

EVALUAREA DURABILITĂȚII COMPONENTELOR HIDROAGREGATELOR

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea *Politehnica* Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

Ing. Niculai Pașca

Conducător științific: Prof.univ.dr.ing Liviu Marșavina
Referenți științifici: Prof.univ.dr. Dan Mihai Constantinescu
CS1.dr.ing. Sebastian Muntean
Prof.univ.dr.ing. Nicolae Faur

Ziua susținerii tezei: 12.02.2014

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|---------------------------------------------|--------------------------------------------|
| 1. Automatică | 9. Inginerie Mecanică |
| 2. Chimie | 10. Știința Calculatoarelor |
| 3. Energetică | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 4. Ingineria Chimică | 12. Ingineria sistemelor |
| 5. Inginerie Civilă | 13. Inginerie energetică |
| 6. Inginerie Electrică | 14. Calculatoare și tehnologia informației |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 15. Ingineria materialelor |
| 8. Inginerie Industrială | 16. Inginerie și Management |

Universitatea Politehnica Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul Școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2014

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității Politehnica Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
Tel./fax 0256 403823
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității mele în cadrul Departamentului Mecanică și Rezistența Materialelor din cadrul Facultății de Mecanică al Universității Politehnica Timișoara.

Mulțumiri deosebite se cuvin conducătorului de doctorat Prof.dr.ing. Liviu Marșavina pentru îndrumarea atentă și sfaturile oferite în decursul elaborării acestei teze, de asemenea domnului CS1 dr. ing. Sebastian Muntean pentru colaborarea și îndrumarea dată de-a lungul perioadei doctorale.

Timișoara, Februarie 2014

Niculai Pașca

Mulțumesc tuturor celor care au fost alături de mine pe parcursul elaborării acestei teze pentru sfaturile utile oferite.

Pașca, Nicolai

Evaluarea durabilității componentelor hidroagregatelor

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 147, Editura Politehnica, 2014, 160 pagini, 154 figuri, 44 tabele.

ISSN:1842-4937

ISBN:978-606-554-786-5

Cuvinte cheie: durabilitate, oboseală, durată de viață, mecanica ruperii, factori de intensitate a tensiunii

Rezumat,

Lucrarea este organizată pe șase capitole și tratează aspecte privind evaluarea duratei de viață a componentelor din hidrocentrale. Ca și principale obiective urmărite se pot număra următoarele:

- Stabilirea unor metodologii de lucru în vederea obținerii duratei de viață a structurilor mecanice în diferite componente hidromecanice;
- Identificarea principalelor cauze și mecanisme de cedare în turbinele hidraulice;
- Analiza numerică a stărilor de tensiune pe componente în condițiile reale de solicitare

CUPRINS

	Pag.
Capitolul I Introducere	7
1.1 Prezentarea temei de doctorat. Obiectivele tezei de doctorat	7
1.2 Justificarea alegerii temei	8
1.3 Analiza cedărilor apărute în exploatare la componentele hidromecanice	12
Capitolul II Stadiul actual privind evaluarea durabilității	16
2.1 Stadiul actual privind evaluarea durabilității la oboseală a componentelor	16
2.2 Teorii de cumulare a degradărilor la oboseală	18
2.2.1 Abordarea bazată pe tensiuni	18
2.2.2 Abordarea bazată pe deformații	18
2.2.3 Abordarea bazată pe energie	20
2.2.4 Abordarea bazată pe mecanismele de degradare continue	21
2.3 Abordări privind propagarea fisurilor de oboseală	22
2.4 Factorii care influențează durabilitatea la oboseală	25
2.5 Măsuri preventive împotriva fisurării la oboseală	26
2.6 Concluzii	27
Capitolul III Evaluarea durabilității manivelei unei palete rotorice de tip Kaplan	28
3.1 Introducere	28
3.2 Caracteristici generale	28
3.2.1 Caracterizarea materialului	29
3.2.2 Analiza regimului de funcționare	30
3.3 Analize numerice structurale	34
3.3.1 Determinarea stării de tensiune și deformație pentru geometria inițială	34
3.3.2 Determinarea stării de tensiune și deformație pentru geometria modificată	37
3.4 Calculul duratei de viață la oboseală	39
3.4.1 Considerații teoretice asupra metodei de numărare a ciclurilor utilizând metoda picăturii	39
3.4.2 Analiza durabilității la oboseală utilizând înregistrările cu amplitudine variabilă pentru geometria inițială	41
3.4.3 Analiza durabilității la oboseală utilizând înregistrările cu amplitudine variabilă pentru geometria modificată	46
3.4.4 Analiza durabilității la oboseală pentru geometria inițială prin reducerea forțelor din înregistrare cu 15%	50
3.5 Compararea rezultatelor obținute în urma simulărilor statice respectiv de oboseală pentru cele trei cazuri: geometria inițială, geometria nouă-cu racord modificat, geometria inițială cu reducerea forțelor cu 15%	52
3.6 Concluzii	54
Capitolul IV Analiza cedării și durabilității unui arbore de pompă	55
4.1 Amenajarea hidroenergetică Lotru, Stația de pompare Jidoaia	55
4.1.1 Introducere	55
4.1.2 Stația de Pompare Jidoaia	56

4.1.3	Prezentarea pompei	58
4.2	Materialul folosit la confecționarea arborelui pompei	62
4.3	Analiza ruperii	63
4.3.1	Analiza ruperii arborelui pompei	63
4.3.2	Analiza macroscopică a suprafeței	64
4.4	Evaluarea durabilității arborelui rupt de la unitatea U1	66
4.4.1	Analiza numerică a arborelui	66
4.4.2	Convergența soluției	66
4.4.3	Analiza stării de tensiune și deformație a arborelui	68
4.4.4	Inițierea fisurii de oboseală	70
4.4.5	Propagarea fisurii de oboseală	71
4.5	Evaluarea durabilității arborelui bazată pe diagrama de cedare (FAD)	73
4.6	Predicția duratei de viață pentru arborele unității U2	75
4.7	Evaluarea duratei de viață a arborelui utilizând teoria distanțelor critice (TCD)	76
4.8	Concluzii	83
	Capitolul V Evaluarea integrității și durabilității zonelor paletate din turbinele Francis	84
5.1.	Introducere	84
5.2.	Analiza paletelor de aparat statoric și aparat director	85
5.2.1	Caracteristici generale	85
5.2.2.	Analiza numerică pentru analiza curgerii fluidului	85
5.2.3.	Analiza statică de tensiune și deformație	87
5.3.	Analiza paletelor rotorice ale turbinei de tip Francis	90
5.3.1	Analiza ruperii	92
5.3.2	Analiza materialului	93
5.3.3	Analyze numerice pentru analiza curgerii	109
5.3.4	Analyze numerice structurale	112
5.4	Determinarea factorilor de intensitate a tensiunii și propagarea fisurii în geometria 3D a unei îmbinări de tip T paletă-coroană/inel simplificată	117
5.5	Determinarea factorilor de intensitate a tensiunii și propagarea fisurilor 3D	126
5.5.1	Analiza geometriei de tip T în cazul solicitării la întindere	127
5.5.2	Analiza geometriei de tip T în cazul solicitării la încovoiere	134
5.6	Validarea analitică a variației factorului de intensitate a tensiunii KI de-a lungul frontului fisurii în geometria 3D. Soluția Raju - Newman	139
5.7	Concluzii	141
	Capitolul VI Concluzii și contribuții personale	143
	Bibliografie	146

1. INTRODUCERE

1.1. Prezentarea temei de doctorat. Obiectivele tezei de doctorat.

Evaluarea integrității structurale se bazează pe conceptul "Metoda Tolerării Defectelor" și implică abordări atât experimentale cât și analitico-numerice. Prin măsurători și încercări experimentale se determină încărcările care apar în structurile mecanice ale hidroagregatelor, se realizează o caracterizare detaliată a materialelor structurilor hidromecanice determinându-se parametrii de material necesari în evaluarea duratei de viață. Practic, teza de doctorat utilizează concepte moderne din oboseala materialelor respectiv mecanica ruperii în vederea determinării duratei de viață a unei structuri. Această abordare implică atât simulări numerice de înalt nivel cât și abordări analitice bazate pe teorii noi prezentate în literatura de specialitate.

Se are în vedere analize numerice complexe, de tipul cuplării fluid – structură, adică, din analize numerice specifice de curgere se determină o solicitare reală asupra structurilor mecanice care este utilizată în analiza structurală respectiv în determinarea stării de tensiune în condiții reale de încărcare.

De asemenea în cadrul acestei teze de doctorat se dorește analiza bazată pe concepte moderne din oboseala materialelor și mecanica ruperii și anume pe teorii moderne de evaluare a integrității structurale (diagrame de cedare FAD) respectiv teorii moderne de determinare a duratei de viață (teoria distanțelor critice TCD).

Teza de doctorat prezintă și un caracter multidisciplinar prin legăturile și cunoștințele necesare în vederea determinării duratei de viață și anume, legătura dintre cunoștințele de curgere respectiv simulări numerice pentru curgerea fluidelor în componentele hidroagregatelor și utilizarea acestora în analizele ulterioare, care implică cunoștințe de inginerie mecanică respectiv rezistența materialelor.

Scopul acestei teze este acela de a obține diferite metodologii de abordare a duratei de viață pentru componente hidromecanice. În acest scop vor fi analizate cazuri reale de componente hidromecanice prezente în hidrocentralele din întreaga lume.

După cum se știe din oboseala materialelor respectiv mecanica ruperii durata de viață a unei structuri mecanice este determinată de două perioade esențiale și anume: durata de viață până la inițierea unei fisuri și respectiv durata de viață de propagare a acestei fisuri până la cedare. Aceste elemente sunt prezentate în cadrul acestei teze și anume în cadrul capitolului care tratează aspecte din literatura de specialitate. Însă pentru a determina perioada de propagare a unei fisuri sunt necesare calcule complexe iar în acest scop un capitol din această teză dorește să prezintă o metodologie de obținere a acestei durate de propagare prin prezentarea unui exemplu concret.

Ca și principale obiective urmărite în acest proiect doctoral se pot număra următoarele:

- Stabilirea unor metodologii de lucru în vederea obținerii duratei de viață a structurilor mecanice în diferite componente hidromecanice;
- Identificarea principalelor cauze și mecanisme de cedare în turbinele hidraulice;

- Analiza numerică a stărilor de tensiune pe componente în condițiile reale de solicitare (analiza arborelui unei pompe hidraulice, **analiza de tip fluid structură** pentru paleta de aparat director a unei turbine de tip Francis, respectiv analiza solicitărilor în paletelor rotorice ale turbinelor de tip Francis);
 - Caracterizarea materialelor care sunt utilizate în realizarea turbinelor hidraulice. Această caracterizare realizându-se prin programe experimentale (încercări mecanice statice: tracțiune, respectiv dinamice: oboseală, propagări de fisură, mecanica ruperii, analize macro si microscopice) pentru un tip de oțel utilizat la confecționarea turbinelor hidraulice din România;
 - Determinarea factorilor de intensitate a tensiunii în geometrii 3D;
- Metodologia generală aplicată pentru detrmnarea duratei de viață respectiv analiza componentelor hidroagregatelor este schematizată în următoarea figură:

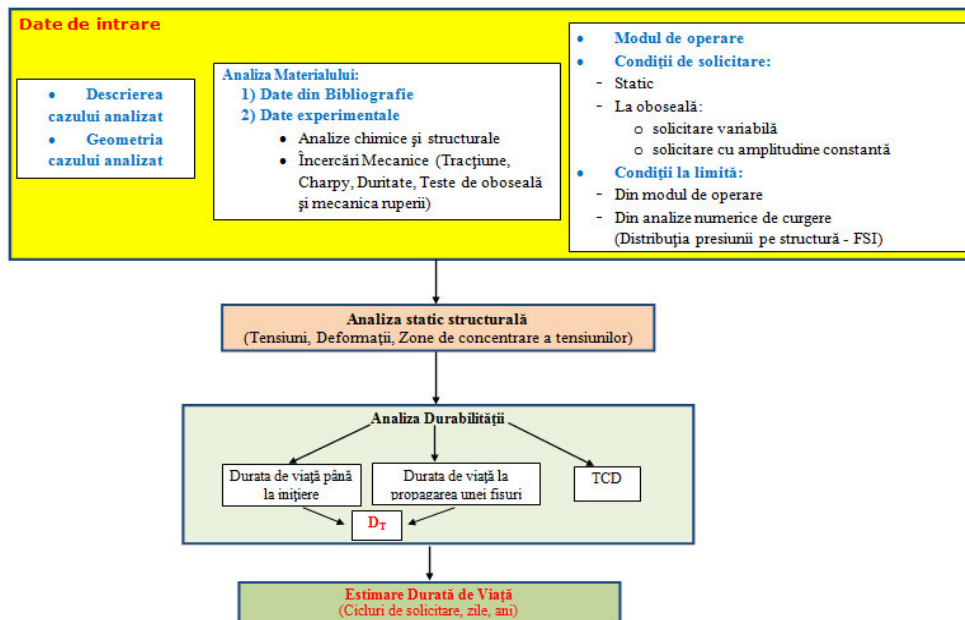


Fig. 1.1 Metodologia generală

1.2. Justificarea alegerii tezei de doctorat

Producerea energiei electrice în centralele hidroelectrice, în centralele termoelectrice și nucleare-electrice stă la baza consumului de energie electrică. La nivelul anului 2012, în România, structura producției de energiei electrice a fost cea prezentată în fig.1.2.

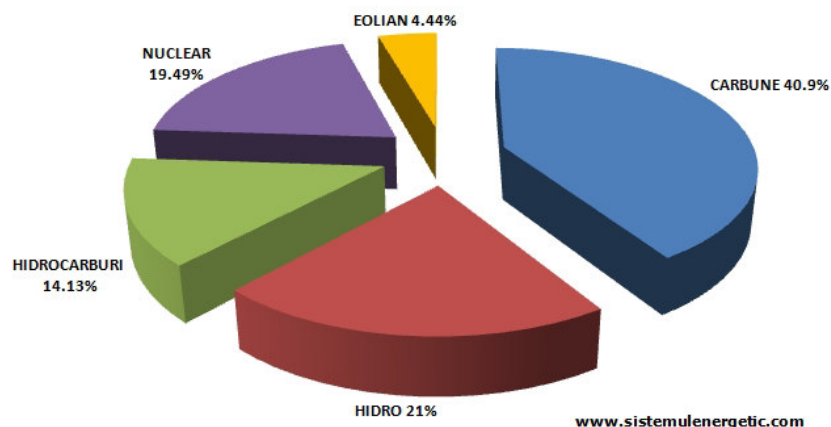


Fig. 1.2 Producția energiei electrice în România în anul 2012

După cum se poate observa din figura 1.2 la nivelul anului 2012 energia hidro avea o pondere de 21% din totalul energie produse din țara noastră. La nivel mondial în figura 1.3 producția energie electrice în anul 2011 arată astfel:

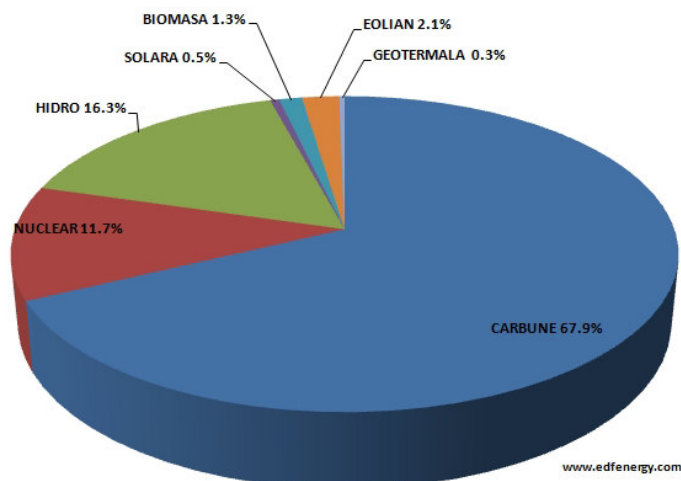


Fig.1.3 Producția energie electrice la nivel mondial 2011

După cum se poate observa în ambele figuri un rol important în producția energiei electrice o constituie energia hidro.

La nivelul anului 2009, Hidroelectrică administra 291 de unități, în centrale hidroelectrice cu o putere instalată >4MW și 5 stații de pompare, însumând o putere instalată totală de 6423 MW. Energia electrică furnizată de către Hidroelectrică în sistemul energetic național a fost de 15516 GWh, asigurând și aprox. 80% din totalul serviciilor tehnologice de sistem. Obiectivele generale ale strategiei de dezvoltare a potențialului hidroenergetic prevăd:

- construirea de noi capacități de producție pentru creșterea utilizării potențialului hidroenergetic de la 50% în 2005 la aprox. 70% la nivelul anului 2025;
- creșterea siguranței în exploatare și aducerea unităților operaționale de producție la parametri de eficiență corespunzători pe plan mondial;

10 Introducere

- atragerea capitalului privat în finanțarea proiectelor de dezvoltare și rețehnologizare;
- privatizarea prin vânzarea de microhidrocentrale.

Energia hidrolică reprezintă energia celui mai răspândit purtător de pe glob apă, sau mai direct este energia cursurilor de apă, datorată radiației solare, convecției scoarței terestre, fenomenelor fizice de evaporare și condens și forței gravitaționale, Baya (1999). O serie de caracteristici impun utilizarea energiei hidrolice:

- energia hidrolică este regenerabilă prin circuitul apei în natură și astfel devine inepuizabilă;
- amenajările hidroenergetice au o durată mare de funcționare și cheltuieli de producție reduse;
- transformând energia hidrolică în energie electrică, amenajările hidroenergetice asigură și o serie de alte servicii (alimentări cu apă, irigații, navigație, regularizări ale cursurilor apelor);
- randamente ridicate și flexibilitate mare în exploatare asigurând preluarea variațiilor de sarcină impuse de consumatori;
- producerea energiei hidroelectrice are un impact ecologic redus asupra mediului.

Centrala hidroelectrică este parte componentă a amenajării hidroelectrice. În interiorul acesteia, prin intermediul mașinilor de forță (mașini hidrolice și mașini electrice), a instalațiilor electrice (bare capsulate, transformatoare, stații de distribuție), a echipamentelor mecanice (sistem de reglare automată, sistem de răcire al generatorului) și a echipamentelor auxiliare, se transformă energia hidrolică a apei din amenajare în energie electrică, Baya (1999).

Echipamentul mecanic principal al centralei hidroelectrice este reprezentat de mașina hidrolică (turbina hidrolică, respectiv mașina hidrolică reversibilă, denumită și turbină-pompă), care asigură transformarea energiei hidrolice în energie mecanică și invers. După sensul transformării energetice, mașinile hidrolice se clasifică în:

- generatoarele hidrolice (pompele și ventilatoarele), care transformă energia mecanică în energie hidrolică;
- motoarele hidrolice (turbinele hidrolice, motoarele liniare, rotative sau oscilante), care transformă energia hidrolică în energie mecanică;
- transformatoarele hidrolice, care schimbă doar parametrii unui anumit tip de energie (mecanică sau hidrolică).

După felul în care circulă fluidul în interior, mașinile hidrolice se clasifică după cum urmează:

- turbomașini (turbine hidrolice, pompe centrifuge sau axiale), la care între secțiunile de intrare și ieșire există un curent continuu, transferul energetic realizându-se prin intermediul unui rotor cu palete profilate, scufundat complet în lichid;
- mașini volumice (motoare liniare, pompe cu piston, cu roți dințate sau cu palete culisante), la care între secțiunile de intrare și ieșire se deplasează volume determinate de lichid.

Principalele tipuri constructive de turbine hidrolice utilizate de tehnica modernă sunt: turbina Pelton, turbina Francis, turbina Kaplan și turbina Bulb. Domeniile de utilizare ale acestora sunt în funcție de căderea H [m] și turația specifică n_s [-].

Majoritatea centralelor hidroelectrice au fost proiectate cu mulți ani în urmă, aproximativ 38% au o vechime mai mare de 25 ani, 48% au o vechime

cuprinsă între 15 și 25 de ani, restul de 14% au o vechime de până la 15 ani. Depășirea perioadei de exploatare pentru care au fost proiectate și modificarea cerințelor din piața de energie, sunt principalele cauze ale cedărilor din structurile mecanice cum ar fi:

- fisurarea și/sau ruperea paletelor rotorului;
- fisurarea arborilor;
- eroziuni și distrugerii cavitaționale.

După cum se știe una din componentele critice ale unei turbine este rotorul acesteia, a cărei proiectare depinde în mare măsură de cădere și debitul disponibil. Turbinele de tip Francis sunt cele mai utilizate în România, prezente aproape pe toate cursurile de apă importante (Siret, Bistrița, Cerna, Lotru).

Paletele de turbină hidraulică operează într-un domeniu pulsant cu multe vibrații, datorată presiunii exercitate de apă asupra structurii fizice Susan-Resiga (2010). Degradările apărute la oboseala acumulată în timpul operării, constituie un mecanism principal de degradare care, eventual, conduce la inițierea și creșterea fisurii în componentele hidroagregatelor.

În condițiile acestor încărcări, după Huth (2005), mecanismul de cedare este o combinație între oboseala în domeniul durabilităților mici (Low Cycle Fatigue) dată de ciclul operațional pornire-oprire și oboseala în domeniul durabilităților mari (High Cycle Fatigue) produse de fluctuațiile încărcărilor hidraulice. Cedarea structurilor la solicitări variabile se produce, în general în zonele concentratorilor de tensiune, zonele sensibile pentru rotorul unei turbine Francis fiind reprezentate de îmbinările sudate dintre palete și coroană. Fisurile inițiate în aceste zone, din defectele de fabricație (pori, incluziuni, discontinuități), și propagate în ciclul pornire-oprire (ciclul LCF) ating dimensiuni critice atunci când variația factorului de intensitate a tensiunii ΔK determinată de fluctuațiile sarcinii hidraulice depășește valoarea de prag ΔK_{th} . Dacă se presupune că fisura se propagă la o solicitare variabilă cu amplitudinea tensiunii constantă, dar egală cu cea din zonele de concentrare a tensiunilor corespunzătoare joncțiunii paletă-coroană (respectiv inel), se obține o estimare conservativă a duratei de viață. O estimare mult mai exactă se obține considerând că fisura se propagă într-un câmp de tensiune real.

În această ipoteză, determinarea stării de tensiune și a coeficienților de concentrare a tensiunilor K_t în joncțiunea paletă-coroană (respectiv inel) reprezintă primul deziderat major al temei de cercetare. Analiza stării de tensiune într-o structură complexă, cum este cea reprezentată de rotorul unei turbine hidraulice, este frecvent realizată pe modele simplificat: Saeed (2009) utilizează o grindă curbă pentru modelarea paletelor unei turbine Francis, iar Carpinteri (2005) o îmbinare în formă de T pentru a modela îmbinarea sudată paletă -coroană (sau inel). Analiza stării de tensiune, renunțând la aceste simplificări, se poate realiza doar utilizând metoda elementului finit, pe baza interacțiunii fluid-structură. Analiza numerică are drept scop identificarea zonelor sensibile la efectul de concentrare a tensiunilor, calculul coeficienților de concentrare a tensiunilor K_t .

Orice cedare sau perturbație care oprește turbina va provoca indisponibilitatea unității în afară de cazul când sistemul implică mai multe turbine. Costul opririi este de ordinul sutelor de mii de €/zi și timpul de reparare tinde să fie semnificativ mai mare, deoarece se elaborează o nouă tehnologie de reparare, se fac încercările necesare înainte de repunerea în funcțiune etc. Opririle pot fi tipic de la 1 la 4 săptămâni până la 3 luni în scenariul cel mai rău. Toate aceste fapte conduc la valori foarte înalte pe latura consecinței.

În funcție de rezultatele Inspecției/Examinării Nedistructive (NDI/NDE), evaluarea duratei de viață restante se poate baza pe un criteriu de inițiere a fisurii

sau pe unul de creștere/propagare a fisurii folosind conceptele oboselii materialelor respectiv mecanicii ruperii. Oboseala materialelor și mecanica ruperii dă o metodologie cuprinzătoare, de aplicare pentru predicția potențialului de rupere în componente și respectiv prezicerea dezvoltării în timp a fisurii.

Prin compararea valorii critice cu rezultatele examinării NDT, și incluzând viteza de creștere a fisurii, poate fi calculat intervalul de operare sigură al componentei.

În aceste condiții, evaluarea integrității, determinarea duratei de viață rămasă și analiza ruperii structurilor mecanice ale turbinelor reprezintă problema principală în mentenanța acestora și, în egală măsură, reprezintă fundamentul viitoarelor re tehnologizări, și consider că tema de doctorat aleasă poate să aprofundeze unele aspecte noi în această problematică.

1.3. Analiza cedărilor apărute la structurile hidromecanice

Eficiența, fiabilitatea și mentenanța mașinilor hidraulice sunt foarte importante pentru economia și siguranța în exploatare a centralelor hidroelectrice. În acest context, investigarea incidentelor apărute în structurile mecanice ale hidroagregatelor, cu determinarea cauzelor care le-au produs și stabilirea unor programe de mentenanță adecvate sunt esențiale pentru buna funcționare a unei centrale hidroelectrice. Incidentele raportate în literatura de specialitate se referă cu precădere la elementele de legătură și fixare (șuruburi, buloane, bolțuri, etc.), rotoarele și arborii turbinelor hidraulice.

În lucrarea lui Brekke (2010), o atenție trebuie acordată elementelor de legătură și fixare (șuruburi, bolțuri, buloane) expuse la solicitări variabile. Brekke (2010) analizează cauzele producerii unor astfel de incidente:

- catastrofa produsă la turbina nr.2 a centralei hidroelectrice de la Shushenskaya (Rusia, 2009). Această hidrocentrală a fost cea mai mare din Rusia și a șasea din lume după puterea instalată. Această turbină de tip Francis a funcționat la debite parțiale cu pulsații mari de presiune care au condus la fisurări ale paletelor și deteriorări cavitaționale ale acestora. Raportul întocmit de autoritățile ruse au menționat de asemenea nerespectarea programului de mentenanță pentru șuruburile de fixare a flanșei capacului. Cauzele principale fiind vibrațiile apărute care au condus la cedarea bolțurilor de fixare, inspecțiile de după incident au arătat că 41 din 49 de bolțurile de fixare conțineau fisuri. În acest incident au murit 75 de persoane iar pierderile materiale au fost de ordinul miliardelor de dolari. În figura 1.4 se poate observa incidentul înainte și după;



Fig. 1.4 Incidentul de la Shushenskaya (Rusia, 2009) [www.boston.com]

- cedarea șuruburilor de fixare a flanșei de legătură la butucul turbinei Kaplan (Norvegia). Datorită diferențelor de presiune de pe extradusul și intradusul paletelor aceste șuruburi de fixare, sunt expuse unor pulsații importante de presiune, cedarea lor producându-se din cauza coroziunii și neglijării programului de mentenanță.

În lucrarea lui Casanova (2009) se analizează cedarea șuruburilor de prindere a tubului de aspirație pentru o turbină Francis de 95MW, analiza suprafețelor de rupere indicând, că cedarea s-a produs printr-un mecanism de oboseală. Ruperea acestora s-a produs la funcționarea la debite parțiale a turbinei, sub 80MW, unde măsurătorile experimentale au relevat vibrații.

Maricic (2007) investighează cauzele posibile ale cedării arborelui turbinei hidraulice în cazul unui hidroagregat Kaplan bulb cu arbore orizontal. După aproximativ 20 de ani de funcționare, o unitate Kaplan bulb de 28MW a cedat prin fracturarea catastrofică a arborelui de-a lungul perimetrului, în zona racordării la flanșa de prindere a rotorului. Pentru Maricic (2007) inițierea și propagarea fisurii de oboseală este rezultatul unei combinații de factori:

- factori tehnologici și de proiectare.
- factori operaționali.
- degradări la oboseală în mediu coroziv.

Un alt studiu, prezentat de Bordeasu (2009), este dedicat unui hidroagregat bulb de 32.5 MW cu arbore orizontal, realizat prin forjare în variantă monobloc. Controlul nedistructiv a indicat prezența unor fisuri de oboseală de dimensiuni semnificative - adâncime maximă $a=16.8$ mm și lungime maximă $2c=80$ mm - pentru toate cele patru hidroagregate ale CHE. Fisurile au fost detectate în zona racordării arbore-flanșă de prindere.

În lucrarea lui Câmpian (2008a) se prezintă analiza unor fisuri de oboseală în paletelile turbinei Kaplan identificate în zona de tranziție paletă-flanșă de prindere, al căror aspect este caracteristic fenomenului de oboseală (solicitări variabile). Conform studiului metalografic, inițierea fisurilor s-a produs din incluziunile nemetalice evidențiate, cu propagarea acestora în direcția bordului de atac. Pentru calculul stării de tensiune și a duratei de viață rămasă, Câmpian (2008a) propune următoarea metodologie:

- realizarea modelului geometric 3D al paletelii;
- determinarea experimentală a încărcării hidrodinamice pe paleta turbinei;
- analiza cu elemente finite liniar-elastică a stării de tensiune din paleta turbinei;
- estimarea duratei de viață în domeniul durabilităților mari (utilizând o diagrama de tip Haigh).

Pentru reducerea tensiunilor dinamice în zona concentratorului de tensiune, tranziția paletă-flanșă de prindere, Câmpian (2008a) propune soluția creșterii numărului de palete ale turbinei Kaplan de la 4 la 6 pentru reducerea încărcării hidrodinamice și o majorare a razei de racordare pentru concentratorul de tensiune.

Wang (2008) prezintă ruperea tijei pistonului unei turbine Kaplan pusă în funcțiune în 1995 printr-un mecanism de oboseală, oprită în anul 2000 din cauza vibrațiilor severe înregistrate și a scăderii nivelului uleiului în camera de ulei. Investigațiile au stabilit că tija pistonului ce acționează mecanismul de reglare a paletelor era ruptă la nivelul piuliței de fixare iar steaua de reglare era căzută în conul turbinei. În urma incidentului, sistemul de fixare cu piuliță a fost schimbat cu un sistem cu inel de fixare, dar în anul 2006 și acesta a cedat prin ruperea tijei pistonului, cu aceeași localizare a suprafeței de rupere. În cele două cazuri, suprafețele de rupere au prezentat un aspect caracteristic cedărilor prin oboseală la solicitări variabile, produse de presiunea nestaționară ce acționează pe paletelile

turbinei care produce un moment de torsiune în pivotul paletei, transmis și celorlalte componente ale mecanismului de reglare.

Analiza complexă realizată de Wang (2008) a inclus și analiza dinamică a tijei pistonului pe baza analizei numerice 3D a curgerii pe traseul hidraulic al turbinei: de la intrarea în camera spirală până la ieșirea din tubul de aspirație, pentru 13 puncte de funcționare, la diferite regimuri de exploatare. Analiza a demonstrat că cele mai mari valori pentru tensiunea medie σ_m și variația tensiunii $\Delta\sigma$, reprezentând aprox. 34% din tensiunea medie, se obțin pentru funcționarea la debite parțiale, din cauza formării vârtejului central în tubul de aspirație.

Azevedo (2009) analizează ruperea bolțurilor mecanismului cu pârghii de acționare a aparatului director la o turbină Kaplan (Brazilia) pusă în funcțiune în 1976, care a suferit începând cu anul 2004 numeroase cedări ale bolțurilor mecanismului de acționare a aparatului director. Investigațiile fractografice ale suprafețelor de rupere au identificat două regiuni distincte: o zonă de propagare stabilă a fisurilor de oboseală, cu dungi fine și fără fisuri secundare, și o zonă de propagare instabilă cu șanțuri adânci. Aceste rezultate indică faptul că propagarea stabilă a fisurilor s-a produs la solicitări variabile (oboseală), cu inițierea acestora pornind de la defectele de prelucrare. Analiza cu elemente finite realizată de Azevedo (2009) pentru două situații de solicitare a bolțurilor, forfecare pură și o solicitare compusă forfecare-încovoiere, a demonstrat că prezența încovoierii are ca rezultat o creștere semnificativă a coeficientului de concentrare a tensiunilor. Abaterile de la coaxialitate, din cauza asamblării defectuoase, și prezența vibrațiilor sunt cauzele cedării premature a bolțurilor prin oboselă de încovoiere.

Cele mai frecvente incidente pentru turbinele Francis este fisurarea și ruperea paletelor la solicitări variabile (oboseală), la joncțiunea paletă-coroană, în zona bordului de fugă – Domazet (2005), Frunzăverde (2010). După Brekke (2010), pentru turbinele Francis care funcționează la căderi H mari, caracterizate de pulsații de presiune relativ ridicate în canalele inter-paletare, fisurarea paletelor are următoarele cauze principale:

- forma geometrică defavorabilă cu creșterea tensiunilor din paletă;
- defectele de material induse prin sudare sau tensiunile reziduale ridicate;

Pentru turbinele Francis care funcționează la căderi H reduse și viteze specifice n_s mari, fisurarea paletelor are drept cauză principală, după Brekke (2010):

- pulsațiile de presiune produse de formarea vârtejului funie în tubul de aspirație, la funcționarea la debit parțial. O frecvență a vârtejului apropiată de frecvența proprie a rotorului poate induce un fenomen de rezonanță cu amplificarea tensiunilor dinamice.

Alte cazuri care pot apărea la turbine sunt cele ale cedării arborilor. Momcilovic (2012) prezintă cedarea unui arbore de turbină Kaplan după aproximativ 100000 de ore de funcționare. În racordul arborelui în apropierea flanșei după o inspecție vizuală s-au descoperit fisuri prin care uleiul sub presiune care avea rolul de modificare a poziției paletelor turbinei, începea să se piardă. În urma analizelor cu elemente finite s-a obținut o stare de tensiune înaltă în acea zonă. Analizele rezultate au condus la indicații pentru evitarea apariției fisurilor și anume un nou plan de inspecție, o reînnoire periodică a stratului de protecție anticoroziv, și păstrarea numărului de porniri-opri cât mai mic posibil.

Alte cazuri de cedare întâlnite la componentele hidroagregatelor sunt cele ale pompelor care fac parte din amenajările hidroenergetice. În lucrarea lui Egusquiza (2012) este prezentat cazul ruperii rotorului unei pompe în timpul operării. Analiza a arătat probleme de oboseală din cauza vibrațiilor care au apărut în exploatare de aceea el realizează un studiu cu privire la comportarea vibratorie.

Utilizând metoda elementelor finite determină frecvențele proprii caracterizate fiecărui mod de așezare. Rezultatele au arătat o mare concentrare a tensiunilor în zona de îmbinare de tip T dintre coroană și paletă unde fisurile și-au făcut apariția. De asemenea în lucrările Negru (2013), Pasca (2012) sunt prezentate analiza unui arbore de pompă care a cedat la oboseală.

2. CERCETĂRI PRIVIND STADIUL ACTUAL AL EVALUĂRII DURABILITĂȚII

2.1. Stadiul actual privind evaluarea durabilității la oboseală a componentelor

Oboseala este definită ca și un proces de degradare ciclu cu ciclu într-un material care este supus unei fluctuații de tensiuni respectiv deformații Almar-Naess (1985). O caracteristică a fenomenului de oboseală este aceea că sarcina aplicată nu creează o cedare imediată a componentei ci aceasta apare după un anumit timp de solicitare, respectiv după acumularea unei anumite degradări. Mecanismul de oboseală este diferit în funcție de material. O istorie a apariției fenomenului de oboseală este descrisă în detaliu de către Schutz (1996). El spune că istoria oboselii începe cu Albert care în anul 1837 publică lucrarea care tratează teste de oboseală. În anul 1854 este menționat pentru prima dată termenul de oboseală de către Braithwaite. În lucrare sa Braithwaite tratează multe cedări de oboseală asupra echipamentelor din industria berii, pompe de apă, arbori, macarale. În anul 1860 Wohler publică câteva teste de oboseală pe osiile de cale ferată. În 1870 publicând un raport final conținând concluzii cu privire la fenomenul de oboseală și anume: materialul poate ceda sub acțiunea repetată a tensiunilor chiar dacă acestea sunt mai mici ca intensitate decât rezistența statică a materialului, aceste concluzii fiind cunoscute și sub denumirea de legea lui Wohler.

Wohler a reprezentat testele sale sub formă tabelară însă în 1910 Basquin (1910) reprezintă curba de oboseală definită de tensiunea σ pe ordonată și de N numărul de cicluri pe abscisă, în coordonate logaritmice. Aceste curbe au fost numite curbele Wohler și cunoscute sub denumirea de curba S-N.

Următorul pas a fost acela de descoperire a efectului Bauschinger în perioada 1870-1905 prin schimbarea limitei elastice a materialului prin cicluri repetate. Acest pas stă la baza ipotezei Coffin-Manson cu originea în anii 1950 și fiind utilizate în prezent în domeniul oboselii oligociclice. Practic în perioada 1920-1945 s-au pus bazele solide pentru cunoștințele de oboseală.

În anul 1958 Irwin propune un termen denumit factor de intensitate a tensiunii și notat cu K în domeniul liniar elastic, care permite evaluarea rezistenței unei structuri în condițiile apariției unei fisuri. Din acest moment un nou concept ia ființă și anume conceptul Mecanicii Ruperii. Începând cu anul 1960 acest concept începe să se dezvolte foarte mult. Apar o serie de teorii cu privire la propagare fisurilor la oboseală respectiv cumularea degradărilor la oboseală. Paris în lucrările Paris (1961,1963) stabilește că viteza de propagare a fisurii de oboseală poate fi descrisă de următoarea ecuație:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (2.1)$$

unde C și m sunt parametrii de material determinați experimental.

Această ecuație este cea mai utilizată în prezent în problemele de propagare a fisurilor de oboseală. Însă această ecuație nu este considerat efectul tensiunii

medii în propagarea fisurii, nici tenacitatea la rupere a materialului K_{IC} și nici limita de prag a factorului de intensitate a tensiunii ΔK_{th} sub care o fisură nu se propagă. Pentru a se explica raportul tensiunii de solicitare și anume coeficientul de asimetrie a ciclului ($R=K_{min}/K_{max}$), Elber (1970) introduce conceptul de închidere a fisurii bazat pe observațiile sale experimentale care spuneau că după o tensiune mare fisura se închide înainte ca încărcarea să atingă valoarea 0. Vasudevan (2001) a propus o abordare privind propagarea fisurii prin unirea a doi parametrii. Acești parametrii sunt K_{max} (σ_{max}) și $\Delta K(\Delta\sigma)$ cei care ar fi responsabili de propagarea unei fisuri. După această propunere tot mai mulți autori Noroozi (2005), Stoychev (2005), Kujawski (2005), Zhang (2005), Maymon (2005a,b) confirmă că cea mai bună abordare este cea de unire a parametrilor.

Fisurile de oboseală încep, de obicei, de la suprafața unei componente caz în care oboseala începe cu fisuri de forfecare pe plane cristalografice de alunecare. Suprafața prezintă planele de alunecare ca și intruziuni respectiv extruziuni. Aceasta este etapa I de creștere a fisurii. După o perioadă tranzitorie, etapa II a propagării fisurilor, are loc într-o direcție normală la tensiunea aplicată. În cele din urmă, fisura devine instabilă și se produce ruperea. Acest proces în două etape a fost recunoscut pentru prima dată de Forsyth (1969) și a fost unul dintre cele mai importante realizări în oboseala metalelor. Schijve (1967) a împărțit procesul în patru faze: nuclearea fisurii, creșterea microfisurii, creșterea macrofisurii, și cedarea. Shang (1998) a descris în cinci etape: (1) formarea timpurie ciclică și degradarea; (2) nuclearea microfisurii; (3) propagarea fisurilor scurte; (4) propagarea macrofisurilor; (5) ruperea finală. Miller (1987a,b) clasifică fisura în trei tipuri: fisuri microstructurale mici, fisuri fizice mici, și fisuri lungi. O clasificare puțin diferită a fisurilor mici a fost propusă de Ritchie (1986), și anume: fisuri microstructurale mici cu dimensiuni critice microstructurale, de exemplu, dimensiunea unui grăunte, fisuri fizice mici, de ordinul a mai puțin de 1 mm; fisuri mecanice mici, de ordinul lungimii a zonei plastice (câțiva milimetri), fisuri chimice mici de până la 10mm.

În lucrarea Paik (2008) se recomandă cinci etape ale cedării prin oboseală: (1) nuclearea fisurii ($a < a_m$); (2) propagarea microstructurală a fisurilor mici ($a_m < a \leq a_p$); (3) propagarea fizică a fisurilor mici ($a_p < a \leq a_l$); (4) propagarea fisurilor lungi ($a_l < a \leq a_c$); (5) ruperea finală. Unde a reprezintă dimensiunea fisurii cu componentele: a_m este cea mai mică fisură detectabilă cu tehnologia curentă în jur de $0.1 \mu m$, a_p reprezintă cea mai mică fisură pentru fisuri fizice mici în jur de $10 \mu m$, a_l este cea mai mică fisură pentru fisuri lungi în jur de 1 mm și a_c reprezintă fisura critică la care componenta poate să cedeze. Procesul înaintea apariției fisurilor lungi este cunoscut și sub denumirea de inițierea fisurii de oboseală după apariția fisurilor lungi până la atingerea lungimii critice a fisurii procesul se numește propagarea fisurii de oboseală. Sub acțiunea unor sarcini repetate fisurile de oboseală se pot iniția de obicei din zone cu concentrare mare de tensiune. Defectele inițiale putând să apară în procesul de fabricație rămânând uneori nedetectabile pentru o perioadă lungă de timp conducând la inițierea și ulterior la propagarea unei fisuri. În lucrarea lui Paik (2006) este tratat faptul că fisurile pot să crească instabil sub acțiunea unei creșteri monotone a sarcinii ducând la cedarea componentei. Acest lucru poate fi încetinit prin ductilitatea pe care o are materialul sau prin prezența unor zone cu tensiuni reduse.

Ca și metode cunoscute pentru evaluarea durabilității la oboseală ar fi cele bazate pe teorii de cumulare a degradărilor și abordări privind propagarea fisurilor de oboseală. Pentru a evalua o structură privind durabilitatea la oboseală Paik (2003) recomandă trei etape: (1) evaluarea inițierii unei fisuri de oboseală, (2)

evaluarea propagării unei fisuri, (3) evaluarea cedării. Pentru evaluarea inițierii unei fisuri de oboseală sunt recomandate teoriile de degradare, iar pentru propagarea fisurilor un rol important îl are ecuația Paris.

2.2 Teorii de cumulare a degradărilor la oboseală

Teoriile de cumulare a degradărilor practic au fost introduse prin anul 1924 de către Palmgren (1924) urmat mai apoi de către Miner (1945). Alte studii care tratează aceste teorii de degradare ca și o trecere în revistă sunt cele realizate de către Fatemy (1998) și Yang (1998). Practic degradarea la oboseală este un rezultat al schimbărilor structurale ale materialului la scară microscopică cum ar fi dislocațiile atomilor din structură. Acești parametrii microscopici au o strânsă legătură cu ceea ce se întâmplă macroscopic la nivelul tensiunilor și deformațiilor. Aceste schimbări macroscopice putând fi folosite pentru a evalua nuclearea unei fisuri sau creșterea timpurie a fisurii. Utilizând parametrii macroscopici cum ar fi tensiunile, deformațiile sau densitatea de energie sau uneori combinații ale acestora de-a lungul timpului s-au dezvoltat mai multe teorii de degradare. Aceste teorii ar fi: abordarea bazată pe tensiuni (S-N), abordarea bazată pe deformații (ϵ -N), abordarea bazată pe densitatea de energie, abordarea bazată pe mecanismele de degradare continue.

2.2.1 Abordarea bazată pe tensiuni

Abordarea bazată pe tensiuni este una dintre cele mai vechi teorii dar continuă să fie și cel mai frecvent utilizată în evaluarea duratei de viață la oboseală a componentelor. Practic în această abordare durata de viață la oboseală dată de numărul de cicluri este legată de variația tensiunii aplicate sau de amplitudinea tensiunii aplicate.

Tradițional se consideră că limita de oboseală a unei componente este în jurul valorii de 10^7 cicluri dar s-a demonstrat recent Bathias (1999), Marines (2003) prin încercări de oboseală pe mașini de încercat cu ultrasunete că unele componente ajung în regimul oboselii gigaciclice în jurul valorii de 10^9 cicluri.

O curbă de oboseală poate fi obținută prin încercări de oboseală și prelucrarea acestora însă Wang (1999) propune estimarea curbei S-N numai din rezistența obținută static a materialului. Curba de oboseală de obicei este trasată sub forma ecuație Basquin și anume:

$$\sigma_a = \frac{E \cdot \Delta \epsilon_e}{2} = \sigma_f' \cdot (2N)^b \quad , \quad (2.2)$$

unde σ_a reprezintă amplitudinea ciclurilor de solicitare, N reprezintă numărul de cicluri la cedare iar σ_f' coeficientul de rezistență la oboseală și b exponentul rezistenței la oboseală, E modul elastic, $\Delta \epsilon_e$ variația deformației elastice.

De obicei încercările de oboseală sunt realizate cu încărcare cu amplitudine constantă însă se recomandă ca acestea să fie realizate cu spectre înregistrate pentru a avea o comportare cât mai reală a materialului în condițiile de solicitare ale componenteii. În cursul a 30 de ani s-a încercat standardizarea unor încercări de oboseală de tipul încărcare în timp în diferite domenii de activitate cum ar fi cel aeronautic, automotiv. Heuler (2005) descrie aceste metode de încercare standardizate pentru diferite industrii.

2.2.2 Abordarea bazată pe deformații

În majoritatea cazurilor de proiectare la oboseală zonele critice sunt acelea unde se află concentratori de tensiune de tipul creștăturilor. În jurul acestor creștături apar zone de deformație plastică de aceea se impune o abordare în deformații care să conțină atât caracteristica elastică cât și caracteristica plastică. Deformația plastică cel mai bine este reprezentată de către curba Coffin-Mason descrisă de ecuația:

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon_f' \cdot (2N)^c, \quad (2.3)$$

unde ε_f' reprezintă coeficientul de ductilitate la oboseală iar c este exponentul de ductilitate la oboseală.

Manson (1964) propune o reprezentare a deformațiilor totale ale materialului luând în calcul atât deformația plastică cât și deformația elastică. Aceasta este reprezentată de ecuația :

$$\frac{\Delta \varepsilon_T}{2} = \varepsilon_a = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} \cdot (2N)^b + \varepsilon_f' \cdot (2N)^c. \quad (2.4)$$

Manson (1965) propune o nouă relație care să simplifice curba reprezentată de ecuația 2.4, prin obținerea a trei parametrii dintr-o încercare de tracțiune monotonică. Această relație este reprezentată de ecuația 2.5:

$$\Delta \varepsilon = 3.5 \frac{S_u}{E} (N)^{-0.1\varepsilon} + \varepsilon_f'^{0.6} (N)^{-0.6}. \quad (2.5)$$

În literatură se pot observa mai multe metode de abordare a duratei de viață la oboseală bazată pe curba deformație în funcție de numărul de cicluri și aici putem aminti:

- 1) metoda pantelor universale și metoda corelării în patru puncte Manson (1965),
- 2) metoda pantelor universale modificată Muralidharan (1988),
- 3) metoda materialului uniform Baumel (1990),
- 4) metoda modificată a corelării în patru puncte Ong (1993).

Park (1995) evaluează și compară toate aceste metode. În studiu sunt utilizate un număr de aproximativ 138 materiale incluzând oțeluri nealiante, oțeluri slab aliate, oțeluri de înaltă aliere, aliaje de aluminiu și titan. Park spune că cea mai bună corelare o dă metoda pantelor universale propusă de Manson.

În lucrarea lui Roessle (2000) se compară simpla formulă derivată din duritatea și modulul de elasticitate a materialului pentru obținerea curbei de estimare a duratei de viață bazată pe deformații, cu metoda pantelor universale, și constată că metoda lor este mult mai conservativă de-a lungul duratei de viață la oboseală. Un studiu asemănător este cel realizat de Lee (2006) care constată că metoda directă bazată pe măsurătorile de duritate propusă de Roessle și Fatemi asigură o foarte bună estimare pentru oțeluri, pe când metoda indirectă utilizând rezistența materialului este foarte bună pentru aliajele de aluminiu și titan.

Meggiolaro (2004) prezintă o evaluare statistică a parametrilor din curba Coffin-Manson pentru 845 de materiale incluzând 724 de oțeluri, 81 de aliaje de aluminiu și 15 aliaje de titan. Studiul a inclus metodele propuse de Muralidharan, Baumel, Roessle, Mitchel, Ong, Raske și Manson. Din datele colectate se observă că toate corelațiile dintre coeficientul ductilității la oboseală și proprietățile de tracțiune obținute monotonic sunt foarte slabe. Bazat pe aceste rezultate se propune o metodă mediană de evaluare a parametrilor.

2.2.3 Abordarea bazată pe energie

În lucrarea lui Fatemi (1998) este descris un scurt istoric al acestui tip de abordare. După regula lui Glinka (1988) este posibilă analizarea cumulării degradărilor pentru epruvetele sau componentele cu creștături utilizând abordarea bazată pe energie. Modelele de abordare bazate pe energie pot să includă și tensiunea medie, respectiv solicitarea multiaxială.

Pan (1999) propune un parametru de oboseală bazat pe densitatea de energie pentru planul critic pentru a prezice durabilitatea la oboseală în cazul solicitărilor multiaxiale:

$$W^* = \frac{\Delta\sigma_{12}}{2} \cdot \frac{\Delta\gamma_{12}}{2} + k_1 k_2 \cdot \frac{\Delta\epsilon_{22}}{2} \cdot \frac{\Delta\sigma_{22}}{2}, \quad (2.6)$$

unde $\Delta\sigma_{12}$ și $\Delta\sigma_{22}$ sunt tensiunile normale și tangențiale în planul critic, $\Delta\gamma_{12}$ și $\Delta\epsilon_{22}$ sunt deformațiile tangențiale respectiv normale în planul critic iar k_1 și k_2 sunt două constante definite ca :

$$k_1 = \frac{\gamma'_f}{\epsilon_f}, k_2 = \frac{\sigma'_f}{\tau_f}, \quad (2.7)$$

unde σ'_f este coeficientul rezistenței la oboseală uniaxială, ϵ'_f este coeficientul ductilității la oboseală uniaxială, τ_f este coeficientul de rezistență la oboseală solicitarea de torsiune, γ'_f este coeficientul ductilității la oboseală solicitarea de torsiune.

Plecând de la criteriul propus de Palin-Luc (1998) care se bazează pe criteriul de energie la solicitarea multiaxială la oboseală Banvillet (2003) dezvoltă un nou criteriu bazat pe densitatea deformației utilizabil atât pentru solicitări în fază cât și pentru solicitări combinate defazate. El prezintă în lucrare un număr de 38 de experimente pe patru materiale, arătând că propunerea are o foarte bună abordare locală față de alte metode, în special pentru încărcări cu tensiuni medii sau cu cicluri aleatoare.

Gasiak (2003) aplică un model bazat pe energie pentru evaluarea la oboseală a construcțiilor din oțel solicitate la încovoiere, torsiune respectiv combinat încovoiere și torsiune și arată o foarte bună corelarea între rezultatele obținute experimental și cele analitice. Lee (2003) ia în considerare un parametru de energie pentru deformațiile normale și tangențiale pentru prezicerea duratei de viață la oboseală pentru solicitări multiaxiale cu amplitudine variabilă. Degradarea la oboseală a fost calculată ca o funcție orientată în plan iar planul de degradare maxim fiind considerat ca fiind planul critic. Regula de degradare lineară folosită a fost cea prin numărarea ciclurilor utilizând metoda picăturii atât în deformații tangențiale cât și în cele normale. Metoda a condus la rezultate corelate cu metodele existente până în acel moment la materiale care au cedat la forfecare.

Bazat tot pe analiza energiei în domeniul elastoplastic solicitat monotonic și ciclic Ye (2004) găsește o foarte bună corelație între regula lui Neuber's și densitatea energiei de deformație echivalentă (ESED). Regula Neuber's spune că factorul teoretic de concentrare a tensiunii este egal cu media geometrică dintre tensiunea avută în piesă și factorul de concentrare a deformațiilor. El arată că regula lui Neuber este un caz particular al metodei bazată pe densitatea energiei de deformație echivalentă (ESED).

Jahed (2006) tratează și el o problemă bazată pe energie pentru a evalua durata de viață la oboseală pentru componente metalice solicitate multiaxial. Curba de oboseală bazată pe energie a fost obținută din proprietățile la

oboseală din curba Coffin Manson. Propune o ecuație pentru limita maximă și minimă a duratei de viață la oboseală. Limita maximă de viață s-a asumat în cazul în care are un singur mecanism de degradare iar limita minimă având un alt tip de mecanism. Metoda propusă a fost aplicată pe diferite materiale metalice SAE 1045, AISI 304 pentru evaluarea duratei de viață la oboseală. Rezultatele predicției duratei de viață la oboseală au fost foarte bine corelate cu datele experimentale obținute.

2.2.4 Abordarea bazată pe mecanismele de degradare continue

Abordarea bazată pe mecanismul de degradare continuă este un subiect relativ nou în ingineria mecanică. Aspecte generale respectiv fundamentele acestui concept poate fi găsit în lucrările lui Kachanov (1986), Chaboche (1988) unde au fost aplicate pentru prima dată aceste concepte în evaluarea duratei de viață la oboseală. Kachanov admite că evoluția degradării la oboseală pe ciclu poate fi generalizată ca o funcție de condițiile de încărcare și starea de degradare. Măsurând schimbările în solicitarea de întindere și folosind conceptul tensiunii efective, el a formulat un model de evoluție a degradării reprezentat de ecuația:

$$D = 1 - [1 - r^{1/(1-\alpha)}]^{1/(1+\beta)} \quad (2.8)$$

unde β este o constantă de material, α este un parametru care depinde de starea de tensiune iar r reprezintă starea de degradare. Acest model poartă numele de model de degradare continuu nelinear (NLCD). Principalele avantaje ale modelului respectiv deficiențele acestuia au fost tratate de Chaboche (1988). Bazat pe acest concept de abordare s-au dezvoltat și alte ecuații de degradare care pot fi găsite în lucrarea lui Fatemi (1998). Dattoma (2006) prezintă un model de degradare nelinear bazat în general pe termodinamică. Modelul propus a fost formulat ținând cont de evoluția degradării materialului la diferite nivele ale încărcării. Au fost realizate încercări de oboseală pe oțeluri tratate termic iar rezultatele obținute au arătat o foarte bună concordanță în precizarea duratei de viață la oboseală la solicitări complexe. Upadhyaya (2012) tratează prin mecanismul de degradare continuu pentru materiale feroase și neferoase, evaluarea duratei de viață la oboseală atât din punctul de vedere a inițierii unei fisuri cât și a propagării fisurilor de oboseală. El realizează încercări de oboseală respectiv de mecanica ruperii pe care le validează cu modelul de degradare.

Aceste modele de degradare au fost în special dezvoltate pentru solicitări uniaxiale de oboseală. S-au întâmpinat câteva dificultăți când s-a încercat trecerea la solicitări multiaxiale. În problemele de solicitare multiaxială cu încărcare aleatoare în probleme 3D anizotropice până în acest moment nu a fost dezvoltat un astfel de model de degradare.

Memon (2002) tratează durabilitatea la oboseală pentru geometrii 3D în domeniul elastoplastice cu solicitare cu amplitudine variabilă. A fost studiat efectul secvenței de încărcare asupra duratei de viață la oboseală și validitatea regulii lui Miner. Metoda de calcul a ținut cont de mecanismele de degradare, teoria plasticității și analiza cu elemente finite. Au fost considerate două blocuri de încărcare cu secvență înaltă-joasă respectiv joasă-înaltă. Pentru a considera efectul nivelului de tensiune înalt dincolo de punctul de curgere a materialului s-a considerat teoria deformațiilor și metoda iterațiilor. Evoluția degradării sub

tensiunea dată pentru fiecare bloc de încărcare este determinată prin ecuația evoluției degradării.

De mulți ani inginerii proiectanți utilizează regula Palmgen-Miner, regula de degradare liniară pentru a prezice durata de viață la oboseală pentru încărcări cu amplitudine variabilă. Marea problemă a degradării lineare reprezentând-o nivelul de încărcare cu caracter independent, lipsa contribuției degradării sub limita de oboseală, lipsa posibilității de măsurare între interacțiunile de secvențe de încărcare acest lucru putând să creeze discrepanțe între durata de viață prezisă și cea experimentală uneori nefiind conservativă. Mulți cercetători Fatemi (1998) au încercat să modifice regula lui Miner însă orice modificare apărută în unele cazuri nu au satisfăcut cerințele de evaluare a duratei de viață.

Cei mai importanți factori care influențează durata de viață la oboseală ar fi:

- Calitatea procesării materialului (mărima și distribuția incluziunilor, goluri);
- Tipul tratamentului aplicat materialului în timpul procesării (temperat, durificat, etc.);
- Procedura de realizare a epruvetelor de încercare (tăiere cu fir, strugire, etc.);
- Calitatea suprafeței epruvetelor (zgârieturi etc.);
- Proprietățile de material (limita de curgere, rezistența la rupere, deformația la cedare, curba tensiune-deformație);
- Geometria (lungimea, lățimea, grosimea, diametru, raze de trecere);
- Starea de tensiune (uniaxială, multiaxială, coeficientul de asimetrie, tensiunea medie);
- Efectul mediului (temperatura, mediul corosiv).

Pentru o precizie cât mai bună în estimarea duratei de viață la oboseală ar trebui să se țină cont de cât mai mulți dintre acești factori. Laue (2006) tratează efectul diferitelor condiții ale suprafeței asupra proprietăților de oboseală. Au fost evaluate efectul oxidării interne, rugozitatea suprafeței și tensiunile reziduale în procesul de inițiere și propagare a fisurilor de oboseală. Rezultatele au arătat că efectul oxidării are un rol foarte important, influențând limita de oboseală acest lucru amplificându-se când rugozitatea suprafeței este foarte ridicată. Măsurătorile de microduritate din stratul oxidat au arătat o scădere a durezzații datorită oxidării elementelor de aliere. O îndepărtarea a zonele de degradare a condus la o îmbunătățire a limitei de oboseală. Îndepărtarea stratului oxidat a condus la modificarea durezzații, rugozității suprafeței și a tensiunilor reziduale. Liu (2007) tratează un model de degradare multiaxială bazat pe planul caracteristic integrând materialul izotrop cu cel anizotrop într-un singur cadru. Rezultatele modelului propus au fost validate experimental atât pe metale cât și pe materiale compozite laminate.

