de operațiuni a navei de către personalul specializat prezintă riscuri majore, se recomandă folosirea cablurilor de siguranță legate de structuri fixe, utilă fiind și folosirea pe ambele borduri a câte două seturi de bare de siguranță (Fig. 2.72), [4].

Pentru ghidarea lanțului de ancoră se utilizează un set de cilindri cu rolul de a împiedica deplasarea orizontală excesivă a acestuia.

Pe punte se pot instala unul sau mai multe containere cu rol de depozitare a diverselor materiale și a geamandurilor folosite la poziționarea ancorelor.

În prezent se utilizează o sumedenie de sisteme pentru lansarea ancorelor. Pe viitor aceste sisteme vor continua să se dezvolte deoarece de rapiditatea și precizia lor depinde siguranța în exploatare a platformelor maritime.

2.2.2 Studii teoretice ale punții operaționale

Deoarece puntea operațională este asemeni unei plăci pe care se află diverse corpuri grele (containere, ancoră, etc.) ea este suspusă unei serii de eforturi și tensiuni.

Pentru simplificarea studiului vom considera o punte operațională ca o placă plană. O placă plană este caracterizata de lungimea (L), lățimea (l) și grosimea (h).

Vom studia comportamentul plăcii plane supuse unei încovoieri cilindrice.

Asupra plăcii acționează o forță uniform distribuită pe mijloc, reprezentată de ancora care cântărește aproximativ 20 tone.

Rezultantul acțiunii forței uniform distribuite asupra plăcii duce la o încovoiere cilindrică a acesteia (Fig. 2.88).



Fig. 2.43 Încovoiere cilindrică a unei plăci plane

În urma încovoierii cilindrice, prin momentul M, placa se curbează în planul xOz, astfel încât planul care trece prin punctele c și d, se rotește peste planul care trece prin punctele a și b, sub un unghi d θ , iar în final planul va trece prin punctele c' și d' (Fig. 2.89).



Fig. 2.44 Porțiune solicitată la încovoiere după direcția Ox

La încovoiere fibra EF se alungește cu FF' (Fig. 2.89):

$$FF' = dx = zd\theta$$
 (2.28)

Deformația specifică (alungirea) după direcția Ox este:



Fig. 2.45 Porțiune solicitată la încovoiere după direcția Oy

Din legea lui Hooke generalizată avem deformațiile specifice după fiecare axă:

- după axa Ox:
$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x - \mu(\sigma_z + \sigma_y)}{E}$$
 (2.30)

- după axa Oy:
$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y - \mu(\sigma_x - \sigma_z)}{E}$$
 (2.31)

- după axa Oz:
$$\varepsilon_z = \frac{\sigma_z - \mu(\sigma_y + \sigma_x)}{E}$$
 (2.32)

unde E este modulul lui Young, iar µ este coeficientul de contracție transversală.

Tensiunile normale: σ_x , σ_y și σ_z , în care indicele de la fiecare tensiune reprezintă axa perpendiculară pe fiecare suprafată.

Dar deoarece studiem o placă plană, atunci vom utiliza legea lui Hooke generalizată aplicată la starea plană, după fiecare axă, obținând in final:

$$\sigma_x = \frac{\varepsilon_x E}{1 - \mu^2} = \frac{Ez}{(1 - \mu^2)\rho}$$
(2.38)

$$\sigma_{y} = \frac{\mu \varepsilon_{x} E}{1 - \mu^{2}} = \frac{\mu E z}{(1 - \mu^{2})\rho} = \sigma_{x} \mu$$
(2.39)

Se poate realiza încovoierea unei plăci și dacă există momentele încovoietoare după axele Ox și Oy: M_x și M_y (Fig. 2.91).



Fig. 2.46 Încovoiere după două direcții perpendiculare



Din această placă se poate studia un element infinitezimal de forma unui paralelipiped cu dimensiunile: dx, dy și h (Fig. 2.92).

Pe elementul neutru se ia o suprafață mediană pe care acționează tensiunile normale σ_x și σ_y . Grosimea acestui plan median este dz (Fig. 2.92).

Dacă momentele de încovoiere M_x și M_y acționează asupra plăcii, atunci vor acționa și asupra elementului infinitezimal (de volum) și implicit asupra suprafeței mediane (Fig. 2.93).

Cunoscând deformația specifică atunci când asupra plăcii acționează forța uniform distribuită, în condițiile în care asupra plăcii acționează momentele M_x și M_y , vom avea două deformații specifice:

$$\varepsilon_x = \frac{z}{\rho_x} \tag{2.49}$$

și respectiv

$$\varepsilon_{y} = \frac{z}{\rho_{y}} \tag{2.50}$$



Fig. 2.48 Modificarea elementului de volum

2.2.3 Analiza punții operaționale prin metoda elementelor finite

Pe parcursul acestui studiu am decis să experimentăm doar asupra unei suprafețe care reprezintă o jumătate din punte, la o scară mai redusă și un model simplificat (Fig. 2.94). Am realizat discretizarea pentru fiecare variantă propusă în parte.





Fig. 2.49 Punte operațională pe jumătate

Fig. 2.95 Discretizare jumătate punte

La **primul exemplu**, pentru creșterea rezistenței, se va adăuga un material perpendicular pe jumătatea punții (Fig. 2.94).

La primul caz, adică la jumătate de punte, avem 2388 de elemente și 5101 de noduri.



Fig. 2.50 Tensiuni periculoase - caz I

Fig. 2.99 Valorile extreme ale tensiunilor von Mises - caz I

Valoarea maximă a acestor tensiuni este de 351,351 MPa aceasta regăsindu-se la îmbinarea prin sudură a celor două elemente perpendiculare, iar valoarea minimă a tensiunilor respective este de -296,502 MPa (Fig. 2.97).

Tensiunea von Mises a cărei valoare minimă care se află în colț este $\sigma_{v\min} = 2,6834 \cdot 10^{-11}$ MPa, adică foarte mică iar valoarea maximă, care se află la îmbinarea celor două corpuri, este $\sigma_{v\max} = 587,131$ MPa (Fig. 2.99).

Pentru **al II-lea caz**, am considerat întreaga punte operațională, inclusiv elementul de rezistență (Fig. 2.101).









Am discretizat această punte cu comanda *Mesh* [15]. În urma discretizării am obținut 3786 elemente finite de tip CTETRA(10) și 7977 de noduri (Fig. 2.103).



Valorile maxime și minime ale tensiunii normale principale σ_1 sunt: la nodul 7129 din elementul 251 avem σ_{1min} = -209 MPa iar la nodul 7897 din elementul 3107 avem σ_{1max} =1045,97 MPa.







caz II

Valori extreme ale tensiunii σ_2 sunt foarte apropiate. La nodul 7897 și nodul 3107 avem valori maxime ale tensiunilor σ_1 și σ_2 (Fig. 2.105 și 2.107).

Dacă la elementul 2562 avem nodul 7970 cu tensiunea von Mises la valoarea minimă $\sigma_{v \min} = 6,1611 \cdot 10^{-16}$ MPa, la elementul 3607 ce are nodul 7975 valoarea maximă a tensiunii von Mises $\sigma_{v \min} = 727,748$ MPa (Fig. 2.109).

La modelul anterior am adăugat câte un element triunghiular de rezistență pe fiecare parte a elementului principal –**al III lea caz** (Fig. 2.111).



Discretizarea întregului corp a fost realizată după finalizarea condițiilor specifice și astfel au rezultat 6066 elemente finite și 12774 noduri (Fig. 2.112).

La finalizarea discretizării, prin comanda Mesh, am adăugat presiunile perpendiculare pe suprafața punții și încastrarea din jurul acestei punți operaționale (Fig. 2.113).

Conform rezultatelor, tensiunile normale σ_1 prezintă următoarele valori: σ_1 min=-3620,02 MPa și σ_{1 max}=729,887 MPa (Fig. 2.115).



Fig. 2.59 Presiuni și încastrare - caz III



Fig. 2.60 Tensiunile normale σ_1 - caz III



Fig. 2.61 Tensiunile normale σ_2 - caz III



Fig. 2.119 Tensiunile von Mises σv - caz III

Tensiunile normale σ_2 au următoarele valori: $\sigma_{2 \min}$ =-47,044 MPa și $\sigma_{2 \max}$ =533,779 MPa (Fig. 2.117).

Tensiunea minimă von Mises este situată în partea din colț și are valoarea $\sigma_{v \min} = -0.539$ MPa, iar tensiunea maximă von Mises $\sigma_{v max} = 448,092$ MPa este chiar la îmbinarea din partea de jos a unui element triunghiular de rezistență cu elementul principal (Fig. 2.119).

Valoarea maximă a tensiunii vom Mises se află la elementul 4321, iar valoarea minimă la elementul 1251 (Fig. 2.119).



Fig. 2.62 Adăugare a șase elemente triunghiulare de rezistență - caz IV



Fig. 2.124 Presiuni și încastrare - caz IV

În cel de-**al IV-lea caz** am încercat să introducem câte trei elemente triunghiulare de rezistență pe fiecare parte (Fig. 2.121).

În urma discretizării avem 10004 elemente de tip CTETRA(10) și 20942 noduri.

Astfel, pentru tensiunea la elementul 5830 avem o valoare minimă $\sigma_{1 \text{ min}}$ = -4666,2 MPa, iar la elementul 5041 avem o valoare mare $\sigma_{1 \text{ max}}$ = 982,384 MPa (Fig. 2.125).







Pentru tensiunile normale σ_2 , valoarea maximă $\sigma_{2 \text{ max}} = 621,035$ MPa se află la îmbinarea punții cu elementul de rezistență principal, iar valoarea minimă $\sigma_{2 \text{ min}} = -47,5907$ MPa se află la mijlocul capătului punții (Fig. 2.127).

De altfel, valoarea minimă a tensiunii normale σ_2 se află la elementul finit 6470, iar valoarea maximă a tensiunii normale σ_2 se află la elementul finit 5041 (Fig. 2.127).

Valorile extreme ale tensiunii von Mises pot fi descrise astfel: la elementul 5041 se află valoarea maximă $\sigma_{v max} = 491,71$ MPa, iar la elementul 1793 se află valoarea minimă $\sigma_{v min} = 0,770$ MPa (Fig. 2.129).

Astfel, $\sigma_{v max}$ se află la îmbinarea punții cu placa de bază pentru rezistență, iar $\sigma_{v min}$ se află la colțul punții de operațiuni (Fig. 2.129).



Fig. 2.65 Tensiunile von Mises σ_v - caz IV



Fig. 2.66 Graficul tensiunilor von Mises σ_v - caz~IV

Valorile tensiunilor σ_v, de la al IV-lea caz, oscilează conform graficului din Fig. 2.130. În **al V-lea caz**, vom analiza o placă operațională mai complexă decât în celelalte cazuri care are un element principal de rezistență și opt elemente dreptunghiulare secundare (Fig. 2.131). In urma discretizării au rezultat 23943 de elemente și 50410 de noduri.



