

Dinamička izdržljivost brodskih konstrukcija

Tomašević, Stipe

Scientific master's theses / Magistarski rad

2003

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:444983>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-05**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

**DINAMIČKA IZDRŽLJIVOST
BRODSKIH KONSTRUKCIJA**

MAGISTARSKI RAD

Mentor: akademik Ivo Senjanović

Stipe Tomašević

ZAGREB, 2003.

PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU

UDK: 629.5.620.1

Ključne riječi: brodske konstrukcije, zamor materijala, dinamička izdržljivost

Znanstveno područje: TEHNIČKE ZNANOSTI

Znanstveno polje: Brodogradnja

Institucija u kojoj je rad izrađen: Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb

Mentor rada: akademik Ivo Senjanović

Broj stranica: 214

Broj slika: 198

Broj tablica: 20

Broj korištenih bibliografskih jedinica: 78

Datum obrane: 19.03.2003.

Povjerenstvo:

dr. sc. Većeslav Čorić, red. prof. – predsjednik povjerenstva

akademik Ivo Senjanović – voditelj magistarskog rada

dr. sc. Slobodan Kralj, red. prof. – član

dr. sc. Kalman Žiha, izv.prof. – član

dr. sc. Nenad Vulić, Hrvatski registar brodova, docent, FESB Split - član

Institucija u kojoj je rad pohranjen: Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb

ZAHVALA

Prvenstveno se zahvaljujem mentoru, akademiku Ivi Senjanoviću, na uključivanju u znanstveno-istraživački projekt *Brodске i pomorske konstrukcije* Ministarstva znanosti i tehnologije Republike Hrvatske te na poticaju za izradu rada na temu zamora brodskih konstrukcija, kao i na osiguravanju literature, savjetima i pomoći pri izradi rada.

Dr.sc. Jošku Parunovu zahvaljujem na strpljenju i pomoći pri izradi ovog rada. Nekoliko me puta vratio sa stranputice, čime je pridonio povećanju kvalitete rada.

Dr.sc. Zoranu Mravku zahvaljujem na ustupljenoj literaturi i pomoći prilikom izrade dijela rada koji se odnosi na njihanje broda na uzburkanom moru.

Na kraju, zahvaljujem se i svom kolegi iz ureda, mr.sc. Smiljku Rudanu, na izuzetnom strpljenju i najraznovrsnijom pomoći, uključujući i onu moralnu, u posljednjoj godini dana, koliko je trajala izrada ovog rada.

SADRŽAJ

PREDGOVOR	iv
SAŽETAK	v
SUMMARY	vi
KLJUČNE RIJEČI	vii
POPIS OZNAKA	viii
POPIS SLIKA	xii
POPIS TABLICA	xvii
1 Uvod	1
2 Zamor brodskih konstrukcija	3
2.1 Povijesni pregled	3
2.2 Mehanizam zamaranja materijala	6
2.2.1 Začetak pukotina	6
2.2.2 Napredovanje pukotina	10
2.2.3 Konačni lom	12
2.2.4 Izgled površine loma	12
2.3 Uzroci pojave zamora brodskih konstrukcija	16
2.3.1 Oblikovanje konstrukcijskih detalja	16
2.3.2 Oštećenja u zavarenim spojevima	18
2.3.3 Zaostala naprezanja	23
2.3.4 Upotreba čelika povišene čvrstoće	26
2.3.5 Korozija	27
2.4 Kritični detalji brodskih konstrukcija	30
2.4.1 Tankeri	30
2.4.2 Brodovi za prijevoz rasutih tereta	32
2.4.3 Kontejnerski brodovi	33
2.5 Produljenje životnog vijeka konstrukcijskih detalja	35
2.5.1 Bolje oblikovanje konstrukcijskih detalja	36
2.5.2 Postupak zavarivanja i način izvođenja zavara	43
2.5.3 Poboljšanje geometrije zavara	46
2.5.3.1 Tehnike brušenja	46
2.5.3.2 Tehnike protaljivanja	47
2.5.4 Izmjena polja zaostalih naprezanja	49
2.5.4.1 Postupci uvođenja zaostalih tlačnih naprezanja	50
2.5.4.2 Postupci toplinskog oslobađanja zaostalih naprezanja	53
2.5.5 Kombiniranje tehnika poboljšanja dinamičke čvrstoće	54
2.5.6 Usporedba postupaka poboljšanja dinamičke čvrstoće	56
3 Metode proračuna zamornog oštećenja	59
3.1 Zamorna opterećenja brodskih konstrukcija	60
3.1.1 Proračun hidrodinamičkog opterećenja	60
3.1.1.1 Osnovni problem granične vrijednosti	60

3.1.1.2	Teorija linearnih (Airyjevih, sinusoidalnih) valova	63
3.1.1.3	Susretna frekvencija	69
3.1.1.4	Brod na valovima	71
3.1.1.5	Njihanje broda na harmonijskim valovima	72
3.1.1.6	Metoda odsječaka	77
3.1.1.7	Panel metoda	80
3.2	Određivanje dugoročne razdiobe naprezanja	83
3.2.1	Definiranje naprezanja u analizi zamornog oštećenja	83
3.2.1.1	Nazivno naprezanje	83
3.2.1.2	Žarišno naprezanje	84
3.2.1.3	Zarežno naprezanje	87
3.2.2	Dugoročna raspodjela naprezanja	88
3.2.2.1	Oceanski valovi kao ergodičan homogen stacionaran slučajni proces	88
3.2.2.2	Spektralna gustoća energije vala	93
3.2.2.3	Odziv na morskome valovlju	101
3.2.2.4	Dugoročna raspodjela naprezanja	104
3.3	Dinamička izdržljivost konstrukcijskih detalja	107
3.3.1	S-N krivulje	107
3.3.1.1	Ispravci pokusnih S-N krivulja	110
3.3.1.2	Projektne S-N krivulje	114
3.3.2	Krivulje brzine rasta pukotine	118
3.4	Procjena zamornog vijeka	124
3.4.1	Pristup S-N krivulje	124
3.4.1.1	Hipoteza linearnog akumuliranja oštećenja	125
3.4.1.2	Zatvoreni oblik jednadžbe za proračun zamornog vijeka	128
3.4.1.3	Pristup nazivnog naprezanja	132
3.4.1.4	Pristup žarišnog naprezanja	133
3.4.1.5	Pristup zareznog naprezanja	134
3.4.1.6	Pristup zarezne deformacije	135
3.4.2	Pristup mehanike loma	137
3.4.2.1	Faktor intenzivnosti naprezanja	137
3.4.2.2	Linearna akumulacija oštećenja	139
3.4.3	Vjerojatnosni pristup	142
3.4.3.1	Vjerojatnosni pristup S-N krivulje	143
3.4.3.2	Vjerojatnosni pristup mehanike loma	147
4	Pregled postupaka procjene dinamičke izdržljivosti prema pravilima klasifikacijskih društava	150
4.1	Općenito	150
4.2	Det Norske Veritas	154
4.3	Bureau Veritas	156
4.4	Germanischer Lloyd	159
5	Određivanje životnog vijeka spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom na suvremenom suezmax tankeru s dvostrukom oplatom	162
5.1	Uvod	162
5.2	Osnovne izmjere broda	163
5.3	Proračun životnog vijeka pristupom zareznog naprezanja prema pravilima Det Norske Veritasa	167
5.3.1	Hidrodinamičko opterećenje	167

5.3.2 Odziv konstrukcije	168
5.3.2.1 Globalni model konstrukcije	169
5.3.2.2 Lokalni model konstrukcijskog detalja (podmodel)	171
5.3.2.3 Postupak ekstrapoliranja naprezanja	174
5.3.2.4 Određivanje prijenosnih funkcija amplituda zareznog naprezanja	176
5.3.3 Dugoročna razdioba naprezanja	176
5.3.4 Dinamička izdržljivost konstrukcijskog detalja	178
5.3.5 Proračun zamornog oštećenja	178
5.4 Proračun životnog vijeka pojednostavljenim postupkom prema pravilima Det Norske Veritasa	180
5.5 Proračun životnog vijeka pojednostavljenim postupkom prema pravilima Bureau Veritasa	183
5.6 Usporedba rezultata	184
6 Zaključci i smjernice za daljnja istraživanja	185
LITERATURA	187
KRATKI ŽIVOTOPIS	190
PRILOG A	A-1

PREDGOVOR

Magistarski rad nastao je u okviru znanstveno-istraživačkog projekta *Brodске i pomorske konstrukcije* Ministarstva znanosti i tehnologije Republike Hrvatske, broj 120012. Unutar njega pokušalo se cjelovito obuhvatiti problem zamora detalja brodskih konstrukcija, od analize mehanizma zamaranja materijala i uzroka nastanka zamornih pukotina u konstrukcijskim detaljima, do pregleda i usporedbe metoda određivanja dinamičke izdržljivosti i proračuna životnog vijeka odabranog detalja spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom na suezmax tankeru s dvostrukom oplatom suvremenim detaljnim proračunom.

SAŽETAK

Učestale pomorske nesreće, osobito tankera i brodova za prijevoz rasutih tereta, vratile su zamor detalja brodskih konstrukcija, koji je prepoznat kao značajan uzročnik takvih problema, u žižu zanimanja istraživača diljem svijeta. U radu se pokušava cjelovito sagledati ovaj aktualan problem. Opisan je mehanizam zamaranja materijala. Analizirani su uzroci nastanka zamornih pukotina u detaljima brodskih konstrukcija. Iznesene su mjere pomoću kojih je moguće poboljšati dinamičku izdržljivost detalja. Detaljno su razmatrani svi koraci u proračunu životnog vijeka. Opisana su dva najuobičajenija pristupa procjeni dinamičke čvrstoće – pristup S-N krivulje i pristup mehanike loma. Iznesene su i osnove vjerojatnosnog pristupa. Prikazani su postupci koje klasifikacijska društva primjenjuju u analizama detalja brodskih konstrukcija. Na kraju su provedeni proračuni životnog vijeka prema pravilima klasifikacijskih društava.

SUMMARY

Due to the increasing number of accidents at sea, especially ones that included tankers and bulk carriers, researchers across the world are greatly interested in the fatigue of ship structural details, which is recognized as one of the main causes of such accidents. In this thesis problem of fatigue of structural details is thoroughly analysed. Fatigue mechanism is described. Causes for fatigue crack nucleation in ship structural details are analysed. Methods for the improvement of the fatigue strength of ship structural details are given. All steps in fatigue life calculation are analysed in details. Two most common approaches to life prediction, S-N curve approach and fracture mechanics approach, are described. The basis of the probabilistic approach is given. Procedures that classification societies use in ship structural detail analysis are described. At the end, fatigue life calculations are performed according to the guidelines of the classification societies.

KLJUČNE RIJEČI

Brodске konstrukcije, zamor materijala, dinamička izdržljivost.

KEYWORDS

Ship structures, fatigue, fatigue strength.

POPIS OZNAKA

A_{kj}, B_{kj}, C_{kj}	- hidrodinamički koeficijenti
a_k	- faktor korelacije globalnih naprezanja
a_t	- dužina tanka, m
a_x	- ubrzanje uslijed zalijetanja broda, m/s^2
a_y	- ubrzanje uslijed zanošenja i zaošijanja broda, m/s^2
a_z	- ubrzanje uslijed poniranja broda, m/s^2
\bar{a}	- parametar S-N krivulje, točka presjecišta $\log N$ osi
B	- širina broda, m
b	- dužina stranice koljena, mm
b_f	- ekvivalentna širina pojasa nosača, mm
b_k	- faktor korelacije lokalnih naprezanja
b_t	- visina tanka, mm
C	- parametar rasta pukotine
C_B	- koeficijent istisnine
C_{XY}	- kovarijanca slučajnih varijabli X i Y
D	- zamorno oštećenje
D_b	- visina broda, m
da/dN	- brzina rasta pukotine, mm/ciklus
$E[X]$	- očekivanje slučajne varijable
f_e	- faktor očekivanog stanja mora
f_m	- faktor srednjih naprezanja
F_j	- kompleksne amplitude uzbudnih sila i momenata
$F(\tilde{x})$	- funkcija razdiobe vršnih vrijednosti
$F(\Delta\sigma)$	- funkcija razdiobe raspona vršnih naprezanja
$F(\sigma_a)$	- funkcija razdiobe vršnih vrijednosti naprezanja
$[f(\sigma)]_L$	- funkcija vjerojatnosti dugoročne razdiobe vršnih vrijednosti
$f(\phi)$	- funkcija smjera
$f(x)$	- funkcija vjerojatnosti kontinuirane varijable
$f(\tilde{x})$	- funkcija vjerojatnosti vršnih vrijednosti
$[f(\sigma)]_{ijkl}$	- funkcija vjerojatnosti kratkoročne razdiobe vršnih vrijednosti
$G(\omega)$	- frekvencijska funkcija (Fourierove transformacije)
$g(t)$	- vremenska funkcija (Fourierove transformacije)
h	- parametar mjerila Weibullove razdiobe, MPa

h_m	- dubina mora, m
H	- visina uzdužnjaka, mm
\bar{H}	- srednja valna visina, m
H_S	- značajna valna visina, m
h_{db}	- širina tanka u dvoboku, mm
i_a	- moment otpora poprečnog okvira, mm ³
i_b	- moment otpora uzdužne proveze, mm ³
I_a	- moment inercije poprečnog okvira, mm ⁴
I_b	- moment inercije uzdužne proveze, mm ⁴
k	- valni broj
K_{SIF}	- faktor intenzivnosti naprezanja
ΔK	- raspon faktora intenzivnosti naprezanja
ΔK_C	- kritična vrijednost raspona faktora intenzivnosti naprezanja
ΔK_{th}	- granična vrijednost raspona faktora intenzivnosti naprezanja
K_{axial}	- faktor koncentracije uzdužnog naprezanja
K_{SCF}	- faktor koncentracije naprezanja
$K_{bending}$	- faktor koncentracije savojnog naprezanja
K_w	- faktor koncentracije zarezanog naprezanja zbog zavara
L	- dužina broda, m
L	- životni vijek, godine
l	- efektivna dužina nosača, mm
l_s	- razmak rebara, mm
M_{jk}	- komponente matrice popoćenih sila
$M_{wo,h}$	- moment savijanja trupa kod pregiba broda, kNm
$M_{wo,s}$	- moment savijanja trupa kod progiba broda, kNm
M_h	- horizontalni moment savijanja trupa, kNm
m	- parametar S-N krivulje (negativni recipročni nagib)
m_i	- spektralni moment i-tog reda, m ² /s ⁱ
\mathbf{n}	- vektor normale površine
n_{0l}	- visina neutralne osi iznad osnovke, m
n_0	- zadani broj ciklusa opterećenja
\bar{n}	- srednji broj odziva
p_e	- vanjski hidrodinamički tlak, kN/m ²
P_f	- dopuštena vjerojatnost oštećenja
p_i	- unutarnji hidrodinamički tlak, kN/m ²
p_0	- atmosferski tlak, bar
q	- parametar oblika Weibullove razdiobe
$R(\tau)$	- autokorelacijska funkcija

r_a	- udaljenost zavara od neutralne osi dvoboka, mm
S	- širina oplata iznad i ispod proveze, mm
$S(\omega)$	- funkcija spektralne gustoće
$S(\omega, H_s, T_z)$	- ordinata Pierson-Moskowitz spektra
s	- razmak uzdužnjaka, mm
t	- širina, dužina ili visina konačnog elementa, mm
t_b	- debljina koljena, mm
t_f	- ekvivalentna debljina pojasa nosača, mm
t_{fr}	- debljina poprečnog okvira, mm
t_p	- debljina oplata, mm
T_P	- period posrtanja broda, s
t_{p2}	- debljina unutarnje oplata, mm
T_R	- period ljuljanja broda, s
T_S	- valni period, s
\bar{T}	- srednji valni period, s
t_w	- debljina struka, mm
U	- brzina gibanja tijela, m/s
v	- brzina broda, čvor
\mathbf{V}	- vektor brzine čestice fluida, m/s
X	- slučajna varijabla
$X(t)$	- slučajni proces, uzbuda linearnog sustava
$\tilde{X}_{1/3}$	- značajna vrijednost (valne visine, m)
x	- udaljenost žarišne točke od kraja nosača, mm
$Y(t)$	- odziv linearnog sustava
z	- položaj iznad osnovke broda, m
z_{01}	- udaljenost pojasa nosača od neutralne osi, mm
Z_S	- moment otpora na vrhu pojasa nosača, m ³
Z_V	- vertikalni moment otpora glavnog rebra – paluba i bok, m ³
$w(H_s, T_z)$	- funkcija vjerojatnosti pojave određenog stanja mora
$w(L)$	- težinski faktor stanja krcanja broda
$w(V)$	- težinski faktor brzine broda
β	- kut širenja valova, rad
χ	- faktor sigurnosti,
ε	- širina pojasa spektra
Φ	- funkcija razdiobe vjerojatnosti Gaussove razdiobe
ϕ	- potencijal brzine tekućine
φ	- kut nailaska valova, rad

γ	- fazni kut, rad
Γ	- Gamma funkcija
η_k	- amplituda harmonijskog gibanja
η_L	- očekivani broj odziva u životnom vijeku broda
μ	- očekivanje slučajne varijable
ρ	- gustoća tekućine, kg/m ³
ρ_{XY}	- koeficijent korelacije slučajnih varijabli X i Y
Ω	- ukupna energija slučajnog procesa
ω	- valna frekvencija, rad/s
ω_e	- frekvencija susretanja, rad/s
σ	- standardna devijacija slučajne varijable naprezanja, MPa
σ_{glob}	- globalno naprezanje, MPa
σ_{loc}	- lokalno naprezanje, MPa
σ_{nom}	- nazivno naprezanje, MPa
σ^2	- varijanca slučajne varijable naprezanja, (MPa) ²
$\Delta\sigma_G$	- raspon globalnih naprezanja, MPa
$\Delta\sigma_l$	- raspon lokalnih naprezanja, MPa
$\Delta\sigma_0$	- raspon rezultirajućih naprezanja, MPa
τ	- vremenski interval, s
ξ	- amplituda vala, m

POPIS SLIKA

Slika 2.1	Shematski prikaz nastanka zamornog loma [9]	6
Slika 2.2	Klizanje dislokacije [10]	7
Slika 2.3	Plastična deformacija [10]	8
Slika 2.4	Razvoj pojasa klizanja [12]	8
Slika 2.5	Stvaranje udubina i izbočina na slobodnoj površini [11]	9
Slika 2.6	Pojednostavljeni prikaz nehomogene raspodjele naprezanja na površini materijala [12]	9
Slika 2.7	Ovisnost broja začetaka pukotina o razini naprezanja [12]	10
Slika 2.8	Produljenje pukotine u jednom ciklusu opterećenja [12]	11
Slika 2.9	Napredovanje zamornih pukotina [6]	11
Slika 2.10	Mikrostrukturne kratke pukotine ispod granice zamora [12]	12
Slika 2.11	Shematski prikaz površine zamornog loma [9]	13
Slika 2.12	Podudarnost brazdi i ciklusa opterećenja za vrijeme rasta makropukotine [12]	13
Slika 2.13	Pojasevi rasta koji odražavaju promjenljivi raspon opterećenja [11]	14
Slika 2.14	Pojasevi rasta nastali uslijed oksidacije dok je osovina mirovala [13]	14
Slika 2.15	Riječne šare koje ukazuju na ishodište zamorne pukotine [5]	15
Slika 2.16	Koncentracija naprezanja na promjeni presjeka [14]	16
Slika 2.17	Učinak koncentracije naprezanja na dinamičku čvrstoću [14]	17
Slika 2.18	Faktor koncentracije naprezanja kod smanjenja debljine [12]	18
Slika 2.19	Nastanak zamorne pukotine zbog superponiranja koncentratora naprezanja [12]	18
Slika 2.20	Scenariji nastanka i rasta pukotina [12]	19
Slika 2.21	Različite vrste oštećenja zavara [11]	19
Slika 2.22	Mikroskopska oštećenja zavara [11]	20
Slika 2.23	Primjeri nepodudaranja: (a) linearno kod križnog spoja; (b) kutno kod sučeljenog spoja; (c) linearno kod sučeljenog spoja [14]	20
Slika 2.24	Utjecaj nepodudaranja na smanjenje zamorne čvrstoće [11]	20
Slika 2.25	Ugorina [11]	21
Slika 2.26	Uključine troske kod sučeljenog zavara [14]	21
Slika 2.27	Pukotine uslijed skrućivanja sučeljenog zavara [11]	22
Slika 2.28	Nedostatno spajanje [11]	22
Slika 2.29	Nepotpuno prodiranje iz kojeg se razvila zamorna pukotina [14]	22
Slika 2.30	Zaostala naprezanja: (a) dugoročna; (b) kratkoročna [11]	23
Slika 2.31	Zaostala naprezanja na rubu otvora [12]	23
Slika 2.32	Zaostala naprezanja kao posljedica hladnog valjanja [12]	24
Slika 2.33	Stvaranje zaostalih naprezanja pri zavarivanju: (a) skupljanje zavara bez ograničenja; (b) skupljanje ograničenog zavara [14]	24
Slika 2.34	Uobičajena raspodjela zaostalih naprezanja u zavarenom spoju [14]	25
Slika 2.35	Krivulja vijeka trajanja za epruvete sa zaostalim naprezanjima i bez njih [17]	25
Slika 2.36	Dinamička čvrstoća u funkciji granice tečenja [11]	26
Slika 2.37	Brzina rasta pukotine za različite materijale [12]	26
Slika 2.38	Rezultati pokusa zamora za kutne zavare [14]	27
Slika 2.39	Korozivna jama na površini aluminijske legure [12]	27
Slika 2.40	Učinak korozivnih jama na S-N krivulju nezarezanih epruveta iz aluminija [12]	28
Slika 2.41	Učinak korozije na brzinu rasta pukotine [20]	28
Slika 2.42	Učinak katodne zaštite na S-N krivulje [11]	29
Slika 2.43	Kritični konstrukcijski detalji kod VLCC tankera s dvostrukom oplatom [21]	30
Slika 2.44	Kritični konstrukcijski detalji kod brodova za prijevoz rasutih tereta [22]	33

Slika 2.45	Kritični konstrukcijski detalji kod kontejnerskih brodova [21]	33
Slika 2.46	Postupci poboljšavanja dinamičke čvrstoće naknadnom obradom zavarenog spoja [11]	36
Slika 2.47	Upute za projektiranje konstrukcijskih detalja tankera s dvostrukom oplatom [22]	37
Slika 2.48	Prijedlog nove i stara konfiguracija spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom tankera s dvostrukom oplatom [24]	38
Slika 2.49	Mjesto nastanka zamorne pukotine na spoju uzdužnjaka i okvirnog rebra	38
Slika 2.50	Konfiguracije detalja zgiba [25]	39
Slika 2.51	Rast pukotine u uzorcima s otvorenim i zatvorenim izrezom [25]	39
Slika 2.52	Rast pukotine u uzorku sa zavarenim limovima i sa savijenim limom [25]	40
Slika 2.53	Različite vrste koljena [26]	40
Slika 2.54	Definicija geometrije istraživanog bočnog rebra [28]	41
Slika 2.55	Učinak kuta podrezanosti na raspodjelu naprezanja u bočnom rebru [28]	41
Slika 2.56	Učinak udaljenosti D na raspodjelu naprezanja u bočnom rebru [28]	42
Slika 2.57	Učinak polumjera zakrivljenosti R na raspodjelu naprezanja u bočnom rebru [28]	42
Slika 2.58	Učinak udaljenosti d na raspodjelu naprezanja u bočnom rebru [28]	42
Slika 2.59	AWS poboljšani profil zavara i "pokus novčića" [11]	44
Slika 2.60	Rezultati ispitivanja zamora na cjevnim spojevima s poboljšanim profilom zavara [11]	44
Slika 2.61	Učinak kuta zavara na dinamičku čvrstoću sučeljenih spojeva čeličnih limova [12]	44
Slika 2.62	Bočni kut i polumjer vrha zavara [29]	45
Slika 2.63	Vrste križnih zavarenih spojeva [30]	45
Slika 2.64	Krivulje zamorne čvrstoće za različite vrste spojeva [30]	45
Slika 2.65	S-N krivulje sučeljenih spojeva [15]	46
Slika 2.66	Disk za brušenje [14]	46
Slika 2.67	Dubina brušenja [11]	47
Slika 2.68	Poboljšanja zamorne čvrstoće brušenjem rotacijskim brusom i diskom [11]	47
Slika 2.69	Naknadna obrada zavara TIG protaljivanjem [32]	48
Slika 2.70	Poboljšanje oblika zavara ostvareno TIG protaljivanjem [32]	48
Slika 2.71	Protaljivanje u dva prolaza [11]	48
Slika 2.72	Učinak TIG protaljivanja na zamornu čvrstoću [11]	49
Slika 2.73	Utjecaj položaja elektrode pri plazma protaljivanju na dinamičku čvrstoću [14]	49
Slika 2.74	Naknadna obrada zavara čekićanjem [32]	50
Slika 2.75	Alati za čekićanje: (a) pneumatski čekić; (b) svitak žice [14]	50
Slika 2.76	Poboljšanje zamorne čvrstoće postupkom čekićanja [11]	51
Slika 2.77	Tvrdoća u području vrha zavara [33]	51
Slika 2.78	Različita fizikalna područja dobivena obradom ultrazvučnim udarom [31]	51
Slika 2.79	Raspodjela zaostalih naprezanja postignuta sačmarenjem [12]	52
Slika 2.80	Produljenje životnog vijeka tehnikama utiskivanja [14]	52
Slika 2.81	Uvođenje polja tlačnih naprezanja oko otvora [12]	53
Slika 2.82	Točkasto zagrijavanje krajeva zavara: (a) raspodjela zaostalih naprezanja; (b) položaj točaka zagrijavanja [14]	53
Slika 2.83	Učinak točkastog zagrijavanja na dinamičku čvrstoću [14]	54
Slika 2.84	S-N krivulje uzoraka sa zaostalim naprezanjima i bez njih: (a) konstantni rasponi opterećenja; (b) promjenljivi rasponi opterećenja [17]	54
Slika 2.85	Poboljšanje zamorne čvrstoće kombiniranjem brušenja i čekićanja [11]	55
Slika 2.86	Poboljšanje zamorne čvrstoće kombiniranjem poboljšanog zavarivanja i sačmarenja [11]	55
Slika 2.87	Učinak tehnika poboljšanja primijenjenih na križne spojeve [36]	56

Slika 2.88	Učinak tehnika poboljšanja primijenjenih na križne spojeve elemenata izrađenih iz čelika povišene čvrstoće [11]	56
Slika 2.89	Usporedba karakterističnih krivulja Eurocoda 3 i onih postignutih poboljšavanjem razmatranih zavarenih spojeva [37]	58
Slika 3.1	Postupak procjene zamornog vijeka konstrukcijskih detalja [38]	59
Slika 3.2	Profil vala te kinematičkih i dinamičkih značajki dobivenih linearnom teorijom [40]	67
Slika 3.3	Putanje i brzine čestica dobivene linearnom teorijom [42]	68
Slika 3.4	Brod u plovidbi na harmonijskim valovima [41]	69
Slika 3.5	Definicija susretnih kutova [45]	70
Slika 3.6	Njihanje broda na valovima [40]	71
Slika 3.7	Superponiranje opterećenja valne uzbude i hidrodinamičkih opterećenja [40]	76
Slika 3.8	Idealizacija trupa u metodi odsječaka [48]	77
Slika 3.9	Rezultati gibanja usidrene barže na valovima u pramac [42]	78
Slika 3.10	Teorijske i izmjerene amplitude ljuljanja kružnog cilindra na valovima u bok [47]	79
Slika 3.11	Dvodimenzionalni problem zračenja [46]	79
Slika 3.12	Uz Frankovu metodu graničnog integrala [46]	80
Slika 3.13	Panelni model broda [49]	81
Slika 3.14	Definiranje vrsta naprezanja [23]	83
Slika 3.15	Nazivna naprezanja u grednom elementu [39]	84
Slika 3.16	Model skladišta tankera [23]	84
Slika 3.17	Žarišno naprezanje na površini elementa [52]	84
Slika 3.18	Faktor koncentracije naprezanja uslijed geometrijskog oblika detalja [38]	85
Slika 3.19	Ufinjavanje mreže na grubom modelu [53]	85
Slika 3.20	Raspodjela naprezanja u blizini zareza [52]	86
Slika 3.21	Tri definicije žarišnih naprezanja [54]	86
Slika 3.22	Zarezo naprezanje u vrhu zavara [39]	87
Slika 3.23	Faktor koncentracije naprezanja uslijed geometrije zavara [38]	87
Slika 3.24	Modeliranje polumjera vrha zavara [55]	88
Slika 3.25	Realizacija slučajnog procesa [41]	88
Slika 3.26	Funkcija gustoće vjerojatnosti i funkcija razdiobe vjerojatnosti [56]	89
Slika 3.27	Jednostrana i dvostrana funkcija spektralne gustoće srednjih vrijednosti kvadrata slučajnog procesa $X(t)$ [41]	96
Slika 3.28	Spektar varijance procesa morskog valovlja [46]	96
Slika 3.29	Pierson-Moskowitz spektar [11]	98
Slika 3.30	JONSWAP spektar [11]	99
Slika 3.31	Idealizirani i izmjereni usmjereni spektar [46]	100
Slika 3.32	Kutne komponente usmjerenog spektra [46]	100
Slika 3.33	Linearan sustav [41]	101
Slika 3.34	Odziv broda na nepravilnom valovlju [45]	103
Slika 3.35	Marsdenova područja [46]	104
Slika 3.36	Dijagram rasipanja valova za Sjeverni Atlantik [57]	105
Slika 3.37	Karakteristične razine naprezanja u ciklusu opterećenja [12]	107
Slika 3.38	Različite vrste opterećenja koje se primjenjuju u pokusima zamora [11]	108
Slika 3.39	S-N krivulje kod promjene omjera naprezanja [11]	108
Slika 3.40	Rezultati pokusa zamora [14]	109
Slika 3.41	Raspršenost rezultata ispitivanja [37]	109
Slika 3.42	Utjecaj debljine lima [14]	111
Slika 3.43	Utjecaj duljine privarenog komada [14]	111
Slika 3.44	Ovisnost faktora koncentracije naprezanja o debljini lima [58]	112
Slika 3.45	Geometrijski modeli učinka debljine lima [11]	112

Slika 3.46	Izmjene izvornog Pålmgren-Minerovog pravila [39]	113
Slika 3.47	Ovisnost S-N krivulje o okolini [11]	114
Slika 3.48	S-N krivulje Ministarstva energetike Velike Britanije [12]	115
Slika 3.49	Izvadak iz klasifikacije zavarenih spojeva prema DeN-u [11]	115
Slika 3.50	S-N krivulje Međunarodnog instituta za zavarivanje [39]	116
Slika 3.51	Izvadak iz klasifikacije zavarenih spojeva prema IIW-u [38]	117
Slika 3.52	Rezultati pokusa zamora za poprečno opterećene sučeljene spojeve [54]	117
Slika 3.53	Epruveta s oštrim zarezom po sredini [12]	118
Slika 3.54	Krivulja rasta pukotine [12]	119
Slika 3.55	Brzina rasta pukotine (a) u ovisnosti o duljini pukotine; (b) u ovisnosti o rasponu koeficijenta intenzivnosti naprezanja [12]	119
Slika 3.56	Krivulje brzine rasta pukotine za različite vrijednosti omjera naprezanja [12]	120
Slika 3.57	Efektivni raspon naprezanja i zatvaranje pukotine [12]	121
Slika 3.58	Krivulja brzine rasta pukotine [11]	121
Slika 3.59	Različiti pristupi S-N krivulje [19]	124
Slika 3.60	Razdioba naprezanja podijeljena u blokove konstantnog naprezanja [11]	125
Slika 3.61	Opadanje brzine rasta pukotine nakon preopterećenja [14]	126
Slika 3.62	Različit redoslijed blokova naprezanja primijenjen na zarezanu epruvetu [12]	126
Slika 3.63	Opterećenja promjenljive amplitude kod nultog srednjeg naprezanja [12]	127
Slika 3.64	Pristup nazivnog naprezanja [62]	133
Slika 3.65	Vrste žarišta kod zavarenih konstrukcija [54]	133
Slika 3.66	Model za računanje žarišnih naprezanja u slučaju b) sa slike 3.65 [52]	134
Slika 3.67	Krivulje $\sigma - \varepsilon$ materijala za St 37 i St E 690 [39]	135
Slika 3.68	Krivulje $\sigma - \varepsilon$ za osnovni materijal, metal zavara i ZUT [63]	135
Slika 3.69	Krivulja tečenja konstrukcijskog elementa [39]	136
Slika 3.70	Prikaz Neuberovog pravila u $\sigma - \varepsilon$ dijagramu [39]	136
Slika 3.71	ε_a -N krivulja [63]	137
Slika 3.72	Načini otvaranja pukotine [64]	137
Slika 3.73	Rješenja faktora intenzivnosti naprezanja [5]	138
Slika 3.74	Superponiranje faktora intenzivnosti naprezanja [11]	139
Slika 3.75	Odnos između $\frac{da}{dN} - \Delta K$ i S-N krivulje [11]	140
Slika 3.76	Usporedba izračunatog i pokusnog zamornog vijeka [12]	142
Slika 3.77	Zamorni vijek kao funkcija Weibullovog parametra oblika [11]	143
Slika 3.78	Vjerojatnosne S-N krivulje [12]	145
Slika 3.79	Normalna (Gaussova) razdioba [11]	146
Slika 3.80	Odnos između indeksa sigurnosti i vjerojatnosti popuštanja [38]	146
Slika 4.1	S-N krivulje različitih registara koje se koriste uz žarišno naprezanje kutnih zavara [19]	153
Slika 4.2	Detalj spoja uzdužnjaka boka s ukrepom okvirnog rebra kod brodova s uzdužno ukrepljenim bokovima [68, Ch 12, App 1]	156
Slika 4.3	Savojna naprezanja u elemetima brodske konstrukcije [39]	160
Slika 4.4	Uobičajeni spektri raspona naprezanja (A) pravocrtni spektar (uobičajeni spektar raspona naprezanja na valovima); (B) parabolični spektar (približna normalna razdioba raspona naprezanja); (C) pravokutni spektar (uobičajeni spektar za raspone naprezanja uslijed uzbude od motora, ili vijka) [69]	161
Slika 5.1	Djelomično oplakane površine u blizini vodne linije [23]	162
Slika 5.2	Opći plan broda	163
Slika 5.3	Glavno rebro broda	164
Slika 5.4	Detalj spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom	164

Slika 5.5	Brod u balastu	165
Slika 5.6	Potpuno nakrcan brod	166
Slika 5.7	Hidrodinamički model za stanje potpuno nakrcanog broda	167
Slika 5.8	Hidrodinamički model za brod u balastu	167
Slika 5.9	Potencijalna mjesta nastanka zamornih pukotina na spoju uzdužnjaka boka i okvirnog rebra [24]	168
Slika 5.10	Globalni model konstrukcije trupa	169
Slika 5.11	Superelement 6 (skladište 4)	169
Slika 5.12	Višeslojni element za modeliranje ukrepljenih panela [72]	170
Slika 5.13	Primjer hidrodinamičkih tlakova na superelementu 6 (skladištu 4)	170
Slika 5.14	Lokalni model detalja spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom	171
Slika 5.15	Detalj lokalnog modela	172
Slika 5.16	Položaj lokalnog modela u globalnom modelu	173
Slika 5.17	Raspodjela naprezanja u pojasu uzdužnjaka	173
Slika 5.18	Ekstrapoliranje naprezanja do žarišta [23]	174
Slika 5.19	Linearno ekstrapoliranje naprezanja do površine elementa [74]	175
Slika 5.20	Bilinearno ekstrapoliranje	175
Slika 5.21	Prijenosne funkcije realnih amplituda zareznog naprezanja za slučaj potpuno Nakrcanog broda za točku 1 sa slike 5.9	176
Slika 5.22	SHIPREL tablica stanja mora [75]	177
Slika 5.23	Raspodjela tlaka kod tankera u potpuno nakrcanom i balastnom stanju [23]	180
Slika 5.24	Definicija komponenti naprezanja [23]	181
Slika 5.25	Rebro 70 modelirano u programu MARS2000	183

POPIS TABLICA

Tablica 2.1	Elastična anizotropnost materijala	9
Tablica 2.2	Mjesta na kojima se mogu očekivati visoke koncentracije naprezanja u životnom vijeku tankera [22]	31
Tablica 2.3	Mjesta na kojima se mogu očekivati visoke koncentracije naprezanja u životnom vijeku brodova za prijevoz rasutih tereta [22]	32
Tablica 2.4	Mjesta na kojima se mogu očekivati visoke koncentracije naprezanja u životnom vijeku kontejnerskih brodova [23]	34
Tablica 2.5	Uobičajene tolerancije za oštećenja u proizvodnji [23]	35
Tablica 2.6	Rezultati analize zamornog oštećenja D	39
Tablica 2.7	Rezultati pokusa zamora	39
Tablica 2.8	Uzroci nastajanja pogrešaka u zavarenim spojevima izvedenima postupkom ručnog elektrolučnog zavarivanja [16]	43
Tablica 2.9	Uzroci nastajanja pogrešaka u zavarenim spojevima izvedenima postupcima automatskog jednostranog zavarivanja [16]	43
Tablica 2.10	Prednosti i nedostaci metoda poboljšanja [11]	57
Tablica 3.1	Izrazi linearne teorije valova u dubokoj vodi [40]	68
Tablica 3.2	Koeficijenti a , γ i ω_p [11]	99
Tablica 3.3	Srednje vrijednosti i standardna odstupanja pojedinih faktora koji doprinose nesigurnosti kod proračuna naprezanja [38]	147
Tablica 4.1	Rezultati usporednog istraživanja zamorne čvrstoće uzdužne praznice grotla kontejnerskog broda [59, 66]	150
Tablica 4.2	Pregled postupaka za procjenu zamora [5]	151
Tablica 4.3	Maksimalne i minimalne vrijednosti ciklusnih opterećenja na valovima [1]	159
Tablica 5.1	Osnovne izmjere broda	163
Tablica 5.2	Rezultati proračuna zamornog oštećenja detalja spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom	179
Tablica 5.3	Rezultati pojednostavljenog proračuna zamornog oštećenja za detalj spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom	182
Tablica 5.4	Rezultati pojednostavljenog proračuna zamornog oštećenja za detalj spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom, dobiveni pomoću programa MARS2000	183
Tablica 5.5	Usporedba rezultata proračuna životnog vijeka L	184

1 UVOD

Posljednjih je godina dinamička izdržljivost detalja brodskih konstrukcija dobila na važnosti, a zamorno je popuštanje postupno postalo značajnim projektnim kriterijem, uz uobičajene kriterije granice tečenja te izvijanja.

Razlog tome je izuzetna briga javnosti za zaštitu ljudskih života i okoliša, a u svjetlu povećanja broja nesreća na moru. Samo od 1990. do 1994. godine potonulo je 45 tankera i brodova za prijevoz rasutih tereta, uz gubitak više od 300 ljudskih života [1]. Drugi izvori navode više od 1000 poginulih pomoraca u razdoblju od 1988. do 1998. godine, samo u nesrećama brodova za prijevoz rasutih tereta [2].

Zagađivanje okoliša osobito je dramatično u slučaju izlijevanja velikih količina nafte u more prilikom nesreća tankera. To nam pokazuje i najnoviji primjer liberijskog tankera *Prestige* koji je potonuo sredinom studenog prošle godine u blizini obale na sjeverozapadu Španjolske. Nafta koja se nakon njegovog potonuća izlila u more, izazvala je pravi pomor životinjskih vrsta i zagađila desetke kilometara obale i velike površine na dnu oceana.

Nije zanemariv niti utjecaj takvih nesreća na gospodarstvo zahvaćenih regija. Nakon nesreće tankera *Exxon Valdez* (koja je dovela do zahtjeva za poboljšanim projektom tankera s dvostrukom oplatom) u ožujku 1989. godine u blizini obala Aljaske, zabrana izlova ribe u tim područjima skinuta je tek nakon više od sedam godina. Pogubni utjecaj na turistički sektor ne treba niti spominjati.

Ne mogu se sve pomorske nesreće pripisati popuštanju, izvijanju i zamoru materijala. Do njih dolazi i uslijed sudara, nasukavanja, požara i slično. Međutim, zamor povezan s korozivnim djelovanjem (kako morske vode, tako i tereta) predstavlja značajan izvor oštećenja. Uobičajeni scenarij popuštanja uslijed zamora materijala ima sljedeći tijek. Zamorno oštećenje akumulirano tijekom vremena dovodi do popuštanja određenog konstrukcijskog detalja oslabljenog djelovanjem korozije. Slijedi domino-efekt kada se to popuštanje, nakon što okolna konstrukcija preuzme opterećenje koje je nosio element koji je popustio, uslijed stvaranja lokalnih mehanizama kolapsa, širi. Najčešće dolazi do gubitka dijela oplata boka koja, zbog djelovanja dinamičkog tlaka valova na bokove broda, predstavlja područje osobito osjetljivo na zamor materijala. Prodorom vode u skladišne prostore, ili balastne tankove, nakon čega može doći i do popuštanja unutrašnjih pregrada, narušava se uzdužna čvrstoća broda i dolazi do loma trupa broda i potonuća.

Kod već spomenutog tankera *Prestige*, pri olujnom vjetru (snage 10-11 Beauforta) na valovima u desni bok broda, došlo je do popuštanja oplata i prodora mora u prazne bočne balastne tankove s desne strane po sredini broda [3], uslijed čega se brod nagnuo na desni bok pod kutom od 25°. Kako bi izravnao brod i spriječio izlijevanje nafte u more, kapetan broda naredio je punjenje simetričnih tankova s lijeve strane broda balastom. Uslijed toga porastao je moment savijanja na sredini broda na 163% dozvoljene vrijednosti na mirnom moru, tako da se tanker nakon šest dana slomio napola i potonuo. Iako se uzroci popuštanja oplata boka ne znaju sa sigurnošću, pretpostavke American Bureau of Shipping-a, pod čijim je nadzorom brod izgrađen i plovio, svele su se na dvije mogućnosti – sudar s kontejnerom/drvenim balvanom koje su brodovi izgubili u tom području u dane prije nesreće, ili popuštanje konstrukcije na spoju oplata desnog boka i rebra 71 koje dijeli dva bočna balastna tanka koja su se napunila morem.

Uzroke koji su doveli do učestalih lomova uslijed zamornog oštećenja detalja brodskih konstrukcija valja potražiti u ljudskoj prirodi i zakonu profita. Možda je najizraženije obilježje ljudskog roda njegova težnja za neprekinutim poboljšavanjem. Čovjek se ne može zadovoljiti postojećim stanjem – on mora *brže, više, jače*. S druge strane, neumoljivi zakon tržišne privrede *tjera* proizvođače na stvaranje što kvalitetnijeg proizvoda, uz što niže troškove, kako bi mogao opstati u svijetu koji postaje *globalno selo* i u kojem je konkurencija sve brojnija i, stoga, sve oštrija. Kako bi se ostvarila što veća zarada, eksploatiraju se već dotrajale konstrukcije kojima se

želi pod svaku cijenu produljiti vijek trajanja. Iako se brodovi u pravilu projektiraju za vijek službe od 20 godina, svjetskim morima plove i pravi *metuzalemi*, nerijetko stariji i od 30 godina (*Prestige* je u trenutku potonuća bio stariji od 26 godina). O ljudskoj gramzivosti dosta govori podatak kako, unatoč tome što su stroži zahtjevi za konstrukciju tankera koji traže dvostruku oplatu doneseni još 1990. godine, od 7320 tankera (uključujući i one za prijevoz kemikalija) koji su krajem prošle godine plovili, njih samo 28.4% ima dvostruku oplatu [3].