2.3 Abordări privind propagarea fisurilor de oboseală

Cea mai de început teorie de precizie a propagării fisurilor de oboseală este cea prin abordarea domeniului linear elastic. Aceasta a fost pentru prima dată introdusă de către Paris (1961) care a echivalat viteza de propagare a fisurii cu variația factorului de intensitate a tensiunii în domeniul linear elastic. Mai târziu unii autori au observat curba vitezei de propagare a fisurilor nu este lineară pentru toate valorile variației factorului de intensitate a tensiunilor. În general curba de propagare a fisurilor de oboseală în modul I este de forma prezentată în figura 2.1.

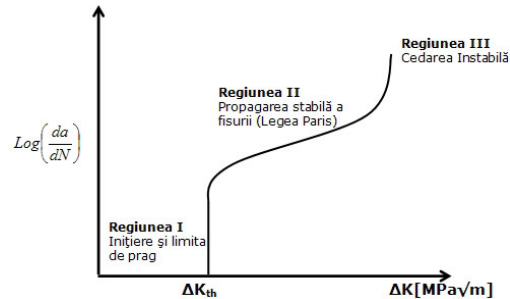


Fig. 2.1 Curba de propagare a fisurilor de oboseală

După cum se poate observa în figura 2.1 se pot distinge trei regiuni privind viteza de propagare a fisurilor și anume: 1) Regiunea I – inițierea și limita de prag adică sub valoarea variației factorului de intensitate a tensiunilor ΔK_{th} fisurile nu se propagă; 2) Regiunea II – propagarea stabilă a fisurilor respectând ecuația 2.1; 3) Regiunea III – propagarea instabilă a fisurilor unde apare ruperea.

Donahue (1972) propune o relație în zona de prag a factorului de intensitate a tensiunii și anume:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K - \Delta K_{th})^m \quad (2.9)$$

Zhu (2013) tratează dependența coeficientului de asimetrie a încărcării ($R=K_{min}/K_{max}$) pentru un oțel inoxidabil de tipul 25Cr2Ni2MoV și stabilește o ecuație a valorii de prag în funcție de R și anume:

$$\Delta K_{th} = 6.238 - 1.678 \cdot R - 14.6 \cdot R^2 + 12.369 \cdot R^3 \quad (2.10)$$

Pentru factorul de intensitate a tensiunii efectiv Zhu propune o relație în care apare doar dependența de variația factorului de intensitate a tensiunii ΔK și R:

$$\Delta K_{eff} = \Delta K \cdot (0.7 - 1.1 \cdot R^2 + 0.4 \cdot R^3) / (1 - R) \quad (2.11)$$

În regiunea III cea a propagării instabile Forman (1967) propune o relație de forma:

$$\frac{da}{dN} = \frac{C \cdot (\Delta K)^m}{(1 - R) \cdot K_c - \Delta K} \quad (2.12)$$

unde K_c reprezintă tenacitatea materialului.

În literatură mai mulți autori Kanninen (1985), Carpinteri (1994) prezintă o serie de combinații ale variației factorului de intensitate a tensiunii cu limita de prag respectiv tenacitatea materialului.

Pentru a explica efectul de închidere a fisurii ($R=K_{min}/K_{max}$) Elber (1970) introduce variația factorului de intensitate a tensiunii efectiv ΔK_{eff} :

$$\Delta K_{eff} = K_{max} - K_{op} \quad (2.13)$$

unde K_{max} reprezintă factorul de intensitate a tensiunii maxime iar K_{op} reprezintă factorul de intensitate a tensiunii calculat pentru încărcarea la care fisura se deschide complet. Mai mulți autori Hertzberg (1988), Vasudevan (1994) au început să trateze acest aspect al închiderii fisurii. Kujawski (2001a) propune modificarea factorului efectiv de intensitate a tensiunii:

$$\Delta K_{eff} = K_{max} - K_{op} \left[1 + \left(\frac{2}{\pi} - 1 \right) g \right] \text{ unde } g = \exp \left[- \left(\frac{K_{max}}{K_{maxTH}} - 1 \right) \right] \quad (2.14)$$

unde K_{maxTH} reprezintă valoarea maximă de prag a factorului de intensitate a tensiunii pentru o valoare R dată.

Mai târziu Kujawski (2001b,c) a găsit fără să mai utilizeze conceptul închiderii fisurii, poate să arate influența raportului tensiunilor definind următorul parametru:

$$\Delta K^* = (K_{max})^\alpha (\Delta K^+)^{1-\alpha} \quad (2.15)$$

unde ΔK^+ reprezintă factorul de intensitate a tensiunii partea pozitivă, α reprezintă un parametru de material. Pentru variația factorului de intensitate a tensiunii de prag Kujawski propune următoarea ecuație:

$$\Delta K_{th}^* = \begin{cases} \Delta K_{th0}^* (1-R)^\alpha \text{ pentru } R > 0 \\ \Delta K_{th0}^* (1-R) \text{ pentru } R \leq 0 \end{cases} \quad (2.16)$$

unde ΔK_{th0}^* este valoarea de prag a factorului de intensitate a tensiunii pentru $R=0$. Sadanada (2003) critică teoria bazată pe criteriul închiderii fisurii și spune că are câteva neajunsuri care provin din:

- ipoteza de plasticitate indusă de închiderea fisurii;
- lipsa unor termeni în model care să reflecte condițiile de mediu;
- mai mulți parametri ajustați care să se potrivească cu datele observate.

Pentru a compensa aceste neajunsuri Vasudevan (2001,2005), Sadananda (2003,2004,2005) publică o serie de lucrări care propun abordarea unitară prin doi parametri. Practic în această abordare unitară sunt următoarele ipoteze:

- comportarea reală a materialului este influențată de proprietățile de propagare a fisurilor lungi;
- degradarea la oboseală trebuie descrisă de doi parametri ΔK și K_{max} ;
- devierea de la comportarea fisurilor lungi provine din cauza tensiunilor interne prezente la vârful fisurii și care contribuie la modificarea lui K_{max} . Aceste tensiuni interne sunt responsabile pentru creșterea rapidă a fisurilor scurte.

Pentru a obține propagarea fisurilor de oboseală este necesar să se cunoască factorii de intensitate a tensiunilor K_{max} și ΔK și respectiv factorii de prag K_{maxth} și K_{th} . Existența dependenței lui ΔK în funcție de R duce și la necesitatea a doi factori de prag. Tensiunile interne apar din cauza unor defecte, incluziuni, zgârieturi, sau alți concentratori de tensiune, sau din cauza tensiunilor reziduale din urma sudării, tratamentelor termice sau prelucrării la rece. Efectul de bază al tensiunilor interne este de a compensa efectul total al factorilor de intensitate a tensiunilor la vârful fisurilor astfel încât atât K_{max} cât și K_{min} vor fi afectați în mod asemănător. Așa că efectul tensiunilor interne se manifestă prin K_{max} și nu prin ΔK , acest lucru explicându-se prin faptul că K_{max} este cel care contribuie la deschiderea și creșterea fisurii.

Vasudevan (1994) prezintă o relație care utilizează doar factorii ΔK și K_{max} și K_{maxth} și K_{th} :

$$\frac{da}{dN} = f \left[(\Delta K - \Delta K_{th}^*), (K_{max} - K_{maxth}) \right] \quad (2.17)$$

Sadananda (1997) prezintă și el o ecuație care descrie comportamentul fisurii în zona de prag și anume:

$$\frac{da}{dN} = A(\Delta K - \Delta K_{th})^n (K_{max} - K_{maxth})^m, \quad (2.18)$$

unde m și n sunt niște parametri de material.

Este cunoscut faptul că pentru structuri cu fisuri, fisura ajunge să fie critică când $K_{max} = K_c$, unde K_c reprezintă tenacitatea materialului.

2.4 Factorii care influențează durabilitatea la oboseală

Ca și factori care influențează durabilitatea la oboseală amintim: factorii de material, factorii structurali, factori care țin de solicitare, factori de mediu.

2.4.1 Factori de material

În categoria factorilor de material putem să introducem proprietățile de bază ale materialului cum ar fi: tipul materialului (oțel, aluminiu, titan, oțel inoxidabil) și condițiile de prelucrare (tras la rece, forjat la cald, temperat, călit), deasemenea ar mai fi mărimea și tipul grăunților microstructurii și respect proprietățile fundamentale de rezistență (duritatea, modulul de elasticitate, coeficientul lui Poisson, limita de curgere, rezistența la rupere, gătuirea, alungirea) toți acești factori influențând rezistența la oboseală.

După cum se știe rezistența la oboseală este obținută după o perioadă lungă de testare a epruvetelor, de aceea rugozitatea și condițiile de prelucrarea a epruvetelor influențează rezistența la oboseală.

2.4.2 Factori structurali

Geometria influențează nivelul tensiunilor și afectează durabilitatea la oboseală. În prezent efectele concentratorilor sunt cuantificate în obținerea durabilității la oboseală dar influența defectelor microscopice nu este tratată în multe lucrări de aceea apar uneori diferențe între rezultate obținute la oboseală. De asemenea la structurile sudate pot să apară în sudură defecte microscopice care să ducă la scăderea rezistenței la oboseală. Un alt factor structural ar fi tensiunile reziduale rezultate în urma procesului de sudare.

2.4.3 Factori care țin de solicitare

În categoria acestor factori intră efectul tensiunii medii. În literatură sunt raportate o serie de ecuații care consideră acest efect și anume: Goodman, Gerber, Soderberg și Smith-Watson-Topper. Tipul solicitării (uniaxial sau multiaxial) poate duce la influența rezistenței la oboseală.

Frecvența de realizare a testelor poate fi un factor care să influențeze durabilitate la oboseală a componentelor. Frost (1974) a arătat că între frecvențe de 1-200 Hz nu există nici o influență, însă la frecvențe mai mari rezistența la oboseală scade cu creșterea frecvenței.

2.4.4 Factori de mediu

Cei mai importanți factori de mediu care influențează durabilitatea la oboseală sunt: coroziunea și temperatura. Temperaturile ridicate duc la o modificare a efectului tensiunii medii care poate să conducă și la interacțiunea cu alte fenomene de degradare (fluaș). Temperaturile scăzute reduc atât rezistența la oboseală cât și tenacitatea la rupere.

De asemenea procesul de reparații este un alt factor care poate influența considerabil durabilitatea la oboseală.

2.5 Măsuri preventive împotriva fisurării la oboseală

Pentru a avea o durabilitate la oboseală ridicată ar trebui îndepărtați concentratorii de tensiune, defectele și degradările structurale inclusiv coroziunea. În etapa de proiectare efectul concentratorilor de tensiune trebuie evaluat în vederea determinării duratei de viață la oboseală folosind și un coeficient de siguranță.

Fisurile se detectează de obicei eficient vizual însă în unele structuri e nevoie de monitorizarea folosind senzori. Lichidele penetrante și particulele magnetice pot fi folosite după inspecția vizuală oferind informații legate de mărimea fisurii dar nu și de adâncimea acestora.

Tiku (2003) compară diferite metode de evaluare nedistructivă în funcție de costuri, timpul necesar pentru obținerea unui rezultat, intervalele de măsurare. În general măsurarea se realizează în momentul opririi componentelor dar sunt unele tehnici care nu necesită acest lucru.

Ca și metode de prevenire a cedării componentelor la oboseală aceste se pot clasifica în două tipuri: active și pasive. Metodele active îmbunătățesc direct performanțele la oboseală pe când cele pasive îmbunătățesc rezistența la oboseală prin reducerea tensiunii aplicate. Rezistența împotriva inițierii unei fisuri poate fi mărită prin durificarea suprafeței materialului, din această categorie făcând parte îmbunătățirea în conținut de carbon a materialelor. Farfan (2004), Tokaji (2004) arată că gradul de rezistență la oboseală depinde de duritatea grosimii stratului, de temperatura de procesare și tratamentul termic aplicat. Nakajima (2004), Konda (2004) arată că rezistența la propagarea unei fisuri poate fi crescută prin controlul microstructurii materialului. Mai multe oțeluri inovative fiind deja utilizate în practică.

În prima etapă a fisurării incluzând inițierea unei fisuri, efectul tensiunilor reziduale fiind foarte important. Pentru a îmbunătăți rezistența la oboseală se creează tensiuni de compresiune în stratul de suprafață prin lovirea cu bile. Cheng (2003) arată că în cazul structurilor sudate unde rezistența la oboseală este scăzută datorită existenței unor tensiuni reziduale de întindere mari, rezistența la oboseală poate fi îmbunătățită prin scăderea tensiunilor reziduale. În acest caz gradul de îmbunătățire a rezistenței la oboseală depinde de relația dintre tensiunea medie incluzând tensiunile reziduale, variația tensiunii aplicate și tensiunea de curgere a materialului.

Spitsen (2004) prezintă folosirea tratamentării la rece post sudare pentru îmbunătățirea rezistenței la oboseală pentru oțeluri slabe în carbon. Un tratament post sudare poate să înlăture tensiunile reziduale de întindere, introducând tensiuni de compresiune care să ducă la îmbunătățirea rezistenței la oboseală. Ca și tratamente post sudare recomandate se enumera: lovirea cu alice, lovirea cu ace și topirea TIG. Sufierea TIG putând să ducă chiar la îmbunătățirea rădăcinii sudurii și reducerea efectului de concentrare a tensiunilor. Un alt tratament modern reprezintă tratarea cu impact ultrasonic care poate duce la o reducere a tensiunilor reziduale aproape de rădăcina unei suduri. Această tehnică utilizează impulsuri ultrasonice la frecvențe de 27 KHz pentru tratamentul metalelor. Tratamentul cauzează deformații plastice aproape de rădăcina sudurii și introduce tensiuni compresive.

În urma tratamentelor aplicate se poate îmbunătăți și factorul de prag al intensității tensiunii, dar pentru că stratul cu tensiuni de compresiune poate fi subțire acest lucru ajută doar în etapa de inițiere a unei fisuri sau în etapa de propagare de început. Efectul tratamentului cu ultrasunete fiind mult mai eficient în cazul inițierii iar lovirea cu alică poate să ajute și în etapa de propagare.

Roy (2003) realizează încercări de rezistență la oboseală pe traverse sudate cu rigidizări tratate prin ultrasunete. Încercările de oboseală au fost realizate cu amplitudine constantă la diferite nivele de încărcare, epruvetele fiind testate atât la inițierea unei fisuri cât și la propagarea acesteia. Distribuția tensiunilor reziduale la rădăcina sudurii au fost determinate înainte și după aplicarea tratamentului cu ultrasunete. Rezultatele au arătat că tratamentul cu ultrasunete a condus la îmbunătățirea performanțelor la oboseală prin schimbarea microstructurii și introducerea tensiunilor reziduale de compresiune. Tratamentul efectiv a crescut limita de prag a factorului de intensitate a tensiunii și respectiv limita de oboseală fără să modifice panta curbei S-N.

Huo (2005) realizează teste de oboseală pe îmbinări sudate din oțel 16Mn pentru trei condiții diferite: sudat, suflare TIG și tratare ultrasonică. S-a constatat că sub acțiunea unei sarcini cu amplitudine constantă suflarea TIG a mărit rezistența la oboseală cu peste 37% și durata de viață de 2.5 ori. La solicitare variabilă rezistența la oboseală a fost mărită cu aproximativ 34% iar durata de viață cu 1.7 ori. Îmbunătățirea performanțelor la oboseală datorate tratamentului cu ultrasunete depinde de tensiunea aplicată și se comportă mai bine ca și tratamentul TIG atât în regim oligociclic cât și în regim policiclic. La solicitarea cu amplitudine constantă, tratamentul cu ultrasunete a crescut rezistența cu până la 84% și durata de viață la oboseală cu până la 27 ori. La solicitarea variabilă rezistența a fost mărită cu până la 80% față de cea inițială și durata de viață de până la 17 ori.

2.6 Concluzii

În acest capitol se face o trecere în revistă a problemelor legate de durabilitatea structurilor în condiții de oboseală. Sunt prezentate principalele teorii de degradare la oboseală a materialelor și deasemenea se prezintă aspecte legate de propagarea fisurilor de oboseală. Sunt prezentați și principalii factori care influențează durabilitatea la oboseală și măsurile de prevenire a fisurării la oboseală.

3. EVALUAREA DURABILITĂȚII MANIVELEI UNEI PALETE ROTORICE DE TIP KAPLAN

3.1 Introducere

Scopul acestui capitol este acela de a evalua durabilitatea componentelor unei palete rotorice de turbină Kaplan.

Turbina Kaplan este o turbină hidraulică cu rotație axială, cu un rotor cu palete reglabile, utilizat la hidrocentrale de cădere mică a apei și debite mari. Turbina a apărut prin anul 1913 inventată de către un austriac cu numele de Viktor Kaplan. Turbina funcționează cu randamente atingând 80 - 95 %.

Aceste hidroagregate analizate fac parte dintr-o amenajare hidroenergetică de pe teritoriul României cu o puterea instalată de 1200 MW. Puterea instalată pentru fiecare hidroagregat fiind de 200 MW.

3.2 Caracteristici generale

Analiza privind evaluarea duratei de viață la solicitarea din exploatare a fost realizată pentru 3 hidroagregate notate U1, U2, U3. Rotoarele turbinelor Kaplan echipate cu 6 palete.

În figura 3.1 este reprezentat în ansamblu paleta de turbină Kaplan cu componentele acesteia aflate în secțiunea turbinei.

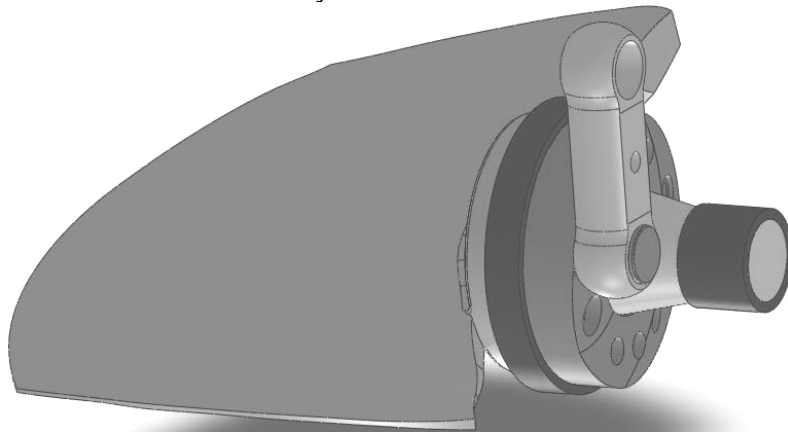


Fig. 3.1 Ansamblul paletă Kaplan

După cum se poate observa din figura 3.1 paleta turbinei Kaplan este reglată prin intermediul unui braț atașat la butonul manivelei fixate pe un suport numit fus.

În figura 3.2 a, b, c sunt reprezentat în detaliu părțile componente ale acestui ansamblu.

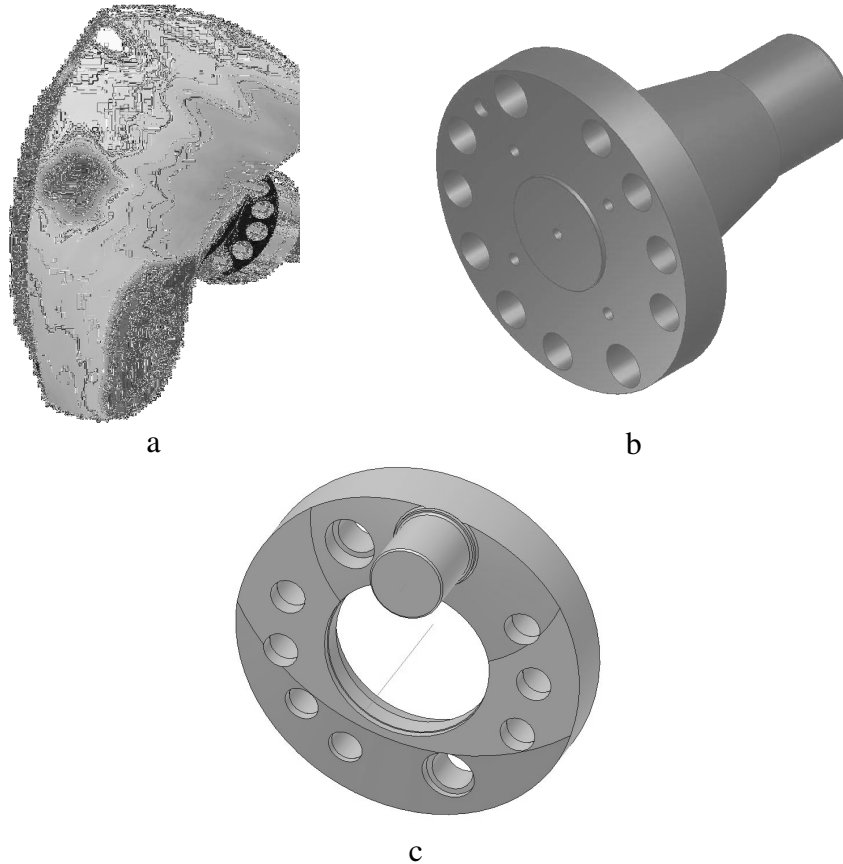


Fig. 3.2 Componentele ansamblului paletelor

În figura 3.2 a este reprezentată paleta, în figura 3.2 b este reprezentat fusul paletelor care se fixează pe paletă iar în figura 3.2 c este reprezentată manivela cu butonul de care este atașat leverul de reglare a unghiului paletelor.

În cadrul hidroagregatelor analizate una dintre părțile cele mai solicitate în procesul de modificare a unghiului paletelor implicat a regimului de funcționare, este manivela, mai precis butonul de care este atașat manivelei. De aceea calculele numerice au fost realizate considerând doar manivela cu încărcările obținute din exploatare.

3.2.1 Caracterizarea materialului

Materialul manivelei este un oțel de tipul 34CrNiMo6 având următoarele caracteristici de rezistență prezentate în tabelul 3.1.

Tabelul 3.1 Caracteristicile mecanice

Marca	Rezistența la traciune σ_t [MPa]	Limita de curgere la traciune σ_c [MPa]	Modulul Young E [MPa]	Coeficientul lui Poisson ν [-]
34CrNiMo6	922	752	210000	0,28

Pentru determinarea curbei de oboseală s-au realizat încercări de oboseală la universitatea din Stuttgart raport 078/50134960:2009, cu cicluri mari pe materialul manivelei, rezultând curba trasată în figura 3.3.

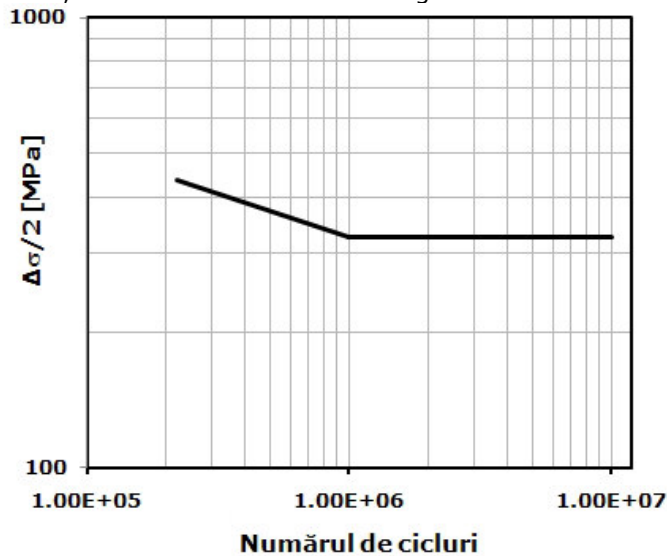


Fig. 3.3 Curba de oboseală material 34CrNiMo6 (Quick Look report 2009)

3.2.2 Analiza regimului de funcționare

Pentru regimul de funcționare având unghiul de înclinare a paletei $\varphi=10^\circ$ și căderea $H=25$ m respectiv turația $n=71.43$ rot/min în cadrul rapoartelor Campian (2008b, 2009) s-au determinat încărcările care apar asupra ansamblului și anume:

- forța axială hidraulică care acționează pe o singură paletă F_H ;
- forța centrifugă F_C ;
- forța maximă servomotor care acționează asupra manivelei $F_{\max \text{ servomotor}}$;
- forța tangențială hidraulică care acționează pe o singură paletă F_T ;
- greutatea ansamblului G ;

Valorile obținute au fost: $F_H=1771437N$, $F_T=10249555N$, $F_C=4069495N$.

Pentru a obține forța maximă servomotor cea care acționează asupra butonului manivelei s-au realizat probe de reglaj înregistrate pe trei zile diferite pentru trei agregate (25 august, 01 septembrie, 08 septembrie 2010) și prezentate în figurile 3.4, 3.5, 3.6 a,b,c. Forța servomotorului a fost obținută din presiunile folosite pentru modificarea puterii active a turbinei și forța adițională a servomotorului calculată și prezentată în Campian (2008b, 2009), Jianu (2013).

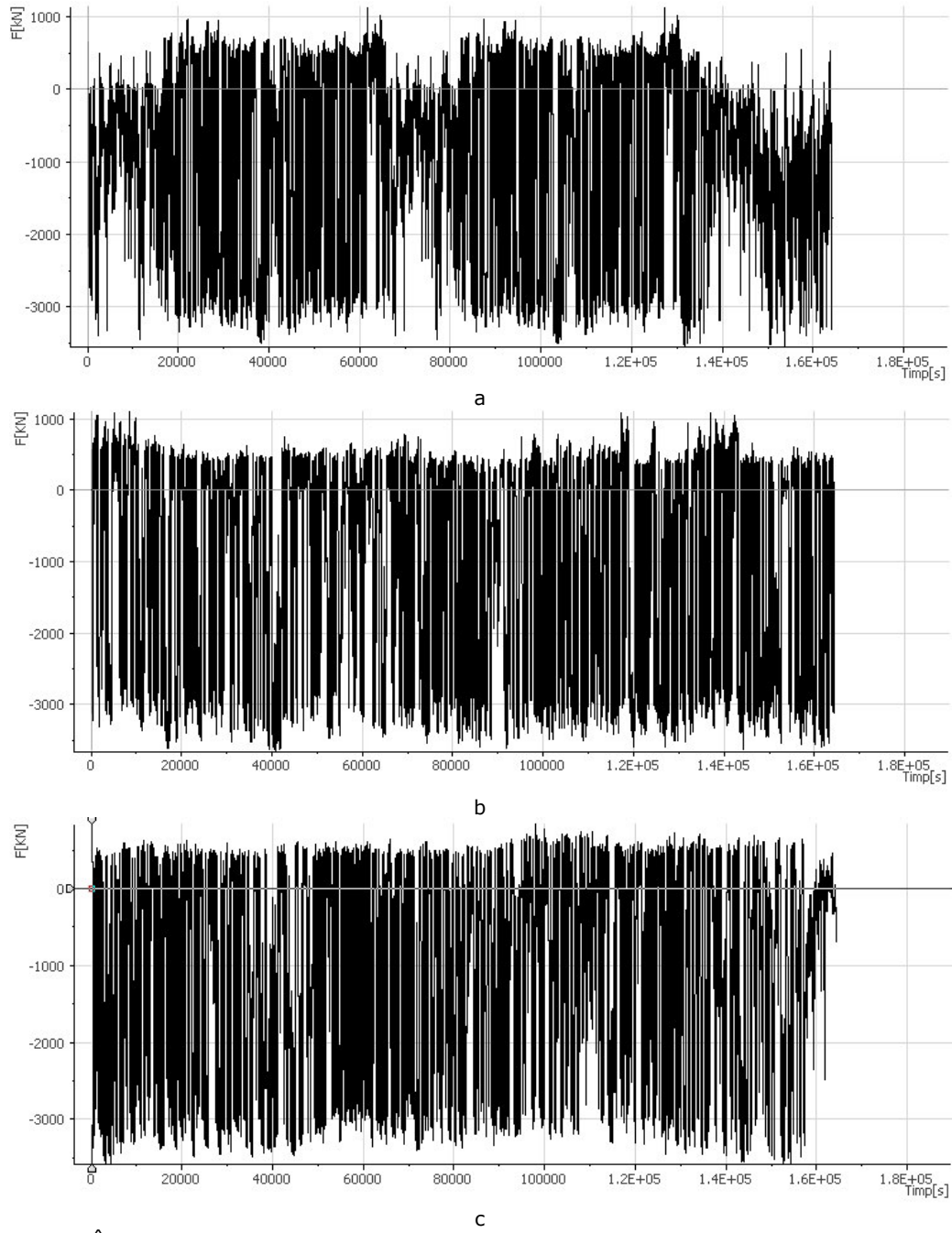


Fig. 3.4 Înregistrări aferente agregatului U1 pentru trei zile diferite (25 Aug, 01 Sept, 08 Sept)

32 3. Evaluarea durabilității manivelei unei palete rotorice de tip Kaplan

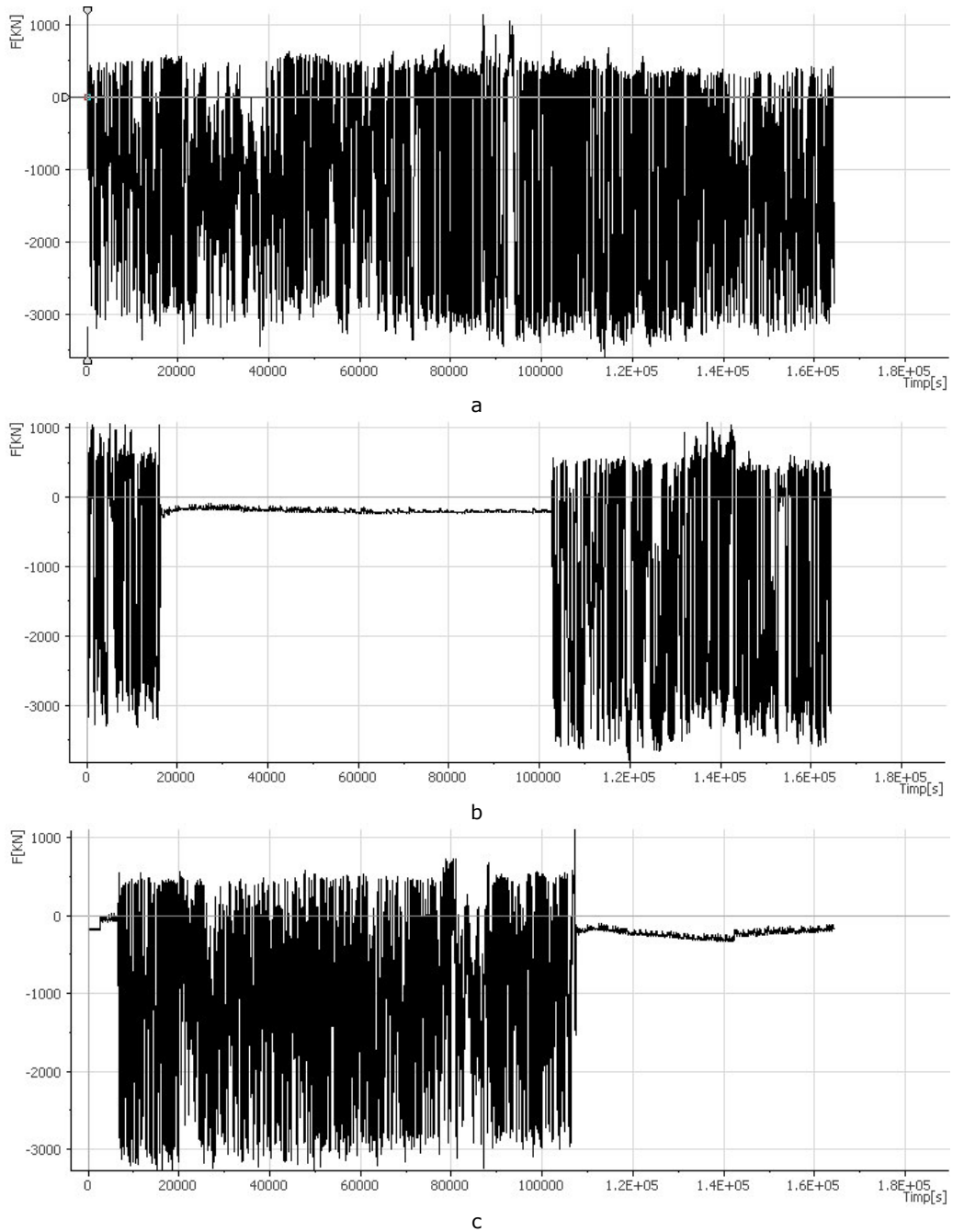


Fig. 3.5 Înregistrări aferente agregatului U2 pentru trei zile diferite (25 Aug, 01 Sept, 08 Sept)

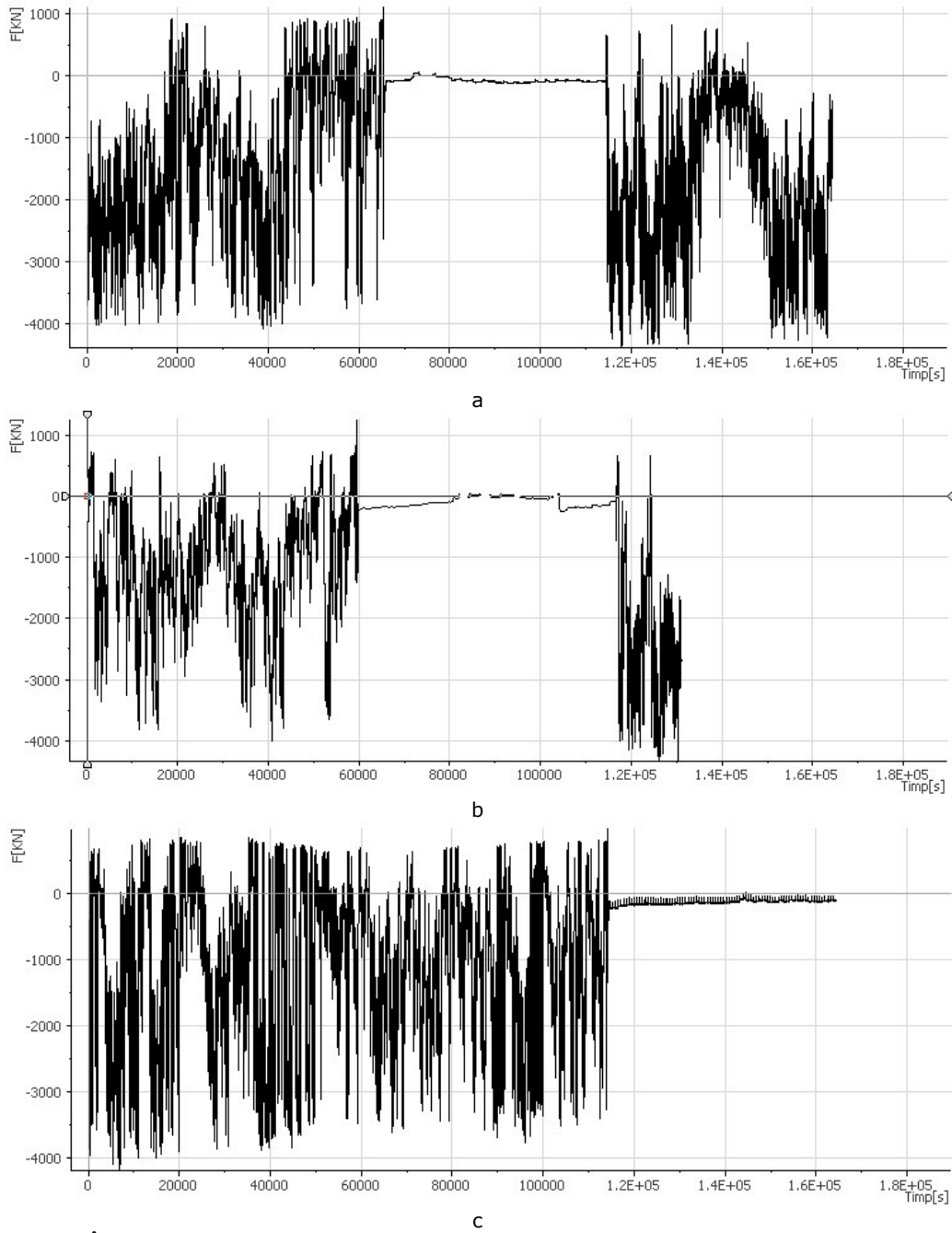


Fig. 3.6 Înregistrări aferente agregatului U3 pentru trei zile diferite (25 Aug, 01 Sept, 08 Sept)

3.3 Analize numerice structurale

Analizele numerice structurale au fost realizate pentru determinarea stării de tensiune din manivelă, în cazul geometriei reale respectiv în cazul în care se modifică configurația geometrică a îmbinării butonului cu manivela. În figura 3.7 este prezentată geometria inițială cu detaliul corespunzător iar în figura 3.8 este prezentată geometria modificată.

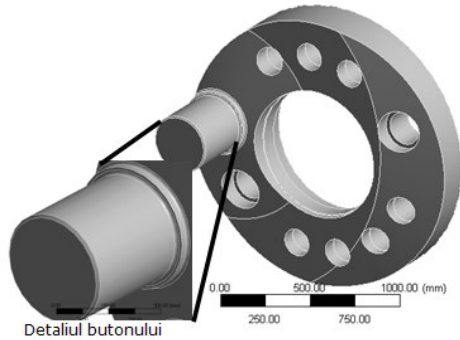


Fig. 3.7 Geometria manivelei inclusă în sistemul de reglare a poziției paletei rotorice a turbinei Kaplan (configurația inițială)

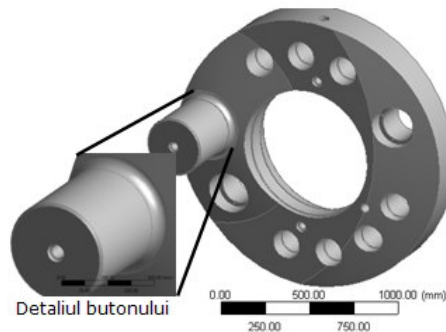


Fig. 3.8 Geometria manivelei inclusă în sistemul de reglare a poziției paletei rotorice a turbinei Kaplan (configurația modificată)

După cum se poate observa în figurile 3.7 respectiv 3.8 diferența dintre geometria inițială (cea prezentă în exploatare) și cea modificată constă în racordul dintre butonul manivelei cu corpul acesteia. În figura 3.7 aceasta realizându-se printr-un guler legat cu două raze de racordare. La geometria modificată racordarea se face printr-o rază de trecere mai mare. Aceste două geometrii au fost considerate în continuare în analiză.

3.3.1 Determinarea stării de tensiune și deformație pentru geometria inițială

Pentru analiza numerică s-a utilizat programul cu elemente finite Ansys v.12. Geometria prezentată anterior a fost discretizată cu elemente finite de tipul 3D Solid 185, numărul de elemente fiind de 143065 și 167083 noduri, elemente prismatice. În figura 3.9 este prezentată geometria discretizată cu o finisare în zona de racord a butonului cu corpul manivelei.

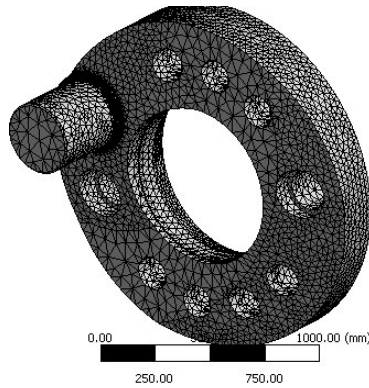


Fig. 3.9 Discretizarea manivelei incluse in sistemul de reglare a pozitiei paletei rotorice a turbinei Kaplan (configuratia initiala)

Pentru studiul stării de tensiune s-a realizat un studiu de convergență rezultând numărul de elemente finite care satisface condiția de soluție stabilă (cu erori cuprinse în limita a 3% între soluții) și care permite rezolvarea într-un timp scurt.

Condițiile impuse în analiza numerică au fost date de forțele prezentate în analiza regimului de funcționare și anume: forța axială hidraulică de pe paletă, forța tangențială hidraulică, forța centrifugă și forța maximă servomotor care acționează asupra butonului manivelei. Pentru fiecare caz analizat, adică fiecare zi de înregistrare s-a considerat ca forță maximă pe servomotor forța maximă înregistrată în aceea zi. De asemenea s-a impus asupra manivelei și fixarea acesteia de fusul paletei corespunzător cu condiția de funcționare. În figura 3.10 este prezentat condițiile la limită din analiza numerică.

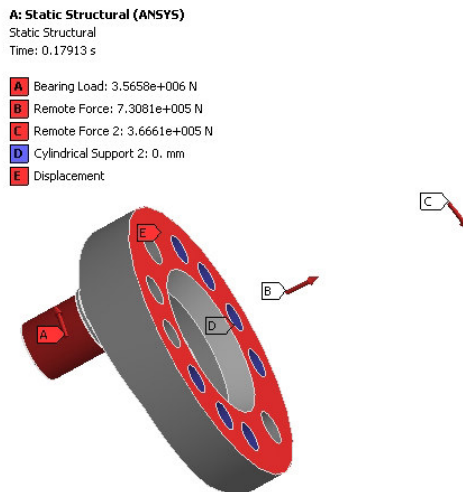


Fig. 3.10 Condițiile la limită impuse pentru calculul stării de tensiune pentru manivela din sistemul de reglare a pozitiei paletei rotorice a turbinei Kaplan (configurația inițială)

În urma analizei statice structurale s-au determinat tensiunile maxime respectiv deformațiile care apar în manivelă. În figura 3.11, 3.12, 3.13, sunt prezentate tensiunile maxime principale, tensiunile echivalente (Von Mises)

respectiv deformațiile totale pentru agregatul U1 cu forța maximă înregistrată în 25 Aug.

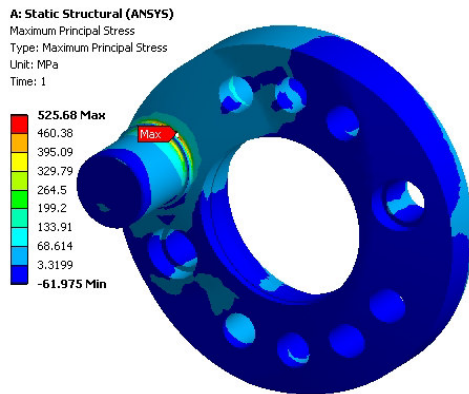


Fig. 3.11 Tensiunile maxime principale σ_1 pentru configurația inițială a manivelei sistemului de reglare a paletei rotorice a turbinei Kaplan [MPa]

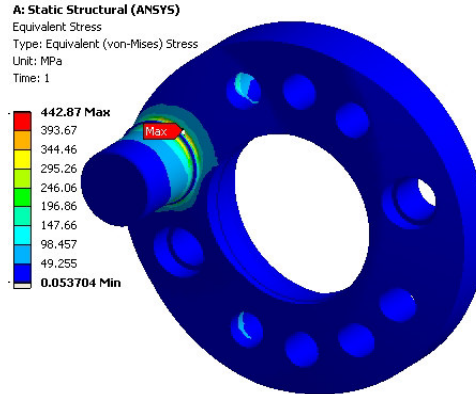


Fig. 3.12 Tensiunile echivalente maxime σ_{echiv} pentru configurația inițială a manivelei sistemului de reglare a paletei rotorice a turbinei Kaplan [MPa]

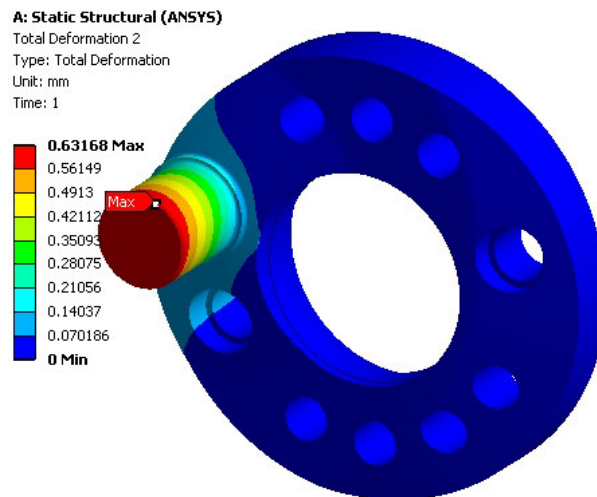


Fig. 3.13 Deplasările totale pentru configurația inițială a manivelei sistemului de reglare a paletei rotorice a turbinei Kaplan [mm]

După cum se poate observa în figurile 3.11, 3.12 solicitarea maximă apare în zona de racordare dintre buton și corpul manivelei iar valorile tensiunii maxime principale este de 525,68 MPa iar valorile tensiunii maxime echivalente 442,87 MPa.

Pentru cele trei agregate U1,U2,U3 cu forțele maxime din înregistrări s-au realizat analize statice structurale determinând tensiunile maxime principale respectiv tensiunile echivalente maxime. În tabelul 3.2 sunt prezentate rezultatele analizelor statice.

Tabelul 3.2 Rezultatele analizei statice obținute pentru cele trei unități geometria inițială

Denumire utilaj	Ziua Înregistrării	Forța maximă înregistrată [KN]	Tensiunea maximă principală [MPa]	Tensiunea echivalentă maximă [MPa]
U1	25.aug	-3565,78	525,68	442,87
	01.sep	-3652,88	538,7	453,84
	08.sep	-3653,48	538,72	453,87
U2	25.aug	-3592,29	529,57	446,15
	01.sep	-3838,95	566,26	477,07
	08.sep	-3555,02	524,08	441,52
U3	25.aug	-4392,14	648,43	546,29
	01.sep	-4326,08	638,61	538,03
	08.sep	-4194,93	619,13	521,61

3.3.1 Determinarea stării de tensiune și deformație pentru geometria modificată

Pentru geometria prezentată în figura 3.8 s-a analizat din nou starea de tensiune rezultată în funcție de forțele maxime înregistrate în cele 3 zile pentru cele trei agregate. Din nou modelul geometric a fost discretizat în elemente finite de tip 3D Solid 185. În figura 3.14 este prezentat modelul discretizat împreună cu detaliul zonei butonului. Condițiile la limită au fost impuse la fel ca cele prezentate în figura 3.10.

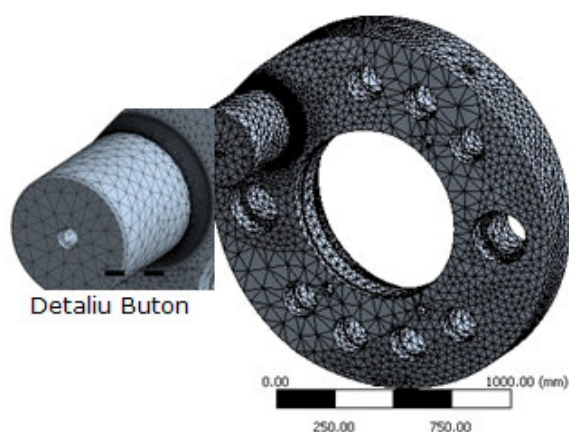


Fig. 3.14 Discretizarea manivelei inclusa in sistemul de reglare a pozitiei paletelor rotorice a turbinei Kaplan (configuratia modificata)

În figurile 3.15, 3.16, 3.17 sunt prezentate rezultatele obținute în urma analizei numerice și anume tensiunile maxime principale, tensiunile echivalente maxime și deformațiile totale pentru agregatul U1 cu forța maximă înregistrată în ziua 25 Aug.

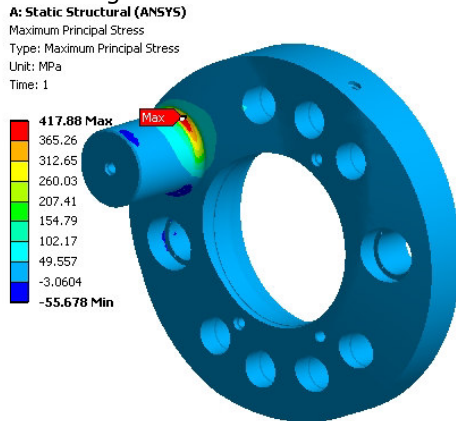


Fig. 3.15 Tensiunile maxime principale σ_1 pentru configurația modificată a manivelei sistemului de reglare a paletei rotorice a turbinei Kaplan [MPa]

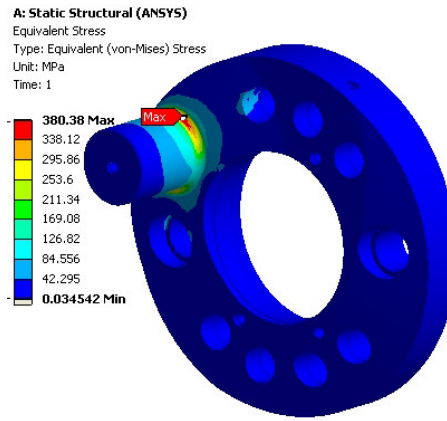


Fig. 3.16 Tensiunile echivalente maxime σ_{echiv} pentru configurația modificată a manivelei sistemului de reglare a paletei rotorice a turbinei Kaplan [MPa]

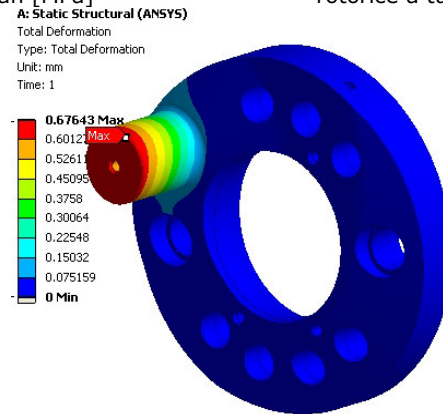


Fig. 3.17 Deplasările totale pentru configurația modificată a manivelei sistemului de reglare a paletei rotorice a turbinei Kaplan [mm]

După cum se poate observa din figurile 3.15 și 3.16 zona de tensiune maximă este tot în racordul dintre buton și corpul manivelei. În aceleași condiții de solicitare se observă dacă se modifică racordul dintre buton și corpul manivelei valoarea tensiunilor scade, astfel că pentru geometria cu racordul modificat tensiunea maximă principală atinge valoarea de 417,88 MPa iar pentru tensiunea echivalentă maximă 380,38 MPa. În tabelul 3.3 sunt prezentate rezultatele analizei statice pentru cele trei agregate cu forțele înregistrate maxime și având geometria prezentată în figura 3.8.

Tabelul 3.3 Rezultatele analizei statice obținute pentru cele trei unități geometria modificată

Denumire utilaj	Ziua Înregistrării	Forța maximă înregistrată [KN]	Tensiunea maximă principală [MPa]	Tensiunea echivalentă maximă [MPa]
U1	25.aug	-3565,78	417,88	380,38
	01.sep	-3652,88	428,12	389,7
	08.sep	-3653,48	428,24	389,81
U2	25.aug	-3592,29	421,09	383,3
	01.sep	-3838,95	450,13	409,73
	08.sep	-3555,02	416,7	379,31
U3	25.aug	-4392,14	515,22	468,98
	01.sep	-4326,08	507,45	461,91
	08.sep	-4194,93	492,03	447,87

Rezultatele analizelor arată tensiuni mai mici decât limita de curgere a materialului ceea ce indică că acesta nu intră în zona de curgere plastică.

3.4 Determinarea durabilității la oboseală

Calculul la oboseală a fost realizat pe baza curbei de oboseală prezentată în figura 3.3, iar după cum se poate observa din înregistrările forței care acționează asupra butonului de-a lungul unei zile, solicitarea este cu amplitudine variabilă. Pentru această analiză s-a utilizat metoda picăturii de numărare a ciclurilor la oboseală.

Factori ce influențează rezistența la oboseală, după Shigley (1989)

$$K_f = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_l, \quad (3.1)$$

unde:

- k_a ține cont de prelucrarea suprafeței, Shigley (1989)

$$k_a = a \cdot \sigma_r^b, \quad (3.2)$$

cu $\sigma_r = 922$ MPa respectiv $a = 4.51$ și $b = -0,265$ pentru prelucrare prin așchiere, rezultă $k_a = 4.51 \cdot 922^{-0.265} = 0,739$,

- efectul mărimii piesei k_b este cuantificat în funcție de diametrul piesei cu relația:

$$k_b = 1.189 \cdot d^{-0.097} = 1.189 \cdot 338^{-0.0970} = 0,676, \quad (3.3)$$

pentru diametrul bulonului $d = 338$ mm,

- efectul tipului de solicitare $k_c=1$ pentru încovoiere,
- efectul temperaturii $k_d=1$ pentru temperaturi de operare de până la 500°C ,
- efectul tensiunilor reziduale este $k_e = 1$,
- efectul condițiilor de lucru $k_l = 1$ pentru lucrul în ulei.

Astfel coeficientul de reducere al rezistenței la oboseală este:

$$K_f = 0.739 \times 0.676 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 = 0,5.$$

3.4.1 Considerații teoretice asupra metodei de numărare a ciclurilor utilizând metoda picăturii

Pentru calculul la oboseală cu cicluri de solicitare cu amplitudine variabilă este suficientă o analiză statică cu elemente finite, dar în locul unei analize de oboseală cu coeficient de asimetrie a ciclului constant, pentru cazul solicitărilor cu amplitudine constantă, se consideră că acesta variază în timp. Pentru solicitările cu amplitudine variabilă și încărcare proporțională calculul degradării la oboseală necesită numărarea ciclurilor aleatoare și transformarea lor într-o serie de evenimente, precum și o însumare a degradărilor de forma regulii Miner, Dumitru (2009), Lee (2005).

Metoda picăturii (Rainflow) de numărare a ciclurilor a fost inițial propusă de M. Matsuiski (1968) pentru numărarea ciclurilor sau jumătăților de cicluri de la curbele de tip deformație - timp. Numărarea se efectuează pe baza comportării de tip tensiune-deformație a materialului. Numărarea ciclurilor unei solicitări aleatorii prin metoda picăturii este reglementată de standardul ASTM E-1049 și este implementată în programul de analiză cu elemente finite ANSYS.

O tensiune aleatoare $\sigma(t)$ nu este alcătuită dintr-un singur vârf între două treceri prin zero, apar mai multe vârfuri, ceea ce face dificilă determinarea numărului de cicluri suportate de structură.

Numărarea vârfurilor face posibilă realizarea unei histogramme a vârfurilor de tensiune aleatoare care pot fi apoi transformate într-un spectru de tensiune reprezentat de numărul de cicluri și o valoare a tensiunii. Spectrul tensiunii este astfel o reprezentare de distribuție statistică a amplitudinilor caracteristice ale tensiunilor aleatorii în funcție de timp. Originea numelui de metoda de numărare a picăturii provine și de la numele dat în trecut ca fiind curgerea apei de ploaie de pe acoperișuri de pagodă, putând fi explicat ca axa timpului este verticală și tensiunea aleatoare $\sigma(t)$ reprezintă o serie de acoperișuri pe care apa cade. Regulile de curgere pot fi reprezentate ca în figura 3.18, a și b.

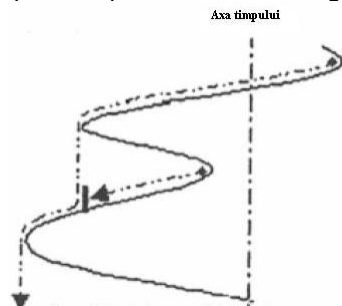


Fig. 3.18 a Regula de curgere de la un vârf

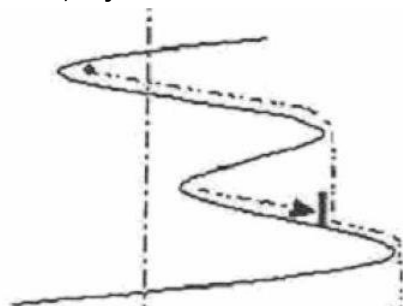


Fig. 3.18 b Regula de curgere de la o vale

Originea tensiunii aleatoare este plasată pe axa abscisă a vârfului de tensiune aleatoare mai mare. Picăturile de apă sunt secvențial eliberate la fiecare extrem. Două picături nu se pot întâlni, iar o picătură care în cădere nu mai întâlnește alte pante ale scurgerii, părăsește acoperișul.

În cazul în care picătura pornește de la un vârf:

a) picătură se va opri în cazul în care întâlnește un vârf opus mai mare decât cel de plecare,

b) se va opri, de asemenea, dacă întâlnește calea udată de o altă picătură, anterior determinată

c) picătura poate cădea pe un alt acoperiș și continuă să alunece în conformitate cu regulile de la a și b.

În cazul în care picătura pornește de la o vale (unde tensiunea are o valoare scăzută):

d) picătura se va opri dacă întâlnește o vale mai profundă decât cea de la plecarea; picătura se va opri în cazul în care traversează calea udată de o picătură provenită de la o vale precedentă

f) picătura poate cădea pe un alt acoperiș și să continue traseul în conformitate cu regulile d și e.

Lungimea orizontală a fiecărui traseu definește o serie care poate fi considerată ca echivalentă cu o jumătate de ciclu a unei solicitări cu amplitudine constantă.

Tensiunea $\sigma(t)$ este transformată într-un proces de vârfuri și văi. Apoi, axa timpului este rotită, astfel încât să fie privită ca un acoperiș udat o singură dată. La ambele vârfuri și văi, sursele de apă sunt luate în considerare. Apa curge în conformitate cu următoarele reguli:

1. O cale a picăturii pornind de la o vale va continua în jos "pagoda acoperișului", până când întâlnește o vale, care este mai negativă decât originea.

2. O cale a picăturii este încheiată atunci când întâlnește o cale udată de o picătură anterioară.

3. Un nou drum nu este pornit până când calea luată în considerare s-a oprit.

4. Sunt definite pentru întreaga înregistrare văile generate de jumătate de cicluri. Pentru fiecare ciclu, tensiunea σ_i este o cale verticală. Media tensiunii σ_i este punctul de mijloc.