Fig. 2.67 Opt elemente dreptunghiulare secundare de rezistență - caz V

Fig. 2.68 Discretizare caz V

După discretizare am introdus o încastrare în jurul punții și am aplicat o presiune perpendiculară pe toată suprafață acesteia.

În acest caz, tensiunea normală σ_1 are valoarea maximă la elementul 8499 cu $\sigma_{1 \text{ max}} = 618,052$ MPa și valoarea minimă la elementul 8533 cu $\sigma_{1 \text{ min}} = -12259,9$ MPa (Fig. 2.135).



Fig. 2.69 Tensiunile normale σ_1 - caz V



Fig. 2.70 Tensiunile normale σ_2 - caz V

Valoarea minimă a tensiunii σ_2 , adică $\sigma_2_{min} = -114,329$ MPa, se află la elementul 1345 și valoarea maximă a tensiunii σ_2 , adică $\sigma_2_{max} = 870,478$ MPa, se află la elementul 839 (Fig. 2.137).

Valoarea minimă a tensiunii von Mises se află pe puntea operațională $\sigma_{v \min} = 0,0746$ MPa la elementul 17642, iar valoarea maximă a acestei tensiuni se află pe unul din elementele secundare de rezistență, $\sigma_{v \max} = 113,963$ MPa, la elementul finit 8553 (Fig. 2.139).



2.2.4 Rezultate cu metoda elementelor finite

Pentru ultimul model am ales să folosim programul Abaqus.

Astfel, am conceput o punte operațională cu elemente de rezistență mult mai complexe față de modelele inițiale elaborate cu ajutorul programul NX (Fig. 2.142).

La discretizarea celui de al VI-lea model, am folosit elemente finite de tip Tet, cu comanda *Assign Mesh Control* (Fig. 2.144).



 A Model
 Model
 Model
 Opport # Assently @ Pate

 Image: State of the state of the

Fig. 2.73 Punte operațională în Abaqus - model VI

Fig. 2.74 Elemente finite de tip Tet pentru modelul VI

S-a discretizat puntea cu elementele de rezistență și au fost aplicate presiuni pe suprafața punții și o încastrare în modulul *Load* (Fig. 2.146).



Fig. 2.75 Presiuni și încastrare - model VI







Tensiunile normale σ_1 principale au valorile extreme între $\sigma_1_{max} = 800,454$ MPa și $\sigma_{1 \min} = -304,496$ MPa. Valorile extreme ale tensiunii normale σ_2 sunt: $\sigma_{2 \min} = -1307,51$ MPa și $\sigma_{2 \max} = 125,442$ MPa.

Valoarea minimă a tensiunii von Mises se află în colțul punții operaționale, in timp ce valoarea maximă se află pe o placă secundară de rezistență (Fig. 2.152). Valoarea minimă a tensiunii von Mises este $\sigma_{v min} = 9.98 \cdot 10^{-9}$ MPa și cea maximă este $\sigma_{v max} = 115,442$ MPa



Fig. 2.78 Tensiunea von Mises σ_v - caz VI

În lucrare am evidențiat importanța punților operaționale deoarece acestea reprezintă elemente cu rol extrem de important pentru acest tip de navă.

Conform studiului efectuat rezultă că optimizarea punților operaționale va duce la creșterea siguranței și fiabilității navelor de tip AHTS.

2.3. OPTIMIZAREA MACARALELOR PENTRU NAVELE DE TIP AHTS

2.3.1 Aspecte generale în optimizarea macaralelor

Primele nave de tip AHTS au reprezentat o evoluție a modelului clasic de nave tip *PSV/OSV* (Platform Supply Vessel/Offshore Supply Vessel), care erau utilizate pentru transportul diferitelor instalații, provizii și materiale necesare în desfășurarea activității de exploatare a petrolului și gazelor provenite din surse offshore.

Primele astfel de dispozitive s-au materializat sub forma unor macarale.

2.3.2 Stadiul actual al macaralelor pentru navele AHTS

Navele de tip AHTS, ca și celelalte tipuri de nave (mărfuri generale, pescadoare, etc.), folosesc în exploatarea cotidiană diverse tipuri de macarale:

- macara automată fixă, amplasată pe unul din bordurile navei (Fig. 2.159);
- două macarale dispuse simetric;
- macara de mare tonaj;
- macarale cu ajutorul cărora se manevrează ancorele de tip torpilă (Fig. 2.162);

- pereche de macarale, cu funcționare independentă una față de cealaltă, care să opereze în paralel cu o pereche de macarale fixe (Fig. 2.164);

- macara cu deplasare independentă (Fig. 2.165), [8].



Fig. 2.79 Navă AHTS cu o singură macara



Fig. 2.81 Nava AHTS cu o pereche de macarale independente



Fig. 2.80 Nava AHTS cu macara pentru ancoră tip torpilă



Fig. 2.82 Macara cu deplasare independentă pe AHTS

De obicei, macaralele care se află pe punte sunt complet automatizate. În acest sens, atunci când se lucrează la punct fix (*dynamic positioning*) acestea trebuie să își păstreze echilibrul automat, compensând pentru toți factorii dinamici la care este supusă nava [9].

2.3.4 Analiza brațului de macara prin metoda elementelor finite

Pentru studiul brațelor macaralelor de pe navele tip AHTS vom folosi metoda elementului finit, utilizând același program NX 12 de la Siemens.

În **prima varianta** propusă vom considera elemente cu un grad de complexitate mai redus, acestea fiind reprezentate de profiluri tip țeavă de secțiune pătrată.



Fig. 2.83 Cazul I discretizare



Fig. 2.84 Cazul I Tensiuni Von Mises

Se discretizează corpul din cazul I (Fig. 2.171). Pentru discretizare se folosesc 1169 elemente finite care au dimensiuni automate tip CTETRA(10), [13].

Valoarea tensiunii von Mises maxime este 434,4 Mpa, iar valoarea tensiunii von Mises minime este 8,43371 MPa (Fig. 2.173).

La nodurile alese de către noi (1737, 1986, 1698, 1896, 1887, 2032, etc.) valorile tensiunilor von Mises sunt între 30 MPa și 220 MPa (Fig. 2.176).



tangențiale din corrul I cuntu $\tau = -2.614$

Valorile extreme ale tensiunilor tangențiale din cazul I sunt: τ_{min} =2,614 MPa și τ_{max} =109,729 MPa. De la valori de sub 10 MPa graficul tensiunilor tangențiale va crește până la 110 MPa (Fig. 2.178).

Pentru o mai bună observare a tensiunilor periculoase, am utilizat o reprezentare prin modele sferice (Fig 2.180) iar graficul tensiunilor periculoase se regaseste in Fig. 2.182.



Pentru cel de-**al doilea caz** am ales ca brațul macaralei să fie confecționat dintr-o țeavă de secțiune dreptunghiulară, discretizată tot cu elemente finite de tip CTETRA(10) (Fig. 2.187).



Fig. 2.89 Cazul II - Discretizarea țevii de secțiune dreptunghiulară

Valorile tensiunilor periculoase sunt aproape simetrice, adică valoarea tensiunii periculoase minime este de -333,8418 MPa iar valoarea tensiunii periculoase maxime este de 333,718 MPa .

Graficul tensiunilor periculoase începe cu o valoare negativă de -25 MPa. Dacă trecem de jumătatea graficului, se observa un minim al valorii tensiunii periculoase de -150 MPa.





Fig. 2.90 Caz 2 - Tensiunile periculoase



La cazul II tensiunile von Mises (σ_v), au fost prezentate cu opțiunea Feature (Fig. 2.191).





Fig. 2.92 Caz 2 -Tensiunile Von Mises prezentate cu opțiunea Feature



Graficul tensiunilor von Mises de la cazul al II-lea începe de la o tensiune σ_v =40 MPa. Pe parcursul graficului se ajunge și la peste σ_v =200 MPa dar valoarea maximă a acestui grafic ajunge la o tensiune de σ_v =200 MPa, spre sfârșitul graficului (Fig. 2.193).

Tensiunile tangențiale pentru cazul al II-lea, sunt mari doar în partea de sus și cea de jos unde este încastrată țeava de secțiune dreptunghiulară (Fig. 2.194).



Fig. 2.94 Cazul II - Tensiunile τ

Fig. 2.95 Cazul II - Graficul tensiunilor tangențiale

Astfel, în cazul II, tensiunea tangențială minimă care se află la elementul 387 este $\tau_{min} = 6,189$ MPa, iar tensiunea tangențială maximă care se află la capătul opus al tensiunii tangențiale minime se află la elementul 1174 și are valoarea $\tau_{max} = 145,992$ MPa.

Valorile tensiunilor tangențiale din grafic sunt pozitive. Se începe cu o valoare a tensiunii tangențiale de 35 MPa de la elementul 783 și se ajunge la o valoare a tensiunii tangențiale de 50 MPa la elementul 168 (Fig. 2.196).

Tensiunile normale au fost prezentate utilizând opțiunea Feature (Fig. 2.197).





Fig. 2.96 Cazul II Tensiunile σ



Valorile extreme ale tensiunilor normale se află ambele în zona unde țeava este încastrată. Astfel, tensiunea normală minimă este $\sigma_{min}=91,965$ MPa la elementul 1170 și tensiunea normală maximă care se află la elementul 1247 este $\sigma_{max}=-92,182$ MPa.

Graficul tensiunilor normale începe cu o valoare aproape nulă la elementul 87. Rămâne constantă valoarea nulă până la elementul 1352, scade la o valoare de -5MPa, revine la valoarea nulă la elementul 769. Rămâne în continuare la o valoare nulă până la elementul 1096 după care are o creștere bruscă a tensiunii tangențiale la o valoare de 86 MPa (Fig 2.199).

Deoarece brațele macaralelor au secțiunea longitudinală simetrică, am considerat ca pentru următoarele cazuri să studiem doar jumătatea longitudinală deoarece rezultatele tensiunilor sunt echivalente pe ambele părți.

Am decis ca în **cazul III** să realizăm goluri circulare de același diametru pe întreaga lungime a corpului studiat (Fig. 2.201).







Fig. 2.99 Cazul III - Valori discretizare

Se realizează o discretizare pe toată zona care trebuie studiată la cazul III (Fig. 2.201). La această discretizare, s-au utilizat 4632 elemente finite tip CTETRA(10) (Fig. 2.202) În acest caz tensiunile von Mises (σ_v), cele mai mari, se află în partea superioară si cea inferioară din zona încastrării. În restul corpului, tensiunile von Mises sunt mici (Fig. 2.203).