Zahtjev za većom nosivošću, koja donosi i veću zaradu, doveo je do optimiranja brodskih konstrukcija i povećane primjene čelika povišene čvrstoće, uslijed čega je došlo do porasta opće razine naprezanja u konstrukcijama. Problemi su nastali kada su se na takvim konstrukcijama nastavili koristiti uobičajeni konstrukcijski detalji, izrađeni uobičajenim postupcima (zavarivanja), za koje se kasnije ispostavilo da nemaju dostatnu dinamičku izdržljivost u uvjetima viših naprezanja. Slično tome, prilikom projektiranja i gradnje novih vrsta brodova (npr. FPSO-brodova, *Floating Production, Storage and Offloading Vessel*), u nedostatku pravog, koristilo se iskustvo stečeno u prethodnim gradnjama sličnih brodova. Dakle, učestala pojava zamora brodskih konstrukcijskih detalja posljednjih godina posljedica je svojevrstne *ekstrapolacije koncepata konstruiranja*, primjene starih iskustava u projektiranju i gradnji brodova u novim, izmijenjenim okolnostima.

U ovom radu pokušava se cjelovito sagledati ovaj aktualan problem. U drugom poglavlju opisuje se mehanizam zamaranja materijala sastavljen iz tri faze – faze začetka pukotine, faze njenog napredovanja i konačnog loma. Analiziraju se uzroci pojave zamora brodskih konstrukcija – oblikovanje konstrukcijskih detalja, oštećenja u zavarenim spojevima, raspodjela zaostalih naprezanja, upotreba čelika povišene čvrstoće i korozivnost okoline/tereta. Izdvajaju se kritični detalji brodskih konstrukcija, za koje je iskustvo pokazalo da su osobito osjetljivi na zamorno oštećenje. Na kraju poglavlja govori se o mjerama pomoću kojih se može postići bolja dinamička izdržljivost, a koje uključuju bolje oblikovanje konstrukcijskih detalja, odabir postupka zavarivanja i načina izvođenja zavara te postupke naknadne obrade zavarenih spojeva.

Treće poglavlje posvećeno je metodama proračuna zamornog oštećenja, pri čemu se detaljno razmatraju svi koraci koji sačinjavaju jedan takav proračun. Iznose se dvije metode određivanja hidrodinamičkog opterećenja za linearizirano njihanje broda na pravilnim valovima – metoda odsječaka i panel metoda. Potom se razmatraju naprezanja koja se koriste u analizama zamornog oštećenja, kao i načini njihovog određivanja. Donose se oblici kratkoročnih i dugoročnih raspodjela raspona naprezanja. Opisuju se dva načina na koja se može odrediti dinamička izdržljivost konstrukcijskih detalja – S-N krivulje (Wöhlerove krivulje) i krivulje brzine rasta pukotine, povezana s metodama procjene životnog vijeka. Na kraju poglavlja prikazuju se dva pristupa procjeni zamornog vijeka, pristup S-N krivulje i pristup mehanike loma, a daju se i osnove vjerojatnosnog pristupa koji predstavlja trend u (ne samo) brodogradnji.

U četvrtom poglavlju iznose se skraćeni oblici uputa pojedinih klasifikacijskih društava za procjenu dinamičke izdržljivosti. Na temelju dostupne literature izdvojena su tri velika klasifikacijska društva – Det Norske Veritas, Bureau Veritas i Germanischer Lloyd.

Peto poglavlje donosi primjere proračuna životnog vijeka za spoj uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom na suvremenom suezmax tankeru s dvostrukom oplatom. Prema pravilima Det Norske Veritasa napravljena su dva proračuna – detaljan proračun uz pomoć programskog paketa SESAM te pojednostavljeni proračun, a pojednostavljeni proračun proveden je i pomoću programa VERISTAR, Bureau Veritas-a.

Na kraju rada izneseni su zaključci i dane smjernice za daljnja istraživanja, nužna kako bi se kvalitetno riješio problem dinamičke čvrstoće detalja brodskih konstrukcija.

2 ZAMOR BRODSKIH KONSTRUKCIJA

2.1 POVIJESNI PREGLED

Tridesetih godina XIX stoljeća u rudnicima u Clausthalu u Njemačkoj došlo je do lomova lanaca na tekućoj vrpici u službi. Istraživanje uzroka tih pojava dovelo je do prvih poznatih zamornih pokusa koje je 1837. godine proveo W.A.J. Albert [4].

Knjiga Francuza A. Morina *Otpornost materijala*, objavljena 1853. godine, govori o obaveznoj zamjeni osovina poštanskih kočija koje su vukli konji nakon određenog broja prevaljenih kilometara, a donosi i naputke o razmacima obaveznih temeljitih nadzora i postupcima popravaka eventualno uočenih pukotina [4].

Sljedeća, 1854. godina, godina je rođenja izraza zamor (engl. *fatigue*) koji se prvi put spominje u radu *O zamoru metala i posljedičnom popuštanju*, u kojem Englez F. Braithwaite opisuje mnoga zamorna popuštanja u službi – na opremi u pivovarama, pumpama za vodu, koljenastim osovina, željezničkim osovina, polugama, dizalicama, itd [4]. Drugi navode da je izraz skovao Poncelet još 1839. godine [5].

Brojne katastrofalne željezničke nesreće, poput one iz listopada 1842. godine u kojoj je kod Versailles poginulo 60 ljudi, potaknule su daljnja istraživanja. Veliki napredak u razumijevanju fenomena zamora dugujemo Augustu Wöhleru, čovjeku koji je bio ispred svog vremena i čiju su genijalnost prepoznali već i njegovi suvremenici. On je od 1858. godine mjerio opterećenja željezničkih osovina u službi pomoću instrumenata za mjerenje otklona koje je sam izradio. Na temelju izmjerenih opterećenja te dimenzija osovine izračunavao je naprezanja u službi. Usporedbom tako dobivenih naprezanja s rezultatima svojih pokusa zamora (na strojevima koje je sam projektirao) zaključivao je o sposobnosti osovina za službu.

1870. godine objavio je konačan izvještaj kojim je udario temelje izučavanju zamora zaključcima o većem utjecaju koji na zamorni vijek imaju rasponi naprezanja od utjecaja maksimalnog naprezanja (*Odlučnu ulogu u razbijanju veza u materijalu igraju rasponi naprezanja. Maksimalno naprezanje utječe samo utoliko da što je ono veće, to su niži rasponi naprezanja koji vode do popuštanja.* [4]), o produljenju radnog vijeka s opadanjem raspona naprezanja te o postojanju donje vrijednosti raspona naprezanja (trajne dinamičke čvrstoće) kod koje neće doći do loma niti pri neizmjereno velikom broju ciklusa opterećenja [6].

Osim toga, primijetio je i napredovanje pukotina [4]: *Autor je nekoliko puta opazio da su se fine, jedva vidljive uzdužne pukotine na osovina od lijevanog čelika, koje su se samo činile šavovima uslijed taljenja, nakon nekoliko godina u službi proširile u osovina 20 mm ili više u dubinu i tako učinile zamjenu nužnom.*

Wöhler je rezultate svojih pokusa predstavio u obliku tablica. Tek ih je njegov nasljednik, L. Spangenberg, nacrtao u obliku krivulja, dok je za njihov konačan izgled zaslužan Amerikanac O.H. Basquin koji je 1910. godine uveo logaritamske osi i opisao krivulje jednostavnom formulom

$$\sigma_a = C \cdot R^n$$

koja se koristi i danas. S-N krivulje se Wöhlerovim imenom nazivaju od 1936. godine [4].

Ako se nakon plastičnog deformiranja materijala i rasterećenja ponovno primijeni opterećenje istog predznaka, raste granica tečenja, jer se materijal ponaša linearno sve dok

naprezanje ne dosegne vrijednost koju je imalo neposredno prije rasterećenja, što se naziva očvršćivanjem uslijed deformiranja. Nasuprot tome, osamdesetih godina XIX stoljeća, J. Bauschinger, profesor na Tehničkom sveučilištu u Münchenu, uočava efekt (danas njemu u čast nazvan Bauschingerovim) smanjenja granice tečenja materijala ako se, nakon deformiranja, promijeni predznak opterećenja (iz razvlačenja u tečenje i obratno) [7].

Početak XX stoljeća upotreba optičkog mikroskopa doprinosi istraživanju mehanizma zamora materijala. 1903. godine Englezi J.A. Ewing i J.C.W. Humfrey opazili su tzv. klizne pojaseve na površini uzoraka opterećenih rotacijskim savijanjem, što je vjerojatno prvi metalurški opis procesa zamora [4].

Temelje mehanici loma udara A. Griffith koji je 1920. godine pokusima pokazao da prisutnost mikroskopskih pukotina smanjuje čvrstoću stakla, a da to smanjenje ovisi o veličini pukotine, postavivši odnos $\sigma \cdot \sqrt{a} = \text{const}$ [5]. Zaključio je da materijal uvijek sadrži pukotine, bez obzira koliko homogeno izgledao i da je stoga stvarna čvrstoća materijala uvijek niža od teorijske.

Uskoro se tiskaju i prve knjige o zamoru materijala, ona Engleza H.J. Gougha iz 1924. godine koja prva spominje utjecaj hrapavosti površine na granicu zamora; te ona Amerikanaca H.F. Moorea i J.B. Kommersa iz 1927. godine u kojoj se prvi put izravno govori o rasipanju podataka o zamoru [1].

U isto vrijeme ostvaruju se i prvi rezultati na poboljšanju zamorne čvrstoće hladnim valjanjem, sačmarenjem i čekićanjem. Postupak čekićanja primjenjivao se najprije u industriji automobila u SAD-u, a nedugo zatim, 1929. godine, O. Föppl prijavljuje i prvi patent za hladno valjanje [4].

A. Thum, profesor metalurgije na Tehničkom sveučilištu u Darmstadtu, ustvrdio je da je za zamornu čvrstoću materijala mnogo važniji oblik konstrukcijskog detalja od materijala iz kojeg je element izrađen, što je razvilo svijest o potrebi pokusa na stvarnim komponentama umjesto na neoštećenim epruvetama. On je uveo i faktor koncentracije zamornog naprezanja K_f nazvavši ga *štakom pomoću koje se može odšepati s neoštećenih epruveta na zarezane komponente* [4].

Sljedeće godine donose i prva mjerenja opterećenja i naprezanja u službi, bez kojih se nije moglo valjano projektirati i dimenzionirati komponente s obzirom na zamor. Paralelno se izumljuju i usavršavaju tenzometri. Prva su mjerenja spektra opterećenja provedena u industriji automobila u Engleskoj te industriji poljoprivrednih strojeva u Njemačkoj. Slijede opsežna mjerenja u zrakoplovnoj industriji potaknuta učestalim zrakoplovnim nesrećama.

Na temelju tih spektara E. Gassner je 1939. godine počeo provoditi pokuse zamora na zrakoplovnim konstrukcijama pri promjenljivim rasponima naprezanja čija je *glavna ideja primijetiti cikluse naprezanja različitih raspona u koracima koji simuliraju mješavinu visokih i niskih opterećenja u službi* [4].

Na primjeru aluminijskih legura koje su se koristile u proizvodnji zrakoplova, Gassner je utvrdio da povišenje statičke čvrstoće ne dovodi do povišenja i zamorne čvrstoće te da će primjena takvih materijala dovesti do kraćeg zamornog vijeka jer skuplji materijal ima smisla koristiti samo ukoliko će se primjenjivati viša dozvoljena naprezanja.

Amerikanac M.A. Miner objavio je 1945. godine hipotezu o linearnoj akumulaciji oštećenja za predviđanje zamornog vijeka [8], utemeljenu na ranijem radu Šveđanina A. Palmgrena, a koja se vrlo učestalo koristi i danas.

U razdoblju nakon drugog svjetskog rata, istraživanje zamora materijala potaknuto je čestim katastrofalnim nesrećama civilnih i vojnih zrakoplova te serijom lomova brodova Liberty. 1948. godine u Darmstadtu se, pod vodstvom E. Gassnera, osniva Laboratorij za pogonsku čvrstoću. Budući da je tada u Njemačkoj bilo zabranjeno graditi zrakoplove, E. Gassner se prebacio u područje automobilske industrije. Suradnja s njemačkim proizvođačima automobila rezultirala je brojnim i opsežnim pokusima na umaralicama. Provodila su se ispitivanja pogonskim opterećenjima na dijelovima konstrukcija i cijelim konstrukcijama. Uskoro su svi vodeći proizvođači izgradili vlastite laboratorije za provođenje pokusa zamora.

Sredinom prošlog stoljeća Šveđanin W. Weibull proširio je svoju teoriju o statističkom rasipanju rezultata pokusa sa statičke čvrstoće na zamorni vijek. U isto vrijeme koristile su se i druge razdiobe (razdioba ekstremnih vrijednosti, arkus-sinusna razdioba) za statističku procjenu rezultata pokusa zamora, radi dobivanja srednje vrijednosti i standardnih odstupanja [4].

Lockhead je za veliki istraživački projekt Zračnih snaga SAD-a krajem pedesetih godina prošlog stoljeća razvio servohidrauličke umaralice koje su omogućile primjenu proizvoljne povijesti opterećenja na epruvetama i dijelovima konstrukcija na niskim frekvencijama [4].

Na temelju Bauschingerovih ideja, S.S. Manson i L.F. Coffin 1954. godine opisuju ponašanje metala pod ciklusnim neelastičnim rasponima naprezanja pomoću 4-parametarske empirijske jednadžbe i postavljaju temelje proučavanju zamora niskih ciklusa, što se koristi za proračun dijelova opterećenih u službi relativno malim brojem ciklusa opterećenja pri povišenim temperaturama [1].

1958. godine G.R. Irwin nastavlja Griffithov rad i shvaća da faktor intenzivnosti naprezanja ima odlučujući utjecaj na statičku čvrstoću dijela s pukotinom. Kada on dostigne određenu vrijednost koja ovisi o otpornosti materijala na lom, dolazi do trenutnog loma. Ovo se smatra rođenjem linearno-elastične mehanike loma (LEFM) [6].

P.C. Paris 1961. godine opisuje napredovanje zamorne pukotine preko raspona intenzivnosti naprezanja [6]:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^m$$

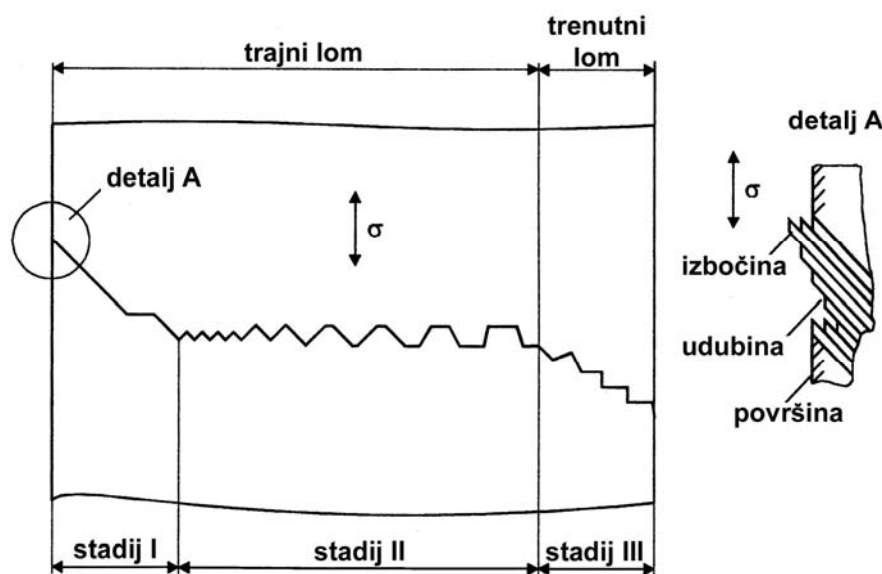
I danas se za procjenu preostalog životnog vijeka dijela s pukotinom koristi gotovo isključivo ova jednadžba, iako ne sadrži niti utjecaj srednjeg naprezanja na širenje pukotine, niti statički lom kod dostizanja lomne čvrstoće K_{IC} .

Uvijek nove nesreće uzrokovane zamorom materijala te nepostojanje jednostavne i lako primjenjive, a, s druge strane, dovoljno pouzdane projektne metode procjene zamornog vijeka tjeraju znanstvenike diljem svijeta na daljnja istraživanja u posljednjih tridesetak godina.

2.2 MEHANIZAM ZAMARANJA MATERIJALA

Općeprihvaćena definicija zamora govori o procesu akumuliranja oštećenja, ciklus po ciklus, u materijalu koji uslijed izloženosti opterećenju doživljava promjenljiva (vlačna) naprezanja niža od granice razvlačenja. Do loma dolazi nakon određenog broja promjena opterećenja, kad akumulirano oštećenje dosegne kritičnu razinu, odnosno kada preostali dio poprečnog presjeka više ne može podnijeti opterećenje. Suglasje također postoji i oko činjenice da se proces zamora sastoji od tri faze:

1. Začetka (stvaranja) pukotine
2. Širenja (napredovanja, rasta) pukotine
3. Konačnog loma (preostalog dijela poprečnog presjeka).



Slika 2.1 Shematski prikaz nastanka zamornog loma [9]

Fizikalno razumijevanje mehanizama koji se odvijaju unutar tih faza nužno je kako bi se mogli kvalitetno razmotriti različiti tehnički uvjeti koji utječu na zamorni vijek, poput kvalitete površine materijala, zaostalih naprezanja, okolišnih uvjeta i slično.

2.2.1 Začetak pukotina

U fizikalnom smislu pod pojmom pukotine podrazumijeva se odsutnost veza između dva susjedna sloja atoma u materijalu [10]. Čvrstoća materijala posljedica je djelovanja atomskih sila koje sprečavaju odvajanje susjednih atoma.

Djelovanjem naprezanja, uz utjecaj okolnog medija, razaraju se te atomske veze i oblikuje nova slobodna površina. Izjednačavanjem rada međuatomskih sila pri nastanku pukotine (prekidanju atomskih veza) s energijom potrebnom za stvaranje novih površina unutar materijala, dobija se izraz za teorijsku čvrstoću materijala, maksimalno naprezanje koje idealna kristalna rešetka (bez oštećenja) može podnijeti bez prekidanja atomskih veza [9]:

$$\sigma_{teo} = 2 \cdot \sqrt{E \cdot \frac{\gamma}{d}}$$

gdje je

E - modul elastičnosti materijala, N/mm^2

γ - energija potrebna za stvaranje nove površine unutar materijala, J/mm^2

d - razmak između kristalnih ravnina, nm .

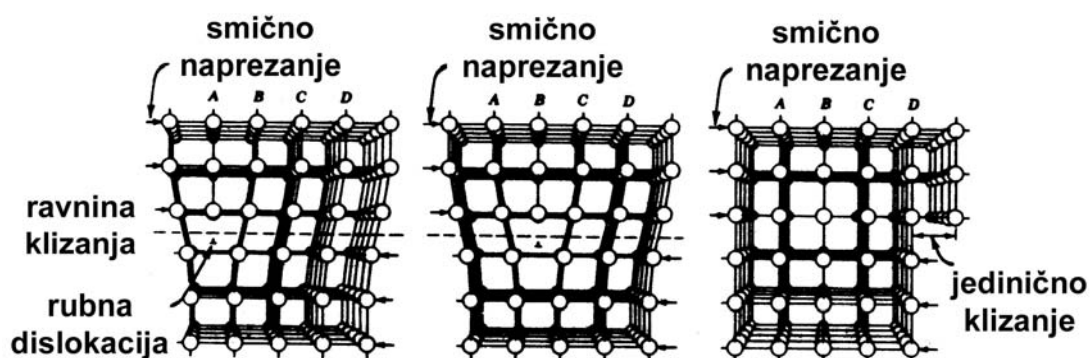
Uvrštavanjem uobičajenih vrijednosti za metale dobivamo [10]:

$$\sigma_{teo} \approx \frac{E}{5.5}$$

Međutim, iz pokusa na metalima, a i inženjerske prakse, vidljivo je da su stvarne vrijednosti čvrstoće 1-2 reda veličine niže od navedene teorijske vrijednosti, od 10 puta nižih kod čelika povišene čvrstoće, do 100 puta nižih kod mekih građevinskih čelika. Racionalno objašnjenje tolikih razlika leži u neidealnosti atomske rešetke realnih materijala, uslijed čega je maksimalno lokalno naprezanje u materijalu (kojem je izložena atomska veza u trenutku kidanja) znatno veće od srednje vrijednosti naprezanja po poprečnom presjeku. Do tako velikih koncentracija naprezanja dolazi u neposrednoj blizini makroskopskih ili mikroskopskih oštećenja materijala. Prva se odnose na pogreške u materijalu koje su posljedica njegove proizvodnje ili obrade, poput uključina ili poroznosti i osobito su česta kod zavarenih spojeva konstrukcije. Mikroskopska su oštećenja ona na razini atomske rešetke, od kojih se mogu izdvojiti četiri osnovna:

1. dislokacija,
2. atomska šupljina (nedostatak atoma u kristalnoj rešetki),
3. prisutnost stranog atoma u rešetki i
4. atom pomaknut sa svog mjesta.

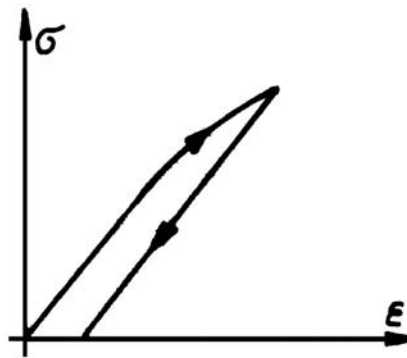
Dislokacija se sastoji od jedne suvišne poluravnine atoma (slika 2.2).



Slika 2.2 Klizanje dislokacije [10]

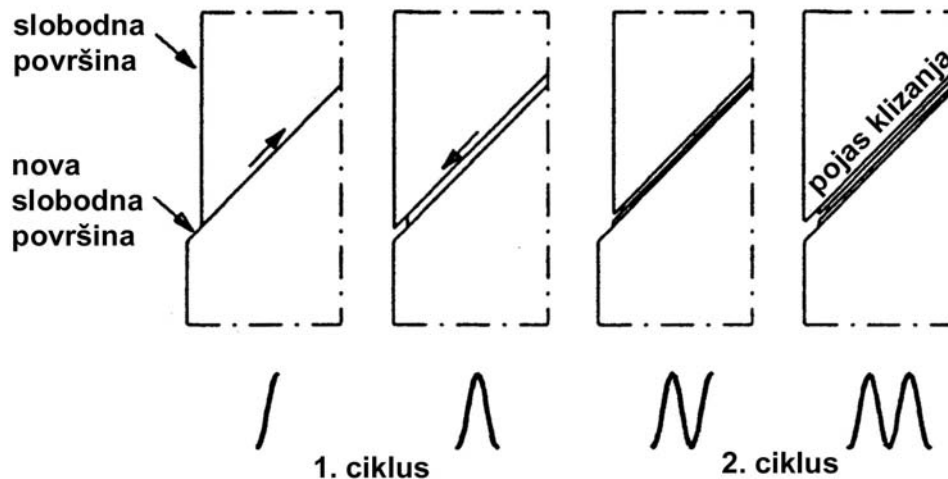
Pri smičnom opterećenju, dislokacija se kreće u smjeru djelovanja sila, pri čemu se atomske veze ispred dislokacije prekidaju i ponovno uspostavljaju nakon njenog prolaska. Rezultat klizanja dislokacije je smična deformacija od jednog razmaka među atomima d ; prolazak n dislokacija istog predznaka dovodi do neelastične deformacije smicanja između dvije kristalne ravnine (odvojene površinom smicanja) u iznosu od nd . Iako je razmak među kristalnim ravninama reda veličine

nanometra, iznos takve deformacije nije zanemariv, budući da je broj dislokacija u praksi jako velik, čak 10^{10} na jednom cm^2 [6]. Kako se nakon prolaska dislokacije ponovno uspostavljaju atomske veze, rezultirajuća konfiguracija kristalne rešetke je stabilna, što znači da nakupljena neelastična deformacija klizanja ostaje u materijalu i nakon rasterećenja. Osim toga, ne mijenja se niti modul elastičnosti materijala (koji ovisi o broju i vrsti atomskih veza), tako da je nagib krivulje naprezanje-deformacija pri rasterećenju jednak onome pri prvotnom opterećenju, slika 2.3 [10], iz čega možemo zaključiti da je riječ o plastičnom tečenju.



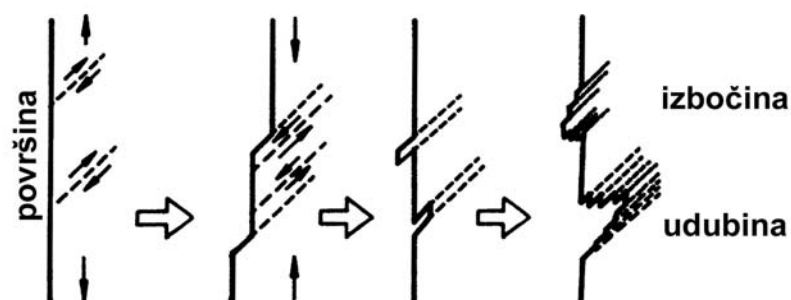
Slika 2.3 Plastična deformacija [10]

Takvo ciklusno plastično deformiranje uslijed kretanja dislokacija dovodi do nastanka zamorne pukotine [11, 12]. Ono se odvija duž podložnih kristalografskih kliznih ravnina i nije potpuno povratan proces. U prvom se ciklusu stvara korak klizanja na površini materijala, pri čemu se obruč novog materijala izlaže okolišnjim uvjetima, slika 2.4a.



Slika 2.4 Razvoj pojasa klizanja [12]

Budući da uslijed plastičnog deformiranja dolazi do očvršćivanja materijala (što znači da je daljnje deformiranje moguće samo uz porast naprezanja), u suprotnom smjeru djeluje veće smično naprezanje [12]. Osim toga, stvaranje veoma tankog sloja oksida koji jako prijanja na novostvorenu slobodnu površinu materijala i koji se ne može lako ukloniti, uzrokuje da se povratno klizanje odvija na susjednoj paralelnoj ravni klizanja [11], slika 2.4b. Ponavljanje ovih ciklusa dovodi do širenja trajnog pojasa klizanja koji se razvija u udubine ili izbočine na slobodnoj površini, slika 2.5.



Slika 2.5 Stvaranje udubina i izbočina na slobodnoj površini [11]

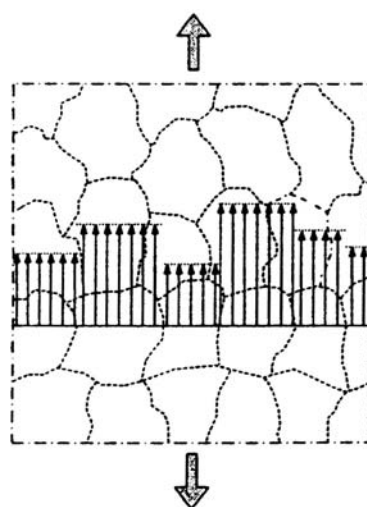
Do nastajanja zamornih pukotina uglavnom dolazi na površini materijala, gdje je plastično deformiranje olakšano (uslijed prisutnosti okolnog materijala samo s jedne strane što rezultira većom pokretljivošću dislokacija; s druge je strane okolišni fluid, bilo plinoviti, bilo tekući) i koje se stoga može javiti pri nižim razinama napreznja. Nadalje, napreznja u materijalu su nehomogena i obično su najveća na površini uslijed njene hrapavosti, prisutnosti oštećenja ili diskontinuirane geometrije konstrukcije. Izraz površina odnosi se i na *unutrašnje površine*, npr. slobodne površine na oštećenjima zavara u materijalu. Samo u rijetkim slučajevima zamorne pukotine mogu nastati i u unutrašnjosti materijala, za što jedan od razloga može biti prisutnost zaostalih vlačnih napreznja daleko od površine.

Začetak zamorne pukotine obično je lokalizirani fenomen koji ishodište ima u jednoj točki. Razlog tome je različitost uvjeta za nastanak pukotine između površinskih zrna. Elastična i plastična svojstva materijala ovise o kristalnoj strukturi, ali se mogu razlikovati i kod istih kristalnih rešetki, tablica 2.1.

Tablica 2.1 Elastična anizotropnost materijala

Materijal	E_{\max} , N/mm ²	E_{\min} , N/mm ²	Omjer
α - Fe	284500	132400	2.15
Al	75500	62800	1.2
Cu	190300	66700	2.85

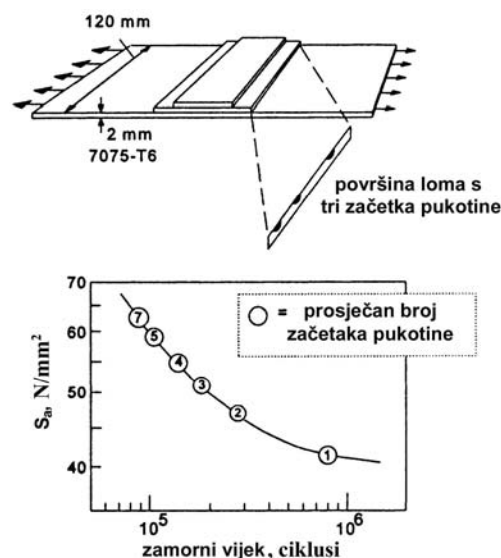
Posljedica elastične anizotropnosti materijala je nehomogena raspodjela napreznja od jednog zrna do drugog, slika 2.6.



Slika 2.6 Pojednostavljeni prikaz nehomogene raspodjele napreznja na površini materijala [12]

Različiti oblici i veličine zrna još pojačavaju nehomogenost raspodjele. Nadalje, među zrnima različita je i usmjerenost kristalne rešetke, što dodatno povećava broj mogućnosti. Mjesto početka zamorne pukotine odredit će kombinacija svih uvjeta koja će ga učiniti najpovoljnijim za ciklusno klizanje. To bi mjesto mogli nazvati *najslabijom karikom* materijala. Ovakav mehanizam nastanka pukotine osobito je izražen pri niskim razinama ciklusnog naprezanja, bliskim granici zamora.

Međutim, što je razina primijenjenog naprezanja viša, smanjuju se razlike u raspodjeli naprezanja i omogućuju višestruka ishodišta pukotina, slika 2.7.



Slika 2.7 Ovisnost broja početaka pukotina o razini naprezanja [12]

Takvi su slučajevi češći kod aluminijskih legura, gdje su razlike u naprezanjima među zrnima još manje uslijed niske elastične anizotropnosti.

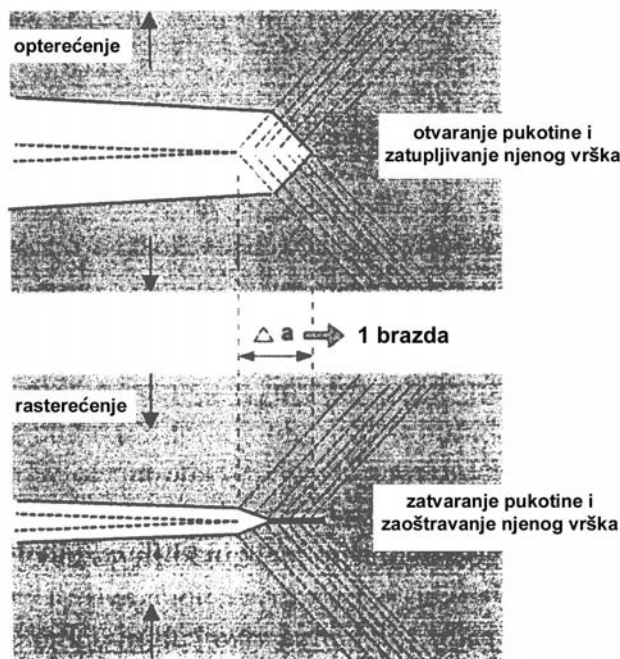
Nakon početka, pukotine veličina manjih od veličine zrna, nastavljaju rasti na kristalografskim ravninama klizanja, pod kutom od 45° u odnosu na smjer maksimalnog glavnog naprezanja (odnosno u ravnini maksimalnog smičnog naprezanja).

Najvažniji zaključak ovog potpoglavlja je površinski karakter fenomena zamora tijekom nastajanja pukotine.

2.2.2 Napredovanje pukotina

Ne postoji jasna granica između faze početka pukotine i faze njenog rasta. Jedna je mogućnost kvalitativno ocijeniti da razdoblje nastanka pukotine završava onda kada rast mikropukotine više ne ovisi o stanju slobodne površine [12]. Drugi kao graničnu točku navode pukotinu određene duljine [5]. Ipak je to najčešće kompromis mikropukotina-makropukotina [6].

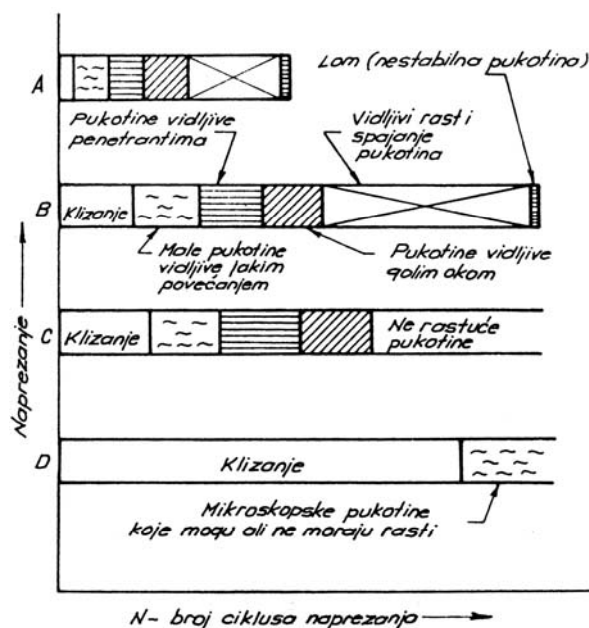
Materijal u kojem pukotina raste ima više različitih kliznih sustava. Zbog doprinosa mikropukotine nehomogenoj raspodjeli naprezanja na mikroskopskoj razini i koncentracije naprezanja na njenom vršku, može doći do aktiviranja više od jednog kliznog sustava. Štoviše, urastanjem pukotine u materijal za nekoliko veličina zrna, uslijed prisutnosti okolnih zrna rastu ograničenja klizanju. Sve je teže održavati napredovanje pukotine samo u smjeru početnog kliznog pojasa i ona odstupa od tog smjera težeći rasti okomito na smjer maksimalnog vlačnog naprezanja, slika 2.8.



Slika 2.8 Produljenje pukotine u jednom ciklusu opterećenja [12]

Na temelju gornje slike moguće je opisati i mehanizam rasta pukotine u jednom ciklusu opterećenja. Za vrijeme opterećenja pukotina se otvara uslijed plastičnog deformiranja njenog vrška. I ovdje produljenje pukotine podrazumijeva raskidanje veza među atomima, što treba povezati s dislokacijama koje teku u vršak pukotine, ili koje taj vršak emitira. Budući da klizno deformiranje nije potpuno povratan proces, pukotina se prilikom rasterećenja neće potpuno zatvoriti i na površinama vrška pukotine stvorenim u određenom ciklusu ostaju grebeni mikroplastičnih deformacija koji se nazivaju *brazdama*.

Ne mora svaka zamorna pukotina narasti do kritične duljine kod koje bi došlo do konačnog popuštanja, slika 2.9.

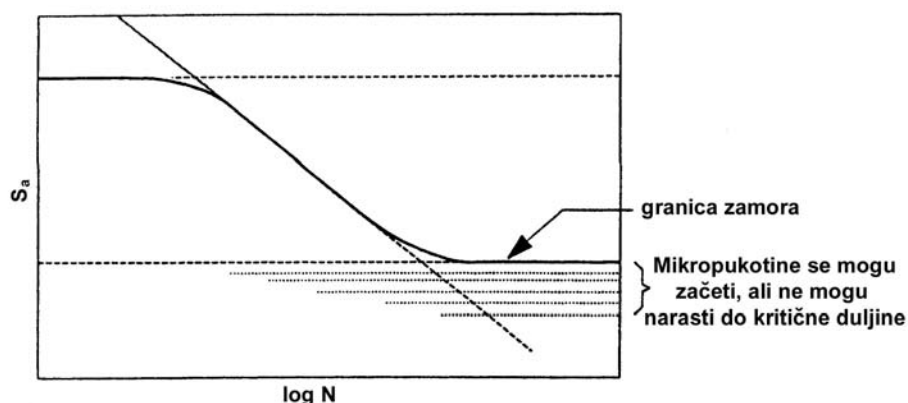


Slika 2.9 Napredovanje zamornih pukotina [6]

Među njima razlikujemo mehanički kratke pukotine koje prestaju rasti zbog promjene polja napreznja u vršku pukotine, kada raspon napreznja pada ispod granice nužne za odvijanje ciklusnog klizanja. Takve pukotine nastaju obično kod visokih koncentracija napreznja pri niskim rasponima napreznjima. Udaljavanjem pukotine od površine materijala dolazi do porasta ograničenja ciklusnom klizanju i daljnji rast pukotine prestaje.

Osim njih, postoje i mikropukotine koje ne uspiju prodrijeti u susjedna zrna već se zaustave na njihovoj granici. Takve pukotine nazivamo mikrostrukturnim kratkim pukotinama.

Stoga granicu zamora treba definirati ne kao najviši raspon napreznja pri kojem zamorne pukotine neće nastati, već kao najviši raspon pri kojem te pukotine ne mogu neprekinuto rasti do popuštanja, slika 2.10.



Slika 2.10 Mikrostrukturne kratke pukotine ispod granice zamora [12]

Brzina napredovanja pukotine ovisit će o otpornosti materijala na rast pukotine, što opisuje Paris-Erdoganov zakon rasta pukotine [11]:

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

gdje su C i m konstante materijala, dok je ΔK faktor intenzivnosti napreznja ovisan o primijenjenom opterećenju te duljini i obliku pukotine.

2.2.3 Konačni lom

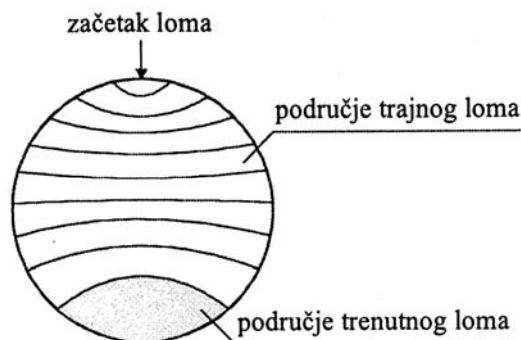
Oko trenutka prijelaza s faze napredovanja pukotine na fazu konačnog loma nema dvojbi. Kada se površina poprečnog presjeka smanji toliko da nosivi dio presjeka više ne može podnijeti nametnuto opterećenje, dolazi do konačnog popuštanja. Ono se može javiti preko tri osnovna mehanizma [11]: krtog loma, žilavog loma i plastičnog popuštanja, ovisno o žilavosti materijala, opterećenju, temperaturi, itd.

2.2.4 Izgled površine loma

Izgled površine loma važan je kako bi se ustanovila vrsta loma. Ukoliko se ispostavi da je lom posljedica zamora materijala, na temelju površine loma može se zaključiti ne samo o mjestu začetka pukotine, brzini njenog širenja i okolišnim utjecajima, već i o proživljenom zamornom

opterećenju u službi. Budući da nespretno rukovanje može uništiti neke značajne informacije *upisane* na površinama loma, iste je nužno prikladno zaštititi prije detaljnog ispitivanja.

Razlikuju se dva dijela – područje trajnog loma i područje trenutnog loma, slika 2.11. Prvo područje čini svijetli dio s brazdama napredovanja pukotine koje je ime dobilo zbog dugog vremenskog perioda u kojem nastaje, dok drugo karakterizira hrapava, zagasita i zrnata površina. Odnos tih dviju površina ovisi o vrsti i jakosti dinamičkog opterećenja



Slika 2.11 Shematski prikaz površine zamornog loma [9]

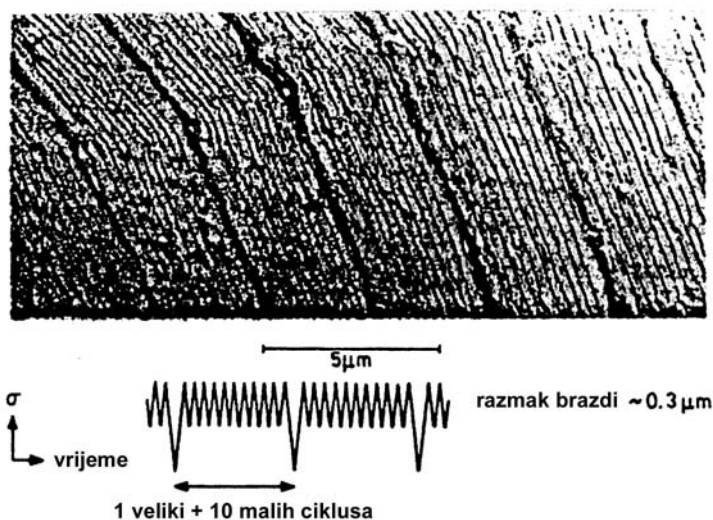
Obilježja površine zamornog loma mogu se podijeliti na mikroskopska (rast pukotine kroz zrno, brazde) i makroskopska (pojasevi rasta, riječne šare).

Rast pukotine kroz zrno

Kod većine materijala zamorne pukotine rastu kroz zrno i ne slijede granice zrna. Razlog leži u činjenici da je rast pukotine posljedica ciklusnog klizanja, čije je ograničenje najmanje unutar zrna.

Brazde

Već je spomenuto da su brazde ostaci mikroplastičnih deformacija u pojedinim ciklusima opterećenja. One pokazuju ciklusnu prirodu proživljenog opterećenja, jer je svaka od brazdi rezultat jednog ciklusa naprezanja (ali svaki ciklus naprezanja ne mora nužno proizvesti brazdu). Na primjeru epruvete iz aluminijske legure može se dokazati da je do produljenja zamorne pukotine doista došlo u svakom ciklusu proživljenog opterećenja, slika 2.12.