5. Procesul se repetă în sens invers.

3.4.2 Analiza durabilității la oboseală utilizând înregistrările cu amplitudine variabilă pentru geometria inițială

Calculul la oboseală al manivelei operata conform regimurilor înregistrare pentru agregatele U1, U2, U3 s-au realizat pe baza înregistrărilor forțelor din timpul exploatarei înregistrate în cele trei zile și prezentate în figurile 3.4, 3.5, 3.6. Pentru că înregistrările sunt realizate pentru o zi toate rezultatele analizei la oboseală care se vor obține, vor fi prezentate în zile de funcționare până la cedare. Forțele variabile în timp, ale ciclului variabil au fost scalate astfel încât valorile maxime ale tensiunii principale maxime statice σ_1 să corespundă tensiunii maxime a ciclului aleator σ_{\max} calculată pe baza tensiunii medii maxime a ciclului aleator $\sigma_{\text{med,max}}$ și a variației maxime a ciclului variabil $\Delta\sigma_{\max}$:

$$\sigma_{1\max} = \sigma_{\text{med,max}} + \frac{\Delta\sigma_{\max}}{2}. \quad (3.4)$$

În urma analizei rainflow s-a obținut diagramă 3D (figura 3.18a) la care în plan sunt variația ciclului aleator $\Delta\sigma$ și media ciclului aleator σ_{med} iar pe verticală numărul de cicluri pentru o pereche ($\Delta\sigma$, σ_{med}). În figura 3.18 b sunt prezentate rezultatele analizei la oboseală U1 - 25 Aug, iar în tabelul 3.4 valorile extreme ale mediei ciclului aleator σ_{med} și ale variației $\Delta\sigma$.

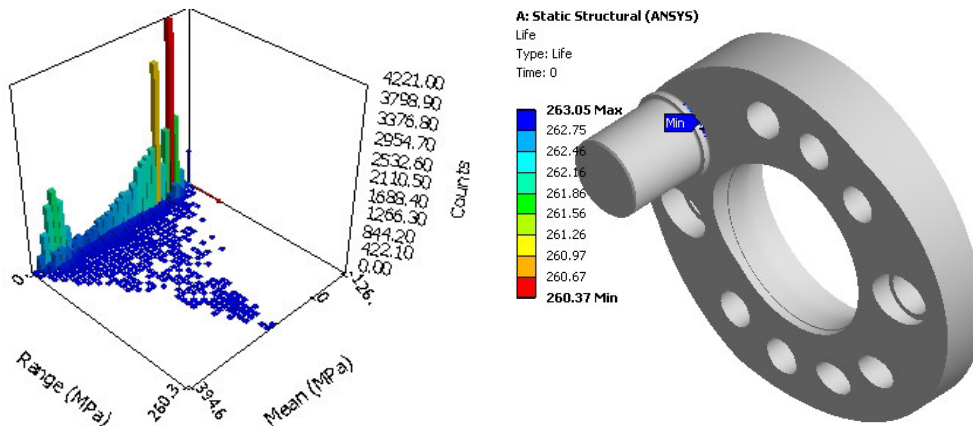


Fig. 3.18 a Matricea de numărare a ciclurilor U1- 25 Aug

Fig. 3.18 b Durata de viață estimată pentru configurația inițială (zile) U1- 25 Aug

Tabelul 3.4 Rezultatele matricii de numărare a ciclurilor (U1 - 25 Aug)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	207,66 MPa
Tensiunea medie minimă	-100,51 MPa
Tensiunea medie maximă	314,8 MPa

În figurile 3.19 până la 3.26 sunt prezentate matricile de numărare a ciclurilor 3D și durata de viață estimată, obținute pentru înregistrările din figurile 3.4 la 3.6. În tablele de la 3.5 la 3.12 sunt prezentate rezultatele matricilor obținute din analiza cu metoda picăturii implementată în Ansys.

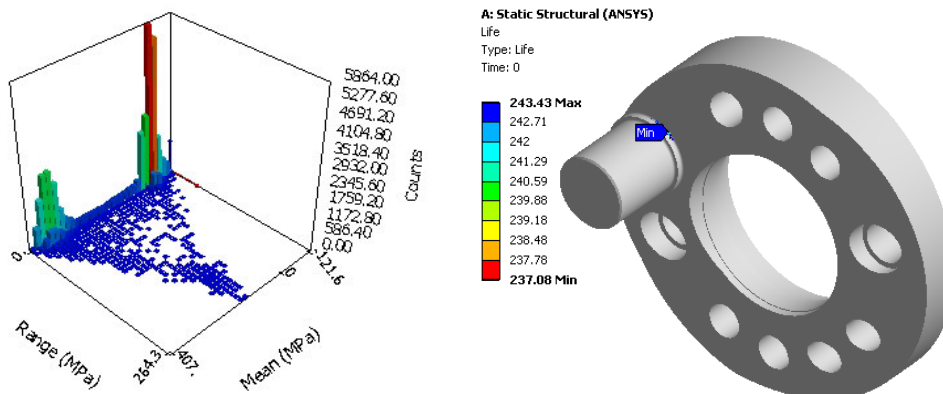


Fig. 3.19 a Matricea de numărare a ciclurilor U1- 01 Sept

Fig. 3.19 b Durata de viață estimată (zile) pentru configurația inițială U1- 01 Sept

Tabelul 3.5 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U1 - 01 Sept)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	264,33 MPa
Tensiunea medie minimă	-121,63 MPa
Tensiunea medie maximă	407,03 MPa

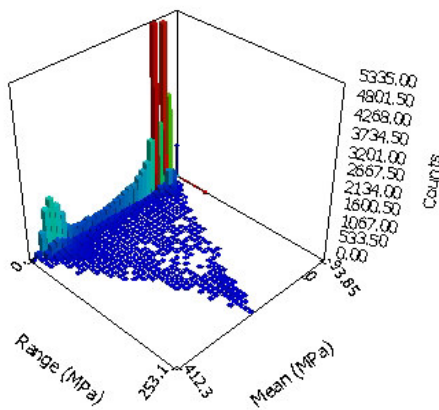


Fig. 3.20 a Matricea de numărare a ciclurilor U1- 08 Sept

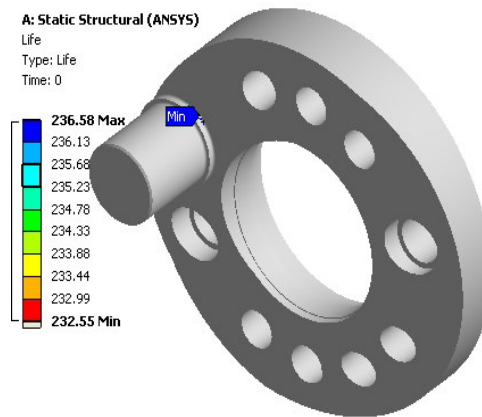


Fig. 3.20 b Durata de viață estimată (zile) pentru configurația inițială U1- 08 Sept

Tabelul 3.6 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U1 - 08 Sept)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	253,09Pa
Tensiunea medie minimă	-93,849 MPa
Tensiunea medie maximă	412,33 MPa

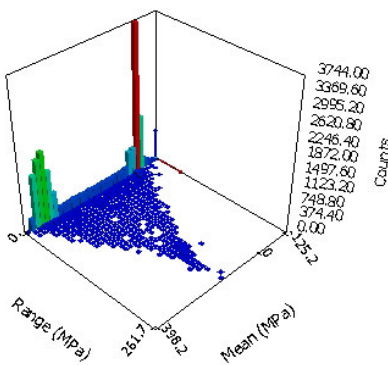


Fig. 3.21 a Matricea de numărare a ciclurilor U2- 25 Aug

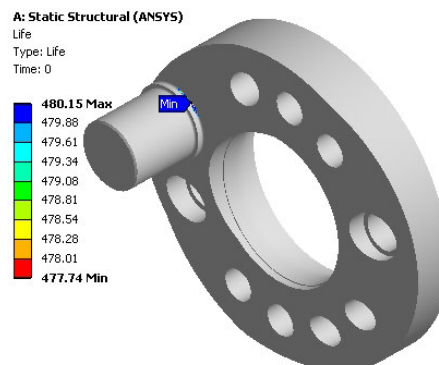


Fig. 3.21 b Durata de viață estimată (zile) pentru configurația inițială U2- 25 Aug

Tabelul 3.7 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U2 – 25 Aug)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	261,68 MPa
Tensiunea medie minimă	-125,2 MPa
Tensiunea medie maximă	398,15 MPa

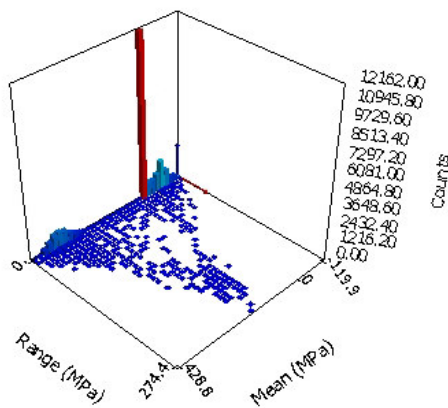


Fig. 3.22 a Matricea de numărare a ciclurilor U2- 01 Sept

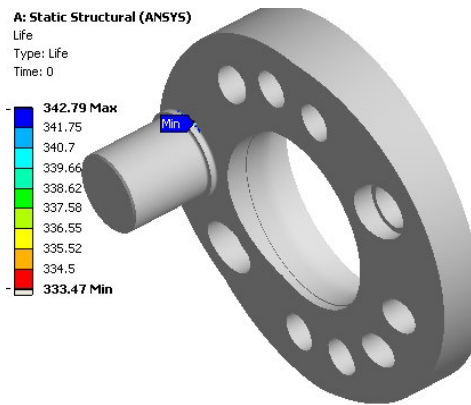


Fig. 3.22 b Durata de viață estimată (zile) pentru configurația inițială U2- 01 Sept

Tabelul 3.8 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U2 – 01 Sept)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	274,35 MPa
Tensiunea medie minimă	-119,94 MPa
Tensiunea medie maximă	428,76 MPa

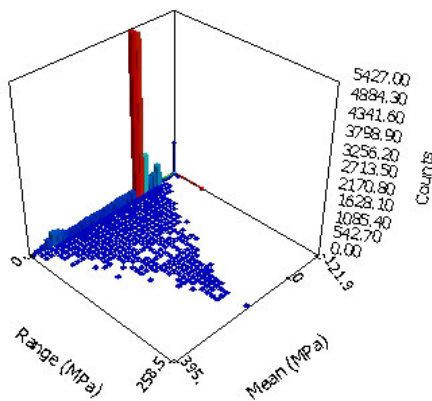


Fig. 3.23 a Matricea de numărare a ciclurilor U2- 08 Sept

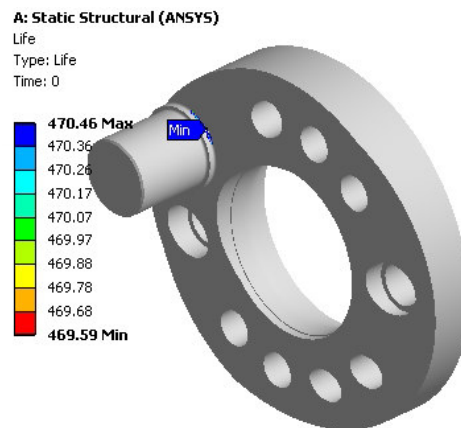


Fig. 3.23 b Durata de viață estimată (zile) pentru configurația inițială U2- 08 Sept

Tabelul 3.9 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U2 – 08 Sept)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	258,49 MPa
Tensiunea medie minimă	-121,93 MPa
Tensiunea medie maximă	395,05 MPa

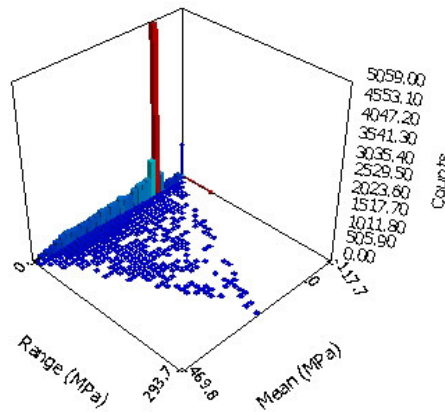


Fig. 3.24 a Matricea de numărare a ciclurilor U3- 25 Aug

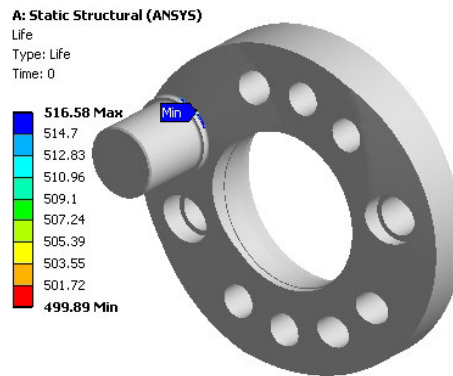


Fig. 3.24 b Durata de viață estimată (zile) pentru configurația inițială U3- 25 Aug

Tabelul 3.10 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U3 – 25 Aug)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	293,74 MPa
Tensiunea medie minimă	-117,66 MPa
Tensiunea medie maximă	469,82 MPa

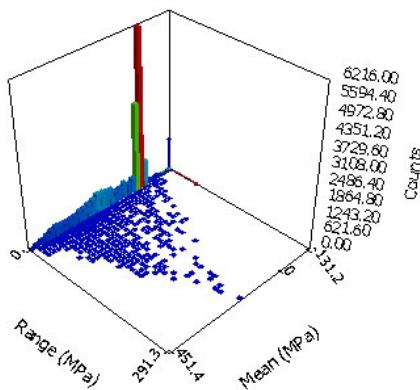


Fig. 3.25 a Matricea de numărare a ciclurilor U3- 01 Sept

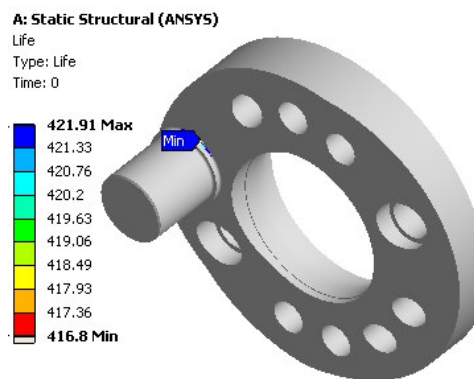


Fig. 3.25 b Durata de viață estimată (zile) pentru configurația inițială U3- 01 Sept

Tabelul 3.11 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U3 – 01 Sept)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	291,34 MPa
Tensiunea medie minimă	-131,24 MPa
Tensiunea medie maximă	451,43 MPa

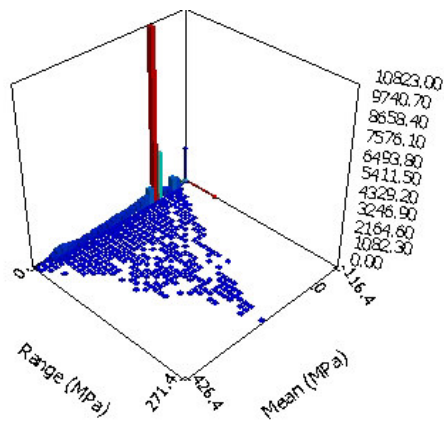


Fig. 3.26 a Matricea de numărare a ciclurilor U3- 08 Sept

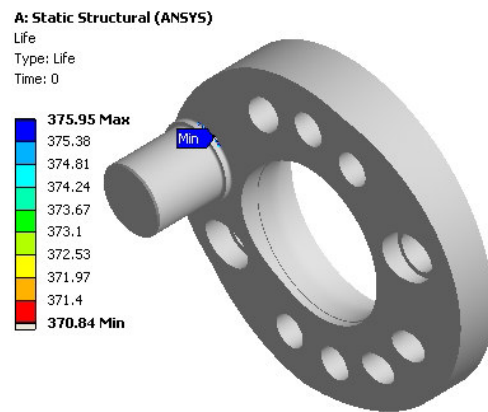


Fig. 3.26 b Durata de viață estimată (zile) pentru configurația inițială U3- 08 Sept

Tabelul 3.12 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U3 – 08 Sept)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	271,41 MPa
Tensiunea medie minimă	-116,43 MPa
Tensiunea medie maximă	426,39 MPa

3.4.3 Analiza durabilității la oboseală utilizând înregistrările cu amplitudine variabilă pentru geometria modificată

Analiza la oboseală pentru geometria modificată (figura 3.8) a fost realizată în aceleași condiții prezentate la punctul 3.4.2 pentru geometria inițială. În figurile 3.27 până la 3.35 și tabelele de la 3.13 până la 3.21 sunt prezentate rezultatele numerice obținute în urma analizei.

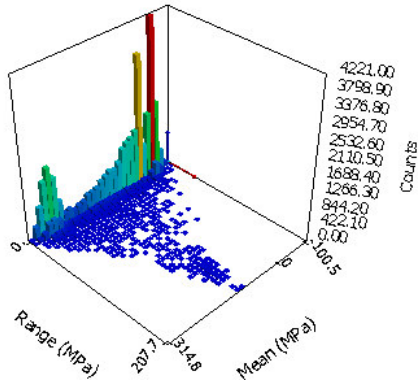


Fig. 3.27 a Matricea de numărare a ciclurilor U1- 25 Aug

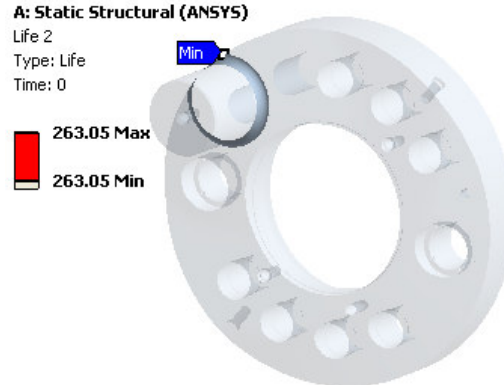


Fig. 3.27 b Durata de viață estimată pentru configurația modificată (zile) U1- 25 Aug

Tabelul 3.13 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U1 – 25 Aug)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	207,66 MPa
Tensiunea medie minimă	-100,51 MPa
Tensiunea medie maximă	314,8 MPa

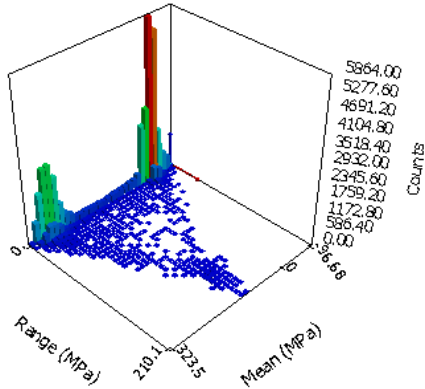


Fig. 3.28 a Matricea de numărare a ciclurilor U1- 01 Sept

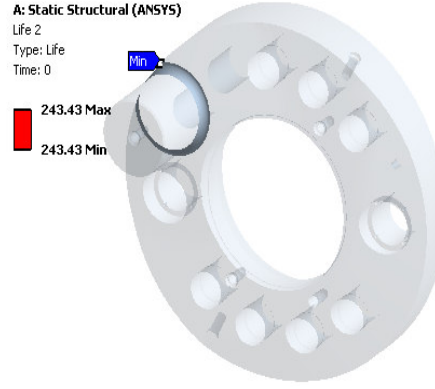


Fig. 3.28 b Durata de viață estimată pentru configurația modificată (zile) U1- 01 Sept

Tabelul 3.14 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U1 – 01 Sept)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	210,1 MPa
Tensiunea medie minimă	-96,678 MPa
Tensiunea medie maximă	323,53 MPa

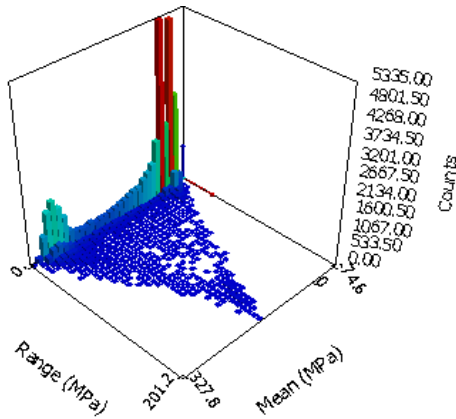


Fig. 3.29 a Matricea de numărare a ciclurilor U1- 08 Sept

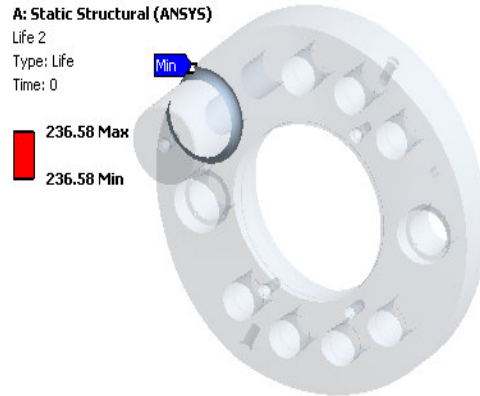


Fig. 3.29 b Durata de viață estimată pentru configurația modificată (zile) U1- 08 Sept

Tabelul 3.15 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U1 – 08 Sept)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	201,19 MPa
Tensiunea medie minimă	-74,604 MPa
Tensiunea medie maximă	327,78 MPa

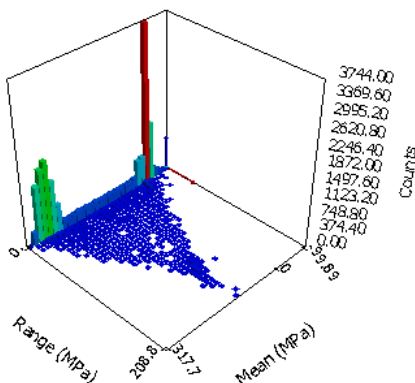


Fig. 3.30 a Matricea de numărare a ciclurilor U2- 25 Aug

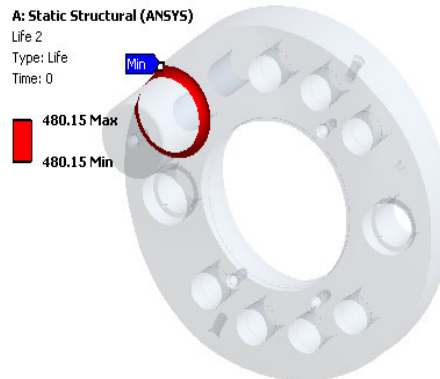


Fig. 3.30 b Durata de viață estimată pentru configurația modificată (zile) U2- 25 Aug

Tabelul 3.16 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U2 – 25 Aug)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	208,77 MPa
Tensiunea medie minimă	-99,887 MPa
Tensiunea medie maximă	317,65 MPa

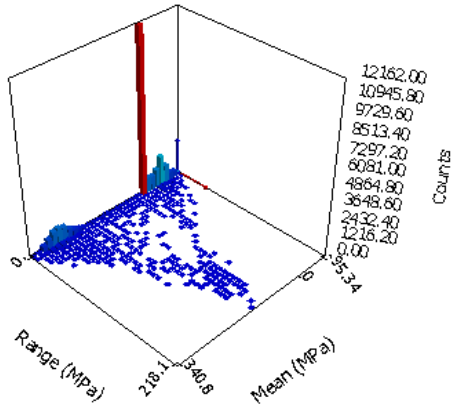


Fig. 3.31 a Matricea de numărare a ciclurilor U2- 01 Sept

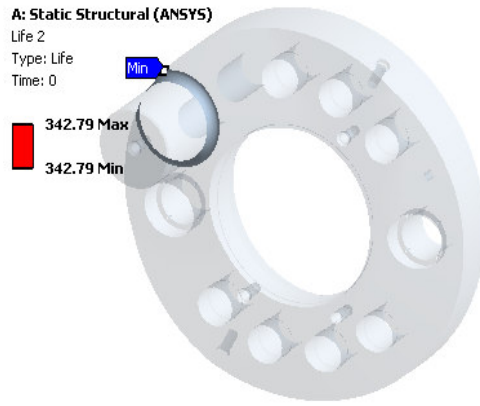


Fig. 3.31 b Durata de viață estimată pentru configurația modificată (zile) U2- 01 Sept

Tabelul 3.17 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U2 – 01 Sept)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	218,08 MPa
Tensiunea medie minimă	-95,341 MPa
Tensiunea medie maximă	340,83 MPa

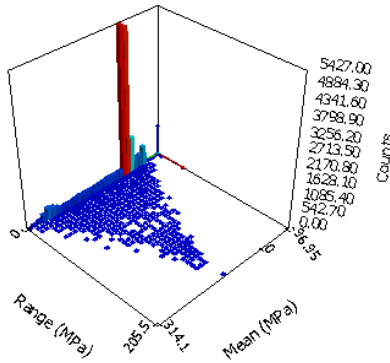


Fig. 3.32 a Matricea de numărare a ciclurilor U2- 08 Sept

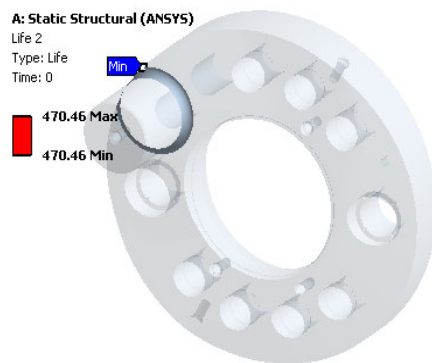


Fig. 3.32 b Durata de viață estimată pentru configurația modificată (zile) U2- 08 Sept

Tabelul 3.18 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U2 – 08 Sept)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	205,53 MPa
Tensiunea medie minimă	-96,948 MPa
Tensiunea medie maximă	314,11 MPa

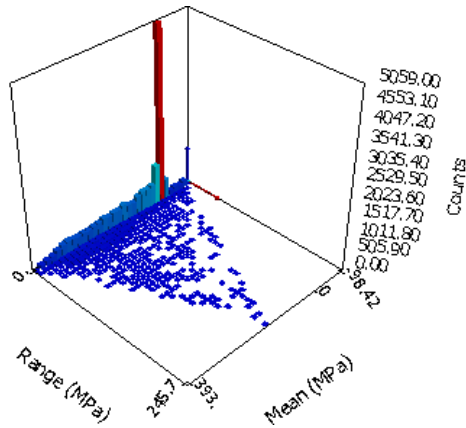


Fig. 3.33 a Matricea de numărare a ciclurilor U3- 25 Aug

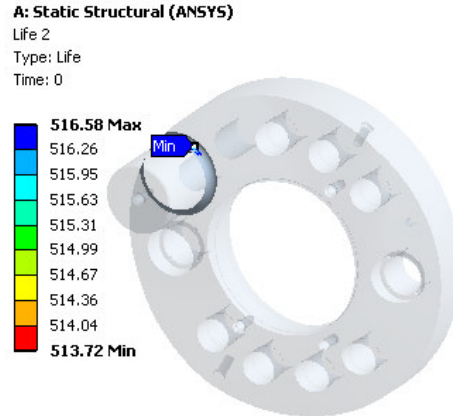


Fig. 3.33 b Durata de viață estimată pentru configurația modificată (zile) U3- 25 Aug

Tabelul 3.19 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U3 – 25 Aug)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	245,7 MPa
Tensiunea medie minimă	-98,419 MPa
Tensiunea medie maximă	392,99 MPa

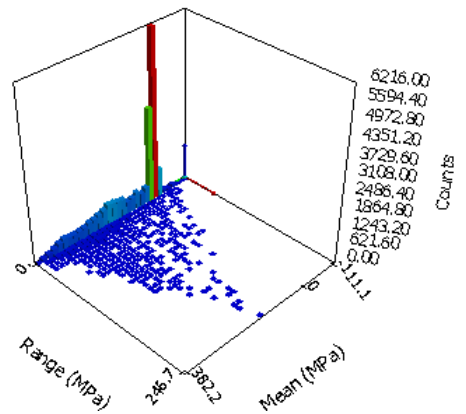


Fig. 3.34 a Matricea de numărare a ciclurilor U3- 01 Sept

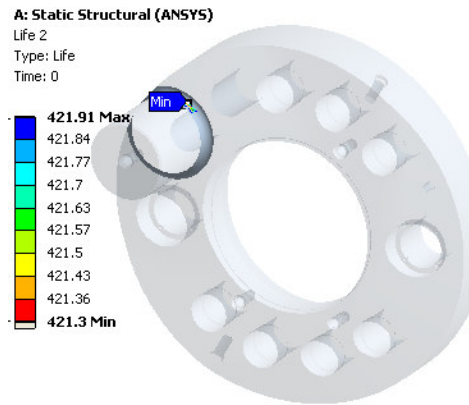


Fig. 3.34 b Durata de viață estimată pentru configurația modificată (zile) U3- 01 Sept

Tabelul 3.20 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U3 – 01 Sept)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	246,69 MPa
Tensiunea medie minimă	-111,13 MPa
Tensiunea medie maximă	382,25 MPa

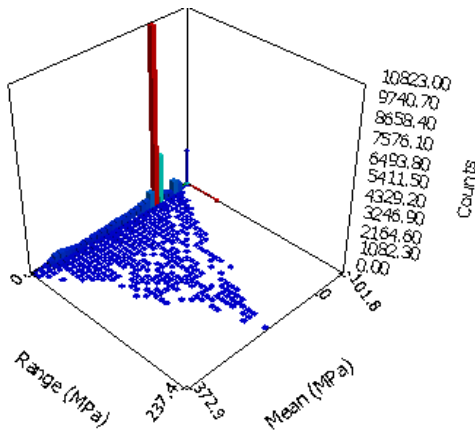


Fig. 3.35 a Matricea de numărare a ciclurilor U3- 08 Sept

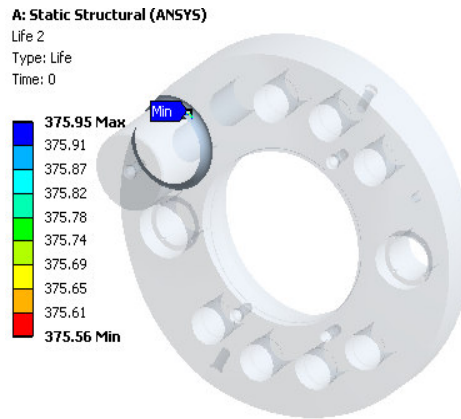


Fig. 3.35 b Durata de viață estimată pentru configurația modificată (zile) U3- 08 Sept

Tabelul 3.21 Rezultatele matricei de numărare a ciclurilor (U3 – 08 Sept)

Nume parametru	Valorile calculate metoda picăturii (rainflow)
Valoarea minima a variației tensiunii	0 MPa
Valoarea maximă a variației tensiunii	237,36 MPa
Tensiunea medie minimă	-101,82 MPa
Tensiunea medie maximă	372,89 MPa

3.4.4 Analiza durabilității la oboseală pentru geometria inițială prin reducerea forțelor din înregistrare cu 15%

În cazul în care se pot reduce forțele care acționează asupra butonului în timpul operării, s-a realizat un calcul privind influența reducerii forțelor cu 15%.

Calculul static s-a realizat la fel cum a fost prezentat în subcapitolul 3.3.1 doar că forțele maxime au fost reduse cu 15% geometria fiind cea inițială fără modificarea racordului și având aceleași condiții la limită.

Rezultatele analizei statice pentru încărcarea pe buton cu 3733319 N (reducere 15% din forța maximă înregistrată) sunt prezentate în figura 3.36 (deformația totală), fig.3.37 tensiunea echivalentă Von Mises, fig. 3.38 tensiunea principală maximă σ_1 .

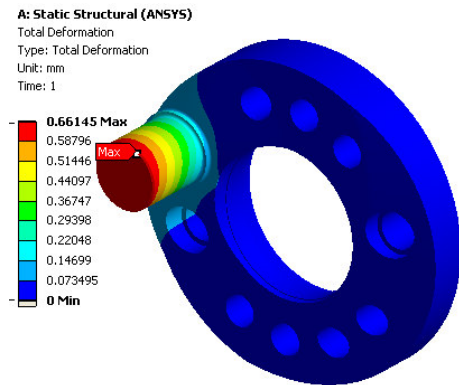


Fig. 3.36 Deplasarea totală pentru geometria inițială și solicitările reduse cu 15%. [mm]

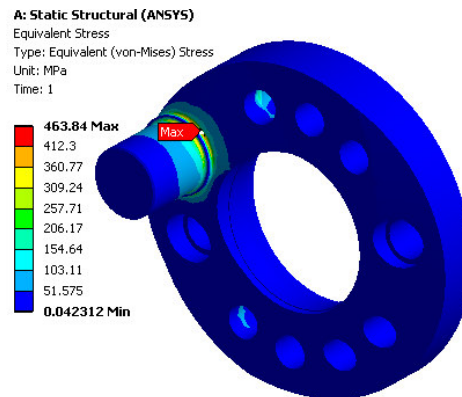


Fig. 3.37 Tensiunea echivalentă maximă (Von Mises) pentru geometria inițială și solicitările reduse cu 15%. [MPa]

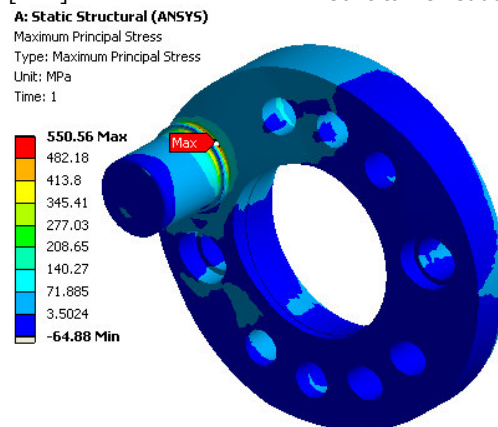


Fig. 3.38 Tensiunea maximă principală σ_1 pentru geometria inițială și solicitările reduse cu 15%. [MPa]

Rezultatele analizei statice pentru celelalte forțe maxime înregistrate pe cele trei unități sunt prezentate în Tabelul 3.22. Aceste valori s-au folosit pentru calibrarea înregistrării forțelor pentru calculul de oboseală cu solicitări cu amplitudine variabilă. Se observă că tensiunile echivalente maxime și tensiunile principale maxime și pentru aceste cazuri analizate sunt mai mici decât limita de curgere a materialului de 752 MPa.

Tabelul 3.22 Rezultatele analizei statice obținute pentru cele trei unități geometria inițială reducerea forțelor cu 15%

Denumire utilaj	Ziua Înregistrării	Forța maximă înregistrată [KN]	Tensiunea maximă principală [MPa]	Tensiunea echivalentă maximă [MPa]
U1	25.aug	-3565,78	446,18	375,89
	01.sep	-3652,88	457,22	385,19
	08.sep	-3653,48	457,3	385,25

U2	25.aug	-3592,29	449,57	378,74
	01.sep	-3838,95	480,72	404,98
	08.sep	-3555,02	444,87	374,78
U3	25.aug	-4392,14	550,56	463,84
	01.sep	-4326,08	542,22	456,81
	08.sep	-4194,93	525,66	442,86

3.5 Compararea rezultatelor obținute în urma simulărilor statice respectiv de oboseală pentru cele trei cazuri: geometria inițială, geometria nouă-cu racord modificat, geometria inițială cu reducerea forțelor cu 15%

În urma simulărilor statice sau obținut următoarele valori pentru tensiunile maxime principale în cazul soluției inițiale fără reducerea forței și cazul soluției noi cu racord modificat, respectiv geometria inițială cu reducerea forțelor cu 15 % prezentate în tabelul 3.23:

Tabelul 3.23 Rezultatele analizei statice tensiunile maxime principale

Denumire utilaj	Forța maximă înregistrată [KN]	Tensiunea maximă principală geometria inițială [MPa]	Tensiunea maximă principală geometria modificată [MPa]	Tensiunea maximă principală geometria inițială reducerea forțelor cu 15% [MPa]
U1	-3565,78	525,68	417,88	446,18
	-3652,88	538,7	428,12	457,22
	-3653,48	538,72	428,24	457,3
U2	-3592,29	529,57	421,09	449,57
	-3838,95	566,26	450,13	480,72
	-3555,02	524,08	416,7	444,87
U3	-4392,14	648,43	515,22	550,56
	-4326,08	638,61	507,45	542,22
	-4194,93	619,13	492,03	525,66

În tabelul 3.23 se observă că în urma simulărilor statice pe cele 3 cazuri, tensiunile maxime principale cu valorile cele mai scăzute se înregistrează în cazul când avem soluția nouă cu racord modificat, aproximativ cu 20% mai mici decât în cazul inițial și cu 5% mai mici decât în cazul când avem forța scăzută cu 15%.

În tabelul 3.24 se prezintă o comparație a tensiunilor maxime echivalente între cele trei cazuri.

Tabelul 3.24 Rezultatele analizei statice tensiunile maxime echivalente (Von Mises)

Denumire utilaj	Forța maximă înregistrată [KN]	Tensiunea echivalentă maximă geometria inițială [MPa]	Tensiunea echivalentă maximă geometria modificată [MPa]	Tensiunea echivalentă maximă geometria inițială reducerea forțelor cu 15% [MPa]
U1	-3565,78	442,87	380,38	375,89
	-3652,88	453,84	389,7	385,19
	-3653,48	453,87	389,81	385,25
U2	-3592,29	446,15	383,3	378,74
	-3838,95	477,07	409,73	404,98
	-3555,02	441,52	379,31	374,78
U3	-4392,14	546,29	468,98	463,84
	-4326,08	538,03	461,91	456,81
	-4194,93	521,61	447,87	442,86

Din tabelul 3.24 se observă că în urma simulărilor statice pe cele 3 cazuri, valorile minime ale tensiunilor maxime echivalente se înregistrează în cazul soluției inițiale cu reducerea forței de 15%.

În tabelul 3.25 se prezintă o comparație între valorile duratei de viață obținute în urma analizei de durabilitate la oboseală pe cele 3 cazuri.

Tabelul 3.25 Rezultatele analizei de durabilitate pentru cele trei cazuri analizate

Denumire utilaj	Forța maximă înregistrată [KN]	Durata de viață minimă geometria inițială [zile]	Durata de viață minimă geometria modificată [zile]	Durata de viață minimă geometria inițială reducerea forțelor cu 15% [zile]
U1	-3565,78	260,37	263,05	262,88
	-3652,88	237,08	243,43	243,43
	-3653,48	232,55	236,58	236,29
U2	-3592,29	477,74	480,15	479,62
	-3838,95	333,47	342,79	342,5
	-3555,02	469,59	470,46	470,12
U3	-4392,14	499,89	513,72	509,86
	-4326,08	416,8	421,3	419,71
	-4194,93	370,84	375,56	372,82

Din tabelul 3.25 se observă că durata de viață minimă crește atât în cazul când avem soluția nouă cu racord modificat cât și în cazul în care se reduc forțele înregistrate cu valoarea de 15%.

3.6 Concluzii

Analizele statice folosind metoda elementelor finite s-au realizat la forțele maxime înregistrate pentru ciclurile cu amplitudine variabilă și au fost utilizate pentru calibrarea spectrului aleator, astfel încât tensiunea maximă a ciclului aleator să fie egală cu tensiunea principală maximă obținută în urma analizei statice.

Numărarea ciclurilor de oboseală pentru spectrul aleator s-a realizat pe baza algoritmului Rainflow implementat în ANSYS Workbench v.12.

Analiza la oboseală s-a realizat pentru aceste cicluri cu amplitudine variabilă, ținându-se cont de coeficientul de reducere a rezistenței la oboseală $K_f = 0.58$ calculat după Shigley, și folosind tensiunea principală maximă.

În urma analizei rainflow s-a obținut evaluarea numărului de cicluri în funcție de variația tensiunii respectiv media tensiunii și apoi s-a realizat estimarea duratei de viață a butonului.

Pentru cele 3 cazuri analizate (geometria inițială, geometrie cu racord modificat și geometria inițială prin reducerea forțelor cu 15%) durabilitatea minimă s-a obținut la racordarea butonului. Durabilitățile minime au fost cuprinse între: 232,55 zile pentru (U1 înregistrarea din 08 sept) și 499,89 zile (U3 înregistrarea din 25 Aug), 236,58 zile (U1 înregistrarea din 08 sept) și 513,72 zile pentru soluția nouă (U3 înregistrarea din 25 Aug) și 236,29 zile (U4 înregistrarea din 08 Sept) și 509,86 (U6 înregistrarea din 25 Aug) pentru soluția inițială prin reducerea cu 15% a forțelor din înregistrări, tabelul 3.25.

Comparând cele trei cazuri analizate atât static cât și la oboseală se observă că valorile tensiunilor maxime principale cele mai mici se înregistrează în cazul în care avem soluția cu racord modificat. Analizând tensiunile echivalente maxime se observă că valorile minime ale acestora se obțin în cazul în care avem geometria inițială cu reducerea forțelor cu 15% însă foarte apropiate de cele când avem soluția cu racord modificat, tabelul 3.24.

În urma analizei la oboseală cu spectre de solicitare aleatoare se obțin valori mai ridicate privind durabilitatea la oboseală în cazul în care avem soluția cu racord modificat, valori apropiate și de analiza geometriei inițiale cu reducerea forței cu 15%.

Din rezultatele prezentate și comparațiile efectuate în cazul unei viitoare re tehnologizări se recomandă utilizarea geometriei modificate a manivelei, însă dacă se dorește mărirea duratei de viață pentru geometria inițială a manivelei aflată în exploatare ar fi indicat micșorarea forțelor care apar în solicitarea butonului.

4. ANALIZA CEDĂRII ȘI DURABILITĂȚII UNUI ARBORE DE POMPĂ

4.1 Amenajarea hidroenergetică Lotru, Stația de pompare Jidoaia

4.1.1 Introducere

Pompele de acumulare, peste tot în lume sunt echipamente integrate în ansamblul amenajărilor hidroenergetice. Acestor pompe li se cere în primul rând debite pompatate mari, pe lângă funcționarea la randamente ridicate și cu o dezvoltare acceptabilă a fenomenului de cavitație. Construcțiile curente sunt cu dublă intrare, mono- sau multietajate, în funcție de înălțimea de pompare necesară.

Stațiile de pompare (SP) din sistemul amenajării hidroenergetice Lotru sunt: *Lotru Aval* (Balindru), *Jidoaia* și *Petrimanu*. Amplasarea lor față de lacul Vidra pe care-l deservește este prezentată în figura 4.1

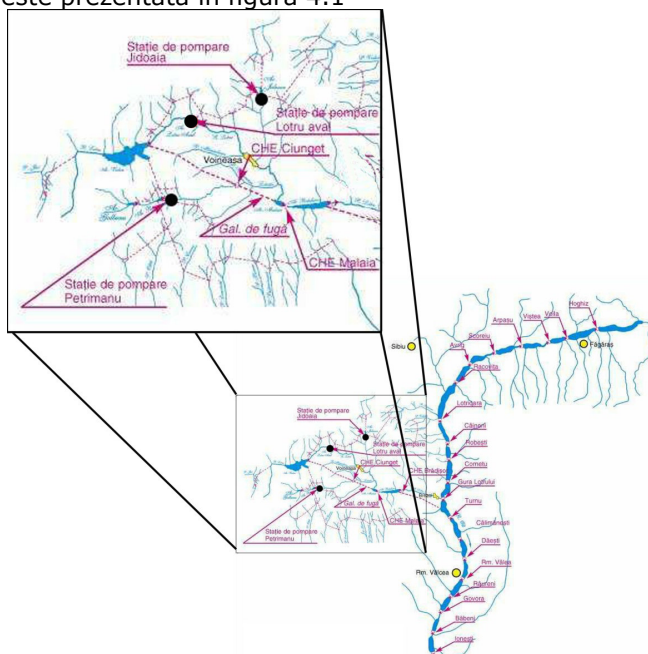


Fig.4.1 Amplasarea stațiilor de pompare (SP) din amenajarea Lotru: SP, Petrimanu, SP Jidoaia și SP Lotru-Aval (Balindru).

Ele sunt destinate pompării apei acumulate în lacurile artificiale create în spatele barajelor Lotru Aval (NNR 1030 m), Jidoaia (NNR 1182 m) și Petrimanu (NNR

1130 m). Pomparea este realizată prin intermediul a două tipuri de pompe și anume pompele MU 81 de fabricație Neyrpic Franța și PRO de aceeași proveniență, PRO 10-195 pentru Jidoaia și PRO 10,5-170 pentru Petrimanu. O parte din pompele PRO sunt fabricate în România la Reșița sub licență.

Sistemul de captări și aducțiuni secundare, care suplimentează debitul captat cu 13.5 mc/s, față de cei 4.5 mc/s ai cursului principal și **asigură 75% din stocul de apă** necesar producției de energie, **subliniază importanța bunei funcționări a sistemelor de pompare.**

4.1.2. Stația de Pompare Jidoaia

Din punct de vedere al capacității, pompele de la Jidoaia asigură un debit de 4.5 mc/s la funcționarea individuală și 9 mc/s la funcționarea simultană. Apa pompată urmează să fie apoi turbinată în centralele hidroelectrice din acumulara Lotru ce include: CHE Lotru-Ciunget, CHE Mălaia și CHE Brădișor. De la punerea în funcțiune, stațiile de pompare și-au îndeplinit rolul și au necesitat doar reparații curente.

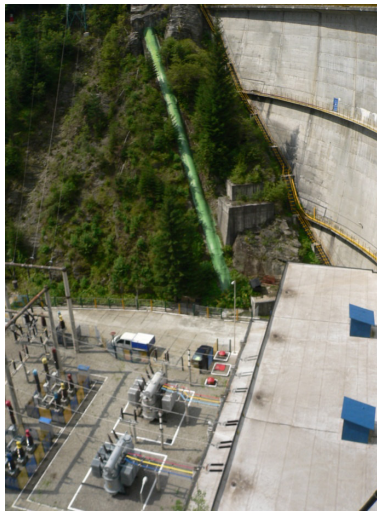


Fig. 4.2 Stația de pompare (SP) Jidoaia echipată cu două hidroagregate de pompare de 10 MW fiecare.

Din reprezentarea unei pompe de acumulare cu dublu flux, rezultă existența unei camere de aspirație simetrică străbătută de arbore. Totuși, în funcționare se induce o curgere asimetrică la intrarea rotorului, cu efecte majore în funcționare. Metodele de calcul și proiectare de la mijlocul secolului XX au conferit rotorului o paletă simplă, cilindrică și în același timp foarte curbată, proiectată fără a se considera, printre altele influența asimetriei de la intrare și optimizarea încărcării paletei considerând simultan criteriile energetice și cavitaționale Anton (2010). Armonizarea rotorului cu circuitul hidraulic (camera spirală) constituie, de asemenea o problemă. Unitatea de la Jidoaia are două unități montate cu astfel de pompe notate în continuare U1 respectiv U2. Prima unitate a fost pusă în funcțiune în iunie 1977 iar cea de-a doua în decembrie 1977. În figura 4.3 este prezentată operarea celor două unități și tendința lor viitoare.

58 4. Analiza cedării și durabilității unui arbore de pompă

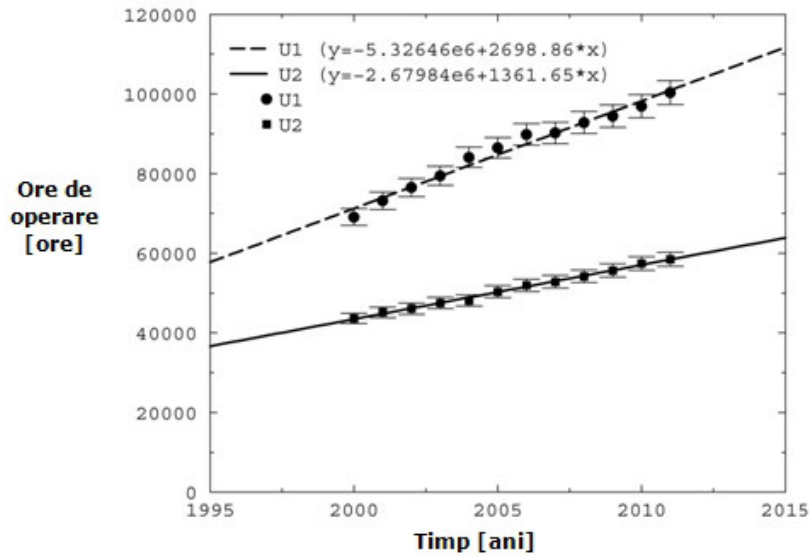


Fig. 4.3 Operarea celor două unități

Pentru pompele PRO 10-195 de la Jidoaia valorile garantate ale parametrilor funcționali sunt date în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1 Parametrii de funcționare a pompelor ce echipează SP Jidoaia

Mărimea	Simbol	U/M	Valori Garantate		
Inălțime Manometrica totala	H	m	197	193	185
Debitul	Q	mc/s	4	4.2	4.6
Puterea absorbita	P	kW	8840	8940	9210
Randamentul	η	%	87,5	89	90

Randamentul maxim garantat este de 90% la $H = 185$ m, cu o toleranță de $\pm 1.5\%$ pentru incertitudinea măsurătorii și una de construcție de $\pm 0,7\%$. Toleranța admisă pentru debit este de $\pm 10\%$. Toate toleranțele sunt interpretabile conform codului CEI 198/1966, în vigoare la acea vreme, la nivel European.

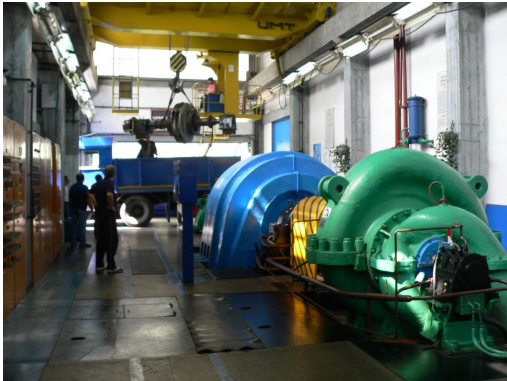


Fig. 4.4.a Hidroagregatul de pompare ce echipează SP Jidoaia include: pompa PRO 10-195 (verde), cuplaj (galben) și motor sincron MOS (albastru).



Fig. 4.4.b Pompa PRO 10-195 a hidroagregatelor de la SP Jidoaia.

Probleme principale ale exploatării, din punct de vedere al parametrilor funcționali sunt:

- realizarea debitului impus de caracteristica de funcționare de catalog $H(Q)$, în cazul unei singure pompe și în cazul a două pompe
- funcționarea la randamentul garantat de caracteristica de catalog
- funcționarea într-un stadiu acceptabil al dezvoltării fenomenului de cavitație, pentru a evita distrugerea rotorului.



Fig. 4.5 Probleme care apar în exploatare

4.1.3 Prezentarea pompei

Cazul test analizat reprezintă un arbore de la o pompă aflată în exploatare la SP Jidoaia pe râul Lotru care a cedat în exploatare.

În figura 4.6 este prezentată pompa și arborele cu părțile componente ale pompei aflate în contact cu arborele.

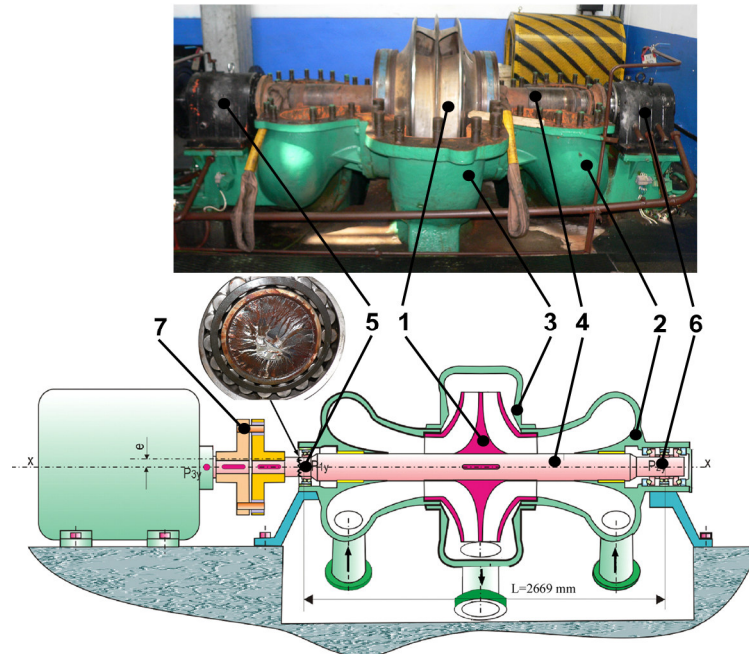


Fig. 4.6 Vedere de ansamblu a pompei

1-Rotorul pompei, **2**-Camera de aspirație, **3**-Camera de refulare, **4**-Arborele pompei, **5**-Lagăr radial, **6**-Lagăr radial-axial, **7**-Cuplaj elastic

În imaginile următoare se prezintă arborele analizat și aspectele suprafeței de rupere a arborelui.



Fig. 4.7 Imagine de ansamblu privind montarea arborelui împreună cu rotorul și lagărele în carcasa pompei



Fig. 4.8 Aspectul zonei de rupere a arborelui

În figura 4.9 este prezentat din literatura de specialitate aspectul teoretic al suprafeței de rupere care evidențiază forma suprafeței de rupere prezenta și în cazul arborelui analizat. Acest lucru conduce la o primă ipoteză a cedării arborelui în urma torsiunii. Analizele macroscopice ulterioare vor lămurii și mai mult modul de cedare al arborelui.

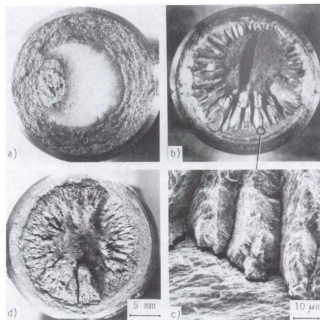


Figura 4.9 a. Aspectul zonei de rupere a unui arbore solicitat la torsiune în modul III Brown (1985)

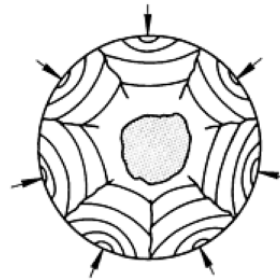


Fig. 4.9 b. Aspectul unei suprafețe de rupere tipice unui arbore solicitat la torsiune cu concentratori moderați Rusu (1992)

Caracteristicile tehnice, funcționale și constructive ale pompei

Pompa de tip PRO 10-195 este o pompă centrifugă, cu ax orizontal și rotor cu intrare dublă având următoarele caracteristici:

- înălțimea manometrică totală medie: 193 m;
- debit: 4,2 m³/sec;
- turație nominală: 1000 rot/min;
- turație inversă maximă: 1300 rot/min;
- puterea motorului de antrenare: 10000 KW;
- înălțimea minimă necesară de aspirație: +14 m;
- randamentul maxim garantat: 90%;
- diametrul rotorului: 1250 mm;
- diametrul conductei de refulare: 750 mm;
- dimensiuni de gabarit: 3600x3400x3480 mm;
- masa netă: 19000 kg;

Descrierea funcțională și constructivă a pompei

Pompa este antrenată de un motor electric sincron orizontal prin intermediul unei cuple elastice danturate care permite transmiterea momentului de torsiune de la motor la pompă chiar în cazul existenței unor mici denivelări sau dezaxări între cei doi arbori motor, pompă.

Pompa se compune din următoarele grupe:

Rotorul este un rotor cu dublă intrare cu 5 perechi palete dublu curbate de construcție turnată din bronz special care se assemblează pe arbore cu două pene paralele opuse și se fixează axial cu o piuliță specială turnată din același bronz, asigurată împotriva deșurubării printr-o șaibă specială de siguranță. Etanșarea între rotor și carcasă este asigurată prin două inele de etanșare, fixate în port-inele din oțel turnat.

Camera de aspirație. Conducerea apei în rotor este asigurată de două camere de aspirație dispuse simetric față de axa de simetrie verticală a rotorului. Camerele de aspirație sunt de construcție turnată din oțel, compuse fiecare din câte 2 piese asamblate prin prezoane speciale.

Camera de refulare . Colectarea apei de la ieșirea din rotor, și conducerea spre conducta de refulare este asigurată de o cameră cu spirală dublă, având la ieșire un difuzor, de care se leagă vana sferică. Camera de refulare este de construcție turnată, din același oțel cu camera de aspirație.

Arborele pompei . Arborele pompei este un arbore orizontal dintr-o bucată care se sprijină pe două lagăre cu rulmenți, având rolul de transmite cuplu de la motorul de antrenare la rotorul pompei. Arborele este de construcție forjată din oțel aliat, având un diametru mediu de 205 mm și o deschidere între axele lagărelor de 2669 mm. La capătul dinspre motorul de antrenare arborele este prelucrat cu o conicitate necesară pentru montarea cuplajului cu presiune de ulei. Etanșarea dintre arbore și carcasa pompei se realizează prin presetupe, având ca element de etanșare un șnur special produs în Franța. În zona presetupelor arborele este protejat împotriva uzurii prin două bucșe forjate din oțel aliat și supuse unui tratament termic de nitrurare. Arborele este prevăzut cu canale de pană pentru fixarea rotorului, are o zonă filetată pentru piulița de fixare axială a rotorului, precum și canale pentru introducerea uleiului sub presiune la montarea rulmenților radiali.

Lagăr radial. Este un lagăr cu carcasă turnată din oțel din 2 bucăți, îmbinate în planul de separație orizontal prin prezoane, cu un singur rulment radial. Acest lagăr are doar rolul de susținere și ghidare a arborelui pompei, preluând doar sarcini radiale. Rulmentul este montat în carcasă printr-un ajustaj cu joc.

Lagăr radial axial. Este un lagăr de construcție asemănătoare cu lagărul radial cu deosebirea că are în componență 3 rulmenți; unul radial cu role butoi pe 2 rânduri și 2 rulmenți radiali axiali cu role conice, dispuși simetric față de rulmentul radial, astfel încât să aibă toți un centru de oscilație comun. Acest lagăr are rolul de a prelua pe lângă sarcinile radiale ale arborelui și sarcinile axiale care nu pot fi compensate de inelele de echilibrare ale rotorului.