Fig. 2.100 Cazul III - Tensiunile von Mises



Fig. 2.101 Cazul III - Graficul tensiunilor von Mises

Valorile extreme ale tensiunilor von Mises se regăsesc la capătul unde este încastrat brațul macaralei. Astfel, tensiunea von Mises maximă care se află la elementul 3127 are valoarea $\sigma_{v min} = 0,046$ MPa, iar tensiunea von Mises minimă se află la elementul 1130 (din partea de jos) și are valoarea $\sigma_{v max} = 755,742$ MPa.

Graficul tensiunilor von Mises începe cu o valoare de peste 250 MPa la elementul 4478 și se termină cu o valoarea de 670 MPa pentru elementul 3473. De menționat că toate valorile tensiunilor von Mises din grafic au valori peste 10 MPa (Fig. 2.205).

În cazul al III-lea, tensiunile periculoase se află la capătul unde este încastrat corpul de studiat, la elementul 670, se află tensiunea periculoasă maximă în valoare de 752,971 MPa iar la elementul 1130, găsim tensiunea periculoasă minimă în valoare de -773,956 MPa (Fig. 2.206).





Fig. 2.102 Cazul III - Valorile extreme ale tensiunilor periculoase



Graficul tensiunilor periculoase prezintă alternanțe de creșteri și scăderi bruște, valoarea maximă la care ajunge tensiunea din grafic este de 400 MPa (Fig. 2.207).

În cazul tensiunilor tangențiale s-a folosit pentru vizualizare opțiunea Tensors. Tensiunea tangențială minimă care se află în partea dreaptă, la jumătatea corpului, are valoarea $\sigma_{v min} = 0.026$ MPa la elementul finit 3127 (Fig. 2.208).



Fig. 2.104 Cazul III - Valorile extreme ale tensiunilor tangențiale



Fig. 2.105 Cazul III - Graficul tensiunilor periculoase

În cazul tensiunii tangențiale maxime, care se află la elementul 1130, valoarea este de $\sigma_{v max} = 383,229$ MPa (Fig. 2.208).

Graficul pornește de la o tensiune de 50 MPa la elementul 1719 și ajunge la o tensiune tangențială maximă de 370 MPa (Fig. 2.209).

În cazul III, tensiunile normale se situează în jurul deschiderilor circulare (Fig. 2.210).



tensiunilor normale

Fig. 2.107 Cazul III - Graficul tensiunilor normale

Astfel, tensiunea normală minimă de la elementul 536 este $\sigma_{min} = -121,951$ MPa iar tensiunea normală maximă este $\sigma_{max} = 157,055$ MPa și se află la elementul 426 (Fig. 2.210).

Graficul pornește de la o tensiune negativă de -25 MPa la elementul 2338 pentru ca în final să ajungă la o tensiune normală de -76 MPa la elementul 3458 (Fig. 2.211).

În **cazul IV**, s-a studiat un braț pe secțiune longitudinală care prezintă trei deschideri de formă dreptunghiulară ușor rotunjite la colțuri (Fig. 2.212).

La fel ca în cazurile precedente începem prin discretizarea secțiunii studiate (Fig. 2.213).



Fig. 2.108 Cazul IV - Braț cu deschideri dreptunghiulare ușor rotunjite la colțuri



Fig. 2.109 Cazul IV - Discretizarea brațului cu deschideri dreptunghiulare

Tensiunea von Mises maximă se află la un capăt al dreptunghiului, adică la elementul 4718 și este de valoare $\sigma_{v max} = 621,45$ MPa iar cea minimă care se află la capătul încastrării, respectiv la elementul 1115 este de valoare, $\sigma_{v min} = 0,148$ MPa (Fig. 2.214).

Graficul de la cazul IV, are valorile tensiunilor von Mises pozitive (Fig. 2.215).





Fig. 2.110 Cazul IV - Graficul tensiunilor von Mises

Fig. 2.111 Cazul IV - Tensiunile von Mises

Valorile extreme ale tensiunilor periculoase se află în sectiunea dreptunghiulară din mijloc. Astfel, tensiunea periculoasă maximă care se află în elementul 4718 are valoarea de 673,591 MPa iar tensiunea periculoasă minimă care se află la elementul 2945 este de valoare -603,111 MPa (Fig. 2.216).



periculoase



Graficul tensiunilor periculoase începe cu o tensiune nulă la elementul 1112 pentru ca în final graficul să se termine la elementul 4153 la o valoare de 50 MPa (Fig. 2.217), [14].



Fig. 2.114 Cazul IV - Tensiunile tangentiale

Fig. 2.115 Cazul IV - Graficul tensiunilor tangentiale

În cazul IV, tensiunea tangentială maximă care se află la elementul 4718, este de τ_{max} = 329.868 MPa, iar tensiunea tangentială minimă de la elementul 1115 are valoarea $\tau_{min} = 0.084$ MPa (Fig. 2.218).

Valorile tensiunilor tangentiale sunt toate pozitive, de peste 10 MPa (Fig. 2.219).

Tensiunile normale se află în jurul sectiunilor dreptunghiulare, σ_{min} = -138,903 MPa, pe când σ_{max} =150,065 MPa (Fig. 2.220).





Cazul V

Datorită faptului că sunt suspuse la încovoieri mari, brațele macaralelor prezinta de multe ori o geometrie complexa (Fig. 2.222), [15]. Se discretizează jumătatea longitudinală a brațului de macara cu elemente finite de tip CTETRA(10) (Fig. 2.223).

De remarcat este faptul că în cazul V, corpul brațului de macara nu este atât de complex încât să folosim elemente finite de tip HEX sau TET.



Fig. 2.118 Cazul V - Braț specific de macara



Fig. 2.119 Cazul V - Discretizare braț de macara

Valorile extreme ale tensiunilor von Mises sunt plasate în partea în care se află corpul macaralei: $\sigma_{v max} = 1485,170$ MPa la elementul 1209 și $\sigma_{v min} = 7,760$ MPa la elementul 998 (Fig. 2.224).



Fig. 2.120 Cazul V - Valorile extreme ale tensiunilor von Mises



Fig. 2.121 Cazul V - Graficul tensiunilor von Mises

Tensiunile von Mises au valori pozitive care ajung până la 1500MPa (Fig. 2.225).



La elementul 997, adică la îmbinare, se află tensiunea periculoasă maximă în valoare de 1624,88 MPa, iar tensiunea periculoasă cea mai mică, aflată în partea din colţ, în zona opusă îmbinării, se află la elementul 466. Valoarea minimă este negativă, respectiv -1437,80 MPa (Fig. 2.226).

Tensiunile periculoase pornesc de la o valoare negativă de -100 MPa de la elementul 95 ajungând la valoarea de 15 MPa la elementul 1283 (Fig. 2.227).

Tensiunile tangențiale în cazul V sunt prezentate cu opțiunea Tensors, la elementul 1241 τ_{max} =768,177 MPa și la elementul 998 τ_{min} = 4,779 MPa (Fig. 2.228).



Fig. 2.124 Cazul V - Valorile extreme ale tensiunilor tangențiale



Fig. 2.125 Cazul V - Graficul tensiunilor tangențiale

Valorile tensiunilor tangentiale sunt prezentate in graficul de mai sus (Fig. 2.229).

Valorile extreme ale tensiunilor normale în cazul V sunt evidențiate astfel: la elementul 997 σ_{max} = 440,984 MPa și la elementul 1418 σ_{min} = -339,999 MPa (Fig. 2.230).



Fig. 2.126 Cazul V - Valorile extreme ale tensiunilor normale



Graficul tensiunilor normale are doar o singură creștere bruscă la 350 MPa (Fig. 2.231).

2.3.5 Interpretare rezultate cazuri numerice

După studierea cazurilor prezentate am ajuns la concluzia necesitatii realizării unui brat de macara ca cel din imaginea de mai jos (cazul VI) la care s-a efectuat o ultimă discretizare cu comanda Mesh (Fig. 2.233).



Fig. 2.128 Cazul VI - Discretizare brat



Fig. 2.129 Cazul VI - Valori discretizare noi

La ultima discretizare a brațului nou creat au fost utilizate 4424 elemente finite de tip CTETRA(10) (Fig. 2.234).

La ultimul caz, tensiunile von Mises sunt pozitive, tensiunea von Mises maximă care se află la elementul 3400 este $\sigma_{v max} = 323,253$ MPa iar cea minima se află la elementul 3711 este de 0,586 MPa (Fig. 2.235).





Fig. 2.130 Cazul VI - Tensiunile Von Mises



De la elementul 1756, unde tensiunea este puțin peste 160 MPa, graficul scade la 19 MPa, pentru ca în final, la elementul 2871, graficul să indice o valoare de 42 MPa (Fig. 2.236).

Tensiunile periculoase se află pe aceeasi parte a bratului macaralei. Tensiunea maximă periculoasă se află la elementul 2861 și are valoarea 344,813 MPa. Tensiunea periculoasă minimă, care are o valoare negativă de -289,62 MPa, se află la elementul 2849. Desenul a fost realizat cu optiunea Feature (Fig. 2.237), [16].

Graficul pentru cazul VI, porneste de la o valoare de 340 MPa din elementul 785 și ajunge la elementul 2172, la o valoare de sub 10 MPa (Fig. 2.238).



Fig. 2.132 Cazul VI - Tensiuni periculoase

Fig. 2.133 Cazul VI - Graficul tensiunilor periculoase

Page 1 of 1

În ultimul caz prezentarea pentru tensiunile tangențiale este realizată cu opțiunea *Tensors.* Valorile extreme ale tensiunilor tangențiale sunt: $\tau_{min} = 0,328$ MPa corespunde elementului 3410, iar $\tau_{max} = 168,482$ MPa elementului 3400. (Fig. 2.239).



Valorile tensiunilor tangențiale sunt toate pozitive, valoarea maximă din grafic este de 102 MPa (Fig. 2.240).

Valorile tensiunilor normale sunt mai mici în raport cu alte tensiuni, tensiunile normale extreme se află în partea unde brațul este încastrat: în elementul 420 σ_{min} = -54,427 MPa, pe când în elementul 2861 are valoarea de $\sigma_{max} = 87,458$ MPa (Fig. 2.241).



Ultimul grafic porneste de la elementul 356 unde se găseste o valoarea negativă de -50Mpa, după care graficul urcă până la o tensiune normală de 60MPa. În final, valorile tensiunilor normale scad și devin nule pe o porțiune destul de mare din grafic (Fig. 2.242).

După studiul mai multor cazuri de brațe de macarale prezente pe navele de tip AHTS am concluzionat că ultimul caz reprezintă soluția optimă deoarece rezistă cel mai bine diverselor tipuri de solicitări și stresuri prezentând și costuri de producție mai scăzute în comparație cu celelalte tipuri studiate fiind destul de ușor de realizat cu tehnologia actuală.

2.4. STUDIUL PEREȚILOR PENTRU NAVELE DE TIP AHTS

2.4.1 Aspecte generale în calculul pereților laterali ai punții

Primele soluții constructive de pereți laterali erau reprezentate de foi simple de tablă de oțel sudate de punte și între ele, rezistența astfel obținută fiind limitată [1].