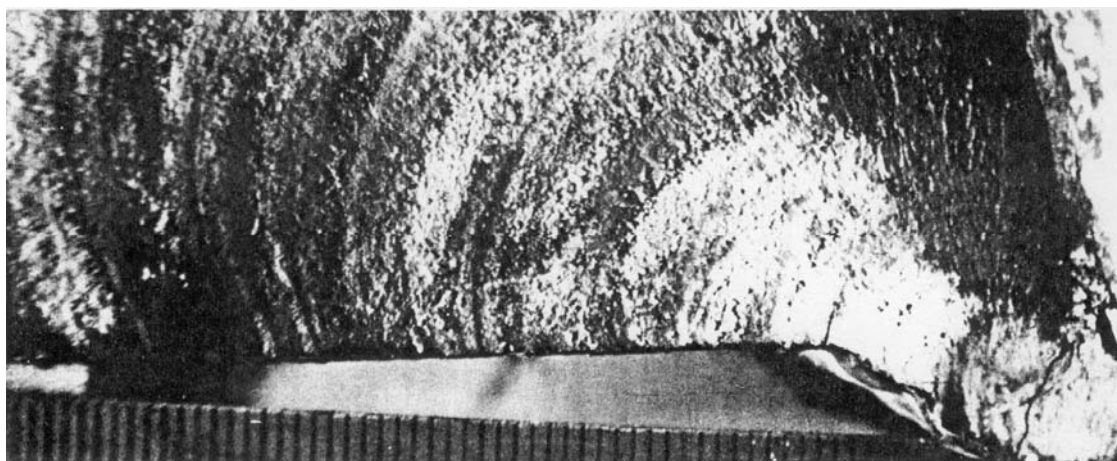
Slika 2.12 Podudarnost brazdi i ciklusa opterećenja za vrijeme rasta makropukotine [12]

Epruveta je bila opterećena ponavljanjem 10 manjih i 1 većeg ciklusa opterećenja. Uočljiva je podudarnost između proživljenog opterećenja i uzorka brazdanja – 10 manjih ciklusa odgovara manjim razmacima brazdi, dok je 1 veći ciklus stvorio šire i tamnije brazde.

Brazde nisu jednako vidljive u svim materijalima. Najbolje se opažaju na aluminijskim legurama, ali uočene su i na različitim vrstama čelika, titanovim legurama, itd. Bolje se mogu primijetiti kod razine naprezanja iznad granice zamora. Stoga, ukoliko se brazde ne mogu opaziti, ne treba odmah zaključiti kako do loma nije došlo uslijed zamora.

Pojasevi rasta

Često se nazivaju i *školjkastim* ili *pješčanim prugama*, a predstavljaju najuobičajenije obilježje prijelomnih površina. Rasprostiru se oko jedne točke koja odgovara ishodištu zamorne pukotine. Različite boje pojaseva ukazuju na promjene razine naprezanja pri ciklusnom opterećenju, kao što pokazuje primjer promjene jakosti opterećenja kroz izmjenu perioda oluja i perioda mirnog vremena, slika 2.13.



Slika 2.13 Pojasevi rasta koji odražavaju promjenljivi raspon opterećenja [11]

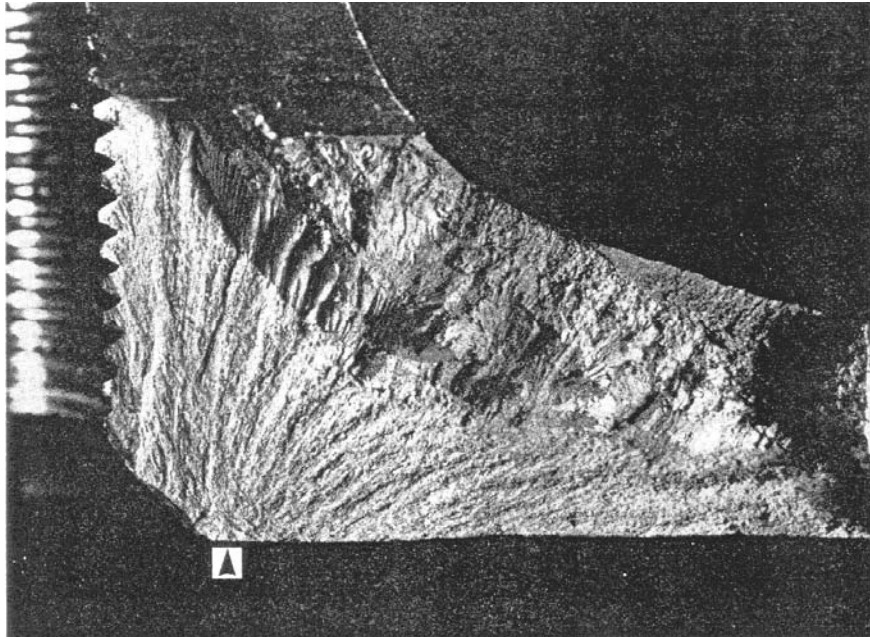
Druga je mogućnost njihova nastanka oksidacija površine loma za vrijeme perioda zaustavljanja rasta pukotine uslijed diskontinuirane službe komponente, slika 2.14.



Slika 2.14 Pojasevi rasta nastali uslijed oksidacije dok je osovina mirovala [13]

Riječne šare

Još jedno obilježje prijelomnih površina vidljivo golim okom su vlaknaste, radijalne linije okomite na obod brazdi. Ukoliko postoje, pokazuju na mjesto začetka zamorne pukotine, slika 2.15.



Slika 2.15 Riječne šare koje ukazuju na ishodište zamorne pukotine [5]

2.3 UZROCI POJAVE ZAMORA BRODSKIH KONSTRUKCIJA

Povijest čovječanstva obilježena je neprekinutim kretanjem prema naprijed. Napredak nije samo konstanta ljudskog roda, već se njegova brzina neprestano povećava. I sami smo svjedoci osobito dramatičnog razvoja računalnih tehnologija posljednjih tridesetak godina. S druge strane, svijet teži političkom i gospodarskom ujedinjenju. Toliko spominjana (i osporavana) globalizacija povezuje gospodarstva najudaljenijih zemalja. Tržišta se otvaraju proizvodima iz gotovo svih dijelova svijeta. Rezultat toga je sve oštrija konkurencija koja proizvođače tjera na stvaranje što kvalitetnijeg proizvoda, uz što niže troškove.

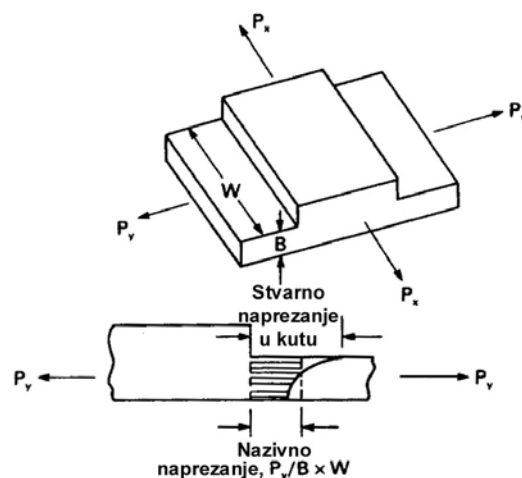
Kao i u svim drugim ljudskim djelatnostima, to ima utjecaj i na gradnju brodova. Konkurentan brodovlasnik treba brodove povećane nosivosti te nove vrste brodova koje mogu udovoljiti trenutnim zahtjevima tržišta koje se neprestano mijenja (primjer su FPSO brodovi). Da ne bi izgubila svoj dio kolača, na to moraju pristati i klasifikacijska društva, iako su njihova pravila utemeljena prvenstveno na višestoljetnom brodograđevnom iskustvu. A brodogradilišta moraju ispuniti zahtjeve naručitelja.

Zahtjev za povećanjem nosivosti dovodi do optimiziranja konstrukcije i smanjenja težine trupa. Smanjuju se dimenzije elemenata konstrukcije, a sve više se koristi i čelik povišene čvrstoće, što rezultira povišenjem opće razine naprezanja. Do problema sa zamorom došlo je zbog nastavka primjene uobičajenih konstrukcijskih detalja, izrađenih uobičajenim postupcima (zavarivanja), u novim okolnostima. Slično tome, prilikom projektiranja i gradnje novih vrsta brodova, u nedostatku pravog, koristilo se iskustvo utemeljeno na sličnim brodovima.

Kao zaključak, mogli bismo reći da je učestala pojava zamora na brodskim konstrukcijama u posljednjih dvadesetak godina posljedica svojevrzne *ekstrapolacije koncepta konstruiranja*, primjene starih iskustava u projektiranju i gradnji brodova u izmijenjenim okolnostima. Ništa neobično, gore spomenuti napredak i ostvaren je metodom pokušaja i pogrešaka. Na potonjima učimo.

2.3.1 Oblikovanje konstrukcijskih detalja

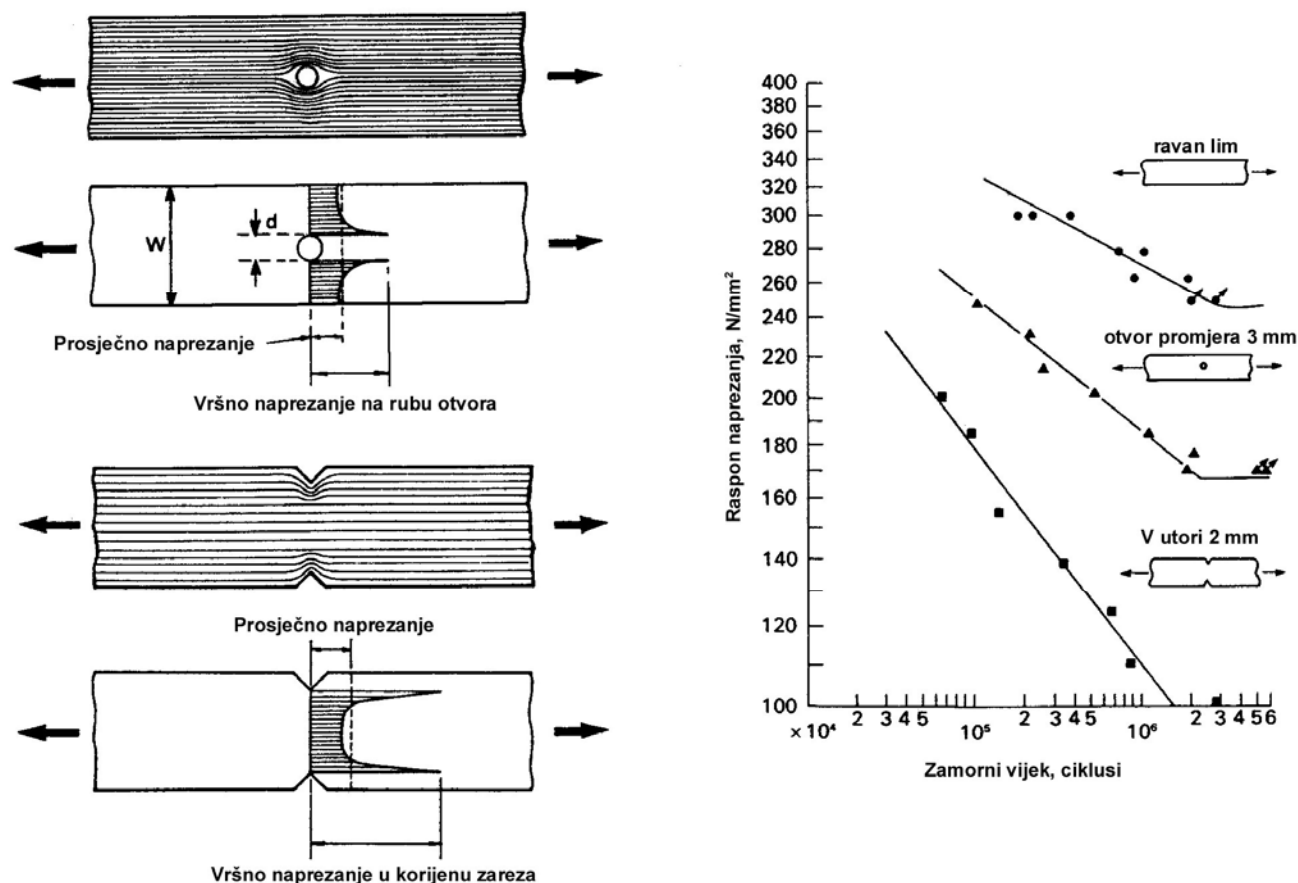
Lokalno plastično deformiranje predstavlja nužan uvjet začetka zamorne pukotine. Do njega dolazi pri razinama nazivnog naprezanja nižim od granice tečenja zbog elastične anizotropnosti materijala koja uzrokuje nehomogenu raspodjelu naprezanja na mikroskopskoj razini.



Slika 2.16 Koncentracija naprezanja na promjeni presjeka [14]

Neravnomjernost raspodjele dodatno pojačavaju makroskopski učinci. Lokalne promjene presjeka dovode do poremećaja u toku napreznja, a time i u do lokalnog povećanja razine napreznja iznad prosječne vrijednosti. Ukoliko se ne remeti tok napreznja, do koncentracije napreznja neće doći [14], bez obzira na promjenu presjeka (primjer napreznja u smjeru sile P_x na slici 2.16).

Dvije su najvažnije grupe uzročnika koncentracije napreznja na makroskopskoj razini. Jednu čine pogreške pri izradi (npr. oštećenja rubova prilikom rezanja plamenom, ili pogreške u zavarenim spojevima), a drugu geometrija konstrukcijskog detalja i geometrija samog zava. Učinak potonjih na dinamičku čvrstoću jasno pokazuje usporedba neoštećene epruvete, epruvete s otvorom promjera 3 m i epruvete s V utorima dubine 2 mm, slika 2.17.

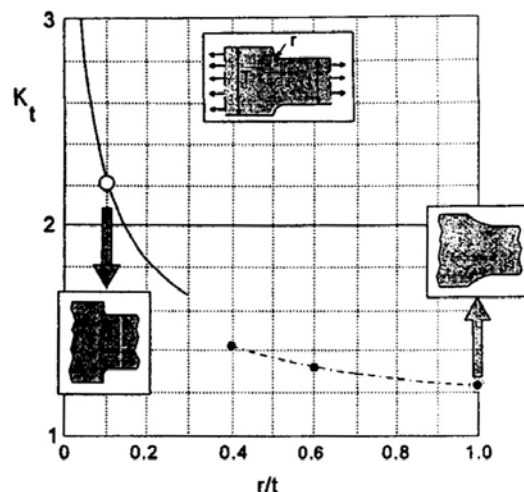


Slika 2.17 Učinak koncentracije napreznja na dinamičku čvrstoću [14]

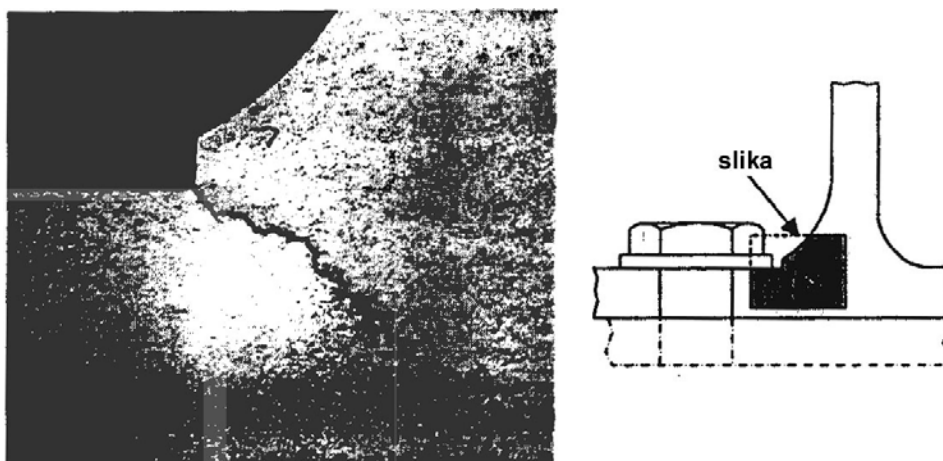
Zamorni vijek epruveta s geometrijskim koncentradorima napreznja znatno se skraćuje, a osobito dramatičan učinak predstavlja sniženje granice zamora, čime se znatno povećava opseg napreznja koja doprinose oštećenju.

Slika 2.18 pokazuje ovisnost faktora koncentracije napreznja o polumjeru na prijelazu s veće debljine lima na manju. Očigledan je utjecaj većeg polumjera na smanjenje koncentracije napreznja.

Brodaska je konstrukcija iznimno složena i nemoguće je izbjeći takve koncentratore napreznja. Stoga je nužno posvetiti dostatnu pažnju oblikovanju detalja kako bi se učinci povećanja napreznja uslijed geometrijskog rasporeda elemenata konstrukcije smanjili na najmanju moguću mjeru. Osobito je važno izbjegavati blizinu više takvih koncentratora, jer njihovo superponiranje dovodi do znatnog povećanja napreznja, što osjetno povećava osjetljivost na zamor, kao što zorno pokazuje slika 2.19.



Slika 2.18 Faktor koncentracije naprezanja kod smanjenja debljine [12]



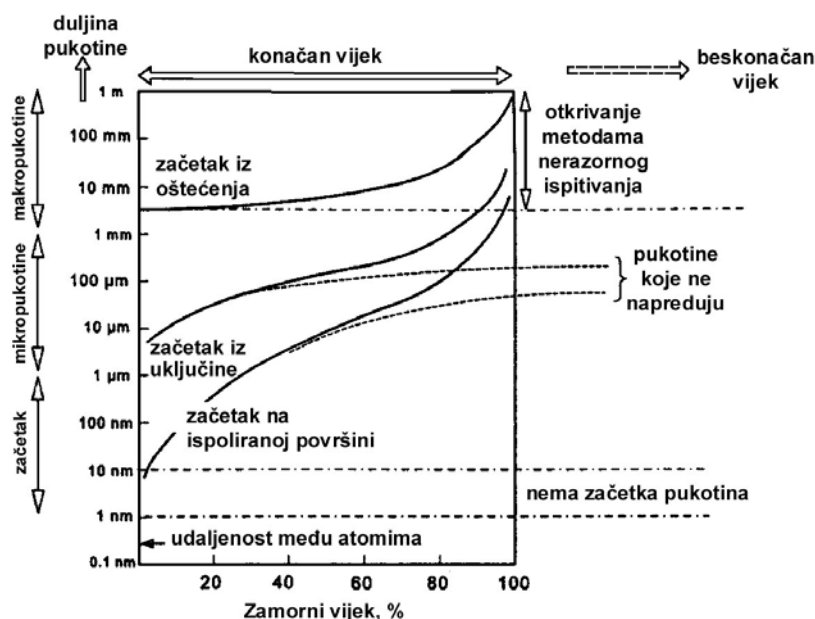
Slika 2.19 Nastanak zamorne pukotine zbog superponiranja koncentrata naprezanja [12]

Iako je koljeno prvotno bilo ispravno oblikovano zaobljavanjem odgovarajućim polumjerom, naknadnom obradom radi smještanja vijka stvoren je vrlo nepovoljan oblik koji je, uz utjecaj superponiranih koncentrata naprezanja, doveo do nastanka zamorne pukotine.

2.3.2 Oštećenja u zavarenim spojevima

Začeci zamornih pukotina povezani su s mjestima koja kombinacija lokalne koncentracije naprezanja i smanjene otpornosti na ciklusno klizanje čine posebno osjetljivima. Vrlo često su te *najslabije karike* povezane upravo s oštećenjima u zavarenim spojevima koja istovremeno dovode do lokalnog povišenja naprezanja i osiguravaju slobodnu površinu (bilo na stvarnoj površini materijala, bilo u unutrašnjosti zavarenog spoja) na kojoj je olakšano ciklusno klizanje. Početna duljina takvih pukotina veća je od 1 mm, tako da ih je moguće uočiti odmah po nastanku, slika 2.20.

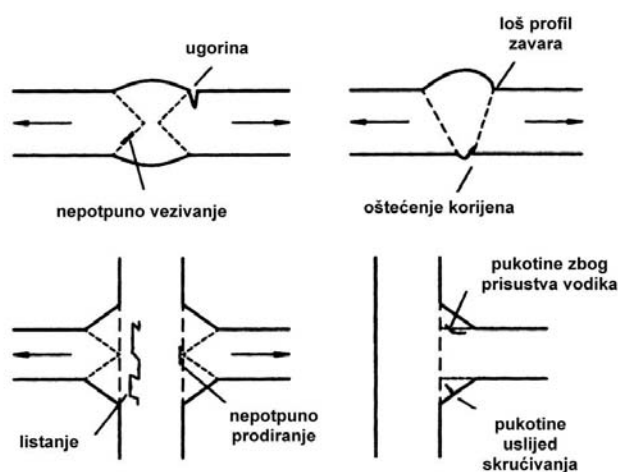
Nasuprot njima, pukotine nastale na uključinama, a osobito one nastale na savršeno poravnatim površinama, najveći dio vremena ostaju praktično nevidljive i njihov je zamorni vijek znatno duži.



Slika 2.20 Scenariji nastanka i rasta pukotina [12]

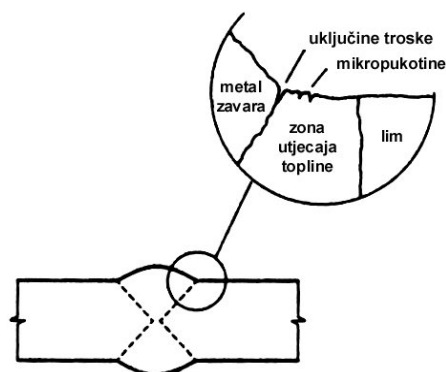
Tri su osnovne grupe u koje možemo svrstati pogreške u zavarenim spojevima [15]:

- nesavršenosti oblika (linearno i kutno nepodudaranje, ugorine)
- prostorne pogreške (poroznost, uključine troske, uključine metala)
- ravninske pogreške (pukotine, nepotpuno vezivanje, nepotpuno prodiranje).



Slika 2.21 Različite vrste oštećenja zavara [11]

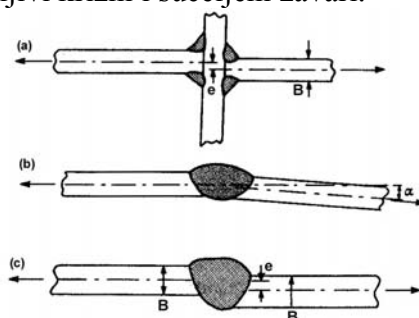
Oštećenja su uvijek prisutna u zavarenim spojevima i možemo ih smatrati urođenim značajkama svakog zavora. Zamor takvih spojeva uglavnom predstavlja fenomen rasta pukotine, budući da je početna dužina pukotine već tolika da se može smatrati da je potpuno preskočena faza njenog začetka. Ovo osobito vrijedi kod ravninskih pogrešaka, koje su stoga i najopasnije. Tek naknadna primjena metoda poboljšavanja dinamičke izdržljivosti zavarenih spojeva može ublažiti negativne učinke oštećenja. Čak i nazivno savršen zavar sadrži oštećenja duž vrha zavora u obliku uključina troske ili mikropukotina, slika 2.22.



Slika 2.22 Mikroskopska oštećenja zavora [11]

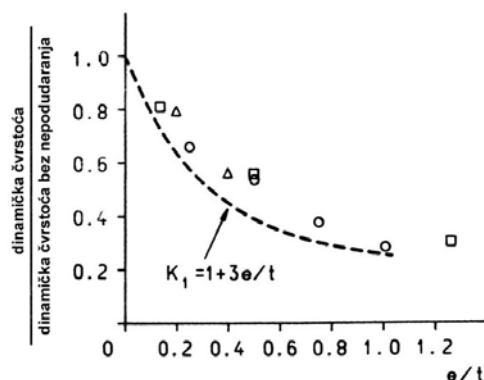
Nepodudaranje

Netočnosti pri spajanju limova dovode do njihovog nepodudaranja, tako da zavareni spojevi u praksi često odstupaju od oblika koji je zamislio projektant. Razlikujemo linerano i kutno nepodudaranje, a osobito su osjetljivi križni i sučeljeni zavori.



Slika 2.23 Primjeri nepodudaranja: (a) linearno kod križnog spoja; (b) kutno kod sučeljenog spoja; (c) linearno kod sučeljenog spoja [14]

U slučaju uzdužnog opterećenja takvog spoja okomito na liniju nepodudaranja, dolazi do koncentracije naprezanja zbog javljanja sekundarnih naprezanja savijanja. Porast naprezanja kod sučeljenih zavora može iznositi i do 30%, a kod križnih spojeva čak i do 45% [15], što uzrokuje osjetno smanjenje dinamičke čvrstoće.



Slika 2.24 Utjecaj nepodudaranja na smanjenje zamorne čvrstoće [11]

Kod spojeva opterećenih čistim savijanjem ne dolazi do sekundarnih savojnih naprezanja i nepodudaranja ne smanjuju otpornost prema zamoru.

Ugorine

Nepravilni žlijebovi u osnovnom materijalu na vrhu zavora, ili u prethodnom sloju zavora. Znatno povećavaju lokalna naprezanja i stoga su vjerojatna mjesta nastanka zamornih pukotina. Njihovo se nastajanje može spriječiti održavanjem ispravnog položaja elektrode za vrijeme zavarivanja te prikladnim odabirom postupka zavarivanja i elektroda.



Slika 2.25 Ugorina [11]

Dozvoljena dubina ugorine propisuje se ovisno o vrsti zavarenog spoja i zamornoj klasi konstrukcijskog detalja [15].

Poroznost i uključine troske

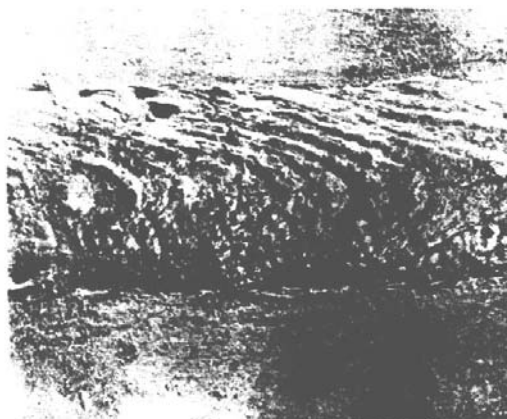
Oštećenja zavora ukopana ispod površine materijala, poput poroznosti ili uključina troske, otvaraju dodatne mogućnosti za nastanak zamornih pukotina. Poroznost obično uzrokuje prisutnost masti ili vlage u žlijebu, dok uključine troske nastaju zbog lošeg čišćenja žlijeba i slojeva zavora, primjene nekvalitetne elektrode ili neodgovarajućih parametara zavarivanja [16]. Izduženi oblici opasniji su od kuglastih, a naročito su opasna ona oštećenja koja prodiru do površine i koja se stoga razmatraju poput ravninskih pogrešaka.



Slika 2.26 Uključine troske kod sučeljenog zavora [14]

Pukotine

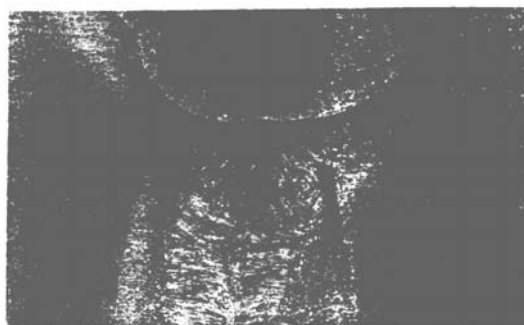
Mogu nastati zbog prisutnosti vodika, kada zbog zavarivanja dođe do otvrdnjavanja zone utjecaja topline i kada naprezanja u spoju dosegnu određenu razinu. Sprečavaju se korištenjem elektroda s niskim sadržajem vodika, predgrijavanjem i visokim unosom topline. Drugu vrstu čine pukotine koje nastaju prilikom skrućivanja, a koje uzrokuje visoki sadržaj sumpora u zavaru koji obično potječe iz rastaljenog osnovnog materijala.



Slika 2.27 Pukotine uslijed skrućivanja sučeljenog zavara [11]

Nedostatno spajanje

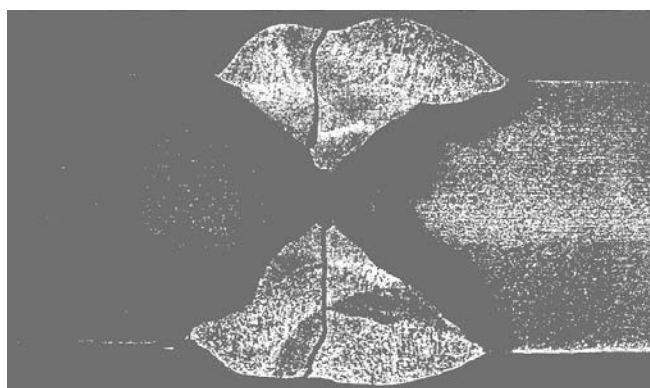
Ravninsko oštećenje smješteno između metala zavara i osnovnog materijala, ili između pojedinih slojeva zavara. Obično se javlja prilikom zavarivanja u struji zaštitnog plina (TIG, MIG) uslijed preniskog unosa topline, ili oksidiranja metala zavara u električnom luku.



Slika 2.28 Nedostatno spajanje [11]

Nepotpuno prodiranje

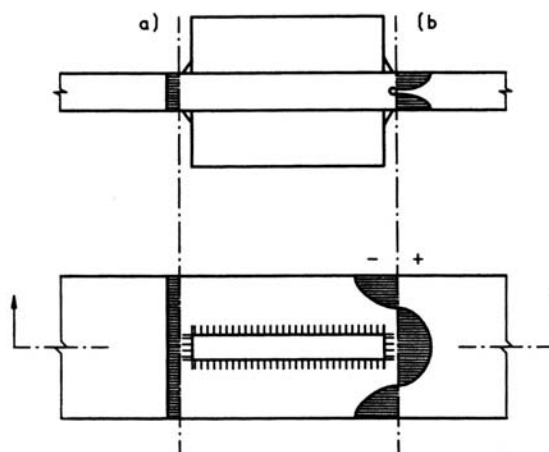
Nepotpuno ispunjavanje korijena zavara. Obično ga uzrokuju neodgovarajući parametri zavarivanja, poput niskog unosa topline (uslijed preslabe struje zavarivanja), ili prevelike brzine zavarivanja. Druga je mogućnost loša priprema zavarenog spoja – mali kut otvora žlijeba, previsoko grlo žlijeba, neodgovarajuća širina grla žlijeba [16].



Slika 2.29 Nepotpuno prodiranje iz kojeg se razvila zamorna pukotina [14]

2.3.3 Zaostala naprezanja

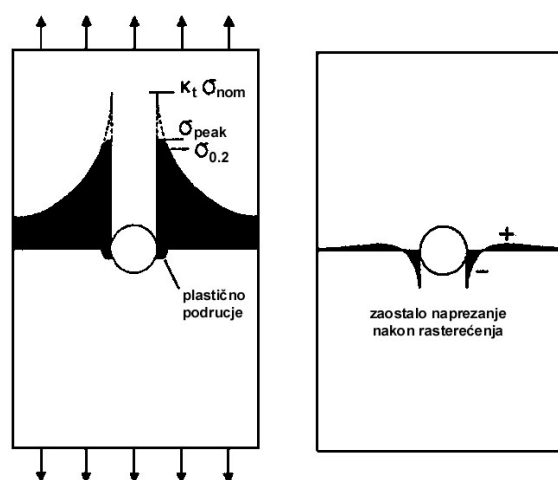
Čak i kada konstrukcija nije izložena djelovanju bilo kakvog vanjskog opterećenja, u njoj postoji raspodjela naprezanja koja je posljedica postupaka primijenjenih pri proizvodnji njenih elemenata i njihovom sklapanju u cjelinu. Takva naprezanja nazivamo zaostalim, a ime su dobila po tome što su često *ostatak* nehomogene plastične deformacije u materijalu [12]. Budući da ne postoji nikakvo vanjsko opterećenje, raspodjela zaostalih naprezanja mora zadovoljiti jednadžbe ravoteže, tako da vlačna i tlačna naprezanja uvijek dolaze u paru. Dvije su vrste zaostalih naprezanja u konstrukcijama, dugoročna i kratkoročna, slika 2.30.



Slika 2.30 Zaostala naprezanja: (a) dugoročna; (b) kratkoročna [11]

Dugoročna (globalna) predstavljaju ukupnu raspodjelu naprezanja u konstrukciji, a proizlaze iz postupaka usklađivanja sastavnih elemenata i sklapanja konstrukcije. Općenito su mala u odnosu na granicu tečenja. Ne oslobađaju se jednostavno toplinskim postupcima, niti na njihovu raspodjelu znatnije utječu vršna opterećenja, a smanjiti se mogu primjenom strožih tolerancija pri gradnji.

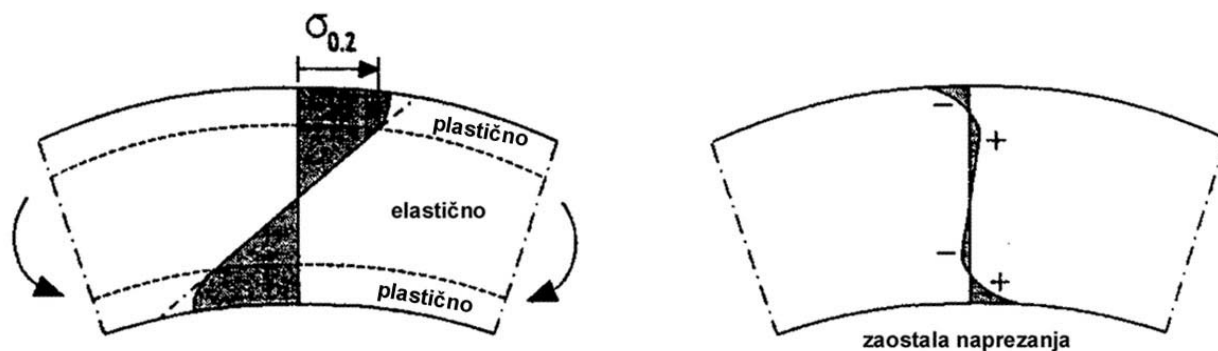
Nasuprot njima, kratkoročna (lokalna) naprezanja uravnotežuju se po poprečnom presjeku pojedinih elemenata. Nastaju uslijed nehomogenog lokalnog plastičnog deformiranja kada lokalna naprezanja na bilo kojem mjestu premaše granicu tečenja. To zorno pokazuje primjer vlačno opterećene trake s otvorom, slika 2.31.



Slika 2.31 Zaostala naprezanja na rubu otvora [12]

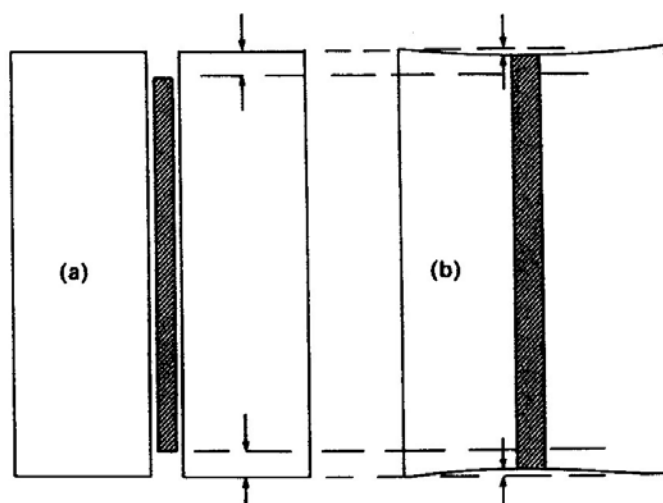
Primjenom dovoljno visokog opterećenja, vršno će naprezanje na rubu otvora premašiti granicu tečenja i stvorit će se malo plastično područje, čime će se ublažiti vrh raspodjele naprezanja. Uklanjanjem opterećenja, plastično područje bit će izloženo tlačnim naprezanjima koja će uravnotežiti vlačna naprezanja udaljena od ruba otvora.

Drugi izvori kratkoročnih zaostalih naprezanja su proizvodni postupci. Hladna obrada materijala uključuje njegovo plastično deformiranje, uslijed čega u materijalu ostaje polje naprezanja, slika 2.32.



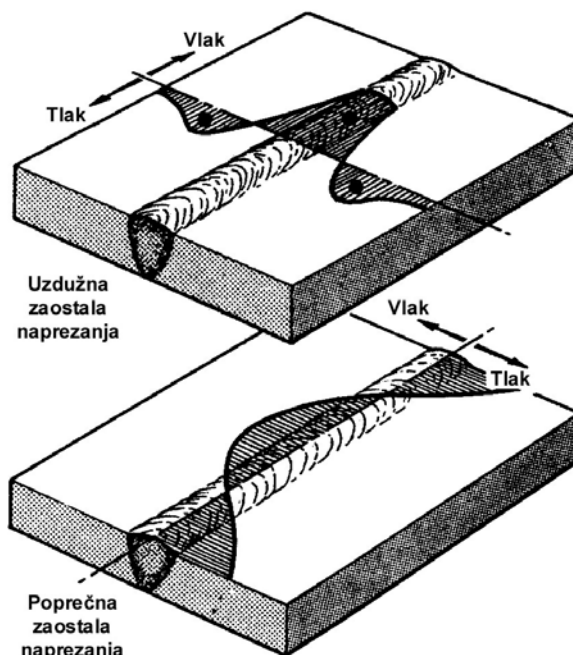
Slika 2.32 Zaostala naprezanja kao posljedica hladnog valjanja [12]

Najčešći uzrok nastanka kratkoročnih zaostalih naprezanja u brodskim konstrukcijama je spajanje elemenata konstrukcije zavarivanjem. Za vrijeme zagrijavanja i hlađenja, okolni materijal različite temperature sprečava prirodno širenje i skupljanje materijala u zoni utjecaja topline. Da bi se prilagodio *neprirodnoj* duljini, metal zavara kojemu je skupljanje onemogućeno mora se plastično deformirati, što stvara polje zaostalih vlačnih naprezanja u njegovoj blizini. Naprezanja na vrhu zavara mogu imati iznos oko granice tečenja.



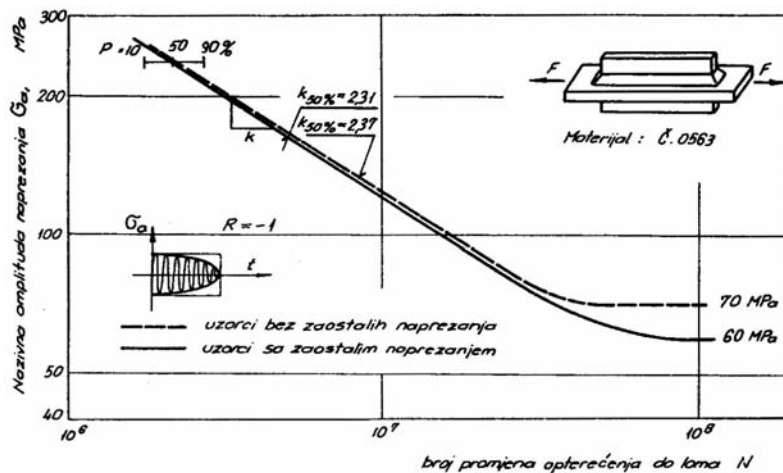
Slika 2.33 Stvaranje zaostalih naprezanja pri zavarivanju: (a) skupljanje zavara bez ograničenja; (b) skupljanje ograničenog zavara [14]

Izgled tog polja ovisi o mnogim faktorima, kao što su vrsta i veličina spoja, ili primijenjeni postupak zavarivanja. Uobičajenu raspodjelu donosi slika 2.34.



Slika 2.34 Uobičajena raspodjela zaostalih napreznja u zavarenom spoju [14]

Ona je vrlo nepovoljna sa stanovišta zamora. Polje zaostalih napreznja ne utječe na raspon napreznja uslijed primijenjenog ciklusnog opterećenja, već pomiče njegovo srednje napreznje. Da se utjecaj zaostalih napreznja na dinamičku čvrstoću može izjednačiti s onim srednjeg napreznja pokusima su pokazali i Grubišić i Domazet dobivši identične krivulje ispitivanjem epruveta s narintim vlačnim prednapreznjem poput onih koje su dobili ispitivanjem epruveta sa zaostalim napreznjima [17]. Stoga visoko vlačno napreznje u vrhu zavara (koji je vjerojatno mjesto nastanka zamorne pukotine) može pomaknuti gotovo cijeli ciklus ukupnog napreznja u vlačno područje, bez obzira na primijenjeno opterećenje. Budući da se pukotina širi samo za vrijeme ukupnog vlačnog napreznja, ovo će povećati brzinu njenog rasta i znatno skratiti zamorni vijek. Nasuprot tome, prisutnost zaostalih tlačnih napreznja u okolici zavara povoljno utječe na dinamičku čvrstoću jer usporava, ili čak onemogućuje, rast zamornih pukotina pomicanjem ciklusa ukupnog napreznja u tlačno područje. Na tome se učinku temelji grupa metoda za produljenje životnog vijeka.



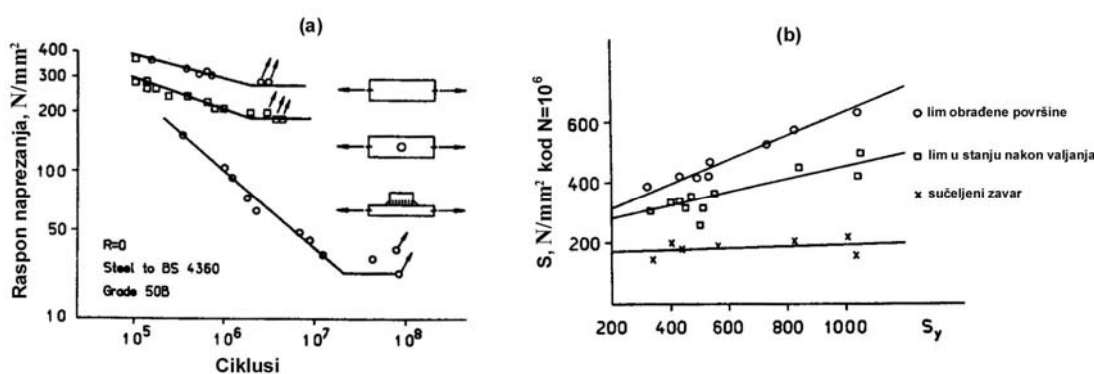
Slika 2.35 Krivulja vijeka trajanja za epruvete sa zaostalim napreznjima i bez njih [17]

Kratkoročna zaostala naprezanja mijenjaju se s opterećenjem koje proživi detalj konstrukcije, zbog plastičnog deformiranja do kojeg dolazi pod vršnim opterećenjem [18]. Stoga njihov utjecaj na dinamičku čvrstoću konstrukcijskih detalja nestaje u području visokih raspona naprezanja, kao što pokazuje primjer kutno zavarenih uzdužnih spojeva izvrnutih opterećenju promjenljivog raspona.

Vlačna naprezanja na vrhu zavora prilično brzo opadaju s razine granice tečenja osnovnog materijala, čak i do 50% u 8% vijeka epruvete [19], ovisno o iznosu vršnog naprezanja.

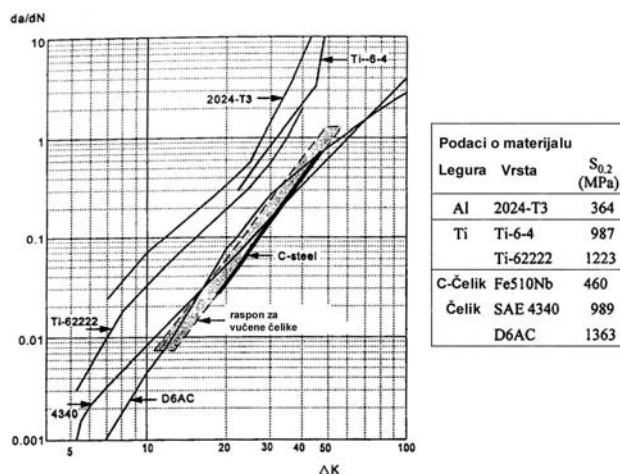
2.3.4 Upotreba čelika povišene čvrstoće

Utjecaj granice tečenja materijala na njegovu dinamičku čvrstoću nije jednoznačan i ovisi o trajanju faze začetka pukotine.