4.2 Materialul folosit la confecționarea arborelui pompei

Materialul utilizat la confecționarea arborelui a fost un oțel românesc cu denumirea 34MoCN15x după Stas 791-80. Exemplificare simbol 34MoCN15x- otel aliat superior (litera X) pentru constructii pentru imbunatatire cu 0.30...0.8%C; 1.4...1.7 Cr. Semnificatia literelor Mo-molibden, C-Crom, N-nichel . Pentru că nu au existat date suficiente privind parametrii utilizați în evaluarea utilizând conceptele

de mecanica ruperii s-a realizat echivalarea acestui material cu un material din literatură pentru care există numeroase date experimentale. Echivalarea s-a realizat în funcție de compoziția chimică și caracteristicile mecanice statice. În tabelul 4.3 sunt prezentate caracteristicile mecanice pentru *34MoCN15x* comparative cu SAE 4340.

În urma încercărilor de tracțiune s-a determinat curba σ - ϵ prezentată în următoarea figură:

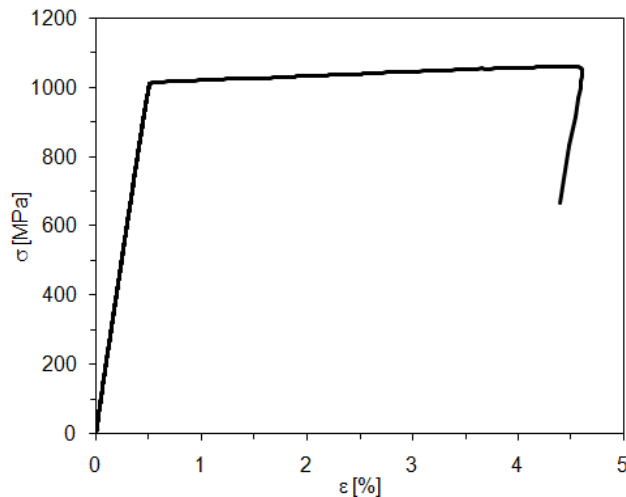


Fig. 4.10 Curba de tracțiune determinată experimental 34MoCN15

Tabel 4.2 Compoziția chimică

Marca	Compoziția chimică[%]					
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo
34 MoCN15 x [STAS 791- 66]	0,3...0,38	0,17...0,37	0,4...0,7	1,40...1,7	1,4...1,7	0,15...0,3
34 MoCN 15 [test]	0,35	0,34	0,75	0,98	1,21	0,17
SAE 4340 [Davis 1996]	0,37-0,4	0,23	0,7	0,7-0,9	1,83	0,2-0,3

Tabel 4.3 Caracteristicile mecanice

Marca	Rezistența la tracțiune σ_r [MPa]	Limita de curgere la tracțiune σ_c [MPa]	Modulul Young E [MPa]	Coeficientul lui Poisson ν [-]
34MoCN15x [STAS 791-66]	1079,1	882,9	198000	0,3
34 MoCN 15 [test]	1076.2	1032	217756	-
SAE 4340 [Davis 1996]	1048	834	193000	0,3

64 4. Analiza cedării și durabilității unui arbore de pompă

Pentru oțelul echivalent 4340 ca date utilizate în analiza de oboseală respectiv mecanica ruperii sau utilizat datele prezentate de către Davis (1996), Tschegg (1983). În tabelul 4.4 sunt prezentate aceste date. Tenacitatea la rupere în modul III de cedare utilizată în cazul analizei de propagare a fisurii pentru materialul SAE 4340 a fost prezentată de către Liu (2004) și valoarea acesteia a fost de $K_{IIIc} = 68.235 [MPa\sqrt{m}]$.

Tabel 4.4. Caracteristicile de oboseală ale oțelului SAE 4340 folosite la inițiere și propagare de fisură

Material	σ'_f [MPa]	ϵ'_f [-]	b[-]	c[-]	$C \left[\frac{mm}{cycle \cdot (MPa\sqrt{m})^m} \right]$	m[-]
SAE 4340	1276	1.224	-0.075	-0.714	$2.7 \cdot 10^{-11}$	4.8

4.3 Analiza ruperii

4.3.1 Analiza ruperii arborelui pompei

După aproximativ 35 ani de la funcționare arborele unității U1 s-a rupt conducând la o întrerupere parțială a activității. Prima ipoteză a fost că cedarea a apărut datorită mecanismului de oboseală, iar ruperea a apărut în zona din apropierea lagărului radial după cum este prezentat schematic în figura 4.6.

În figura 4.11 este reprezentat arborele cu detaliul aferent zonei de rupere.

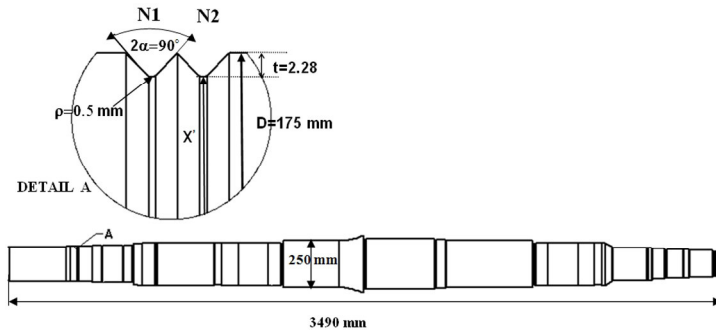


Fig. 4.11 Reprezentarea schematică a arborelui și detaliul zonei de rupere a arborelui

În figura 4.12 este prezentată zona de rupere a arborelui care indică faptul că ruperea a apărut în cel de-a doilea concentrator notat N2. Se poate observa faptul că aspectul zonei de rupere este sub forma de acoperiș de fabrică „factory roof” periodic distribuit de-a lungul circumferinței arborelui.



Fig. 4.12 Suprafața de rupere a arborelui pompei

4.3.2 Analiza macroscopică a suprafeței

Lucrarea lui Nyberg (2007) prezintă faptul că o analiză detaliată a suprafeței de rupere ne conduce la obținerea multor date semnificative în vederea rezolvării aspectului de cedare a arborelui. În general în analiza de oboseală sunt considerați trei pași: inițierea fisurii, propagarea fisurii și ruperea finală. În figura 4.13 este prezentată locul de inițiere a fisurii, linii de propagare a fisurii, și respectiv ruperea finală.

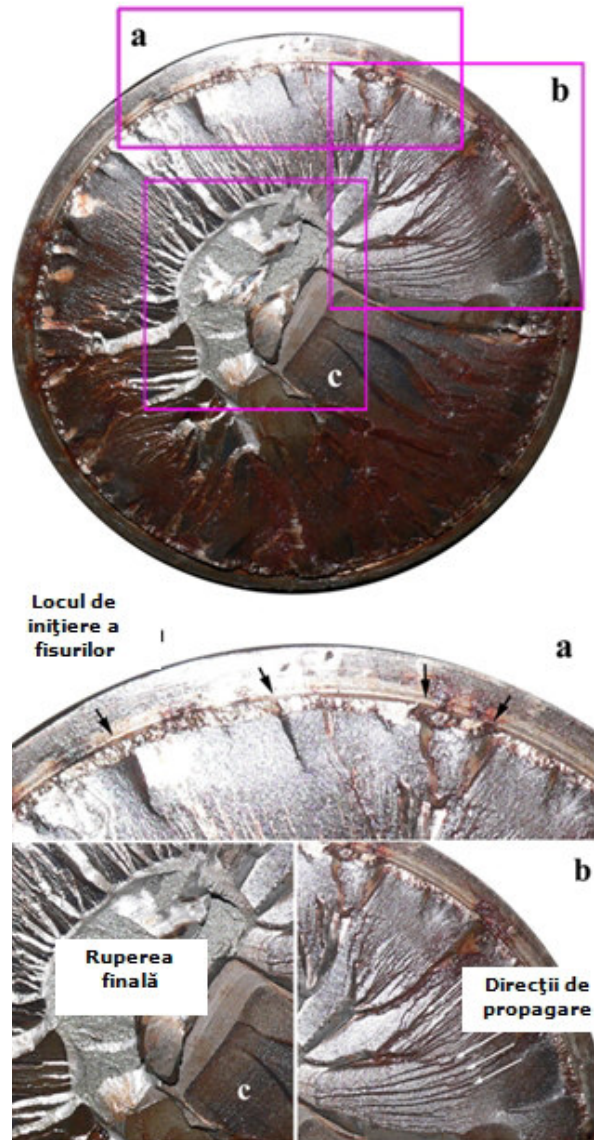


Fig. 4.13 Analiza macroscopică a suprafeței

Lucrarea lui Sachs (2005) confirmă faptul că o zonă de cedare finală centrată se obține în cazul solicitării la torsiune și având o zonă de concentrare a tensiunilor mare. În cazul cedării noastre se observă o ușoară excentricitate a zonei de rupere de la zona centrală acest lucru ar putea fi argumentat și prin faptul că arborele pompei se rotește într-o singură direcție lucru observat și de către Shaikh (1993).

4.4 Evaluarea durabilității arborelui rupt de la unitatea U1

4.4.1 Analiza numerică a arborelui

Analiza numerică cu elemente finite a arborelui a fost efectuată cu ajutorul programului de calcul numeric ANSYS v. 12. Geometria arborelui a fost reconstruită după desenele tehnice utilizate la proiectarea pompei. Solicitățile la care este supus arborele este conform schiței din figura 4.6. Arborele a fost discretizat utilizând elemente de tip tetrahedral Solid 187 cu 10 noduri având pe fiecare nod câte trei grade de libertate după axele x, y și z. În zona lagărului radial acolo unde arborele a cedat și prezenta un dublu concentrator de tip V s-a realizat o discretizare fină cu elemente de mărimea a 0,5 mm. În figura 4.14 este prezentat modelul discretizat al arborelui împreună cu detaliul din zona de lagăr.

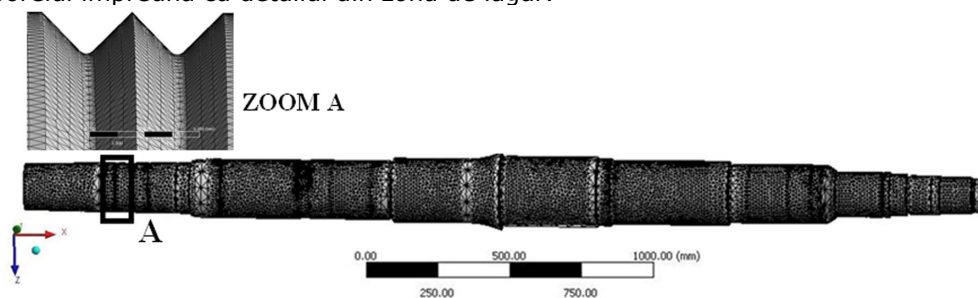


Fig. 4.14 Discretizarea arborelui

Ca și condiții la limită impuse s-au definit momentul de torsiune transmis de motor $M_t = 9,55 \cdot P/n \cdot 10^6 = 9,55 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$, greutatea rotorului $G_r = 14518,8 \text{ N}$, lagărul radial B respectiv radial axial A. În figura 4.15 sunt prezentate condițiile la limită impuse.

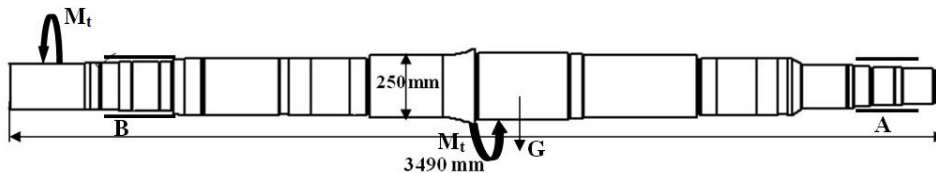


Fig. 4.15 Condițiile la limită impuse pentru analiza cu elemente finite

4.4.2 Convergența soluției

S-a realizat un studiu de convergență a soluției pentru tensiunea echivalentă Von Mises pe un număr de 5 cazuri cu discretizări diferite. Acest studiu a avut ca scop obținerea unor rezultate precise cu un timp de calcul scurt. Ca și soluție de referință

a fost aleasă soluția $\sigma_{Eq. \text{ ref}} = 483,25 \text{ MPa}$ determinată reprezentând grafic tensiunea echivalentă în funcție de numărul de elemente (figura 4.16).

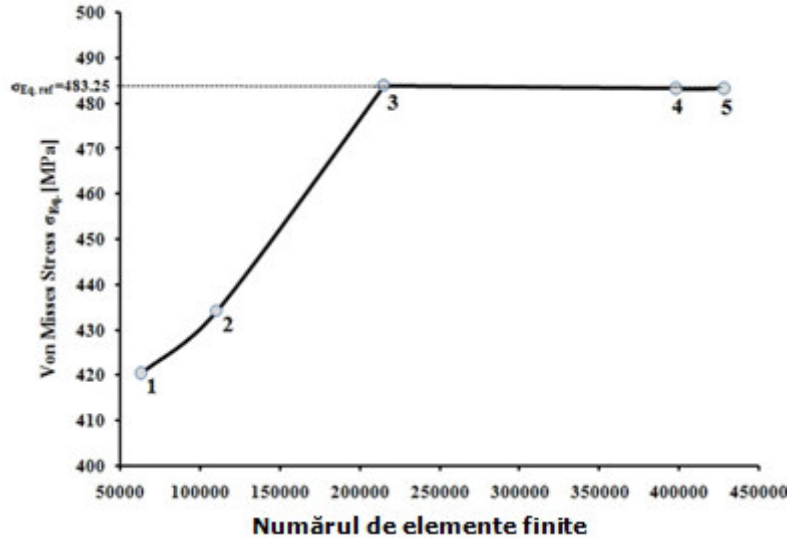


Fig. 4.16 Convergența soluției

S-a considerat soluția acceptabilă atunci când eroarea relativă este sub $\pm 1\%$. Eroarea relativă (ε) calculându-se prin considerarea tensiunii echivalente ($\sigma_{eq.(1..5)}$) maxime pentru cele 5 cazuri.

$$\varepsilon[\%] = \frac{\sigma_{eq.ref} - \sigma_{eq.(1..5)}}{\sigma_{eq.ref}} \cdot 100 \quad (4.1)$$

În tabelul 4.5 se pot observa cele cinci cazuri analizate respectiv timpul necesar unei analize.

Tabel 4.5. Rezultatele studiului de convergență

Numărul soluției numerice	Numărul de elemente	Numărul de noduri	Tensiunea Von Mises $\sigma_{ech.}$ [MPa]	Eroarea relativă ε [%]	Timp CPU [s]
1	67685	104552	420,37	13,0119	57
2	74302	115106	434,19	10,1521	92
3	215045	361108	483,97	-0,14899	246
4	398456	669096	483,22	0,006208	780
5	428468	719492	483,26	-0,00207	2650

4.4.3 Analiza stării de tensiune și deformație a arborelui

În urma analizei cu elemente finite s-a urmărit starea de tensiune ($\sigma_{ech.}$) și deformație, respectiv tensiunile tangențiale în diferite plane (τ_{xy} , τ_{xz} , τ_{yz}). În figurile 4.17, 4.18, 4.19, 4.20, sunt prezentate imaginile cu rezultatele obținute în analiza cu elemente finite.

Valoarea tensiunilor indică un maxim în zona lagărului unde sunt prezenți cei doi concentratori de tip V, și anume, tensiunea echivalentă maximă dată atât de componentele normale cât și cele tangențiale este de 483,97 MPa. Tensiunile tangențiale care apar în concentrator sunt $\tau_{xy}=162,02$ MPa, $\tau_{yz}= 294,57$ MPa iar τ_{xz} fiind aproape 0.

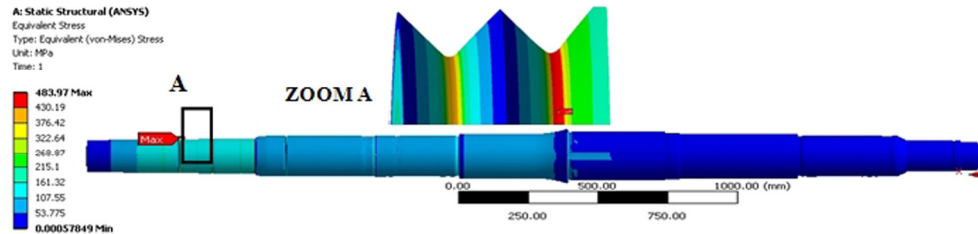


Fig. 4.17 Tensiunile maxime (σ_{ech}) echivalente pentru arborele pompei PR0 10-195.

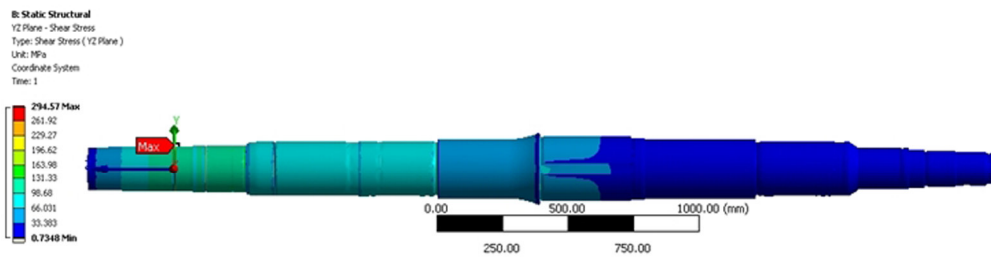


Fig. 4.18 Tensiunea tangențială (τ_{yz}) pentru arborele pompei PR0 10-195.

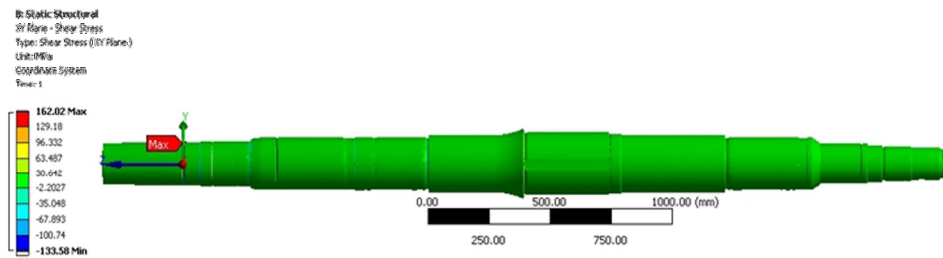
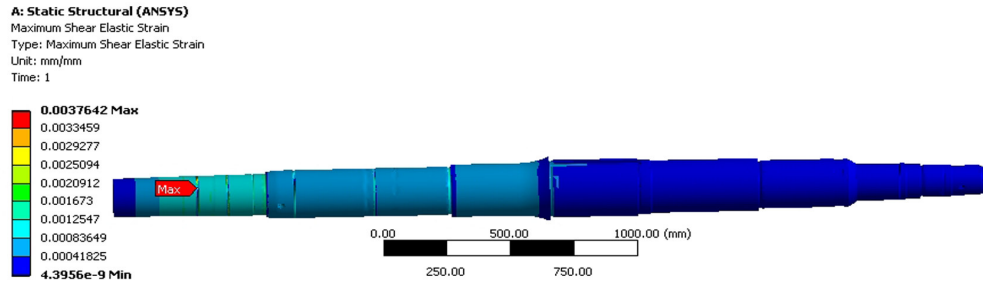


Fig. 4.19. Tensiunea tangențială (τ_{xy}) pentru arborele pompei PR0 10-195.

Fig. 4.20. Deformația maximă unghiulară (γ_{\max})

În prima etapă a fost realizată analiza numerică și o analiză ținând cont numai de greutatea dată de către rotorul pompei pentru a vedea influența încovoierii, însă rezultatele au arătat că în zona de concentrare rezultatele sunt de aproximativ $\sigma_{\text{ech}}=0,2\text{MPa}$. De aceea toate analizele de oboseală respectiv rupere au fost realizate numai la solicitarea de torsiune. De asemenea din analiza numerică s-a determinat un coeficient de concentrare a tensiunilor la forfecare $K_{ts}=2,99$ calculat ca și raportul dintre tensiunea maximă $\tau_{yz}=294,57\text{MPa}$ și tensiunea în secțiunea netă și egală cu $98,25\text{MPa}$.

Rezultatele analizei numerice au fost comparate cu soluția analitică a distribuției de tensiune în concentrator utilizând soluția propusă de Zappalorto (2008) și Lazzarin (2007) reprezentată de următoarea ecuație:

$$\tau_{zy} = \frac{b\tau_{\max}}{t^2 - b^2} \cdot \left(\frac{t \cdot x}{\sqrt{x^2 - p^2}} - b \right), \quad (4.2)$$

unde $\tau_{\max} = K_{t\text{net}} \cdot \tau^*$, t reprezintă adâncimea creștăturii, $x=t+x'$, unde x' reprezintă

distanța de la creștătură, și $b = \sqrt{\rho \cdot t}$, cu ρ raza creștăturii și $p^2=t^2-b^2$.

Factorul de concentrare a tensiunilor calculat analitic este prezentat în lucrarea lui Neuber (1958) și este descris de ecuația 4.3.

$$K_{t\text{net}} = \frac{3}{2} \frac{\left(1 + \sqrt{\frac{t}{\rho} + 1} \right)^2}{\left(1 + 2\sqrt{\frac{t}{\rho} + 1} \right)} \quad (4.3)$$

În figura 4.21 este prezentată comparația soluției analitice cu soluția numerică obținută în analiza arborelui pentru ambii concentratori. Se poate observa o corelație foarte bună între analiza numerică și cea analitică Pasca (2012).

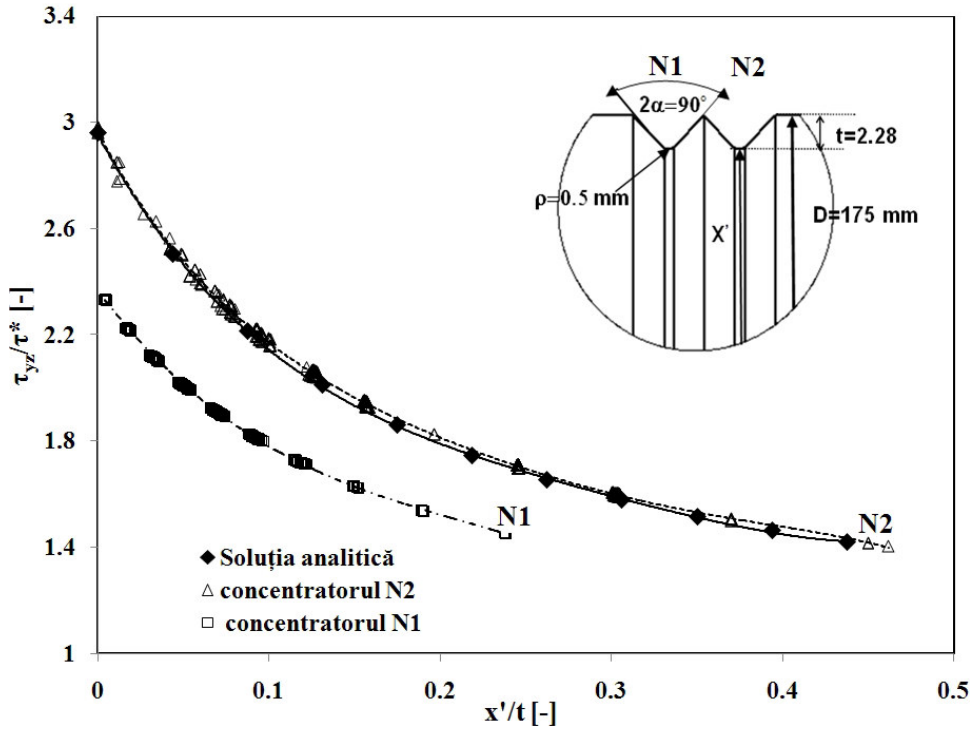


Fig. 4.21. Compararea soluției analitice cu soluția numerică a distribuției de tensiune

4.4.4 Inițierea fisurii de oboseală

Pentru obținerea numărului de cicluri de inițiere a fisurii la oboseală s-a utilizat curba de oboseală oligociclică. La solicitarea uniaxială această curbă se trasează în coordonate ε -N și mai poartă denumirea de curba Coffin-Manson fiind descrisă de ecuația:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2N)^b + \varepsilon'_f \cdot (2N)^c \quad (4.4)$$

unde σ'_f coeficientul rezistenței la oboseală, b exponentul rezistenței la oboseală, ε'_f coeficientul de ductilitate, c exponentul de ductilitate, E modulul Young. Pentru că arborele este solicitat la răsucire este necesară curba γ -N. Pentru acest lucru Susmel (2009) prezintă aspecte după cum se pot modifica parametrii din ecuația 4.4 și anume:

$$\frac{\Delta\gamma}{2} = \frac{\tau'_f}{\mu} \cdot (2N)^b + \gamma'_f \cdot (2N)^c \quad (4.5)$$

$$\tau'_f = \frac{\sigma'_f}{\sqrt{3}} \quad \text{și} \quad \gamma'_f = \sqrt{3} \cdot \varepsilon'_f, \quad (4.6)$$

unde $\tau'_f=736.25$ MPa și $\gamma'_f=2.12$, iar modulul transversal $\mu=74230$ MPa, b și c sunt valorile din tabelul 4.4.

După cum se știe limita de oboseală a structurii reale este influențată de o serie de factori ceea ce conduce la o diferență față de ceea ce se obține în laborator pe epruvete standard. În lucrarea lui Shigley (1989) sunt prezentați o serie de factori care corectează această limită de oboseală. Acești factori sunt: factorul condiției suprafeței $k_a=0.705$ (rectificare), factorul de scară $k_b=0.671$, factorul în funcție de solicitare $k_c=1$ (torsiune), factorul de precizie $k_d=0.814$ (99%) și factorul care ține cond de modificarea temperaturii $k_e=1$. Astfel factorul de modificare a rezistenței la oboseală este calculat ca fiind:

$$k_f = 0,47 \quad (4.7)$$

Ca și ciclul de oboseală a fost considerat un ciclu start-stop a pompei. Pompa funcționând într-o singură direcție coeficientul de asimetrie a ciclului a fost considerat $R=0$. Analiza la oboseală cu elemente finite a fost realizată în aceleași condiții de solicitare ca și în analiza statică. În figura 4.22 se poate observa rezultatul obținut în urma analizei de oboseală.

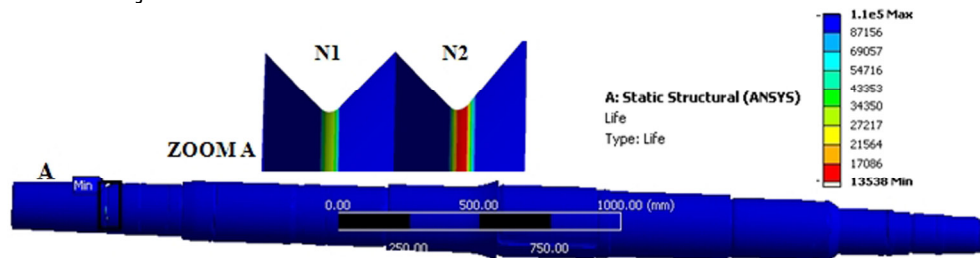


Fig. 4.22. Rezultatul analizei la oboseală (cicluri) $R=0$

După cum se poate observa în figura 4.22 numărul de cicluri rezultat până la inițierea unei fisuri de oboseală este de 13538 cicluri. Dacă considerăm că pompa a avut un număr mediu de 2.4 porniri-opriri/zi atunci rezultă că pentru numărul de cicluri obținut durata de viață exprimată în ani până la inițiere ar fi de aproximativ 15 ani și 4 luni.

4.4.5 Propagarea fisurii de oboseală

Pentru a determina durata finală de cedarea s-a realizat și un studiu de propagare a unei fisuri de oboseală. S-a considerat că fisura inițială este de formă circumferențială și s-a pornit de la o adâncime a fisurii de 2 mm detectabilă prin procedee nedistructive. Este important de remarcat că fisura inițială reprezintă doar 4.5% din diametrul inițial al arborelui.

Propagarea fisurii de oboseală a fost realizată folosind legea lui Paris în exprimată la solicitarea de torsiune:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_{III})^m \quad (4.8)$$

unde constantele de material C și m au fost prezentate în tabelul 4.4.

Soluția factorului de intensitate a tensiunii pentru o fisură circumferențială în condiții de torsiune a fost aleasă din Tada (2000) și descrisă de ecuația:

$$K_{III} = \tau \sqrt{\pi c} \cdot F_{III}(a/D) \quad (4.9)$$

unde $\tau = \frac{2 \cdot M_t}{\pi a^3}$ tensiunea de forfecare, F_{III} reprezintă un factor de corecție care ține cont de dimensiunile fisurii, iar a reprezintă zona nefisurată și D diametrul arborelui.

Prin integrarea ecuației 4.8 de la o mărime inițială a fisurii până la o mărime critică se obține numărul de cicluri de propagare a fisurii. Valoarea critică a fisurii este întâlnită atunci când factorul de intensitate a tensiunii K_{III} atinge valoarea critică a tenacității K_{IIIc} . În figura 4.23 este reprezentată evoluția fisurii în funcție de numărul de cicluri de solicitare.

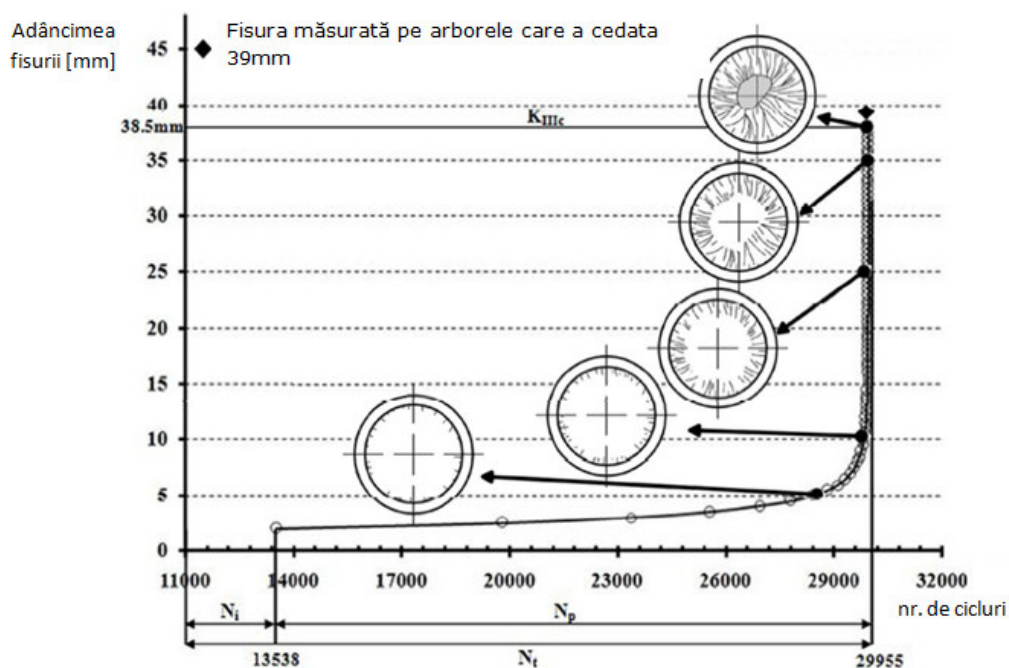


Fig. 4.23 Durata de viață totală și evoluția fisurii în funcție de numărul de cicluri

După cum se poate observa în figura 4.23 adâncimea critică a fisurii este de 38.5 mm. Măsurând pe suprafața de rupere a arborelui de pompă care a cedat obținem o valoare de aproximativ 39 mm. Numărul de cicluri de propagare până la atingerea adâncimii maxime s-a estimat a fi $N_p=16417$ cicluri. Însușind numărul de cicluri de propagare cu cel de inițiere ($N_i=13538$ cicluri) obținem o valoare a numărului total de $N_t=29955$ cicluri. Dacă din nou considerăm o medie de 2,4 start-stop/zi a pompei obținem o durată de viață totală de 34 ani și o lună ceea ce este foarte aproape de durată de viață a pompei până la cedarea arborelui.

4.5 Predicția duratei de viață pentru arborele unității U2

Unitatea U2 are un număr mult mai mic de ore de funcționare decât pompa unității U1 ceea ce implică și la un număr mult mai mic de porniri-opriri a pompei, aproximativ 1.3 start-stop/zi. Pentru a prezice durabilitatea arborelui unității U2 s-a folosit aceeași metodologie prezentată pentru analiza cedării arborelui unității U1, deci se consideră că arborele unității U2 funcționează în aceleași condiții ca și arborele unității U1. Această predicție a duratei de viață a fost realizată cu scopul de a ajuta inginerii de mentenanță în inspecțiile următoare și pentru a evita apariția unei cedări a arborelui.

În figura 4.24 este reprezentată comparativ evoluția unei eventuale fisuri care ar putea să apară în arborele unității U2 cu evoluția fisurii în arborele care a cedat.

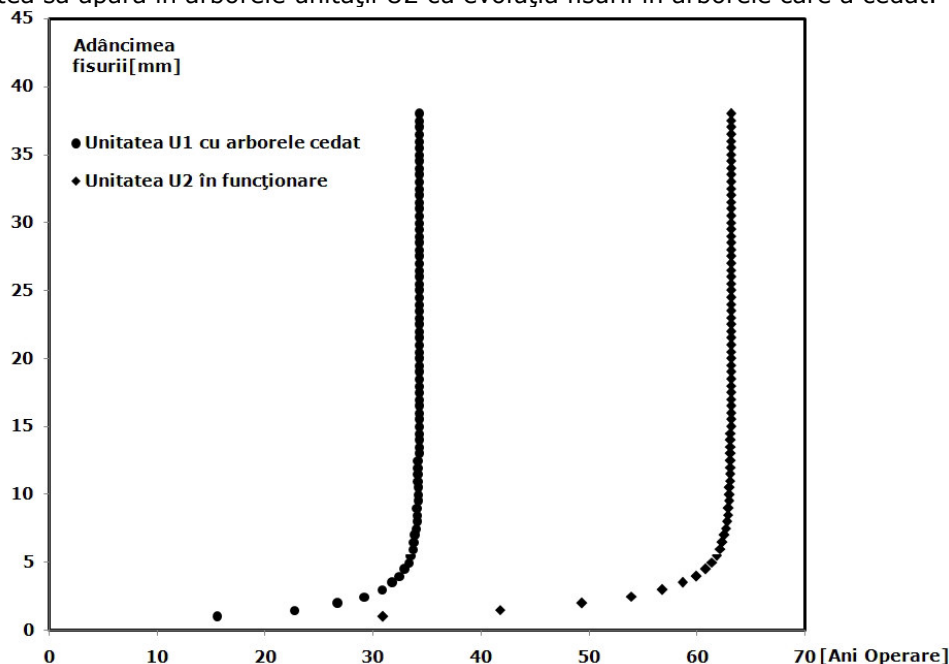


Fig. 4.24. Predicția duratei de viață pentru arborele unității U2

Din figura 4.24 se observă că la arborele U2 inițierea unei fisurii ar apărea în jurul a 29 ani iar dacă această fisură nu este detectată în timp cedarea ar apărea în jurul a 64 ani. Însă se recomandă după Fawaz (2008) ca prima inspecție să fie efectuată la jumătatea duratei totale de viață, practic la 32 de ani de exploatare. După detectarea unei fisuri de o anumită mărime inspecțiile se recomandă a fi mai dese pentru monitorizarea evoluției fisurii. La durata de 62 de ani se recomandă intervenirea pentru reparații pentru că evoluția fisurii este foarte rapidă și poate să apară cedarea. De menționat este faptul că aceste intervale recomandate pot fi respectate doar în condițiile de solicitare menționate anterior și la o exploatare a pompei în funcție de numărul de porniri-opriri a acesteia după cum a fost descris anterior.

În continuare s-a încercat predicția duratei de viață a pompei în funcție de modificarea condițiilor de exploatare, practic modificarea numărului de porniri-opriri. În figura 4.25 este prezentată această variație.

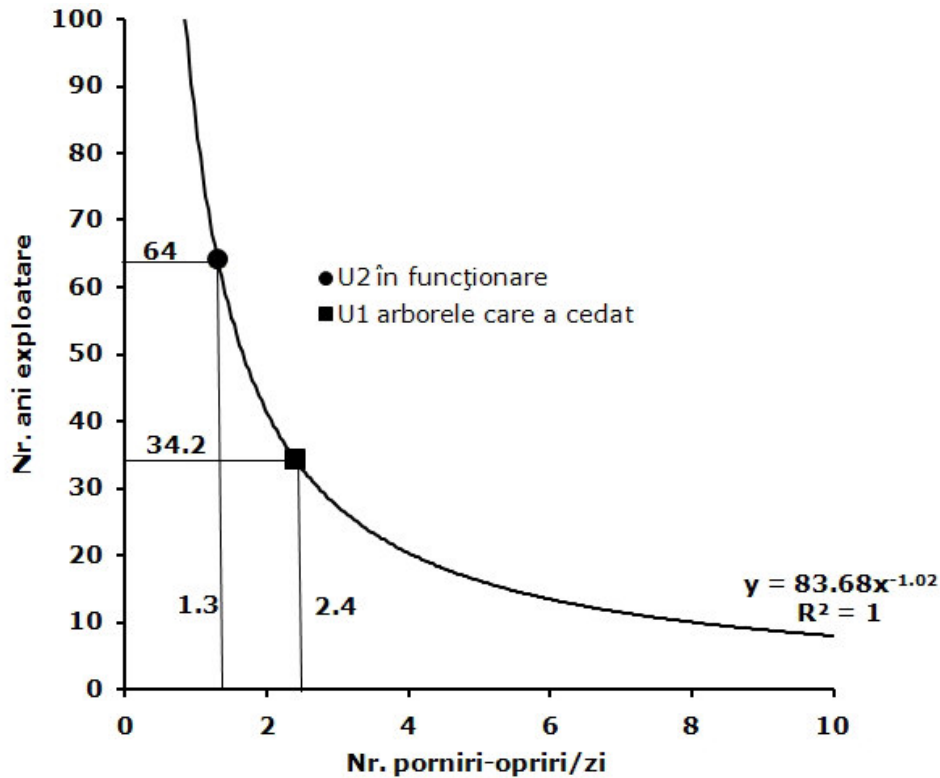


Fig. 4.25. Predicția duratei de viață totale în funcție de numărul de porniri-opriri/zi

4.6 Evaluarea durabilității arborelui bazată pe diagrama de cedare (FAD)

Diagrama de evaluare a cedării sau FAD este o combinație a criteriilor de cedare bazat pe mecanica ruperii liniar elastice. Acest criteriu de cedare este reprezentat în funcție de doi parametri K_r și S_r , care măsoară componenta ruperii elastice și componenta zonei plastice. Curba care prezintă limita de siguranță a componentei este trasată în coordonatele (K_r, S_r) . Pe ordonata graficului se află K_r care reprezintă raportul dintre factorul de intensitate a tensiunii la modul de cedare și tenacitatea materialului K_{IIIc} , iar pe abscisă se află S_r care reprezintă raportul dintre tensiunea aplicată și limita de curgere a materialului (σ_c, τ_c). Este considerat zonă sigură, zona de sub curba dată de către K_r și S_r și descrisă de câteva legi propuse de Hult (1957), Cherepanov (1979) și Bilby (1963).

Pentru soluția Hult și Cherepanov modelul este descris de următoarea ecuație:

$$K_r = \sqrt{1 - \frac{S_r^2}{1 + \frac{B}{A}}} \quad 0 \leq \frac{B}{A} \leq 1 \quad (4.10)$$

unde B/A reprezintă raportul dintre axa semiminoră respectiv semimajoră a unei forme plastice de tip eliptic la vârful fisurii.

Când raportul $B/A=1$ rezultă modelul Hult cu forma plastică de tip cerc, iar ecuația (4.10) devine:

$$K_r = \sqrt{1 - \frac{S_r^2}{2}} \quad (4.11)$$

Când raportul $B/A=0$ rezultă modelul Cherepanov iar ecuația (4.10) devine:

$$K_r = \sqrt{1 - S_r^2} \quad (4.12)$$

Pentru soluția Bilby modelul este descris de următoarea ecuație:

$$K_r = \frac{S_r}{\sqrt{\frac{8}{\pi^2} \operatorname{Insec}\left(\frac{\pi S_r}{2}\right)}} \quad (4.13)$$

Bazat pe aceste trei modele și considerând o fisură de tip circumferențial cu soluția factorului de intensitate prezentată anterior ec. (4.9) s-a reprezentat grafic diagrama de cedare a arborelui (figura 4.26) în condițiile de solicitare date.

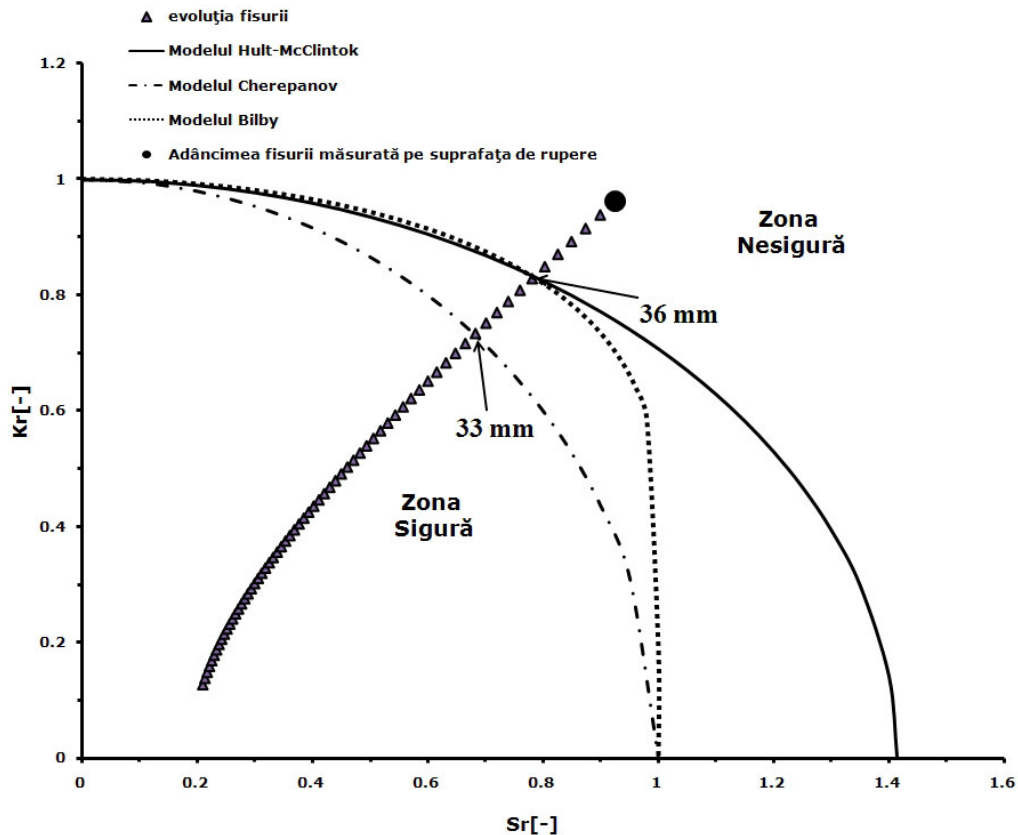


Fig. 4.26 Diagrama de cedare modul III

Din diagrama de cedare se poate observa că adâncimea fisurii de 33mm se află sub curbele trasate după diferite soluții din literatură se află în zona sigură unde arborele încă nu se rupe.

Dacă dimensiunea defectului depășește 36 mm atunci arborele intră în zona nesigură rezultând cedarea. Pentru dimensiunea de 36 mm soluțiile care ne mai asigură că defectul este în zona sigură o reprezintă soluția Hult – McClintock și Bilby. Pentru dimensiunile cuprinse între 33 și 35 mm pe diagrama de cedare se observă că pentru soluția Hult – McClintock și Bilby-Cottrell-Swinden dimensiunea defectului se află într-o zonă sigură dar pentru soluția Cherepanov această zonă fiind nesigură.

Dacă se dorește o abordare conservativă putem spune că pentru dimensiuni ale fisurii între 1 – 32 mm arborele nu cedează aflându-se într-o zonă sigură.

4.7 Evaluarea duratei de viață a arborelui utilizând teoria distanțelor critice (TCD)

Pentru arborele pompei s-a realizat și evaluarea duratei de viață la oboseală utilizând teoria distanțelor critice (TCD). Această teorie a fost mai întâi propusă de către Neuber (1958). Mai târziu Peterson (1959) introduce o simplificare a metodei

introducând metoda în puncte (PM). Ulterior Taylor (2007) tratează în detaliu teoria distanțelor critice. Teoria distanțelor critice poate fi formulată în diferite căi schimbând domeniul și anume: metoda punctului, liniei, suprafeței, volumului, acestea fiind folosite pentru a obține variația tensiunii efective.

Considerând o componentă cu creștătură solicitată la oboseală uniaxială pentru a aplica teoria distanțelor critice în regimul oboselii cu număr mare de cicluri ar fi nevoie de două tipuri de informații: distribuția tensiunii linear elastice la baza concentratorului obținut prin analiza cu elemente finite și o caracteristică de material L , care trebuie determinată la un coeficient de asimetrie a ciclului R . Folosind variația factorului de prag a intensității tensiunii ΔK_{th} și variația limitei de oboseală $\Delta\sigma_0$ distanța critică L poate fi obținută din următoarea ecuație:

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{I,th}}{\Delta\sigma_0} \right)^2 \quad (4.14)$$

Conform metodei punctului componenta cu creștătură atinge limita de oboseală când variația tensiunii efective atinge variația limitei de oboseală:

$$\Delta\sigma_{eff} = \Delta\sigma_1(\theta = 0, r = L/2) \leq \Delta\sigma_0 \quad (4.15)$$

unde r și θ sunt coordonatele polare.

Susmel (2007) pentru a estima durata de viață la oboseală pentru componentele cu creștături în regimul ciclurilor medii propune următoarea ecuație pentru determinarea distanței critice:

$$L_M(N_f) = A \cdot N_f^B \quad (4.16)$$

unde N_f reprezintă numărul de cicluri până la cedare, A și B sunt constante de material și depind de raportul tensiunilor minime și maxime. Aceste două constante se pot obține pe două căi:

- bazat pe proprietățile statice și de oboseală ale materialului;
- utilizând două curbe de oboseală una pentru epruvete fără concentrator iar alta pentru epruvete cu concentrator. Această abordare este cea sugerată de către Susmel ca fiind cea mai precisă și ușor de utilizat.

În alte două lucrări Susmel (2006, 2013) propune utilizarea teoriei distanțelor critice la torsiune. El își asumă ipotezele că distanța critică obținută în stare uniaxială este egală cu distanța critică în solicitarea de torsiune, la fel și variația tensiunii efective. Astfel distanța critică este obținută conform relației:

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{I,th}}{\Delta\sigma_0} \right)^2 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{III,th}}{\Delta\tau_0} \right)^2 = L_T \quad (4.17)$$

Conform metodei punctului tensiunea efectivă la torsiune este obținută din:

$$\Delta\tau_{eff} = \Delta\tau_{\theta z}(\theta = 0, r = L/2) = \Delta\sigma_1(\theta = 0, r = L/2) \leq \Delta\tau_0 \quad (4.18)$$

Se recomandă ca lungimea critică la torsiune să fie obținută la $R=-1$.

Pentru evaluarea la oboseală a arborelui pompei utilizând teoria distanțelor critice s-a utilizat rezultatele obținute în analiza numerică unde τ_{yz} reprezintă $\tau_{\theta z}$ utilizându-se variația tensiunii în concentratori reprezentată în figura 4.21.

Pentru determinarea distanței critice L s-a utilizat ecuația 4.16 în regimul numărului de cicluri medii. Pentru a obține constantele A și B s-au utilizat două curbe de oboseală una pentru epruvete cu concentrator iar alta pentru epruvete fără concentrator solicitate uniaxial.

În figura 4.27 sunt reprezentate cele două curbe de oboseală pentru materialul echivalent SAE 4340 obținute din Mil-Hdbk-5H (2003).

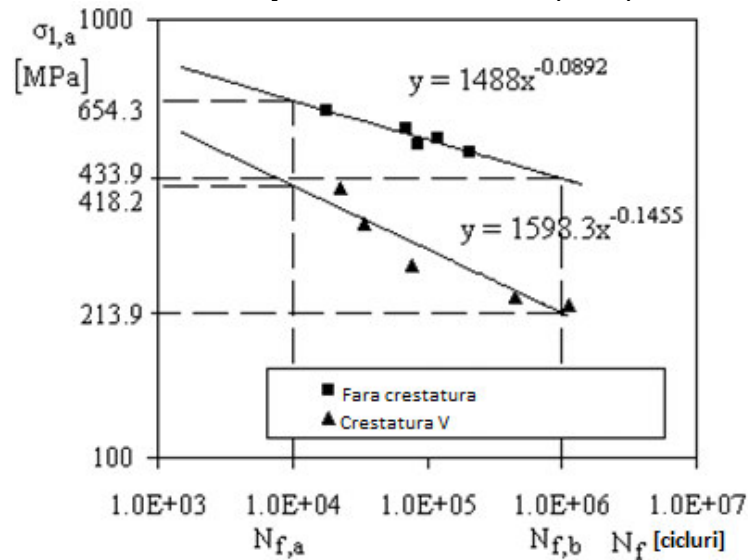


Fig. 4.27 Curbele de oboseală S-N

Curba cea mai de sus a fost obținută prin testarea epruvetelor cilindrice necrestate având diametrul de 10.16 mm. Cea de-a doua curbă, cea mai de jos a fost obținută pe epruvete cu creștătură V având diametrul global de 11.43 mm, iar diametrul net 10.16, raza la vârful creștăturii fiind de 0.25 mm iar deschiderea creștăturii fiind de 120°. Distanța critică $L_c(N_f)/2$ poate fi obținută la orice număr de cicluri de cedare aplicând teorema distanțelor critice în metoda punctului. Aplicând la un număr de cicluri de cedare tensiunea obținută pentru curba cu concentrator din analiza cu elemente finite se obține variația tensiunii la vârful concentratorului. Pentru a determina variația tensiunii în concentratorul de tip V s-au utilizat 1600 elemente finite plane izoparametrice cu 8 noduri tip Plane2D, 4991 noduri. Pentru bara cilindrică cu un concentrator circumferențial, analiza a fost formulată ca o problemă axial-simetrică. Densitatea rețelei de elemente finite în zona de la vârful concentratorului: 25 elemente finite pe lungimea de 1,7 mm, la un raport între distanțele dintre primele 2 noduri și respectiv ultimele 2 noduri egal cu 1/8. Distanța dintre primele două noduri de la vârful creștăturii este de 0,01mm.

În figura 4.28 a și b se observă variația tensiunii în concentratorul de tip V descris anterior aplicând două tensiuni globale 169,1 MPa respectiv 330,6 MPa aferente numărului de cicluri de 10000 respectiv 1000000.

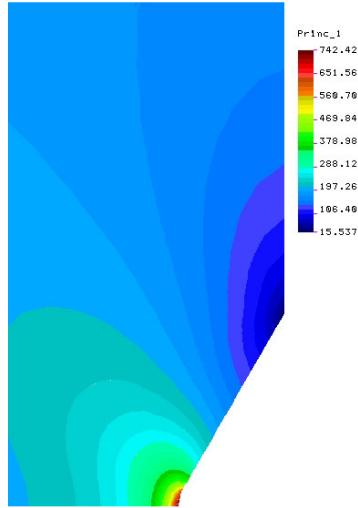


Fig. 4.28 a Variația tensiunii maxime principale la aplicarea tensiunii globale 169,1 MPa

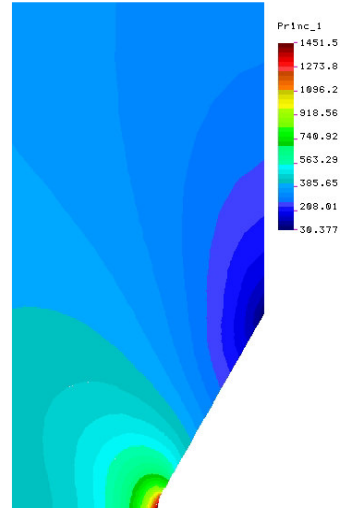


Fig. 4.28 b Variația tensiunii maxime principale la aplicarea tensiunii globale 330,6 MPa

În urma simulărilor cu elemente finite s-a reprezentat distribuția tensiunii maxime în concentrator pentru cele două tensiuni globale. În figura 4.29 sunt reprezentate aceste variații. Cu ajutorul metodei punctului la numărul de cicluri de cedare pentru cele două tensiuni reprezentate, utilizând curba fără concentratori obținem cele două tensiuni care împreună cu distribuția tensiunii la vârful concentratorului ne conduce la obținere lungimii critice.

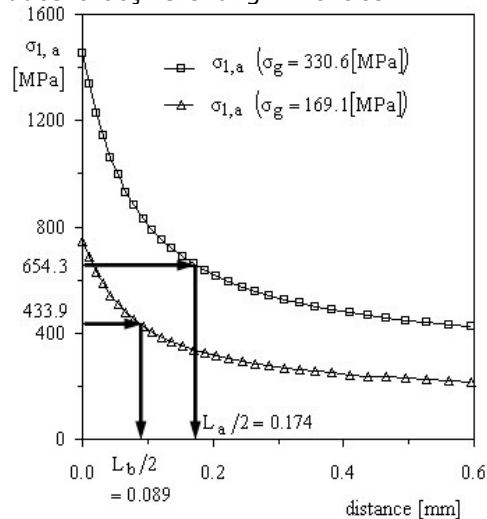


Fig. 4.29. Variația tensiunii și obținerea lungimii critice utilizând metoda punctului

După cum se poate observa din figura 4.29 lungimea critică obținută pentru numărul de cicluri de 10000 a fost 0.089 mm iar pentru 1000000 a fost 0,174 mm. Înlocuind în ecuația (4.16) se obțin valorile constantelor $A=1,33$ și $B=-0,1456$. De menționat este faptul că curbele de oboseală au fost obținute la $R=-1$ deci și valorile constantelor sunt tot la $R=-1$. Deci ecuația 4.16 se poate scrie:

$$L_M(N_f) = 1.33 \cdot N_f^{-0,1456} \quad (4.19)$$

Dat fiind faptul că arborele a funcționat în condiții de torsiune pentru estimarea numărului de cicluri de cedare la oboseală s-a utilizat curba de oboseală obținută la torsiune. Dar, pentru că această curbă a fost obținută pe epruvete în condiții de laborator aceasta a fost modificată ținând cont de factorul de prelucrare a suprafeței și respectiv de factorul dimensional conform Shigley (1989). Limita de oboseală la torsiune obținută la 1000000 de cicluri a fost redusă de la 331,9 MPa la 157,8 MPa. Pentru a obține panta curbei de oboseală la torsiune modificată s-a considerat că primul punct de pe curbă obținut pentru un ciclu de solicitare corespunde cu rezistența statică la oboseală fără să mai fie influențată de alți factori. În figura 4.30 sunt reprezentate cele două curbe de oboseală.

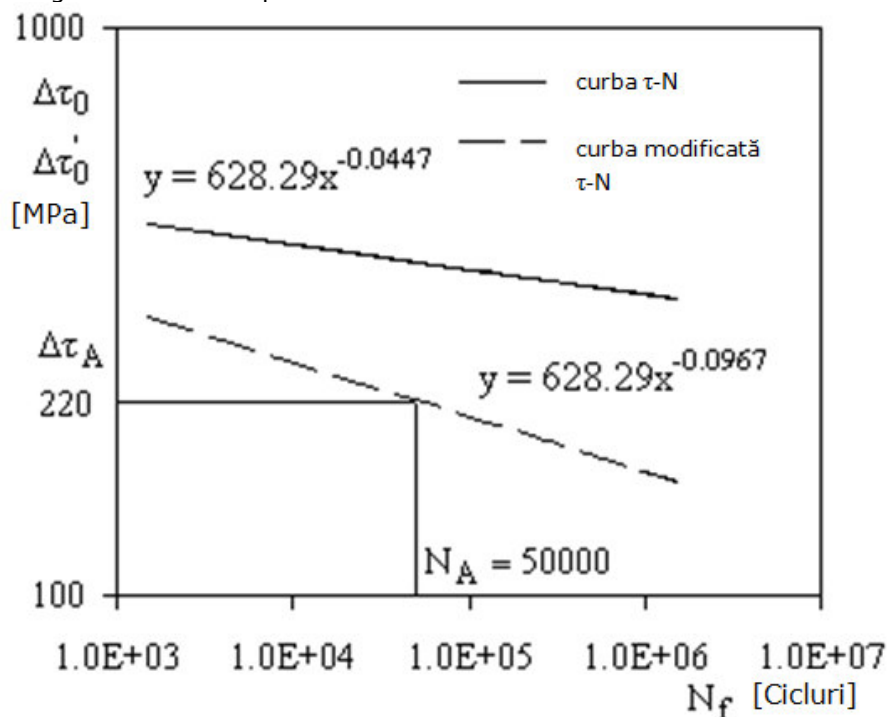


Fig. 4.30 Curba de oboseală la torsiune materialul 4340 Boyer (1986)

Pentru determinarea numărului de cicluri de cedare s-a utilizat metoda iterativă propusă de către Susmel (2007, 2013). În figura 4.31 este prezentat algoritmul acestei metode.