Următoarele soluții adoptate în proiectarea pereților laterali au fost bazate pe utilizarea de stâlpi subțiri, pe care s-au sudat foi de tablă. Prin adoptarea acestei soluții s-a creat posibilitatea evacuării apei prin partea inferioară a ansamblului .

2.4.2 Stadiul actual ale pereților laterali la navele AHTS

Barele de protecție de la nivelul punții de operațiuni pot fi simple sau dublate pentru mărirea siguranței marinarilor, a navei, mărfurilor și instalațiilor prezente .

Iată un exemplu de soluție la care au fost dublați pereții laterali formați din bare de protecție și table de oțel (Fig. 2.250).



Fig. 2.138 Pereți dublați

2.4.3 Studii teoretice asupra pereților laterali

Un rol important îl are fenomenul de încovoiere asupra barelor de siguranță și al tablelor care la noi sunt identificate ca plăci plane [5].

Pentru studiul încovoierii la bare se folosesc următoarele ipoteze:

1) Planul vertical xy, denumit și planul forțelor, este un plan de simetrie a barei.

2) Axa x (linie dreaptă) este axa barei nedeformate.

3) Lungimea barei este l iar înălțimea secțiunii barei este h.

4) Se utilizează legea lui Bernoulli.

5) Legea lui Hooke este utilizată la materialul din care este confecționat sistemul de protecție.

2.4.4 Analiza sistemelor de siguranță de la punte

În acest capitol analizăm sistemele de siguranță de la punte cu ajutorul metodei elementelor finite.

Începem cu barele de protecție, acestea reprezintă **cazul I**, cel mai accesibil din punct de vedere al costurilor de fabricație.

Se discretizează bara de protecție, folosind elemente finite tip CTETRA(10) (Fig. 2.261).

Asupra barelor se aplică o presiune doar în a II-a și a III-a parte. Prima parte, adică partea dinspre pupa, este încastrată în partea de jos (Fig. 2.262).



Fig. 2.139 Discretizarea barelor de protecție



Fig. 2.140 Bara de protecție cu presiunea aplicată



Fig. 2.141 Cazul I - Tensiunile tangențiale

La cazul I, avem tensiunile tangențiale: $\tau_{min} = 1,469$ MPa iar $\tau_{max} = 685,669$ MPa. Graficul tensiunilor tangențiale începe de la o tensiune de 10 MPa din elementul 967 și în final ajunge la o valoare de aproape 650 MPa la elementul 2469 (Fig. 2.263).



Fig. 2.142 Cazul I - Tensiunile normale

La cazul I, tensiunile normale extreme sunt: σ_{max} =56,115 MPa în elementul 1809 și σ_{min} = -1012,96 MPa.



Fig. 2.143 Cazul I - Tensiuni periculoase

Graficul tensiunilor normale de la cazul 1 are și valori negative, în ultima parte a graficului valoarea tensiunii normale este $\sigma = -1010$ MPa (Fig. 2.265), [8].

Valorile extreme ale tensiunilor periculoase se află în partea inferioară a sistemului de bare, la elementul 3791 valoarea minimă a tensiunii periculoase este de -1407,18 MPa și la elementul 1809 valoarea maximă a tensiunii periculoase este 278,573 MPa.



Fig. 2.144 Cazul I - Tensiuni octaedrice

Tensiunile octaedrice au toate valori pozitive, a $\sigma_{oct max}$ = 642,404 MPa și se află la elementul 1802, iar $\sigma_{oct min}$ =1,247 MPa și se află la elementul 2820. Graficul începe de la tensiunea octaedrică de valoare 10 MPa și se află de la elementul 655. Valoarea tensiunii octaedrice finale din grafic este de 450 MPa în elementul 455 (Fig. 2.666).



Fig. 2.145 Cazul I - Tensiuni von Mises

La cazul I, tensiunile von Mises au valorile minime în zona a III-a, $\sigma_{v min} = 2646$ MPa la elementul 2820. La elementul 1802 se află valoarea $\sigma_{v max} = 1362.75$ MPa. Graficul începe de la elementul 1074 cu $\sigma_{v} = 590$ MPa și se termină la elementul 3612 cu tensiunea $\sigma_{v} = 925$ MPa (Fig. 2.267).

Cazul II

Acest tip de perete lateral reprezintă soluția la care se apelează cel mai des în cazul navelor de tip AHTS (Fig. 2.269).



Fig. 2.146 Cazul II - Discretizarea peretelui lateral

După discretizarea peretelui de la cazul II, s-au obținut 1380 de elemente finite tip CTETRA(10), (Fig. 2.269). Pe peretele lateral, care este încastrat, se aplică presiuni perpendiculare.



Fig. 2.147 Cazul II - Tensiunile tangențiale

Dacă tensiunea tangențială minimă se află în centrul peretelui lateral, cu o valoare de $\tau_{min} = 5,224$ MPa care se află în elementul 529, atunci tensiunea tangențială maximă care se află la elementul 1112 are valoarea $\tau_{max} = 404,121$ MPa. La grafic se observă că toate tensiunile tangențiale sunt pozitive, cu cea mai mică tensiune tangențială de 26 MPa la elementul 38, iar cea mai mare are o valoare de peste 410 MPa (Fig. 2.271).

Tensiunile normale extreme sunt situate în partea de jos a peretelui lateral: la elementul 667 avem $\sigma_{min} = -173.392$ MPa, iar la elementul 90 avem $\sigma_{max} = 236.975$ MPa (Fig. 2.272).



Fig. 2.148 Cazul II - Tensiunile normale



Fig. 2.149 Cazul II - Tensiunile periculoase

Valorile extreme ale tensiunilor periculoase sunt situate în partea inferioară a peretelui lateral. Valoarea minimă a tensiunii periculoase care se află la elementul 1190 are valoarea de -323.046 MPa, iar valoarea maximă a tensiunii periculoase care este situată în elementul 1112 are valoarea de 737.909 MPa [9].

Din grafic reiese că tensiunile periculoase variază foarte mult cu limite între valorile -110 MPa și 740 MPa (Fig. 2.273).

De altfel la elementele finite unde se află tensiunile periculoase pot apărea fisuri ale peretelui lateral.



Fig. 2.150 Cazul II - Tensiunile octaedrice

Pentru cazul II, tensiunile octaedrice sunt: la elementul 1112 și are valoarea σ_{oct} _{max}=343.336 MPa iar în elementul 529 are valoarea de $\sigma_{oct max}$ =2646 MPa. Deoarece tensiunile variază pe planurile octaedrice, avem o variație a tensiunilor respective între valorile 20 MPa de la elementul 772 și 185 MPa de la elementul 930 (Fig. 2.274).



Fig. 2.151 Cazul II - Tensiunile von Mises

Ca și la tensiunile octaedrice, tensiunile von Mises sunt maxime în partea de jos la elementul 1112, adică $\sigma_{v max}$ =728,326 MPa, iar la elementul 529 se află tensiunea von Mises de valoare $\sigma_{v min}$ =9,271 MPa. Se observă că valorile maxime ale tensiunilor octaedrice, von Mises și ale tensiunilor periculoase se află la elementul 1112, teoria se confirmă și în practică, în această zonă putându-se rupe peretele lateral.

Mai sus, se observă că graficul pornește de la elementul 479 care are valoarea de 100MPa și se termină la elementul 532 care are valoarea puțin peste 100 MPa (Fig. 2.275).

Cazul III

Pentru cazul al III-lea, perete lateral cu bare, am propus o soluție în care am combinat o serie de bare cu peretele lateral. Acest sistem este mai rar utilizat din cauza costurilor ridicate și a complexității sale.

După discretizare în cazul III, s-au obținut 18801 elemente finite de tip CTETRA(10) (Fig. 2.277).



Fig. 2.152 Cazul III - Discretizare și elemente finite



Fig. 2.153 Cazul III - Tensiunile tangențiale

Tensiunea tangențială minimă care se află în prima parte a corpului studiat, adică în elementul 11783, are valoarea $\tau_{min} = 0,304$ MPa, iar valoarea maximă a tensiunii tangențiale este $\tau_{max} = 1353,010$ MPa și se află la elementul 2747. Graficul începe de la elementul 1634 cu o valoare aproape nulă și se termină cu elementul 16266 care are o tensiune normală de 500 MPa (Fig. 2.278).



Fig. 2.154 Cazul III - Tensiunile normale

Valorile extreme pentru tensiunile normale de la cazul III sunt deosebit de mari: la elementul 13656 avem σ_{min} = -9980,95 MPa iar la elementul 14916 σ_{max} =728,326 MPa. De remarcat este faptul că la graficul tensiunilor normale există o scădere bruscă până la -9200 MPa (Fig. 2.279).



Fig. 2.155 Cazul III - Tensiunile periculoase

Tensiunile periculoase se află în partea de jos, valoarea minimă a tensiunilor periculoase din elementul 14390 este de -2806,100 MPa iar valoarea maximă, care este de 399,697 MPa, se află la elementul 7071. Graficul tensiunilor periculoase de la cazul al III-lea pornește de la o valoare nulă în dreptul elementului 1334 pentru ca apoi să aibă numai valori negative până la elementul 2078 (Fig. 2.280).



Fig. 2.156 Cazul III - Tensiunile octaedrice

Pentru tensiunile octaedrice de la cazul III, valoarea maximă este situată în elementul 2747 cu valoarea $\sigma_{oct max}$ =1256,89 MPa, iar valoarea minimă $\sigma_{oct min}$ =0,028 MPa este situată la elementul 11783.

Din grafic se observă că toate valorile tensiunilor octaedrică sunt pozitive, iar valoarea maximă din grafic are valoarea de 1150 MPa și se află în elementul 32741 (Fig. 2.281).



Fig. 2.157 Cazul III - Tensiunile von Mises

Tensiunile von Mises, ca de altfel și tensiunile octaedrice din acest caz, au numai valori pozitive. Astfel că la elementul 11783 se află tensiunea von Mises maximă de valoare $\sigma_{v min}$ =0,059 MPa, iar la elementul 2747 se află tensiunea von Mises de valoare $\sigma_{v max}$ =2666,26 MPa.

Graficul ajunge la o valoare maximă de 1100 MPa la elementul 13420 (Fig. 2.282).

În continuare, s-a încercat optimizarea soluțiilor prezentate în cazurile precedente, nivelul complexității și valoarea ridicată a costurilor de producție nefiind luate în calcul.

În cazul **primul model** s-a optat pentru montarea la fața interioară a unor întăritori, reprezentați în figura de mai sus prin culoarea albastră iar la fața exterioară, s-au montat bare pentru a crește gradul de rezistență la valurile puternice (Fig. 2.285).