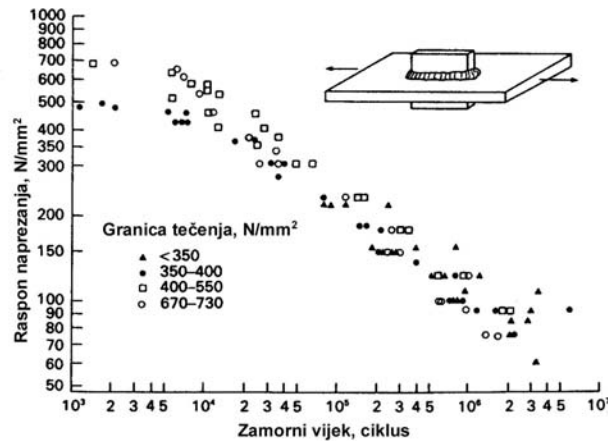
Slika 2.36 Dinamička čvrstoća u funkciji granice tečenja [11]

Povećanje dinamičke čvrstoće zamjetno je kod elemenata bez značajnih koncentracija naprezanja (neoštećena epruveta na slici 2.36a; lim obrađene površine, slika 2.36b). Lokalno povećanje naprezanja, bilo uslijed geometrijskih nepravilnosti (otvor na slici 2.36a), bilo uslijed oštećenja površine (lim u stanju nakon valjanja, slika 2.36b), dovodi do skraćenja faze nastanka zamorne pukotine, a time i do smanjenja povoljnog učinka koje donosi povećanje statičke čvrstoće. Kod zavarenih spojeva pukotine rastu iz neizbježnih oštećenja zavora, tako da praktično ne postoji faza začetka pukotine i može se reći da ona cijeli vijek provede u fazi rasta.



Slika 2.37 Brzina rasta pukotine za različite materijale [12]

Budući da se otpornost materijala na rast pukotine znatnije ne mijenja sa statičkom čvrstoćom, slika 2.37, kod zavarenih spojeva dinamička čvrstoća ne mijenja se s porastom granice tečenja. To dokazuju i rezultati pokusa zamora, kao što se vidi na slici 2.38 koja donosi rezultate pokusa na kutnim zavarima.

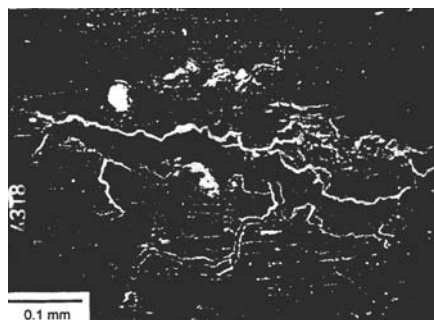


Slika 2.38 Rezultati pokusa zamora za kutne zavare [14]

Upotreba čelika povišene čvrstoće podrazumijeva i povećanje razine naprezanja uslijed čega će, kod kritičnih zavarenih konstrukcijskih detalja doći do skraćenja zamornog vijeka. Detalji koji bi, da su izrađeni iz običnog brodograđevnog čelika, zadovoljili sa stanovišta dinamičke čvrstoće, ako se izrade iz čelika povišene čvrstoće, mogu dovesti do problema sa zamorom. Obradom spojeva nakon zavarivanja može se produljiti trajanje faze začetka pukotine kod takvih spojeva, a time i osigurati nešto povoljnog učinka porasta granice tečenja na dinamičku čvrstoću.

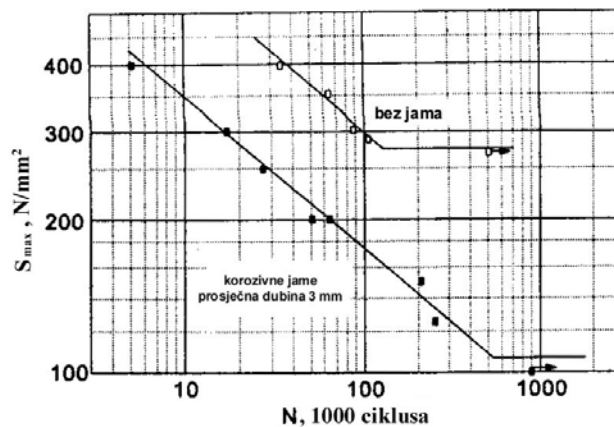
2.3.5 Korozija

Korodiranje predstavlja kemijsku reakciju između površine metala i njene okoline. Elektroni napuštaju atome metala, a primaju ih otopljene molekule kisika u vodi te, u manjoj mjeri, ioni vodika (koji imaju nisku koncentraciju u vodi) [20]. Taj se prijenos elektrona odvija uz oslobađanje energije, što znači da se može spontano pokrenuti u određenim okolišnjim uvjetima. Oni su ispunjeni kada je čelik uronjen, ili kada je izložen tankom filmu vode (što se događa kod vlažnosti zraka od 89%, odnosno samo 32% ukoliko ima soli na površini čelika). Nepovoljan učinak korozije na zamorni vijek ogleda se u utjecaju na obje glavne faze u razvoju pukotine. Izuzetak su jedino materijali dobre otpornosti na koroziju, poput nekih legura titana, kod kojih se ubrzava rast pukotine, dok je utjecaj na stvaranje pukotine zanemariv [12]. Začetku zamornih pukotina doprinosi sam mehanizam korodiranja koji uzrokuje oštećenje površine, tzv. korozivne jame, slika 2.39.



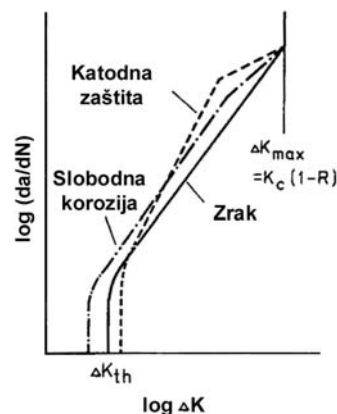
Slika 2.39 Korozivna jama na površini aluminijske legure [12]

Takva oštećenja površine uzrokuju značajne koncentracije naprezanja i stoga dovode do ranijeg oblikovanja zamorne pukotine. Osim toga, budući da korozivna okolina dramatično snižava granicu zamora, pukotine sada mogu nastajati i pri značajno nižim razinama raspona naprezanja.



Slika 2.40 Učinak korozivnih jama na S-N krivulju nezarezanih epruveta iz aluminijsa [12]

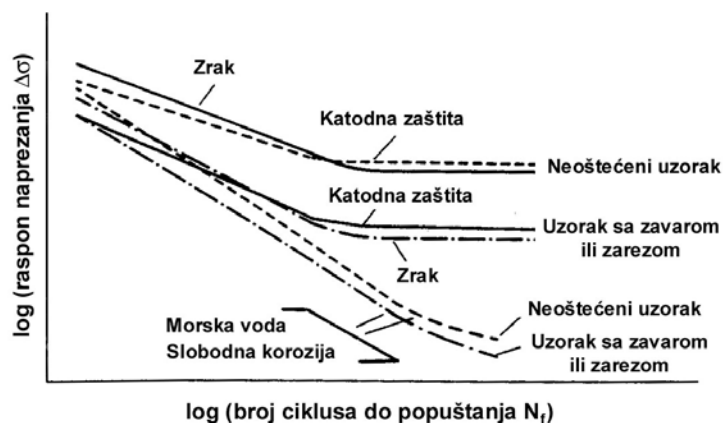
Učinak korozije na ubrzavanje rasta pukotine ostvaruje se kroz složeno međudjelovanje između mehanizma korozije, ciklusnog klizanja u vršku pukotine i mehanizma raskidanja veza u materijalu. Otvaranje i zatvaranje pukotine poput pumpe uvlači okolnu vodu u pukotinu. Ioni klora iz slane vode slabe veze u materijalu, olakšavajući na taj način napredovanje pukotine.



Slika 2.41 Učinak korozije na brzinu rasta pukotine [20]

Na nepovoljne utjecaje korozije može se djelovati već u fazi projektiranja. Nagnuti elementi konstrukcije i otvori za pražnjenje trebaju omogućiti učinkovito uklanjanje tekućine iz tankova. Smanjivanjem horizontalnih površina i minimiziranjem deformacija na površinama koje se ne mogu izbjeći, treba onemogućiti zadržavanje tekućine.

Dva su osnovna sustava zaštite od korozije. Prvi čine zaštitni premazi koji fizički odvajaju površinu čelika od kisika i elektrolita, sprečavajući tako proces korozije. Njihova uspješnost ovisit će o pripremi površine koja treba biti dobro ispolirana kako ne bi došlo do preranog pucanja premaza uslijed koncentracije naprezanja i stvaranja pukotina. Drugi sustav predstavlja katodna zaštita koja se obično ugrađuje u teretne i balastne tankove radi zaštite izloženog čelika. Djelovanje anoda ogleda se u čišćenju i polariziranju čeličnih površina te polaganju zaštitnog sloja vapnenca. Potrebno je osigurati dostatan električni potencijal kako bi se ravnomjerno zaštitio cijeli tank. Premala zaštita će očistiti površine, ali neće osigurati dovoljan premaz i stoga će dovesti do ubrzane korozije izloženog čelika.



Slika 2.42 Učinak katodne zaštite na S-N krivulje [11]

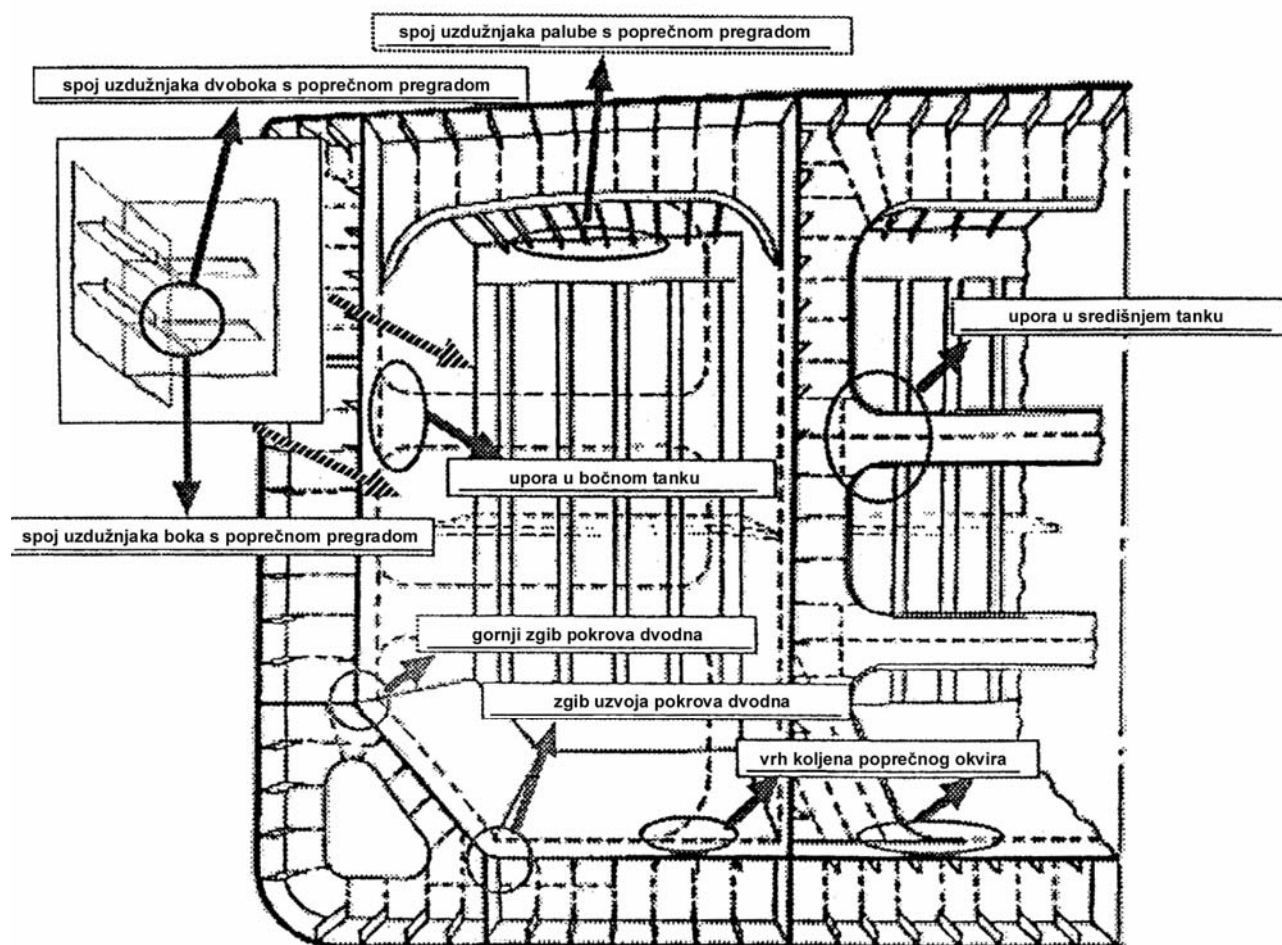
Prevelika zaštita dovodi do lokalnog nakupljanja vodika, što, pri visokim razinama opterećenja, dovodi do povećanja krutosti materijala i stoga veće brzine širenja pukotine (slika 2.41). Na to su posebno osjetljivi čelici povišene čvrstoće. Naslage vapnenca mogu nastati i na površinama pukotina, zatvarajući ih [11]. To dovodi do nižih brzina rasta pukotine i više granične vrijednosti faktora intenzivnosti napreznja ΔK_{th} , ispod koje nema širenja zamornih pukotina, slika 2.41.

2.4 KRITIČNI DETALJI BRODSKIH KONSTRUKCIJA

Pojava zamornog oštećenja učestalija je kod nekih vrsta brodova i kod određenih elemenata konstrukcije trupa. Životni vijek ovisi o razini promjenljivog naprezanja, korozivnosti okoline i iznosu faktora koncentracije naprezanja, a sve se to mijenja ovisno o vrsti broda i razmatranom konstrukcijskom detalju.

Klasifikacijska društva stvorila su baze podataka iz kojih se mogu prepoznati mjesta osobito osjetljiva na zamorno oštećenje. Osim na informacijama o dosadašnjim popuštanjima za koja se sumnjalo da su povezana sa zamorom, takve se baze temelje na dugogodišnjem iskustvu u odobravanju klasifikacijskih nacrtu novogradnji, kontroli gradnje brodova te njihovoj izvedbi u službi. Važnu ulogu u tome odigrala je i metoda konačnih elemenata, omogućivši provođenje detaljnih analiza sumnjivih područja, uz mijenjanje konfiguracija svakog detalja. Iskristalizirala su se pojedina mjesta na kojima se, u životnom vijeku, mogu očekivati visoke koncentracije naprezanja. Kako ona, od potencijalnih, ne bi postala mjestima stvarnih zamornih popuštanja, potrebno je poduzeti odgovarajuće mjere, kako u fazi projektiranja konstrukcije, tako i za vrijeme njene izgradnje.

2.4.1 Tankeri



Slika 2.43 Kritični konstrukcijski detalji kod VLCC tankera s dvostrukom oplatom [21]

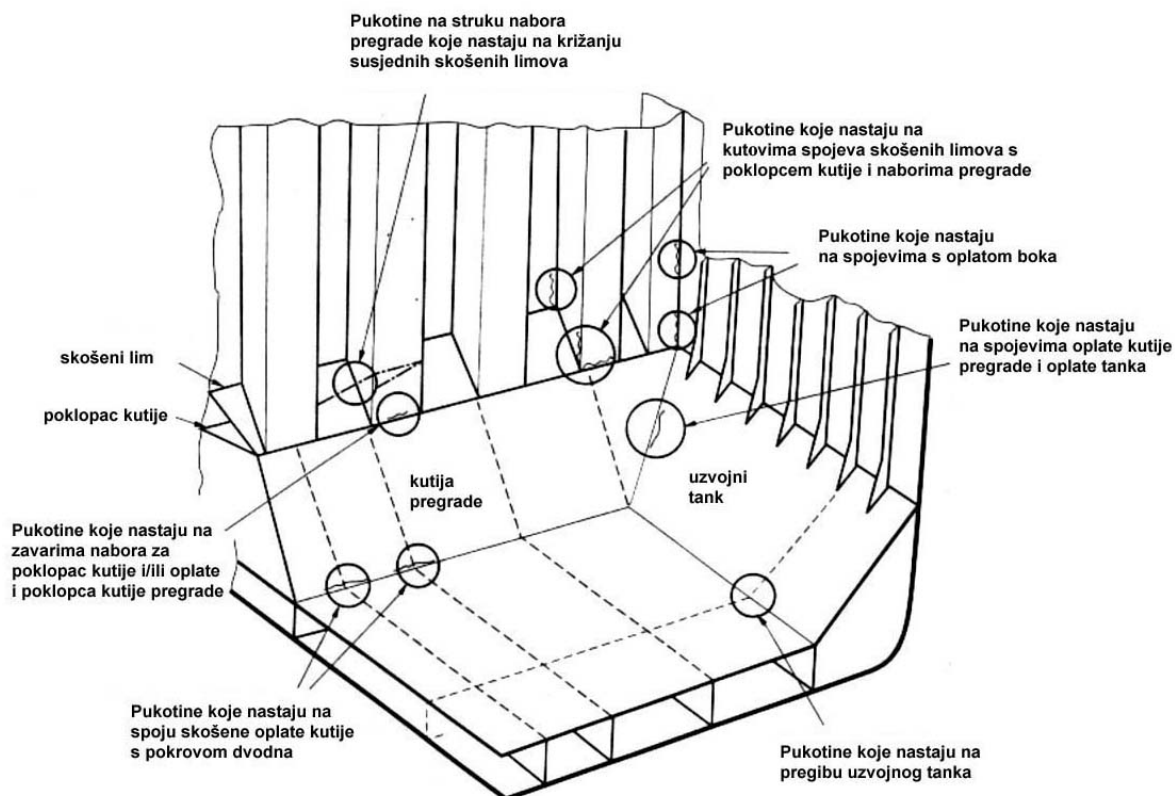
Tablica 2.2 Mjesta na kojima se mogu očekivati visoke koncentracije naprezanja u životnom vijeku tankera [22]

Vrsta tankera s dvostrukom oplatom	Opći položaj	Spojevi osjetljivi na više razine naprezanja i nepodudaranje
1. Manji tankeri	Presjek po sredini skladišta	Presjek krajnjih koljena poprečnog ukrepljenja s oplatom pokrova dvodna i uzdužnom pregradom.
	Poprečna pregrada (Vertikalno naborana)	Spoj nabora i pokrova dvodna. Spoj nabora i palube. Spoj uzdužnjaka palube i nabora.
	Poprečna pregrada (Uzdužno naborana)	Spoj nabora s uzdužnom pregradom i dvobokom. Spoj uzdužnjaka dna i pokrova dvodna s rebrenicama u predjelu donje kutije pregrade.
2. Veći tankeri (do Suezmaxa) Bez uzdužnih pregrada u teretnim tankovima	Presjek po sredini skladišta	Presjek pokrova dvodna i nagnutog pokrova uzvojnog tanka. Presjek uzdužne pregrade (dvoboka) i nagnutog pokrova uzvojnog tanka. Spoj krajnjih koljena poprečnjaka palube s uzdužnom pregradom. Spoj uzdužne pregrade i nagnutog lima na vrhu tanka. Spojevi uzdužnjaka boka s okvirnim rebrima, osobito u području između balastne i teretne vodne linije.
	Poprečna pregrada (Vertikalno naborana)	Spoj donje kutije pregrade i oplata pokrova dvodna. Spoj vertikalnih nabora i donje kutije pregrade. Spoj vertikalnih nabora i gornje kutije pregrade. Spoj sustava uzdužnih nosača palube s gornjom kutijom pregrade. Spoj donje i gornje kutije pregrade sa strukturom boka.
	Poprečna pregrada	Spoj vertikalnih ukrepa i pokrova dvodna. Spoj vertikalnih ukrepa i horizontalnih proveza pregrade. Spoj horizontalnih proveza pregrade i bočnih nosača. Spojevi uzdužnjaka dna i pokrova dvodna s nepropusnom rebrenicom u ravnini pregrade.
3. VLCC i ULCC tankeri s uzdužnim pregradama u teretnim tankovima	Presjek po sredini skladišta	Presjek pokrova dvodna i nagnutog pokrova uzvojnog tanka. Spoj rebrenica dvodna s uzvojnim tankom i uzdužnom pregradom. Presjek dvoboka i nagnutog pokrova uzvojnog tanka. Spoj krajnjih koljena vertikalnih poprečnjaka uzdužne pregrade i pokrova dvodna. Spoj koljena okvirnih rebara s pokrovom dvodna i uzdužnom pregradom. Spoj krajnjih koljena poprečnjaka palube s dvobokom i uzdužnom pregradom. Spoj uzdužnjaka dna i pokrova dvodna s ukrepama rebrenica. Spojevi uzdužnjaka boka s okvirnim rebrima, osobito u području između balastne i teretne vodne linije.
	Poprečna pregrada	Spoj horizontalnih proveza s uzdužnom pregradom i dvobokom. Spoj vertikalnih ukrepa s horizontalnim nosačima i pokrovom dvodna. Spojevi uzdužnjaka boka i dvoboka s poprečnom pregradom. Spojevi uzdužnjaka dna i pokrova dvodna s nepropusnom rebrenicom u ravnini pregrade.

2.4.2 Brodovi za prijevoz rasutih tereta

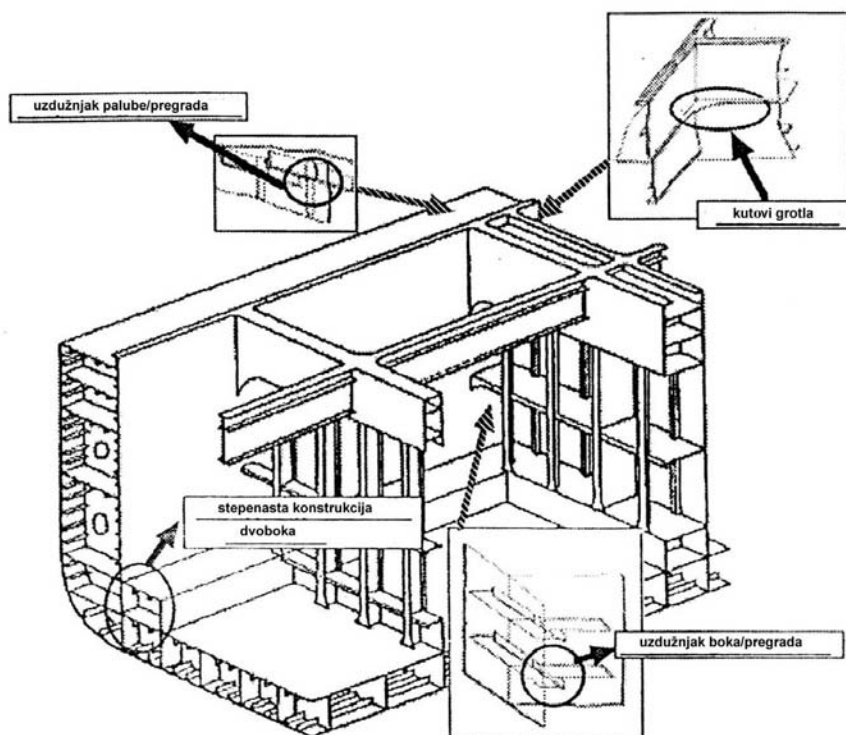
Tablica 2.3 Mjesta na kojima se mogu očekivati visoke koncentracije naprezanja u životnom vijeku brodova za prijevoz rasutih tereta [22]

Grupa	Kritična područja	Osjetljiva mjesta
1	Dvodno	Spojevi ukrepa rebrenica s uzdužnjacima dna. Spojevi ukrepa rebrenica s uzdužnjacima pokrova dvodna.
2	Uzvojni tank	Spojevi u blizini zavarenog zgiba na presjeku oplata pokrova dvodna s uzdužnim nosačem dna i nagnutim limom uzvoja.
		Spojevi u blizini zaobljenog zgiba na presjeku oplata pokrova dvodna s uzdužnim nosačem dna i nagnutim limom uzvoja.
		Spojevi ukrepa poprečnih rebara uzvojnog tanka s uzdužnjacima dna i boka. Spojevi ukrepa poprečnih rebara uzvojnog tanka s uzdužnjacima nagnutog pokrova uzvojnog tanka.
		Spojevi koljena poprečnih rebara uzvojnog tanka s nagnutim limom uzvojnog tanka, oplatom dna i uzdužnjacima boka.
		Spojevi gornjih koljena uzvojnog tanka ispod donjih koljena rebara u skladištu.
3	Rebra u skladištu	Spojevi gornjih i donjih koljena rebara u skladištu s nagnutim limovima uzvojnog i krilnog tanka.
4	Krilni tank	Spojevi donjih koljena krilnog tanka iznad gornjih koljena rebara u skladištu.
		Spojevi ukrepa poprečnih rebara krilnog tanka s uzdužnjacima boka.
		Spojevi koljena poprečnih rebara krilnog tanka s uzdužnjacima boka.
		Spojevi ukrepa poprečnih rebara krilnog tanka s uzdužnjacima nagnutog lima krilnog tanka.
		Spojevi koljena poprečnih rebara krilnog tanka s uzdužnjacima nagnutog lima krilnog tanka.
5	Paluba izvan linije otvora	Izrezi za prolaz uzdužnjaka palube u struku palubnih podveza. Spojevi ukrepa struka palubnih podveza s uzdužnjacima palube.
		Izrezi za prolaz uzdužnjaka palube u struku palubnih podveza. Spojevi koljena palubnih podveza s uzdužnjacima palube.
6	Paluba između grotala	Oplata palube u predjelu kutova grotala. Spojevi pražnica grotala s palubnim podvezama.
		Spojevi krajnjih koljena uzdužnih pražnica grotala s oplatom palube.
7	Poprečne pregrade	Spojevi vertikalnih ukrepa rebrenica s uzdužnjacima dna i pokrova dvodna ispod donje kutije pregrade i spojeva donje kutije pregrade s oplatom pokrova dvodna.
		Spojevi donje kutije pregrade s oplatom pokrova dvodna u ravnini uzdužnih nosača dna.
		Spojevi donje kutije pregrade i naborane poprečne pregrade. Spojevi limova za rasipanje opterećenja i naborane poprečne pregrade.
		Spojevi naborane pregrade s gornjom kutijom pregrade i oplatom palube.



Slika 2.44 Kritični konstrukcijski detalji kod brodova za prijevoz rasutih tereta [22]

2.4.3 Kontejnerski brodovi



Slika 2.45 Kritični konstrukcijski detalji kod kontejnerskih brodova [21]

Tablica 2.4 Mjesta na kojima se mogu očekivati visoke koncentracije naprezanja u životnom vijeku kontejnerskih brodova [23]

Element trupa	Konstruktivski detalj	Vrsta opterećenja
Uzdužnjaci dna i boka	Sučeljeni spojevi i presjeci s okvirnim rebrima i poprečnim pregradama.	Savijanje trupa, uvijanje ¹⁾ bočno tlačno opterećenje ukrepa.
Paluba	Sučeljeni spojevi uzdužnjaka i limova oplata, zaobljeni kutovi grotala, detalji zavareni na palubu radi podupiranja postolja za kontejnere.	Savijanje trupa, naprezanja vitoperenja uslijed uvijanja ²⁾ .
<p>1) Naprezanja vitoperenja uslijed uvijanja u području uzvoja mogu biti značajna od prednje pregrade strojarnice do prednje četvrtine broda.</p> <p>2) Procjena zamora struktura palube mora uključivati kombinirani učinak vertikalnog i horizontalnog savijanja trupa te vitoperenja uslijed uvijanja. Za kutove grotala u procjenu zamora potrebno je uključiti dodatna naprezanja koja uzrokuje savijanje poprečnih (i uzdužnih) struktura palube uslijed torzijske deformacije trupa.</p>		

2.5 PRODULJENJE ŽIVOTNOG VIJEKA KONSTRUKCIJSKIH DETALJA

U prethodnom su potpoglavlju za različite vrste brodova definirana potencijalna mjesta začetka i razvoja zamornih pukotina. Na zamorno oštećenje osobito su osjetljivi zavareni spojevi koji uključuju sva tri faktora koji najsnažnije utječu na životni vijek – lokalnu koncentraciju naprezanja (uslijed geometrijske konfiguracije spoja, oblika zavara te geometrijskih nepodudaranja dijelova koji se spajaju), zaostala naprezanja koja postupak zavarivanja uvodi u područje zavara te dosta oštećenja, od kojih je većina toliko oštra da zamorne pukotine počinju rasti izravno iz njih, čim se konstrukcija izvrzne dinamičkom opterećenju, potpuno preskočivši fazu nastanka pukotine.

Na poboljšanje dinamičke čvrstoće konstrukcijskih detalja može se djelovati u fazi projektiranja konstrukcije i u fazi njene proizvodnje. Nekoliko je načina na koji se produljenje životnog vijeka detalja može ostvariti za vrijeme projektiranja [22]:

- smanjenje geometrijske koncentracije naprezanja pažljivim oblikovanjem detalja
- smanjenje razine žarišnih naprezanja povećanjem lokalnih dimenzija
- smanjenje razine opterećenja osiguravanjem dodatnih nosivih elemenata radi izmjene raspodjele opterećenja.

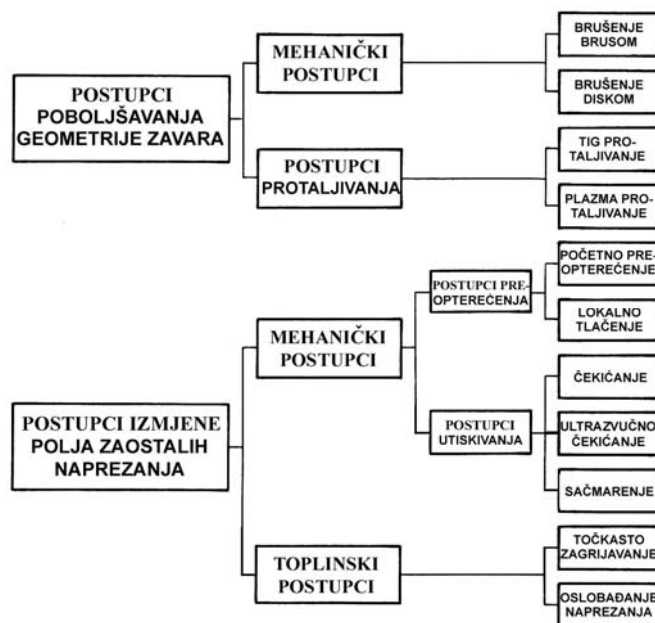
Budući da posljednja dva načina dovode do povećanja mase ugrađenog čelika, a time i težine broda, to se želi izbjeći po svaku cijenu. Kao glavna mjera povećanja zamorne čvrstoće preporučuje se bolje projektiranje osjetljivih konstrukcijskih detalja.

Na dinamičku čvrstoću zavarenih spojeva izravno utječu postupak proizvodnje, tolerancije i kvaliteta rada. Pravila to odražavaju zahtjevom za *dobro izvedenim radom (good workmanship)* i dozvoljenim tolerancijama, u skladu s uobičajenom brodograđevnom praksom. Tablica 2.5 donosi granice dozvoljenih oštećenja zavarenih spojeva koje propisuje Det Norske Veritas u svojim pravilima za određivanje zamornog oštećenja brodskih konstrukcija.

Tablica 2.5 Uobičajene tolerancije za oštećenja u proizvodnji [23]

VRSTA OŠTEĆENJA	PODPOVRŠINSKA OŠTEĆENJA	POVRŠINSKA OŠTEĆENJA
Poroznost, izolirana Max. promjer pore Min. udaljenost do susjedne pore	t/4, max. 4 mm 2.5d	3 mm 2.5d
Poroznost, u skupinama Max. promjer pore Max. duljina skupine	3 mm 25 mm	neprihvatljivo
Uključine troske Max. širina Max. duljina	3 mm t, max. 25 mm	neprihvatljivo
Ugorine	ne može se primijeniti	0.6 mm
Pukotine	neprihvatljivo	neprihvatljivo
Nepotpuno spajanje	neprihvatljivo	neprihvatljivo
Linearno nepodudaranje Max. ekcentričnost, sučeljeni spojevi Max. ekscentričnost, križni spojevi	ne može se primijeniti	0.15t, max. 3 mm 0.3t
Kutno nepodudaranje (iskrivljenje)	ne može se primijeniti	6 mm
Nepotpuno prodiranje Max. duljina Max. visina	t 1.5 mm	t t/10, max. 1.5 mm

Tehnološke mjere za produljenje životnog vijeka zavarenih spojeva uključuju odabir prikladnog postupka zavarivanja i načina izvođenja zavara, ali i naknadnu obradu spoja, slika 2.46, gdje se razlikuju postupci poboljšavanja geometrije zavara i uklanjanja površinskih oštećenja (brušenje i protaljivanje) te postupci poboljšavanja polja zaostalih naprezanja (utiskivanje, toplinsko popuštanje, preopterećivanje).



Slika 2.46 Postupci poboljšavanja dinamičke čvrstoće naknadnom obradom zavarenog spoja [11]

Primjena ovih postupaka zahtijeva i visoku razinu kontrole kvalitete koja treba osigurati postizanje reklamiranih rezultata, a što povisuje ionako visoke troškove.


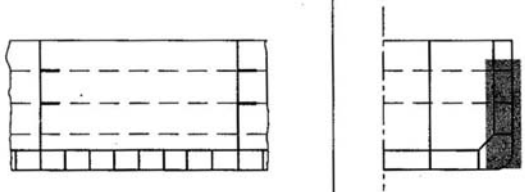
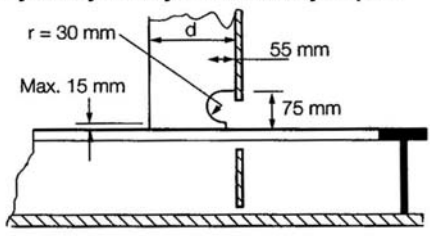
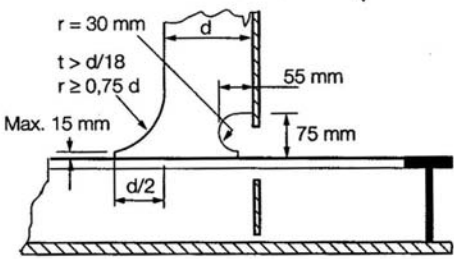
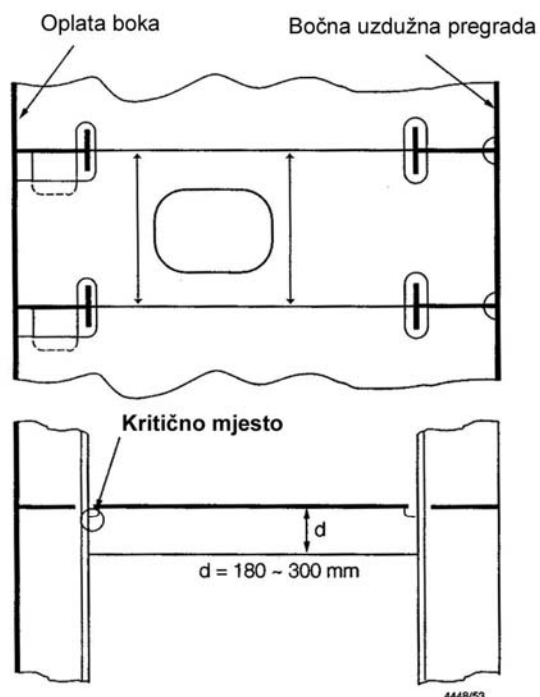
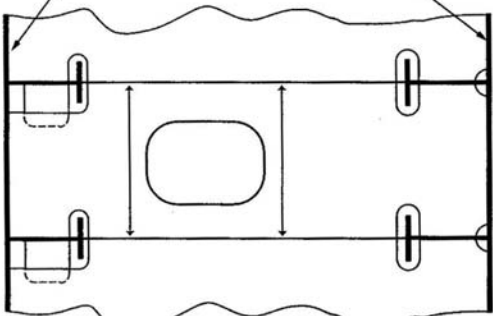
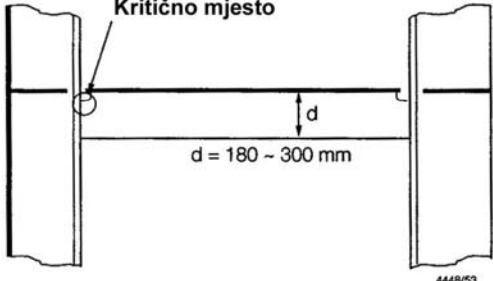
Klasifikacijska društva bolje projektiranje konstrukcijskih detalja smatraju glavnom mjerom produljenja životnog vijeka brodskih konstrukcija, dok se tehnike naknadne obrade zavarenih spojeva zasad uglavnom koriste kao pomoćne mjere kod popravka oštećenih konstrukcija.

2.5.1 Bolje oblikovanje konstrukcijskih detalja

Izuzetan utjecaj na dinamičku čvrstoću detalja ima lokalno povećanje naprezanja uslijed njegove geometrijske konfiguracije. To pokazuje žarišno (geometrijsko) naprezanje koje, uz nazivno naprezanje σ_n , obuhvaća i porast naprezanja zbog lokalnog rasporeda elemenata konstrukcije, što odražava faktor geometrijske koncentracije naprezanja K_G :

$$\sigma_G = K_G \cdot \sigma_n$$

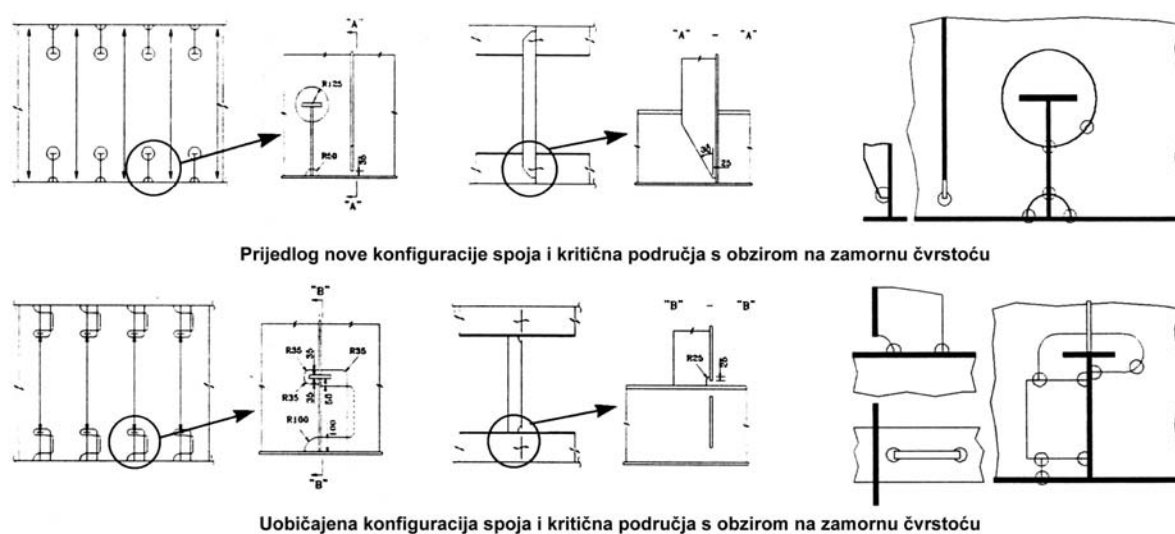
Blagotvoran učinak na duljinu životnog vijeka oblikovanjem konstrukcijskih detalja koje osigurava blage prijelaze između elemenata konstrukcije, postiže se upravo smanjenjem faktora geometrijske koncentracije naprezanja. Primjena takvih, poboljšanih, konfiguracija osobito je važna u područjima konstrukcije u kojima se koriste čelici povišene čvrstoće zbog općenito viših razina naprezanja u službi. Poboljšanje projekta detalja u tom slučaju čak može postati i nužnost, iako bi isti detalji imali zadovoljavajuću dinamičku čvrstoću u slučaju primjene običnog brodograđevnog čelika (i izloženosti nižim razinama naprezanja, kao posljedica toga).

PODRUČJE: Spoj uzdužnjaka boka i dvoboka s poprečnim okvirima u tankovima dvoboka. PRIMJER BROJ 2: Spoj simetričnih uzdužnjaka boka izrađenih iz čelika povišene čvrstoće s ukrepama poprečnih okvira.		
KRITIČNA PODRUČJA		POBOLJŠANJE PROJEKTOG DETALJA
		<p>a) Poboljšavanje detalja omekšavanjem pete</p>  <p>Daljnje poboljšanje detalja (omekšan vrh i omeršana peta)</p>  <p>b) Poboljšanje omekšavanjem vrha i simetričnim postavljanjem koljena</p> 
OSJETLJIVA MJESTA		
<p>Oplata boka Bočna uzdužna pregrada</p>  <p>Kritično mjesto</p>  <p style="text-align: right;">4448/53</p>		
BILJEŠKE		
Osjetljivo mjesto	Spojevi uzdužnjaka boka izrađenog iz čelika povišene čvrstoće i ukrepa poprečnih okvira. Spojevi između osnovke i 0.8D iznad osnovke.	
Poboljšavanje projekta detalja	Detalj olakšane pete može se koristiti radi smanjenja vršnih rezultirajućih naprezanja uslijed ciklusnog vanjskog hidrodinamičkog tlaka i opterećenja trupa.	
Tolerancije gradnje	Osigurati dobro podudaranje između ukrepe i struka uzdužnjaka boka.	
Zahtjevi pri zavarivanju	Kutno zavarivanje uz minimalni faktor zavarivanja od 0.44 (Spoj ukrepa struka i pojasa uzdužnjaka boka). Ovojnica oko zavarivanja, bez ugorina i zarezova, oko spojeva ukrepa struka i pojasa uzdužnjaka s prednje i sa stražnje strane. Također, vidjeti i <i>Pravila i odredbe za klasificiranje brodova</i> , Dio 3, Poglavlje 10.	
GRUPA 1	UPUTE ZA PROJEKTIRANJE KONSTRUKCIJSKIH DETALJA ZA TANKERE S DVOSTRUKOM OPLATOM	SLIKA 2

Slika 2.47 Upute za projektiranje konstrukcijskih detalja tankera s dvostrukom oplatom [22]

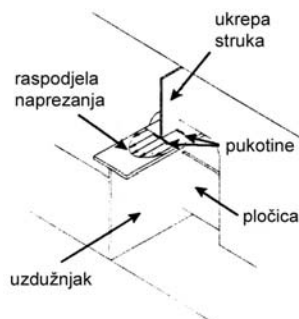
LR je razvio opsežnu bazu podataka o osjetljivosti konstrukcijskih detalja na zamorno oštećenje koja je nastala združivanjem iskustva s brodova u službi, rezultata pokusa zamora na velikim modelima brodskih konstrukcija te rezultata analiza različitih konfiguracija detalja konačnim elementima. Zaključke je uobličio u *Upute za projektiranje konstrukcijskih detalja* [22], zasada za tankere s dvostrukom oplatom i brodove za prijevoz rasutih tereta (u planu su kontejnerski brodovi i brodovi za prijevoz ukapljenog plina) na temelju kojih projektant može jednostavno unaprijediti projekt radi osiguravanja duljeg životnog vijeka brodske konstrukcije. Izvadak iz uputa donosi slika 2.47.

Za isti detalj, spoj uzdužnjaka boka i okvirnih rebara tankera s dvostrukom oplatom, Kim i drugi predlažu potpuno novu konfiguraciju spoja (slika 2.48).