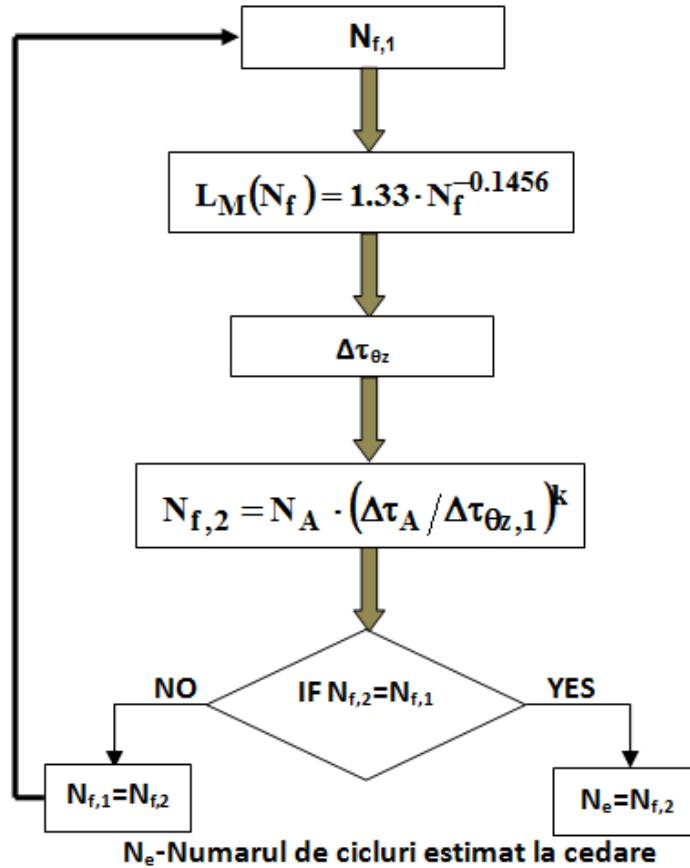


Fig. 4.31 Procedura iterativă de obținere a numărului de cicluri la rupere

După cum se poate observa din figura 4.31 se pleacă de la un număr de cicluri de cedare aleator. Se înlocuiește în ecuația 4.19 numărul de cicluri rezultând lungimea critică. Aplicând metoda punctului pe variația tensiunii obținute în concentratorul arborelui figura 4.21 se obține tensiunea $\Delta\tau_{\theta z}$. Această tensiune este introdusă în următoarea ecuație pentru a afla un alt număr de cicluri de cedare $N_{f,2}$, unde N_A reprezintă numărul de cicluri corespunzător unei tensiuni de referință $\Delta\tau_A$ de pe curba modificată de oboseală, pentru această analiză tensiunea aleasă a fost 220 MPa ceea ce corespunde unui număr de cicluri de 50000. Parametrul k din această ecuație reprezintă valoarea negativă a inversului pantei curbei modificate de oboseală. Dacă valoarea obținută pentru numărul de cicluri $N_{f,2}$ este egală cu numărul de cicluri de start atunci procedura se oprește și numărul de cicluri estimat este egal cu numărul de cicluri $N_{f,2}$, dacă aceste două valori sunt diferite atunci procedura continuă atribuindu-se numărului de cicluri de start valoarea numărului de cicluri $N_{f,2}$ obținută.

În figura 4.32 este reprezentată ultima iterație cu valorile obținute pentru lungimea critică respectiv tensiunea obținută fiind de 233,1 MPa.

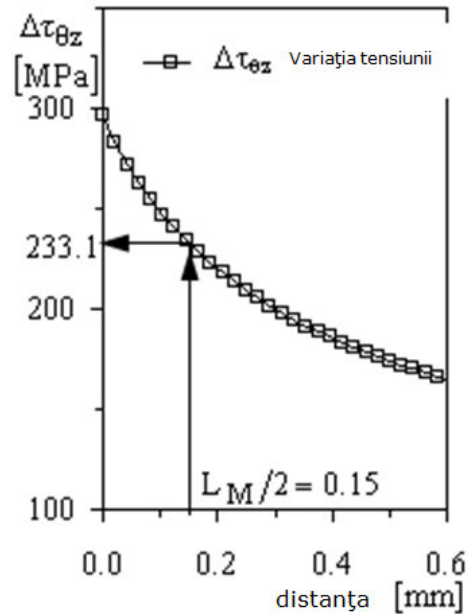


Fig. 4.32 Aplicarea teoremei distanțelor critice în termenii metodei punctului ultima iterație

Înlocuind în relația lui N_{F2} conduce la un număr de 27370 de cicluri. După cum am specificat și în secțiunile anterioare s-a considerat ca ciclu de oboseală un start-stop al pompei. Știind numărul mediu de porniri-opriri pe zi a celor două unități, și anume 2,4 pentru unitatea U1 respectiv 1,3 pentru unitatea U2 s-a putut estima bazat pe numărul de cicluri de cedare obținut cu metoda TCD, numărul de ani de funcționare. În tabelul 4.6 sunt prezentate rezultatele estimate pentru durabilitatea arborelui utilizând metoda TCD pentru cele două unități. Durata de viață estimată în ani de funcționare, s-a obținut împărțind numărul de cicluri estimat folosind metoda TCD la numărul de start-stop a pompei pe zi și împărțind la 365 zile aferente unui an.

Tabel 4.6. Rezultatele estimate a duratei de viață a celor două unități prin metoda TCD

	Durata de viață [ani]	Durata de viață estimată TCD [ani]	Eroarea relativă [%]
Unitatea U1 ^{*)}	34,2	31,2(2.4 start- stop pompă /zi)	-8,77
Unitatea U2 ^{**)}	-	57,6(1.3 start- stop pompă /zi)	-

*) a cedat, **) în operare.

4.8 Concluzii

Din analiza suprafeței de rupere și comparând cu alte cedări din literatură se poate spune că cedarea arborelui a apărut în urma solicitării de torsiune.

Materialul arborelui de proveniență românească a fost echivalat după compoziția chimică, caracteristicile mecanice cu oțelul european 34CrNiMo6 și cu oțelul american SAE 4340.

Analiza stării de tensiune a arborelui ne indică zonele solicitare maxime pe arbore, respectiv zonele de concentrare a tensiunilor. Se poate observa că tensiunea maximă atât cea echivalentă cât și cea tangențială (de forfecare) se află în zona canalului de ungere al lagărului radial cel mai aproape de motorul de antrenare, acolo unde a și cedat arborele. Se recomandă în urma analizei structurale ca la o eventuală re tehnologizare evitarea acestor concentratori.

În urma analizei durabilității arborelui s-a determinat numărul de cicluri (ani) până la inițierea unei fisuri. Numărul de cicluri fiind de 13538, convertit în ani la o medie de 2,4 cicluri pornire oprire a pompei rezultă 15 ani și 4 luni până la inițierea unei fisuri de oboseală. Se recomandă ca la jumătatea numărului de cicluri să se facă un control pentru detectarea unei eventuale inițieri de fisură.

În urma calculului analitic de propagare a unei fisuri de oboseală de tip circumferențial, rezultă un număr de cicluri de propagare de 16417 cicluri ceea ce reprezintă în ani la o medie de 2,4 cicluri pornire oprire pe zi, 19 ani.

Ținând cont de zona plastică de la vârful fisurii și bazat pe diagrama de cedare (FAD) se observă că dacă fisura avansează până la adâncimea de 36 mm se intră în zona neacceptabilă prezicând cedarea arborelui.

Utilizând metoda distanțelor critice de estimare a durabilității la oboseală se poate observa obținerea unei foarte bune corelări a duratei de viață a pompei până la cedare și durata de viață dată de TCD. Se știe că teoria distanțelor critice este conservativă de aceea eroarea relativă obținută a fost de aproximativ -9% față de timpul de operare a unității U1 până la cedare.

Se recomandă pentru celălalt arbore aflat în exploatare păstrarea unui număr scăzut de porniri-opriri. Pentru eventuala re tehnologizare se recomandă evitarea concentratorilor de tipul prezentați în această lucrare sau dacă acest lucru nu este posibil se recomandă un alt tip de concentrator pentru care în prealabil să fie realizat un studiu amănunțit atât experimental cât și numeric respectiv analitic.

5. EVALUAREA INTEGRITĂȚII ȘI DURABILITĂȚII ZONELOR PALETATE DIN TURBINELE FRANCIS

5.1. Introducere

Acest capitol își propune să trateze analiza stării de tensiune dintr-o paletă de aparat director și o coloană statorică respectiv starea de tensiune din paletele rotorice din cadrul unei turbine de tip Francis la solicitarea fluidului (apa) asupra structurii. De asemenea analizează reducerea la un caz simplificat a paletei cu coroana respectiv inelul printr-o îmbinare de tip T. Această îmbinare fiind analizată pentru determinarea propagării duratei de viață în momentul apariției unei fisuri în structură. Pentru a înțelege unde sunt localizate aceste componente în figura 5.1 este reprezentată schematic o turbină de tip Francis.

După cum se poate observa în figura 5.1 coloanele statorice și paletele directe fac parte din distribuitorul unei turbine de tip Francis cu rolul de a distribui apa la intrarea în rotor.

Practic rețeaua statorică și a aparatului director realizează funcțiile de conducere a apei de la camera spirală a turbinei până la rotor cu pierderi hidraulice minime. Coloanele statorice reprezintă și un element de rezistență al turbinei Muntean (2008).

Rețeaua aparatului director, asigură o distribuție uniformă a debitului ce intră în rotor, reglând cuplul motor prin intermediul debitului.

În această turbină de tip Francis avem un număr de 16 de coloane statorice și 16 palete ale aparatului director.

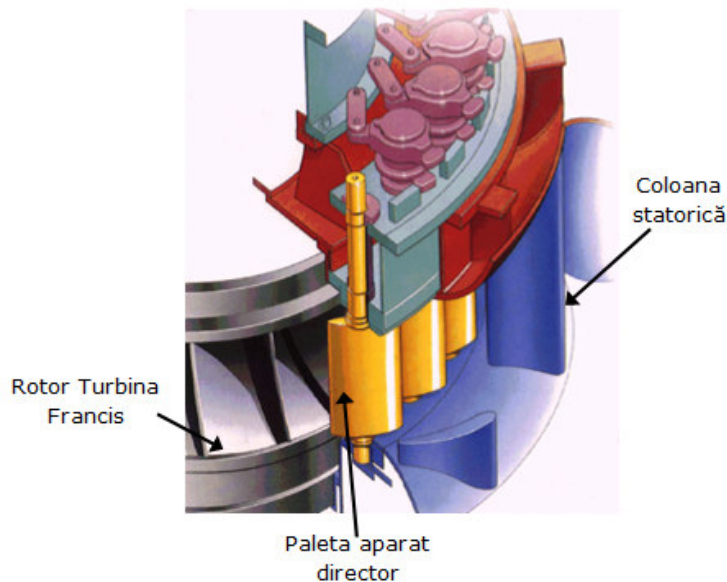


Fig. 5.1 Prezentarea schematică a zonelor paletate ale turbinei Francis.
[www.wikipedia.com]

5.2. Analiza structurală pe coloana statorică și paleta aparatului director a turbinei Francis

5.2.1 Caracteristici generale

Paletetele aparatului director sunt realizate prin turnare dintr-un oțel aliat anticoroziv de tipul T22 C130 împreună cu arborele pe care se află paleta după Stas 6855-80 cu un conținut mediu de 0.22% C și 13% Cr. În tabelul 5.1 sunt prezentate compoziția chimică și caracteristicile mecanice conform STAS 6855.

Tabel 5.1 Compoziția chimică și caracteristicile mecanice T22 C130

Marca Oțel	Compoziția Chimică [%]						Caract. mec. [MPa]	
	C	Si	Mn	Cr	S	P	σ_c	σ_r
T22 C130					max	max	min	min
	0.14	≤ 0.7	≤ 0.6	13	0.03	0.035	440	630

Pentru a determina starea de solicitare asupra structurii aparatului director și a coloanelor statorice a fost necesară o analiză multidisciplinară implicând cunoștințe din cadrul simulărilor numerice de curgere (ingineria fluidelor) și cunoștințe din cadrul ingineriei mecanice pentru calcule structurale. Ca și metodologie de abordare a problemei aceasta este prezentă în figura 5.2.

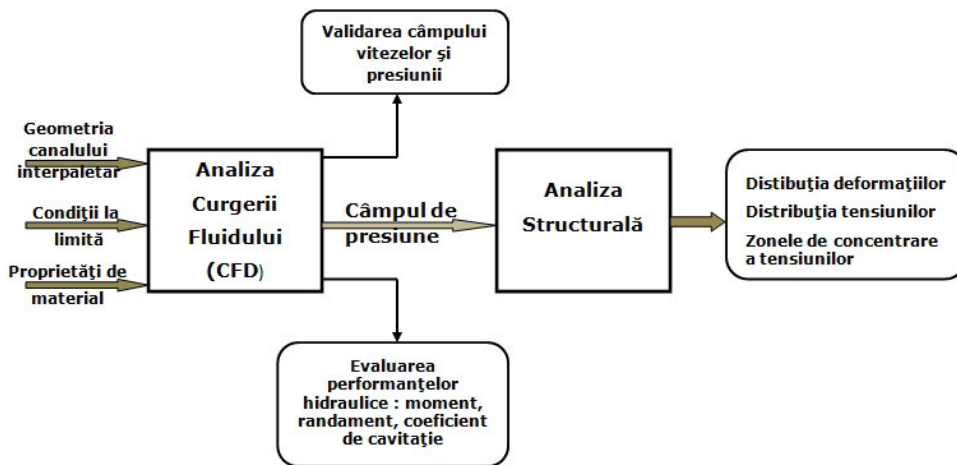


Fig. 5.2 Algoritmul numeric pentru interacțiunea fluid-structură (FSI)

5.2.2. Analiza numerică pentru analiza curgerii fluidului

Analiza curgerii a fost realizată pentru a se obține distribuția câmpului de presiune asupra paletetei. Pentru această analiză s-a considerat o paletă de aparat director și respectiv o paletă statorică considerându-se condiții de simetrie față de celălalte. Condițiile la limită impuse sunt descrise în amănunt în lucrarea Muntean

2004). Analiza a fost realizată pentru punctul de funcționare optim cu un unghi de deschidere a aparatului director de 25° după cum este explicat în lucrarea Muntean (2004). Pentru analizele numerice s-au utilizat următoarele geometrii 3D prezentate în figura 5.3.

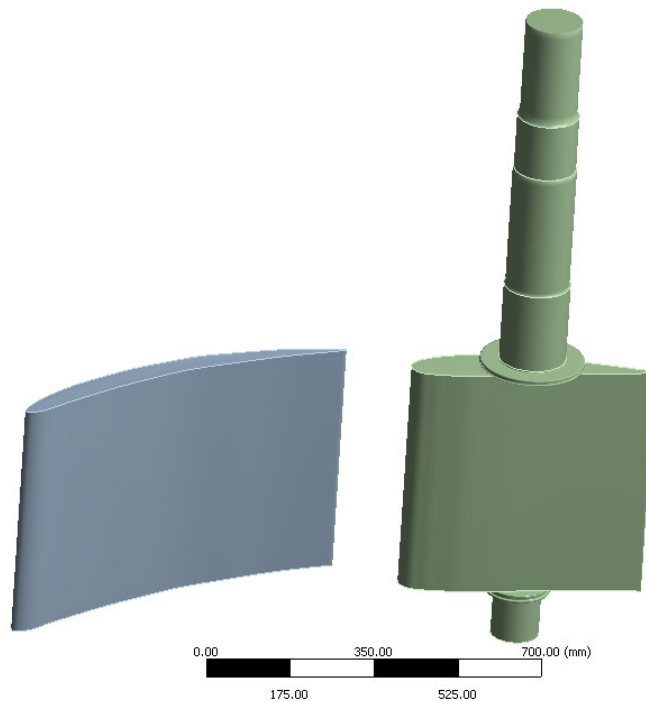


Fig. 5.3 Geometria 3D a paletei aparatului director și coloană statică

În urma analizei de curgere a rezultat următoarea distribuție de presiune prezentată în figura următoare:

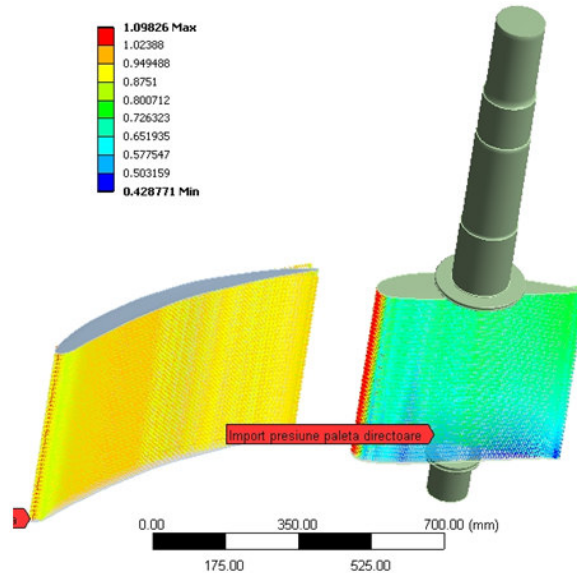


Fig.5.4 Distribuția presiunii coloana statică și paletă aparat director [MPa]

Câmpul de presiuni rezultat în urma analizei numerice și prezentat în figura 5.4 s-a realizat analiza structurală în vederea determinării solicitărilor maxime care apar.

5.2.3. Analiza statică de tensiune și deformație

Pentru analiza numerică structurală s-au utilizat aceeași geometrie prezentată în figura 5.3. Discretizarea modelului a fost realizată utilizând programul Gambit. S-a realizat o discretizare structurată identică cu cea utilizată în cadrul analizei fluidului pentru ca în momentul importării distribuției de presiune să se realizeze o potrivire de 100% a nodurilor respectiv solicitărilor din noduri. Tipul elementelor utilizate au fost Solid 185 un număr de 147800 de elemente cu 165430 de noduri. În figura 5.5 este prezentat modelul discretizat. De menționat este că pentru acest model în cadrul analizei curgerii s-a realizat și convergența soluției.



Fig. 5.5 Modelul discretizat

Condițiile la limită impuse au fost pentru aparatul director importarea presiunii pe paletă rezultată în urma curgerii, lagăre la capete pe arbore care să permită rotirea și să împiedice deplasarea pe orizontală. Pentru coloana statorică importul presiunii respectiv fixarea la capete, figura 5.6

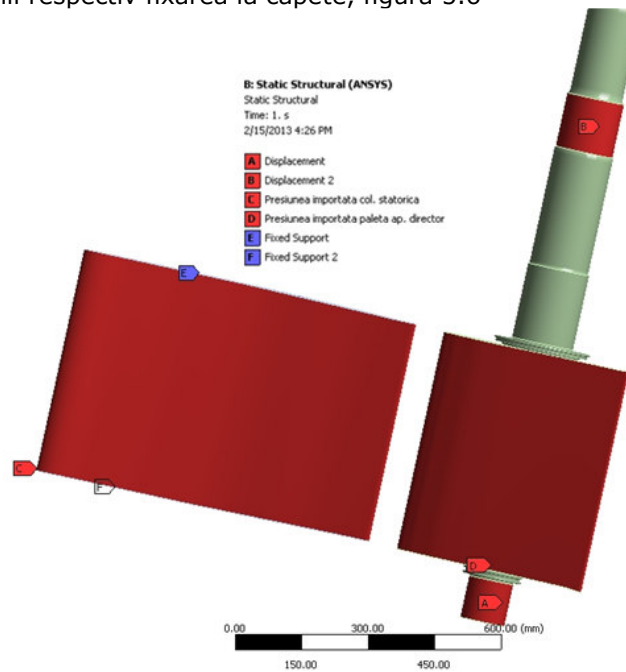


Fig. 5.6. Condițiile la limită impuse.

În urma analizei numerice structurale s-au obținut deformațiile totale respectiv tensiunile maxime echivalente. În figurile 5.7, 5.8 sunt prezentate

rezultatele pentru deformațiile totale din paleta de aparat director respectiv coloana statorică.

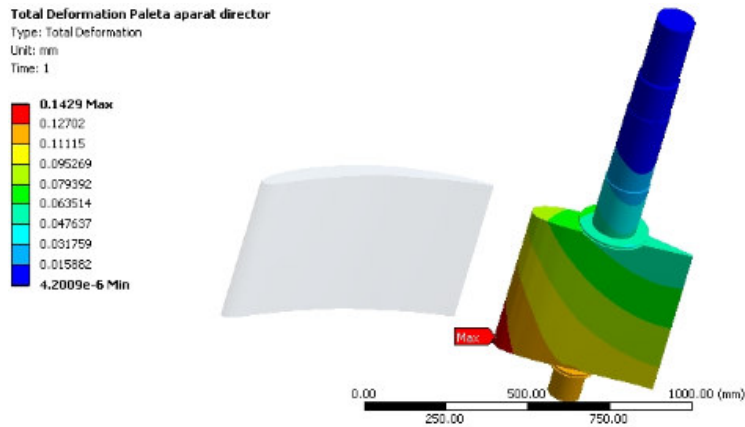


Fig. 5.7 Deformații totale paleta aparat director.

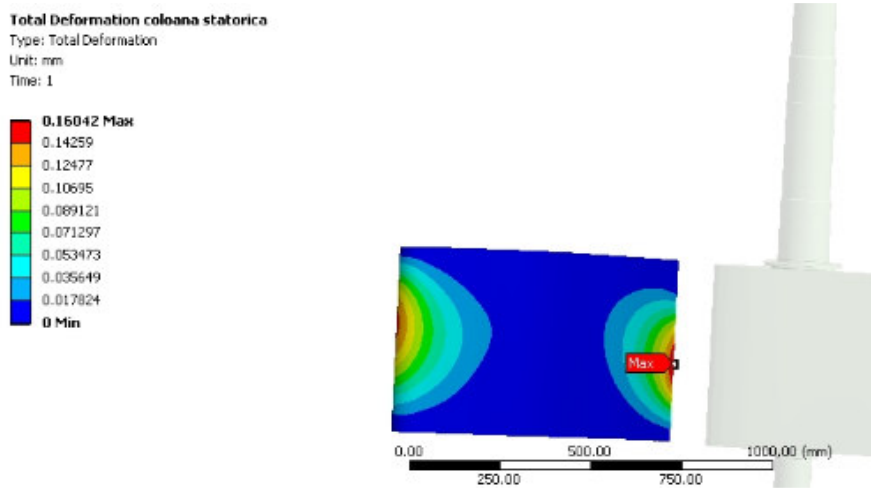


Fig. 5.8 Deformații totale coloană statorică.

Tensiunile echivalente rezultate sunt prezentate în figurile 5.9 și 5.10.

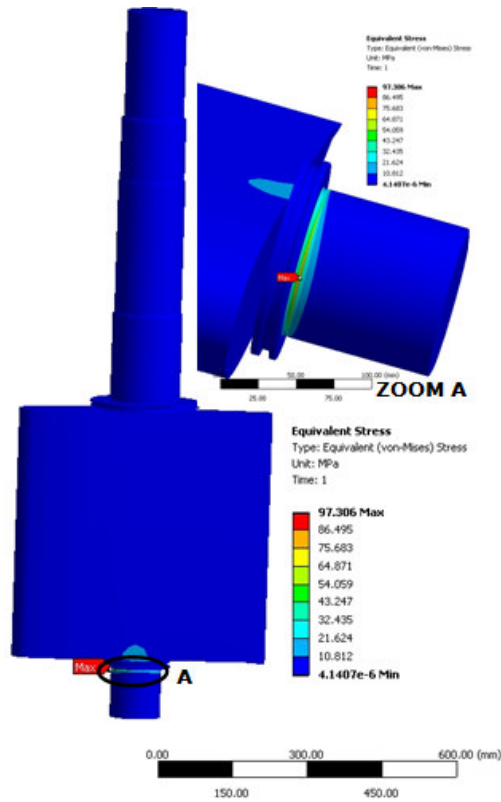


Fig. 5.9 Tensiunile echivalente aparat director pe paleta aparatului director a turbinei Francis. [MPa]

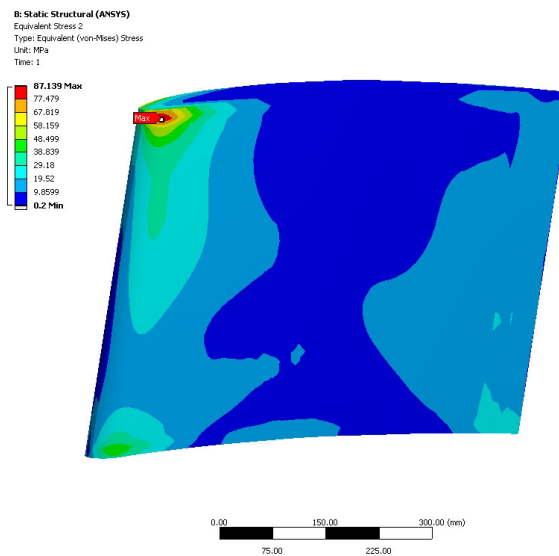


Fig. 5.10 Tensiunile echivalente coloana statorică. [MPa]

După cum se poate observa din figura 5.9 tensiunile echivalente maxime apar în racordul arborelui cu paleta directoare, valoarea fiind de 97,306 MPa. Pentru coloana statorică valoarea tensiunii este de 87,139 MPa mult mai mică ca limita de curgere a materialului (440 MPa).

5.3. Analiza paletelor rotorice ale turbinei de tip Francis

Acest subcapitol își propune să analizeze starea de tensiune din paletetele rotorice ale turbinei Francis aflată într-o amenajare hidroenergetică în România. Analiza va cuprinde un amplu program experimental de caracterizare a materialului utilizat la confecționarea rotorului de tip Francis, respectiv o analiză numerică de tip fluid structură care să ne ajute la identificarea zonelor de solicitare mare.

CHE Brădișor are două hidroagregate (numite HA1 și HA2) echipate cu turbine de tip Francis și face parte din amenajarea hidroenergetică a râului Lotru, fiind pusă în funcțiune în anul 1982. Caracteristicile tehnice ale turbinelor sunt următoarele:

- turația specifică $n_s = 207[rpm]$;
- turația caracteristică $n_q = 70[rpm]$;
- coeficientul de debit $\varphi = 0.28$;
- coeficientul de cădere $\psi = 1.264$;
- coeficientul puterii hidraulice $\lambda = 0.354$;
- coeficientul puterii $\lambda_{2e} = 0.315$;
- turația specifică adimensională $\nu = 0.444$;

Pe baza datelor puse la dispoziție de S.C. Hidroelectrică S.A., Sucursala Hidrocentrale Râmnicu Vâlcea, [***, 2009] s-a analizat funcționarea celor două agregate, analiză realizată pentru perioada 1999- 2009.

Pentru o privire generală asupra funcționării turbinei Francis s-au considerat trei categorii de regimuri de exploatare, după următoarele criterii:

- PL (partial load) – funcționarea la debit parțial pentru regimurile de exploatare în care deschiderea adimensională a aparatului director definită prin a_0/a_{max} este mai mică decât 0.680 (a_0 mm - deschiderea curentă a aparatului director, a_{max} mm - deschiderea maximă a aparatului director);
- NO (nominal operation) - funcționarea în vecinătatea punctului de randament maxim, pentru regimurile cu deschiderea adimensională a aparatului director $0.698 < a_0/a_{max} < 0.855$;
- FL (full load) – funcționarea la regimuri cu debit mai mare decât cel nominal, adică la suprasarcină, când deschiderea adimensională $0.855 < a_0/a_{max}$.

Pentru HA1 analiza realizată a condus la următoarele concluzii:

- în perioada 1999- 2009 HA1 a funcționat un număr total de 18092h;
- media anuală de funcționare a fost de 1645h, iar cea lunară de 137 h;

Ca și categoriile de funcționare HA1 a funcționat 14% PL, 37% NO și 49% FL.

Pentru HA2 analiza a condus la concluziile:

- în perioada 1999- 2009 HA2 a funcționat un număr total de 23798 h , fiind oprit de mai puține ori pentru mentenanță ca și HA1;
- media anuală de funcționare a fost de 2163 h , iar cea lunară de 180 h cu 43h mai mult decât aceeași valoare pentru HA1 (aprox. 23,8%);

HA2 a funcționat 12.6% PL, 37.4% NO și 50% FL.

Rotorul Francis, la care paleta s-a rupt (figura 5.12), a fost în exploatare de la punerea în funcțiune a CHE Brădișor (1982) până în 1999. Ulterior, în perioada iulie 2000 – iulie 2001 s-a detectat o fisură de oboseală în paletă la un control de rutină, rotorul fiind recondiționat, iar fisura din paletă în zona bordului de fugă la joncțiunea cu coroana, a fost reparată prin sudare și apoi tratată termic. Rotorul a fost repus în funcțiune în HA1 începând cu anul 2003, fiind în exploatare până în 2009 la momentul ruperii.



Fig. 5.11 Fisură în paleta rotorului turbinei Francis ce echepeaza HA1 de la CHE Brădișor

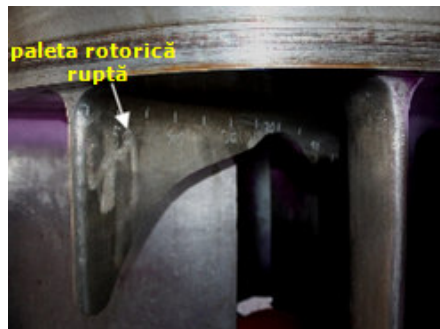


Fig. 5.12. Ruperea paletei rotorice a turbinei Francis ce echepeaza HA1 de la CHE Brădișor

5.3.1 Analiza ruperii

Examinarea macroscopică a suprafeței de rupere a arătat că ruperea paletei s-a produs datorită solicitării de oboseală (la solicitare variabilă). Fisura s-a inițiat de la suprafața cordonului sudat (fig. 5.13, zona marcată cu a), simultan din mai multe puncte și s-a propagat inițial pe direcția Da. Din interiorul cordonului de sudură – zona marcată cu b (unde materialul sudat a prezentat numeroase defecte – incluziuni nemetalice) – direcția de propagare Db s-a schimbat, progresând spre bordul de fugă. În final, după străpungerea paletei în zona bordului de fugă, frontul fisurii s-a propagat rapid prin zona cu defecte și a continuat în materialul de bază, în direcția bordului de atac.

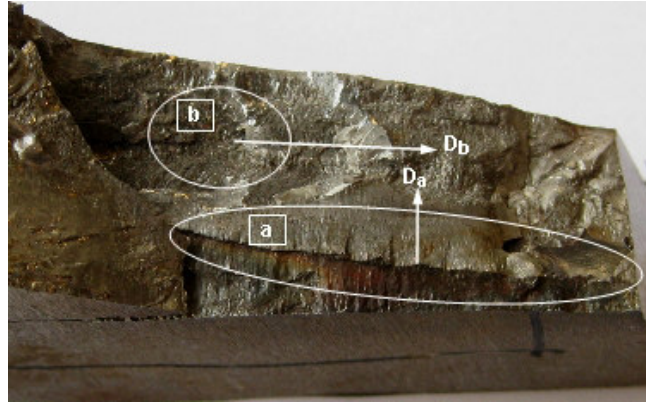


Fig. 5.13. Zona de rupere a paletelor

Principalele cauze care au condus la ruperea paletelor rotorice ale turbinei Francis ar fi următoarele:

- solicitările variabile (oboseala materialului). Turbina Francis a înregistrat de la punerea în funcțiune și până la ruperea paletelor un număr de aprox. 50000 ore de funcționare. Analiza regimurilor de exploatare a scos în evidență faptul că în perioada 1999-2009 turbina a funcționat la debite parțiale (sarcină parțială) aprox. 13.7% din timpul total de funcționare. Funcționarea la debite parțiale conduce la formarea vârtejului central în tubul de aspirație și implicit la apariția încărcărilor netaționare pe paleta rotorică, cu inițierea și propagarea fisurilor de oboseală.
- reparațiile efectuate pentru remedierea fisurilor. Reparațiile efectuate la fața locului - cu rotorul pe poziție, în condițiile speciale din centrală (mediu umed) și cu dificultățile de acces la zonele reparate - pentru remedierea fisurilor apărute în exploatare nu au fost realizate cu îndeplinirea procedurilor și tehnologiilor impuse. Aceste limitări privind aplicarea tehnologiei corespunzătoare de sudare, precum și a tratamentelor termice pre- și post-sudare, au condus la modificări ale structurii oțelului inoxidabil cu apariția fulgilor de hidrogen, incluziunilor și a micro-fisurilor, cu influențe defavorabile asupra rezistenței materialului.
- funcționarea turbinei la limita domeniului de exploatare. Funcționarea la limita domeniului de exploatare (la regimuri cu debite mai mari sau mai mici decât debitul punctului de randament maxim, respectiv la regimuri cu căderi mai mari decât căderea punctului de randament maxim) produce supraîncărcarea hidrodinamică a paletelor rotorice.

5.3.2 Analiza materialului din care este confecționat rotorul

Analize structurale

Materialul analizat a fost oțelul T10CuNiCr180 utilizat la confecționarea paletelor rotorului de tip Francis. Din analiza macroscopică s-a evidențiat aspectul triplex al materialului care conține aproximativ 35% ferită, 35% martensită și respectiv 30% austenită. În figura 5.14 se poate observa microstructura materialului prin atacul unor probe de material cu soluție de Nital.

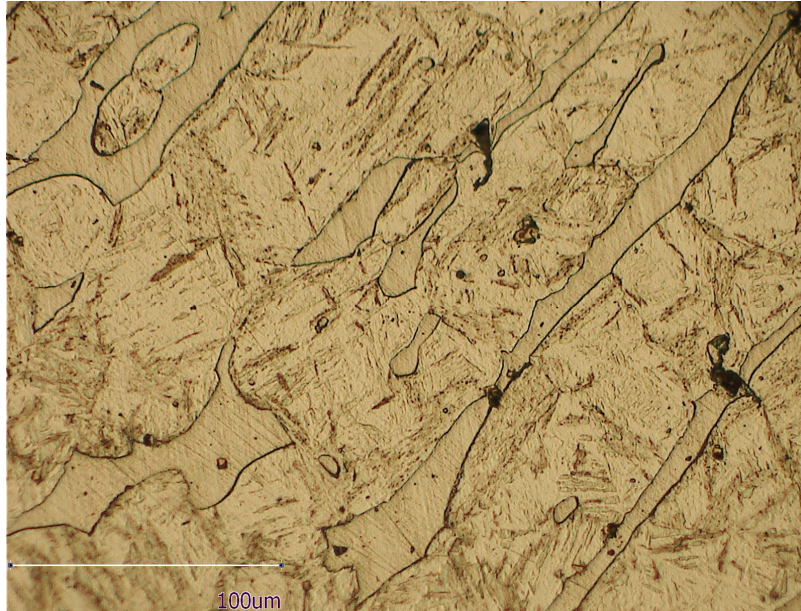


Fig. 5.14 Aspectul microscopic al structurii materialului

Analizele microscopice au fost realizate cu ajutorul microscopului electronic de tipul Hirox.

Analiza chimică a fost realizată cu ajutorul unui aparat cu raze X Innov X System obținându-se următoarea compoziție chimică prezentată în tabelul 5.2.

Tabelul 5.2 Compoziția chimică a materialului

Marca de oțel T10NiCuCr10	C max [%]	Si max [%]	Mn [%]	P [%]	S [%]	Cu [%]	Ni [%]	Cr [%]	Mo [%]	Ti [%]
Determinare experimentală	0.07	0.65	1.76	-	-	1.69	3.99	18.35	0.65	0.13
Prescripție producător	0.10	0.4	0.2..0.6	0.025	0.03	1..1.3	1..1.5	12..13.5	-	-

S-au realizat măsurători de duritate cu sarcina HV10 obținându-se o valoare medie a durității de 320HV.

Încercări statice

În figura 6.15 se pot observa imagini din procesul de realizare a epruvetelor.



Fig. 6.15 Realizarea epruvetelor pentru încercările mecanice (debitarea din corpul paletelor, debitarea blocurilor de epruvete prin electroeroziune cu fir pe profil)

Încercările mecanice la tracțiune au fost realizate conform standardului SR EN 10002-01 (2002). Ținând seama de geometria semifabricatului (paleta rotorică a turbinei Francis) și de opțiunile tehnologice s-a ales forma geometrică plată a epruvetelor (de secțiune transversală dreptunghiulară), în detrimentul formei cilindrice (secțiune transversală circulară). Epruvetele de tracțiune plate (dimensiuni normale) au fost prelevate din porțiunea superioară din vecinătatea coroanei paletelor rotorice. În figura 5.16 este prezentată forma standardizată a epruvetei și dimensiunile acesteia.

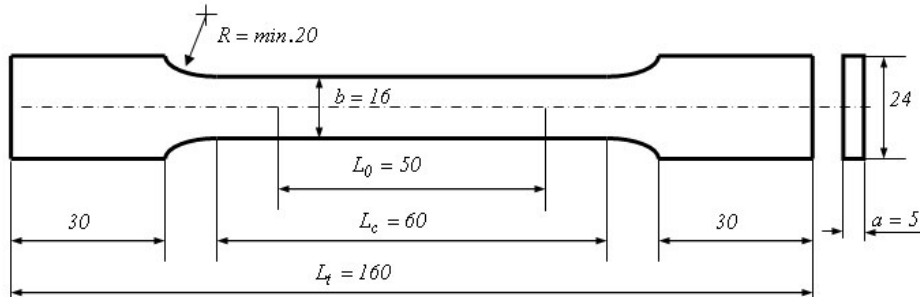


Fig. 5.16 Epruveta de tracțiune normală conform standardului

S-au realizat câte 5 epruvete de tracțiune din fiecare tip (de dimensiuni normale și respectiv de dimensiuni reduse) în vederea determinării parametrilor de material la solicitarea statică. Pentru a avea un termen de comparație privind degradarea materialului din zona intens solicitată la oboseală (zona bordului de fugă, la îmbinarea cu coroana), au fost realizate și 5 epruvete de dimensiuni reduse ("subsize specimens" după recomandările standardului ASTM E 8M-04 (2004)). În figura 5.17 sunt prezentate epruvetele testate.

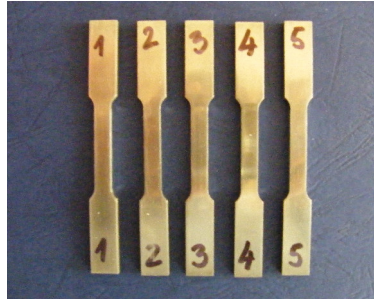


Fig. 5.17 a Epruvete plate de tracțiune de dimensiuni reduse (5 buc.)-bord de fugă

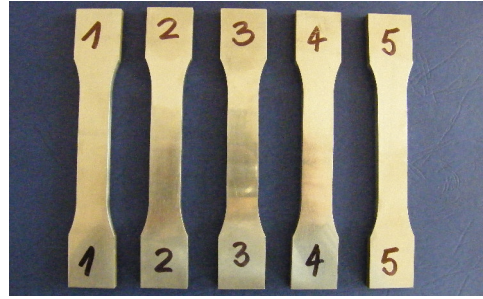


Fig. 5.17 b Epruvete plate de tracțiune de dimensiuni normale (5 buc.)-bord de atac

Încercările mecanice la tracțiune s-au realizat în Laboratorul de Rezistența Materialelor "Ștefan Nădășan" al Universității "Politehnica" din Timișoara, pe o mașină universală Walter+bai LFV HH 100 prezentată în figura 5.18a. Epruvetele au fost solicitate axial cu controlul forței, iar pentru măsurarea deformațiilor s-a utilizat extensometrul universal MFA (fig. 5.18 b) cu baza de măsurare de 25mm pentru epruvetele de dimensiuni reduse, respectiv cu baza de măsurare de 50mm pentru epruvetele plate de dimensiuni normale. Încercările s-au realizat în aer, la temperatura ambiantă $23\pm 1^{\circ}\text{C}$, umiditatea relativă $40\pm 3\%$ și viteza de solicitare de 10MPa/s.



Fig. 5.18.a Mașina universală Walter+bai LFV HH 100

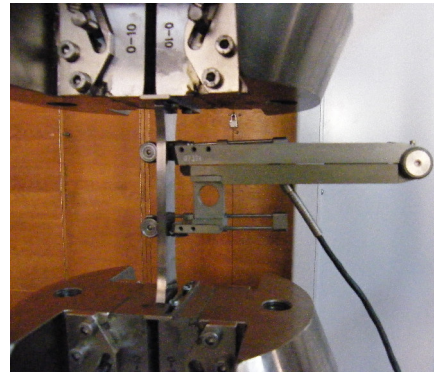


Fig. 5.18.b Extensometrul MFA25

Curbele caracteristice σ - ϵ înregistrate pentru cele două tipuri de epruvete (fig. 5.19 și fig. 5.20) nu prezintă o zonă de curgere, trecerea din domeniul elastic în domeniul plastic făcându-se în mod lin și continuu. Pentru aceste curbe caracteristice s-a determinat o limită de curgere convențională pentru o deformație specifică permanentă de 0.2%.

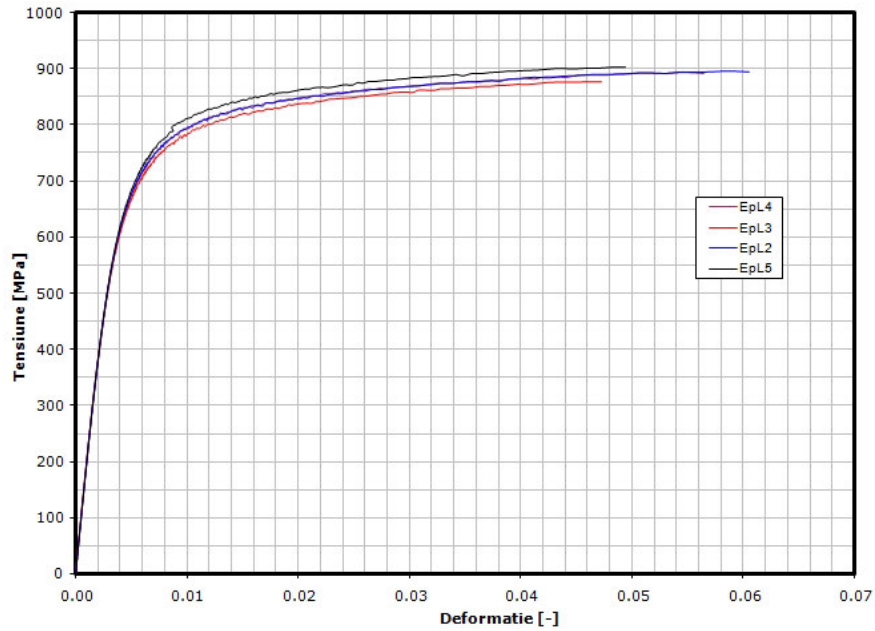


Fig. 5.19. Curbele caracteristice σ - ϵ la tracțiune (epruvete plate de dimensiuni normale)

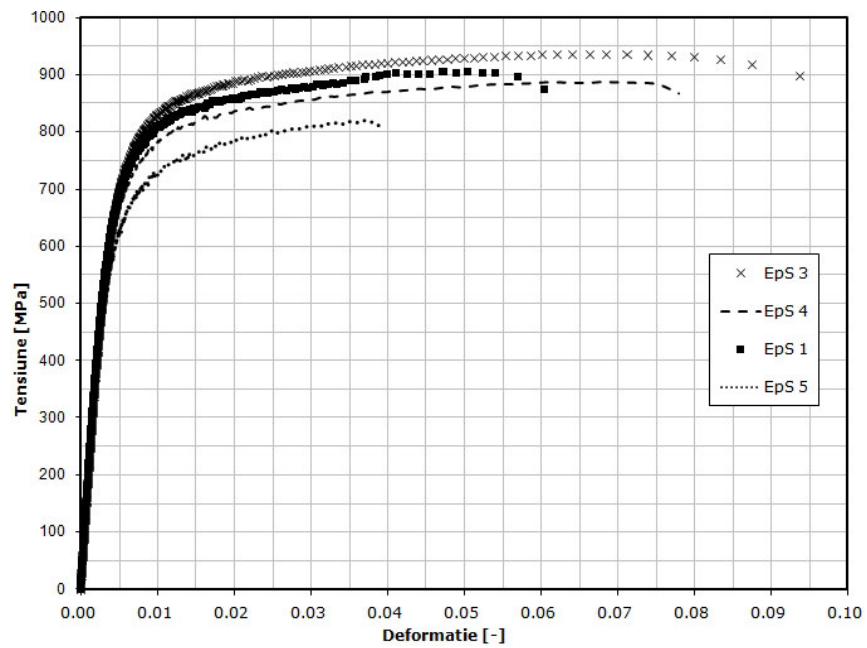


Fig. 5.20. Curbele caracteristice σ - ϵ la tracțiune (epruvete plate de dimensiuni subsize)

Pe baza înregistrărilor experimentale ale curbelor tensiune-deformație specifică σ - ϵ s-au determinat principalele caracteristici mecanice ale oțelului inoxidabil:

5.4 Determinarea factorilor de intensitate a tensiunii si propagarea fisurii 99

- limita de curgere $R_{p0.2}$ pentru o deformație plastică $\varepsilon_p = 0.2$ [%];
- rezistența la tracțiune R_m pentru forța maximă înregistrată și secțiunea transversală inițială a epruvetei;
- alungirea la rupere corespunzătoare forței maxime înregistrate A_5 [%];
- modulul de elasticitate longitudinal $E = \Delta\sigma/\Delta\varepsilon$, cu valorile determinate pentru intervalul $\Delta\sigma = 0 \div 150$ [MPa].

În tabelele 5.3 respectiv 5.4 sunt centralizate rezultatele obținute în urma încercărilor de tracțiune.

Tabel 5.3 Caracteristicile mecanice la tracțiune pentru epruvetele plate (dimensiuni normale)

Nr. crt.	E [GPa]	R_m [MPa]	$R_{p0.2}$ [MPa]	A_5 [%]	Observații
1.	209,618	885,19	712,50	-	alunecarea epruvetei din bacuri după $R_{p0.2}$
2.	200,004	897,03	699,50	5,86	
3.	210,108	877,78	678,00	4,59	
4.	203,185	894,41	694,00	5,45	
5.	205,498	902,79	702,50	4,69	
Val. medie	205,683	891,44	697,30	5,15	

Tabel 5.4 Caracteristicile mecanice la tracțiune pentru epruvetele plate (dimensiuni reduse)

Nr. crt.	E [GPa]	R_m [MPa]	$R_{p0.2}$ [MPa]	A_5 [%]	Observații
1.	209,066	905,60	707,00	5,04	
2.	-	920,47	-	-	fixare eronată a extensometrului pe epruvetă
3.	217,183	934,14	708,00	6,64	
4.	210,240	887,28	667,00	6,79	
5.	209,905	819,30	623,00	3,71	
Val. medie	211,599	893,36	676,25	5,545	

Din analiza rezultatelor experimentale la tracțiune statică se desprind următoarele concluzii:

- valorile medii obținute pentru rezistența la tracțiune $R_m = 892,4$ [MPa] și limita de curgere $R_{p0.2} = 686,7$ [MPa] sunt în concordanță cu valorile publicate în literatură (tabelul 5.6, Huth (2005), Natsume (2010)) pentru alte oțeluri inoxidabile care sunt utilizate pentru construcția paletelor rotorice;

Tabelul 5.5 Comparția rezultatelor experimentale cu recomandările producătorului

Marca de oțel T10CuNiCr180	Modulul de elasticitate longitudinal E [GPa]	Limita de curgere $R_{p0.2}$ [MPa]	Rezistența la rupere R_m [MPa]	Deformația la rupere A_5 [%]
Determinare Experimentală	208	686,75	892,40	5,30
Recomandare Producător	-	450,00	650,00	14

Tabelul 5.6. Comparație cu alte mărci de oțeluri

Material	Modulul de elasticitate longitudinal E [GPa]	Limita de curgere $R_{p0.2}$ [MPa]	Rezistența la rupere R_m [MPa]	Deformația la rupere A_5 [%]
T10CuNiCr180	208	686,75	892,40	5,30
34CrNiMo6	220	690,50	860,50	7,22
JIS SCS6	-	600	830	-

- comparația cu recomandările producătorului pentru oțelul *T10NiCuMnCr180* indică proprietăți mecanice mai ridicate, dar o deformabilitate semnificativ mai redusă, rezultat al nerespectării recomandărilor tehnologice sau al fragilizării în exploatare, dată fiind durata mare de funcționare.

Încercări dinamice de oboseală

Încercările la solicitări variabile au fost realizate după recomandările ASTM E 466 (2002) și ASTM E 468 (2004). Ținând seama de geometria semifabricatului (paleta rotorică a turbinei Francis) și de opțiunile tehnologice s-a ales forma geometrică plată a epruvetelor fig.5.21. Epruvetele de oboseală au fost prelevate din porțiunea superioară din vecinătatea coroanei paletelor rotorice.

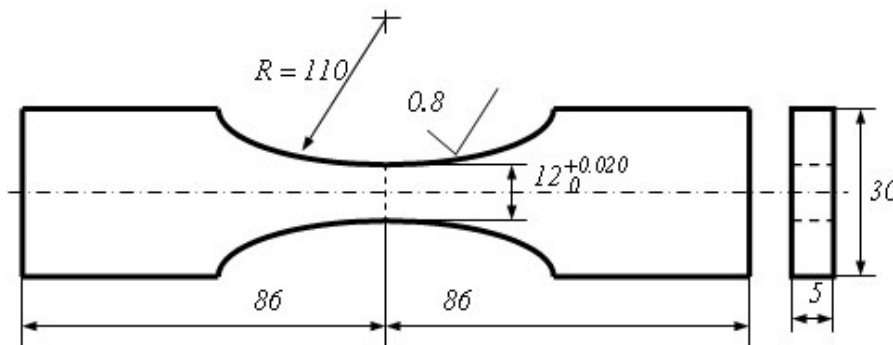


Fig.5.21 Epruveta de încercare la oboseală

Înainte de începerea testelor s-a realizat un control nedistructiv a epruvetelor cu raze X (fig. 5.22) și un control cu lichide penetrante (fig. 5.23) în vederea evidențierii eventualelor defecte din material. Controlul NDT a evidențiat prezența unor defecte interioare și de suprafață de tipul golurilor produse la turnarea rotorului sau cu ocazia reparațiilor efectuate prin sudare.

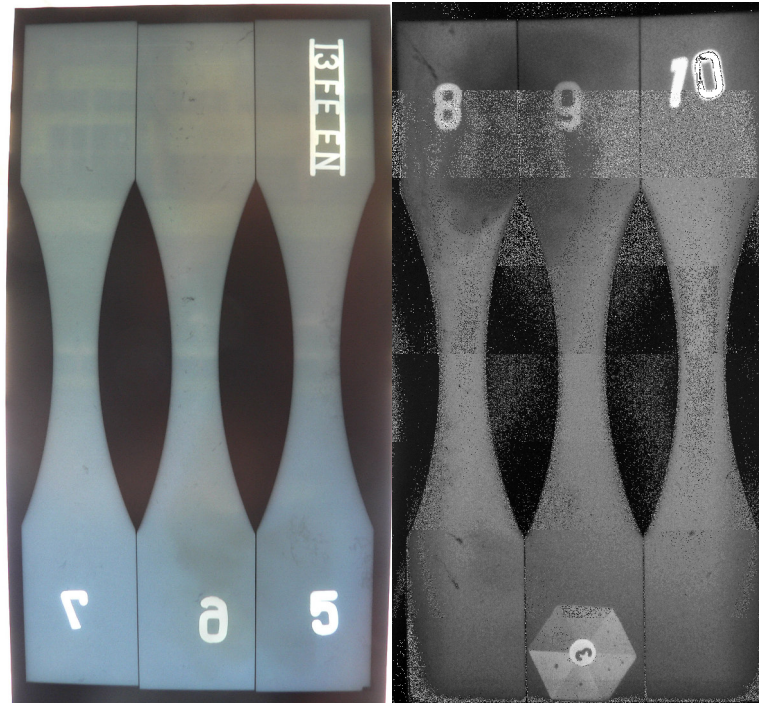


Fig. 5.22 Control NDT cu raze X

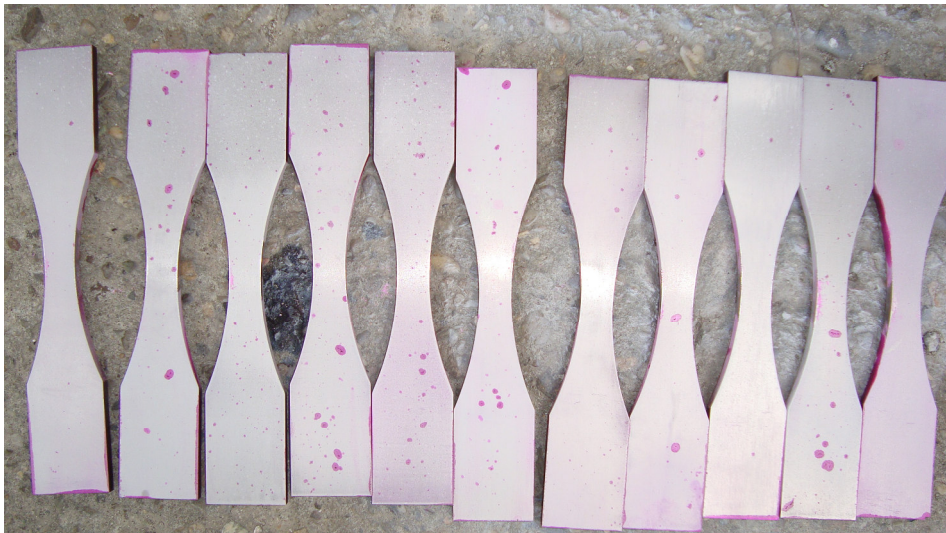


Fig. 5.23 Control NDT cu lichide penetrante

Încercările mecanice dinamice deasemenea s-au realizat în Laboratorul de Rezistența Materialelor "Ștefan Nădășan" al Universității "Politehnica" din Timișoara, pe mașina universală Walter+bai LFV HH 100 prezentată în figura 5.18.

102 Evaluarea Integrității Și Durabilității Zonelor Paletate Din Turbinele Francis

Timpul total de efectuare a încercărilor la solicitări variabile a fost de 318 ore la care dacă se consideră o medie de 10 ore/zi numărul de zile ar fi de aproximativ 32 zile.

Pentru estimarea statistică a curbei σ -N, atât pe domeniul durabilității limitate cât și pentru domeniul durabilității nelimitate, utilizând un număr practic de epruvete s-a folosit metoda propusă de Nakazawa (1987) și confirmată de standardul ISO 12107 (2003). Metoda utilizează un număr de 14 epruvete astfel:

- 8 epruvete pentru estimarea statistică a curbei σ -N pe domeniul durabilității limitate, câte două epruvete pe cele 4 nivele de solicitare stabilite;
- 6 epruvete pentru estimarea statistică a curbei σ -N pe domeniul durabilității nelimitate.

Pentru determinarea limitei de oboseală durabilitatea infinită s-a stabilit la $N = 5 \cdot 10^6$ cicluri, după care epruvetele au fost considerate nerupte.

Încercările experimentale s-au realizat la solicitare axială variabilă (cu control al forței) cu amplitudine constantă pentru un coeficient de asimetrie al ciclului $R = 0.1$, corespunzător solicitărilor variabile care se produc în exploatarea paletei rotorice, și la o frecvență $f = 20$ Hz. Pentru secțiunea minimă a epruvetei aria secțiunii transversale este $A_{\min} = 60$ mm², considerând forță maximă de rupere la tracțiune $F_r \cong 54000$ N. Rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 5.7.

Tabel 5.7 Rezultatele încercărilor la solicitări variabile (oboseală)

Nr. epruveta	F_{\max}/F_r [-]	σ_{\max} [MPa]	σ_{\min} [MPa]	$\sigma_{\text{ampl.}}$ [MPa]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N_f [cicluri]	Observații
1	0,5	450,00	45,00	202,50	405,00	85100	
2	0,5	450,00	45,00	202,50	405,00	102100	
3	0,4	360,00	36,00	162,00	324,00	162940	
11	0,4	360,00	36,00	162,00	324,00	138130	
15	0,3	270,00	27,00	121,50	243,00	826640	
12	0,3	270,00	27,00	121,50	243,00	289240	
7	0,2832	254,88	25,48	114,69	229,39	892220	
4	0,2832	254,88	25,48	114,69	229,39	570960	
8	0,25	225,00	22,50	101,25	202,50	1072320	
14	0,2333	209,97	20,99	94,48	188,97	1340260	
6	0,2333	209,97	20,99	94,48	188,97	1966720	
5	0,2166	194,94	19,49	87,72	175,44	5089740	epruv. neruptă
9	0,2166	194,94	19,49	87,72	175,44	5089740	epruv. neruptă
13	0,2333	209,97	20,99	94,48	188,97	5028900	epruv. neruptă

5.4 Determinarea factorilor de intensitate a tensiunii si propagarea fisurii 103

Curba σ -N medie în domeniul durabilității finite la probabilitatea de 50% a fost estimată pe baza încercărilor experimentale realizate pe 8 epruvete la următoarele niveluri de solicitare: $F_{\max} = 0,5 F_r; 0,4 F_r; 0,3 F_r; 0,2832 F_r$ (câte 2 epruvete pe fiecare nivel de solicitare, unde F_r reprezintă forța maximă de rupere la tracțiune). Acceptând pentru domeniul durabilității limitate o variație liniară în coordonate dublu-logaritmice, relația σ -N se obține prin metoda celor mai mici pătrate:

$$y = 5982,8 \cdot x^{-0,2418} \tag{5.1}$$

unde $x = \log N_f$, $y = \log(\Delta\sigma)$, necesară pentru determinarea rezistenței la oboseală, adică a durabilității la un anumit nivel al solicitării, superior limitei de oboseală.

În figura 5.24 este reprezentată curba de oboseală obținută în urma încercărilor experimentale pentru oțelul paletelor după 22 de ani de funcționare.

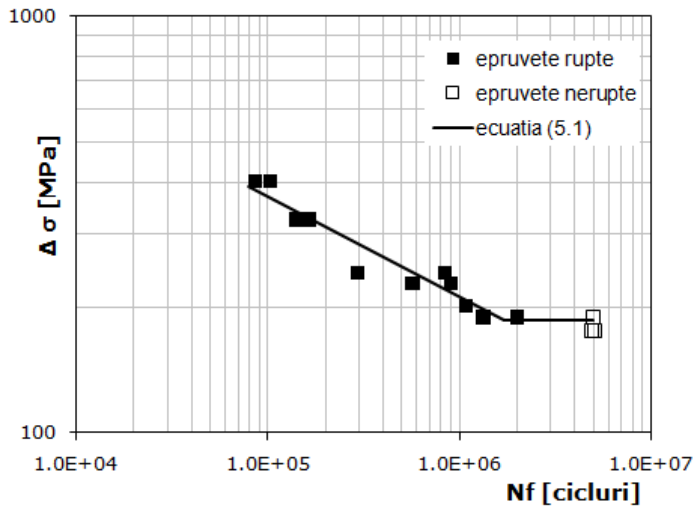


Fig. 5.24. Curba de oboseală σ -N pentru T10CuNiCr180

Limita de oboseală pentru domeniul durabilității infinite a fost estimată pe baza încercărilor experimentale realizate pe 6 epruvete după metoda treptelor modificată prezentată în standardul ISO 12107 (2003), pentru trei niveluri de solicitare. În tabelul 5.8 sunt prezentate secvența datelor utilizate. Pasul de tensiune pentru realizarea încercărilor a fost stabilit la valoarea de 13,5 MPa.