Fig. 2.158 Modelul I - Discretizare

La analiza modelului, în urma unei discretizări complexe, au rezultat erori mari de calcul. Mai mult, construirea acestui model ar presupune costuri mari de realizare, atât cu manopera cât si cu materialele necesare.



Fig. 2.159 Modelul I - Import Abaqus

Modelul I a fost realizat în programul NX de la Siemens fiind apoi importat în programul Abaqus (Fig. 2.286).





NUMBER

1148

2580

1

1

6

1

з

310

240

Fig. 2.160 Modelul II - Prezentare în NX Fig. 2.161 Modelul II - Prezentare în Abaqus

Pentru **modelul al II-lea** am propus soluții alternative în cazul întăriturilor de perete. Apoi modelul realizat în NX a fost exportat în Abaqus (Fig. 2.288).



Fig. 2.162 Modelul II - Discretizare

După discretizarea celui de al II-lea model s-au obținut 1148 elemente finite de tip CTETRA(10) (Fig. 2.289).



Fig.2.163 Modelul II - Tensiunile tangențiale

Valorile extreme sunt repartizate astfel: la elementul finit 1015 se află tensiunea normală minimă $\tau_{min} = 0,701$ MPa, iar la elementul finit 63 se află tensiunea normală maximă cu valoarea $\tau_{max} = 399,517$ MPa [10].

În grafic, toate tensiunile tangențiale sunt pozitive, cea mai mică valoare din grafic fiind de 20 MPa și aflându-se la elementul 145 (Fig. 2.290).



Fig. 2.164 Modelul II - Tensiunile normale

Tensiunile normale extreme sunt apropiate între ele. Astfel, la elementul 63 se află tensiunea normală maximă σ_{max} =198,345 MPa iar la elementul 770 tensiunea normală minimă este de σ_{min} =-196,233 MPa. Graficul începe de la elementul 563 cu o tensiune normală de aproape 40 MPa și se termină la elementul 1017 cu o valoare nulă (Fig. 2.291).



Fig. 2.165 Modelul II - Tensiunile periculoase

Tensiunile periculoase se află în partea de jos a corpului peretelui lateral. Astfel, la elementul 770 tensiunea periculoasă are valoarea de -793,764 MPa, iar la elementul 63 se află tensiunea periculoasă maximă de valoare 821,061 MPa. În Fig. 2.292 se observă că acestea au valori de peste 130 MPa.



Fig. 2.166 Modelul II - Tensiunile octaedrice

Toate tensiunile octaedrice de la modelul al II-lea au valori pozitive: în elementul 1015 $\sigma_{oct\ max}=0,575\ MPa$ iar la elementul 63 $\sigma_{oct\ max}=342,753\ MPa$. Intervalul tensiunilor octaedrice din grafic se plasează între valorile de 10 MPa si 190 MPa (Fig. 2.293).



Fig. 2.167 Modelul II - Tensiunile von Mises

Tensiunile von Mises la modelul al II-lea sunt distribuite astfel: la elementul 1015 se află $\sigma_{v min}$ =1,220 MPa iar la elementul 63 se află $\sigma_{v max}$ = 727,090 MPa.

La graficul tensiunilor von Mises intervalul valorilor este mare, adică de la aproape 10MPa până la 700 MPa (Fig. 2.294).

Pentru a aprofunda studiul fenomenelor prezente la modelul al II-lea, am importat fișierul generat cu NX Siemens în Abaqus (Fig. 2.295).



Fig. 2.168 Modelul II - Abaqus

Fig. 2.169 Modelul II - Tensiunile echivalente în Abaqus

Folosind teoria a treia de rezistență sau criteriul Tresca în exploatare, tensiunile normale echivalente în spațiu sunt de forma:

$$\sigma_{ech} = \max \left[\sigma_1 - \sigma_2 \right]; \left| \sigma_2 - \sigma_3 \right]; \left| \sigma_1 - \sigma_3 \right] \le \sigma_a$$
(2.186)

Iar tensiunile normale echivalente în plan sunt de forma:

$$\sigma_{ech} = \max \left\| \sigma_1 |; \left| \sigma_2 \right|; \left| \sigma_1 - \sigma_2 \right| \right| \le \sigma_a$$
(2.187)



Fig. 2.170 Modelul II - Tensiunile principale în Abaqus

Fig. 2.171 Modelul II - Direcțiile principale în Abaqus

Direcțiile tensiunilor principale se numesc direcțiile principale (Fig. 2.298).

În figura de mai jos, tensiunile von Mises maxime se află în partea de jos la fel ca cele din Fig. 2.294 și Fig. 2.299 [11].



Fig. 2.172 Modelul II - Tensiunile von Mises în Abaqus

Pentru ultimul model ne-am gândit să introducem spații libere în corpul peretelui lateral de la puntea de operațiuni.

În urma discretizării celui de-al III-lea model s-au obținut 1074 elemente CTETRA(10) (Fig. 2.301).



Fig. 2.173 Modelul III - Discretizare

Fig. 2.174 Modelul III - Încastrarea și presiunile perpendiculare

După etapa discretizării se asigură o încastrare în partea de jos cu aplicarea unor presiuni perpendiculare (Fig. 2.302).

Pentru această versiune tensiunea tangențială maximă se află la elementul 358 și are valoarea $\tau_{max} = 342,368$ MPa, . Analog, valoarea tensiunii normale minime se află la elementul 540 și este $\tau_{min} = 0,478$ MPa. Graficul pornește de la o valoare de 10 MPa care se află la elementul 462. Toate valorile sunt pozitive, iar graficul se termină la elementul 335 cu o valoare de peste 10 MPa, (Fig. 2.303).



Fig. 2.175 Modelul III - Tensiunile tangențiale

Valorile tensiunilor normale minime și maxime sunt destul de apropiate și au următoarele valori: σ_{min} = -202,448 MPa (elementul 59) și respectiv σ_{max} =207,35 MPa (elementul 1027) (Fig. 2.304).

Dacă valorile maximale din grafic ajung până la aproape 200 MPa, atunci cele minime nu depășesc -10 MPa, ceea ce înseamnă că elementele finite alese din model au tensiuni normale mari (Fig. 2.304).



Fig. 2.176 Modelul III - Tensiunile normale

Tensiunile periculoase se află în partea de jos; tensiunea periculoasă minimă are valoarea de -630,100 MPa la elementul 59, iar la elementul 1027 se află tensiunea periculoasă maximă de valoare 630,726 (Fig. 2.305). De remarcat că valorile de la începutul și sfârșitul graficului sunt de peste 100 MPa (Fig. 2.305), [12].



Fig. 2.177 Modelul III - Tensiunile periculoase

Tensiunea octaedrică minimă la modelul al III-lea este $\sigma_{oct min} = 0,401$ MPa și se află la elementul 565. La același model dar la elementul 358, se află tensiunea octaedrică maximă cu valoarea $\sigma_{oct max} = 287,311$ MPa. Valorile tensiunilor octaedrice pornesc de la o valoare de 10 MPa și ajung până la 230 MPa, ceea ce înseamnă că au fost alese elemente finite cu valori ale tensiunilor octaedrice mari (Fig. 2.306), [13].



Fig. 2.178 Modelul III - Tensiunile octaedrice

După cum se poate observa, tensiunea von Mises minimă se află la elementul 565 și are valoarea de $\sigma_{v min}$ = 0,851 MPa. La marginea spațiului gol din mijlocul modelului se află

tensiunea von Mises maximă în elementul 358 de valoare $\sigma_{v max}$ = 609,479 MPa. Din grafic se observă că valorile tensiunilor von Mises pornesc de la o valoare minimă de 60 MPa ajungând până la valori de aproape 610 MPa (Fig. 2.307).



Fig. 2.179 Modelul III - Tensiunile von Mises

2.4.5 Concluzii

Ne-am propus în această parte studiul celor mai importante modele de sisteme de tractare si siguranță prezente la bordul navelor de tip AHTS, în activitatea lor de asistență a platformelor maritime. Conform rezultatelor studiului, din punct de vedere al rezistenței diferența dintre cele trei modele propuse nu este foarte mare, soluția adoptată depinzând în mare măsură de bugetele alocate costurilor de fabricație și de specificitatea cerințelor rezultate din condițiile de operare a navei.

Ca o variantă interesantă putem propune o soluție cu pereți laterali demontabili, deoarece în funcție de locația și condițiile în care operează nava, se pot folosi diverse elemente și configurații pentru menținerea siguranței și eficienței la bord.

Astfel, la sfârșitul lucrării vom aborda un singur model cu pereți demontabili.

Vom studia doar ultima parte a peretelui demontabil, respectiv zona dinspre pupa, deoarece aceasta este și cea mai supusă la forțe și încovoieri (Fig. 2.308).



Fig. 2.180 Import Abaqus

Zona demontabilă a fost studiată în domeniul elastic [14].

În continuare, în rubrica *Section Assignment Manager*, am ales tipul de material. Acesta a constat într-un aliaj de oțel cu nivelul de rezistență 36, care are limita de curgere de 355N/mm².

Discretizarea pentru această zonă a peretelui a fost realiză cu elemente finite de tip TET.

Metoda elementelor finite este o metodă care oferă rezultate aproximative, dar prezintă avantajul unor costuri reduse.



Fig. 2.181 Discretizare cu elemente finite tip TET

Zona peretelui în programul Abaqus a fost denumită Cosmin - 1 (Fig. 2.312).

In cadrul studiului s-a optat pentru analiza unei singure zone, simetria acestei soluții constructive făcând redundant procesul de analiză pentru cealaltă zonă [15].



Fig. 2.182 Zona de studiu - Tensiunile von Mises

Conform reprezentărilor grafice obținute, tensiunile von Mises maxime se situează la marginea decupărilor, în partea superioară a ultimei zone de studiu (Fig. 2.313).



Fig. 2.183 Zona de studiu - Tensiunile normale principale maxime

Fig. 2.184 Zona de studiu - Tensiunile normale principale minime

Tensiunile normale principale maxime sunt situate la marginea inferioară a celei de a II-a suprafețe decupate (Fig. 2.314) iar valorile tensiunilor normale principale minime sunt prezente în partea superioară a aceleiași zone de studiu (Fig. 2.315).

Presiunile rezultate acționează perpendicular pe suprafața zonei studiate. Astfel, valorile cele mai mici ale acestora sunt situate în partea inferioară, în vreme ce valorile presiunilor maxime se situează în partea superioară.

În concluzie, utilizarea pereților demontabili reprezintă o soluție viabilă, aceștia fiind ușor de instalat la nevoie, costul de producere fiind în același timp scăzut în comparație cu cel al pereților ficși.

Pe viitor, studiul aprofundat asupra utilizării și eficienței pereților demontabili la navele de tip AHTS poate reprezenta o nouă direcție de cercetare.