Slika 2.48 Prijedlog nove i stara konfiguracija spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom tankera s dvostrukom oplatom [24]

Budući da pukotine najčešće nastaju na spoju ukrepa okvirnih rebara i pojasa uzdužnjaka boka, slika 2.49, predlaže se pomicanje ukrepe iz ravnine uzdužnjaka boka u ravninu između dva uzdužnjaka boka. Kako bi se umanjile posljedice očekivanog porasta naprezanja oko otvora u okvirnom rebro (zbog pomicanja ukrepe), predlaže se kružni oblik otvora koji će ublažiti raspodjelu naprezanja.



Slika 2.49 Mjesto nastanka zamorne pukotine na spoju uzdužnjaka i okvirnog rebra

Analiza dinamičke čvrstoće pokazala je znatno produljenje životnog vijeka, s faktorom od tri do šest, tablica 2.6, a isto su potvrdili i rezultati ispitivanja zamora, tablica 2.7.

Tablica 2.6 Rezultati analize zamornog oštećenja D

	Zamorno oštećenje D		faktor poboljšanja
	uobičajeni projekt	nova konfiguracija	
uzdužnjak 50	1.077	0.368	2.926
uzdužnjak 51	2.21	0.378	5.847
uzdužnjak 52	1.758	0.38	4.626

Tablica 2.7 Rezultati pokusa zamora

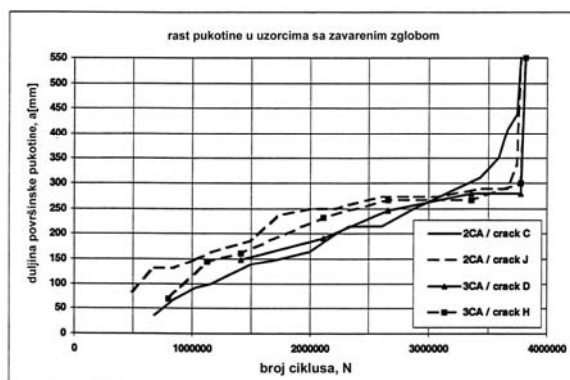
model	raspon napreznja, kN	omjer opterećenja	začetak pukotine, ciklus
uobičajeni 1	140.2	0.1	100 000
uobičajeni 2	124.5	-1	150 000
uobičajeni 3	200	-1	30 000
novi 1	139.4	0.1	250 000
novi 2	50.7	-1	nema pukotine
novi 3	100	-1	2 250 000

Slične analize provode mnogi istraživači diljem svijeta. Brite/Euram projekt FatHTS [25] (projektni propisi utemeljeni na zamoru za primjenu čelika povišene čvrstoće na broodovima) proveo je ispitivanja u naravnoj veličini na tri konfiguracije konstrukcijskog detalja zgloba, slika 2.50:



Slika 2.50 Konfiguracije detalja zgloba [25]

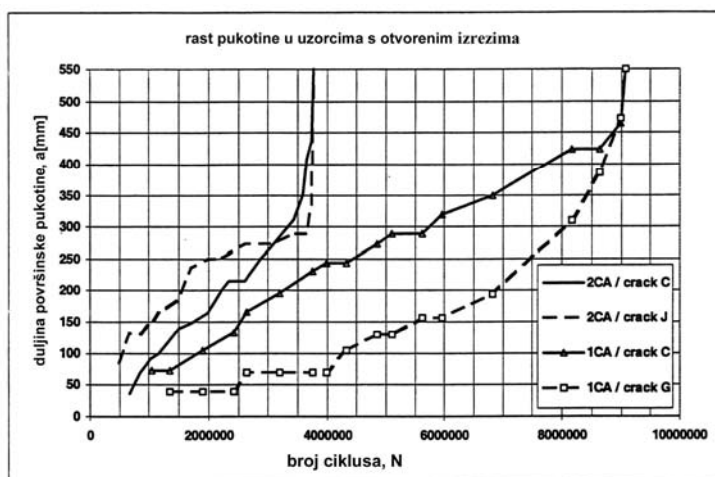
Rezultati ispitivanja omogućuju razmatranje dvaju utjecajnih faktora – zatvaranja izreza i vrste spoja. Zatvaranje izreza nije donijelo povoljan učinak na životni vijek koji je gotovo jednak za oba uzorka (3.77 i 3.61 milijuna ciklusa).



Slika 2.51 Rast pukotine u uzorcima s otvorenim i zatvorenim izrezom [25]

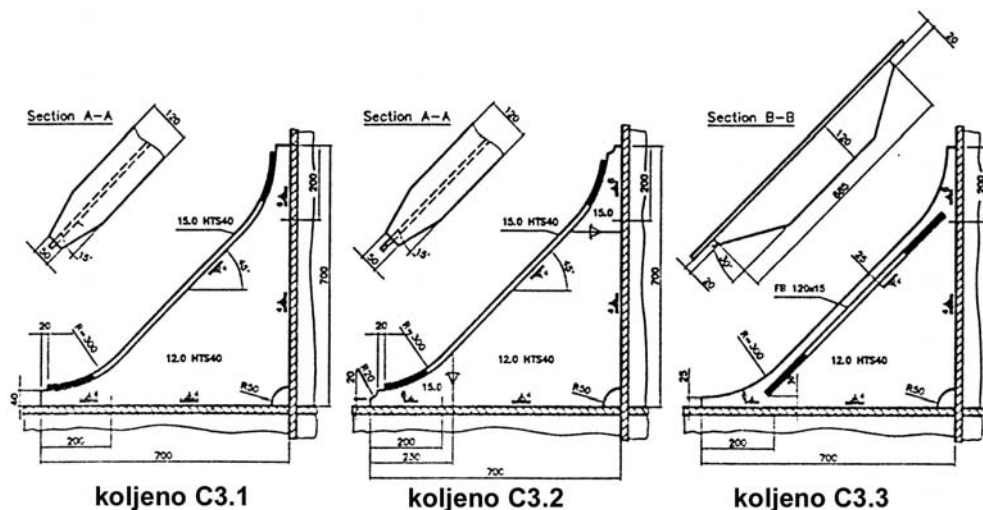
To zatvaranje nije najbolje izvedeno jer se dodatni lim, spojen kutnim zavarima, nalazi izvan ravnine struka, što donosi koncentracije napreznja i rani rast pukotine u samom dodatnom limu. Zanimljivo bi bilo istražiti detalj bez izrezaa, ili s glatko ispunjenim izrezom.

Nasuprot tome, savijeni lim umjesto zavarivanja limova u detalju zgloba donosi znatno povišenje zamorne otpornosti (s faktorom 2.4), što se može objasniti uklanjanjem zavora, a time i lokalnog povišenja napreznja.



Slika 2.52 Rast pukotine u uzorku sa zavarenim limovima i sa savijenim limom [25]

U sklopu istog projekta, Doerk je analizirao zamornu čvrstoću za tri različite vrste koljena [26].



Slika 2.53 Različite vrste koljena [26]

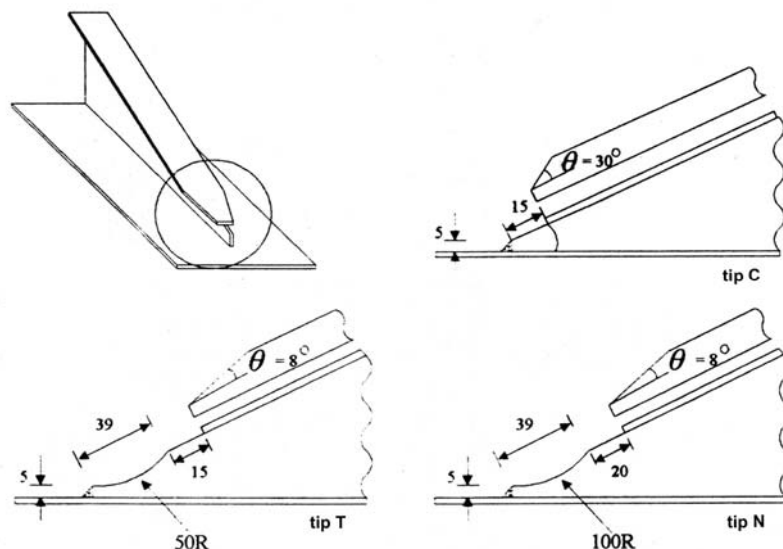
Kod prva dva uzorka pojas koljena smješten je simetrično na vrhu slobodnog ruba, dok je kod trećeg on asimetrično postavljen na boku koljena. Prva dva uzorka razlikuju se samo oblikom vrha koljena, koji je u drugom slučaju omekšan kružnim izrezom radi smanjenja koncentracije napreznja, a lokalno je povećana i debljina koljena s 12 na 15 mm.

Faktor koncentracije napreznja u vrhu zavora ispred vrha koljena veoma je sličan za prva dva uzorka (2.89 i 2.8), dok je značajno manji kod trećeg (1.81). Međutim, zbog sekundarnog savijanja uslijed asimetrično smještenog pojasa koljena, ovo koljeno ima dodatno žarište u vrhu zavora ispred pojasa, gdje je faktor koncentracije napreznja jako visok (5.33).

Malo smanjenje koncentracije naprezanja koje donosi drugi uzorak ne može opravdati njegovu primjenu i stoga treba koristiti prvo koljeno čija je izrada najjednostavnija i donosi najmanje troškove.

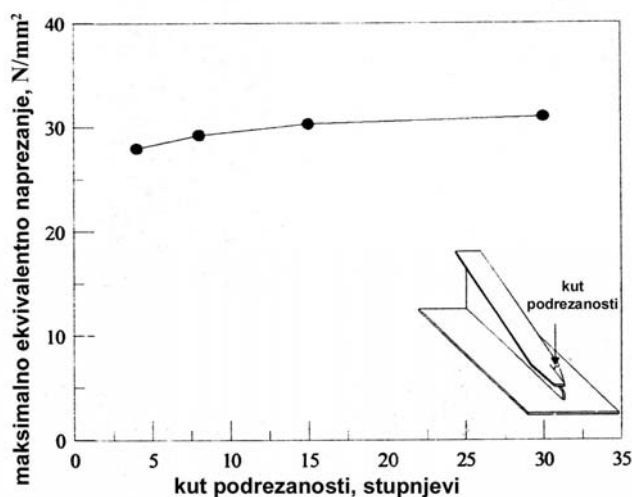
Rezultate analiza konačnim elementima potvrdila su i isitivanja na modelima u naravnoj veličini [27].

Youn i Kim istraživali su učinak geometrije na raspodjelu naprezanja u bočnom rebu radi produljivanja životnog vijeka [28]. Razmatrani su sljedeći parametri – kut podrezanosti lima pojasa (θ), geometrija struka (d, R) i udaljenost od kraja struka rebra do kraja pojasa rebra (D).



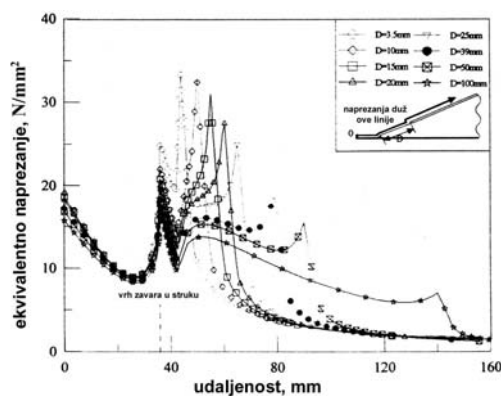
Slika 2.54 Definicija geometrije istraživanog bočnog rebra [28]

Maksimalno naprezanje polagano opada sa smanjenjem kuta podrezanosti pojasa, tako da se može reći kako njegov utjecaj nije značajan.



Slika 2.55 Učinak kuta podrezanosti na raspodjelu naprezanja u bočnom rebu [28]

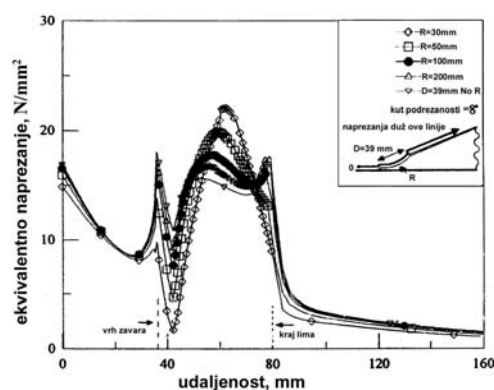
Porastom udaljenosti D , opada maksimalno naprezanje, a njegovo mjesto se pomiče od površine struka blizu pojasa prema vrhu zavara.



Slika 2.56 Učinak udaljenosti D na raspodjelu naprezanja u bočnom rebru [28]

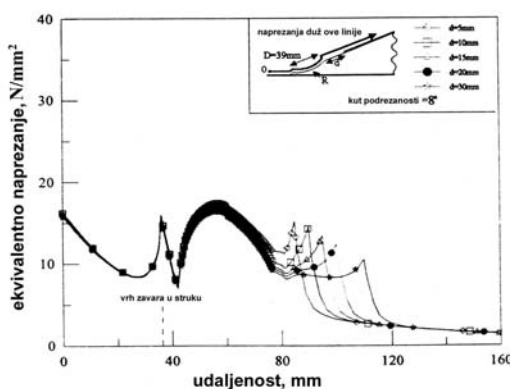
Budući da se očekuje daljnja koncentracija naprezanja u vrhu zavarivanja uslijed lokalne geometrije zavarivanja, želi se odmaknuti područje maksimalnog naprezanja od vrha zavarivanja, ali i od kraja pojasa, što se može postići izmjenom geometrije struka.

Primjenom kružnog izreza na struku, mjesto maksimalnog naprezanja pomiče se od vrha zavarivanja prema sredini površine struka, do porasta polumjera zakrivljenosti do 100 mm.



Slika 2.57 Učinak polumjera zakrivljenosti R na raspodjelu naprezanja u bočnom rebru [28]

Utjecaj udaljenosti početka zakrivljenosti i pojasa pokazao se manje značajnim.



Slika 2.58 Učinak udaljenosti d na raspodjelu naprezanja u bočnom rebru [28]

Prikladnom izmjenom geometrije uobičajenog bočnog rebra moguće je sniziti maksimalno naprezanje za oko 40%, što su potvrdili i ispitivanja (37%).

2.5.2 Postupak zavarivanja i način izvođenja zavara

Odabirom prikladnog postupka zavarivanja i načina izvođenja zavara može se utjecati na sva tri faktora koji povećavaju sklonost konstrukcijskog detalja zamornom oštećenju. Iako se nikada ne mogu potpuno ukloniti oštećenja iz zavarenog spoja, dobrom pripremom i izvođenjem zavarivanja njihov se broj i veličina (a time i opasnost od začetka zamornih pukotina) mogu smanjiti na prihvatljivu razinu. Neki od razloga nastajanja pogrešaka u zavarenim spojevima izneseni su u sljedećim tablicama.

Tablica 2.8 Uzroci nastajanja pogrešaka u zavarenim spojevima izvedenima postupkom ručnog elektrolučnog zavarivanja [16]

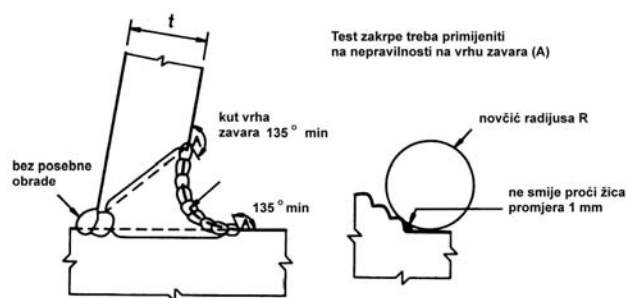
Pogreške u korijenu	Poroznost	Troska
Posljedica niske kvalifikacije zavarivača. Loše pripremljen spoj: mali kut otvora žlijeba previsoko grlo žlijeba prevelika/premala širina grla žlijeba loše rezanje limova Upotreba predebele elektrode. Prebrzo vođenje elektrode. Nije vršeno žlijebljenje. Prejaka/preslaba struja zavarivanja. Nepravilno provođenje procesa zavarivanja.	Prisutnost masnoće u žlijebu. Prisutnost vlage u žlijebu. Upotreba vlažne elektrode. Loš početak i završetak taljenja elektrode kod upotrebe bežične elektrode. Prevelika udaljenost elektrode od površine rastaljenog metala. Nepravilni kut nagiba elektrode. Prevelika brzina zavarivanja. Upotreba neodgovarajuće elektrode.	Primjena nekvalitetne elektrode. Nepravilno vođenje elektrode. Zaostala troska zbog prekida električnog luka. Premala struja zavarivanja. Prevelika brzina zavarivanja. Slabo čišćenje pojedinih slojeva kod višeslojnog zavarivanja.

Tablica 2.9 Uzroci nastajanja pogrešaka u zavarenim spojevima izvedenima postupcima automatskog jednostranog zavarivanja [16]

Pogreške u korijenu	Poroznost	Troska
Loše postavljanje podloške uvjetuje: nakupine deponiranog metala preklop deponiranog metala curenje deponiranog metala Neispravno odabrani parametri zavarivanja: preslaba struja zavarivanja prevelika brzina zavarivanja premali napon pri zavarivanju	Prisutnost rđe ili masti u žlijebu. Upotreba vlažnog praška. Vlaga u žlijebu zbog utjecaja atmosfere kod zavarivanja na navozu. Preniski sloj praška (električni luk prska). Previsoki sloj praška (plinovi ne mogu izaći). Upotreba nečistog praška. Prevelika brzina zavarivanja.	Slabo čišćenje stranice žlijeba nakon plinskog rezanja. Nepravilna priprema žlijeba. Neispravni parametri zavarivanja. Loše vođenje žice. Visina privarivanja prelazi 8 mm. Neadekvatno izvedeno privarivanje.

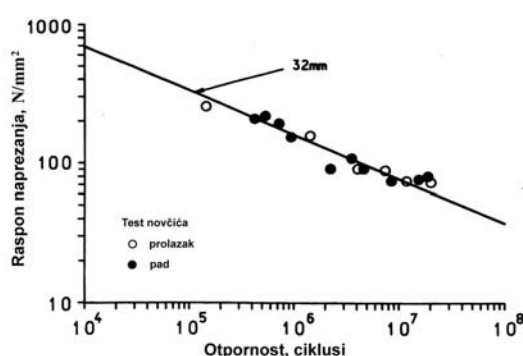
Kod postupaka ručnog elektrolučnog zavarivanja, veličina oštećenja obično je reda veličine 0.1 mm dubine. Kod zavarivanja u struji zaštitnog plina, oštećenja su znatno manja, ali još uvijek postoje. Prihvatljive razine oštećenja definirane su ovisno o vrsti zavarenog spoja i zamornoj klasi konstrukcijskog detalja [15]. Tako je, na primjer, za zamornu klasu 100 kod sučeljenih zavara dozvoljena dubina zajedno od 2.5% debljine lima.

Poboljšanim zavarivanjem moguće je smanjiti i koncentraciju naprezanja uslijed oblika zavara i lokalno naprezanje u vrhu zavara. Američko društvo za zavarivanje (AWS) je, u želji izbjegavanja potrebe za skupom naknadnom obradom zavara, pokušalo smanjiti koncentraciju naprezanja postizanjem konkavnog oblika zavara iz više prolaza te ostvarivanjem glatkog prijelaza na vrhu zavara.



Slika 2.59 AWS poboljšani profil zavara i "pokus novčića" [11]

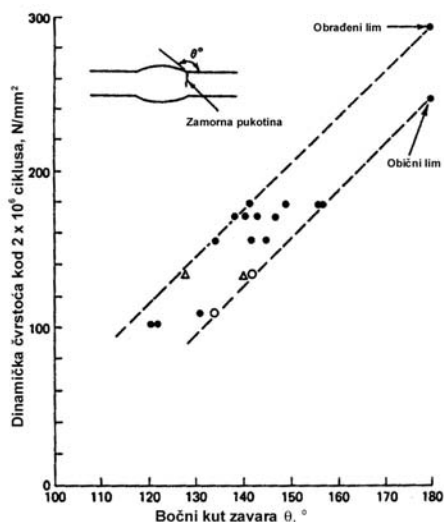
Ispitivanja nisu pokazala očekivana poboljšanja i nije se mogla pronaći razlika u životnom vijeku uzoraka koji su prošli pokus novčića i onih koji taj pokus nisu prošli.



Slika 2.60 Rezultati ispitivanja zamora na cjevnim spojevima s poboljšanim profilom zavarava [11]

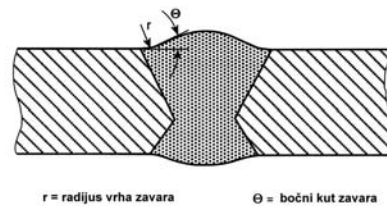
Objašnjenje može dati činjenica da nije kontrolirana lokalna geometrija na vrhu zavarava. Guerney je pokazao da zavari poboljšanog konkavnog profila ne daju znatno produljenje životnog vijeka ako se ne izbrusi područje vrha zavarava. Stoga se može očekivati da bi AWS poboljšani profil zavarava, uz pažljivo brušenje vrha zavarava, omogućio postizanje znatno više zamorne čvrstoće.

Koncentracija naprezanja, a time i dinamička čvrstoća, u vrhu zavarava izravno ovise o bočnom kutu zavarava (slika 2.61) te polumjeru vrha zavarava.



Slika 2.61 Učinak kuta zavarava na dinamičku čvrstoću sučeljenih spojeva čeličnih limova [12]

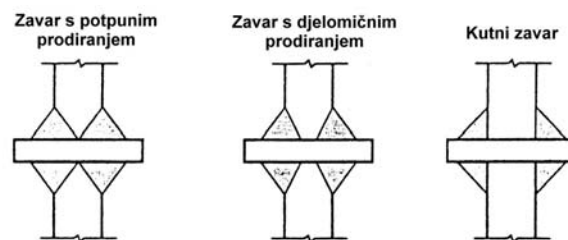
Postupak zavarivanja treba omogućiti postizanje što niže vrijednosti bočnog kuta zavara i srednje vrijednosti polumjera zavara od 0.5 mm [29], slika 2.62.



Slika 2.62 Bočni kut i polumjer vrha zavara [29]

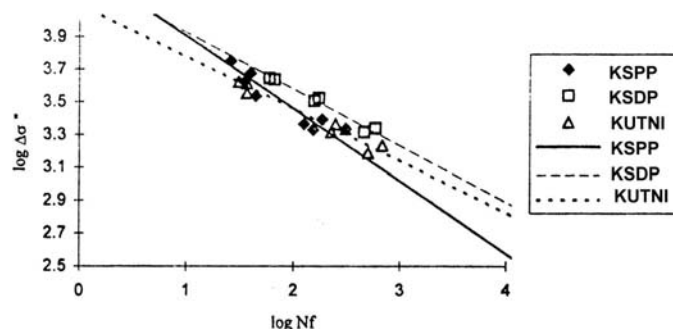
Brušenje zavara dovelo bi do potpunog uklanjanja koncentracije naprezanja uslijed ojačanja zavara, čime bi se dinamička čvrstoća spoja približila onoj osnovnog materijala.

Ferreira i drugi [30] istraživali su zamornu čvrstoću križnih zavarenih spojeva. Provedena su ispitivanja na tri grupe uzoraka – križnim spojevima s potpunim prodiranjem, križnim spojevima s nepotpunim prodiranjem i kutno zavarenim križnim spojevima.



Slika 2.63 Vrste križnih zavarenih spojeva [30]

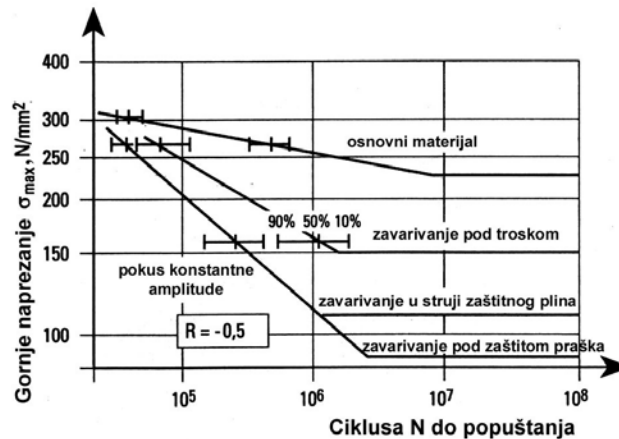
Kod križnih spojeva s potpunim prodiranjem do popuštanja je došlo u osnovnom materijalu daleko od zavara, dok su pukotine u dvije preostale grupe uzoraka nastale u zavaru. Očekivali su se rezultati koji bi pokazali nadmoćnost križnih spojeva s potpunim prodiranjem.



Slika 2.64 Krivulje zamorne čvrstoće za različite vrste spojeva [30]

Dok su križni spojevi s nepotpunim prodiranjem i kutno zavareni križni spojevi postigli rezultate u skladu s projektnim krivuljama koje propisuje Eurocode 3, križni spojevi s potpunim prodiranjem podbacili su za nekoliko kategorija detalja (EC3-90 umjesto EC3-140), što su autori objasnili izvijanjem uslijed ciklusnog tlačnog opterećenja.

Utjecaj različitih postupaka zavarivanja na zamornu čvrstoću konstrukcijskih detalja pokazuju S-N krivulje za sučeljene spojeve elemenata izrađenih iz običnog brodograđevnog čelika.



Slika 2.65 S-N krivulje sučeljenih spojeva [15]

Posljednjih se godina znatna pažnja posvećuje i laserskom zavarivanju kao alternativni uobičajenim postupcima zavarivanja. Razvojem novih lasera velike snage, sada je moguće spajati limove debljina zanimljivih i za brodske konstrukcije. Ponašanje laserskih zavara istražili su Weichel i Petershagen [31]. Vršeni su pokusi na sučeljenim i križnim spojevima limova debljina od 8 do 20 mm. Laserom zavareni sučeljeni spojevi pokazali su zamornu čvrstoću gotovo jednaku onoj osnovnog materijala, ali križni spojevi nisu zadovoljili zahtjeve Eurocoda 3. Pokazali su se jako osjetljivima na pukotine i nedostatno spajanje. To je posljedica male visine kutnog zavara (1-2 mm) kod laserskog zavarivanja, što dovodi do visokih koncentracija naprezanja u vrhu zavara. Osim geometrije, na zamornu čvrstoću laserom zavarenih spojeva utjecala su još dva faktora – viši unos energije koji povisuje zamornu čvrstoću, kao i niži sadržaj ugljika kod osnovnog materijala.

2.5.3 Poboljšanje geometrije zavara

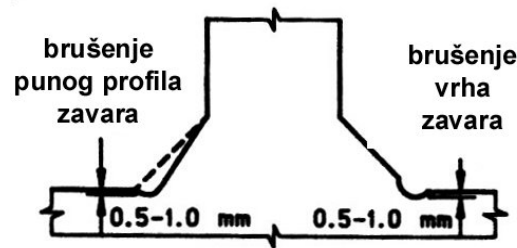
2.5.3.1 Tehnike brušenja

Obradom zavara pomoću alata, kao što su disk za brušenje, slika 2.66, ili rotacijski brus, mijenja se njegov oblik.



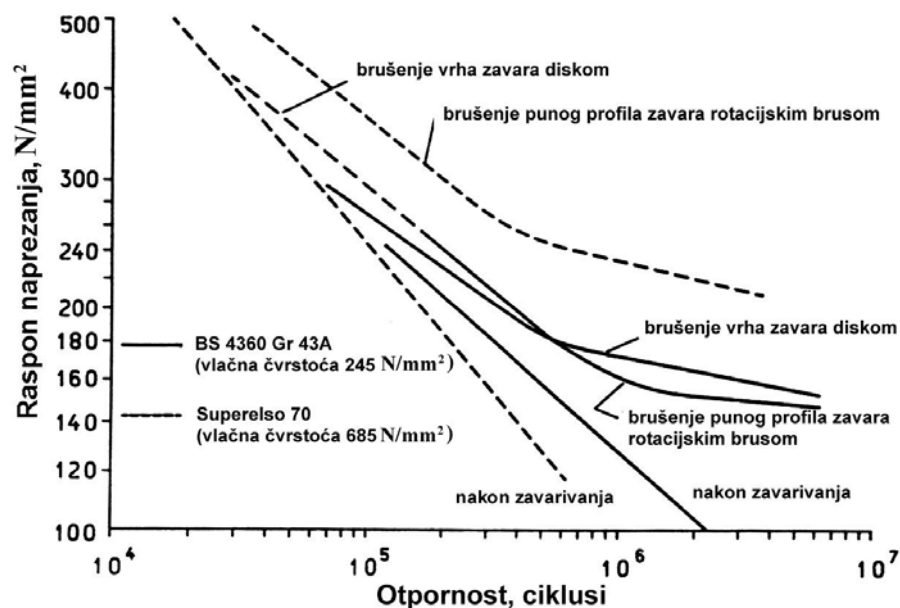
Slika 2.66 Disk za brušenje [14]

Razlikuje se brušenje cijelog lica zavora radi postizanja poželjnog oblika zavora i smanjenja koncentracije naprezanja te brušenje vrha zavora radi uklanjanja oštećenja. U oba slučaja ključno je uklanjanje materijala do dubine 0.5-1.0 mm radi uklanjanja oštećenja kao što su uključine i ugorine.



Slika 2.67 Dubina brušenja [11]

Brušenje vrha zavora obično daje nešto manje povišenje zamorne čvrstoće u usporedbi s brušenjem punog profila zavora, ali mu je trošak znatno niži. Najbrži postupak je brušenje diskom, ali zamorna čvrstoća njima obrađenih spojeva obično je nešto niža u odnosu na spojeve izbrušene rotacijskim brusom zbog okomitih tragova obrade u odnosu na primijenjeno naprezanje.



Slika 2.68 Poboľšanja zamorne čvrstoće brušenjem rotacijskim brusom i diskom [11]

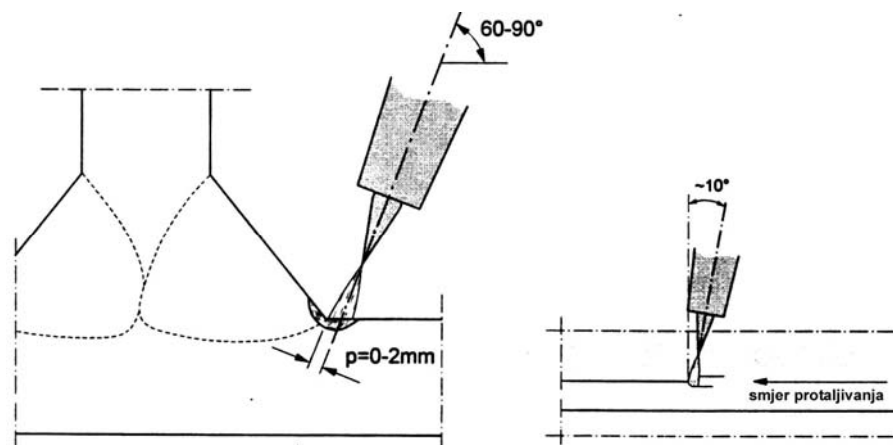
Poboľšanje dinamičke čvrstoće izraženije je kod nižih raspona naprezanja, budući da viši rasponi naprezanja podrazumijevaju kraće periode nastajanja pukotine, a brušenje zavora ne utječe na period rasta pukotine.

2.5.3.2 Tehnike protaljivanja

Protaljivanje vrha zavora donosi veliko poboľšanje zamorne čvrstoće iz dva razloga – dobija se glatki prijelaz između metala zavora i osnovnog materijala, a tale se i uklanjaju nemetalna onečišćenja, kao što su uključine troske. Tehnike su prilično dugotrajne, ali su, s druge strane, prikladne za automatizaciju.

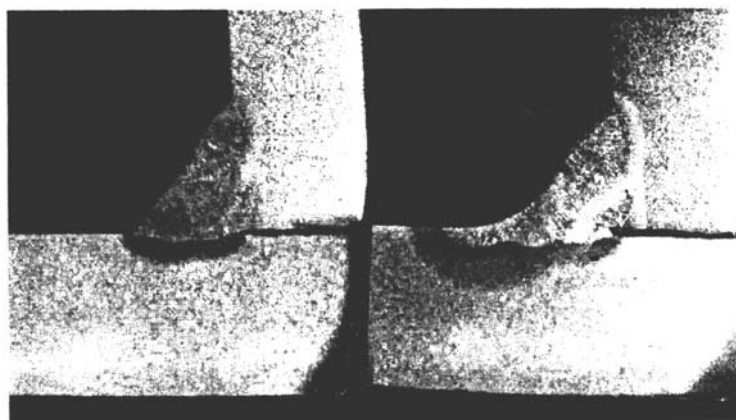
TIG protaljivanje

Provodi se uobičajenom opremom za TIG zavarivanje. Tali se tanki sloj materijala u području vrha zavora bez dodavanja dodatnog materijala.



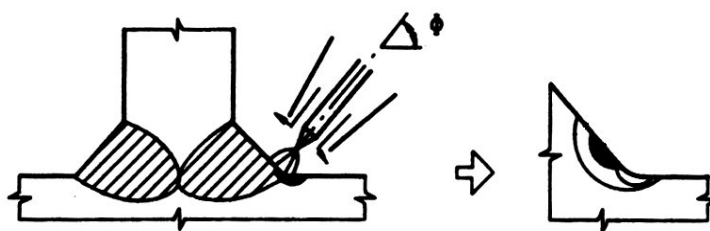
Slika 2.69 Naknadna obrada zavora TIG protaljivanjem [32]

Čestice troske dovode se na površinu i protaljeno područje u osnovi nema oštećenja. Potreban je visok unos topline radi postizanja dobrog profila i niske tvrdoće u zoni utjecaja topline.



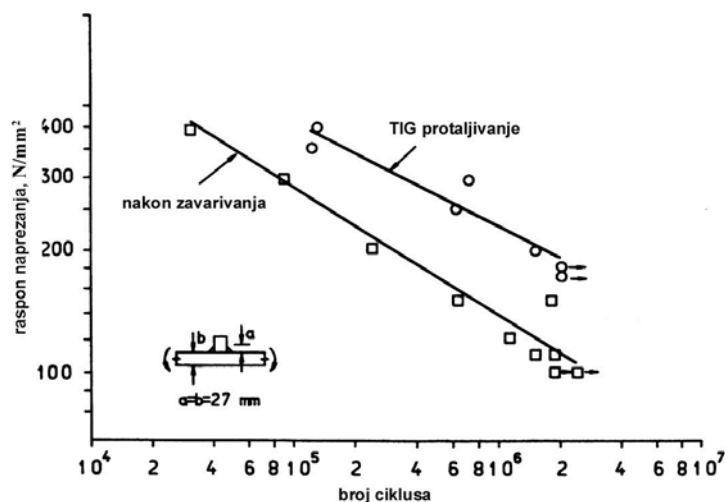
Slika 2.70 Poboljšanje oblika zavora ostvareno TIG protaljivanjem [32]

Smanjena tvrdoća može se postići i protaljivanjem u dva prolaza. Toplina iz drugog prolaza ublažava zonu utjecaja topline iz prvog prolaza i snižuje tvrdoću na prihvatljivu razinu.



Slika 2.71 Protaljivanje u dva prolaza [11]

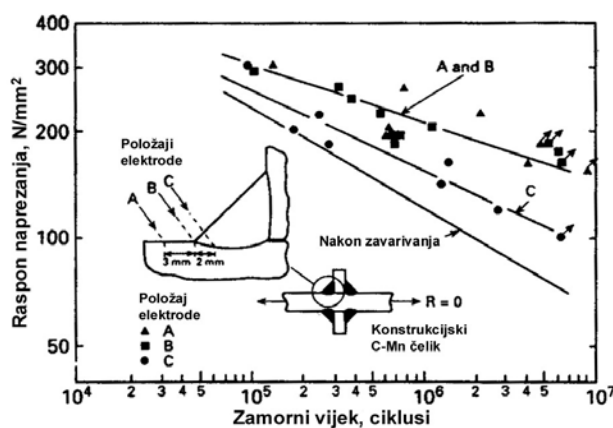
Zavar i lim trebaju biti čisti kako bi se izbjegle pore i nepravilnosti u protaljenom metalu, a to se može postići pjeskarenjem ili brušenjem. Najčešće se kao zaštitni plin koristi argon, ali je Fisher pokazao da se u slučaju korištenja helija postiže viši unos topline (14%) i veća dubina prodiranja (40%). Rezultati pokusa pokazuju veliko poboljšanje zamorne čvrstoće.



Slika 2.72 Učinak TIG protaljivanja na zamornu čvrstoću [11]

Plazma protaljivanje

Slično je TIG protaljivanju, od kojeg se razlikuje višim unosom topline i širim bazenom zavora, što ga čini manje osjetljivim na položaj elektrode u odnosu na vrh zavora. Ipak, ukoliko se elektroda postavi preblizu kutnom zavoru, ostvareno poboljšanje bit će znatno niže, slika 2.71.



Slika 2.73 Utjecaj položaja elektrode pri plazma protaljivanju na dinamičku čvrstoću [14]

2.5.4 Izmjena polja zaostalih napreznja

Usljed prisutnosti visokih vlačnih napreznja u zavarenim spojevima, primijenjena napreznja postaju potpuno vlačna u području zavora, čak i ako su ciklusi primijenjenog napreznja djelomično tlačni. Poboljšanje zamorne čvrstoće može se ostvariti oslobađanjem napreznja, što se može postići zagrijavanjem konstrukcijskog detalja na dostatno visoku temperaturu ili preopterećivanjem.

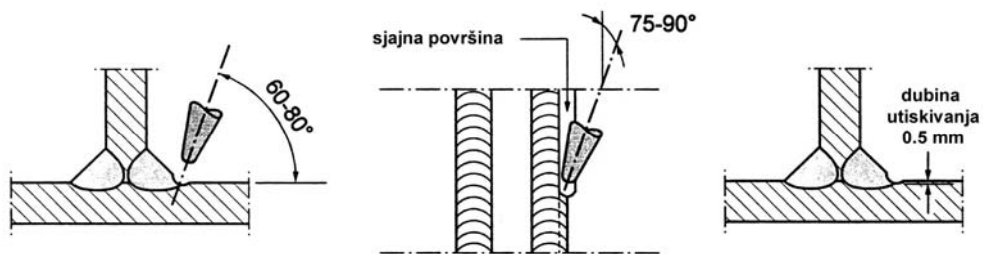
Prethodno preopterećivanje zahtijeva da se elementi preoptereće preko najvećeg opterećenja u službi, ali na identičan način na koji se primjenjuje opterećenje u službi, tako da ga je nemoguće primijeniti radi produljenja životnog vijeka zavarenih konstrukcija.

Kako bi se dobila znatna poboljšanja zamorne čvrstoće, uz uklanjanje vlačnih naprezanja, nužno je i uvesti zaostala tlačna naprezanja dovoljnog iznosa u područjima koja su kritična s obzirom na zamor. Na taj način će se čak i potpuno vlačna primijenjena ciklička naprezanja učiniti barem djelomično tlačnima. Ograničenje ovog principa predstavlja potreba za niskim vršnim tlačnim opterećenjima u službi, kako ne bi došlo do tečenja i oslobađanja zaostalih naprezanja.

2.5.4.1 Postupci uvođenja zaostalih tlačnih naprezanja

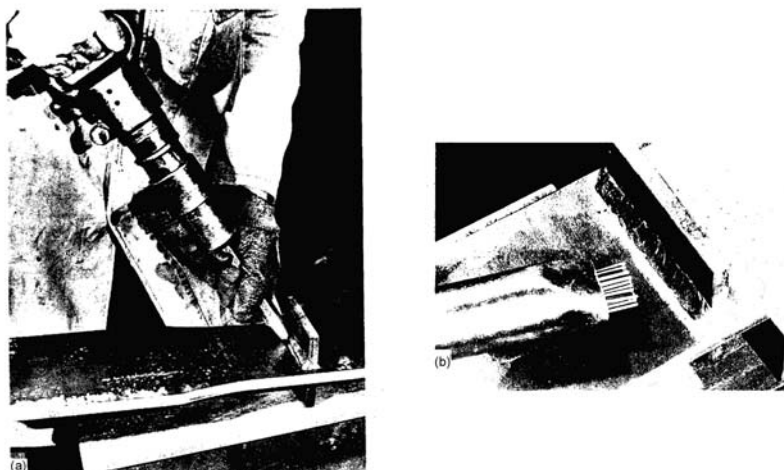
Čekićanje

Proces hladne obrade površine koji mijenja oblik vrha zavara i stvara sloj jako deformiranog materijala koji sadrži visoka tlačna zaostala naprezanja, slika 2.72.



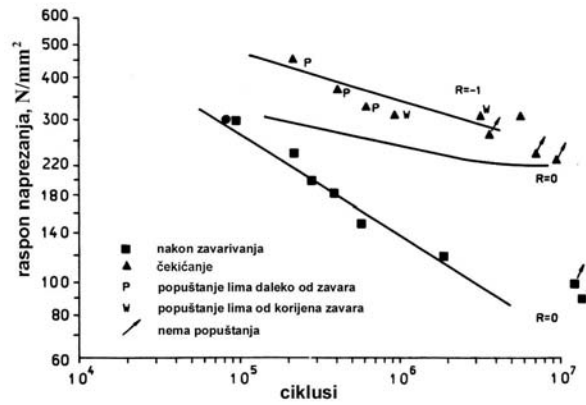
Slika 2.74 Naknadna obrada zavora čekićanjem [32]

Provodi se pneumatskim čekićem opremljenim čvrstim alatom zaobljenog vrška promjera 6-14 mm (slika 2.75a). Druga je mogućnost alat sastavljen od svitka žice, u kojem je svaka žica promjera 2 mm i ima zaobljen vrh (slika 2.75b).



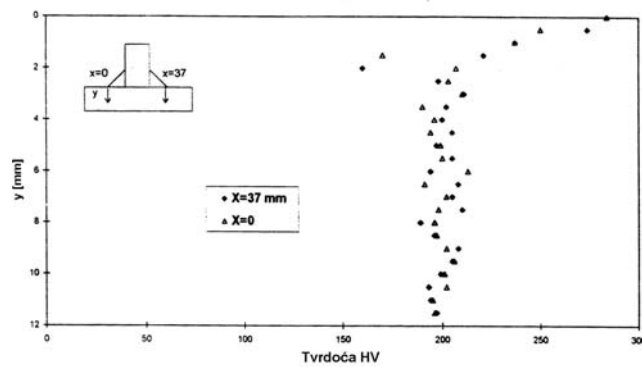
Slika 2.75 Alati za čekićanje: (a) pneumatski čekić; (b) svitak žice [14]

Postupkom čekićanja postiže se znatno produljenje životnog vijeka, osobito produljenjem faze početka pukotine, tako da je učinak znatno izraženiji pri niskim rasponima naprezanja.



Slika 2.76 Povoljanje zamorne čvrstoće postupkom čekićanja [11]

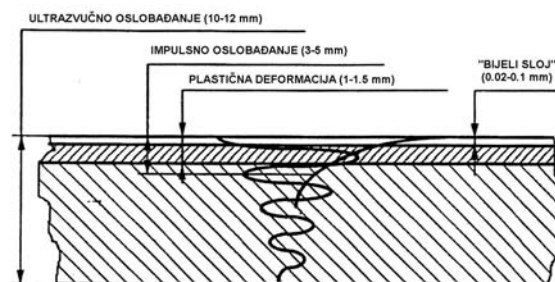
Branco i Maddox [33] primijenili su čekićanje za popravak oštećenih T-spojeva koji sadrže pukotinu poznate dubine. Popravljeni spojevi izdržali su 2.5 puta veći broj ciklusa od onog koji bi proživjeli bez popravka. Rezultati ispitivanja pokazali su da čekićanje djeluje na područje do 3.5 mm dubine do koje je materijal otvrdnut, tako da je prikladno za popravak malih površinskih pukotina u vrhu zavara.