Valoarea medie a limitei de oboseală se calculează cu valorile $\Delta\sigma_i$ ale variației tensiunii după relația următoare:

$$\sigma_{0,1} = (202,50 + 188,97 + 175,44 + 188,97 + 175,44 + 188,97)/6 = 186,7 \text{ [MPa]}$$

Tabel 5.8 Secvența datelor experimentale zona nelimitată

Parametru	Secvența de încercare						
	i	1	2	3	4	5	6
$\Delta\sigma_i$ [MPa]		188,97	202,50	188,97	175,44	188,97	175,44
Eveniment		□	■	■	□	■	□

□) epruvetă neruptă; ■) epruvetă ruptă.

Încercări încovoiere prin șoc

Deoarece în proiectare sunt nevoie și de datele de tenacitate din încercările mecanice, respectiv pentru o mai bună caracterizare a materialului în condițiile apariției unei fisuri și structura este solicitată la șoc, s-au realizat și teste de încovoiere prin șoc.

În general, tenacitatea dinamică este măsurată în termenii energiei de impact absorbite necesare pentru a realiza ruperea epruvetei. Modificarea la nivelul energiei potențiale, de dinainte de impact și de după impact, se determină energia absorbită prin ruperea epruvetei. Alți parametri cantitativi pot fi de asemenea determinați: aspectul ruperii (procentul ruperii fibroase) și gradul de ductilitate (umflarea laterală sau contracția de la vârful creștăturii). Încercările prin șoc pot fi instrumentate prin aplicarea unui traductor rezistiv tensometric pentru a obține înregistrarea forței ca o funcție de timp.

Încercările prin șoc utilizate pentru evaluarea tenacității dinamice pot fi clasificate în funcție de modul de aplicare a sarcinii (printr-un ciocan pendul sau o greutate în cădere liberă) și de tipul epruvetelor (epruvete Charpy cu creștătură V sau U, epruvete Izod etc.).

Încercările au fost realizate pe ciocanul Charpy de tip pendul Zwick/Roell HIT 50P la temperatura ambiantă prezentat în fig.5.25.

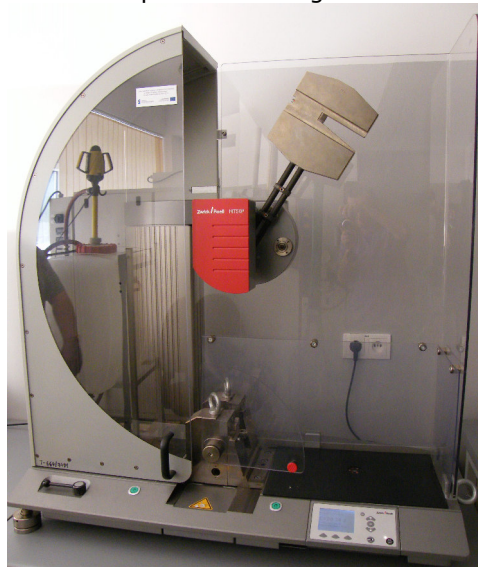


Fig.5.25. Ciocanul Charpy tip Zwick/Roell HIT 50P v2.3 (energia maximă 50 [J])

În efectuarea încercărilor, au fost urmate recomandările standardului ASTM E23-02. Acest standard prevede cerințele legate de: geometria și dimensiunile epruvetelor, configurația și dimensiunile ciocanului pendul și ale suporturilor, procedura de încercare, determinarea umflării laterale și a aspectului ruperii.

Epruvetele au fost prelevate din paleta ruptă, geometria și dimensiunile epruvetelor Charpy cu creștătură V utilizate sunt prezentate dedesubt, în fig. 5.26.

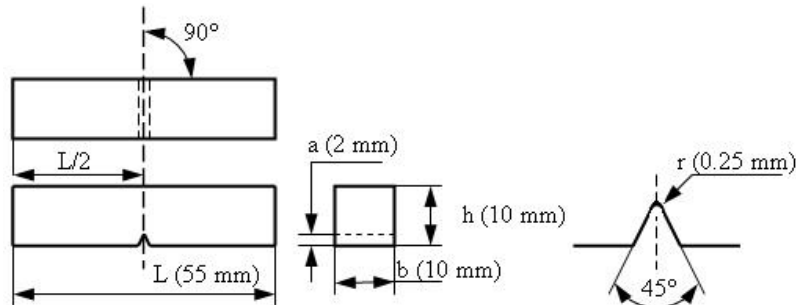


Fig. 5.26. Epruveta Charpy cu creștătură V

În tabelul 5.9 sunt prezentate dimensiunile epruvetelor testate la încercarea de tip Charpy.

Tabelul 5.9. Dimensiunile epruvetelor Charpy cu creștătură V

Epruveta	L [mm]	h [mm]	b [mm]	a [mm]	r [mm]
1	54.84	9.98	10.04	1.94	0.20
2	54.76	9.92	9.98	1.95	0.20
3	54.86	9.92	9.92	1.89	0.20
4	54.82	9.94	9.92	1.90	0.20

Pentru încercările de încovoiere prin șoc efectuate la temperatura ambiantă toate epruvetele au fost rupte prin separare completă în două bucăți, după cum se vede și în fig. 5.27.

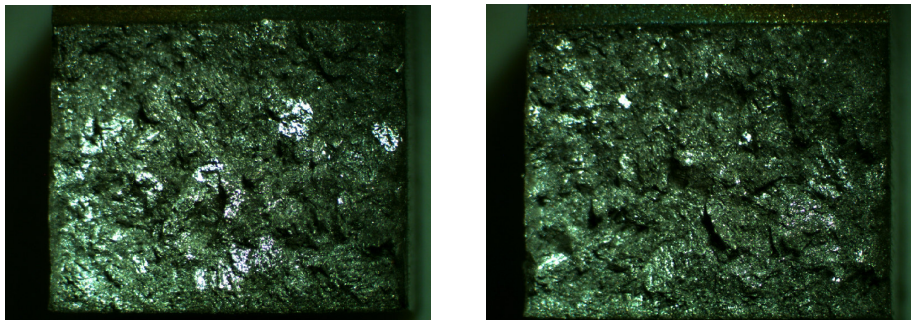


Fig. 5.27 Suprafețele de rupere pentru epruveta 1

În general, următoarele informații se pot obține din încercările de încovoiere prin șoc:

- *energia absorbită* reprezintă diferența dintre energia ciocanului Charpy în momentul impactului și energia rămasă după ruperea epruvetei;
- *măsurarea umflării laterale* ține cont de faptul că o jumătate din epruveta ruptă poate să conțină umflarea maximă a ambelor suprafețe laterale, doar a uneia singură sau a niciuneia;
- *procentul ruperii ductile* presupune că regiunile formate prin mecanismul ductil de creștere stabilă a fisurii (porțiunea fibroasă și mată) și prin mecanismul fragil de creștere instabilă a fisurii (porțiunea cristalină și lucioasă) sunt distincte.

În tabelul 5.10 sunt prezentate rezultatele experimentale obținute în urma încercărilor.

Table 5.10. Rezultate experimentale încercări Charpy

epruveta	energia absorbită CVN [J]	umflarea laterală [mm]	procentul ruperii ductile [%]	$K_{I,d}$ [MPa·m ^{0.5}]
1	4.84	0.15	N/A	43.81
2	5.00	0.16	N/A	44.53
3	4.28	0.16	N/A	41.20
4	5.28	0.17	N/A	45.76
val. medie	4.85	0.16	-	43.86

Pentru oțeluri, după cum se precizează în ASM Handbook vol.8 (2000), valorile minime acceptabile pentru cele trei mărimi sunt: 20 [J] pentru energia absorbită, 50 [%] pentru procentul ruperii fragile și 1.3 [mm] pentru umflarea laterală. Energia absorbită indică că este vorba despre un material susceptibil la inițierea ruperilor.

Încercările Charpy prin șoc nu furnizează direct valori care să fie folosite în proiectarea structurilor. Totuși, au fost propuse relații empirice care să coreleze nivelul energiei absorbite cu tenacitatea dinamică $K_{I,d}$, în scopul de a permite o evaluare cantitativă a dimensiunii critice a defectelor și nivelurilor admise ale tensiunilor. Unele dintre aceste corelații constituie un îndrumar în estimarea tenacității la rupere; sunt amintite aici relațiile propuse de Wullaert-Server (1978), de Barsom (1975) sau Koçak et. (2008). Pe baza relației Wullaert-Server, predicția tenacității trecută și în tabelul 5.10:

$$K_{Ic,d} = 2.1 (\sigma_y CVN)^{1/2} \quad , \quad (5.2)$$

unde $\sigma_y = 696.06$ [MPa] este limita de curgere, CVN este energia absorbită Charpy și $K_{Ic,d}$ reprezintă tenacitatea la rupere dinamică.

Încercări experimentale pentru propagarea fisurii de oboseală

Atunci când o fisură cu dimensiunea sub-critică (adică, o fisură pentru care factorul de intensitate a tensiunii este sub valoarea critică K_c) este supusă unei solicitări variabile, va avea loc propagarea acesteia. Astfel, pentru a estima durata de viață a unei structuri și pentru a stabili intervalele de inspecție, este necesară cunoașterea vitezei de propagare a fisurii da/dN . Astfel a fost realizat un program experimental privind determinarea vitezei de propagare a fisurii respectând standardul ASTM E 647(2000) care se bazează pe metoda complianței. Epruvetele de formă compactă CT (compact tension) au fost prelevate din porțiunea superioară a paletii rotorice din vecinătatea coroanei. În fig. 5.28 sunt prezentate epruvetele utilizate în determinarea parametrilor din relația lui Paris (5.3) (parametri C și m) descris în detaliu în capitolul 2.

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (5.3)$$

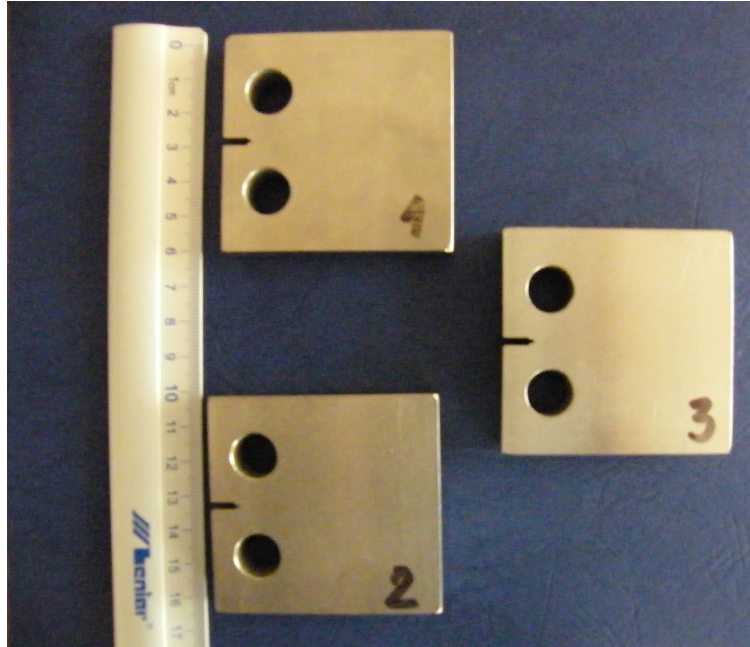


Fig. 5.28 Epruvete CT pentru determinarea vitezei de propagare

Pentru realizarea încercărilor de propagare a fisurii de oboseală, o primă etapă este reprezentată de "prefisurare". În urma prefisurării trebuie să se obțină o fisură cu lungimea de minimum 1 mm , pentru a se asigura că frontul fisurii pornește în axa de simetrie a epruvetei și suprafețele creștăturii nu influențează propagarea fisurii.

Pentru alegerea ciclului de solicitare în vederea prefisurării s-a pornit de la valori ale variației limitei de prag ΔK_{th} și tenacității la rupere K_{Ic} ale unor oțeluri inoxidabile din literatura de specialitate prezentate în tabelul 5.11 (preluate din baza de date a software-ului AFGROW).

Tabel 5.11. Caracteristici mecanice pentru oțeluri inoxidabile

Marca de oțel	Rezistența la rupere σ_r [MPa]	Tenacitatea la rupere K_{Ic} [MPa·m ^{0.5}]	Limita de prag la $R = 0$ ΔK_{th} [MPa·m ^{0.5}]
4340	1200	120	6.05
304	690	110	7.70

Pentru epruveta compactă considerată variația factorilor de intensitate a tensiunii pentru ciclul de oboseală se poate exprima pe baza variației încărcării $\Delta F = F_{max} - F_{min}$ sub forma:

$$\Delta K = \Delta F \frac{f\left(\frac{a}{W}\right)}{B \cdot W^{\frac{1}{2}}} > \Delta K_{th} \quad , \quad (5.4)$$

iar pentru ca fisura de oboseală să se propage această variație trebuie să fie mai mare decât limita de prag a materialului ΔK_{th} , unde B este grosimea epruvetei, W este lățimea epruvetei, iar $f(a/W)$ o funcție de lungimea fisurii, având expresia:

$$f\left(\frac{a}{W}\right) = 29,6\left(\frac{a}{W}\right)^{\frac{1}{2}} - 185,5\left(\frac{a}{W}\right)^{\frac{3}{2}} + 655,7\left(\frac{a}{W}\right)^{\frac{5}{2}} - 1017,0\left(\frac{a}{W}\right)^{\frac{7}{2}} + 638,9\left(\frac{a}{W}\right)^{\frac{9}{2}}. \quad (5.5)$$

Pentru epruveta compactă folosită în programul experimental cu $B = 10 [mm]$, $W = 50 [mm]$ și lungimea creștăturii $a = 8.4 [mm]$, rezultă $f(a/W) = 5.17$ și considerând limita de prag $\Delta K_{th} = 10 [MPa \cdot \sqrt{m}]$ rezultă:

$$\Delta F = F_{\max} - F_{\min} = \frac{10\sqrt{1000} \cdot 10\sqrt{50}}{5,17} = 4325 [N] \quad (5.6)$$

Considerând un ciclu de solicitare cu un coeficient de asimetrie $R = F_{\min}/F_{\max} = 0.1$, s-au ales următoarele valori ale ciclului de oboseală pentru prefisurare: $F_{\max} = 4800 [N]$ și $F_{\min} = 480 [N]$.

Unul dintre parametrii de bază prin care se apreciază ruperea la oboseală este viteza de propagare a fisurii da/dN , care reprezintă lungimea cu care se propagă fisura pe un ciclu de solicitare. Viteza de propagare a fisurii da/dN depinde de lungimea inițială și de nivelul tensiunii aplicate, mărimi care intervin în expresia variației factorului de intensitate a tensiunii ΔK . În principiu, la creșterea lungimii inițiale și a nivelului de solicitare, crește și viteza de propagare a fisurii.

Standardul ASTM E647-00 recomandă efectuarea măsurătorilor astfel încât pentru valorile da/dN să rezulte o distribuție uniformă în funcție de variația ΔK . Astfel, pentru epruveta CT, intervalele recomandate sunt:

$$\begin{aligned} \Delta a &\leq 0.04W \text{ pentru } 0.25 \leq a/W \leq 0.40 \\ \Delta a &\leq 0.02W \text{ pentru } 0.40 \leq a/W \leq 0.60 \\ \Delta a &\leq 0.01W \text{ pentru } 0.60 \leq a/W. \end{aligned} \quad (5.7)$$

În figura 5.29 este prezentat creșterea lungimii fisurii în funcție de numărul de cicluri pentru epruveta 3.

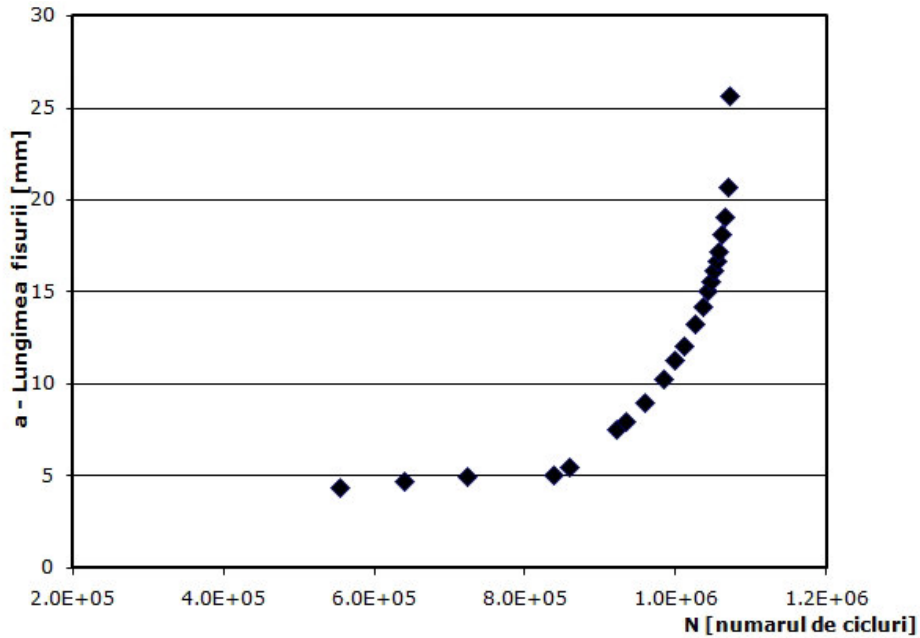


Fig. 5.29. Lungimea fisurii a - numărul de cicluri N pentru oțelul T10CuNiCr180

În figura 5.30 este indicată fisura de oboseală propagată de la baza creștăturii epruvetei tip CT, iar în fig. 5.31 este prezentată secțiunea de rupere a unei epruvete tip CT cu distingerea clară a celor trei zone: prefisurare, propagare stabilă, propagare instabilă și rupere statică.

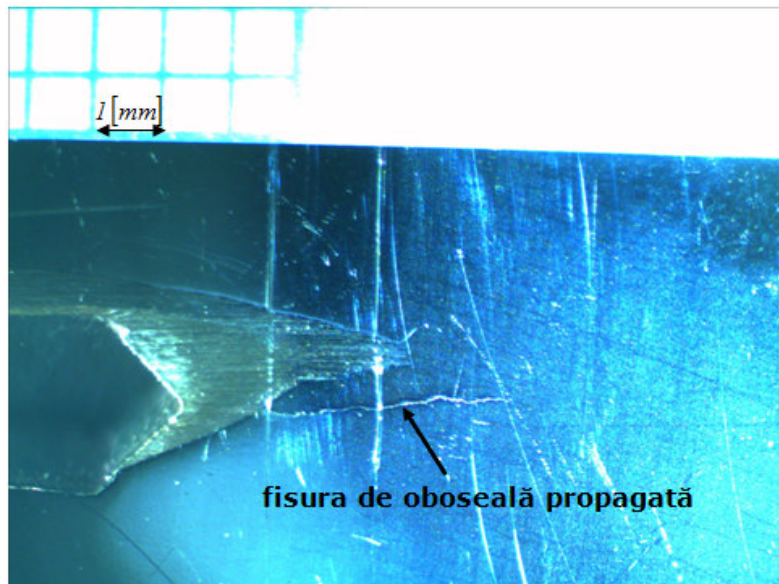


Fig. 5.30. Propagarea fisurii de oboseală

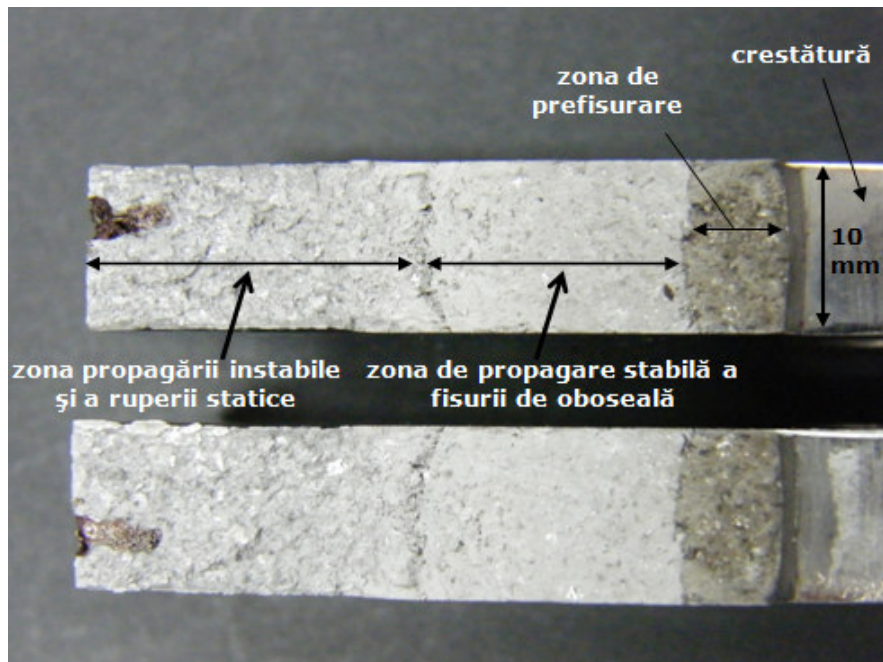


Fig. 5.31. Zonile de propagare a fisurii de oboseală

Diagrama da/dN în funcție de ΔK se reprezintă de regulă în coordonate dublu logaritmice. Pentru domeniul propagării stabile a fisurii de oboseală, caracterizat prin dependența liniară între $\log(da/dN)$ și $\log(\Delta K)$, pentru epruveta 3 testată această diagramă este prezentată în figura 5.32. Practic această diagramă ne ajută la obținerea celor doi parametrii din relația lui Paris și anume C și m.

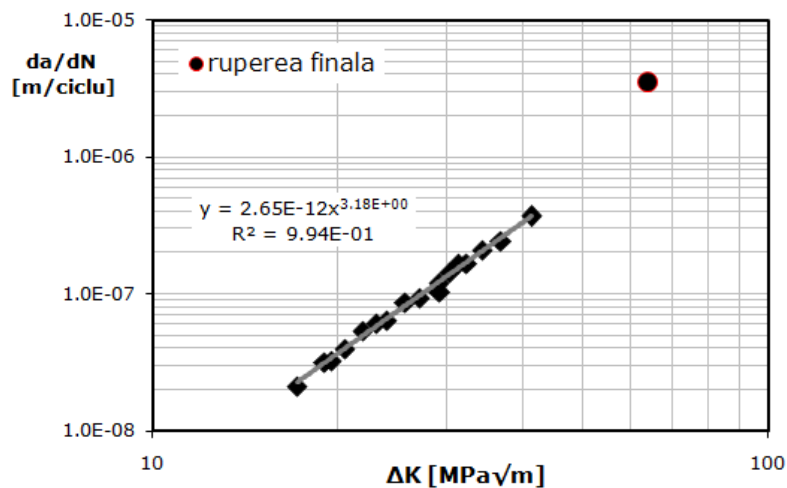


Fig. 5.32 Diagrama da/dN - ΔK pentru oțelul inoxidabil T10CuNiCr180

5.4 Determinarea factorilor de intensitate a tensiunii si propagarea fisurii 111

Din diagrama prezentată în figura 5.32 se obține valorile constantelor lui Paris și anume $C=2.65 \times 10^{-12} \left[\frac{m/ciclu}{(MPa \cdot m^{0,5})^m} \right]$ iar m este 3.18. În tabelul 5.12 sunt

prezentate comparativ valorile medii ale parametrilor lui Paris obținuți pentru oțeluri din construcția paletelor din literatură. Cunoscând aceste valori acestea pot fi utilizate atât în simulările numerice pentru propagarea unei fisuri de oboseală și determinarea numărului de cicluri de propagare până la cedare, cât și în obținerea unor intervale de inspecție când în structură este prezentă o fisură și se cunoaște valoarea factorului de intensitate a tensiunii.

Tabel 5.12 Caracteristicile pentru propagarea fisurii de oboseală

Marca de oțel	C $\left[\frac{m/ciclu}{(MPa \cdot m^{0,5})^m} \right]$	m [-]	ΔK_{max} $[MPa \cdot \sqrt{m}]$
T10CuNiCr180	2.65×10^{-12}	3.18	$\approx 41,2$
HIS SCS6 (Natsume (2010))	7×10^{-12}	2.82	≈ 65
16Cr-5Ni (Härkegard (2000))	2×10^{-12}	3.10	-

Se observă că valorile determinate experimental pentru constantele C și m din relația lui Paris sunt comparabile cu cele publicate în literatura științifică pentru alte oțeluri inoxidabile folosite la construcția rotoarelor Francis.

După aceste teste efectuate pe materialul paletei turbinei de tip Francis care a cedat se pot trage următoarele concluzii:

- din punct de vedere static comparația cu recomandările producătorului pentru oțelul *T10NiCuMnCr180* indică proprietăți mecanice mai ridicate, dar o deformabilitate semnificativ mai redusă, rezultat al nerespectării recomandărilor tehnologice sau al fragilizării în exploatare, dată fiind durata mare de funcționare;
- valoarea medie a limitei de oboseală $\sigma_{0,1} = 186,70 [MPa]$, pentru domeniul durabilității nelimitate stabilit între $10^6 - 5 \cdot 10^6$ [cicluri];
- curba σ -N obținută experimental se utilizează la determinarea durabilității structurii pe baza calculului în tensiuni;
- în urma testelor Charpy comportamentul la rupere al oțelului inoxidabil T10CuNiCr180 este fragil și este susceptibil la inițierea ruperilor;

5.3.3 Analize numerice pentru analiza curgerii

Rotorul turbinei Francis este format din 14 palete aflate la o rază de referință de 1.1375 m. Analiza hidrodinamică a fost realizată pentru 7 puncte de operare și anume punctul de eficiență maximă, 4 puncte de operare la sarcină parțială și 2 puncte de operare la suprasarcină în funcție de deschiderea aparatului

director care reglează debitul în turbină. În tabelul 5.13 sunt prezentate aceste puncte de operare considerate în analiză.

Tabel 5.13 Punctele de funcționare selectate pentru analiză

Nr.crt.	Deschiderea aparatului director A_0 [mm]	Regim de exploatare
1.	130	sarcină parțială (PL)
2.	147	sarcină parțială
3.	157	vecinătatea punctului de randament maxim
4.	170	vecinătatea punctului de randament maxim
5.	183	punctul de cea mai bună eficiență (BEP)
6.	196	Suprasarcină (OL)
7.	222	suprasarcină

Domeniul interpaletar de analiză este prezentat în figura 5.33 iar pentru o descriere mai amănunțită în cazul turbinelor de tip Francis se pot găsi informații în Muntean (2008).

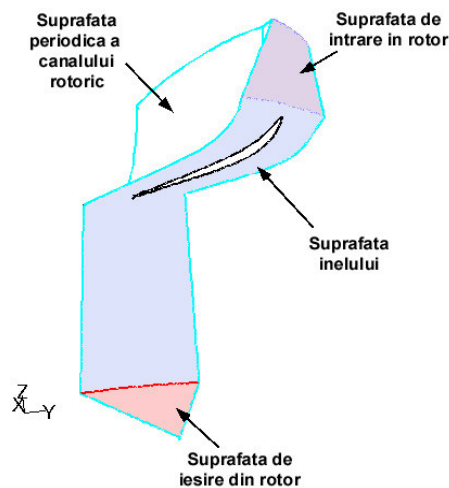


Fig.5.33 Reprezentarea 3D a canalului rotoric pentru analiza curgerii (Muntean 2008)

Domeniul de analiză în cazul curgerii a fost discretizat pentru trei tipuri de rețele de elemente și anume unul mai grosier care a conținut 383487 de elemente altul cu o discretizare medie și unul cu o discretizare fină cu aproximativ 2254135 de elemente. În analiza finală s-a utilizat discretizarea medie având o diferență de doar 2% în convergența rezultatelor față de discretizarea fină.

Tehnica utilizată pentru cuplarea distribuitorului și a vitezei rotorului respectiv a câmpului de presiune a fost tehnica „mixing interface”. Abordarea realizează o medie a câmpului de viteză circumferențială respectiv de presiune, în timp ce cantitatea de turbulențe de la ieșirea din distribuitor este mediată pe întreaga secțiune.

Ca și condiții la limită impuse pentru analiza curgerii au fost următoarele:

- câmpul de viteză de la intrarea în distribuitor corespunde cu cel de la intrarea din camera spirală și profilul de viteze de la ieșirea din distribuitor este impus la intrarea în rotor;
- cantitatea de turbulențe (intensitatea și scara de lungime a turbulenței) sunt definite în secțiunea de intrare atât pentru distribuitor cât și pentru rotor. Numărul Reynolds după cum se știe reprezintă raportul dintre forțele de inerție și forțele de frecare vâscoase, în cazul analizat la punctul de operare de eficiență maximă numărul Reynolds ales a fost 2.35×10^7 . Efectul vâscos apare atunci când turbina este operată la o distanță mare de punctul de operare de eficiență cea mai bună;
- s-a impus distribuția de presiune la ieșirea din distribuitor utilizându-se o presiune la ieșire arbitrară utilizată în procesul de iterare a soluției;
- s-au impus condiții de periodicitate în zonele periodice;
- condiții de perete au fost impuse în aparatul director, respectiv statoric și pe paleta rotorică dar și pe distribuitor la inel și coroană.

Curgerea în distribuitor a fost realizată la început folosind profilul de viteze de la intrare și presiunea arbitrară de la ieșire. Următoarele iterații realizându-se după cum urmează:

- analiza curgerii în rotor folosind distribuția vitezei de intrare obținută la ieșirea din distribuitor și respectiv condiția radială de echilibru de la ieșire pentru presiunea de ieșire;
- analiza curgerii în distribuitor păstrând viteza de la intrare constantă și utilizând distribuția de presiune de la ieșire obținută la intrarea în rotor;
- criteriul de oprire considerat a fost acela că distribuția de presiune din interfața distribuitor și rotor rămân neschimbate de la o iterație la alta.

Pentru obținerea câmpului de viteze respectiv de presiune programul numeric ales a fost programul Fluent. O parte din rezultatele obținute în acest capitol se regăsesc în mod detaliat și în lucrarea Negru (2012).

În figurile 5.34, 5.35, 5.36 sunt prezentate distribuția de presiune rezultată în urma simulărilor de curgere pentru punctul de funcționare la sarcină parțială, la punctul de funcționare cu cea mai bună eficiență și la punctul de funcționare de suprasarcină, rezultatele fiind prezentate atât pe intradosul paletei cât și pe extradadosul acesteia.

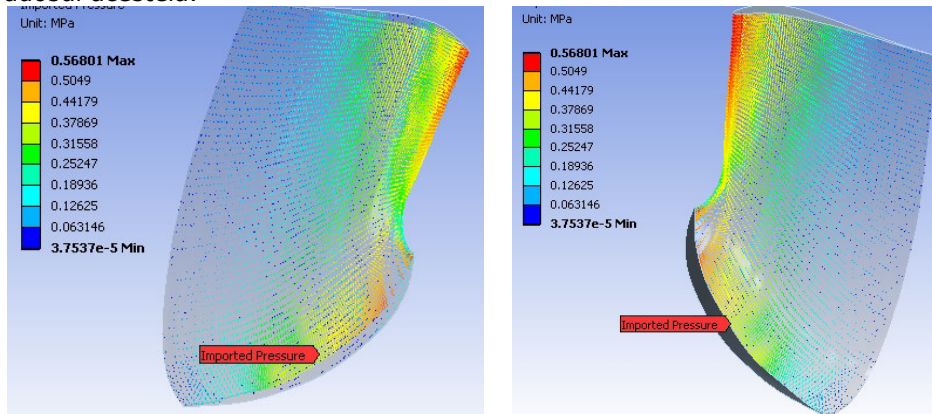


Fig. 5.34. Distribuția presiunii la punctul de funcționare la sarcină parțială pentru paleta rotorică a turbinei Francis: extradados (stanga) și intrados (dreapta). (PL)

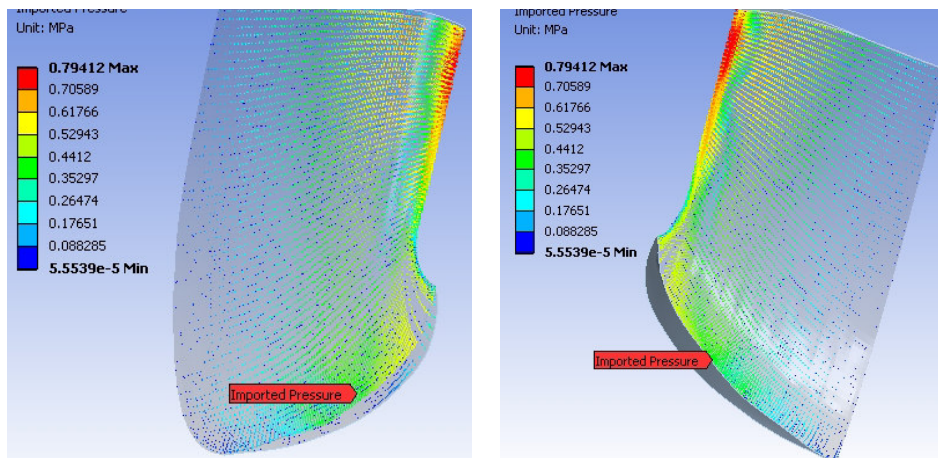


Fig. 5.35. Distribuția presiunii la punctul de funcționare de cea mai bună eficiență pentru paleta rotorica a turbinei Francis: extrados (stanga) și intrados (dreapta). (BEP)

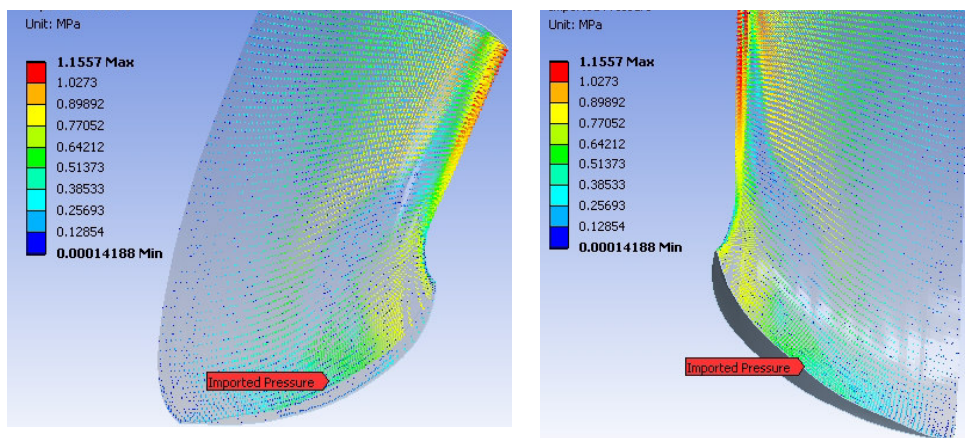


Fig. 5.36. Distribuția presiunii la punctul de funcționare de suprasarcină pentru paleta rotorica a turbinei Francis: extrados (stanga) și intrados (dreapta). (OL)

5.3.4 Analize numerice structurale

Analizele structurale sunt bazate pe metoda de cuplare a fluidului cu structura într-o singură direcție, utilizând distribuția de presiune rezultată în urma analizei de curgere.

Analiza structurală s-a realizat utilizat softul numeric Ansys versiunea 12. Considerând periodicitatea paletelor turbinei în analiza structurală s-a considerat o singură paletă fără coroană respectiv inel.

În figura 5.37 este prezentată discretizarea paletelor. Paleta a fost discretizată în 61140 elemente și 31186 noduri. Tipul de element utilizat a fost SOLID 185 de tip linear având 8 noduri cu câte trei grade de libertate pe fiecare nod.

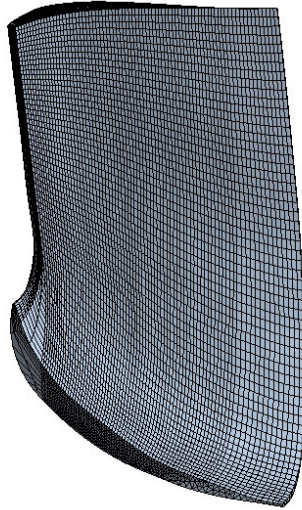


Fig. 5.37 Discretizarea paletei rotorice a turbinei Francis

Materialul considerat în analiză lineară a fost un oțel triplex de tipul martensitic-austenitic-feritic având următoarele proprietăți mecanice: modulul Young $E=2.05 \times 10^5$ MPa, coeficientul lui Poisson $\nu=0.3$ iar densitatea fiind 7850 kg/m^3 .

După generarea discretizării s-au impus următoarele condiții la limită (fig.5.38):

- încărcarea dată de forța centrifugală și anume 375 rot/min;
- încărcarea dată de distribuția presiunii din curgerea fluidului exercitată asupra paletei;
- la zona de îmbinare coroană și inel cu paleta s-au impus deplasări zero.

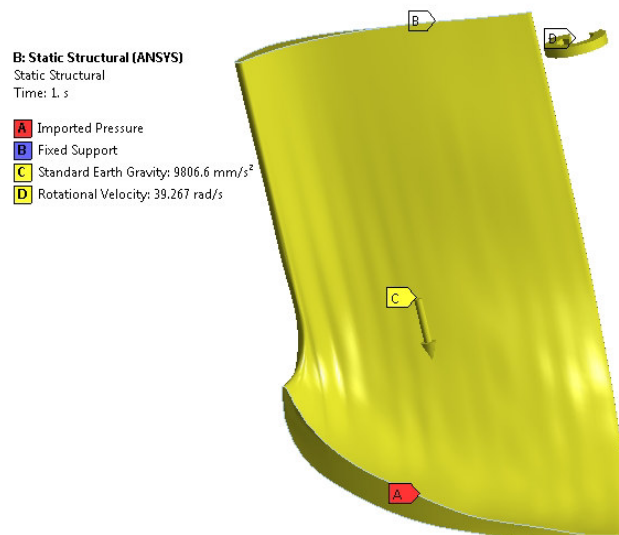


Fig. 5.38 Condițiile la limită impuse

Analiza structurală a fost realizată pentru aceleași puncte de funcționare prezentate la analiza curgerii obținându-se distribuția de tensiune de pe paleta analizată.

În figurile 5.39, 5.40, 5.41 sunt prezentate rezultatele obținute pentru trei puncte de funcționare și anume la sarcină parțială, zona de cea mai bună eficiență respectiv zona de suprasarcină.

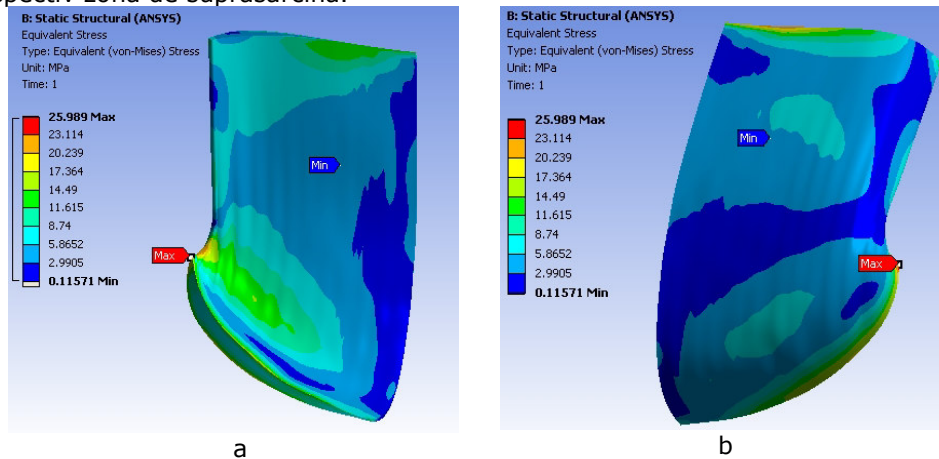


Fig. 5.39 Tensiunea echivalentă (σ_{ech}) pe intradosul (a) respectiv extradosul (b) paletai la sarcină parțială (PL)

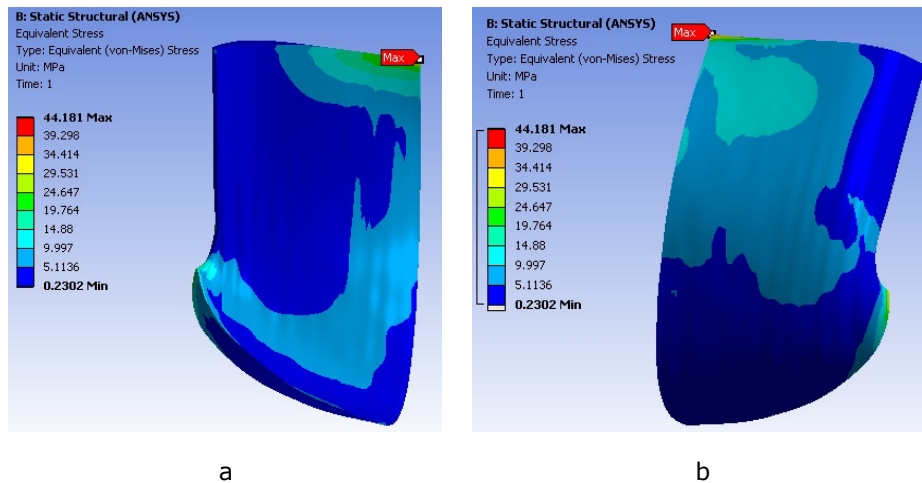


Fig. 5.40 Tensiunea echivalentă (σ_{ech}) pe intradosul (a) respectiv extradosul (b) paletai la punctul de cea mai bună eficiență (BEP)

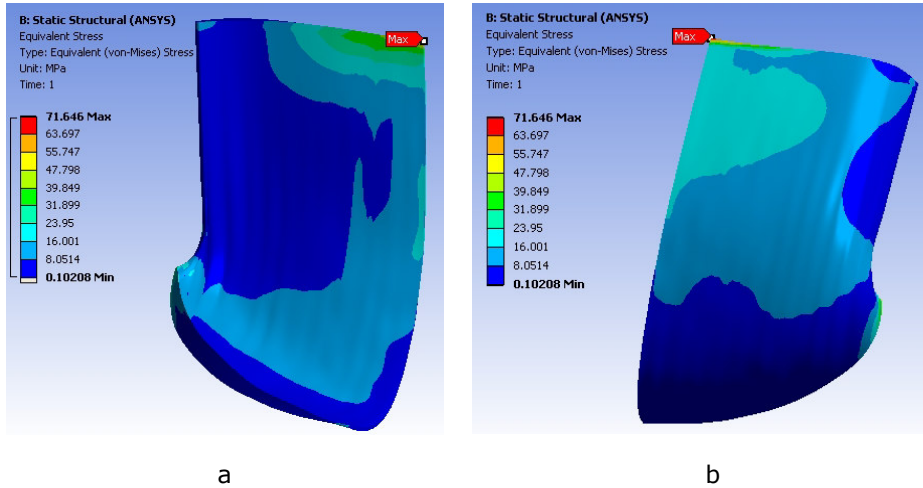


Fig. 5.41 Tensiunea echivalentă (σ_{ech}) pe intradosul (a) respectiv extradosul (b) paletii la punctul de funcționare de suprasarcină (OL)

De asemenea s-au determinat deformațiile totale de paletă care apar la punctele de funcționare analizate. În figurile 5.42, 5.43, 5.44 sunt prezentate deformațiile totale pentru punctele de funcționare de sarcină parțială, punctul de funcționare de cea mai bună eficiență și punctul de funcționare de suprasarcină.

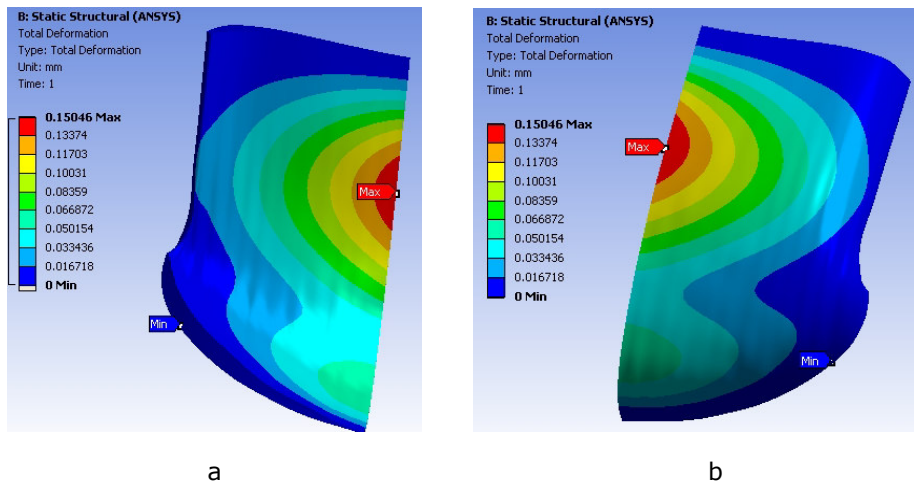


Fig. 5.42 Deformațiile totale pe intradosul (a) respectiv extradosul (b) paletii la sarcină parțială (PL)

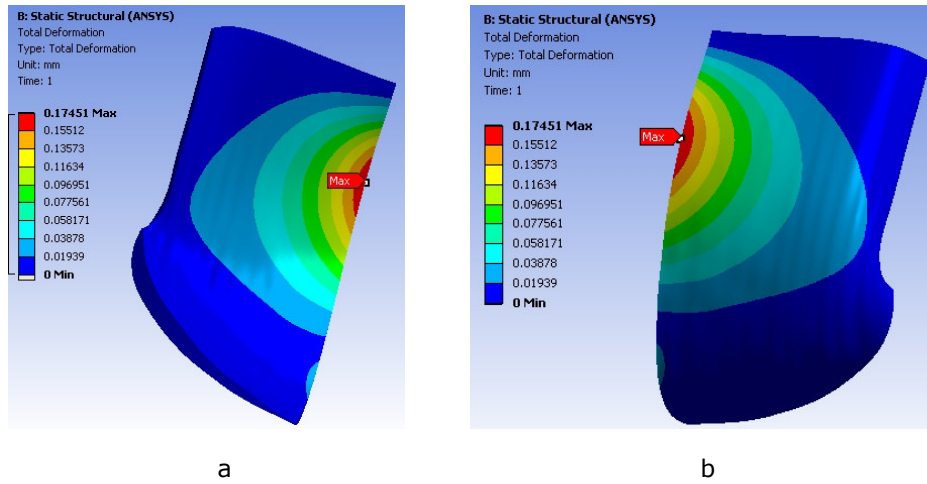


Fig. 5.43 Deformațiile totale pe intradosul (a) respectiv extradosul (b) paletii la punctul de funcționare de cea mai bună eficiență (BEP)

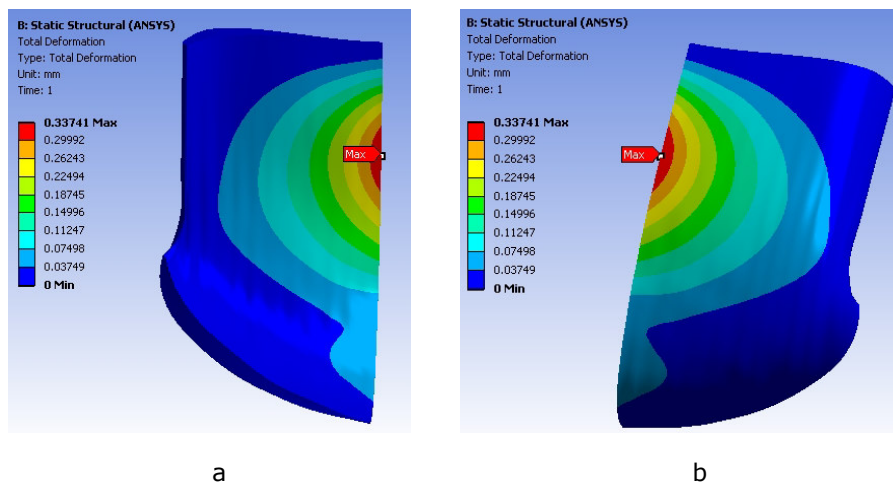


Fig. 5.44 Deformațiile totale pe intradosul (a) respectiv extradosul (b) paletii la punctul de funcționare de suprasarcină (OL)

În figura 5.45 sunt prezentate rezultatele tensiunii echivalente în funcție de deschiderea aparatului director.

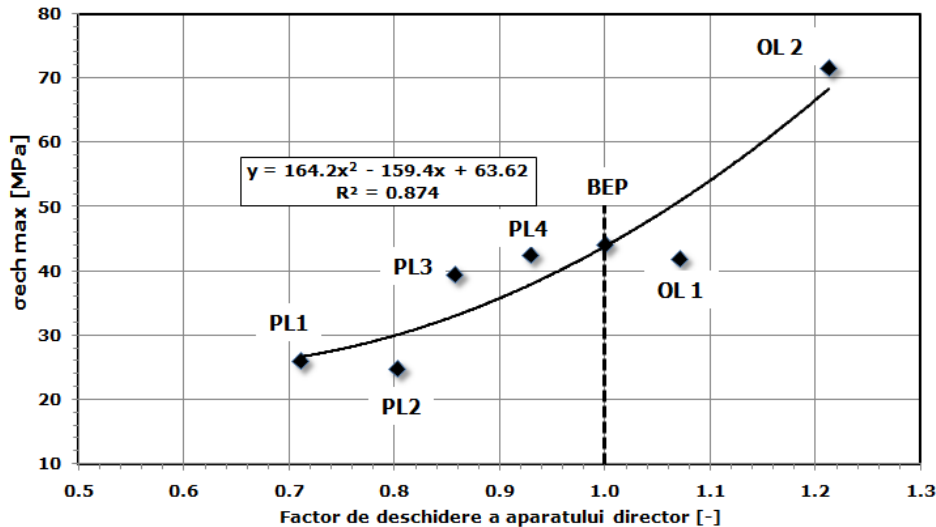


Fig. 5.45 Tensiunea echivalentă maximă (Von Mises) în funcție de deschiderea aparatului director

Din analiza numerică cu elemente finite a stării de tensiune din paleta rotorică se observă că valoarea maximă a tensiunii echivalente von Mises σ_{ech} este direct proporțională cu deschiderea adimensională A_0/A_{BEP} a aparatului director, cele mai ridicate valori obținându-se pentru exploatarea în regim de suprasarcină a turbinei hidraulice.

Valoarea maxime ale tensiunii echivalente sunt mai mici decât limitele de curgere și rupere ale materialului paletei în condiții statice.

La încărcarea parțială apar tensiuni netaționare datorate condițiilor hidrodinamice ce conduc la solicitări de oboseală.

În privința zonelor de concentrare a tensiunilor se concluzionează:

- pentru regimul de exploatare la sarcină parțială (punctele de funcționare 1 și 2) tensiunile maxime se produc în zona bordului de atac, în zona îmbinării paletă rotorică-inel;
- pentru exploatarea turbinei hidraulice în vecinătatea punctului de randament maxim (punctele de funcționare 3, 4 și 5) și în regim de suprasarcină (punctele de funcționare 6 și 7) tensiunile maxime se produc în zona bordului de fugă, în zona îmbinării paletă rotorică-coroană.

5.4 Determinarea factorilor de intensitate a tensiunii si propagarea fisurii în geometria 3D a unei îmbinări de tip T paletă-coroană/inel simplificată

Fisurile se dezvoltă adesea în concentratorii de tensiune unde si solicitarea este maximă. În cazul în care se poate calcula viteza de creștere a fisurii, un inginer poate programa reparațiile și inspecțiile aferente sau în consecință să înlocuiască o anumită parte înainte ca cedarea să apară. Mai mult decât atât, dacă este capabil să

preciză traiectoria fisurii atunci acest lucru l-ar ajuta pe proiectant să ia o măsură de siguranță prin includerea unei toleranțe asupra produsului proiectat.

În cadrul programului Franc 3D determinarea factorilor de intensitate a tensiunii se face prin două metode:

- Metoda corelării deplasărilor
- Metoda integralei M (integrala de interacțiune)

Metoda corelării deplasărilor

Metoda corelării deplasărilor este o metodă relativ simplă de folosit apărută prin anul 1970, Chan (1970), doar că precizia este cu o eroare de aproximativ 5% în obținerea rezultatelor în condițiile unei discretizări bune. Fu (2012) prezintă o generalizare a acestei metode pentru obținerea factorilor de intensitate a tensiunii. Expresiile factorilor de intensitate a tensiunii pentru starea plană de deformare sunt următoarele:

$$\begin{aligned} K_I &= \frac{\mu\sqrt{2\pi r}(v_b - v_a)}{\sqrt{r}(2-2\nu)} \\ K_{II} &= \frac{\mu\sqrt{2\pi r}(u_b - u_a)}{\sqrt{r}(2-2\nu)} \\ K_{III} &= \frac{\mu\sqrt{2\pi r}(w_b - w_a)}{\sqrt{2r}} \end{aligned} \quad (5.8)$$

unde μ reprezintă modulul de elasticitate transversal, ν coeficientul lui Poisson, r reprezintă distanța de la vârful fisurii a la punctul de corelare a deplasării b , u_i , v_i , w_i reprezintă deplasările punctului i de-a lungul axelor x, y, z . În figura 5.46 este exemplificată metoda.

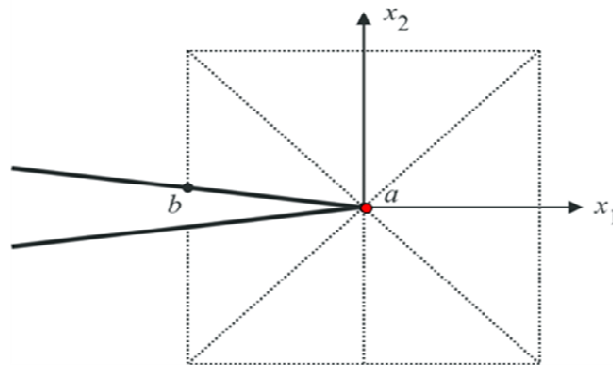


Fig. 5.46. Metoda corelării deplasărilor

Factorii de intensitate a tensiunii obținuți prin această metodă pot fi îmbunătățiți dacă se folosește singularitatea de un sfert de distanță la vârful fisurii metodă prezentată de Shih (1974).

Metoda integralei M

În literatură metoda integralei M mai este cunoscută și sub denumirea integrala de interacțiune. Această metodă are o foarte bună precizie în determinarea factorilor de intensitate a tensiunii cu erori sub 1% pentru discretizări rezonabile. Metoda integralei M este folosită pentru obținerea forței de extensie a fisurii (G_I , G_{II} ,

G_{III}), a tensiunii nesingulare la vârful fisurii "T stress" și a factorilor de intensitate a tensiunii (K_I, K_{II}, K_{III}) asociați celor trei moduri. Tensiunea nesingulară T reprezintă al doilea termen al distribuției tensiunilor la vârful fisurii prezentate de către Williams (1956, 1957) pentru comportarea linear elastică și s-a arătat că are o mare importanță în aplicațiile mecanicii ruperii. Larson și Carlsson (1973), Negru (2013) și Rice (1974) arată că semnul și mărimea factorul nesingular T afectează mărimea și forma zonei plastice de la vârful fisurii. Cotterell și Rice (1980) arată că semnul mărimii T modifică și direcția de propagare a unei fisuri, de exemplu pentru un $T < 0$ în modul I fisura își păstrează direcția de propagare dar pentru un $T > 0$ fisura este predispusă la o modificare a traiectoriei.

Yau (1980) dezvoltă integrala M extrasă din integrala J pentru toate cele trei moduri de rupere, de aceea pentru a înțelege metoda trebuie pornit de la integrala J. Practic integrala J a fost propusă de către Rice (1968) și măsoară cantitatea de energie din regiunea de la vârful fisurii. Ca și formulare matematică este exprimată în modul următor:

$$J = \int_{\Gamma} \left(W n_x - T_i \frac{\partial u_i}{\partial x} \right) ds \quad (5.9)$$

unde W este densitatea de energie, n_x reprezintă limita conturului de integrare, $T_i = \sigma_{ij} n_j$, iar u_i reprezintă vectorul deplasărilor.