2.5. ÎNCERCAREA PE STAND A EPRUVETELOR DE TEST LA SCARĂ

2.5.1 Principii teoretice

Încercarea la întindere reprezintă un experiment fundamental în testarea materialelor. El ilustrează elementele general utilizate în evaluarea caracteristicilor de material.

În demersul nostru am ales utilizarea standului hidraulic GUNT WP 310.

Cu ajutorul standului pot fi desfășurate o sumedenie de experimente, cercetătorul familiarizându-se cu următoarele concepte: tensiune de întindere, tensiune, alungire la rupere și reducerea ariei (gâtuirea) după rupere, deformația elastică și plastică, diagrama tensiune-deformație specifică. În acest sens, experimentele desfășurate vor fi de natură cantitativă și calitativă, utilizând ca eșantioane diverse materiale. Din cauza constrângerilor de ordin tehnic, în ceea ce privește dimensiunile echipamentului utilizat, vom efectua încercările pe stand folosind epruvete de test la scara 1:10.

În final, rezultatele astfel obținute vor fi comparate.

2.5.2 Descrierea standului WP310 GUNT - stand hidraulic universal de încercare a materialelor 50KN

Standul are o construcție cu coloane verticale, acționare hidraulică și afișaj direct al forței.

Construcția standului permite atât aplicarea forțelor de întindere, cât și a celor de compresiune, în ambele direcții forța maximă de încărcare fiind de 50kN.

Cilindrul hidraulic cu dublă acțiune este montat deasupra unui cap transversal fix. Tija pistonului acționează asupra traversei superioare. Nivelul traversei inferioare (2) poate fi modificat în trepte, iar înălțimea poate fi stabilită prin intermediul elementelor de fixare, pe coloane.



Fig. 2. 185 Construcția standului

Spațiul de lucru, în care se desfășoară încercările este definit de cele două traverse (inferioară și superioară). Piesa cilindrică de pe traverse permite schimbarea facilă a diferitelor capete de prindere (de exemplu WP 310.05 – "cap de prindere pentru epruvete rotunde și

plate"). Afișajele pentru forță și deplasare, partea hidraulică și subansamblurile de control a sistemului se află în carcasă.

Forța este măsurată cu ajutorul unui senzor plasat în traversa inferioară. Deplasarea este măsurată cu un senzor de tip traductor de poziție situat în traversa superioară. Rezultatele măsurării forței și deplasării sunt redate pe un afișaj digital și pot fi transferate spre calculator printr-o interfață USB.

Deplasarea traversei superioare poate fi controlată apăsând butonul corespunzător. Pentru mișcarea rapidă în ambele direcții, dispozitivul este prevăzut cu un comutator, iar viteza de deplasare și forța maximă pot fi reglate continuu.

2.5.3 Pregătirea și desfășurarea experimentelor

Desfășurarea lucrărilor de încercare pe standul WP 310 GUNT din Laboratorul de Inginerie Mecanică Aplicată al ANMB (Academia Navala "Mircea cel Bătrân") a fost asistată de tehnicianul de laborator Stere Damu.



Foto 2.1 Pregatirea standului pentru măsuratori



Foto 2.2 Calibrare inițială

2.5.4 Operare. Acționare hidraulică

Desfășurarea procesului de operare a presupus următoarele acțiuni:

- verificarea mișcării libere a traversei superioare înainte de prima utilizare;
- scoaterea epruvetei din capetele de prindere;
- punerea în funcțiune a sistemul ("ON") prin acționarea întrerupătorului general;
- pornirea pompei hidraulice ("ON") prin acționarea comutatorului;
- fixarea butonului de reglare a vitezei la valoarea dorită utilizând diagrama;
- fixarea butonului de reglare a forței la valoarea maximă dorită utilizând diagrama.

2.5.5 Măsurarea forței și deplasării

La acest dispozitiv forța și deplasarea sunt afișate digital.

Forța aplicata este afișată cu semn pozitiv în cazul forțelor de întindere.

Valoarea zero a deplasării corespunde celei mai de jos poziții finale a traversei superioare.

Depășirea forței maxim admisibile (±50kN) este indicată printr-un semnal acustic de avertizare.

Valorile măsurate pot fi transferate la un PC prin intermediul unei interfețe USB, disponibile pe partea posterioare a carcasei.

2.5.6 Date tehnice. Variabile și unități de măsură

Dimensiuni	
Lungime x lățime x înălțime	1050x800x2310 mm
Spațiul între traverse și coloane	
Lățime x înălțime	300x925 mm
Masa	320 kg
Conexiuni	
Alimentare electrică:	230VAC/50 Hz
La cererea clientului	min. 10 A
Parametrii constructivi	
Forța maximă de încărcare	50 kN
(semnal acustic la suprasarcină)	
Cursa maximă a pistonului	150mm
Aria pistonului	3436 mm ²
Presiunea maximă în sistemul hidraulic	175bar
Viteza de deplasare, reglabilă	(0425)mm/min
Puterea acționării	0,55 kW
Capacitatea sistemului	61
Tipul uleiului și vâscozitatea	ISO 32



Foto 2.3 Senzor de forță



Foto 2.4 Senzor de deplasare

Senzor de deplasare	
Principiu de măsurare	Potențiometru linear
Domeniu de măsurare	(0150) mm
Afișaje digitale pentru forță și deplasare	
Afişaj	LED, 6-digit,
	14.2mm
Frecvența de măsurare	10/s
Rezoluție	40000 paşi
Dispozitiv de montaj pentru capul de prindere cu bacuri și accesorii	
Cap cilindric de legătură	Ø30 x 40 mm
Bolț de legătură	Ø12 mm

WP 310.01 Dispozitiv pentru măsurarea durității Brinell	
Principiu	Metoda Brinell
Diametrul bilei	10 mm
Forța de apăsare	9,810 kN
WP 310.02 Dispozitiv pentru încercarea la forfecare	
Principiu	Două secțiuni
Diametrul epruvetei	6mm
WP 310.03 Dispozitiv pentru încercarea distructivă la încovoiere	
Distanța între reazeme, reglabilă	50350 mm
Cap de încovoiere, raza	10 mm
Suporți de încovoiere, raza	10 mm

Pentru a defini elementul de analiza general al tezei am folosit figurile 2.200 - 2.220 și am desenat în AutoCAD un model simplificat (Fig. 2.318) realizat pe baza următoarelor ipoteze:

1. în toate cazurile epruvetele de test și secțiunile prezentate în figurile 2.200 - 2.220 au o grosime constantă;

2. solicitările utilizate în analiză se rezumă la încercările simple de tracțiune și încovoiere și la solicitarea compusă a acestora.

Pentru prezentul studiu am adoptat o testare clasica pe standul WP310 GUNT folosind 5 tipuri de epruvete realizate din următoarele materiale: aluminiu, ABS, plexiglas, fibră de sticlă și compozit. Au fost testate succesiv un număr de 20 epruvete pentru validarea rezultatelor simulate in cadrul tezei.

2.5.7. Criterii de similitudine pentru relația model-structură navală

Criteriul de similitudine Froude (Fr) pentru factorul de scară este reprezentat de relația [74], [75], [76], [77]:

$$k_L = \frac{L_n}{L_m} \tag{2.188}$$

Similitudinea vitezei se determină din egalitatea:

$$Fr_m = Fr_n \text{ adică } \frac{v_n^2}{gL_n} = \frac{v_m^2}{gL_m}.$$
(2.189)

De aici:

$$\frac{v_n^2}{v_m^2} = \frac{L_n}{L_m} = k_L \tag{2.190}$$

și rezultă pentru cazul studiat:

$$k_{v} = \frac{v_{n}}{v_{m}} = \sqrt{k_{L}}$$
(2.191)

> Similitudinea timpului se va determina din $k_t = \frac{k_L}{k_n}$ și de aici rezultă:

$$k_t = \frac{t_n}{t_m} = \sqrt{k_L} \tag{2.192}$$

Această relație se va utiliza și pentru scara perioadelor.

Similitudinea frecvenței se va determina ca fiind inversul scării timpului și astfel avem:

$$k_f = \frac{f_n}{f_m} = \frac{1}{k_t} = \frac{1}{5,47}$$
(2.193)

Similitudinea maselor:

$$k_{\Delta} = \frac{\Delta_n}{\Delta_m} = k_L^3 \tag{2.194}$$

> Similitudinea accelerațiilor se va determina din relația $k_a = \frac{k_v}{k_t}$

Deoarece aceste scări au același ordin de mărime rezultă:

$$k_a = {a_n / a_m} = 1$$
 (2.195)

Relația între numerele Reynolds este dată de ecuația:

$$Re_m = k_L^{1,5} \cdot Re_n \tag{2.196}$$

Așadar, se vor utiliza scările realizate cu ajutorul criteriului de similitudine Froude pentru a evita potențialele probleme cauzate de efectele de scară.





Fig. 2.186 Model AutoCAD al epruvetei de test cu dimensiuni în metri



Foto 2.5 Epruvete pentru mașina de încercare GUNT WP310

2.5.9 Validarea modelului prin măsurători și analiza rezultatelor

Conform standardelor în vigoare se definesc următoarele caracteristici mecanice uzuale:

 limita de curgere aparentă Re, care este reprezentată de tensiunea la care alungirea epruvetei se modifică fără ca forța să crească; limita de curgere se calculează ca raport între forța corespunzătoare curgerii, Fc și aria secțiunii transversale inițiale a epruvetei, A₀:

$$Re = Fc / A_0$$
 [MPa]; (2.197)

- **limita de proporționalitate (tehnică) Rp**, care este reprezentată de tensiunea aferentă unei alungiri remanente prescrise. Pentru aliaje de oțel se admite o alungire remanentă de 0,2 %, în acest caz limita de curgere tehnică notându-se cu Rp0,2;
- **rezistența la rupere Rm**, care este definită de raportul între forța maximă și aria secțiunii transversale inițiale a epruvetei:

$$Rm = Fmax / A_0 [MPa];$$
(2.198)

- alungirea la rupere An, dată de relația:
An =
$$100 (Lu - L_0) / L_0$$
 [%],

în care: L_0 este lungimea inițială între repere, iar Lu este lungimea ultimă între repere, măsurată după rupere.

Standul WP 310 este dotat cu un soft care trasează automat curbele forță - deformație și efort - deformație. Graficele trasate de cercetător vor avea la bază citirea a minimum 10 puncte de pe diagramă și completarea tabelului de mai jos pentru fiecare încercare, așa cum rezultă din figura de mai jos.