Slika 2.77 Tvrdoća u području vrha zavara [33]

Ultrazvučno čekićanje

Obrada površine vrha zavara udarima na ultrazvučnoj frekvenciji novi je postupak koji je uveo Statnikov [31]. Cilj ultrazvučne obrade je plastično deformiranje materijala na vrhu zavara radi uvođenja poželjnih tlačnih zaostalih napreznja te smanjenje koncentracije napreznja poboljšavanjem profila vrha zavara.



Slika 2.78 Različita fizikalna područja dobivena obradom ultrazvučnim udarom [31]

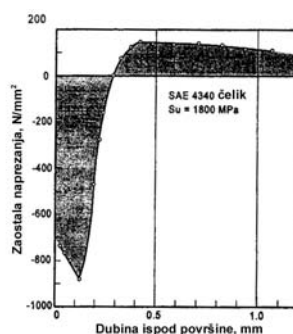
Postupak oslobađa zaostala naprezanja do dubine 3-5 mm, a donekle i do dubine 10-12 mm. Ispod površine stvara se 1-1.5 mm debelo područje koje se plastično deformira, a na samoj površini oblikuje se 0.02-0.1 mm debeli *bijeli sloj*. Osim poboljšanja zamorne čvrstoće stvaranjem poželjnih tlačnih zaostalih naprezanja na površini, poboljšava se i otpornost prema korozivnom zamoru.

Učinkovita obrada zahtijeva precizno pozicioniranje vrška alata preko vrha zavara, tako da se deformiraju i metal zavara i osnovni materijal. Ovo se obično postiže čvrstim oslanjanjem alata i održavanjem bliskog kontakta prilikom pomicanja duž zavara. Alat treba držati pod kutem 40-60° na površinu lima i okomito na smjer kretanja. Obradu je potrebno provoditi u nekoliko prolazaka (ne više od četiri) radi postizanja glatke površine. U usporedbi s uobičajenom opremom za pneumatsko čekićanje, rukovanje alatom za vrijeme primjene je jednostavno, a i buka je zanemariva. Frekvencija kretanja glave alata je oko 27000 Hz. Postoji nekoliko nastavaka alata koji se mogu odabrati ovisno o stanju površine zavarenog spoja koji se obrađuje. Detalji o alatu i elektroničkoj kontrolnoj kutiji su povjerljivi [34].

Znatno produljenje životnog vijeka zavarenih spojeva pokazala su ispitivanja na modelima [35], ali i u naravnoj veličini [34].

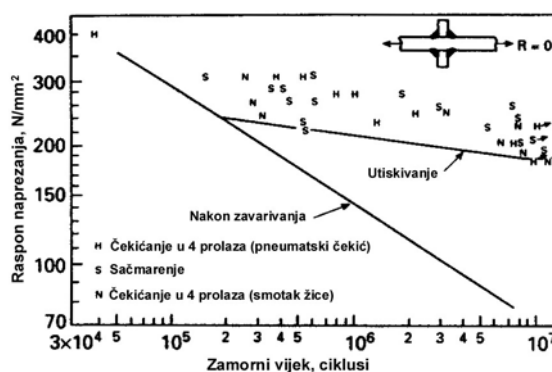
Sačmarenje

Omogućuje primjenu na velikim površinama, uz relativno niske troškove. Slično je pjeskarenju, ali se, umjesto pijeska, u zračnu struju velike brzine ubacuju čelične kuglice malog promjera ili mali komadići žice iz čelika povišene čvrstoće. Uobičajeni promjer kuglica je 0.2-1 mm, a brzine struje zraka 40-60 m/s. Primjer rasporeda zaostalih naprezanja nakon sačmarenja donosi slika 2.79.



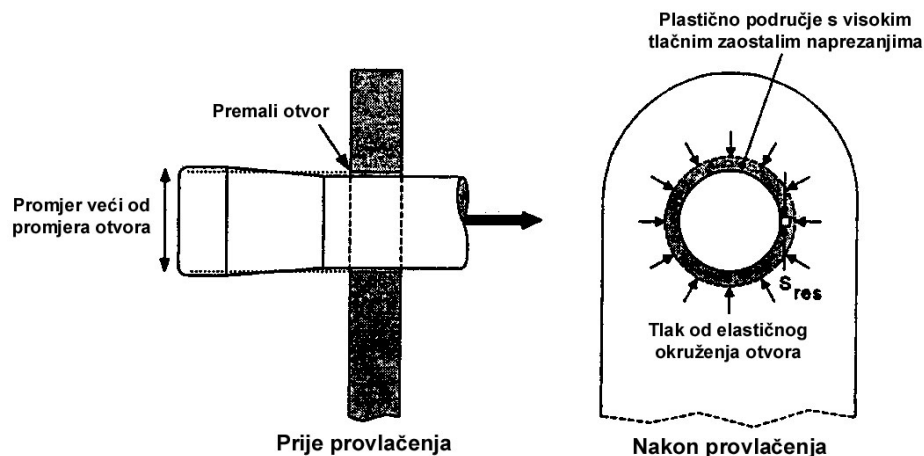
Slika 2.79 Raspodjela zaostalih naprezanja postignuta sačmarenjem [12]

Iako se tehnika često koristi u obradi nezavarenih elemenata, može se primijeniti i na zavarene spojeve, pri čemu treba paziti da se ne ošteti površina na koju se djeluje. Mogu se postići rezultati slični onima dobivenim drugim tehnikama utiskivanja.



Slika 2.80 Produljenje životnog vijeka tehnikama utiskivanja [14]

Zaostala tlačna naprezanja mogu se uvesti i oko otvora u limu. Rješenje je da se otvor napravi nekoliko postotaka premali, a potom proširi pomoću skošenog klina (slika 2.81).



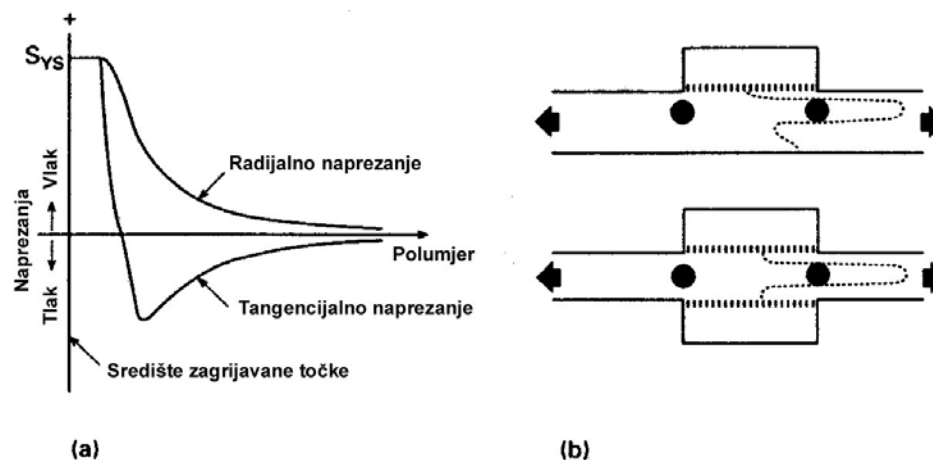
Slika 2.81 Uvođenje polja tlačnih naprezanja oko otvora [12]

Oko otvora stvara se plastično područje dubine nekoliko milimetara. Okolni je materijal elastično deformiran i stoga tlači to plastično područje, stvarajući oko otvora polje zaostalih tangencijalnih tlačnih naprezanja.

2.5.4.2 Postupci toplinskog oslobađanja zaostalih naprezanja

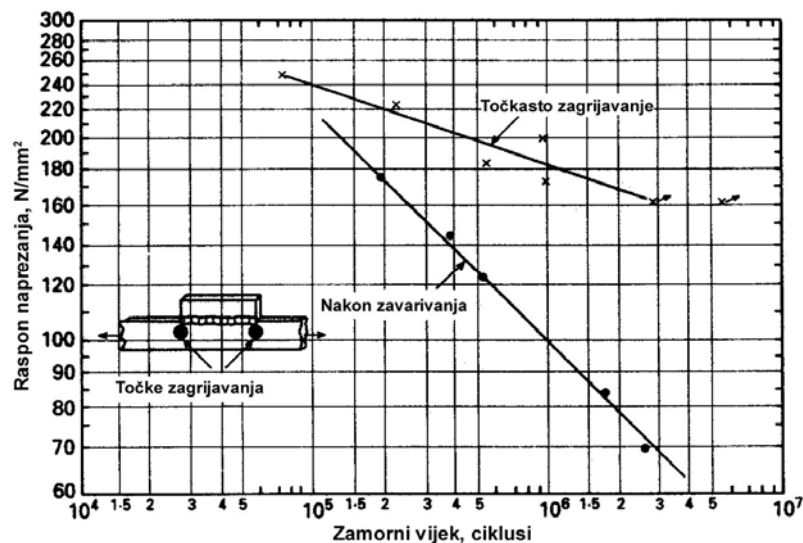
Točkasto zagrijavanje

Potrebno je unaprijed poznavati mjesta koncentracije naprezanja. Primjenom ovog postupka malo područje oko takvih mjesta brzo se zagrijava kako bi se stvorili uvjeti u kojima ono doživljava jednako ograničenje plastičnog deformiranja poput onog pri zavarivanju, a koje će stoga slijediti i razvoj zaostalih naprezanja. Rezultirajuća vlačna zaostala naprezanja djeluju radijalno iz središta zagrijavanja, a tlačnu komponentu predstavlja tangencijalno naprezanje koje djeluje izvan područja, slika 2.82a. Točke zagrijavanja moraju ležati unutar polja zaostalih tlačnih naprezanja (slika 2.82b).



Slika 2.82 Točkasto zagrijavanje krajeva zavora: (a) raspodjela zaostalih naprezanja; (b) položaj točaka zagrijavanja [14]

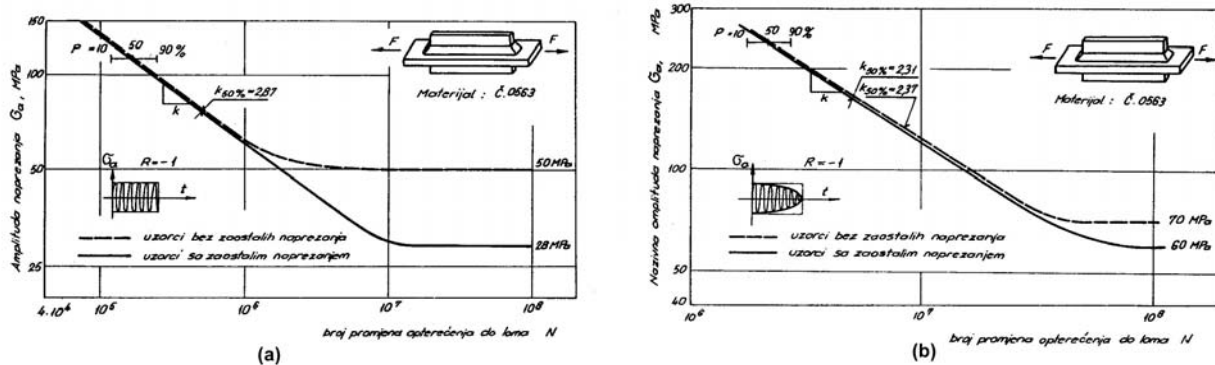
Postupak ima ograničenu primjenu, ali ipak omogućuje znatno produljenje životnog vijeka u određenim slučajevima.



Slika 2.83 Učinak točkastog zagrijavanja na dinamičku čvrstoću [14]

Oslobađanje naprezanja

Tretmani popuštanja zaostalih naprezanja zagrijavanjem mogu rezultirati produljenjem životnog vijeka, uz uvjet da je riječ o dugotrajnom opterećenju konstantnog raspona.



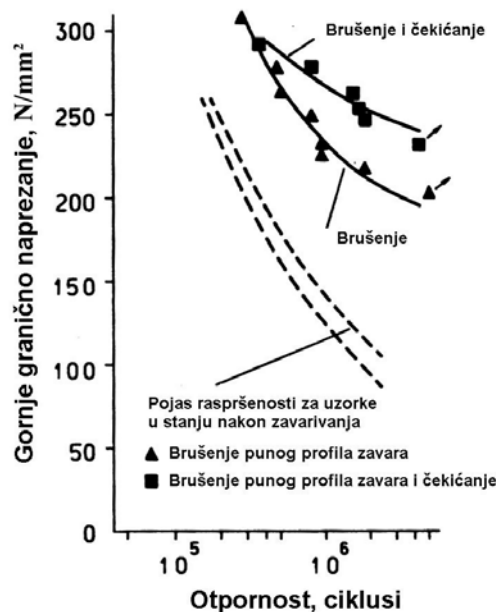
Slika 2.84 S-N krivulje uzoraka sa zaostalim napreznjima i bez njih: (a) konstantni rasponi opterećenja; (b) promjenljivi rasponi opterećenja [17]

Budući da u slučaju zamora pod opterećenjem promjenljivog raspona nema znatnije razlike između odžarenih uzoraka i onih sa zaostalim napreznjima, može se zaključiti da se postupak popuštanja zaostalih napreznja zagrijavanjem ne treba koristiti radi poboljšanja dinamičke čvrstoće.

2.5.5 Kombiniranje tehnika poboljšanja dinamičke čvrstoće

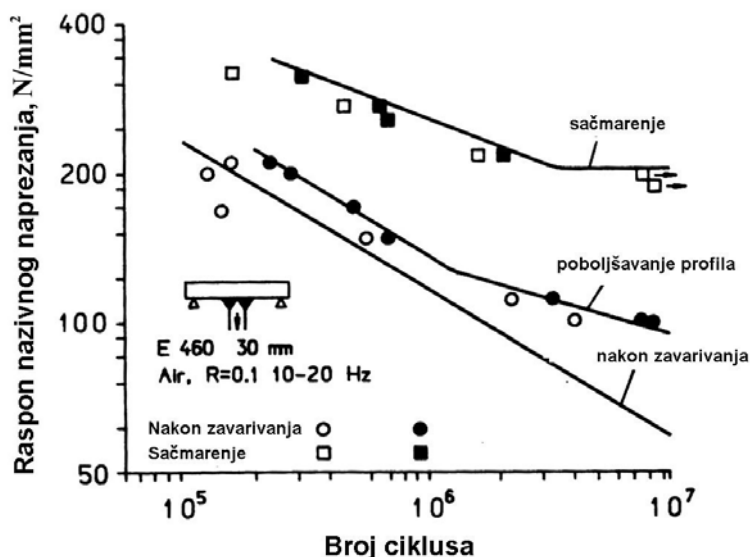
Kombiniranje tehnika poboljšanja može donijeti veoma velika produljenja životnog vijeka, što se najviše koristi u slučajevima kada trošak nije od primarnog značaja. Najbolji rezultati postižu se kombiniranjem postupaka iz obje glavne grupe postupaka poboljšanja.

Guerney je pokazao da brušenje punog profila zavora i čekićanje daje zamornu čvrstoću kutnih zavarenih spojeva elemenata iz običnog brodograđevnog čelika jednaku onoj osnovnog materijala.



Slika 2.85 Poboljšanje zamorne čvrstoće kombiniranjem brušenja i čekićanja [11]

Slično tome, Bignoinnet i drugi opazili su veliko produljenje životnog vijeka u slučaju korištenja tehnike poboljšanog zavarivanja i sačmarenja.

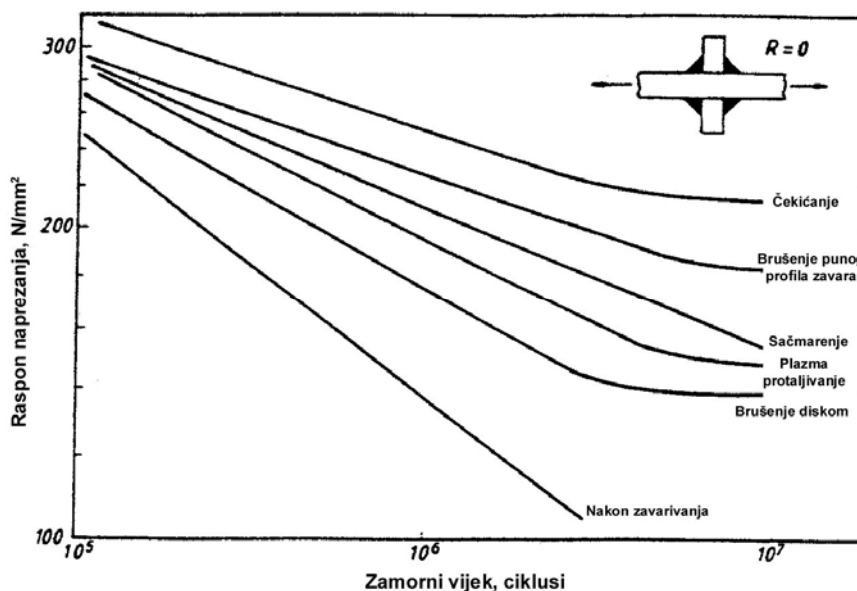


Slika 2.86 Poboljšanje zamorne čvrstoće kombiniranjem poboljšanog zavarivanja i sačmarenja [11]

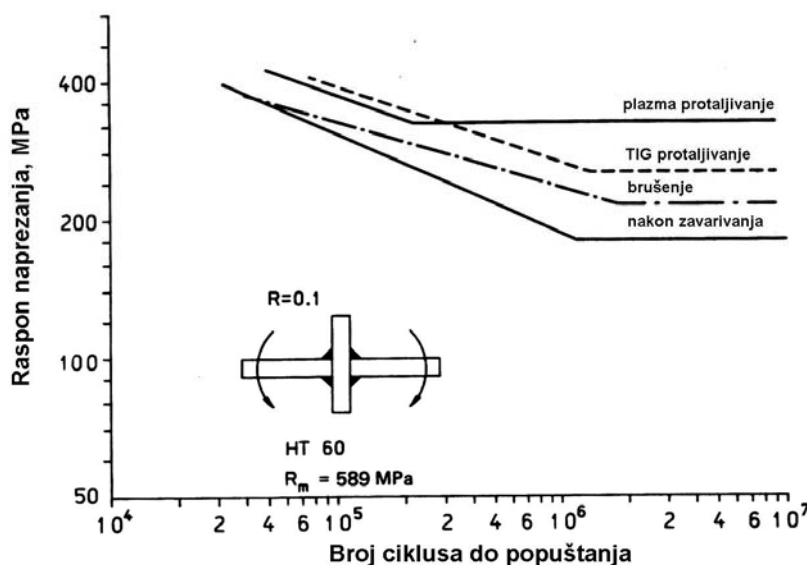
Postoji mogućnost djelomičnog pokrivanja viših troškova kombiniranih metoda uključivanjem jedne od tehnika poboljšanja u uobičajeni postupak proizvodnje. Na primjer, sačmarenje bi se moglo koristiti umjesto pjeskarenja za čišćenje dijelova prije nanošenja površinske zaštite.

2.5.6 Usporedba postupaka poboljšanja dinamičke čvrstoće

Slike 2.87 i 2.88 donose uobičajene rezultate kod primjene različitih postupaka poboljšanja na zavarene spojeve elemenata izrađenih iz običnog brodograđevnog čelika i čelika povišene čvrstoće. Postignuta su značajna poboljšanja, osobito kod niskih raspona napreznja. Plitki nagib S-N krivulje ukazuje da poboljšanja proizlaze uglavnom iz dužeg trajanja faze začetka pukotina.



Slika 2.87 Učinak tehnika poboljšanja primijenjenih na križne spojeve [36]



Slika 2.88 Učinak tehnika poboljšanja primijenjenih na križne spojeve elemenata izrađenih iz čelika povišene čvrstoće [11]

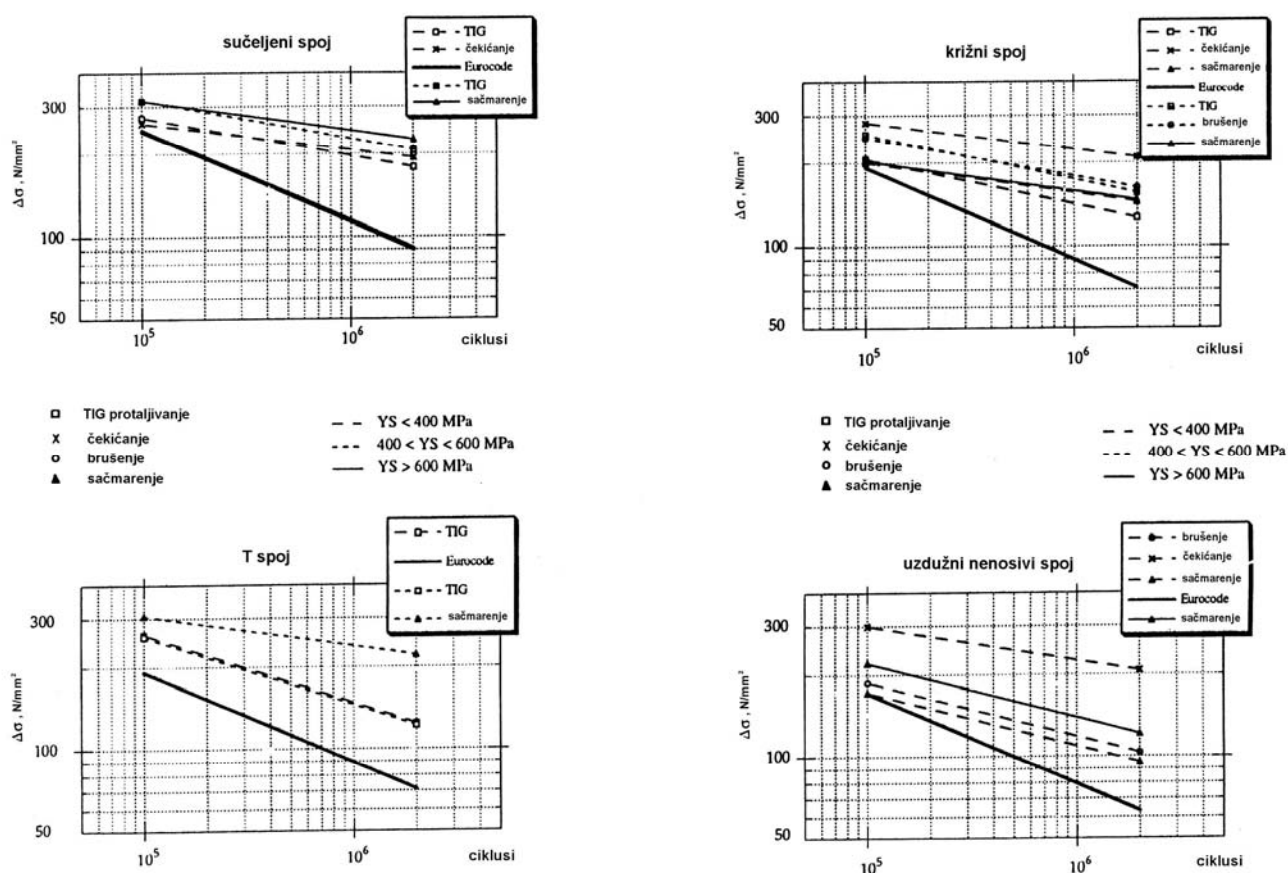
Prednosti i nedostaci važnijih metoda poboljšanja zamorne čvrstoće iznose se u sljedećoj tablici.

Tablica 2.10 Prednosti i nedostaci metoda poboljšanja [11]

GRUPA	POSTUPAK	PREDNOSTI	NEDOSTACI
POSTUPCI POBOLJŠAVANJA GEOMETRIJE	POSTUPCI BRUŠENJA Općenito	Relativno jednostavno i lako izvođenje. Daje velika poboljšanja.	Primjenjive uglavnom na ravninske spojeve za koje se može očekivati popuštanje od vrha zavara. Sve tehnike brušenja izvode se u teškim radnim uvjetima zbog buke i prašine. Pristup zavaru može biti ograničavajući faktor. Može se očekivati granično povećanje za velike zavare cjevnih spojeva uslijed učinka koncentracije naprezanja.
	Brušenje punog profila zavara	Treba očekivati velika poboljšanja za sve vrste zavara.	Veoma sporo. Skupo uslijed velikih troškova radne snage i visoke brzine trošenja alata.
	Brušenje diskom	Vrlo brza u usporedbi s brušenjem punog profila zavara. Može pokriti velika područja.	Zbog tragova brušenja poboljšanje je niže nego kod brušenja punog profila zavara. Nepravilna upotreba može stvoriti ozbiljna oštećenja.
	POSTUPCI PROTALJIVANJA Općenito	Moguća velika poboljšanja. Prikladne za automatizaciju.	Potreban poseban trening izvođača.
	TIG protaljivanje	Potreban mali fizički napor. Jeftino.	Potrebno pažljivo čišćenje zavara i lima. Može rezultirati visokom trdoćom martenzitnih čelika uslijed niskog unosa topline.
	Plazma protaljivanje	Jednostavno izvođenje uslijed velikog bazena zavara. Nešto veće poboljšanje od onog koje daje TIG protaljivanje.	Niža tvrdoća od one koju daje TIG protaljivanje. Teška i nespretna oprema. Problem dostupnosti može ograničiti upotrebu.
	POSTUPCI OBLIKOVANJA ZAVARA Općenito	Poboljšanje se ostvaruje samim postupkom zavarivanja.	Ne uklanjaju se oštećenja na vrhu zavara.
	AWS poboljšani profil	Dobro definiran kriterij nadzora ("pokus novčića"). Prikladna za velike zavare i cjevne spojeve.	Veoma velika raspršenost pokusnih rezultata uslijed promjena mikrogeometrije na vrhu zavara. Dosljedna poboljšanja moguća samo kombiniranjem s drugim postupcima, npr. brušenjem vrha zavara, čekićanjem ili sačmarenjem.
	Posebne elektrode	Jednostavno izvođenje. Prikladna za male spojeve. Jeftina.	Daje manje poboljšanje nego npr. brušenje ili TIG protaljivanje.
	POSTUPCI IZMJENE POLJA ZAOSTALIH NAPREZANJA	Općenito	Omogućuju velika poboljšanja.
Čekićanje		Moguća veoma velika poboljšanja za zavare loše kvalitete. Jednostavan kriterij nadzora (dubina žlijeba >0.6 mm).	Ograničeno na obradu vrha zavara. Pretjerano utiskivanje može uzrokovati nastanak pukotine.
Sačmarenje		Dobro razvijeni postupci za manje dijelove. Pokriva velika područja. Jednostavni načini kontrole kvalitete. Poboljšava otpornost na pukotine uslijed korozije.	Nije prikazana praktična primjena na velike čelične konstrukcije. Najprikladnija za blage zarezze. Deformira se veoma tanki površinski sloj; korozija može brzo ukloniti povoljne učinke.

Većina ovih tehnika zahtijeva mnogo vremena i stoga donosi velike troškove. Kod vrednovanja pojedinih tehnika, uz produljenje životnog vijeka, u obzir treba uzeti i njih, osobito kada se obrada treba uključiti u proizvodni proces nove konstrukcije. Nije dostupno mnogo podataka o trošku pojedinih postupaka, a rasipanje postojećih je dosta veliko. Ipak, može se zaključiti da TIG protaljšivanje, čekićanje i brušenje diskom spadaju u isti cjenovni razred, dok je brušenje punog profila zavara izuzetno skupo.

Hutler i drugi [37] proveli su opsežno statističko istraživanje tehnika poboljšanja zamorne čvrstoće utemeljeno na velikom broju ispitnih podataka dostupnih u literaturi. Razmatrane su četiri tehnike poboljšanja (brušenje, TIG protaljšivanje, čekićanje i sačmarenje) i četiri vrste zavarenih spojeva (sučeljeni, T, križni te uzdužni nenosivi spojevi). Slika 2.89 donosi usporedbe karakterističnih krivulja postignutih za svaki razmatrani spoj, a kao referentna vrijednost dana je i S-N krivulja Eurocoda 3 za tu vrstu spoja.



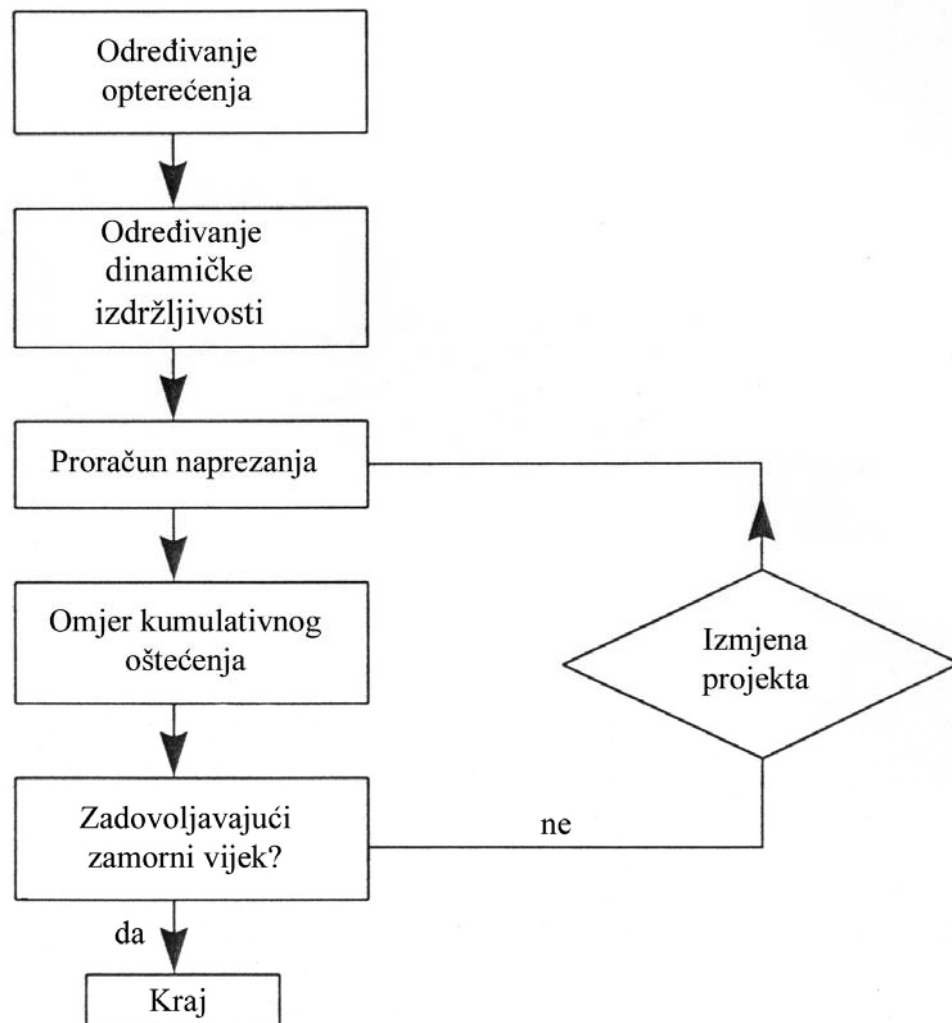
Slika 2.89 Usporedba karakterističnih krivulja Eurocoda 3 i onih postignutih poboljšavanjem razmatranih zavarenih spojeva [37]

Prilično velika povišenja zamorne čvrstoće proizlaze iz uklanjanja oštećenja iz kojih bi pukotine mogle početi rasti odmah po izlaganju dinamičkom opterećenju. Umjesto toga, uz fazu rasta pukotine, sada postoji i faza njenog začetka čije se trajanje produljuje porastom ukupnog životnog vijeka (odnosno opadanjem raspona napreznja). To objašnjava položnije S-N krivulje dobivene primjenom tehnika poboljšanja.

3 METODE PRORAČUNA ZAMORNOG OŠTEĆENJA

Iako ne postoji jedinstvena metoda projektiranja detalja brodskih konstrukcija s obzirom na zamor, postupak proračuna uvijek se sastoji od nekoliko karakterističnih koraka:

- određivanja opterećenja konstrukcije,
- određivanja dugoročne razdiobe naprezanja,
- određivanja dinamičke izdržljivosti detalja konstrukcije i
- procjene zamornog vijeka detalja.



Slika 3.1 Postupak procjene zamornog vijeka konstrukcijskih detalja [38]

Proračuni u svakom koraku mogu se provesti na različitim razinama složenosti i točnosti. Budući da se analiza može sastojati iz kombinacije pojednostavljenih i profinjenih tehnika, velika je raznolikost mogućih postupaka procjene zamornog oštećenja konstrukcijskih detalja.

3.1 ZAMORNA OPTEREĆENJA BRODSKIH KONSTRUKCIJA

Svako opterećenje koje se mijenja u vremenu doprinosi zamornom oštećenju brodskih konstrukcija. Njihovo određivanje predstavlja osnovni preduvjet proračuna životnog vijeka konstrukcijskih detalja. Za vrijeme službe brodske konstrukcije izložene su različitim vrstama promjenljivih opterećenja [38]:

- opterećenjima na mirnoj vodi,
- opterećenjima na valovima,
- toplinskim naprezanjima,
- dinamičkim opterećenjima uslijed vibriranja (glavni motor, vijak) i
- udarnim opterećenjima (udaranje pramca o valove, dahtanje).

Ovisno o vrsti broda, opterećenja na mirnoj vodi mijenjaju se jako sporo (putnički brodovi, ratni brodovi), ili imaju dva karakteristična stanja krcanja (trgovački brodovi). Obično se promatraju kao kvazistatička opterećenja [39], što se u slučaju trgovačkih brodova ogleda u superponiranju zamornog oštećenja za pojedina stanja krcanja.

Toplinska naprezanja slijede dnevne promjene temperature zraka i također imaju jako nisku frekvenciju te se njihov utjecaj na zamorno oštećenje može zanemariti, osim u posebnim slučajevima.

Iskustvo pokazuje da vrlo rijetko dolazi do prisilnog vibriranja unutar teretnog područja uslijed rada glavnog motora i/ili vijka, budući da je frekvencija uzbude obično red veličine iznad prirodnih frekvencija konstrukcije [38] i da stoga ne dolazi do rezonancije.

Udarne opterećenja mogu se izbjeći promjenom rute i/ili brzine broda, tako da se u praksi ne javljaju često.

Iz svega navedenog jasno je da se proračun zamornog oštećenja konstrukcijskih detalja u općem slučaju zasniva prvenstveno na opterećenjima na valovima. Ukoliko ne postoje posebni zahtjevi, računaju se opterećenja na valovima za dva osnovna stanja krcanja – potpuno nakrcan brod i brod u balastu, u kojima većina brodova provede gotovo cijeli vijek u službi. To obuhvaća određivanje globalnih opterećenja trupa uslijed gibanja na valovima, vanjskog hidrodinamičkog tlaka te unutarnjih inercijskih opterećenja.

Opterećenja na valovima mogu se izračunati pojednostavljenim postupkom ili provođenjem hidrodinamičkog proračuna [19]. U prvom slučaju na temelju pravila klasifikacijskih društava određuju se globalna opterećenja po poprečnom presjeku (momenti savijanja, smične sile, eventualno i momenti uvijanja), vanjska tlačna opterećenja i unutrašnja tlačna opterećenja koja su posljedica gibanja tekućeg tereta u tankovima. Postoji i druga mogućnost provođenja pojednostavljenog postupka koja se zasniva na projektnom valu [19, 23]. Za navedeni broj ciklusa opterećenja, n_0 , određuje se opterećenje, npr. vertikalni moment savijanja na sredini broda, za više kombinacija smjerova plovidbe i frekvencija vala. Najnepovoljnija kombinacija dovodi do maksimalne vrijednosti opterećenja i stoga određuje projektni val. Provođenje izravnog hidrodinamičkog proračuna obično se kombinira s analizom naprezanja pomoću metode konačnih elemenata, što vodi do određivanja dugoročne raspodjele naprezanja.

3.1.1 Proračun hidrodinamičkog opterećenja

3.1.1.1 Osnovni problem granične vrijednosti

Matematički opis gibanja čestice u tekućini koju remeti prolazak valova preko njene slobodne površine temelji se na pretpostavci nevtložnog gibanja čestica. Vektor vrtloženja [40]:

$$\vec{\omega} = \text{rot } \vec{v} = \nabla \times \vec{v}, \quad (3.1)$$

gdje je ∇ vektorski (Hamiltonov) operator

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k}, \quad (3.2)$$

a vektor brzine tekućine \vec{v}

$$\vec{v} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k} \quad (3.3)$$

u nepomičnom kartezijskom desnokretnom koordinatnom sustavu u kojem se ravnina xy podudara s položajem površine mirne vode, dok je os z usmjerena prema gore.

Ako pretpostavimo da je gibanje čestica u valu nevtložno, tada sve komponente vektora vrtloženja

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \\ \omega_2 &= \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \\ \omega_3 &= \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \end{aligned} \quad (3.4)$$

moraju biti jednake nuli. U tom slučaju postoji funkcija potencijala brzine (koja nema fizikalno značenje), takva da je [41]

$$\vec{v} = \nabla \phi = \frac{\partial \phi}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial \phi}{\partial z} \vec{k}, \quad (3.5)$$

odnosno, iz (3.3)

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial x}, \quad v = \frac{\partial \phi}{\partial y}, \quad w = \frac{\partial \phi}{\partial z}.$$

Osim toga, pretpostavlja se i da je morska voda nestlačiva. Jednadžba kontinuiteta [42]

$$\text{div } \vec{v} = \nabla \cdot \vec{v} = 0, \quad (3.6)$$

odnosno

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

navodi da je očuvana masa tekućine te, zbog nestlačivosti, i njen volumen. Uvrštavanjem izraza (3.6) u jednadžbu kontinuiteta dobiva se dobro poznata Laplaceova jednadžba [40, 41, 42, 43]

$$\nabla^2 \phi = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = 0, \quad (3.7)$$

tj. osnovna diferencijalna jednadžba problema granične vrijednosti (*boundary value problem*). Osim nje, funkcija potencijala brzine mora zadovoljiti i skup rubnih uvjeta. Određivanjem ϕ moguće je izračunati kinematiku čestica tekućine, dok se dinamički tlakovi računaju iz Bernoullijeve jednadžbe [42]

$$\rho \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \rho (\bar{\nabla} \times \bar{v}) \times \bar{v} - \mu \bar{\nabla}^2 \bar{v} + \bar{\nabla} \left(p + \rho g z + \rho \frac{\bar{v}^2}{2} \right) = 0 \quad (3.8)$$

za nevtložno gibanje ($\bar{\nabla} \times \bar{v} = 0$) i neviskoznu tekućinu ($\mu = 0$):

$$\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} + p + \rho g z + \frac{1}{2} \rho \left[\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right)^2 \right] = f(t). \quad (3.9)$$

U gornjem izrazu $f(t)$ predstavlja proizvoljnu funkciju vremena koja se može uključiti u funkciju nekog novog potencijala brzine ϕ_1 jednostavnom transformacijom [44]

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} - f(t) = \frac{\partial \phi_1}{\partial t}, \quad (3.10)$$

tako da je

$$\phi_1 = \phi - \int_0^t f(t) dt \quad (3.11)$$

pa Bernoullijeva jednadžba glasi

$$\rho \frac{\partial \phi_1}{\partial t} + p + \rho g z + \frac{1}{2} \rho \left[\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right)^2 \right] = 0. \quad (3.12)$$

Nepropusnost dna oceana oblikuje rubni uvjet po kojem je vertikalna komponenta brzine na dnu jednaka nuli, a koji, uz pretpostavku horizontalnog dna oceana, glasi [42]:

$$\frac{\partial \phi}{\partial z} = 0 \quad \text{na } z = -d, \quad (3.13)$$

gdje je d dubina vode.

Slično tome, u slučaju prisutnosti tijela koje se giba na valovima, komponenta brzine okomita na površinu tijela mora biti jednaka brzini gibanja tijela \bar{U} [40]:

$$\frac{\partial \phi}{\partial \bar{n}} = \bar{U} \cdot \bar{n} \text{ na površini tijela.}$$

Postoje i dva rubna uvjeta na slobodnoj površini, $z = \zeta(x, y, t)$. Prvi od njih, kinematički, navodi da će čestica koja je u nekom trenutku ležala na slobodnoj površini, na njoj i ostati, tako da je totalna derivacija $\frac{D}{Dt}$ razlike položaja čestice i trenutnog izdizanja površine vala jednaka nuli:

$$\frac{D}{Dt}(z - \zeta(x, y, t)) = \frac{\partial}{\partial t}(z - \zeta(x, y, t)) + \nabla \phi \cdot \nabla(z - \zeta(x, y, t)) = 0, \quad (3.14)$$

odakle slijedi

$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} + u \frac{\partial \zeta}{\partial x} + v \frac{\partial \zeta}{\partial y} - \frac{\partial \zeta}{\partial z} = 0 \text{ na } z = \zeta(x, y, t). \quad (3.15)$$

Dinamički rubni uvjet na slobodnoj površini slijedi iz Bernoullijeve jednadžbe (3.9), uz pretpostavku konstantnog atmosferskog tlaka izvan tekućine:

$$\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \rho \left[\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right)^2 \right] + \rho g \zeta = f(t) \text{ na } z = \zeta(x, y, t). \quad (3.16)$$

Ako se vremenska funkcija odabere kao konstanta

$$f(t) = \frac{p_0}{\rho}, \quad (3.17)$$

dobivamo [40]:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right)^2 \right] + g \zeta = 0 \text{ na } z = \zeta(x, y, t). \quad (3.18)$$

Potpuni problem u slučaju odsutnosti tijela na valu, čine Laplaceova jednadžba (3.7), dva rubna uvjeta na slobodnoj površini (3.15) i (3.18) te onaj na dnu oceana (3.13). Ovaj problem još nije riješen budući da su rubni uvjeti na slobodnoj površini nelinearni, a usto se trebaju zadovoljiti na slobodnoj površini koja se neprestano mijenja.

3.1.1.2 Teorija linearnih (Airyjevih, sinusoidalnih) valova

Jedno od uobičajenih približnih rješenja temelji se na razvoju funkcija potencijala brzine te uzdizanja vala u redove potencija malog parametra ε [43]:

$$\phi(x, y, z, t) = \varepsilon \phi_1(x, y, z, t) + \varepsilon^2 \phi_2(x, y, z, t) + \dots \quad (3.19)$$

$$\zeta(x, y, t) = \varepsilon \zeta_1(x, y, t) + \varepsilon^2 \zeta_2(x, y, t) + \dots, \quad (3.20)$$

gdje je bezdimenzionalni parametar nagib vala

$$\varepsilon = \frac{\pi h}{\lambda}, \quad (3.21)$$

pri čemu je h visina, a λ duljina vala.