Pentru a obține integrala M se realizează următoarele ipoteze:

$$\begin{aligned} \sigma_{ij} &= \sigma_{ij}^{(1)} + \sigma_{ij}^{(2)} \\ \varepsilon_{ij} &= \varepsilon_{ij}^{(1)} + \varepsilon_{ij}^{(2)} \\ u_i &= u_i^{(1)} + u_i^{(2)} \\ K_i &= K_i^{(1)} + K_i^{(2)} \end{aligned} \quad (5.10)$$

unde (1) reprezintă soluțiile din analiza cu elemente finite iar (2) reprezintă așa numitele soluții auxiliare definite în detaliu de către Banks-Sills (1992) și Kim (2005). Inlocuind în expresia lui J obținem:

$$\bar{J} = \int_{\Gamma} \left(\sigma_{ij}^{(1)} \frac{\partial u_i^{(1)}}{\partial x_1} + \sigma_{ij}^{(1)} \frac{\partial u_i^{(2)}}{\partial x_1} + \sigma_{ij}^{(2)} \frac{\partial u_i^{(1)}}{\partial x_1} + \sigma_{ij}^{(2)} \frac{\partial u_i^{(2)}}{\partial x_1} - W^{(1)} \delta_{1j} - W^{(2)} \delta_{1j} - W^{(1,2)} \delta_{1j} \right) \frac{\partial q}{\partial x_j} ds \quad (5.11)$$

unde $W^{(1,2)} = \sigma_{ij}^{(1)} \varepsilon_{ij}^{(2)} = \sigma_{ij}^{(2)} \varepsilon_{ij}^{(1)}$

Dacă se grupează factorii din ecuația (5.11) rezultă

$$\begin{aligned} \bar{J} &= \underbrace{\int_{\Gamma} \left(\sigma_{ij}^{(1)} \frac{\partial u_i^{(1)}}{\partial x_1} - W^{(1)} \delta_{1j} \right) \frac{\partial q}{\partial x_j} ds}_{J^{(1)}} + \underbrace{\int_{\Gamma} \left(\sigma_{ij}^{(2)} \frac{\partial u_i^{(2)}}{\partial x_1} - W^{(2)} \delta_{1j} \right) \frac{\partial q}{\partial x_j} ds}_{J^{(2)}} + \\ &\quad + \underbrace{\int_{\Gamma} \left(\sigma_{ij}^{(1)} \frac{\partial u_i^{(2)}}{\partial x_1} + \sigma_{ij}^{(2)} \frac{\partial u_i^{(1)}}{\partial x_1} - W^{(1,2)} \delta_{1j} \right) \frac{\partial q}{\partial x_j} ds}_{M^{(1,2)}} \end{aligned} \quad (5.12)$$

sau $J = J^{(1)} + J^{(2)} + M^{(1,2)}$, unde $M^{(1,2)}$ reprezintă integrala M. Dacă se formulează integrala M ținând cont de energia de deformație atunci avem următoarele:

$$\begin{aligned}
K_I &= K_I^{(1)} + K_I^{(2)} \\
K_{II} &= K_{II}^{(1)} + K_{II}^{(2)} \\
K_{III} &= K_{III}^{(1)} + K_{III}^{(2)}
\end{aligned} \tag{5.13}$$

Pentru domeniul linear-elastic al materialului avem:

$$G = J = \frac{1-\nu^2}{E} K_I^2 + \frac{1-\nu^2}{E} K_{II}^2 + \frac{1+\nu}{E} K_{III}^2 \tag{5.14}$$

Inlocuind în ecuația (5.12) avem :

$$\begin{aligned}
J = J^{(1)} + J^{(2)} + M^{(1,2)} &= \left[\frac{1-\nu^2}{E} (K_I^{(1)})^2 + \frac{1-\nu^2}{E} (K_{II}^{(1)})^2 + \frac{1+\nu}{E} (K_{III}^{(1)})^2 \right] + \\
&\left[\frac{1-\nu^2}{E} (K_I^{(2)})^2 + \frac{1-\nu^2}{E} (K_{II}^{(2)})^2 + \frac{1+\nu}{E} (K_{III}^{(2)})^2 \right] + \\
&\left[\frac{1-\nu^2}{E} K_I^{(1)} K_I^{(2)} + \frac{1-\nu^2}{E} K_{II}^{(1)} K_{II}^{(2)} + \frac{1+\nu}{E} K_{III}^{(1)} K_{III}^{(2)} \right]
\end{aligned} \tag{5.15}$$

Deci pentru integrala de interacțiune ținând cont de factorii de intensitate a tensiunii avem:

$$M^{(1,2)} = \frac{1-\nu^2}{E} K_I^{(1)} K_I^{(2)} + \frac{1-\nu^2}{E} K_{II}^{(1)} K_{II}^{(2)} + \frac{1+\nu}{E} K_{III}^{(1)} K_{III}^{(2)} \tag{5.16}$$

Dacă egalăm partea integralei M din ecuația (5.12) cu ecuația (5.16) atunci obținem:

$$\int_{\Gamma} \left(\sigma_{ij}^{(1)} \frac{\partial u_i^{(2)}}{\partial x_j} + \sigma_{ij}^{(2)} \frac{\partial u_i^{(1)}}{\partial x_j} - W^{(1,2)} \delta_{ij} \right) \frac{\partial q}{\partial x_j} ds = \frac{1-\nu^2}{E} K_I^{(1)} K_I^{(2)} + \frac{1-\nu^2}{E} K_{II}^{(1)} K_{II}^{(2)} + \frac{1+\nu}{E} K_{III}^{(1)} K_{III}^{(2)} \tag{5.17}$$

În geometrii 3D linear elastice conținând fisuri solicitate în modul I tensiunile la vârful fisurii pot fi scrise după Nakamura (1992):

$$\begin{aligned}
\sigma_x &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) + T_x, & \sigma_y &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right), \\
\sigma_z &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} 2\nu \cos \frac{\theta}{2} + T_z, & \tau_{xy} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2}, \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0
\end{aligned} \tag{5.18}$$

unde r și θ sunt coordonatele planului normal la frontal fisurii iar K_I reprezintă factorul de intensitate a tensiunii și ν coeficientul lui Poisson. Extragerea tensiunii nesingulare T stress în cadrul analizelor numerice se realizează din nou prin metoda integralei de interacțiune în același mod cum se obțin factorii de intensitate a tensiunii.

$$T = \bar{E} \left(-\frac{M^{(1,2)}}{f} + \nu \varepsilon_z - \xi \alpha \Delta \Theta \right) + t_2^0, \tag{5.19}$$

unde f reprezintă mărimea soluției auxiliare aplicată în planul fisurii propagate și în lungul fisurii, $\bar{E} = E$ modulul Young și $\xi=1$ în cazul stării plane de tensiune și $\bar{E} = E/(1-\nu^2)$ și $\xi=1+\nu$ pentru starea plană de deformație, α este coeficientul termic de expansiune și $\Delta \Theta$ reprezintă o diferență de temperatură, iar $M(1,2)$ reprezintă integrala de interacțiune.

În cele ce urmează va fi prezentată descrierea și analiza unei geometrii 3D pentru determinarea factorilor de intensitate a tensiunii cu ajutorul programului Franc 3D dezvoltat de către Cornell University USA. Pentru determinarea factorilor

de intensitate a tensiunii (K_I , K_{II} , K_{III}) în probleme 3D sunt necesare o serie de elemente descrise în metodologia următoare:

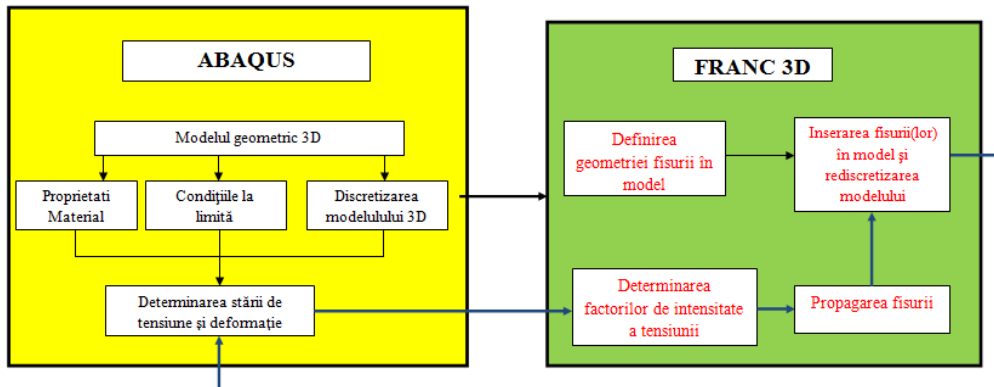


Fig. 5.47 Metodologia de simulare a propagării fisurilor în geometrii 3D

Propagarea fisurilor 3D

Pentru propagarea fisurilor de oboseală și determinarea factorilor de intensitate a tensiunii de-a lungul frontului fisurii sunt necesare următoarele etape:

- Reprezentarea 3D a geometriei care urmează a fi analizată. Acest lucru se poate face fie în programe specifice reprezentare CAD, fie în programele de analiză cu elemente finite.
- După reprezentarea geometrie sau importul acesteia în programele de analize numerice utilizate (ANSYS/ABAQUS/NASTRAN) urmează etapele necesare analizei numerice:
 - definirea proprietăților de material;
 - discretizarea modelului (cu alegerea tipului de element);
 - definirea condițiilor la limită;
 - definirea contactelor dacă geometria este reprezentată din două componente aflate în contact una cu cealaltă;
 - rezolvarea sistemului de ecuații în deplasări nodale post procesare pentru determinarea stărilor de tensiune și deformație
- După determinarea stărilor de tensiune și deformație urmează parcurgerea următoarele etape:
 - definirea tipului fisurii și coordonatele poziționării acesteia în interiorul modelului. Tipurilor de fisuri pot fi:
 - fisură eliptică cu un singur front al fisurii (fig. 5.48. a);
 - fisură străpunsă modelului cu un singur front (fig. 5.48. b);
 - fisură străpunsă modelului cu două fronturi (fig. 5.48. c);
 - fisură lungă de suprafață (fig. 5.48. d);
 - fisură eliptică cu două fronturi ale fisurii (fig. 5.48. e);
 - fisură definită prin puncte (fig. 5.48. f).

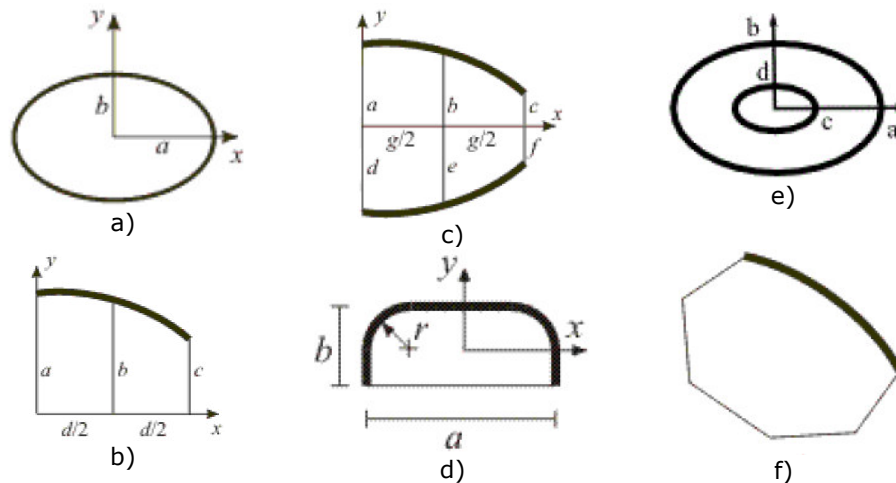


Fig. 5.48. Definirea tipului de fisura Franc 3D

- discretizarea frontului fisurii. Pentru obținerea unor rezultate precise ale factorilor de intensitate a tensiunii, frontului fisurii este controlat în funcție de mărimea elementelor și formă. Modelul frontului este sub formă de cilindru cu axa frontului fisurii având rolul de axă a cilindrului. Un exemplu a unui astfel de front este prezentată în figura 5.49, unde se poate observa și în secțiune, forma elementelor, figura 5.49 dreapta.

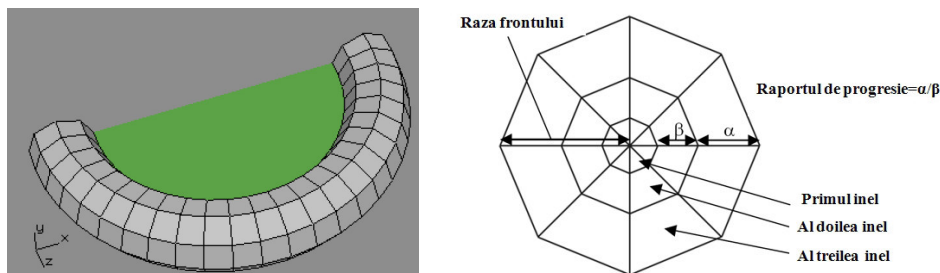


Fig. 5.49. Discretizarea frontului fisurii și secțiunea acestuia (dreapta)

- discretizarea suprafeței care este formată de frontul fisurii cu intersecția geometriei modelului creat.
- discretizarea volumului creat de suprafața fisurii cu volumul geometriei care intră în contact. În această etapă are loc și separarea nodurilor din procesul de discretizare pentru ca fisura să se poată deschide.

După terminarea etapei de discretizare urmează etapa de analiză în vederea obținerii factorilor de intensitate a tensiunii. Cu condițiile la limită impuse și având fisura în interiorul geometriei urmează mai întâi determinarea stării de tensiune și deformație conform metodologiei prezentate în figura 5.47. Aceste două metode au fost tratate în detaliu în prima parte. Ca rezultate obținute se pot reprezenta factorii de intensitate a tensiune (K_I , K_{II} , K_{III}) dar și a tensiunea nesingulară T-stress.

Factorii de intensitate a tensiunii obținuți, sunt folosiți pentru a obține direcția de propagare și mărimea relativă a fisurii. Pentru propagarea unei fisuri 3D trebuie urmați trei pași. În figura 5.50 sunt reprezentați cei trei pași pentru obținerea noului front a fisurii propagate:

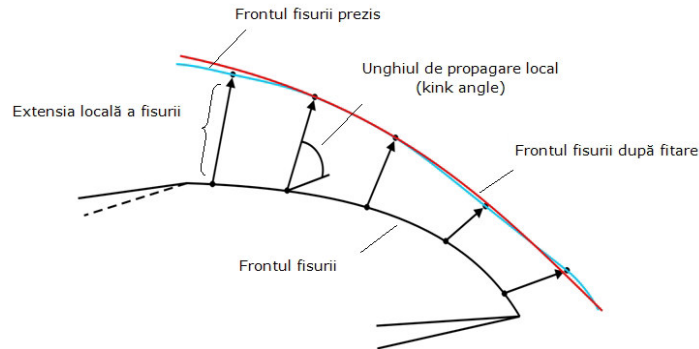


Fig. 5.50. Obținerea noului front al fisurii

- Obținerea valorii relative a fisurii extinse pentru fiecare nod;
- Obținerea unghiului de propagare local (kink angle);
- Obținerea frontului fisurii pentru fiecare punct al frontului, prin potrivirea (fitting) a punctelor care realizează frontul;

Pentru etapele de propagare a fisurii avem următoarele opțiuni:

- propagare prin oboseală;
- propagare quasi statică.

Acest lucru se poate realiza prin folosirea unui model de propagare la oboseală (Paris, Walker, Nasgro) specificând extensia mediană a frontului nou creat. Ecuația 1 descrie obținerea noului front al fisurii prin extensia fisurii:

$$\Delta a_i = \Delta a_m \cdot \left(\frac{\frac{da}{dN_i} (\Delta K_i, R, \dots)}{\frac{da}{dN_m} (\Delta K_m, R, \dots)} \right), \quad (5.20)$$

unde Δa_m reprezintă extinderea specificată a frontului fisurii la punctul care are valoarea medie a factorului de intensitate a tensiunii K_m , da/dN_i reprezintă rata de propagare a fisurii pentru punctul i al frontului folosind modelele de propagare din Franc 3D (Paris, Walker, Nasgro) iar da/dN_m reprezintă rata de propagare a fisurii la valoarea medie de extensie. În figura 5.51 se observă noul front al fisurii și valorile introduse și obținute pentru extensia vechiului front.

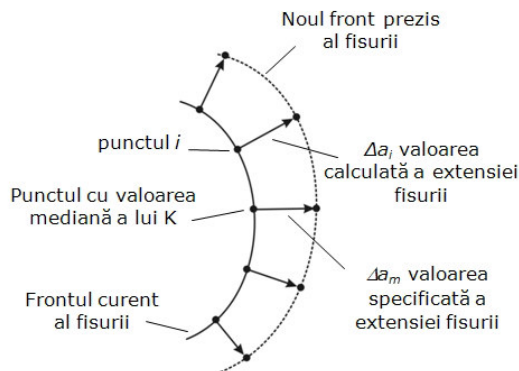


Fig. 5.51. Modelul extensiei fisurii

Propagarea quasi statică în programul Franc 3D este bazată pe o lege de putere între punctele frontului fisurii. Expresia pentru extinderea oricărui punct i a frontului fisurii este descrisă de ecuația 5.21.

$$\Delta a_i = \Delta a_m \cdot \left(\frac{\Delta K_i}{\Delta K_m} \right)^n \quad (5.21)$$

unde Δa_m reprezintă extinderea specificată a frontului fisurii la punctul care are valoarea medie a factorului de intensitate a tensiunii K_m , K_i reprezintă factorul de intensitate a tensiunii pentru fiecare punct i iar n este un parametru care corectează forma fisurii, se recomandă să fie ales între valoarea 2 și 3.

Propagarea prin oboseală în programul Franc 3D este bazată pe modelul Paris, Walker, Nasgro. Descrierea celor trei modele se face cu ajutorul ecuațiilor, unde ecuația 5.22 reprezintă modelul Paris, ec. 5.23 reprezintă modelul Walker iar ec. 5.24 modelul Nasgro:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K)^m \quad \text{Paris} \quad (5.22)$$

unde da/dN reprezintă viteza de propagare a fisurii, ΔK reprezintă variația factorului de intensitate a tensiunii iar C și m sunt parametrii de material obținuți în încercările de mecanica ruperii.

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \left(\frac{\Delta K}{(1-R)^{1-n}} \right)^m \quad \text{Walker} \quad (5.23)$$

unde $R=K_{\min}/K_{\max}$ iar n este un parametru de material care adesea se alege ca valoare apropiată de 0.5. Modelul Walker nu are o precizie bună în apropierea valorii de prag a factorului de intensitate a tensiunii (K_{th}) sau în apropierea valorii critice a factorului de intensitate a tensiunii.

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \left(\frac{1-f}{1-R} \right)^m \cdot \frac{\left(1 - \frac{\Delta K_{th}}{\Delta K} \right)^p}{\left(1 - \frac{\Delta K_{\max}}{K_c} \right)^q} \quad \text{Nasgro} \quad (5.24)$$

unde C , m , p , q sunt parametrii de material, C și m sunt parametrii similari cu cei din modelul Paris, și Walker, iar f este o funcție definită prin ecuația 5.25.

$$f = \begin{cases} \max(RA_0 + RA_1 + R^2 A_2 + R^3 A_3), & R \geq 0 \\ A_0 + A_1 R, & -2 \leq R < 0 \end{cases} \quad (5.25)$$

unde coeficienții A_0 , A_1 , A_2 , A_3 sunt calculați cu relațiile:

$$\begin{aligned}
 A_0 &= (0.825 - 0.34\alpha + 0.05\alpha^2) \left[\cos \left(\frac{\pi}{2} \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_y} \right) \right]^{1/\alpha} \\
 A_1 &= (0.415 - 0.071\alpha) \frac{S_{\max}}{\sigma_c} \\
 A_2 &= 1 - A_0 - A_1 - A_3 \\
 A_3 &= 2A_0 + A_1 - 1
 \end{aligned}
 \tag{5.26}$$

unde α este un factor care depinde stare plană de tensiune sau deformație iar raportul σ_{\max}/σ_y reprezintă raportul dintre tensiunea maximă aplicată și tensiunea de curgere a materialului.

Direcția de propagare locală este dată unghiului de propagare „kink angle” care reprezintă abaterea fisurii propagate de la fisura inițială măsurată într-un plan perpendicular la planul frontului fisurii. În figura 5.52 se prezintă exemplificarea unghiului de propagare notat cu θ .

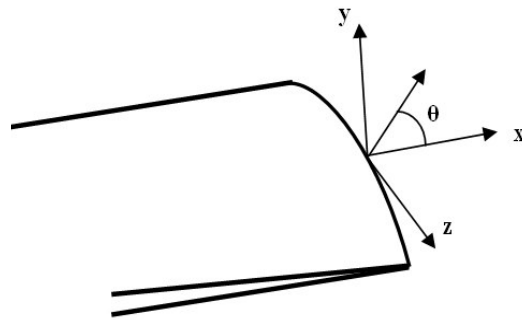


Fig. 5.52 Unghiul de propagare a fisurii

În cadrul analizei cu ajutorul programului Franc 3D v6 se poate avea în vedere cinci modele matematice pentru obținerea unghiului de propagare:

- criteriul tensiunii circumferențiale maxime (MTS), criteriul tensiunii de forfecare (MSS), criteriul tensiunii maxime generalizate, criteriul energiei de deformație, sau propagarea plană.

Criteriul tensiunii circumferențiale maxime (MTS)

Teoria criteriului tensiunii circumferențiale maxime spune că fisura se va propaga în direcția unde zona de tensiune $\sigma_{\theta\theta}$ este maximă. Pentru materiale cu comportare izotropică zona de tensiune este legată de rezolvarea modului I a factorului de intensitate a tensiunii, K_I^r , definit de ecuația 5.27:

$$K_I^r(\theta) = \sigma_{\theta\theta} \sqrt{2\pi r} = \cos \frac{\theta}{2} \left[K_I \cos^2 \frac{\theta}{2} - \frac{3}{2} K_{II} \sin \theta \right] \tag{5.27}$$

Pentru materiale cu comportare anizotropică Banks-Sills (2007) prezintă o expresie mult mai complexă definită de relația 5.28:

$$K_I^I(\theta) = \sigma_{\theta\theta} \sqrt{2\pi r} = f_I(K_I, K_{II}, K_{III}, \theta, \Theta) \quad (5.28)$$

unde Θ reprezintă cosinusul unghiului dintre axele proprietăților de material și sistemul de coordonate al frontului fisurii.

5.5 Determinarea factorilor de intensitate a tensiunii și propagarea fisurilor 3D

Multe dintre construcțiile sudate sunt realizate din îmbinări de tip T. De exemplu turbinele hidraulice de tip Francis au trei părți importante în construcția acestora: coroana, inel și paletete. Îmbinarea dintre paletete și coroană respectiv paletete și inel este o îmbinare sudată de tip T. În figura 5.53 se observă rotorul turbinei Francis cu părțile sale componente și îmbinările specifice.



Fig. 5.53 Turbină Francis cu părțile componente

Huth (2005) reduce și el îmbinarea la o geometrie de tip T pe care realizează încercări de oboseală. În acest studiu, pentru o îmbinare tip T din oțel inoxidabil T10CuNiCr180 a fost realizat un studiu de determinare a factorilor de intensitate a tensiunii și de propagare la oboseală a unei fisuri sfert de cerc în cazul solicitărilor de întindere, încovoiere. În figura 5.54 este prezentată geometria îmbinării de tip T și condițiile la limită impuse pentru analiza numerică.

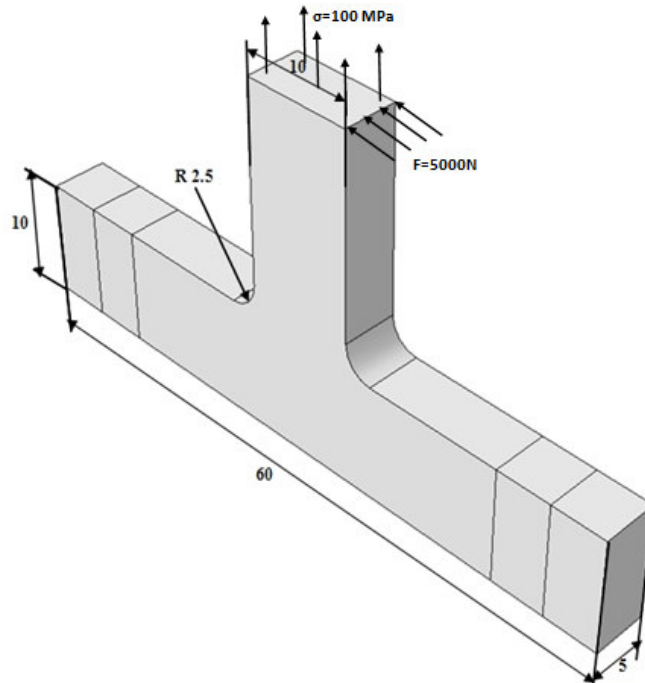


Fig. 5.54. Geometria 3D a îmbinării tip T și condițiile la limită

5.5.1 Analiza geometriei de tip T în cazul solicitării la întindere

Pentru geometria prezentată în figura 5.54 și impunându-se condiția la limită dată de $\sigma = 100$ MPa, a fost realizată analiza pentru cazul solicitării de întindere. Analiza a fost realizată luând în calcul comportarea linear elastică a materialului $E = 200000$ MPa, $\nu = 0.3$. O parte din aceste rezultate au fost publicate în lucrarea Pasca (2013). Analiza a fost realizată cu ajutorul programului Abaqus 6.10 pentru obținerea stării de tensiune maxime. Pentru analiza numerică au fost utilizate elemente izoparametrice de ordinul 2 de tip tetrahedral cu 4 puncte de integrare pentru geometria de tip T iar pentru frontul fisurii au fost utilizate elemente pătratice cu 27 de puncte de integrare. În figura 5.55 este reprezentată tensiunea echivalentă obținută pentru cazul în care geometria nu prezintă nici o fisură.

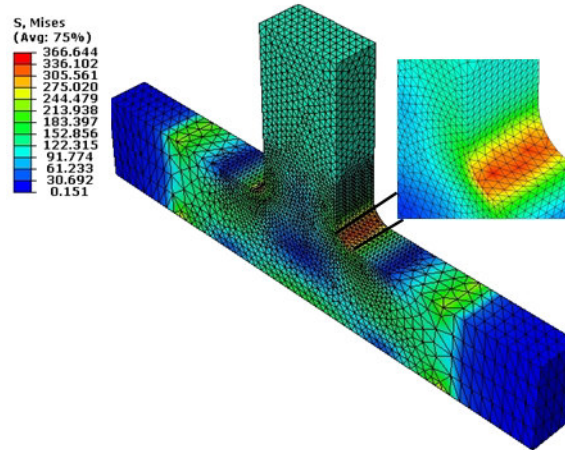


Fig. 5.55. Tensiunea echivalentă (Von Mises) în cazul solicitării de întindere
 Tensiunea echivalentă maximă obținută a fost de 366,6 MPa. Din această zonă a fost inițiată o fisură de colț de tip semicircular cu mărime razei de 0,5 mm. În figura 5.56 este reprezentată fisura inițială și discretizarea frontului acesteia cu ajutorul programului Franc 3D.

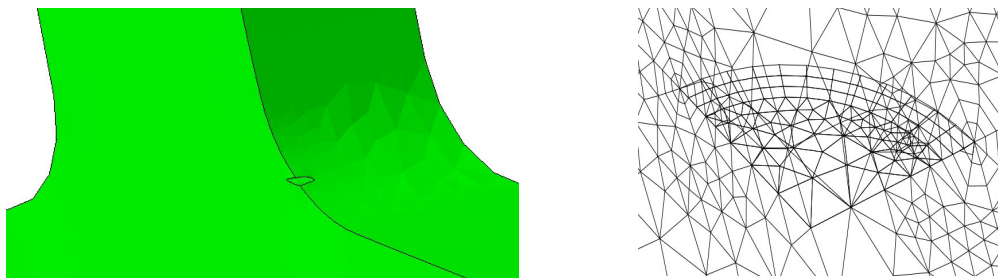


Fig. 5.56. Geometria cu fisură inițială și discretizarea frontului fisurii

În urma analizei stării de tensiune s-a obținut valoarea tensiunii maxime echivalente la vârful fisurii, figura 5.57.

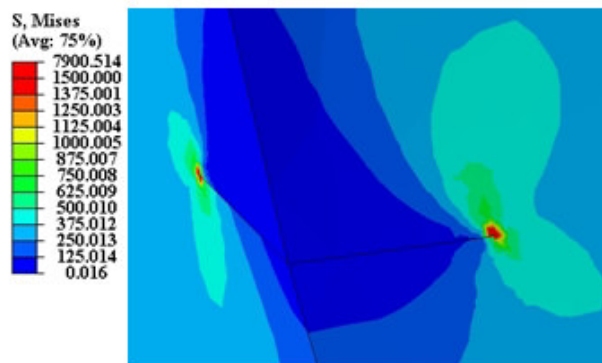


Fig. 5.57. Tensiunea maximă echivalentă obținută cu fisura inițială

Propagarea fisurii a fost realizată la oboseală, în 31 pași considerând modelul Paris, iar parametrii de material utilizați în simulările de propagare și anume $C=2.65 \times 10^{-12} \left[\frac{m/\text{ciclu}}{(\text{MPa} \cdot m^{0,5})^m} \right]$ și $m=3.18$ sunt cei obținuți în testele de propagare a fisurii la oboseală pentru oțelul T10CuNiCr180. Pentru direcția unghiului de propagare a fost ales criteriul tensiunii de întindere (MTS) prezentat anterior.

În figura 5.58a, este prezentată fisura inițială în interiorul geometriei iar în figura 5.58b este prezentată fisura propagată de-a lungul a 20 de pași cu fronturile acesteia. Trasând o linie care să unească mijloacele fronturilor obținem o dimensiune a fisurii propagate în interiorul geometriei. Pentru 20 de pași lungimea măsurată reprezintă 7.75 mm. Astfel se poate reprezenta evoluția factorilor de intensitate a tensiunii de-a lungul unei lungimi a fisurii.

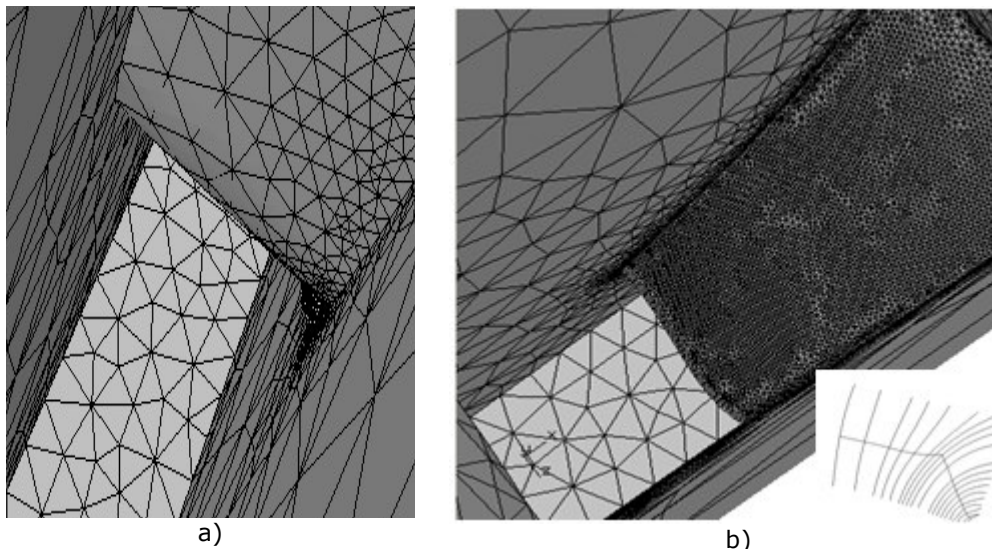


Fig. 5.58. Fisura 3D propagată în pasul 1 (0,5 mm) și pasul 20 (7,75 mm)

Pentru fiecare pas al fisurii propagate s-a obținut soluțiile factorilor de intensitate a tensiunii de-a lungul frontului fisurii. În figura 5.59, 5.60, 5.61, 5.62 este reprezentată variația factorilor de intensitate a tensiunii de-a lungul fronturilor fisurii pentru primii cinci pași de propagare, pentru modul I, modul II, modul III și tensiunea nesingulară T stress.

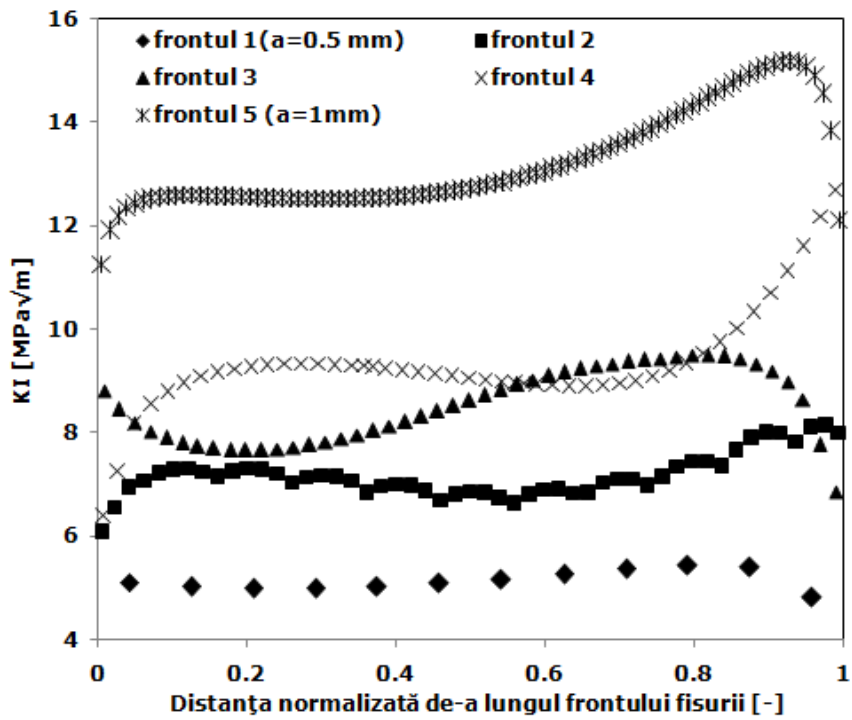


Fig. 5.59. Factorul de intensitate a tensiunii K_I de-a lungul frontului fisurii

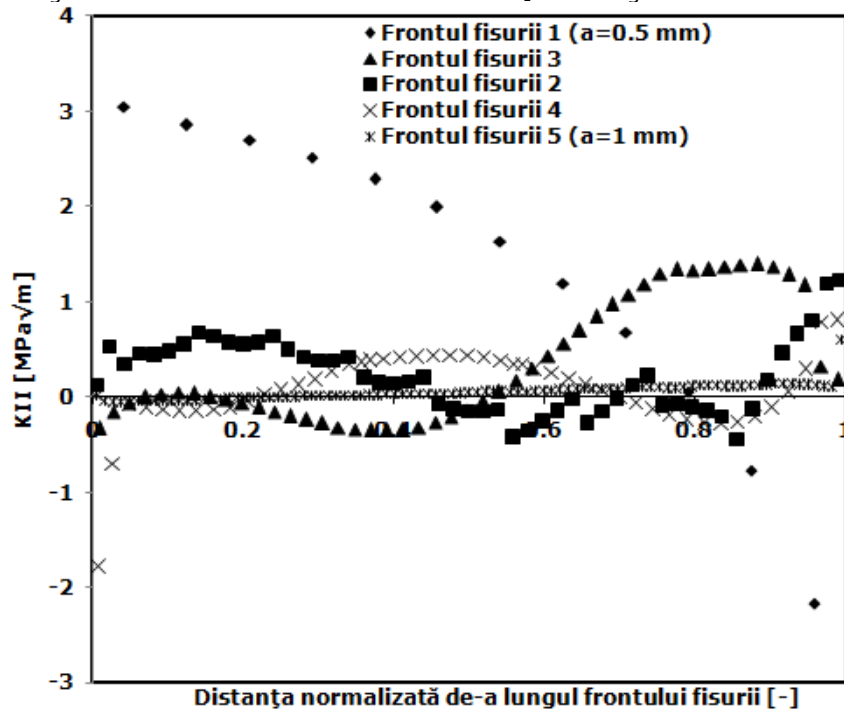


Fig. 5.60. Factorul de intensitate a tensiunii K_{II} de-a lungul frontului fisurii

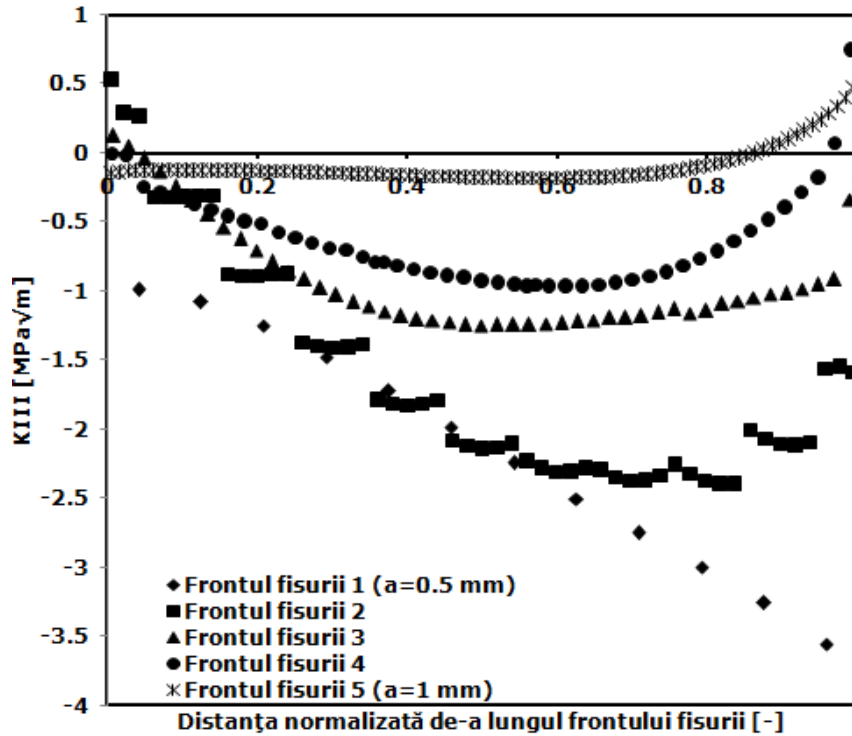


Fig. 5.61. Factorul de intensitate a tensiunii K_{III} de-a lungul frontului fisurii

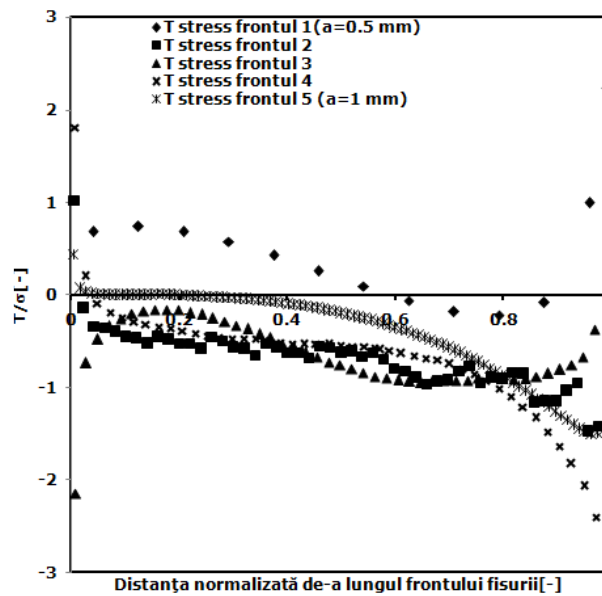


Fig. 5.62 Evoluția tensiunii nesingulare T de-a lungul frontului fisurii

În figura 5.62 se observă că evoluția tensiunii nesingulare T este negativă după primul pas de propagare ceea ce indică că fisura are tendința de a-și păstra

direcția de propagare. Tensiunea nesingulară T a fost normalizată la tensiunea aplicată asupra modelului și anume $\sigma=100$ MPa.

Trasându-se de-a lungul celor 31 de pași a fisurii o linie care unește mijloacele fronturilor s-a obținut variația factorilor de intensitate a tensiunii de-a lungul lungimii fisurii propagate în interiorul geometriei. În figura 5.63, este reprezentată evoluția factorilor de intensitate a tensiunii (K_I , K_{II} , K_{III}) în funcție de lungimea fisurii obținută prin unirea mijloacelor fronturilor fisurii.

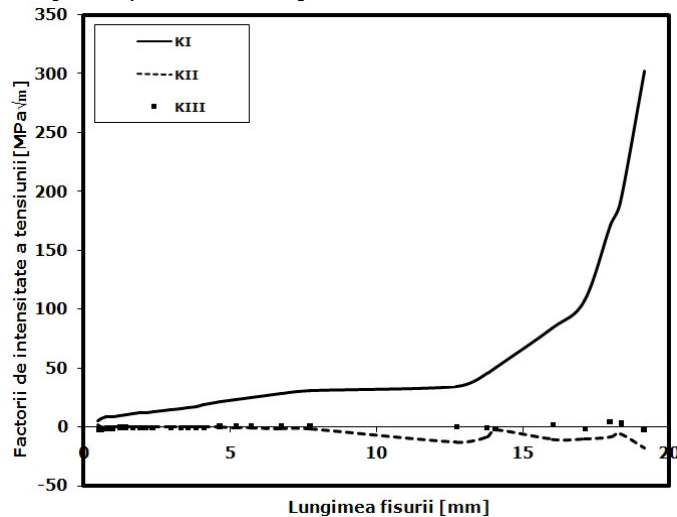


Fig. 5.63. Evoluția factorilor de intensitate a tensiunii în funcție de lungimea fisurii

Pentru obținerea factorului de intensitate a tensiunii echivalent a fost utilizată următoarea ecuație:

$$K^{\text{echivalent}} = \sqrt{K_I^2 + \beta_1 K_{II}^2 + \beta_2 K_{III}^2}, \quad (5.33)$$

unde K_I , K_{II} , K_{III} reprezintă factorii de intensitate a tensiunii pentru cele trei moduri iar β_1, β_2 factori de mixitate în cadrul analizei aceștia au fost egali cu 1.

Bazat pe legea lui Paris și având evoluția factorului de tensiune echivalent de-a lungul fisurii, unde $K_{\max}=K^{\text{echivalent}}$ și $K_{\min}=RK_{\max}$, cu parametrii de material prezentați anterior s-a realizat determinarea evoluției amplitudinii factorului de intensitate a tensiunii $\Delta K=K_{\max}-K_{\min}$ în funcție de lungimea fisurii (figura 5.64) respectiv lungimea fisurii în funcție de numărul de cicluri (figura 5.65). Pentru obținerea numărului de cicluri metoda de integrare aleasă a fost metoda Runge Kutta prezentată în detaliu în lucrarea lui Butcher (1996).

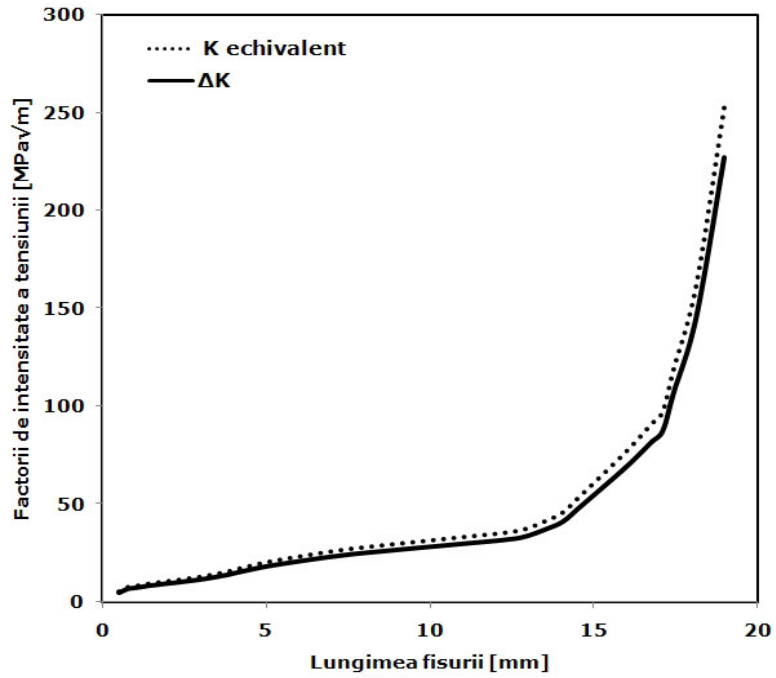


Fig. 5.64. Variația amplitudinii factorului de intensitate a tensiunii și a factorului de intensitate a tensiunii echivalent

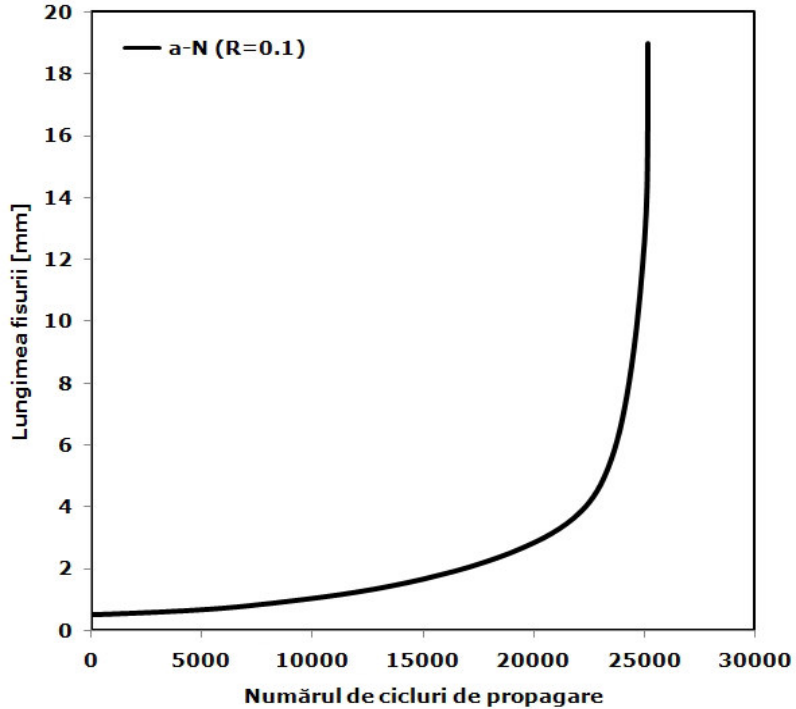


Fig. 5.65. Variația lungimii fisurii în funcție de numărul de cicluri de propagare (R=0.1)

În figura 5.66 se poate observa fisura deschisă propagată în geometria de tip T solicitată la tracțiune aproape de momentul ruperii finale.

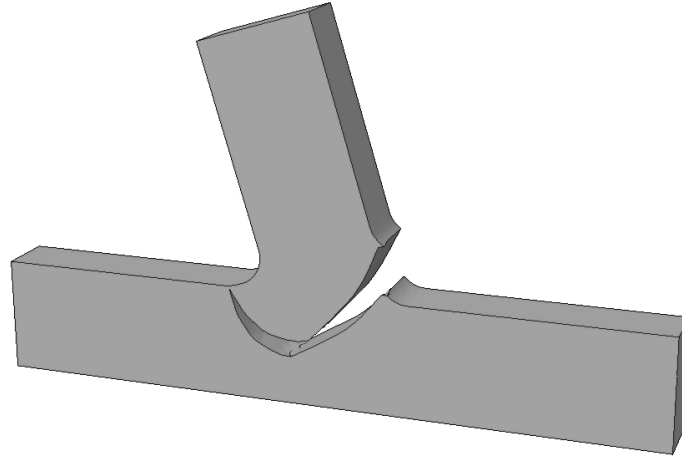


Fig.5.66. Fisura propagată în etapa finală

5.5.2 Analiza geometriei de tip T în cazul solicitării la încovoiere

Pentru geometria prezentată în figura 5.54 și impunându-se condiția la limită dată de $F=5000$ N, a fost realizată analiza pentru cazul solicitării de încovoiere. Analiza cu element finit a fost realizată în aceleași condiții cu cele prezentate anterior în cazul solicitării de întindere. Rezultatul obținut în urma analizei numerice este prezentat în figura 5.67. Se observă că valoarea tensiunii echivalente maxime este de 353.43 MPa.

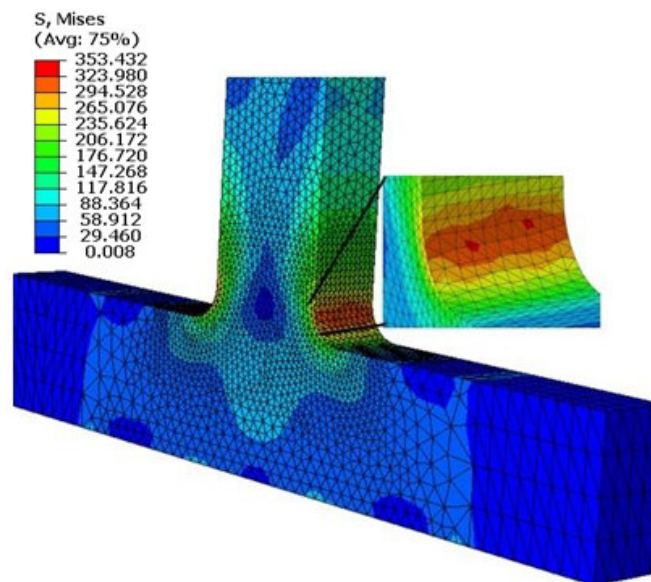


Fig. 5.67 Tensiunea echivalentă (Von Mises) în cazul solicitării de întindere

Din nou din această zonă cu tensiune maximă a fost inițiată o fisură de colț de tip semicircular cu raza de 0.5 mm. Rezultatul obținut pentru valoarea tensiunii maxime echivalente în prezența fisurii inițiale este prezentat în figura 5.68.

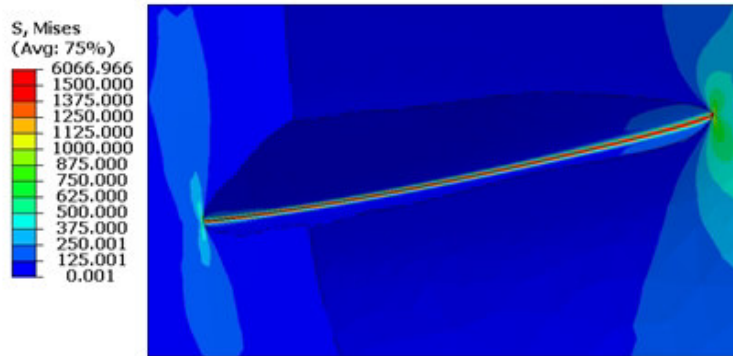


Fig. 5.68 Tensiunea echivalentă (Von Misses) în cazul solicitării de întindere cu fisura inițială
 Propagarea fisurii a fost realizată din nou la oboseală, considerând modelul Paris. Din nou pentru direcția unghiului de propagare a fost ales criteriul tensiunii circumferențiale maxime (MTS).

Pentru fiecare pas al fisurii propagate în condițiile solicitării de încovoiere s-a obținut soluțiile factorilor de intensitate a tensiunii de-a lungul frontului fisurii. În figura 5.69, 5.70, 5.71, 5.72 este reprezentată variația factorilor de intensitate a tensiunii de-a lungul fronturilor fisurii pentru primii cinci pași de propagare, pentru modul I, modul II, modul III și tensiunea nesingulară T stress.

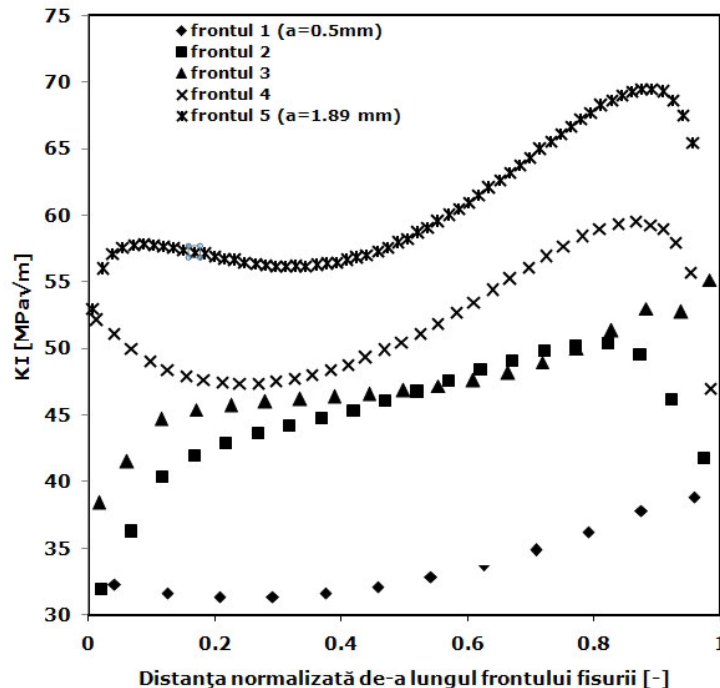


Fig. 5.69. Factorul de intensitate a tensiunii K_I de-a lungul frontului fisurii

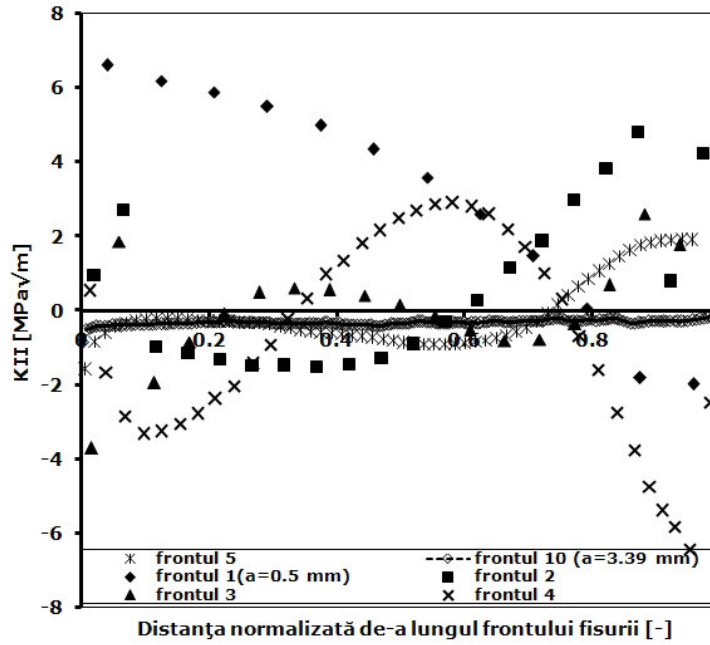


Fig. 5.70. Factorul de intensitate a tensiunii K_{II} de-a lungul frontului fisurii

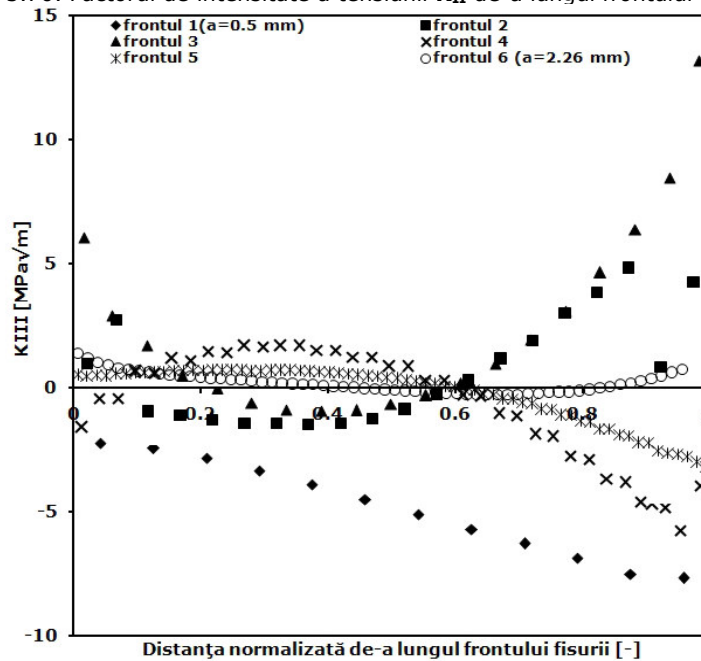


Fig. 5.71. Factorul de intensitate a tensiunii K_{III} de-a lungul frontului fisurii

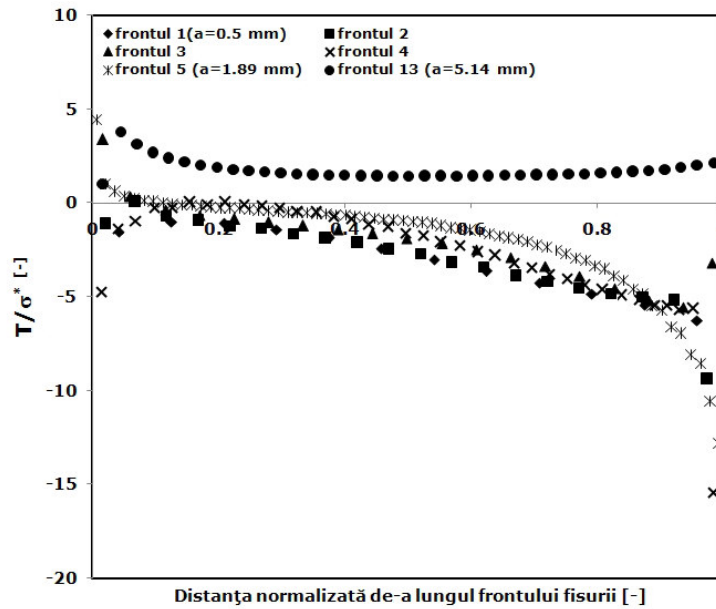


Fig. 5.72 Evoluția tensiunii nesingulare T de-a lungul frontului fisurii

Trasându-se de-a lungul pașilor de propagare a fisurii o linie care unește mijloacele fronturilor s-a obținut factorii de intensitate a tensiunii de-a lungul lungimii fisurii propagate în interiorul geometriei. În figura 5.73, sunt reprezentate evoluția factorilor de intensitate a tensiunii (K_I , K_{II} , K_{III}) în funcție de lungimea fisurii obținută prin unirea mijloacelor fronturilor fisurii.

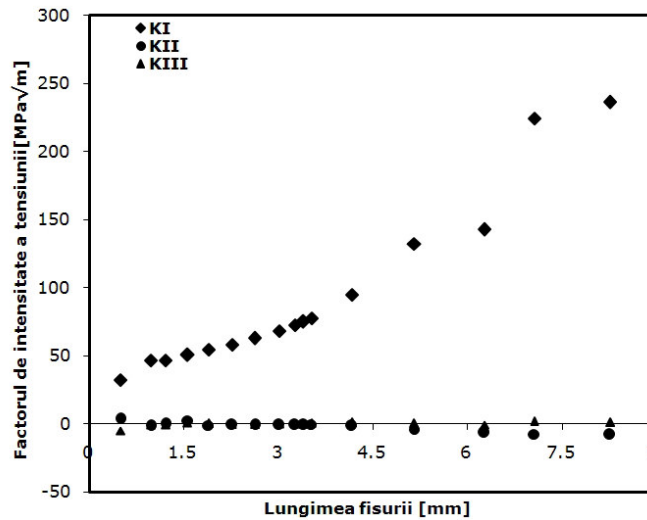


Fig. 5.73. Evoluția factorilor de intensitate a tensiunii în funcție de lungimea fisurii

Utilizând ecuația 5.21 din nou s-a obținut soluția factorului de intensitate a tensiunii echivalent care a condus la obținerea variației amplitudinii factorului de intensitate a tensiunii ΔK . Având soluția variației factorului de intensitate a tensiunii

În funcție de lungimea fisurii și cunoscând parametrii de material din legea lui Paris prin integrarea acesteia se obține variația lungimii fisurii în funcție de numărul de cicluri de propagare. În figura 5.74 sunt reprezentați variația factorilor de intensitate a tensiunii echivalent ($K_{echivalent}$) și ΔK în funcție de lungimea fisurii. În figura 5.75 este reprezentată variația lungimii fisurii în funcție de numărul de ciclurilor de propagare.