Foto 2.6 Testarea materialelor și afișarea valorilor măsurate instantaneu pe standul WP310

Material	Test 1 [kN]	Test 2 [kN]	Test 3 [kN]	Test 4 [kN]	Test 5 [kN]	Valoare medie [kN]
Aluminiu	1.10	1.12	1.14	1.08	1.06	1.10
Compozit	0.90	1.05	1.05	1.02	0.98	1.00
Fibră de sticlă	1.2	1.15	1.25	1.05	1.10	1.15
ABS	1.41	1.42	1.40	1.41	1.41	1.41
Plexiglas	1.40	1.38	1.40	1.41	1.41	1.40

Tabel 2.1 Valori rupere epruvete de test

CAPITOLUL 3 CONCLUZII

3.1 CONCLUZII GENERALE

Cercetările efectuate în cadrul acestei lucrări s-au axat pe studiul unei serii de elemente caracteristice navelor de tip AHTS, elemente ce țin atât de domeniul siguranței în operare cât și de cel al fiabilității și eficienței. Datele prezentate alcătuiesc o imagine complexă privind utilizarea aplicațiilor de tip Siemens NX și Abaqus la studiul acestui tip de nave.

Teza a fost structurată în trei capitole, o introducere explicativă în care sunt incluse obiectivele, structura și caracterul multidisciplinar, conținutul lucrării care prezintă analiza tensiunilor, în ultima parte rămânând concluziile și contribuțiile personale.

Rezultatele tezei au fost diseminate în diverse articole și publicații științifice, fiind de asemenea prezentate în cadrul unor manifestări de prestigiu din domeniul tehnic.

3.2 CONCLUZII ORIGINALE

Construcțiile inginerești au reprezentat o resursă importantă pentru dezvoltarea societății așa cum o știm noi astăzi. Dezvoltarea continuă a acestor construcții, căutarea de moduri noi de studiu și analiză, reprezintă o condiție esențială în asigurarea evoluției perpetue a noilor tehnologii și aplicarea acestora în provocările de zi cu zi.

Actuala teză și-a concentrat studiul asupra unui domeniu mai puțin abordat anterior, și anume acela al navelor AHTS, de optimizarea și eficientizarea instalațiilor specifice aflate la bordul acestora depinzând într-o măsură considerabilă buna desfășurare a industriei extractoare de hidrocarburi maritime.

În urma cercetărilor efectuate utilizând aspecte teoretice, simulări numerice și validări prin metode experimentale, au rezultat următoarele concluzii punctuale:

- Cel mai stabil tambur este cel din cazul al doilea, de formă constructivă cu secțiune inelară a tamburului, cu obligativitatea ca la mentenanța instalațiilor de tracțiune să se verifice cu ajutorul aparatului ultrasonic, cu mare atenție, îmbinarea axului cu discul. În această îmbinare există riscul apariției unor tensiuni interne care, din cauza solicitării de răsucire și încovoiere la care este supus tamburul, să ducă la deformarea plastică a acestuia sau chiar la ruperea axului. Ca formă constructivă este cea mai simplă și cel mai puțin costisitor de realizat și schimbat în cazul apariției fisurilor, deformărilor sau chiar a ruperii.
- Conform studiului efectuat rezultă că punțile operaționale au o siguranță sporită atâta timp cât nivelul de elemente transversale și longitudinale au o poziționare și un număr aferent eșantionajului rezultat din calculele de proiectare.
- În ceea ce privește brațele de macarale prezente pe navele de tip AHTS, în urma studiului multiplelor soluții propuse, rezultă că ultimul caz reprezintă soluția optimă, deoarece rezistă cel mai bine diverselor tipuri de solicitări la care este supusă nava (ex. furtuni, mișcări de ruliu și tangaj, etc.). Mai mult, acest tip de braț prezintă și costuri de producție mai scăzute în comparație cu celelalte tipuri studiate.

- Din punct de vedere al rezistenței pereților laterali, diferența dintre cele trei modele propuse nu este substanțială, soluția adoptată depinzând în mare măsură de bugetele alocate costurilor de fabricație și de specificitatea cerințelor rezultate din condițiile de operare a navei. Utilizarea pereților demontabili reprezintă o soluție viabilă, aceștia fiind ușor de instalat la nevoie, costul de producție fiind în același timp scăzut în comparație cu cel al pereților ficși. Pe viitor, studiul aprofundat asupra utilizării și eficienței pereților demontabili la navele de tip AHTS poate reprezenta o nouă direcție de cercetare.
- În ceea ce privește partea practică a tezei, rezultatele de test pe mașina GUNT WP310 sunt apropiate ca valoare de cele din simulările numerice, acest lucru validând rezultatele numerice obținute cu ajutorul software-lui Siemens NX 12. Opțional, se pot identifica oportunități și se pot găsi noi soluții constructive pentru viitoarele proiecte de nave AHTS prin metodele de cercetare utilizate în această lucrare. Pe baza rezultatelor validate în Laboratorul de Inginerie Mecanică Aplicată se pot analiza orice alte situații operaționale la navele de tip AHTS.

CAPITOLUL 4 CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII DE CERCETARE VIITOARE

4.1.CONTRIBUȚII PERSONALE

În continuare vom enumera câteva din elementele reprezentative cuprinse în această lucrare, elemente ce reprezintă contribuțiile personale efectuate:

- 1. Pe baza literaturii de specialitate am realizat documentarea privind stadiul actual al navelor tip AHTS, cât și un scurt istoric al acestora.
- Modelarea unei nave tip AHTS model vechi în programul NX Siemens (Fig. 4.1.), acesta fiind şi baza tuturor simulărilor numerice din cadrul acestei lucrări. Toate simulările numerice au fost realizare cu ajutorul programului NX Nastran/Siemens dar şi cu ajutorul programului Abaqus în cazurile foarte complexe de modele 3D-FEM.
- 3. Pentru transpunerea tensiunilor apărute în cadrul diverselor operațiuni la bordul navei în timpul exploatării, prima etapă este reprezentată de analizarea tensiunilor la tamburul principal al navei de tip AHTS. Astfel am realizat modele 3D pentru simulările unor cazuri constructive de tamburi. Analizele realizate asupra tamburului prezintă rezultatele obținute în mai multe situații pentru solicitările de răsucire şi încovoiere. Pentru studiul comparativ al tamburilor am folosit următoarele tipuri de modele: tambur cu corpul de secțiune circulară (fig. 2.28), tambur cu corpul de secțiune inelară (fig. 2.31), tambur cu o versiune alternativă a discurilor acestuia (fig.2.36), tambur cu o formă hiperbolică a corpului (fig. 2.39), o soluție constructivă cu tamburul îngust (fig. 2.44) şi ultimul caz o soluție constructivă cu tamburul îngust dar cu secțiune inelară (fig. 2.49 50).
- 4. Următorul punct reprezentativ al lucrării este realizarea studiilor asupra punții operationale a navei, analizând-se astfel comportamentul acesteia sub actiunea diverselor forțe generate de prezenta mărfii și a ansamblelor la bordul navei. Pentru acest punct am propus mai multe variante constructive după cum urmează: o jumătate de punte operațională cu structură longitudinală la capătul reprezentând planul diametral, întreaga punte operațională cu structura elementului longitudinal reprezentată în planul diametral, întreaga punte din al doilea model la care am adăugat un element tip guseu transversal de o parte și de alta a elementului longitudinalul. Al patrulea tip de model este caracterizat de cresterea numărului de gusee față de cel prezentat anterior. Penultimul model propus pentru analiză a fost o punte cu un element longitudinal și trei elemente transversale de rezistență cu prevederea de găuri de ușurare. Ultima soluție, care este și cea mai complexă, este reprezentată de un model 3D-FEM, respectiv de o punte cu trei elemente longitudinale, unul principal reprezentat în planul diametral și două simetrice în fiecare bord precum și patru elemente transversale de osatură cu dispunere de găuri de uşurare. Studiul tensiunilor primelor cinci modele a fost realizat cu ajutorul programului NX Siemens, în vreme ce ultimul, fiind dedicat unui model mult mai complex, a fost realizat cu ajutorul programului Abaqus.
- 5. Un alt punct este reprezentat de optimizarea macaralelor pentru navele tip AHTS. Pentru aceste echipamente s-au încercat diferite modele constructive acestea fiind analizate de asemenea cu ajutorul programului NX Siemens. In primele variante

propuse spre studiu s-au folosit pe rând profile tip țeavă cu secțiune pătrată, respectiv dreptunghiulară. Al treilea și al patrulea caz propun inserarea unor decupări de ușurare circulare, respectiv dreptunghiulare, pe întreaga lungime a brațului studiat în cel de-al doilea caz. Ultimele două cazuri propun o geometrie complexă cu o secțiune longitudinală specifică brațelor de macarale, ultimul caz propunând și decupări de ușurare bordurate pentru reducerea greutății brațului de macara dar si pentru asigurarea unei mai bune rezistențe a corpului acestuia.

- 6. Un alt aspect tratat în lucrare este reprezentat de calculul pereților laterali sau al bordajului. În acest caz am recurs la o simplificare a modelului utilizând structuri de tip bară.
- 7. In plus s-a procedat la calculul rezistenței structurilor care asigură siguranța la nivelul punții de operațiuni, respectiv a barelor de protecție. Pentru modelul acestor bare s-au propus mai multe variante constructive cum ar fi: deschisă (fig. 2.262), închisă (fig. 2.268), sau combinată (fig.2.276). Varianta constructivă cea mai favorabilă a fost ultima prezentată în cadrul subcapitolului respectiv și anume modelul cu bare montate pe fața exterioară (fig. 2.283 284).
- 8. Pentru o comparație a materialelor folosite în construcțiile navale, în cadrul laboratorului de Inginerie Mecanică Aplicată din cadrul Academiei Navale "Mircea cel Bătrân", am realizat experimente pe epruvete realizate din diverse materiale pentru determinarea comportamentelor și tensiunilor apărute la nivelul acestora. În cadrul acestui capitol s-au studiat tensiunile asupra epruvetelor, alungirea la rupere și deformațiile, toate acestea făcând posibilă compararea rezultatelor obținute pe stand cu cele din cadrul simulărilor numerice.
- 9. Cercetările efectuate în cadrul tezei au stat la baza realizării a numeroase articole științifice prezentate în cadrul conferințelor naționale și internaționale.

4.2. PERSPECTIVE DE DEZVOLTARE ULTERIOARĂ

În viitor, informațiile rezultate din cercetările efectuate în această teză pot sta la baza unor demersuri de optimizare, dintre care putem enumera:

- 1. analiza NX a solicitărilor pentru alte modele de nave și instalații;
- 2. elaborarea a noi teorii și modele de calcul atât pentru testare cât și pentru validare;
- 3. realizarea calculului tensiunilor pentru orice situații de încărcare la bordul navelor AHTS.
- 4. identificarea tensiunilor tangențiale maxime.
- 5. calculul tensiunilor periculoase.
- 6. pe viitor ne propunem studiul soluției tamburului mobil în cazurile operaționale întâlnite la bordul navelor AHTS dar și evaluarea oportunității instalării acestuia pe alte tipuri nave.
- 7. generarea de modele noi de studiu cu ajutorul NX Siemens pentru alte instalații, evaluarea și validarea prin aceeași procedură de laborator.
- 8. identificarea de materiale noi pentru industria navală și dezvoltarea de noi prototipuri.
- 9. de asemenea, pe baza lucrării de față, ne propunem şi calculul solicitărilor pentru o navă în valuri cvasi-statice echivalente de întâlnire – urmărire pentru modelul de grindă echivalentă şi pentru modelul 3D-FEM dar şi capabilitățile de navigație ale navei, cu propunerea unor combinații pentru diferitele tipuri constructive de tamburi, macarale şi bordaj dintre cele prezentate în lucrarea de față.