Ova, najjednostavnija i najkorištenija, teorija valova zasniva se na pretpostavci da je valna visina mala u usporedbi s valnom duljinom ili dubinom vode. Ta pretpostavka omogućuje lineariziranje rubnih uvjeta na slobodnoj površini (odbacivanjem svih članova višeg reda od $O(h)$), kao i zadovoljavanje tih rubnih uvjeta na srednjoj razini vode, umjesto na slobodnoj površini [42]. Radi jednostavnosti razmatra se val u ravnini xz :

$$\frac{\partial \zeta_1}{\partial t} - \frac{\partial \phi_1}{\partial z} = 0 \quad \text{na } z = 0 \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial \phi_1}{\partial t} + g \zeta_1 = 0 \quad \text{na } z = 0. \quad (3.23)$$

Uklanjanjem nepoznanice ζ_1 ova dva rubna uvjeta na slobodnoj površini mogu se kombinirati u jedan:

$$\frac{\partial^2 \phi_1}{\partial t^2} + g \frac{\partial \phi_1}{\partial z} = 0 \quad \text{na } z = 0. \quad (3.24)$$

Preostale jednadžbe problema graničnih vrijednosti čine rubni uvjet na dnu, Laplaceova jednadžba koja u slučaju dvodimenzionalnih dugobregovitih valova, koji napreduju u smjeru osi x , glasi

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = 0 \quad (3.25)$$

te uvjet periodičnosti

$$\alpha = x - ct, \quad (3.26)$$

gdje je c brzina napredovanja oblika vala u pozitivnom smjeru osi x

$$c = \frac{\omega}{k}, \quad (3.27)$$

a k valni broj.

Ovakav problem granične vrijednosti rješava se tehnikom odvajanja varijabli, pri čemu se potencijal brzine predstavlja kao umnožak dviju funkcija od kojih svaka ovisi samo o jednoj nezavisnoj varijabli

$$\phi_1 = Z(z) \cdot A(\alpha), \quad (3.28)$$

tako da se nakon uvrštavanja u Laplaceovu jednadžbu dobivaju dvije obične diferencijalne jednadžbe:

$$\frac{d^2 Z}{dz^2} - k^2 Z = 0 \quad (3.29)$$

$$\frac{dA}{d\alpha} + k^2 A = 0. \quad (3.30)$$

Opća su rješenja ovih jednadžbi:

$$Z = A_1 \cosh kz + A_2 \sinh kz \quad (3.31)$$

$$A = A_3 \cos[k(x - ct)] + A_4 \sin[k(x - ct)]. \quad (3.32)$$

Ukoliko se odabere da se u početnom trenutku ($t = 0$), u ishodištu ($x = 0$) nalazi valni brijeg ($\zeta_1 = \frac{h}{2}$), iz jednadžbe za dinamički uvjet na slobodnoj površini (3.23) slijedi:

$$\zeta_1 = -\frac{1}{g} \left(\frac{\partial \phi_1}{\partial t} \right)$$

$$\zeta_1 = -\frac{kh}{2g} (kcA_3 \sin[k(x - ct)] - kcA_4 \cos[k(x - ct)]),$$

tako da je u $t = 0$ i $x = 0$:

$$\zeta_1 = \frac{k^2 ch}{2g} (A_4 \cos 0 - A_3 \sin 0) = \frac{h}{2}$$

$$A_4 - A_3 \sin 0 = \frac{g}{k^2 c}$$

$$A_3 = 0.$$

Iz rubnog uvjeta na dnu mora slijedi:

$$\frac{\partial \phi_1}{\partial z} = A_1 \sinh kz - A_2 \cosh kz = 0$$

pa je na $z = -d$

$$A_1 \sinh(-kd) - A_2 \cosh(-kd) = 0$$

$$A_2 = A_1 \tanh kd.$$

Uvrštavanjem u jednadžbu (3.28) dobiva se:

$$\phi_1 = A_5 \frac{\cosh k(z+d)}{\cosh kd} \sin[k(x-ct)], \quad (3.33)$$

gdje je

$$A_5 = A_1 \cdot A_4.$$

Ponovnim odabirom ($\zeta_1 = \frac{h}{2}$) u ($x = 0$), ($z = 0$) i ($t = 0$):

$$\zeta_1 = -\frac{1}{g} \left(\frac{\partial \phi_1}{\partial t} \right)$$

$$\zeta_1 = \frac{1}{g} \left(kcA_5 \frac{\cosh k(z+d)}{\cosh kd} \cos[k(x-ct)] \right) = \frac{h}{2},$$

tako da je

$$\frac{kc}{g} A_5 \frac{\cosh kd}{\cosh kd} \cos 0 = \frac{h}{2}$$

$$A_5 = \frac{gh}{2kc} = \frac{gh}{2\omega},$$

gdje je $\omega = kc$ kružna frekvencija vala. Uvrštavanjem vrijednosti koeficijenta A_5 u (3.33) dobiva se konačan izraz za potencijal brzine prvog reda:

$$\phi = \frac{gh}{2\omega} \frac{\cosh k(z+d)}{\cosh kd} \sin(kx - \omega t). \quad (3.34)$$

Iz dinamičkog uvjeta na slobodnoj površini (3.23):

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + g\zeta = 0 \quad \text{na } z = 0$$

slijedi

$$-\omega \frac{gh}{2\omega} \frac{\cosh k(z+d)}{\cosh kd} \cos(kx - \omega t) + g\zeta = 0 \quad \text{na } z = 0$$

odakle je

$$\zeta = \frac{h}{2} \cos(kx - \omega t), \quad (3.35)$$

što predstavlja izraz za izdizanje vala. Uvrštavanjem izraza za potencijal brzine u kombinirani uvjet na slobodnoj površini

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} + g \frac{\partial \phi}{\partial z} &= 0 \quad \text{na } z = 0 \\ -\omega^2 \frac{gH}{2\omega} \frac{\cosh k(z+d)}{\cosh kd} \sin(kx - \omega t) + g \frac{gHk}{2\omega} \frac{\sinh k(z+d)}{\cosh kd} \sin(kx - \omega t) &= 0 \\ -\omega^2 gH + g^2 Hk \tanh kd &= 0 \\ \omega^2 &= gk \tanh kd \end{aligned} \quad (3.36)$$

dobiva se jednadžba rasipanja. Brzine čestica tekućine:

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial x} = \frac{gHk}{2\omega} \frac{\cosh k(z+d)}{\cosh kd} \cos(kx - \omega t) \quad (3.37)$$

$$w = \frac{\partial \phi}{\partial z} = \frac{gHk}{2\omega} \frac{\sinh k(z+d)}{\cosh kd} \sin(kx - \omega t) \quad (3.38)$$

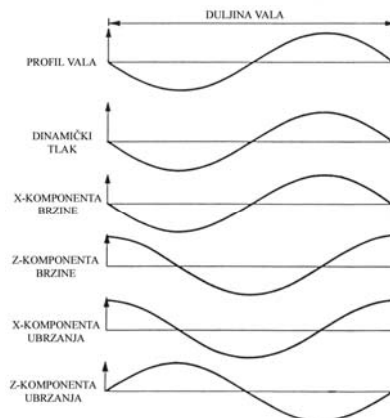
Ubrzanja:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{gHk}{2} \frac{\cosh k(z+d)}{\cosh kd} \sin(kx - \omega t) \quad (3.39)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} = -\frac{gHk}{2} \frac{\sinh k(z+d)}{\cosh kd} \cos(kx - \omega t) \quad (3.40)$$

Dinamički tlak [42]:

$$p = -\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} = \rho \frac{gH}{2} \frac{\cosh k(z+d)}{\cosh kd} \cos(kx - \omega t) \quad (3.41)$$

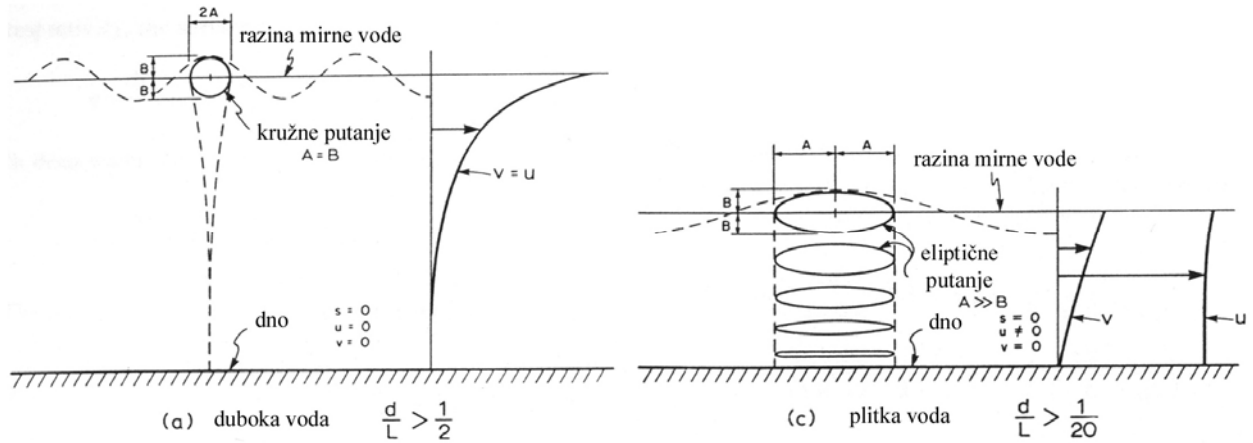


Slika 3.2 Profil vala te kinematičkih i dinamičkih značajki dobivenih linearnom teorijom [40]

Putanje čestica dobivaju se integriranjem izraza za brzinu čestica po vremenu te primjenom prikladnih rubnih uvjeta za konstantu integracije [42]:

$$\xi(x, z, t) = -\frac{H}{2} \frac{\cosh k(z+d)}{\sinh kd} \sin(kx - \omega t) \quad (3.42)$$

$$\zeta(x, z, t) = \frac{H}{2} \frac{\sinh k(z+d)}{\sinh kd} \cos(kx - \omega t). \quad (3.43)$$



Slika 3.3 Putanje i brzine čestica dobivene linearnom teorijom [42]

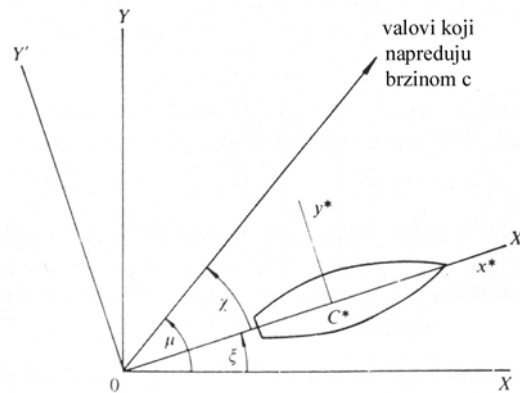
Ovisno o odnosu dubine vode i duljine vala moguće je i pojednostaviti iznesene izraze. Za duboku vodu, $\frac{d}{\lambda} > \frac{1}{2}$, vrijede približni izrazi iz sljedeće tablice.

Tablica 3.1 Izrazi linearne teorije valova u dubokoj vodi [40]

	voda konačne dubine	voda beskonačne dubine
Potencijal brzine	$\phi = \frac{g\zeta_0}{\omega} \frac{\cosh k(z+h)}{\cosh kh} \cos(\omega t - kx)$	$\phi = \frac{g\zeta_0}{\omega} e^{kz} \cos(\omega t - kx)$
Izraz raspršivanja	$\frac{\omega^2}{g} = k \tanh kh$	$\frac{\omega^2}{g} = k$
Veza između duljine i perioda vala	$\lambda = \frac{g}{2\pi} T^2 \tanh \frac{2\pi}{\lambda} h$	$\lambda = \frac{g}{2\pi} T^2$
Profil vala	$\zeta = \zeta_0 \sin(\omega t - kx)$	$\zeta = \zeta_0 \sin(\omega t - kx)$
Dinamički tlak	$p_{1z} = \rho g \zeta_0 \frac{\cosh k(z+h)}{\cosh kh} \sin(\omega t - kx)$	$p_{1z} = \rho g \zeta_0 e^{kz} \sin(\omega t - kx)$
x-komponenta brzine	$u = \omega \zeta_0 \frac{\cosh k(z+h)}{\sinh kh} \sin(\omega t - kx)$	$u = \omega \zeta_0 e^{kz} \sin(\omega t - kx)$
z-komponenta brzine	$w = \omega \zeta_0 \frac{\sinh k(z+h)}{\sinh kh} \cos(\omega t - kx)$	$w = \omega \zeta_0 e^{kz} \cos(\omega t - kx)$
x-komponenta ubrzanja	$a_1 = \omega^2 \zeta_0 \frac{\cosh k(z+h)}{\sinh kh} \cos(\omega t - kx)$	$a_1 = \omega^2 \zeta_0 e^{kz} \cos(\omega t - kx)$
z-komponenta ubrzanja	$a_3 = -\omega^2 \zeta_0 \frac{\sinh k(z+h)}{\sinh kh} \sin(\omega t - kx)$	$a_3 = -\omega^2 \zeta_0 e^{kz} \sin(\omega t - kx)$

3.1.1.3 Susretna frekvencija

Valovi su dosad razmatrani s obzirom na nepomični desnokretni koordinatni sustav OXYZ kojeg čine ravnina OXY koja leži na srednjoj površini mora i os z usmjerena prema gore.



Slika 3.4 Brod u plovidbi na harmonijskim valovima [41]

Izdizanje površine vala koji napreduje brzinom c pod kutom χ u odnosu na os OX dano je izrazom:

$$\zeta(X, Y, t) = \frac{H}{2} \cos(k \cos \chi + k \sin \chi - \omega t). \quad (3.44)$$

Nepomični koordinatni sustav OX'Y'Z' zakrenut je u odnosu na koordinatni sustav OXYZ za kut ξ pod kojim brod plovi u odnosu na os OX. Ravnina OX'Y' također leži na srednjoj površini mora. Može se pokazati da vrijedi transformacija koordinata:

$$\begin{aligned} X &= X' \cos \xi - Y' \sin \xi \\ Y &= X' \sin \xi + Y' \cos \xi \\ Z &= Z'. \end{aligned} \quad (3.45)$$

Koordinatni sustav C*x*y*z* vezan je uz težište broda i uvijek je paralelan koordinatnom sustavu OX'Y'Z'. U početku se ishodišta O i C* poklapaju, tako da su koordinate točke na brodu u trenutku t :

$$\begin{aligned} X' &= Ut + x^* \\ Y' &= y^* \\ Z' &= z^* \end{aligned} \quad (3.46)$$

u koordinatnom sustavu OX'Y'Z', odnosno

$$X = x^* \cos \xi - y^* \sin \xi + Ut \cos \xi$$

$$Y = x^* \sin \xi + y^* \cos \xi + Ut \sin \xi \quad (3.47)$$

$$Z = z^*$$

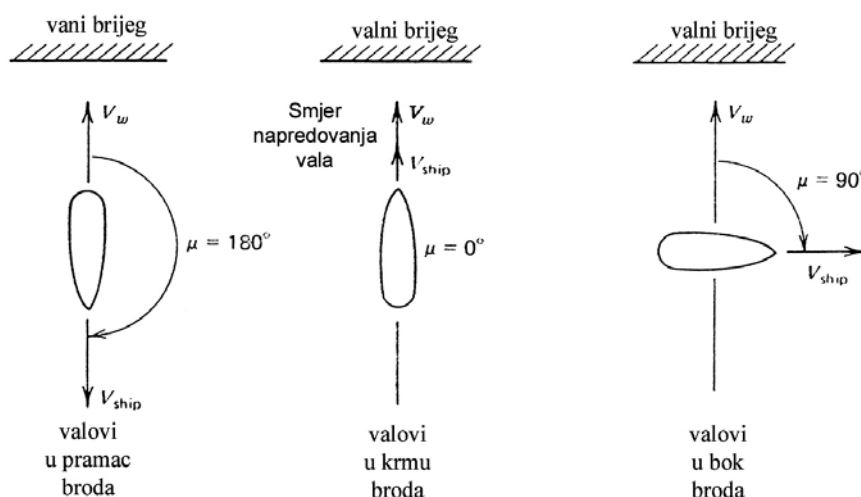
u koordinatnom sustavu OXYZ. Izdizanje površine vala u nekoj točki s obzirom na pomični koordinatni sustav:

$$\zeta(x^*, y^*, t) = \frac{H}{2} \cos \left[k \cos \chi (x^* \cos \xi - y^* \sin \xi + Ut \cos \xi) + k \sin \chi (x^* \sin \xi + y^* \cos \xi + Ut \sin \xi) - \omega t \right]$$

$$\zeta(x^*, y^*, t) = \frac{H}{2} \cos \left\{ kx^* \cos(\chi - \xi) + ky^* \sin(\chi - \xi) - [\omega - Uk \cos(\chi - \xi)]t \right\}$$

$$\zeta(x^*, y^*, t) = \frac{H}{2} \cos(kx^* \cos \mu + ky^* \sin \mu - \omega_e t) . \quad (3.48)$$

Kut $\mu = \chi - \xi$ je susretni kut, tj. kut između smjera napredovanja vala i smjera plovidbe broda, koji se mjeri od smjera napredovanja vala u smjeru kazaljke na satu, slika 3.5.



Slika 3.5 Definicija susretnih kutova [45]

Susretna frekvencija

$$\omega_e = \omega - Uk \cos \mu \quad (3.49)$$

jednaka je frekvenciji vala uvećanoj za Dopplerov pomak frekvencije. U dubokoj vodi jednadžba rasipanja glasi

$$k = \frac{\omega^2}{g},$$

tako da slijedi

$$\omega_e = \omega - U \frac{\omega^2}{g} \cos \mu = \omega \left(1 - U \frac{\omega}{g} \cos \mu\right) \quad (3.50)$$

iz čega se može vidjeti da susretna frekvencija ovisi o frekvenciji vala, brzini broda i susretnom kutu. Kod valova u pramac broda, $\mu = 180^\circ$, vrijedi

$$\omega_e = \omega + U \frac{\omega^2}{g}$$

pa će brod, budući da je period obrnuto srazmjernan frekvenciji, susretati uzastopne valove mnogo brže. Slično tome, kod valova u krmu broda, $\mu = 0^\circ$,

$$\omega_e = \omega - U \frac{\omega^2}{g}$$

pa će period susretanja valova biti duži.

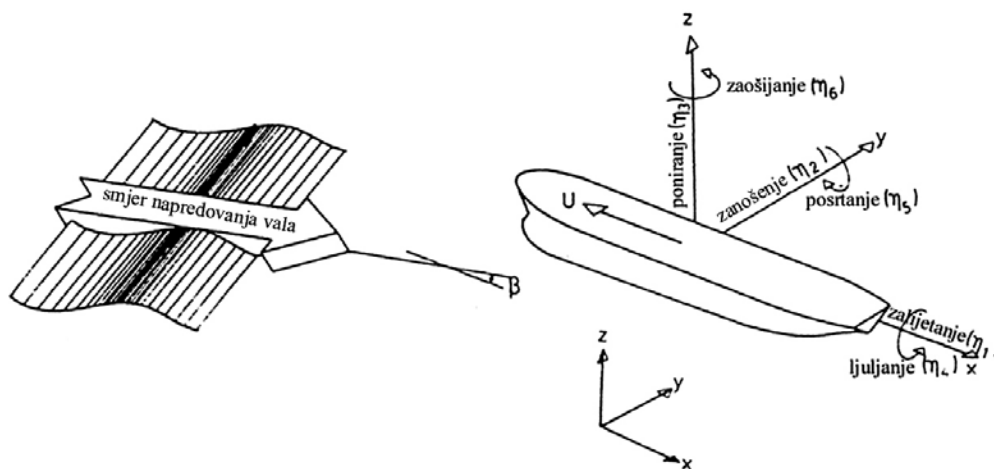
3.1.1.4 Brod na valovima

Valovi utječu na gibanje broda koji plovi morem, ali i prisutnost broda mijenja valove. Potpuni problem međudjelovanja između broda i valova opisuju [43] Laplaceova jednadžba (3.7), par rubnih uvjeta na slobodnoj površini (3.15) i (3.18), rubni uvjet na dnu oceana (3.13) te jednadžbe njihanja broda i dodatni uvjet međudjelovanja. Posljednji uvjet izražava nepropusnost trupa, kroz koji ne mogu prodrijeti čestice tekućine [40]:

$$\vec{U} \cdot \vec{n} = \vec{v} \cdot \vec{n} \quad \text{na } S, \quad (3.51)$$

gdje je \vec{U} vektor brzine broda, \vec{v} vektor brzine čestice tekućine, S trenutna oplakana površina, a \vec{n} vektor okomice na oplakanu površinu.

Brod na valovima oscilira sa šest stupnjeva slobode. Tri gibanja su translacijska – zalijetanje, zanošenje i poniranje, a tri rotacijska – ljuljanje, posrtanje i zaošijanje.



Slika 3.6 Njihanje broda na valovima [40]

Samo tri od njih – poniranje, ljuljanje i posrtanje, su čista oscilatorna gibanja kod kojih djeluje povratna sila ili moment koji nastoje vratiti brod u ravnotežni položaj nakon što ga nešto poremeti iz njega [45]. U slučaju zalijetanja, zanošenja i zaošijanja brod se ne vraća u izvorni ravnotežni položaj ukoliko se iz njega pomakne (osim u slučaju djelovanja vanjskih sila).

Problem međudjelovanja broda i valova ima dodatnu nepoznanicu, vektor brzine broda \bar{U} , uz već poznate nepoznanice iz osnovnog problema rubne vrijednosti, potencijal brzine ϕ i izdizanje površine vala ζ . Nelinearnost više ne proizlaze samo iz rubnih uvjeta na slobodnoj površini, već i iz činjenice da S i \bar{n} ovise o trenutnom položaju broda u odnosu na valove. Stoga ne postoji opće rješenje i nužno je uvođenje određenih pretpostavki i pojednostavljenja kako bi se formulirao rješiv problem.

3.1.1.5 Njihanje broda na harmonijskim valovima

Složeni problem njihanja broda na nemirnom moru može se pojednostaviti ukoliko se usvoji hipoteza o primjeni principa superponiranja koju su 1953. godine predložili St.Denis i Pierson, a po kojoj je odziv broda na nepravilnom moru jednak sumi odziva broda na harmonijske komponentne valove svih frekvencija. Problem je tada moguće razbiti na dva manja – predviđanje njihanja broda na pravilnim valovima te predviđanje statističkih značajki odziva broda na nemirnom moru.

Teorija sinusoidalnih valova temelji se na pretpostavci malih strmina valova, odnosno malog omjera visine i duljine vala, što vodi do lineariziranih uvjeta na slobodnoj površini (3.22) i (3.23) koje treba zadovoljiti na srednjoj slobodnoj površini.

Ukoliko nema prolaznih učinaka, tako da je njihanje broda na harmonijskim valovima jednolično, može se pretpostaviti da su amplitude gibanja broda male i srazmjerne amplitudi nailaznih valova [46]. To vodi do lineariziranja uvjeta na površini tijela [43], koji se također može zadovoljiti na srednjoj oplakanoj površini. Odzivi broda na pravilnim valovima također su sinusoidalni i imaju susretnu frekvenciju:

$$\eta_j(t) = |\bar{\eta}_j| \cos(\omega_e t + \sigma_j) = \bar{\eta}_j e^{i\omega_e t}, \quad (3.52)$$

gdje je $|\bar{\eta}_j|$ apsolutna vrijednost amplitude odziva

$$|\bar{\eta}_j| = \sqrt{\bar{\eta}_{jR}^2 + \bar{\eta}_{jI}^2}, \quad (3.53)$$

σ_j fazni pomak odziva, a $\bar{\eta}_j$ kompleksna amplituda odziva

$$\bar{\eta}_j = \bar{\eta}_{jR} + \bar{\eta}_{jI}. \quad (3.54)$$

Brzine i ubrzanja odziva dani su sljedećim izrazima:

$$\dot{\eta}_j(t) = i\omega_e \bar{\eta}_j e^{i\omega_e t} \quad (3.55)$$

$$\ddot{\eta}_j(t) = -\omega_e^2 \bar{\eta}_j e^{i\omega_e t}. \quad (3.56)$$

Jednadžbe njihanja broda u šest stupnjeva slobode proizlaze iz drugog Newtonovog zakona (po kojem je sila koja djeluje na tijelo jednaka umnošku mase i ubrzanja) koji se mora napisati u

inercijskom koordinatnom sustavu koji se giba srednjom brzinom U . Budući da se sile i momenti koji djeluju na tijelo definiraju u koordinatnom sustavu vezanom za brod (koji oscilira zajedno s njim), potrebno je jednadžbe gibanja napisati u tom sustavu. Rezultat su visokonelinearne Eulerove jednadžbe gibanja krutog tijela, lineariziranjem kojih se dobiva opći oblik jednadžbi njihanja broda [46]:

$$\sum_{k=1}^6 m_{jk} \ddot{\eta}_k(t) = F_j(t) \quad j=1,2,\dots,6 \quad (3.57)$$

gdje su m_{jk} komponente poopćene matrice masa (koja uključuje mase i momente tromosti), $\ddot{\eta}_k$ ubrzanja gibanja u k -tom stupnju slobode, a F_j ukupne sile i momenti koji djeluju na tijelo u smjeru j .

U slučaju simetričnosti broda s obzirom na središnju vertikalnu ravninu dobiva se sljedećih šest jednadžbi dinamičke ravnoteže [46]:

$$\begin{aligned} m(\ddot{\eta}_1 + \bar{z}_c \ddot{\eta}_5) &= F_1 && \text{zalijetanje} \\ m(\ddot{\eta}_2 - \bar{z}_c \ddot{\eta}_4 + \bar{x}_c \ddot{\eta}_6) &= F_2 && \text{zanošenje} \\ m(\ddot{\eta}_3 + \bar{x}_c \ddot{\eta}_5) &= F_3 && \text{poniranje} \\ I_{44} \ddot{\eta}_4 - I_{46} \ddot{\eta}_6 - m \bar{z}_c \ddot{\eta}_2 &= F_4 && \text{ljuljanje} \\ I_{55} \ddot{\eta}_5 + m \bar{z}_c \ddot{\eta}_1 - m \bar{x}_c \ddot{\eta}_3 &= F_5 && \text{posrtanje} \\ I_{66} \ddot{\eta}_6 - I_{64} \ddot{\eta}_4 + m \bar{x}_c \ddot{\eta}_2 &= F_6 && \text{zaošijanje} \end{aligned} \quad (3.58)$$

gdje je m ukupna masa broda, I_{jk} momenti tromosti, \bar{x}_c i \bar{z}_c koordinate težišta broda u koordinatnom sustavu vezanom za brod. Budući da su lineariziranjem iščezle razlike između koordinatnih sustava, gornje jednadžbe vrijede i u inercijskom koordinatnom sustavu u kojem će se, radi prikladnosti vršiti daljnje razmatranje.

Potencijal brzine može se razdvojiti na dva dijela – stacionarni dio uslijed gibanja broda prema naprijed i nestacionarni dio povezan s nailaznim sustavom valova i nestalnim gibanjem tijela [46, 47]:

$$\phi(x, y, z, t) = [-Ux + \phi_S(x, y, z)] + \phi_T(x, y, z) e^{i\omega t}, \quad (3.59)$$

gdje je ϕ_S potencijal uslijed stalne translacije, dok je ϕ_T kompleksna amplituda nestacionarnog potencijala koja se može dalje rastaviti na

$$\phi_T(x, y, z) = \phi_I(x, y, z) + \phi_D(x, y, z) + \sum_{j=1}^6 \bar{\eta}_j \phi_j(x, y, z), \quad (3.60)$$

gdje je ϕ_I potencijal nailaznog vala, ϕ_D potencijal razilaznog vala, ϕ_j potencijal zračenja uslijed jediničnog gibanja u smjeru j , a $\bar{\eta}_j$ kompleksna amplituda gibanja broda u smjeru j . Ovakvim

rastavljanjem potencijala brzine zanemaruje se međudjelovanje između stacionarnih i nestacionarnih komponenti.

Tlak u fluidu računa se iz Bernoullijeve jednadžbe (3.9):

$$p = -\rho \left(\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} |\nabla \phi|^2 + gz \right).$$

Kako bi se zadovoljili linearizirani rubni uvjeti na slobodnoj i oplakanoj površini, pretpostavlja se da su i stacionarni i nestacionarni dio potencijala te njihove derivacije male veličine, uslijed čega se zanemaruju male veličine drugog reda. Pretpostavka o maloj veličini stacionarnog potencijala brzine zbog prisutnosti trupa broda podrazumijeva vitku formu trupa kod koje se može pretpostaviti da valovi koje na slobodnoj površini stvara brod ne utječu na gibanje. Veličina malog nestacionarnog dijela potencijala proizlazi iz pretpostavke o malim amplitudama odziva broda na valovima malih amplituda. Iz toga proizlazi [46]:

$$p = -\rho \left(i\omega_e - U \frac{\partial}{\partial x} \right) \phi_T e^{i\omega_e t} - \rho g z \quad (3.61)$$

jednadžba koja omogućuje računanje tlaka u određenoj točki oplakane površine. Integriranjem tlaka po oplakanoj površini mogu se dobiti sile na tijelo:

$$F_j = \iint_S p \eta_j dS,$$

što nakon uvrštavanja (3.61) prelazi u

$$\begin{aligned} F_j &= -\rho \iint_S \eta_j \left(i\omega_e - U \frac{\partial}{\partial x} \right) \left(\phi_I + \phi_D + \sum_{j=1}^6 \bar{\eta}_j \phi_j \right) e^{i\omega_e t} dS - \rho g \iint_S z \eta_j dS \\ &= -\rho \iint_S \eta_j \left(i\omega_e - U \frac{\partial}{\partial x} \right) (\phi_I + \phi_D) e^{i\omega_e t} dS - , \\ &\quad - \rho \iint_S \eta_j \left(i\omega_e - U \frac{\partial}{\partial x} \right) \sum_{j=1}^6 \bar{\eta}_j \phi_j e^{i\omega_e t} dS - \rho g \iint_S z \eta_j dS . \end{aligned} \quad (3.62)$$

Prvi član jednadžbe (3.62)

$$F_{EXj} = -\rho \iint_S \eta_j \left(i\omega_e - U \frac{\partial}{\partial x} \right) (\phi_I + \phi_D) e^{i\omega_e t} dS \quad (3.63)$$

predstavlja komponentu uzbudne sile koja i pobuđuje gibanje broda, a koja se može rastaviti na

$$F_{EXj} = (F_j^I + F_j^D) e^{i\omega_e t}, \quad (3.64)$$

gdje je

$$F_j^I = -\rho \iint_S \eta_j \left(i\omega_e - U \frac{\partial}{\partial x} \right) \phi_I dS \quad (3.65)$$

kompleksna amplituda komponente uzbudne sile uslijed nailaznih valova koja se obično naziva Froude-Krylovljevom uzbudnom silom, dok je

$$F_j^D = -\rho \iint_S \eta_j \left(i\omega_e - U \frac{\partial}{\partial x} \right) \phi_D dS \quad (3.66)$$

kompleksna amplituda komponente uzbudne sile uslijed razilaznih valova koja se naziva difrakcijskom uzbudnom silom. Froude-Krylovljeva sila dobiva se integriranjem preko oplakane površine tlaka koji bi postojao u sustavu valova da nije prisutan brod. Lako se nalazi iz poznatog potencijala nailaznog vala, (3.34). Difrakcijska sila uzrokovana je odbijanjem nailaznih valova uslijed prisutnosti broda. Može se izračunati i bez poznavanja potencijala razilaznog vala [46] preko Haskindovih izraza koji povezuju difrakcijsku uzbudnu silu s radijacijskim potencijalima i potencijalom nailaznih valova.

Drugi dio jednadžbe (3.62)

$$F_{Rj} = -\rho \iint_S \eta_j \left(i\omega_e - U \frac{\partial}{\partial x} \right) \sum_{k=1}^6 \bar{\eta}_k \phi_k e^{i\omega_e t} dS = \sum_{k=1}^6 \left[-\rho \iint_S \eta_j \left(i\omega_e - U \frac{\partial}{\partial x} \right) \phi_k dS \right] \bar{\eta}_k e^{i\omega_e t}$$

predstavlja hidrodinamičku silu u smjeru j uslijed prisilnog gibanja, koja se može napisati i u obliku

$$F_{Rj} = \sum_{k=1}^6 T_{jk} \bar{\eta}_k e^{i\omega_e t} \quad (3.67)$$

gdje je T_{jk} kompleksna amplituda hidrodinamičke sile u smjeru j uslijed jediničnog oscilatornog gibanja u smjeru k. Ove sile posljedica su zračenja valova od broda koji je prisiljen oscilirati u k-tom stupnju slobode na inače mirnom moru. Uobičajeno je razdvajanje T_{jk} na realni i imaginarni dio:

$$T_{jk} = \omega_e^2 A_{jk} - i\omega_e B_{jk}, \quad (3.68)$$

gdje je A_{jk} dodatna masa okolne vode, a B_{jk} koeficijent prigušenja u j-tom obliku uslijed jediničnog gibanja u smjeru k. Prigušenje proizlazi iz prigušenja vala na slobodnoj površini, dok se učinci viskoznog prigušenja zanemaruju [46].

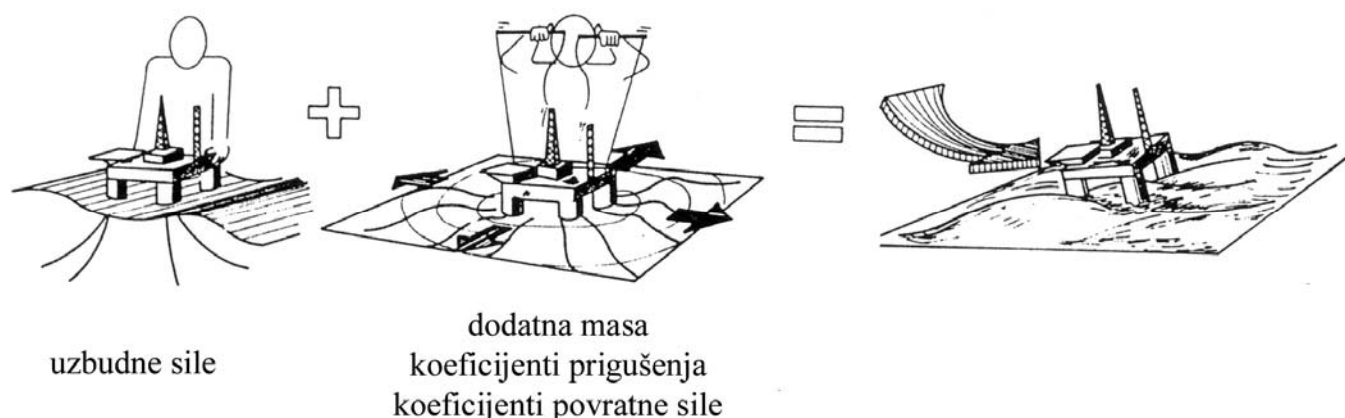
Posljednji dio jednadžbe (3.62)

$$F_{HSj} = -\rho g \iint_S z \eta_j dS \quad (3.69)$$

čini hidrostatska sila koja se može napisati i kao

$$F_{HSj} = -\sum_{k=1}^6 C_{jk} \bar{\eta}_k e^{i\omega_e t}, \quad (3.70)$$

gdje su C_{jk} koeficijenti hidrostatske povratne sile. Oni su neovisni o susretnoj frekvenciji i brzini broda, tako da se mogu izvesti izravno iz hidrostatskih razmatranja. Za stupnjeve slobode u kojima nema hidrostatskih povratnih sila (zalijetanje, zanošenje, zaošijanje) ovi su koeficijenti jednaki nuli.



Slika 3.7 Superponiranje opterećenja valne uzbude i hidrodinamičkih opterećenja [40]

Uvrštavanjem izraza za ubrzanja odziva broda (3.56) i sile koje djeluju na brod (3.64), (3.67) i (3.70) u jednadžbu njihanja broda (3.57) dobiva se

$$\sum_{k=1}^6 -m_{jk} \omega_e^2 \bar{\eta}_k e^{i\omega_e t} = -\sum_{k=1}^6 C_{jk} \bar{\eta}_k e^{i\omega_e t} + F_j^I e^{i\omega_e t} + F_j^D e^{i\omega_e t} + \sum_{k=1}^6 (\omega_e^2 A_{jk} - i\omega_e B_{jk}) \bar{\eta}_k e^{i\omega_e t}$$

Prebacivanjem hidrostatskih povratnih sila, dodatne mase i koeficijenata prigušenja na lijevu stranu jednadžbe dobiva se

$$\sum_{k=1}^6 [-\omega_e^2 (m_{jk} + A_{jk}) + i\omega_e B_{jk} + C_{jk}] \bar{\eta}_k = F_j^I + F_j^D \quad j=1,2,\dots,6 \quad (3.71)$$

tj. skup od šest spregnutih linearnih jednadžbi njihanja broda na sinusoidlanim valovima. Rješavanje jednadžbi njihanja zahtijeva poznavanje svih koeficijenata. Jednostavno je odrediti matricu masa m_{jk} i koeficijente hidrostatske povratne sile. Froude-Krylovljeva uzbudna sila F_j^I također se može jednostavno odrediti izravnim integriranjem potencijala nailaznog vala po oplakanoj površini.

Teškoću u rješavanju sustava predstavlja određivanje koeficijenata dodatne mase i prigušenja te difrakcijske uzbudne sile koji se dobivaju složenim hidrodinamičkim proračunima. Koeficijenti A_{jk} , B_{jk} , F_j^I i F_j^D ovisni su o frekvenciji, tako da su za zadanu frekvenciju konstantni. To je razlog zbog kojeg se jednadžbe i rješavaju u frekvencijskom području, budući da je proračun znatno jednostavniji.

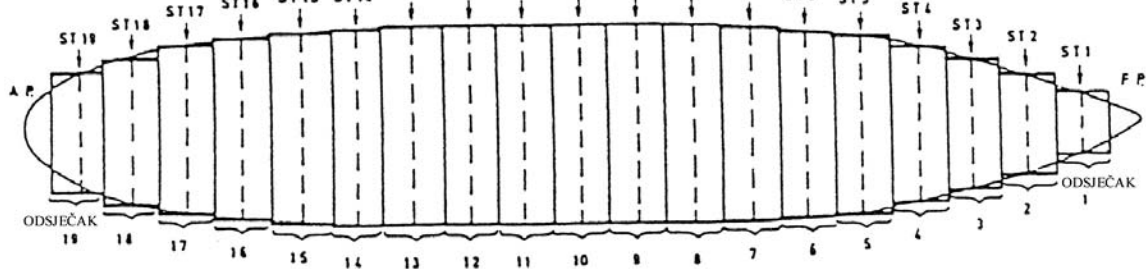
3.1.1.6 Metoda odsječaka

Metoda odsječaka (*strip method*) temelji se na pretpostavci da su brzine fluida u poprečnom smjeru mnogo veće od onih u uzdužnom smjeru, tako da se strujanje u bilo kojem poprečnom presjeku broda može aproksimirati pretpostavljenim dvodimenzionalnim strujanjem po tom prizmatičnom odsječku. Ukupni učinak na brod dobiva se integriranjem učinaka pojedinih odsječaka po duljini broda. Npr., za koeficijent dodatne mase vrijedi [46]:

$$A_{jk} = \int_L a_{jk}(x) dx, \quad (3.72)$$

gdje je $a_{jk}(x)$ dvodimenzionalni koeficijent dodatne mase koji se dobiva rješavanjem dvodimenzionalnog hidrodinamičkog problema, pri čemu se smatra da je odsječak beskonačno dug.

Ideja metode sastoji se u svođenju trodimenzionalnog hidrodinamičkog problema na niz dvodimenzionalnih problema koji se mogu lakše riješiti. Uvriježilo se modelirati trup nizom od dvadesetak odsječaka koji trebaju što bolje opisati formu trupa, izbjegavajući nagle promjene po duljini.



Slika 3.8 Idealizacija trupa u metodi odsječaka [48]

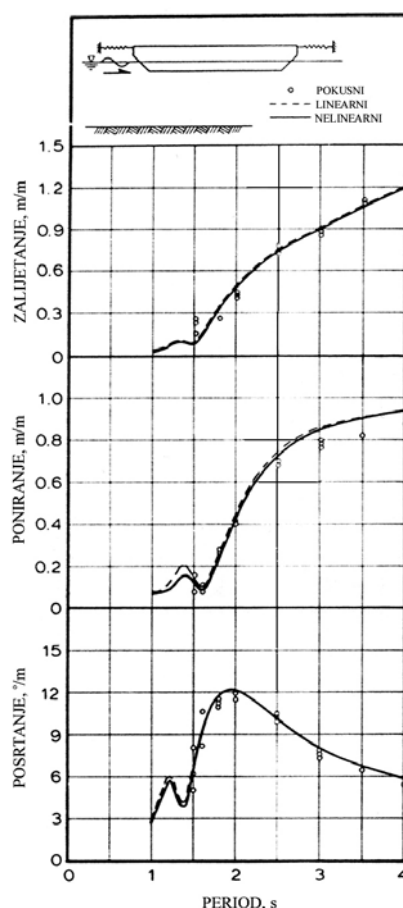
Kako bi se moglo zanemariti strujanje u uzdužnom smjeru, nužno je ispuniti dva uvjeta. Prvi se odnosi na formu trupa, pri čemu širina i gaz broda trebaju biti mnogo manji od duljine broda (da bi derivacije u smjeru osi x bile višeg reda u usporedbi s derivacijama u smjerovima osi y i z), što je ispunjeno kod vitkih brodova [46], Donja granica na kojoj vrijedi metoda odsječaka je omjer duljine i širine od 2.5 [40]. Osim toga, susretna frekvencija treba biti relativno visoka kako bi vrijedilo [47]:

$$\omega_e \gg U \frac{\partial}{\partial x}$$

odnosno, kako bi duljina valova stvorenih osciliranjem broda bila reda veličine širine, a ne duljine broda. Ovo omogućuje zanemarivanje brzine broda u rubnim uvjetima na slobodnoj površini [48]. Iz ovog razloga metoda odsječaka daje bolje rezultate u slučaju valova približno u pramac broda, od onih kod valova približno u krmu broda [40].

Usporedba s rezultatima pokusa u bazenima te mjerenjima na stvarnim brodovima pokazala je da metoda daje prilično dobre rezultate u širokom rasponu parametara, slika 3.9.

Time se može objasniti izuzetna raširenost i općeprihvaćenost metode. Uz već iznesena ograničenja, rezultati nisu dobri na visokim valovima, kada više ne vrijede pretpostavke o linearnosti između amplitude odziva i amplitude nailaznih valova; te kod visokih Froudeovih brojeva ($F_n > 0.4$ [40]), budući da metoda dobro ne obuhvaća međudjelovanje između stacionarnog valnog sustava i osciliranja broda.



Slika 3.9 Rezultati gibanja usidrene barže na valovima u pramac [42]

Prvi je metodu odsječaka za proračun gibanja broda na pravilnim valovima razvio Korvin-Kroukovsky 1955. godine za predviđanje poniranja i posrtanja na valovima u pramac broda [46]. Brojni istraživači unapređivali su teoriju, a Salvensen, Tuck i Faltinsen proširili su je na pet stupnjeva slobode 1970. godine (zanemarujući zalijetanje) te su uključili i proračun momenata savijanja, smičnih sila i momenata uvijanja. Iako su tijekom vremena i za nju predložena brojna poboljšanja (uključivanje zalijetanja, proračun tlakova), STF metoda (nazvana prema početnim slovima prezimena svojih autora) je do današnjih dana ostala najraširenija metoda odsječaka. Stoga će joj se u nastavku odjeljka posvetiti zaslužena pozornost.