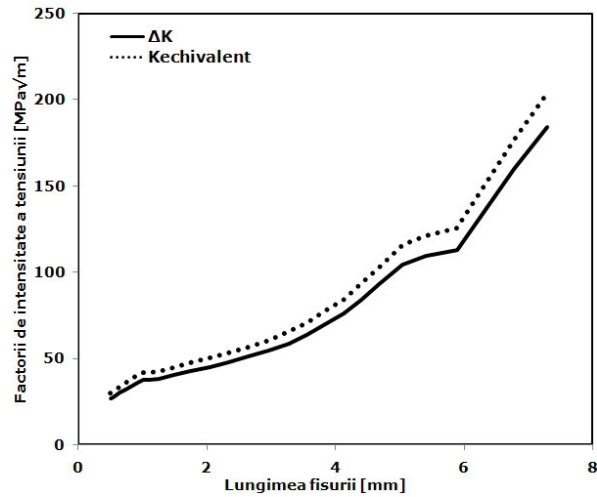


Fig. 5.74. Variația amplitudinii factorului de intensitate a tensiunii și a factorului de intensitate a tensiunii echivalent

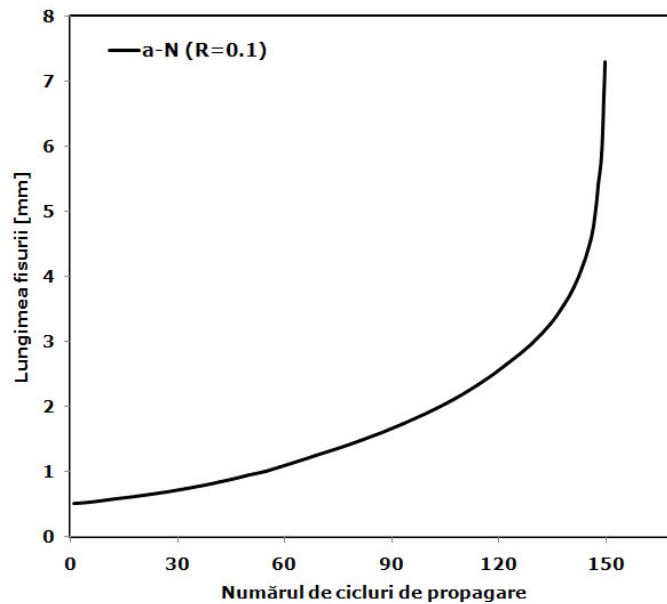


Fig. 5.75. Variația lungimii fisurii în funcție de numărul de cicluri de propagare ($R=0.1$)

În figura 5.76 este reprezentată îmbinarea 3D în ultimul pas de propagare.

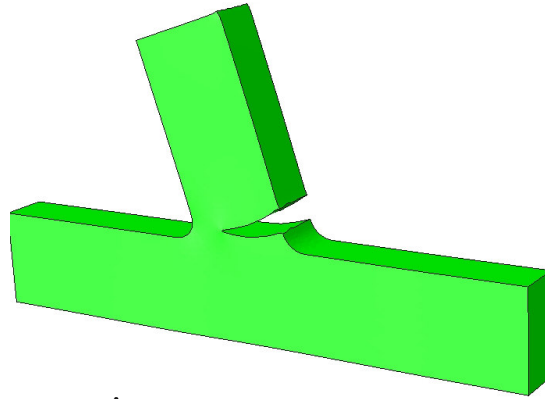


Fig. 5.76. Îmbinarea 3D în ultimul pas de propagare

5.6 Validarea analitică a variației factorului de intensitate a tensiunii K_I de-a lungul frontului fisurii în geometrii 3D. Soluția Raju - Newman

Pentru validarea soluției numerice s-a folosit soluția analitică a soluției factorului de intensitate a tensiunii în geometria 3D utilizând soluția Raju-Newman (1984). Pentru ecuația factorului de intensitate a tensiunii ca formă inițială a fisurii a fost considerată o fisură de colț prezentată în figura 5.77.

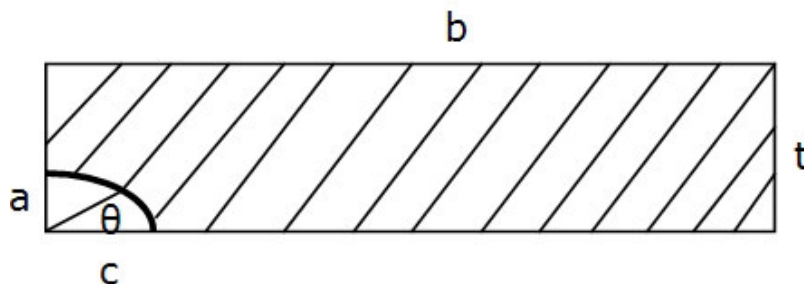


Fig. 5.77 Fisura de colț și parametri din ecuația Raju Newman

Calculul analitic a fost realizat atât pentru întindere cât și pentru încovoiere. Ecuația (5.34) descrie soluția Raju Newman pentru obținerea factorului de intensitate a tensiunii.

$$K_I = (\sigma_t + H_c \sigma_b) \sqrt{\pi \frac{a}{Q} F_c \left(\frac{a}{c}, \frac{a}{t}, \frac{c}{b}, \theta \right)} \quad (5.34)$$

unde σ_t reprezintă tensiunea la întindere, σ_b tensiunea la încovoiere, H_c factor de multiplicare a tensiunii de încovoiere, Q factor de corecție a formei fisurii, F_c factor care ține cont de geometria fisurii respectiv modelului. Toți acești factori pot fi calculați cu ecuațiile prezentate de către Raju - Newman (1984).

În figurile 5.78 și 5.79 se poate observa compararea soluțiilor numerice obținute pentru K_I de-a lungul primului front atât la întindere cât și la încovoiere și soluția analitică descrisă.

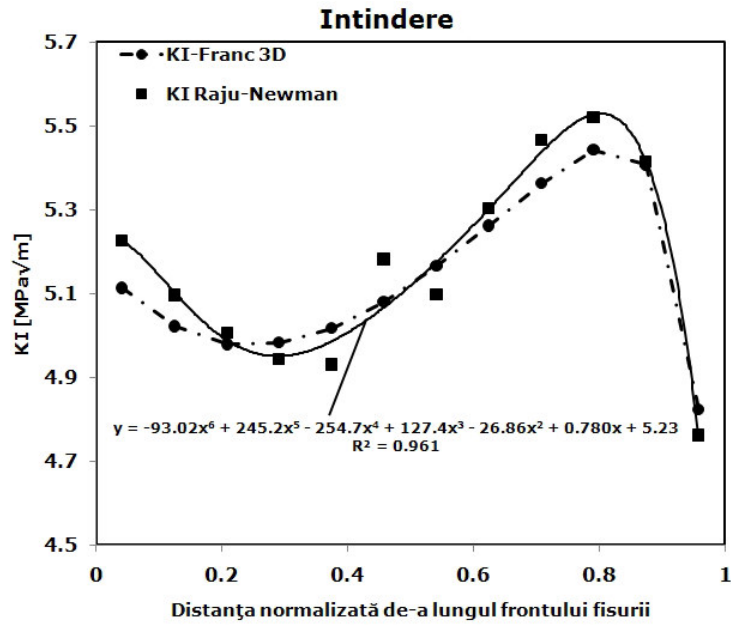


Fig. 5.78 Compararea soluției numerice Franc 3D cu soluția analitică în cazul solicitării de întindere

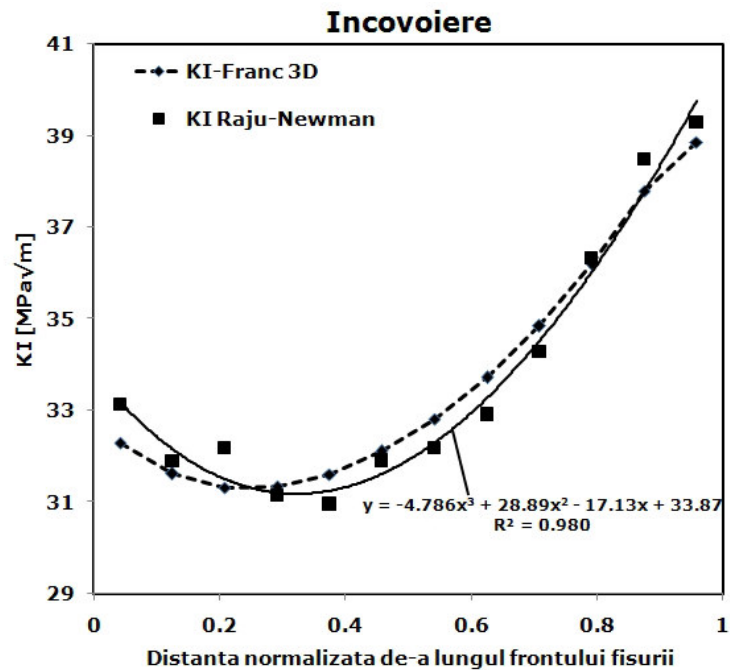


Fig. 5.79 Compararea soluției numerice Franc 3D cu soluția analitică în cazul solicitării de încovoiere

În cele două figuri se poate observa o foarte bună corelare între soluția analitică și soluția obținută numeric, diferențele fiind de maxim 2%.

5.7 Concluzii

În acest capitol s-a elaborat obținerea unei metodologii pentru determinarea stării de solicitare din structura unei palete de aparat director respectiv coloana statorică în momentul când asupra acestora acționează un fluid.

Analiza a fost realizată pentru punctul optim de funcționare a turbinei Francis.

Rezultatele analizei structurale au arătat deformații mici în structură, iar pentru paleta de aparat director realizată în construcție turnată cu arborele care ajută la rotirea acesteia respectiv la modificarea debitului în turbină, solicitarea maximă apare în racordul arbore-paletă directoare însă mult sub limita de curgere a materialului.

Determinarea caracteristicilor mecanice ale oțelului inoxidabil $T10CuNiCr180$ folosit la construcția paletelor de turbină tip Francis de la CHE Brădișor a avut scopul de a obține modulul de elasticitate, limita de curgere și rezistența la rupere pentru utilizarea acestora în programul de evaluare a integrității paletelor.

Valorile medii obținute pentru rezistența la tracțiune $R_m = 892,4 [MPa]$ și limita de curgere $R_{p0.2} = 686,7 [MPa]$ sunt în concordanță cu valorile publicate în literatura de specialitate pentru alte oțeluri inoxidabile, fără a exista diferențe semnificative între cele două tipuri de epruvete;

Comparația cu recomandările producătorului pentru oțelul $T10NiCuMnCr180$ indică proprietăți mecanice mai ridicate, dar o deformabilitate semnificativ mai redusă, rezultat al nerespectării recomandărilor tehnologice sau al fragilizării în exploatare, dată fiind durata mare de funcționare;

Controlul NDT cu lichide penetrante și raze X a pus în evidență prezența a numeroase defecte interioare și de suprafață de tipul fisurilor și golurilor produse la turnarea rotorului sau cu ocazia reparațiilor efectuate prin sudare.

Încercările de oboseală arată o împrăștiere relativ mare a rezultatelor, cauzată de numeroasele defecte (goluri, microfisuri) identificate în secțiunea de rupere a epruvetelor;

Valoarea medie a limitei de oboseală $\sigma_{0.1} = 186,70 [MPa]$, pentru domeniul durabilității nelimitate stabilit între $10^6 - 5 \cdot 10^6 [cicluri]$ este influențată de prezența defectelor.

Curba σ -N obținută experimental se utilizează la determinarea durabilității structurii pe baza calculului în tensiuni.

Din încercările experimentale de propagare a fisurii de oboseală s-au determinat constantele din legea lui Paris, utile în simulările de propagare a fisurii de oboseală în paleta rotorică și s-a evidențiat caracterul fragil al comportării mecanice (alungire totală la rupere statică scăzută, tenacitate redusă la propagarea fisurii de oboseală). Ca o consecință prezența fisurilor de oboseală în paleta rotorică poate conduce la o rupere rapidă a paletei rotorice;

Analiza statică cu elemente finite a paletei arată că pentru regimul de exploatare la sarcină parțială (punctele de funcționare 1 și 2) tensiunile maxime se produc în zona bordului de atac, în zona îmbinării paletă rotorică-inel;

În cazul exploatării turbinei hidraulice în vecinătatea punctului de randament maxim (punctele de funcționare 3, 4 și 5) și în regim de suprasarcină (punctele de funcționare 6 și 7) tensiunile maxime se produc în zona bordului de fugă, în zona îmbinării paletă rotorică-coroană.

Valorile tensiunilor maxime obținute în urma analizei cu elemente finite sunt mai mici decât valorile medii determinate experimental ale limitei de curgere și rezistenței la rupere ale oțelului inoxidabil.

Totuși considerarea razei de racordare dintre paletă și inel, respectiv coroană și a solicitărilor nestaționare datorate vârtejului funie și a vibrațiilor care apar în exploatare pot conduce la tensiuni apropiate rezistenței la oboseală a oțelului inoxidabil, cu efect inițierea fisurii.

Deasemenea acest capitol analizează un caz simplificat al îmbinării paletă-coroană/inel pentru obținerea soluțiilor factorilor de intensitate a tensiunii în geometrii 3D și propagarea unei fisurii în cadrul geometriei pornind de la o fisură inițială.

După cum se poate observa în cadrul metodologiei a fost utilizat două programe numerice și anume Abaqus pentru obținerea stării de tensiune, deformație și respectiva a deplasărilor și programul numeric Franc 3D versiunea 6 pentru determinarea factorilor de intensitate a tensiunii și pentru propagarea fisurilor în geometrii 3D.

Metodologia a fost testată și validată pentru o îmbinare de tip T simplificat, acest tip de îmbinare fiind cel mai prezent în cazul structurilor metalice.

Îmbinarea a fost solicitată atât la întindere respectiv încovoiere și plecând de la o fisură inițială de formă sfert de cerc cu raza 0.5 aceasta a fost propagată la oboseală determinându-se factorii de intensitate a tensiunii respectiv tensiunea nesingulară de la vârful fisurii pentru fiecare pas de propagare.

Având factorii de intensitate a tensiunii reprezentați de-a lungul lungimii fisurii și cunoscând parametrii din legea lui Paris se poate obține variația lungimii fisurii în funcție de numărul de cicluri de propagare.

6. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

Prezenta lucrare reprezintă evaluarea duratei de viață la oboseală pentru componentele hidromecanice. După cum este prezentat încă din primul capitol justificarea alegerii acestei teme vine din numeroasele cazuri de cedare care au apărut în exploatare și din necesitatea cunoașterii unor metodologii de evaluare a duratei de viață la oboseală pentru componentele hidromecanice. Această lucrare tratează cazuri practice cu probleme apărute în hidrocentrale din România. Sunt prezentate mai multe metodologii de evaluare a duratei de viață în funcție de condițiile de solicitare, exploatare a câtorva componente esențiale din hidromecanică. Aceste probleme sunt tratate în mod original aducând un beneficiu atât pentru cei care exploatează componentele cât și pentru cei care le proiectează oferindu-le oportunități de evaluare înainte de punerea în funcțiune. Această lucrare prezintă și un caracter multidisciplinar implicând atât cunoștințe din domeniul hidraulic cât și cunoștințe din domeniul științelor materialelor respectiv rezistenței materialelor.

Această teză tratează cazuri practice de cedări ale componentelor hidroagregatelor la hidrocentrale din România și a fost elaborată pe baza unor contracte de cercetare între Hirdoelectrica S.A. și Universitatea POLITEHNICA din Timișoara.

Sunt prezentate mai multe metodologii de evaluare a duratei de viață în funcție de condițiile de exploatare ale câtorva componente ale hidroagregatelor. Aceste probleme sunt tratate în mod original aducând un beneficiu atât pentru cei care exploatează componentele cât și pentru cei care le proiectează oferindu-le oportunități de evaluare a durabilității înainte de punerea în funcțiune. Această lucrare prezintă și un caracter multidisciplinar implicând atât cunoștințe din domeniul mașinilor hidraulice, cât și cunoștințe din domeniul încercărilor de materiale, rezistenței materialelor și analiză cu elemente finite.

Dintre contribuțiile personale trebuie reliefate următoarele:

- Sintează bibliografică privind stadiul actual al metodelor de evaluare a duratei de viață la oboseală, care prezintă principalele abordări din literatura de specialitate;
- Analiza critică a unor exemple reprezentative de cedări ale componentelor hidroagregatelor și identificarea cauzelor care au produs ruperile. Această analiză oferă informații importante despre cele mai solicitate componente hidromecanice și modurile de cedare a lor;
- Evaluarea duratei de viață la oboseală pentru butonul manivelei de acționare a paletelor de la turbina Kaplan, solicitată în regim aleator, pe baza spectrelor din înregistrări reale. Pentru estimarea ciclurilor de solicitare spectrele aleatoare au fost prelucrate după algoritmul metodei picăturii implementat în softul ANSYS. Pe lângă geometria și încărcarea existentă au fost analizate o geometrie modificată și o încărcare diminuată cu 15%. Rezultatele obținute arată că modificarea geometriei asigură o scădere a tensiunii echivalente maxime cu aproximativ 20%, dar o durabilitate doar cu 2% mai ridicată.
- Pentru arborele rupt al unei pompe din amenajarea hidraulică de pe Lotru s-au aplicat trei metodologii de evaluare a durabilității. Pe baza analizei macroscopice a ruperii și a condițiilor de exploatare s-a concluzionat că ruperea arborelui s-a datorat ciclurilor start-stop de torsiune. O primă abordare s-a bazat pe cumulara numărului de cicluri până la cedare: din numărul de cicluri pentru inițierea fisuri

- calculat pe baza curbei de oboseală oligociclică $\sigma - N$ și numărul de cicluri pentru propagarea fisurii folosind legea lui Paris. Aplicarea diagramei de cedare (FAD), utilizând trei modele propuse în literatură pentru considerarea zonei plastice la vârful fisurii (Hult-McClintok, Cherepanov, Billby), pentru definirea zonelor de funcționare în siguranță, respectiv zona nesigură exprimate prin lungimea critică a fisurii. Evaluarea duratei de viață la oboseală a arborelui solicitat la torsiune, folosind teoria distanțelor critice reprezintă o noutate. În finalul capitolului se face o evaluare cantitativă a celor trei metode tratate cu avantajele și dezavantajele fiecăreia.
- Analiza numerică și simularea interacțiunii fluid - structură prin cuplarea unui soft de analiză a curgerii FLUENT și softul de analiză structurală ANSYS pentru evaluarea stării de tensiune și deformație a unei palete de aparat director și a unei palete statorice.
- Aplicarea metodologiei de interacțiune fluid-structură pentru determinarea stării de tensiune și deformație dintr-o paletă a unei turbine hidraulice de tip Francis pentru 7 regimuri de funcționare;
- Realizarea unui program experimental complet pentru caracterizarea materialului T10CuNiCr180 din componența unei turbine de tip Francis care s-a aflat în exploatare timp de 30 ani reprezintă contribuția prin faptul că pentru oțelul analizat în literatură sunt foarte puține caracteristici indicate, iar cunoașterea proprietăților de oboseală și mecanica ruperii sunt necesare pentru evaluarea durabilității. Astfel s-au determinat curbele caracteristice la tracțiune pentru material prelevat din bordul de atac și bordul de fugă, s-a trasat curba de oboseală de S-N în domeniul durabilităților mari, printr-o procedură de testarea a 14 epruvete, s-a determinat tenacitatea la rupere prin încercarea la încovoiere prin șoc și s-a estimat factorul critic de intensitate a tensiunii pentru solicitări dinamice, obținerea experimentală a parametrilor din legea lui Paris din încercările de propagare a fisuri de oboseală;
- Combinarea a două softuri de analiză numerică ABAQUS și FRANC3D_NG pentru determinarea parametrilor de mecanica ruperii (factorii de intensitate a tensiunii KI, KII și KIII, respectiv tensiunea nesingulară T) și elaborarea unei metodologii pentru propagarea fisurii. Metodologie aplicată cu succes pentru îmbinări tip T solificate la întindere, respectiv la încovoiere. Soluțiile factorilor de intensitate a tensiunii fiind validate cu soluția Raju-Newman. Metodologia permite de asemenea determinarea numărului de cicluri pentru propagarea fisurii pe baza legii lui Paris, în acest caz folosindu-se constantele determinate la încercările de propagare a fisurii pe materialul din paleta ruptă.
Ca și valorificare a rezultatelor tezei ar fi interesant de realizat:
 - utilizarea metodologiei prezentate atât pentru paleta de aparat director cât și pentru paletele turbinei de tip Francis și pentru alte structuri mecanice care au o solicitare rezultată din analiza de curgere a fluidului;
 - utilizarea metodologiei de obținere a factorilor de intensitate a tensiunii în geometrii 3D respectiv a numărului de cicluri de propagare a unei fisuri utilizând spectre de solicitare înregistrate pentru aplicații reale.

BIBLIOGRAFIE

- Almasi A. (2012), Practical notes on component failure, *World Pumps*, 10, 41-43.
- Almar-Naess, A. (1985), *Fatigue Handbook*, Tapir, Trondheim, Norway.
- Anton A. (2010), In situ performance curves measurements of large pumps, *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 12, 012090, 1-6.
- Azevedo C.R.F., Magarotto D., Araujo J.A., Ferreira J.L.A. (2009,) Bending fatigue of stainless steel shear pins belonging to a hydroelectric plant, *Engineering Failure Analysis* 16, 1126-1140.
- Banvillet A., Palin-Luc T., Lasserre, S. (2003), A volumetric energy based high cycle multiaxial fatigue criterion, *International Journal of Fatigue*, 25, 755-769.
- Bathias C. (1999), There is no infinite fatigue life in metallic materials, *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 22, 559-565.
- Baumel A. Jr., Seeger, T. (1990), *Materials Data for Cyclic Loading*, Supplement 1, Amsterdam, Elsevier Science Publishers.
- Baya A. (1999) *Hidroenergetica*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara.
- Berndt F., van Bennekom A. (2001), Pump shaft failures - a compendium of case studies, *Engineering Failure Analysis*, 8, 135-144.
- Bilby B. A., Cottrell A. H., and Swinden K. H. (1963), The spread of plastic yield from a notch, *Proc. R. Soc. London, Ser. A*, 272, 304-314.
- Bordeașu I., Popoviciu M.O., Marsavina L., Vodă M., Negru R., Pîrvulescu L.D. (2009), Numerical simulation of fatigue cracks initiation and propagation for horizontal axial turbines shafts, *Annals of DAAAM for 2009 & Proceedings of the 20th International DAAAM Symposium 20(1)*, Vienna, Austria.
- Boyer H. E (ed., 1986). *Atlas of Fatigue Curves*. ASM International, Metals Park, OH, USA.
- Brekke H. (2010), Performance and safety of hydraulic turbines, *IOP Conf. Series: Earth and Environment Science* 12, 012061.
- Brown M. (1985), *Multiaxial fatigue ASTM STP 853*, ISBN 0-8031-0444-8.
- Butcher J.C. (1996), A history of Runge - Kutta method, *Applied Numerical Mathematics* , 20, 247-260.
- Carpinteri A. (ed.) (1994), *Handbook of Fatigue Crack Propagation in Metallic Structures*, Vols 1 and 2, Amsterdam, Elsevier.
- Casanova F. (2009) Failure analysis of the draft tube connecting bolts of a Francis-type hydroelectric power plant *Engineering Failure Analysis* 16, 2202-2208.
- Câmpian V., Frunzăverde D., Nedelcu D., Mărginean G. (2008a), Failure analysis of a Kaplan turbine runner blade, *IAHR 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Foz do Iguassu, Brasil.
- Campian C.V. (2008b), Raport Tehnic nr. U-08-400-262, Universitatea Eftimie Murgu Reșița.
- Campian C.V. (2009), Raport Tehnic nr. U-09-400-289, Universitatea Eftimie Murgu Reșița.
- Chaboche J.L., Lesne P.M. (1988), A non-linear continuous fatigue damage model, *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 11, no.1, 1-7.
- Chan S.K., Tuba I.S. and W.K. Wilson (1970), On the finite element method in linear fracture mechanics, *Eng. Fracture Mech*, 2, 1-17.
- Cheng X., Fisher J.W., Prask H.J., Gnaupel-Herold T., Yen B.T., Roy, S. (2003), Residual stress modification by post-weld treatment and its beneficial effect on fatigue strength of welded structures, *International Journal of Fatigue*, 25, 1259-1269.
- Cherepanov G.P. (1979), *Mechanics of Brittle Fracture*, McGraw-Hill, New York, USA.

- Cojocar M. (2008), *Hidroconstructia: Hydropower constructions*, 2nd edition, 1, Bucharest, Romania.
- Cotterell B., Rice, J. R. (1980), Slightly curved or kinked cracks, *Int. J. Fracture*, 16, 155-169.
- Dattoma V., Giancane S., Nobile R., Panella F.W. (2006), Fatigue life prediction under variable loading based on a new non-linear continuum damage mechanics model, *International Journal of Fatigue*, 28, 89-95.
- Das G., Sinha A.N., Mishra S.K. (1999), Bhattacharya D., Failure analysis of counter shafts of a centrifugal pump, *Engineering Failure Analysis* 6, 267-276.
- Davis J.R. (Ed.) (1996), *ASM Specialty Handbook - Carbon and Alloy Steels*, ASM International, Metals Park, OH, USA.
- Domazet Z., Krstulovic-Opapa L., Stupalo M. (2005), Fatigue cracks and failures in cement industry, shipbuilding and power plant facilities, *Engineering Failure Analysis* 12, 819-833.
- Dumitru I., (2009), *Bazele calculului la oboseală*, Ed. Eurostampa, Timișoara.
- Donahue R.J., Clark H.M., Atanmo P., Kumble R., McEvily A.J. (1972), Crack opening displacement and the rate of fatigue crack growth, *International Journal of Fracture Mechanics*, 8, 209-219.
- Egusquiza E., Valero C., Xingxing Huang, Jou E., Guardo A., Rodriguez C., (2012), Failure investigation of a large pump-turbine runner, *Engineering Failure Analysis* 23, 27-34.
- Elber W. (1970), Fatigue crack closure under cyclic tension, *Engineering Fracture Mechanics*, 2, 37-45.
- Esaklul K.A. (Ed.) (1996), *Handbook of Case Histories in Failure Analysis*, ASM International, Materials Park, 2, 348-353.
- Farfan S., Rubio-Gonzalez C., Cervantes-Hernandez T., Mesmacque G. (2004), High cycle fatigue, low cycle fatigue and failure modes of a carburized steel, *International Journal of Fatigue*, 26(6), 673-678.
- Fatemi A. , Yang L. (1998), Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials, *International Journal of Fatigue*, 20(1), 9-34.
- Fawaz S.A. (2008), Using the world's largest stress intensity factor database for fatigue life predictions, *First International Conference on Damage Tolerance of Aircraft Structures*, Delft, Netherland.
- Filipescu H., Caplescu C., **Pasca N.** (2014) Assessment of UMTS and averaged SED fracture criteria for U-notched specimens, *Key Engineering Materials*, Vols. 577-578 Trans Tech Publications, Switzerland, doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.577-578.113, 113-116.
- Forman R.G., Kearney V.E., Engle R.M. (1967), Numerical analysis of crack propagation in cyclic-loaded structures, *Journal of Basic Engineering*, 89, 459-464.
- Forsyth PJE (1969), *The physical basis of metal fatigue*. American Elsevier, New York.
- Frunzăverde D., Muntean S., Mărginean G., Câmpian V., Marșavina L., Terzi R., Șerban V. (2010) Failure analysis of a Francis turbine runner, *IOP Conf. Series: Earth and Environment Science* 12, 012007.
- Fu P., Johnson S. M., Settgast R. R., Carrigan C. R. (2012) Generalized displacement correlation method for estimating stress intensity factors, *Engineering Fracture Mechanics*, 88, 90-107.

- Gasiak G., Pawliczek R. (2003), Application of an energy model for fatigue life prediction of construction steels under bending, torsion and synchronous bending and torsion, *International Journal of Fatigue*, 25, 1339-1346.
- Glinka G. (1988), Relations between the strain energy density distribution and elastic-plastic stress-strain fields near cracks and notches and fatigue life calculation, in *Low Cycle Fatigue*, ASTM STP 942, Philadelphia, PA, American Society for Testing and Materials, 1002-1047.
- Heuler P., KläEtschke H. (2005), Generation and use of standardized load spectra and load-time histories, *International Journal of Fatigue*, 27, 974-990.
- Hult J.A., McClintock F.A. (1957), Elastic-plastic stress and strain distributions around sharp notches under repeated shear, *Journal of Applied Mechanics* 8, 51-58.
- Huo L., Wang D., Zhang, Y. (2005), Investigation of the fatigue behaviour of the welded joints treated by TIG dressing and ultrasonic peening under variable-amplitude load, *International Journal of Fatigue*, 27, 95-101.
- Huth H. J. (2005) *Fatigue Design of Hydraulic Turbine Runners*, PhD Thesis.
- Jahed H., Varvani-Farahani, A. (2006), Upper and lower fatigue life limits model using energy-based fatigue properties, *International Journal of Fatigue*, 28, 467- 473.
- Jianu Camelia (2013) *Cercetări asupra solicitărilor și tensiunilor din mecanismul de reglare al paletelor turbinelor hidraulice de tip Kaplan*, teza de doctorat, Resita,
- Jones T.L. (2011), *Handbook of Reliability Prediction Procedures for Mechanical Equipments*, Maryland, USA.
- Kachanov L.M. (1986), *Introduction to Continuum Damage Mechanics*, The Hague, Advanced Fracture Mechanics, New York, Oxford University Press.
- Kanninen M.F., Popelar C.H. (1985), *Advanced Fracture Mechanics*, New York, Oxford University Press.
- Karassik I.J., Messina J.P., Cooper P., Heald C.C. (2000), *Pump Handbook*, 3rd edition, McGraw-Hill, New York, USA.
- Khoo S. W., Karuppanan S. (2011), Stress intensity factor for cracks emanating from a shaft, *Journal of Applied Science* 11 (10), 1839-1844.
- Kim J., Paulino G. H. (2005), Consistent Formulations of the Interaction Integral Method for Fracture of Functionally Graded Materials, *Journal of Applied Mechanics*, 72, 351-364;
- Konda N., Arimochi K., Hirota K., Watanabe E., Toda M., Kitada H., Fukui T., Yamamoto M., Koh Y., Yajima H. (2003), Development of structural steel with superior resistance against fatigue crack growth, *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering OMAE*, 3, 35-44.
- Kujawski D. (2005), On assumptions associated with Keff and their implications on FCG predictions, *International Journal of Fatigue*, 27, 1267-1276.
- Kujawski D. (2001a), Enhanced model of partial crack closure for correlation of R-ratio effects in aluminum alloys', *International Journal of Fatigue*, 23, 95-102.
- Kujawski D. (2001b), A new driving force parameter for crack growth in aluminum alloys, *International Journal of Fatigue*, 23, 733-740.
- Kujawski D. (2001c), A new fatigue crack driving force parameter with load ratio effects, *International Journal of Fatigue*, 23, 239-246.
- Larsson S. G., Carlsson, A. J. (1973), Influence of non-singular stress terms and specimen geometry on small scale yielding at crack tips in elastic-plastic material, *J. Mech. Phys. Solids*, 21, 263-278.

- Laue S., Bomas H., Hoffmann, F. (2006), Influence of surface condition on the fatigue behaviour of specimens made of a SAE 5115 case-hardened steel, *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 29, 229-241.
- Lazzarin P., Zappalorto M., Yates J.R. (2007), Analytical study of stress distributions due to semi-elliptic notches in shafts under torsion loading, *International Journal of Engineering Science*, 45, 308-328.
- Lee B.L., Kim K.S., Nam K.M. (2003), Fatigue analysis under variable amplitude loading using an energy parameter, *International Journal of Fatigue*, 25, 621-631.
- Lee K.S., Song J.H. (2006), Estimation methods for strain-life fatigue properties from hardness, *International Journal of Fatigue*, 28, 386-400.
- Lee Y., Pan J., Hathaway R., Barkey M. (2005) *Fatigue Testing and Analysis Theory and Practice*, Butterworth-Heinemann, Amsterdam.
- Liu Y.M., Mahadevan S. (2007), A unified multiaxial fatigue damage model for isotropic and anisotropic materials, *International Journal of Fatigue*, 29, 347-359.
- Liu Shu, Yuh J. Chao, Xiankui Zhu (2004), Tensile-shear transition in mixed mode I/III fracture, *International Journal of Solids and Structures*, 41, 6147-6172.
- Manson SS, Hirschberg MH (1964) *Fatigue: an interdisciplinary approach*. Syracuse University Press, Syracuse, 133-138.
- Manson SS (1965) Fatigue: a complex subject—some simple approximations, *Exp Mech J Soc Exp. Stress Anal.* 5, 193-226.
- Maricic T., Haber D., Pejovic S. (2007), Standardization as prevention of fatigue cracking of hydraulic turbine-generator shaft, *IEEE Electrical Power Conference CD Montreal*.
- Marines I., Bin X., Bathias C. (2003), An understanding of very high cycle fatigue of metals, *International Journal of Fatigue*, 25, 1101-1107.
- Matsuishi M., Endo T., (1968) *Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress*, Paper presented to Japan Society of Mechanical Engineers, Fukuoka, Japan.
- Maymon G., Pine Mountain GA, (2005a), A unified and a Kmax crack growth models for aluminum 2024-T351, *International Journal of Fatigue*, 27, 629-638.
- Maymon G. (2005b), Probabilistic crack growth behavior of aluminum 2024-T351 alloy using the unified approach, *International Journal of Fatigue*, 27, 828-834.
- Meggiolaro M.A., Castro J.T.P. (2004), Statistical evaluation of strain-life fatigue crack initiation predictions, *International Journal of Fatigue*, 26, 463-476.
- Memon I.R., Zhang X., Cui D.Y. (2002), Fatigue life prediction of 3-D problems by damage mechanics with two-block loading, *International Journal of Fatigue*, 24, 29-37.
- Miller KJ (1987a), The behavior of short fatigue cracks and their initiation. Part I. A review of two recent books, *Fatigue Fract Eng Mater Struct*, 10, 75-91.
- Miller KJ (1987b), The behavior of short fatigue cracks and their initiation. Part II. A general summary, *Fatigue Fract Eng Mater Struct*, 10, 93-113.
- Miner M.A. (1945), Cumulative damage in fatigue, *J. Appl. Mech.*, 67, 159-164.
- Momcilovic D., Odanovic Z., Mitrovic R., Atanasovska I., Vuherer T. (2012), Failure analysis of hydraulic turbine shaft, *Engineering Failure Analysis* 20, 54-66.
- Muhammad W., Kashif Mairaj Deen (2010), Failure Analysis of Water Pump Shaft, *Journal of Failure Analysis and Prevention* 10, 161-166.
- Muntean S. (2008), *Analiza numerică a curgerii în turbinele hidraulice* Francis, Ed. Orizonturi Universitare, ISBN 978-973-638-355-7, Timișoara.

- Muntean S., Susan Resiga R.F., Bernad S., Anton I. (2004), Analysis of the Gamm Francis turbine distributor 3d flow for the whole operating range and optimization of the guide vane axis location, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, Transactions on Mechanics, 131-136.
- Muralidharan U., Manson S.S. (1988), A modified universal slopes equation for estimation of fatigue characteristics of metals, J. Eng. Mat. Tech., Trans. ASME, 110, 55-58.
- Murariu A., **Pasca N.** (2013) Application of Risk Based Inspection to heat exchangers of a chemical plant for heavy water production, Welding and Material Testing ISSN 1453-0392, 1, 9-13.
- Murariu A., **Pasca N.** (2011) Implementation of integrated risk management system in industrial process, ModTech International Conference – New face of TMCR, Chisinau, Rep. Moldova, ISSN 2069-6736, vol II, 733-736.
- Nakajima K., Nose, T., Ishikawa T. (2004), Effects of hard secondary phase on fatigue crack growth properties and fatigue properties of welded joint in heavy steel plate, Proceedings of Symposium on Welding Structures, Japan Welding Society, 335-342.
- Nakamura T., Parks D. (1992), Determination of elastic T-stress along Three-dimensional crack fronts using an interaction integral, Int. J. Solid Structures, 29, no.13, 1597-1611.
- Nakazawa H., Kodama S. (1987) Statistical fatigue testing method with 14 specimens – JSME Standard Method for Determination of S-N Curves, Current Japanese Materials Research, 2, 59-69.
- Natsume M., Hayashi Y., Akebono H., Kato M., Sugeta A. (2010) Fatigue properties and crack propagation behavior of stainless cast steel for turbine runner of hydraulic power generation, Procedia Engineering 2, 1273-1281.
- Năstase E.A. (2010), Olt river gorge between Turnu Roșu and Cozia – climatic study, PhD Thesis, Oradea University.
- Negru R., **Pasca N.**, Marsavina L., Muntean S., (2013), Fatigue Life Assessment of a Hydraulic Unit Shaft, ICEAF iunie 2013, Kos Greece, ISBN 978-960-88104-3-3.
- Negru R., Marsavina L., Muntean S., **Pasca N.** (2013) Fatigue Behaviour of Stainless Steel Used for Turbine Runners, Advanced Engineering Forum Vols. 8-9, Online available since 2013/Jun/27 at www.scientific.net, (2013) Trans Tech Publications, Switzerland, doi:10.4028/www.scientific.net/AEF.8-9.413, 413-420.
- Negru R., Marsavina L., Filipescu H., **Pasca N.** (2013), Investigation of Mixed Mode I/II Brittle Fracture Using ASCB Specimen, International Journal of Fracture, vol. 181, no.1, 155-161.
- Negru R., Muntean S., Marsavina L., Susan-Resiga R., **Pasca N.** (2012), Computation of stress distribution in a francis turbine runner induced by fluid flow, Computational Materials Science – ISI Journal, ISSN 0927-0256, 64, 253-259.
- Negru R. (2009), Teza de doctorat: Contribuții la studiul efectului de concentrare a tensiunilor cu aplicații în mecanica ruperii și oboseala materialelor, Ed. Politehnica.
- Neuber H. (1958), Theory of Notch Stresses, Springer Verlag.
- Newman J., Raju I.S. (1984), Stress-intensity factor equations for cracks in three-dimensional finite bodies subjected to tension and bending loads, NASA Report.

- Noroozi A.H., Glinka, G., Lambert, S. (2005), A two parameter driving force for fatigue crack growth analysis, *International Journal of Fatigue*, 27, 1277-1296.
- Nyberg C. (2007), Understanding Factors That Cause Shaft Failures, *Pumps & Systems*, 24-27.
- Oanca O., **Pasca N.**, Bordeasu I., Mitelea I. (2012) Horn Failure Analysis from Titan Alloy Used in Ultrasonic Cavitation Process, 21st International Conference on Metallurgy and Materials, Brno, Cehia, ISBN 978-80-87294-17-8.
- Ong J.H. (1993), An improved technique for the prediction of axial fatigue life from tensile data, *International Journal of Fatigue*, 15(3), 213-219.
- Paik J.K., Wang G., Thayamballi A.K., Lee J.M., Park Y.I. (2003), Time- dependent risk assessment of aging ships accounting for general/pit corrosion, fatigue cracking and local denting damage, *Transactions SNAME*, 111, 159-197.
- Paik J.K. et al. (2006), Report of Specialist Committee V.6: Condition Assessment of Aged Ships, in *Proceedings of the 16th International Ship and Offshore Structures Congress*, edited by P.A. Frieze and R.A. Shenoi, 20-25 August, Southampton, UK, 2, 269-320.
- Paik J.K, Melchers R.E. (2008) *Condition Assessment of Aged Structures*, Woodhead Publishing in Mechanical Engineering.
- Palin-Luc T., Lasserre S. (1998) An energy based criterion for high cycle multiaxial fatigue, *European Journal of Mechanics, A/Solids*, 17, No. 2, 237-251
- Palmgren A. (1924), Die Lebensdauer von Kugellagern (Durability of ball bearings), *ZDVI*, 68, Bo.14, 339 (in Germană).
- Paris P.C., Erdogan F. (1963), A critical analysis of crack propagation laws', *Journal of Basic Engineering*, 85, 528-534.
- Paris P.C., Gomez, M.P., Anderson, W.P. (1961), A rational analytical theory of fatigue, *The Trend in Engineering*, 13, 9-14.
- Pasca N.**, Marsavina L., Negru R., Muntean S. (2013), Estimation of the Stress Intensity Factor for 3D Cracked T – Joint, *Design, Fabrication and Economy of Metal Structures*, Springer, 273-280.
- Pasca N.**, Marsavina L., Muntean S., Negru R. (2012), Failure analysis of a storage pump shaft, *New trends in fatigue and fracture NT2F12*, Brasov, Romania, CD proceeding paper, 65-75.
- Pasca N.**, Murariu A., Marsavina L. (2011) Structure influence on the mechanical characteristics of polyurethane materials used in automotive industry, *ModTech International Conference - New face of TMCR*, Chisinau, Rep. Moldova, ISSN 2069-6736, vol II, 817-820.
- Pejovic S. (2011), White paper on Hydro Energy Storage, Technical Report, Toronto, Canada.
- Peterson RE (1959), Notch sensitivity. In: Sines G, Waisman JL, editors. *Metal fatigue*. New York: McGraw Hill, 293-306.
- Rice J. R. (1974), Limitations to the small-scale yielding approximation for crack-tip plasticity. *J. Mech. Phys. Solids*, 22, 17-26.
- Ritchie R.O. (1986), Small fatigue cracks: a statement of the problem and potential solutions, *Mater Sci Eng*, 84, 11-16.
- Roessle M.L., Fatemi A. (2000), Strain-controlled fatigue properties of steels and some simple approximations, *International Journal of Fatigue*, 22, 495-511.
- Roy S., Fisher J.W., Yen, B.T. (2003), Fatigue resistance of welded details enhanced by ultrasonic impact treatment (UIT), *International Journal of Fatigue*, 25, 1239-1247.

- Rusu O., Teodorescu M., Lascu-Simion N. (1992), *Oboseala Metalelor. Baze de calcul Vol. 1*, Ed. Tehnică, București.
- Sachs N.W. (2005), Understanding the Surface Features of Fatigue Fractures: How They Describe the Failure Cause and the Failure History, *Journal of Failure Analysis and Prevention* 5(2), 11-15.
- Sadananda K., Vasudevan, A.K. (2005), Fatigue crack growth behavior of titanium alloys, *International Journal of Fatigue*, 27, 1255-1266.
- Sadananda K., Vasudevan A.K. (2004), Non-propagating incipient cracks from sharp notches under fatigue, *Acta Materialia*, 52, 4239-4249.
- Sadananda K., Vasudevan A.K. (2003), Fatigue crack growth mechanisms in steels, *International Journal of Fatigue*, 25, 899-914.
- Sadananda K., Vasudevan A.K. (1997), Short crack growth and internal stresses, *International Journal of Fatigue*, 19(93), 99-108.
- Schijve J (1967), Significance of fatigue cracks in micro-range and macro-range, *ASTM STP 415:415-459*.
- Schutz W. (1996) A history of fatigue, *Engineering Fracture Mechanics*, 54(2), 263-300.
- Shaikh H., Khatak H.S., Gnanamoorthy J.B. (1993), Failure of a Service Water Pump Shaft, *Handbook of Case Histories in Failure Analysis*, ASM International, 345-347.
- Shang DG., Yao WX., Wang DJ. (1998), A new approach to the determination of fatigue crack initiation size, *Int J Fatigue*, 20, 683- 687.
- Shigley J. E., Mischke C. R. (1989) *Mechanical engineering Design*, Fifth Edition, McGraw-Hill Book Company, New York.
- Sih G.C. (1974), Strain-energy-density factor applied to mixed-mode crack problems, *Int J. Fracture*, 10, 305-321.
- Spitsen R., Kim D., Ramulu M., Flinn, B., Easterbrook E.T. (2004), The effects of post-weld cold working processes on the fatigue strength of low carbon steel resistance spot welds, *American Society of Mechanical Engineers, Manufacturing Engineering Division, Manufacturing Engineering and Materials Handling*, 15, 107-113.
- Steffen B. (2012), Prospects for pumped-hydro storage in Germany, *Energy Policy*, 45, 420-429.
- Stoychev S., Kujawski D. (2005), Analysis of crack propagation using K and K_{max} , *International Journal of Fatigue*, 27, 1425-1431.
- Susan-Resiga R., Muntean S., Hasmatuchi V., Anton I., Avellan F. (2010) Analysis and prevention of the vortex breakdown in the simplified discharge cone of a Francis turbine, *Journal of Fluid Engineering* 132, 051102.
- Susmel L., Taylor D. (2013) The Theory of Critical Distances to estimate finite lifetime of notched components subjected to constant and variable amplitude torsional loading. *Eng. Fract. Mech.*, 98, 64-79.
- Susmel L. (2009) *Multiaxial notch fatigue*, ISBN 1 84569 582 8, CRC Press USA.
- Susmel L., Taylor D. (2007) A novel formulation of the theory of critical distances to estimate lifetime of notched components in the medium-cycle fatigue regime. *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 30, 567-581.
- Susmel L., Taylor D. (2006) A simplified approach to apply the theory of critical distances to notched components under torsional fatigue loading. *Int. J. Fatigue*, 28, 417-430.
- Tada H., Paris P.C., Irwin G.R. (2000), *The Stress Analysis of Cracks Handbook*, Third Edition, ASME, USA.

- Taylor D. (2007), *The Theory of Critical Distances. A New Perspective in Fracture Mechanics*, Elsevier, Oxford, UK.
- Tiku S., Pussegoda N. (2003), In service non destructive evaluation of fatigue and fracture properties for ship structures, Ship Structure Committee, Vol. SSC-428, Washington DC.
- Tokaji K., Kohyama, K., Akita, M. (2004), Fatigue behaviour and fracture mechanism of a 316 stainless steel hardened by carburising, *International Journal of Fatigue*, 26, 543-551.
- Tscheegg E. K. (1983), Mode III and Mode I fatigue crack propagation behaviour under torsional loading, *Journal of Materials Science* 18, 1604-1614., 3
- Unger D. (1995), *Analytical fracture mechanics*, Academic Press, USA.
- Upadhyaya Y. S., Sridhara B. K. (2012), Fatigue Crack Initiation and Propagation Life Prediction of Materials, *International Conference on Mechanical, Electronics and Mechatronics Engineering (ICMEME'2012)* Bangkok, 13-18.
- Ursu D., **Pasca N.**, Grozescu I. (2013), Thermal and structural analysis for a reactor used in hydrothermal synthesis under supercritical condition, *Nonconventional Technologies Review*, Romanian Association of Nonconventional Technologies, Romania, vol. XVII (2), ISSN 1454-3087, 102-106.
- Vasudevan A.K., Sadananda K., Holtz R.L. (2005), Analysis of vacuum fatigue crack growth results and its implications, *International Journal of Fatigue*, 27, 1519-1529.
- Vasudevan A.K., Sadananda K. (2001), Analysis of fatigue crack growth under compression-compression loading, *International Journal of Fatigue*, 23, 365-374.
- Vasudevan A.K., Sadananda K., Louat N. (1994), A review of crack closure, fatigue crack threshold and related phenomena, *Materials Science and Engineering*, A188, 1-22.
- Wang X.S. et al. (1999), Prediction of fatigue life of carbon steel using only the tensile strength, in *Proceedings of the Seventh International Fatigue Congress (Fatigue'99)*, China, Higher Education Press, 845-850.
- Wang Z.W., Luo Y.Y., Zhou L.J., Xiao R.F., Peng G.J. (2008) Computation of dynamic stresses in piston rods caused by unsteady hydraulic loads, *Engineering Failure Analysis* 15, 28-37.
- Williams, M. (1957), On the stress distribution at the base of a stationary crack, *Journal of Applied Mechanics*, 24, 111-114.
- Williams M. (1956), The complex-variable approach to stress singularities, *J. Appl. Mech.*, 23, No. 3, 477-491.
- Wullaert R.A. (1978), Fracture Toughness Predictions from Charpy V-Notch Data, What Does the Charpy Test Really Tell Us?: *Proceedings of the American Institute of Mining, Metallurgical and Petroleum Engineers*, American Society for Metals.
- Yang L., Fatemi, A. (1998), Cumulative fatigue damage mechanisms and quantifying parameters: A literature review, *Journal of Testing and Evaluation*, 26(2), 89-100.
- Ye D.Y., Matsuoka S., Suzuki N., Maeda, Y. (2004), Further investigation of Neuber's rule and the equivalent strain energy density (ESED) method, *International Journal of Fatigue*, 26, 447-455.
- Zappalorto M., Lazzarin P., Yates J.R. (2008), Elastic stress distributions for hyperbolic and parabolic notches in round shafts under torsion and uniform

-
- antiplane shear loadings, *International Journal of Solids and Structures*, 45, 4879-4901.
- Zhang J.Z, He X.D., Du S.Y. (2005), Analyses of the fatigue crack propagation process and stress ratio effects using the two parameter method, *International Journal of Fatigue*, 27, 1314-1318.
- Zhu M-L, et al. (2013), Interpreting load ratio dependence of near-threshold fatigue crack growth by a new crack closure model, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijpvp.2013.04.015>.
- *** Ansys V.12. User's Guide, Ansys Inc., (2010).
- *** ASTM E 1049 – 97 (Reapproved 2005) Standard Practices for Cycle Counting în Fatigue Analysis.
- *** (2009), Contract de Cercetare Nr. 71-113.03/05.11.2009, Cercetări și experimentări privind creșterea performanțelor turbinelor Francis FVM de 57.5 – 128.5 de la CHE Brădișor.
- *** Military Handbook – MIL-HDBK-5H (2003).: *Metallic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures*. Knovel Interactive Edition, U.S. Department of Defense.
- *** STAS 791-66, Oțeluri aliate și înalt aliate pentru construcții de mașini.
- *** STAS 6855-69, Oțel aliat refractar și anticorrosiv turnat în piese.
- *** Quick Look Report (2009) nr.078/50134960, MPA Stuttgart, Universităt Stuttgart.

LISTA LUCRĂRILOR

Ing. Niculai PAȘCA

- [1] Negru R., L. Marsavina, H. Filipescu, **N. Pasca** INVESTIGATION OF MIXED MODE I/II BRITTLE FRACTURE USING ASCB SPECIMEN, International Journal of Fracture – ISI Journal, mai 2013, ISSN 0376-9429, Imprint:Springer, vol.181, pp.155-161.
- [2] R. Negru, S. Muntean, L. Marsavina, R. Susan-Resiga , **N. Pasca** COMPUTATION OF STRESS DISTRIBUTION IN A FRANCIS TURBINE RUNNER INDUCED BY FLUID FLOW, Computational Materials Science, noiembrie 2012, ISSN: 0927-0256, Imprint: ELSEVIER, volum 64, pp.253-259.
- [3] Pasca N., L. Marsavina, R. Negru, S. Muntean ESTIMATION OF THE STRESS INTENSITY FACTOR FOR 3D CRACKED T – JOINT, Miskolc (Springer Link) DFE April 2013, ISBN 978-3-642-36690-1, pp.273-280
- [4] Negru R., Marsavina L., Muntean S., **N. Pasca** FATIGUE BEHAVIOUR OF STAINLESS STEEL USED FOR TURBINE RUNNERS, Advanced Engineering Forum Vols. 8-9 (2013) pp 413-420, Online available since 2013/Jun/27 at www.scientific.net, (2013) Trans Tech Publications, Switzerland, doi:10.4028/www.scientific.net/AEF.8-9.413.
- [5] O.Oanca., **N.Pasca.**, I.Bordeasu, I.Mitelea HORN FAILURE ANALYSIS FROM TITAN ALLOY USED IN ULTRASONIC CAVITATIONAL PROCESS, 21st International Conference on Metallurgy and Materials, Metal 2012, Brno, Cehia, ISBN 978-80-87294-17-8, Mai 2012.
- [6] D. Ursu, **N. Pasca**, I. Grozescu THERMAL AND STRUCTURAL ANALYSIS FOR A REACTOR USED IN HYDROTHERMAL SYNTHESIS UNDER SUPERCRITICAL CONDITION, Nonconventional Technologies Review, Romanian Association of Nonconventional Technologies, Romania, vol. XVII (2), ISSN 1454-3087, 2013, pp.102-106.
- [7] R. Negru, **N. Pasca**, L. Marsavina, S. Muntean FATIGUE LIFE ASSESSMENT OF A HYDRAULIC UNIT SHAFT, ICEAF, iunie 2013, Kos Greece, ISBN 978-960-88104-3-3.
- [8] **N.Pasca**, A.Murariu, L.Marsavina STRUCTURE INFLUENCE ON THE MECHANICAL CHARACTERISTICS OF POLYURETHANE MATERIALS USED IN AUTOMOTIVE INDUSTRY, ModTech International Conference - New face of TMCR, Chisinau, Rep. Moldova, ISSN 2069-6736, vol II, Mai 2011, pg.817-820.
- [9] O. Oanca, **N. Pasca**, A. Sarbu, E. Demian ULTRASONIC WELDING SIMULATION FOR METALLIC MATERIALS, ModTech International Conference - New face of TMCR, Chisinau, Rep. Moldova, ISSN 2069-6736,vol II, Mai 2011, pg.773-776.

- [10] A. Murariu, **N. Pasca** IMPLEMENTATION OF INTEGRATED RISK MANAGEMENT SYSTEM IN INDUSTRIAL PROCESS, ModTech International Conference – New face of TMCR, Chisinau, Rep. Moldova, ISSN 2069-6736, vol II, Mai 2011, pg.733-736.
- [11] C.Toma., **N.Pasca**, V.Bardean, O.Oanca, C.Ciuca ULTRASONIC MICROJOINTS FOR NONFERROUS MATERIALS Al-Cu, ModTech International Conference - New face of TMCR, Sinaia, Romania, ISSN 2069-6736, vol II, Mai 2012, pg.965-969.
- [12] **N. Pasca**, L. Marsavina, S. Muntean, R. Negru FAILURE ANALYSIS OF A STORAGE PUMP SHAFT, New trends in fatigue and fracture NT2F12 , Brasov, Romania, Mai 2012, CD proceeding paper, pp. 65-75.
- [13] Filipescu H., Caplescu C., **Pasca N.** (2014) Assessment of UMTS and averaged SED fracture criteria for U-notched specimens, Key Engineering Materials, Vols. 577-578 Trans Tech Publications, Switzerland, doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.577-578.113, 113-116.
- [14] **N. Pasca**, R. Negru, L. Marsavina, S. Muntean (2013) Fatigue Life Assessment of a Hydraulic Unit Shaft Workshop Romania-Germania, Growth9 iulie 2013, Timisoara.
- [15] A. Murariu, **Pasca N.** (2013) Application of Risk Based Inspection to heat exchangers of a chemical plant for heavy water production, Welding and Material Testing – B+, ISSN 1453-0392, Nr 1, 2013, 9-13.



**Curriculum vitae
Europass**



Informații personale

Nume / Prenume

PASCA, Niculai

Adresă(e)

Bl.317, Sever Bocu, 300242, Timisoara, Romania

Telefon(oane)

Mobil: 0742608056

E-mail(uri)

Nicu.pasca@mec.upt.ro

Naționalitate(-tăți)

Romana

Data nașterii

16.11.1984

Sex

Masculin

Experiența profesională

Perioada

Aug. 2013 -Prezent

Funcția sau postul ocupat

Inginer testare

Activități și responsabilități principale

Testare componente electronice (vibratii mecanice, socuri mecanice, intindere, compresiune)

Numele și adresa angajatorului

Continental Automotive Timisoara, Romania

Tipul activității sau sectorul de activitate

Cercetare&Dezvoltare

Perioada

Noi. 2008-Aug. 2013

Funcția sau postul ocupat

Inginer Cercetare

Activități și responsabilități principale

Cercetare in domeniul incercarilor de materiale si sudura

Numele și adresa angajatorului

ISIM Timisoara

Tipul activității sau sectorul de activitate

Cercetare&Dezvoltare

Educație și formare

Perioada

2010-2014

Calificarea / diploma obținută

Doctor Inginer

Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Rezistența Materialelor, Știința Materialelor
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Universitatea Politehnică Timișoara, Facultatea de Mecanică
Nivelul în clasificarea națională sau internațională	ISCED Level 8
Perioada	2008-2010
Calificarea / diploma obținută	Master
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Element Finit, Oboseala Materialelor
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Universitatea Politehnică Timișoara, Facultatea de Mecanică
Nivelul în clasificarea națională sau internațională	ISCED Level 7
Perioada	2003-2008
Calificarea / diploma obținută	Inginer Mecanic
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Ingineria Transporturilor
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Universitatea Politehnică Timișoara, Facultatea de Mecanică
Nivelul în clasificarea națională sau internațională	ISCED Level 6
Perioada	1999-2003
Calificarea / diploma obținută	Bacalaureat
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Matematică-Informatică
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Colegiul Tehnic de Transporturi Transilvania Cluj-Napoca
Nivelul în clasificarea națională sau internațională	Level 6
Aptitudini și competențe personale	
Limba(i) maternă(e)	Romana
Limba(i) străină(e) cunoscută(e)	Engleza

Competențe și aptitudini tehnice	Analiza cu element Finit, Oboseala Materialelor, Mecanica Ruperii
Competențe și aptitudini de utilizare a calculatorului	Certificat operare si programare calculator 2003
Permis(e) de conducere	Categ. B
Hobby	Sportul, Pescuitul, Calatoritul