BIBLIOGRAFIE

- 1. *D.R. Mocanu, ş.a.*, Încercarea materialelor, volumul 1, Încercări distructive alemetalelor, Editura Tehnică, București, 1982.
- 2. *N. Posea, ş.a.*, Îndrumar de laborator la rezistența materialelor, Institutul de Petrol și Gaze, Ploiești, 1983.
- 3. *I. Deutsch, T. Neamțu*, Lucrări de laborator la rezistența materialelor, Litografia Universității din Brașov, Ediția a V-a, 1975.
- 4. *Gh. Buzdugan, M. Blumenfeld, Gh. Rusiu*, Rezistența materialelor. Îndrumar pentru lucrări de laborator, Ediția a V-a, Institutul Politehnic București, 1984.
- 5. I. Hajdu, Lucrări de laborator de rezistența materialelor, Institutul Politehnic Timișoara, 1966.
- 6. N. Posea, Rezistența materialelor, Editura didactică și Pedagogică București, 1979.
- 7. *N. Posea*, M. Pricop, Structuri elastice. Elemente de teoria elasticității. Vibrații mecanice, Editura Ex Ponto, 2001.
- 8. N. Posea, Calculul dinamic al structurilor, Editura Tehnică, București, 1991.
- 9. M. Pricop. N. Posea, Rezistența materialelor, Editura AGIR, 2010.
- 10. Gipson V., The history of the supply ship, Ed. Ships and oil, 2007.
- 11. Hancox, M., Anchor handling, Oilfield Seamanship, 1996.
- 12. Stan L., Mașini navale, Ed. Nautica, 2010.
- 13. Hancox, M., Supply ship operations, Oilfield Seamanship, 1991.
- 14. Jimbu, A., Instalații navale de bord, Ed. Tehnnică, București, 1986.
- 15. Cupșa, O., Sisteme integrate de transport, Ed. Ceronav, Constanța, 2012.
- 16. Maier, V., Statica navei, Ed. Tehnică, București, 1985.
- 17. Posea Nicolae, Rezistența materialelor, Ed.Didactică și Pedagogică, București, 1979.
- 18. Modiga, M., Statica structurilor de nave, vol. 1, Ed. Academica, Galați, 2005.
- 19. Buzdugan, Ghe., Rezistența materialelor. Culegere de probleme, ediția a V-a, Ed. Didactică și Pedagogică, București,1963.
- 20. Kumbetlian, G., Rezistența materialelor, Vol. 1, IMC, 1991.
- 21. Calimanescu, I., Computer aided design of mechanisms, Ed. Nautica, Constanta, 2013.
- 22. Năstasescu, V., Rezistența Materialelor Solicitări simple, Ed. Academia Tehnică Militară, București, 2002.
- 23. Pastramă, Șt., Aplicații în rezistența materialelor, Ed OID-ICM, București, 1994.
- 24. Tudose, I., Noțiuni privind calculul de rezistență al corpurilor deformabile, IPB, București, 1995.
- 25. *Shibu, G., Devendiran. S.*, Analysis of a three layered straight wire rope strand using finite element method, WCE, Vol. III, London, UK, 2011.
- 26. *Faltisen, O.*, Sea loads on ships and offshore structures, Cambridge University Press, Cambridge, U.K., 1990.
- 27. *Erikstad, S., Levander, K.*, System Based Design of Offshore Support Vessels, The 11th International Marine Design Conference, Glasgow, UK, 2012.
- 28. *Kaschhnawaha*, *P.*, Numerical Study of Self-Propulsion and Manoeuvring Characteristics of 90 t AHTS Vessel, International Conference of Computational and Experimental Marine Hydrodinamics, MARHY, 2014, Chennai, India.
- 29. Bovens, N., Anchor handling simulation, Marine Operations Specialty Symposium, pp. 57-69, 2008.
- 30. Augusto, B., Andrade, L., Anchor deployment for deep water floating offshore equipments, Ocean engineering, Vol. 30, No. 5, pp. 611-624, 2003.
- 31. *Tripa, P., Hluscu*, M., Rezistența materialelor. Noțiuni fundamentale și aplicații, Ed. Mirton, Timișoara, 2006.
- 32. Buzdugan, Ghe., Rezistența materialelor, ediția IX-a revizuită, Ed. Tehnică, București, 1970.
- 33. *Scurtu, C., Axinte, T.*, Metode și modele moderne de simulare utilizate în ingineria transporturilor, Ed. Academiei "Mircea cel Bătrân", Constanța, 2018.

- 34. *Stanca, C., Axinte, T., Cazacu, M.*, Metoda elementelor finite îndrumar pentru laborator, Editura Nautica, Constanța, 2017.
- 35. *Gaspar, H., Ross, A.*, Handling Complexity Aspects in Conceptual Ship Design, Maritime Design Conference, Glasgow, UK, 2012.
- 36. *Oleszewski, H., Ghaemi*, M., New Concept of Numerical Ship Motion Modelling for Total Ship Operability Ananlysis by Integrating Ship and Environment Under One Overall System, Polish Maritime Research no.25, pp. 36-41, ISSN 1233-2585, Gdansk, Poland, 2018.
- 37. Schellin, T., Kaufman, J., Assessing the Dynamic Stability of an Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2012.
- 38. *Guangming, F., Gurova, T., Lourenco, M., Estefan, S.*, Numerical and Experimental Studies of Residual Stresses in Multipass Welding of High Strength Shipbulbing Steel, Journal of Ship Research, Vol. 59, No. 3, pp. 133-144, 2015.
- 39. *Faltinsen O.M.*, Sea Loads on ships and offshore, Cambridge University Press, ISBN 0-521-458706, 1999.
- 40. *Obreja D.*, Concepte și metode de analiză a performanțelor de navigație, Editura Didactică și Pedagogică, Bucurști, 2005, ISBN 973-30-1401-X
- 41. Order, S., Force, W., On, E., & Platform, S. (2014). © I A E M E SECOND ORDER WAVE FORCE EFFECTS ON A SEMI-, 8–22.
- 42. Rocard Y., L'Instabilite En Mecanique, Editura Masson et Cie-Paris, 1954
- 43. *Paidoussis Michael*, Fluid-Structure Interactions Slender structures and axial flow, Volume1, Academic Press, 1998, ISBN 0-12-544360-9.
- 44. Pedersen, E. A. (2012). Motion analysis of Semisubmersible, (June, 2012)
- 45. Pierre le Tirant, offshore Pile Design, Agema, 1992, ISBN 2-7108-0514-2
- 46. Pitulice D., Dinamica construcțiilor marine. Partea I-a : Solicitări, Universitatea din Galați, 1992.
- 47. *Pitulice D.*, Dinamica construcțiilor marine, Partea a II-a: Răspunsul platformelor fixe la solicitările mediului marin, Editura EVRIKA Brăila, 1998, ISBN 973-9499-48-1.
- 48. Pitulice D., Hidrodinamica navelor și structurilor marine, Universitatea din Galați, 1999
- 49. *Plosceanu, Barbu, Craifaleanu, Andrei, Untaroiu, Costin*, Vibratiile sistemelor cu un grad de libertate . Editura Bren , Bucuresti 2001 ISBN: 9738143187
- 50. Posea N., Calculul dinamic al structurilor, Editura Tehnică, București 1992
- 51. Pricop M., Statica si dinamica structurii corpurilor metalice ale navelor. Editura Ex Ponto, Constanta, 2000
- 52. *Pricop M., Oncica V.*, Elemente de statica si dinamica navei, Editura Academiei Navale`Mircea cel Batran`, Constanta, 2003
- 53. *Pricop M*. Note de curs Complemente de Dinamica Navei, Editura Academiei Navale`Mircea cel Bătrân
- 54. *Staicu Stefan*, Mecanica analitica si vibratii. Bucuresti : Editura Matrix Rom, 1998,ISBN 9739390277
- 55. *Ștefanov O., Agape A., Stoenciu, D., & Berescu, C.* (2022). Study of the risk analysis associated with multimodal maritime transport. Technium: Romanian Journal of Applied Sciences and Technology, 4(4), 32–36. https://doi.org/10.47577/technium.v4i4.6568
- 56. *Fratila, C., Axinte, T., Cojocaru, R. C., Berescu, C., & Scurtu, I.* (2020). The study of the lifting mechanism of the crane arm to a barge. Technium: Romanian Journal of Applied Sciences and Technology, 2(1), 91–96. https://doi.org/10.47577/technium.v2i1.47
- 57. *Taposu, Iosif*, Mecanica analitica si vibratii. Teorie si probleme.Bucuresti : Editura Tehnica, 1998, ISBN 9733112747
- 58. *** www.sname.org Society of Naval Architects and Marine Engineers.
- 59. ***www.isope.org International Society of Offshore and Polar Engineers (Annual
- 60. ***www.asce.org American Society of Civil Engineers.
- 61. ***www.eagle.org American Bureau of Shipping (Classification Society).
- 62. ***www.dnv.org Det Norske Veritas (Classification Society).
- 63. *** www.coe.berkeley.edu/issc/ International Ship and Offshore Structures Conference
- 64. ***www. bourbonoffshore.com.
- 65. ***www.siemoffshore.com.
- 66. ***www.rolls-royce.com/products-and-services/marine.

- 67. ***www.maersksupplyservice.com.
- 68. ***www.navaldynamics.com.
- 69. ***www.plm.automation.siemens.com
- 70. ***www.ship-technology.com
- 71. ***www.Plm.automation.siemens.com.
- 72. ***www.marineengineering.com
- 73. ***www.kongsberg.com
- 74. ***http://mh.mec.upt.ro/ftp/Bibliografie%20MH/Mecanica_fluidelor_masini_hidraulice_si_action ari_Curs_2002/CAP5.pdf
- 75. *Timur Chis*, "Contribuții la studiul comportării conductelor flexibile, Editura Ponto, Constanța, 2005
- 76. Ilie Lata teză de doctorat, Ploiești, 2005

77. ***https://imt.uoradea.ro/auo.fmte/files-

- 2006/MECANICA_files/Timur%20Vasile%20Chis%201.pdf
- 78. Burlacu E., Domnișoru L, "Contribuții privind analiza structurii unui doc plutitor la solicitări extreme" Teză de doctorat, Editura Fundației Universitare "Dunărea de Jos", Galați, 2020, ISBN 978-973-627-630-9