Uz pretpostavku simetričnosti broda s obzirom na središnju vertikalnu ravninu, skup od šest spregnutih jednadžbi (3.71) svodi se na dva skupa od po tri jednadžbe [46, 47]. Jednu grupu jednadžbi čine uzdužna gibanja u vertikalnoj ravnini (zalijetanje, poniranje, posrtanje), a drugu poprečna gibanja u horizontalnoj ravnini (zanošenje, ljuljanje, zaošijanje). Nespregnutost između gibanja u vertikalnoj i horizontalnoj ravnini posljedica je lineariziranja problema njihovanja broda na valovima [46].

Osim toga, u izvornoj STF teoriji, zanemareno je zalijetanje broda, budući da se u slučaju vitkog trupa može pretpostaviti da su hidrodinamičke sile povezane sa zalijetanjem mnogo manje od onih povezanih s ostalih pet stupnjeva slobode gibanja broda [47]. Rezultat toga su jednadžbe spregnutog poniranja i posrtanja:

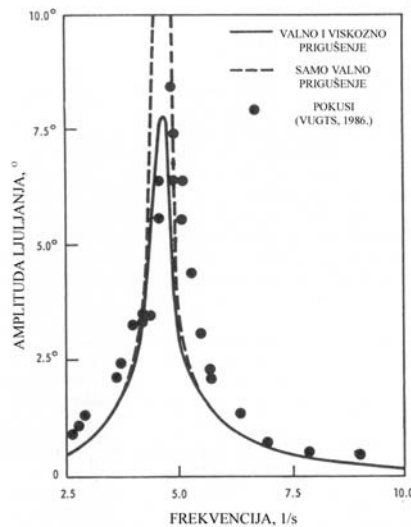
$$(m + A_{33})\ddot{\eta}_3 + B_{33}\dot{\eta}_3 + C_{33}\eta_3 + A_{35}\ddot{\eta}_5 + B_{35}\dot{\eta}_5 + C_{35}\eta_5 = F_3 e^{i\omega_e t} \quad (3.73)$$

$$A_{53}\ddot{\eta}_3 + B_{53}\dot{\eta}_3 + C_{53}\eta_3 + (I_5 + A_{55})\ddot{\eta}_5 + B_{55}\dot{\eta}_5 + C_{55}\eta_5 = F_5 e^{i\omega_e t}$$

te one spregnutog zanišenja, ljuljanja i zaošijanja:

$$\begin{aligned}
 (m + A_{22})\ddot{\eta}_2 + B_{22}\dot{\eta}_2 + (A_{24} - mz_c)\ddot{\eta}_4 + B_{24}\dot{\eta}_4 + A_{26}\ddot{\eta}_6 + B_{26}\dot{\eta}_6 &= F_2 e^{i\omega_e t} \\
 (A_{42} - mz_c)\ddot{\eta}_2 + B_{42}\dot{\eta}_2 + (A_{44} + I_4)\ddot{\eta}_4 + B_{44}\dot{\eta}_4 + C_{44}\eta_4 + (A_{46} - I_{46})\ddot{\eta}_6 + B_{46}\dot{\eta}_6 &= F_4 e^{i\omega_e t} \\
 A_{62}\ddot{\eta}_2 + B_{62}\dot{\eta}_2 + (A_{64} - I_{46})\ddot{\eta}_4 + B_{64}\dot{\eta}_4 + (A_{66} + I_6)\ddot{\eta}_6 + B_{66}\dot{\eta}_6 &= F_6 e^{i\omega_e t}
 \end{aligned}
 \tag{3.74}$$

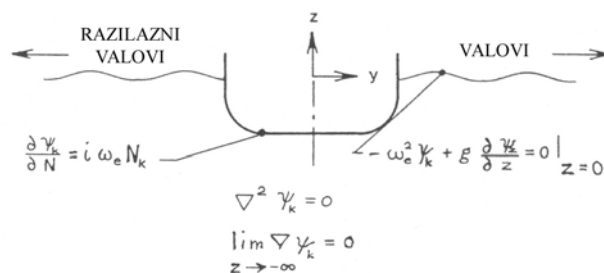
Treba napomenuti da na koeficijent prigušenja kod ljuljanja, B_{44} , znatno utječe viskoznost, tako da je u njega uključen i dodatni član, B_{44}^* , koji obuhvaća učinke viskoznog prigušenja ljuljanja [47].



Slika 3.10 Teorijske i izmjerene amplitude ljuljanja kružnog cilindra na valovima u bok [47]

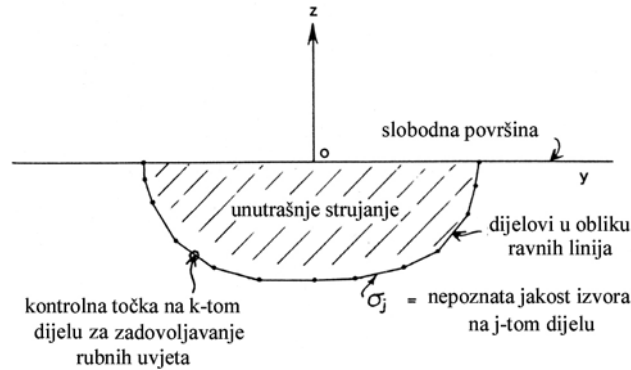
Koeficijenti u gornjim jednadžbama gibanja mogu se izračunati (jednostavnim numeričkim integriranjem po duljini broda) iz hidrodinamičkih koeficijenata dodatne mase a_{jk} , prigušenja b_{jk} te pojedinih potencijala zračenja ϕ_k [47]. Određivanje tih dvodimenzionalnih hidrodinamičkih veličina predstavlja najsloženiji i vremenski najzahtjevniji dio proračuna njihanja broda.

Dvodimenzionalna presječna dodatna masa i koeficijent prigušenja dobivaju se rješavanjem problema zračenja, kada brod oscilira na mirnom moru (zanemaruje se stacionaran sustav valova stvorenih osciliranjem). Potencijal ϕ_k treba zadovoljiti Laplaceovu diferencijalnu jednadžbu, rubne uvjete na slobodnoj površini te u beskonačnosti, kao i uvjet na površini tijela.



Slika 3.11 Dvodimenzionalni problem zračenja [46]

Za rješavanje takvog problema rubnih vrijednosti postoji više numeričkih metoda. Najpopularnija i najčešće korištena metoda je Frankova metoda graničnog integrala [46, 47]. Presjek broda dijeli se u niz ravnih linija. Preko svake od njih razdjeljuju se izvori konstantne, iako nepoznate, jakosti koji zadovoljavaju rubne uvjete na slobodnoj površini i u beskonačnosti. Nepoznate jakosti izvora dobivaju se zadovoljavanjem rubnih uvjeta na oplakanoj površini po sredini svake linije. Na temelju toga može se odrediti potencijal brzine ϕ_k , a time i hidrodinamički koeficijenti dodatne mase i prigušenja na pojedinom presjeku.



Slika 3.12 Uz Frankovu metodu graničnog integrala [46]

Prednost metode predstavlja mogućnost opisivanja proizvoljnog oblika presjeka trupa, a nedostatak je *pucanje* metode na određenom skupu diskretnih nepravilnih frekvencija [46, 47]. Presječna difrakcijska uzbudna sila dobiva se rješavanjem problema odbijanja valova, sprečavanjem osciliranja broda na nailaznim valovima, kada se stvara sustav razilaznih valova uslijed prisutnosti broda.

Međutim, moguće je i izbjeći rješavanje difrakcijskog potencijala ϕ_D . Budući da ϕ_I i ϕ_D zadovoljavaju vrlo slične probleme granične vrijednosti, moguće je upotrebom Greenovog teorema i rubnih uvjeta problema doći do izraza za difrakcijske uzbudne sile koji uključuju samo ϕ_I i ϕ_k , a koje nazivamo Haskindovim izrazima [46]. Bez izračunavanja difrakcijskog potencijala ne može se dobiti raspodjela tlaka po trupu broda, tako da je nužno riješiti i problem odbijanja valova u slučajevima kada se žele izračunati i tlakovi.

3.1.1.7 Panel metoda

Problem njihanja broda na harmonijskim valovima može se riješiti i u trodimenzionalnom prostoru. Postoji više numeričkih metoda određivanja potencijala brzine kod radijacijsko-difrakcijskih modela, kao što su metoda konačnih elemenata, ili metoda konačnih razlika. Umjesto jedne jednadžbe za cijelo područje fluida, rješava se skup jednadžbi utemeljenih na pojedinim elementima fluida i njihovim vezama s drugim elementima. Glavni nedostatak takvih metoda je potreba modeliranja okolnog fluida koji je najčešće beskonačan, što dovodi do poteškoća pri ograničavanju problema i postavljanju odgovarajućih rubnih uvjeta. Osim toga, takvi problemi prilično su opsežni [42].

Uobičajene metode rješavanja su metode integralnih jednadžbi [42, 44] koje se temelje na primjeni Greenovog teorema

$$\iiint_V (f \Delta g - g \Delta f) dV = \iint_{\partial V} \left(f \frac{\partial g}{\partial \bar{n}} - g \frac{\partial f}{\partial \bar{n}} \right) dS \quad (3.75)$$

V	ograničeni volumen
∂V	granica volumena
$\partial \bar{n}$	vektor normale na graničnu površinu.

na potencijal $\phi(x)$ i Greenovu funkciju $G(x, \eta)$, što dovodi do izraza za vrijednost potencijala u bilo kojoj točki fluida [44]:

$$\phi(x) = \iint_{S_B+S_F+S_{BT}+S_\infty} \left(\phi(\eta) \frac{\partial G(x, \eta)}{\partial \bar{n}(\eta)} - G(x, \eta) \frac{\partial \phi(\eta)}{\partial \bar{n}(\eta)} \right) dS(\eta) \quad (3.76)$$

za točku unutar fluida, odnosno

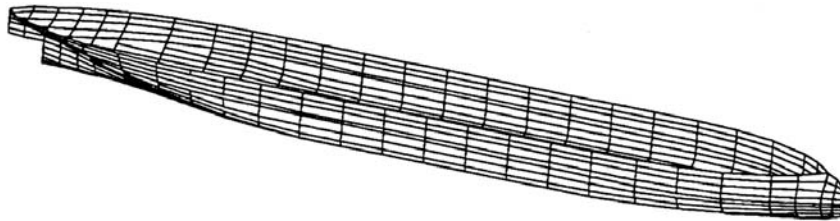
$$\frac{1}{2} \phi(x) = \iint_{S_B+S_F+S_{BT}+S_\infty} \left(\phi(\eta) \frac{\partial G(x, \eta)}{\partial \bar{n}(\eta)} - G(x, \eta) \frac{\partial \phi(\eta)}{\partial \bar{n}(\eta)} \right) dS(\eta) \quad (3.77)$$

za točku na rubnim površinama područja, pri čemu je S_B oplakana površina tijela, S_F slobodna površina, S_{BT} površina dna, a S_∞ fiktivna površina na beskonačnoj udaljenosti.

Diskretiziranjem rubne površine nizom panela, uz pretpostavku nepromjenljive vrijednosti potencijala na svakom panelu, dobiva se diskretizirana jednadžba:

$$\frac{1}{2} \phi_j = \sum_{j=1}^N \phi_j \iint_{S_B+S_F+S_{BT}+S_\infty} \frac{\partial G}{\partial \bar{n}} dS_j = \sum_{j=1}^N \iint_{S_B+S_F+S_{BT}+S_\infty} \frac{\partial \phi_j}{\partial \bar{n}} G dS_j = \quad (3.78)$$

gdje je S_j površina j-tog panela, a N ukupan broj panela.



Slika 3.13 Panelni model broda [49]

Uz prethodno računanje Greenove funkcije $G(x, \eta)$ dobiva se sustav linearnih jednadžbi u kojem su nepoznanice vrijednosti potencijala na pojedinim panelima. Ovisno o pretpostavljenom obliku Greenove funkcije razlikuju se [44, 50] Rankinova panel metoda (Greenova funkcija zadovoljava samo Laplaceovu jednadžbu) te Kelvinova panel metoda kod koje Greenova funkcija zadovoljava i sve rubne uvjete osim onog na oplakanoj površini, tako da se za vrijednost potencijala u točki unutar fluida dobiva [44]:

$$\phi(x) = \iint_{S_B} \left(\phi(\eta) \frac{\partial G(x, \eta)}{\partial \bar{n}(\eta)} - G(x, \eta) \frac{\partial \phi(\eta)}{\partial \bar{n}(\eta)} \right) dS(\eta), \quad (3.79)$$

a u točki na rubnim površinama područja:

$$\frac{1}{2} \phi(x) = \iint_{S_B} \left(\phi(\eta) \frac{\partial G(x, \eta)}{\partial \bar{n}(\eta)} - G(x, \eta) \frac{\partial \phi(\eta)}{\partial \bar{n}(\eta)} \right) dS(\eta). \quad (3.80)$$

Što Greenova funkcija zadovoljava više rubnih uvjeta, smanjuje se broj nepoznanica u problemu kojeg je stoga lakše riješiti, ali je određivanje Greenove funkcije složenije.

Često se koristi i tzv. metoda izvora (vala) kod koje se potencijal predstavlja razdiobom Kelvinovih izvora preko oplakane površine [44, 51]:

$$\phi(x) = \iint_{S_B} \sigma(\eta) G(x, \eta) dS, \quad (3.81)$$

gdje je $\sigma(\eta)$ jakost izvora, a $G(x, \eta)$ Greenova funkcija koja zadovoljava Laplaceovu jednadžbu i sve rubne uvjete osim onog na površini tijela. Jakost izvora je rješenje integralne jednadžbe [51]:

$$-\frac{1}{2} \sigma(x) + \iint_{S_B} \sigma(\eta) \frac{\partial G(x, \eta)}{\partial \bar{n}} dS = v_n(x), \quad (3.82)$$

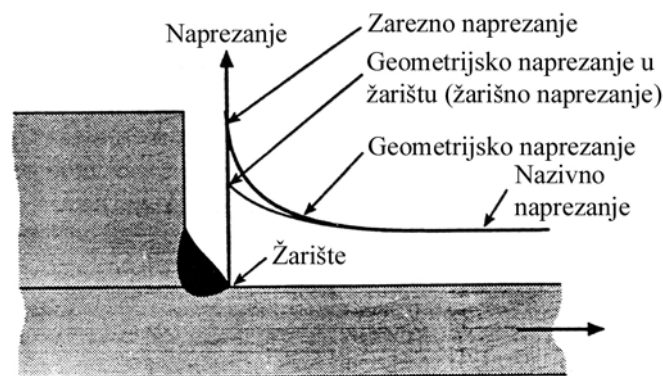
gdje $v_n(x)$ proizlazi iz rubnog uvjeta na površini tijela. Diskretiziranje površine provodi se podjelom oplakane površine u N ravninskih četverokutnih panela. Budući da se preko tih panela pretpostavlja konstantna razdioba jakosti izvora, a time i tlaka, potrebno je koristiti manje panele u područjima u kojima se strujanje brže mijenja [40]. Rezultat diskretiziranja je linearni sustav jednadžbi po nepoznatim jakostima izvora. Iz (3.81) slijede potencijali, nakon čega je jednostavno odrediti i hidrodinamičke sile. Najsloženiji dio ovakvog proračuna predstavlja određivanje Greenove funkcije $G(x, \eta)$ koja zadovoljava sve potrebne rubne uvjete.

3.2 ODREĐIVANJE DUGOROČNE RAZDIOBE NAPREZANJA

3.2.1 Definiranje naprezanja u analizi zamornog oštećenja

Analize zamornog oštećenja temelje se na korištenju odgovarajućih kombinacija pokusnih podataka o otpornosti na zamorno oštećenje (S-N krivulja) te izračunatog raspona naprezanja. Svi učinci koji povećavaju naprezanje, a koji nisu izravno uključeni u S-N krivulje, moraju se obuhvatiti analizom naprezanja. Kako bi se ispravno primijenila, nužno je definirati različite vrste naprezanja koje se koriste u analizama zamornog oštećenja. To su:

- nazivno naprezanje
- žarišno (geometrijsko, strukturno) naprezanje
- zarezno (vršno) naprezanje.



Slika 3.14 Definiranje vrsta naprezanja [23]

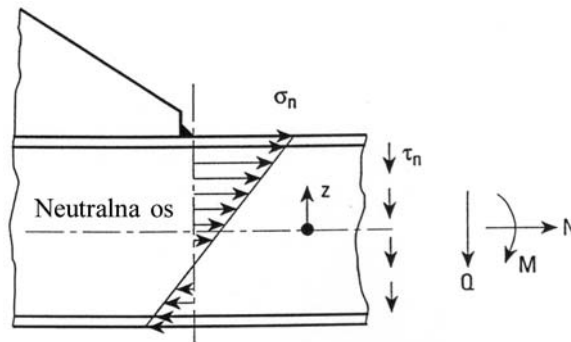
3.2.1.1 Nazivno naprezanje

Nazivno naprezanje je globalno naprezanje na razmatranom poprečnom presjeku koje uzima u obzir makrogeometrijske učinke (npr. promjena polja naprezanja u blizini koncentriranog opterećenja), ali zamenaruje one lokalnog porasta naprezanja uslijed diskontinuiteta konstrukcije (npr. koljena, otvori), ili prisutnosti zavora. Temelji se na primijenjenim opterećenjima i značajkama poprečnog presjeka. Kod jednostavnih elemenata konstrukcija nazivno naprezanje može se odrediti primjenom elementarnih teorija nauke o čvrstoći. Primjer takvog proračuna za gredni element opterećen uzdužnom silom i momentom savijanja donosi slika 3.15:

$$\sigma_n = \frac{N}{A} + \frac{M}{I} \cdot z \quad \tau_n = \frac{Q}{A_S} \quad (3.83)$$

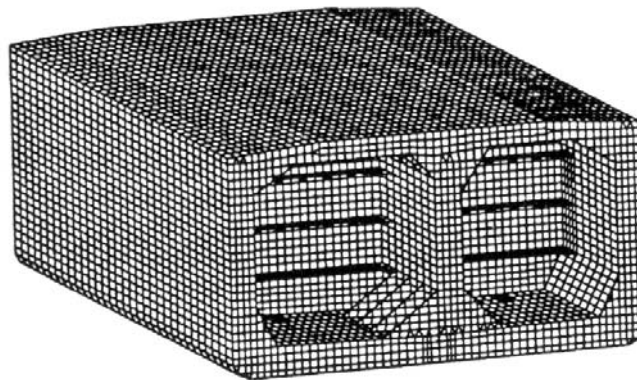
gdje je

N	uzdužna sila,
A	površina poprečnog presjeka,
M	moment savijanja,
I	moment tromosti poprečnog presjeka,
z	udaljenost točke od NL,
Q	smična sila i
A_S	efektivna smična površina.



Slika 3.15 Nazivna naprezanja u grednom elementu [39]

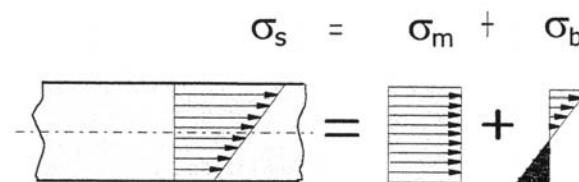
Kod složenijih konstrukcija nazivno naprezanje računa se pomoću metode konačnih elemenata. Koristi se jednostavna i gruba mreža konačnih elemenata s glatkim prijelazima, izbjegavajući nagle promjene u gustoći mreže. Sekundarno ukrepljenje idealizira se štapnim elementima. Analizom modela skladišta (koji obično pokriva skladište po sredini broda i po polovicu skladišta s pramčane i krmene strane), slika 3.16, dobivaju se nazivna naprezanja primarnih elemenata konstrukcije trupa po sredini broda.



Slika 3.16 Model skladišta tankera [23]

3.2.1.2 Žarišno naprezanje

Žarišno naprezanje je lokalno naprezanje u žarištu (očekivanom mjestu početka pukotine) koje, uz nazivno naprezanje, obuhvaća i utjecaj lokalnog geometrijskog rasporeda konstrukcijskog detalja (npr. zavarenog spoja), ali zanemaruje nelinearno vršno naprezanje uslijed lokalnog zarez (npr. vrha zavara). Sastavljeno je od membranskog napreznja σ_m i savojnog napreznja σ_b na površini elementa [52], slika 3.17.



Slika 3.17 Žarišno naprezanje na površini elementa [52]

Žarišno naprezanje može se odrediti pomoću parametarskih formula za faktore koncentracije naprezanja uslijed geometrijskog rasporeda detalja:

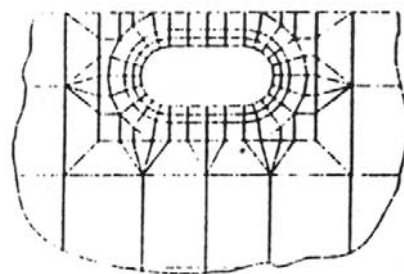
$$\sigma_G = K_G \cdot \sigma_n, \quad (3.84)$$

gdje je K_G faktor koncentracije naprezanja uslijed geometrijskog rasporeda konstrukcijskog detalja, a σ_n nazivno naprezanje. Takvi faktori koncentracije naprezanja dostupni su samo za neke vrste konstrukcijskih detalja [23 ,38].

Konfiguracija	K_G	Konfiguracija	K_G
	$K_G = 2,35$		$K_G = 1,35$
	$K_G = 1,95$		$K_G = 1,25$

Slika 3.18 Faktor koncentracije naprezanja uslijed geometrijskog oblika detalja [38]

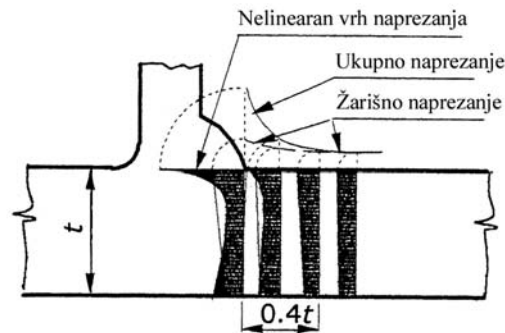
Uobičajena metoda proračuna žarišnih naprezanja je primjena metode konačnih elemenata, kada postoje dvije mogućnosti. Jedna je primjena tehnike podmodela, kada se globalna raspodjela naprezanja računa na grubom modelu. Potom se stvara lokalni model konstrukcijskog detalja, pri čemu se kao rubni uvjeti koriste čvorni pomaci grubog modela. Drugu mogućnost čini izravno ufinjavanje mreže konačnih elemenata na zanimljivom mjestu izravno na grubom modelu.



Slika 3.19 Ufinjavanje mreže na grubom modelu [53]

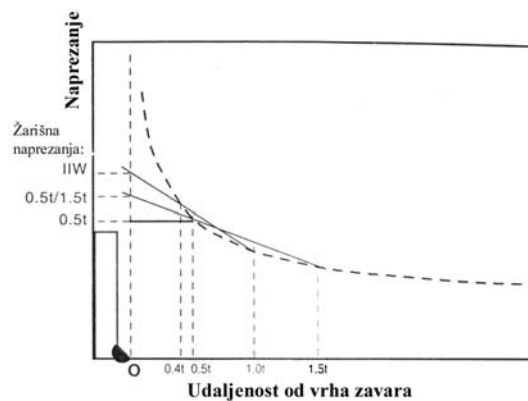
Veličina lokalnog modela treba biti tolika da na izračunate rezultate ne utječu pretpostavke napravljene na granicama modela (rubni uvjeti, ojačanja). U blizini zanimljivih mjesta treba izbjegavati nagle promjene u gustoći mreže, ili nepravilne elemente. Omjer stranica elemenata ne smije biti veći od 3 [15, 38].

Na odabir veličine elemenata utječu dvije stvari. Smanjivanjem veličine elemenata naprezanja u žarištu dobivena metodom konačnih elemenata teže u beskonačnost i stoga je nužno ograničiti veličinu elemenata s donje strane. Osim toga, elementi ne smiju biti niti preveliki, inače ne mogu pravilno obuhvatiti promjenu naprezanja u blizini žarišta.



Slika 3.20 Raspodjela naprezanja u blizini zarezane ploče [52]

Budući da na udaljenosti $0.4t$ od žarišta, gdje je t debljina opločenja, nelinearna komponenta naprezanja praktično nestaje, slika 3.20, naprezanja se metodom konačnih elemenata obično računaju u točkama na površini elementa udaljenim $0.5t$ i $1.5t$ od žarišta, pri čemu te dvije točke ne smiju biti unutar istog elementa. Takvo ekstrapoliranje propisuju klasifikacijska društva [23], dok Međunarodni institut za zavarivanje ekstrapolira na temelju naprezanja udaljenih $0.4t$ i $1.0t$ od vrha zavara [15].

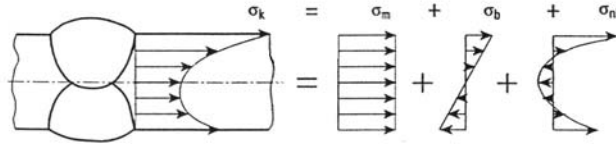


Slika 3.21 Tri definicije žarišnih naprezanja [54]

Neki autori predlažu određivanje točaka u ovisnosti ne samo o debljini lima, već i o debljini zavara i vrsti opterećenja [55]. Budući da se odabrane točke podudaraju s položajem elektro-otpornih traka pri mjerenju [15, 52], moguća je usporedba rezultata različitih proračuna, ali i usporedba s rezultatima mjerenja. Žarišna naprezanja konačno se određuju linearnim ekstrapoliranjem iz te dvije točke u točku žarišta. Može se koristiti i kvadratno ekstrapoliranje (iz tri točke, na udaljenosti $0.5t$, $1.5t$ i $2.5t$) [52] i to na mjestima na kojima se očekuje izuzetno strmi gradijent naprezanja u blizini žarišta. Kako bi se očuvala informacija o smjeru glavnih naprezanja u žarištu, ekstrapoliraju se komponente naprezanja.

3.2.1.3 Zarežno naprezanje

Zarežno naprezanje je ukupno naprezanje u zarezu (vrhu zavora, rubu otvora) koje obuhvaća i nelinearnu komponentu naprezanja uzrokovanu lokalnim zarezom.

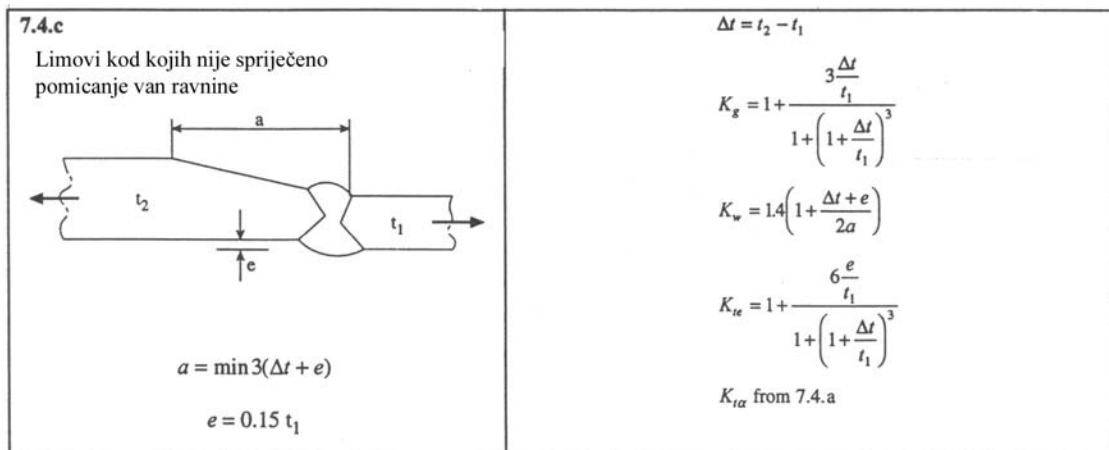


Slika 3.22 Zarežno naprezanje u vrhu zavora [39]

I ono se, poput žarišnog naprezanja, može odrediti parametarskim formulama preko faktora koncentracije naprezanja uslijed geometrije zavora:

$$\sigma_{notch} = K_W \cdot \sigma_G, \quad (3.85)$$

gdje je K_W faktor koncentracije naprezanja uslijed geometrije zavora, a σ_G žarišno naprezanje. I ovi faktori postoje u literaturi za neke konstrukcijske detalje [23, 38].



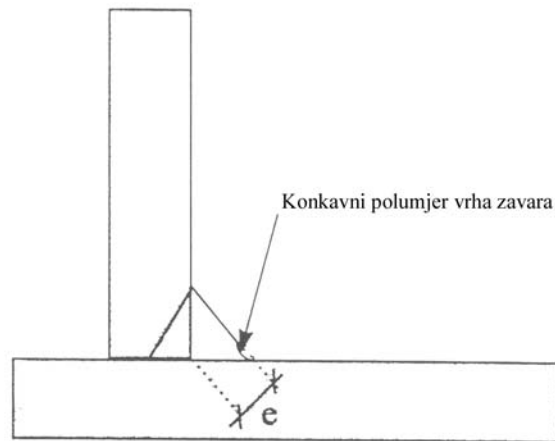
Slika 3.23 Faktor koncentracije naprezanja uslijed geometrije zavora [38]

Približno se mogu izračunati na temelju formule:

$$K_W = \lambda \cdot \sqrt{\frac{\theta}{30}}, \quad (3.86)$$

gdje je λ koeficijent ovisan o vrsti zavarenog spoja, a θ srednji kut vrha zavora (30° za sučeljene, 45° za kutne zavora). Za plamenom rezane rubove lima Bureau Veritas preporučuje $K_W=1.4$ [38].

Zarežno naprezanje može se odrediti i proračunom pomoću metode konačnih elemenata. Pritom je nužno koristiti modele veoma fine mreže konačnih elemenata, a potrebno je modelirati i zavora. U tom slučaju Međunarodni institut za zavarivanje predlaže modeliranje efektivnog promjera dna zarez od $r = 1$ mm, a u slučajevima gdje se može definirati srednji polumjer u dnu zarez (npr. nakon primjene određenih metoda poboljšanja dinamičke čvrstoće), u analizi zarezni naprezanja koristi se taj geometrijski polumjer uvećan za 1 mm.

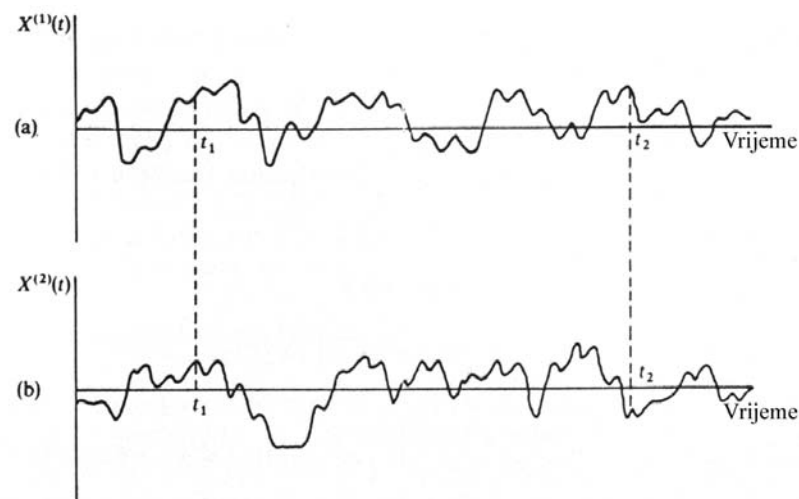


Slika 3.24 Modeliranje polumjera vrha zavara [55]

3.2.2. Dugoročna raspodjela napreznja

3.2.2.1 Oceanski valovi kao ergodičan homogen stacionaran slučajni proces

Glavno vidljivo obilježje otvorenog oceana je nepravilnost njegove površine. Izdizanje morske površine neprestano se mijenja, kako u prostoru, tako i u vremenu. Budući da se ne može sa sigurnošću predvidjeti, možemo izdizanje površine smatrati slučajnim procesom $X(r, t)$, gdje je r vektor koji označava položaj točke opažanja u odnosu na odabrano ishodište koordinatnog sustava. Mjerenjem izdizanja površine mora na određenom mjestu tijekom određenom vremenskog razdoblja dobiva se jedan presjek (realizacija) slučajnog procesa $X(r_1, t)$.



Slika 3.25 Realizacija slučajnog procesa [41]

Skup svih mogućih realizacija čini slučajni proces. Na određenom mjestu i u određenom trenutku slučajni proces postaje neprekinutom slučajnom varijablom $X(r_1, t_1)$. Funkcija razdiobe vjerojatnosti (prvog reda), odnosno funkcija kumulativne gustoće vjerojatnosti [41]

$$F_X(x; r_1, t_1) = P[X(r_1, t_1) \leq x] \quad (3.87)$$

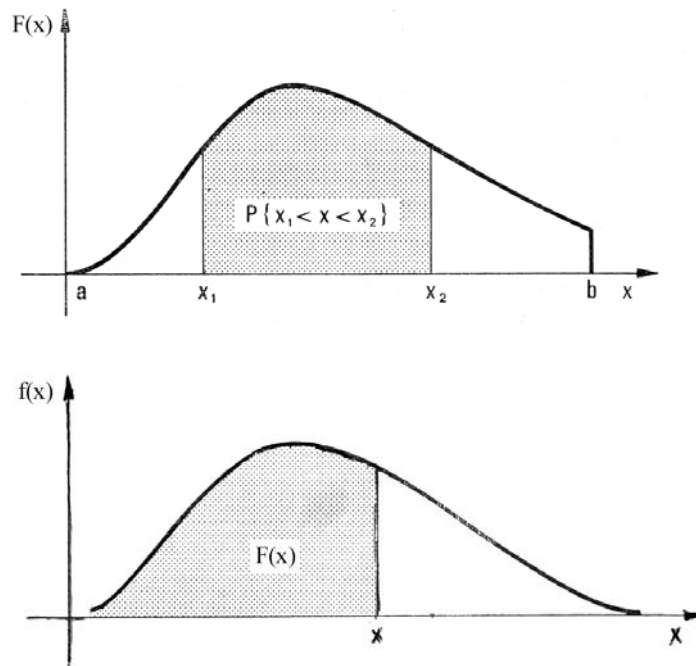
daje vjerojatnost da slučajna varijabla $X(r_1, t_1)$ neće premašiti određenu vrijednost x . Funkcija gustoće vjerojatnosti

$$f_X(x; r_1, t_1) = \frac{\partial F(x; r_1, t_1)}{\partial x} \quad (3.88)$$

zadovoljava odnos

$$f_X(x; r_1, t_1) \delta x = P[x < X(r_1, t_1) < x + \delta x] \quad (3.89)$$

i određuje vjerojatnost da slučajna varijabla primi vrijednost iz intervala $(x, x + \delta x)$.



Slika 3.26 Funkcija gustoće vjerojatnosti i funkcija razdiobe vjerojatnosti [56]

Bilo koja od ove dvije funkcije u potpunosti opisuje stohastičku prirodu slučajne varijable. Međutim, često nije moguće izvesti niti jednu od njih iz dostupnih podataka. Umjesto toga, mogu biti dostupne neke prosječne vrijednosti određenih funkcija.

Očekivanje (srednja vrijednost):

$$\mu_X(r_1, t_1) = E[X(r_1, t_1)] = \int_{-\infty}^{\infty} x f_X(x; r_1, t_1) dx \quad (3.90)$$

Srednja vrijednost kvadrata:

$$E[X^2(r_1, t_1)] = \int_{-\infty}^{\infty} x^2 f_X(x; r_1, t_1) dx \quad (3.91)$$

Pomoćni moment razdiobe r-tog reda:

$$m_r = \int_{-\infty}^{\infty} x^r f_X(x; r_1, t_1) dx \quad (3.92)$$

Moment razdiobe r-tog reda:

$$M_r = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \mu_X)^r f_X(x; r_1, t_1) dx \quad (3.93)$$

Varijanca (moment razdiobe drugog reda):

$$\sigma_X^2 = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \mu_X)^2 f_X(x; r_1, t_1) dx \quad (3.94)$$

Odnos između vrijednosti slučajne varijable u dva različita trenutka i na dva različita mjesta $X(r_1, t_1)$ i $X(r_2, t_2)$ donosi autokorelacijska funkcija:

$$R_{XX}(r_1, t_1; r_2, t_2) = E[X(r_1, t_1)X(r_2, t_2)] = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} x_1 x_2 f_{XX}(x_1; r_1, t_1; x_2; r_2, t_2) dx_1 dx_2 \quad (3.95)$$

Što su bliži prostorni položaji i trenuci vremena, jača je korelacija između $X(r_1, t_1)$ i $X(r_2, t_2)$. Za $r_1 = r_2$ i $t_1 = t_2$ autokorelacijska funkcija postaje [41]:

$$R_{XX}(r_1, t_1; r_1, t_1) = \sigma_X^2(r_1, t_1) + \mu_X^2(r_1, t_1) \quad (3.96)$$

Auto-kovarijanca slučajnog procesa:

$$\begin{aligned} C_{XX}(r_1, t_1; r_2, t_2) &= E[(X(r_1, t_1) - \mu_X(r_1, t_1))(X(r_2, t_2) - \mu_X(r_2, t_2))] = \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} (x_1 - \mu_X(r_1, t_1))(x_2 - \mu_X(r_2, t_2)) f_{XX}(x_1; r_1, t_1; x_2; r_2, t_2) dx_1 dx_2 = \\ &= R_{XX}(r_1, t_1; r_2, t_2) - \mu_X(r_1, t_1)\mu_X(r_2, t_2) \end{aligned} \quad (3.97)$$

daje prosječnu vrijednost umnoška odstupanja od srednje vrijednosti. Za $r_1 = r_2$ i $t_1 = t_2$ auto-kovarijanca se svodi na:

$$C_{XX} = E[(X(r, t) - \mu_X(r, t))^2] \quad (3.98)$$

tako da je varijanca:

$$\sigma_X^2(r, t) = C_{XX}(r, t) = R_{XX}(r, t) - \mu_X^2(r, t) \quad (3.99)$$

Homogen i stacionaran slučajni proces

Funkcija gustoće vjerojatnosti i funkcija razdiobe vjerojatnosti stacionarnog slučajnog procesa ne mijenjaju se ovisno o početku računanja vremena [41]:

$$f_X(x; r_1, t_1) = f_X(x; r_1, t_1 + \tau) \quad (3.100)$$

Za funkciju gustoće vjerojatnosti drugog reda vrijedi:

$$\begin{aligned} f_{XX}(x_1; r_1, t_1 : x_2; r_2, t_2) &= f_{XX}(x_1; r_1, t_1 + \tau : x_2; r_2, t_2 + \tau) = \\ &= f_{XX}(x_1; r_1, 0 : x_2; r_2, \tau) = f_{XX}(x_1; r_1, -\tau : x_2; r_2, 0), \end{aligned} \quad (3.101)$$

odnosno, ona ovisi o vremenskom intervalu između dvije realizacije slučajnog procesa. To dovodi do znatnog pojednostavljenja izraza za karakteristike stacionarnog slučajnog procesa:

$$\mu_X(r, t) = \mu_X(r) = E[X(r)] = \int_{-\infty}^{\infty} x f_X(x; r) dx \quad (3.102)$$

$$\sigma_X^2(r, t) = \sigma_X^2(r) = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \mu_X(r))^2 f_X(x; r) dx \quad (3.103)$$

$$R_{XX}(r_1; r_2, \tau) = E[X(r_1, t_1)X(r_2, t_2)] = R_{XX}(r_1, -\tau; r_2,) \quad (3.104)$$

$$C_{XX}(r_1, -\tau; r_2) = E[(X(r_1, t_1) - \mu_X(r_1))(X(r_2, t_2) - \mu_X(r_2))] = C_{XX}(r_1; r_2, \tau) \quad (3.105)$$

Slično tome, uobičajeno je pretpostaviti da je slučajni proces $X(r, t)$ stacionaran ne samo u vremenu, već i u prostoru, odnosno da je homogen. To znači da nema promjene funkcije gustoće vjerojatnosti i funkcije razdiobe vjerojatnosti ukoliko se ishodište iz kojeg se mjeri r pomakne u prostoru. Izrazi za homogen slučajni proces analogni su ovima za stacionaran slučajni proces.

U širem smislu stacionarnost slučajnog procesa obuhvaća i stacionarnost u vremenu i onu u prostoru [41]:

$$f_X(x; r, t) = f_X(x; r + \rho, t + \tau), \quad (3.106)$$

tako da je funkcija gustoće vjerojatnosti prvog reda neovisna o prostoru i vremenu. Jednako vrijedi i za statističke značajke:

$$E[X(r, t)] = \int_{-\infty}^{\infty} x f_X(x) dx = \mu_X \quad (3.107)$$

$$E[(X(r, t) - \mu_X)^2] = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \mu_X)^2 f_X(x) dx = \sigma_X^2 \quad (3.108)$$

dok autokorelacijska funkcija

$$R_{XX}(\rho, \tau) = E[X(r_1, t_1)X(r_2, t_2)] = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} x_1 x_2 f_{XX}(x_1 : x_2; \rho, \tau) dx_1 dx_2 \quad (3.109)$$

i kovarijanca postaju ovisne samo o prostornom i vremenskom pomaku ρ i τ :

$$C_{XX}(\rho, \tau) = E[(X(r_1, t_1) - \mu_X)(X(r_2, t_2) - \mu_X)] =$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} (x_1 - \mu_X)(x_2 - \mu_X) f_{XX}(x_1 : x_2; \rho, \tau) dx_1 dx_2. \quad (3.110)$$

Stacionarni slučajni procesi oceanskih valova traju između trideset minuta i tri sata [43].

Ergodičan stacionaran slučajni proces

Slučajni proces $X(r, t)$ sačinjava beskonačan skup realizacija slučajnog procesa $X^{(1)}(r, t)$, $X^{(2)}(r, t)$, itd. Prosječne vrijednosti na cijelom skupu:

$$\mu = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X^{(i)}(r, t) \quad (3.111)$$

$$\sigma^2 = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (X^{(i)}(r, t) - \mu)^2 \quad (3.112)$$

$$R(\rho, \tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X^{(i)}(r, t) X^{(i)}(r + \rho, t + \tau). \quad (3.113)$$

Međutim, često je poznata samo jedna realizacija slučajnog procesa $X^{(1)}(r, t)$ u trajanju T , prostornog pomaka S . Za nju se mogu odrediti prosječne vrijednosti u prostoru i vremenu:

$$\mu_0 = \langle X^{(1)}(r, t) \rangle = \lim_{ST \rightarrow \infty} \frac{1}{ST} \int_T \int_S X^{(1)}(r, t) dr dt \approx \frac{1}{ST} \int_T \int_S X^{(1)}(r, t) dr dt \quad (3.114)$$

$$\sigma_0^2 = \langle (X^{(1)}(r, t) - \mu_0)^2 \rangle = \lim_{ST \rightarrow \infty} \frac{1}{ST} \int_T \int_S (X^{(1)}(r, t) - \mu_0)^2 dr dt \quad (3.115)$$

$$R_0(\rho, \tau) = \langle X^{(1)}(r, t) X^{(1)}(r + \rho, t + \tau) \rangle = \lim_{ST \rightarrow \infty} \frac{1}{ST} \int_T \int_S X^{(1)}(r, t) X^{(1)}(r + \rho, t + \tau) dr dt. \quad (3.116)$$

Slučajni proces $X(r, t)$ naziva se ergodičnim ukoliko je stacionaran i ukoliko su mu očekivanja jednaka odgovarajućim uprosječenim vrijednostima u prostoru i vremenu dobivenim iz jedne jedine realizacije:

$$E[X(r, t)] = \mu_X = \langle X^{(1)}(r, t) \rangle. \quad (3.117)$$

3.2.2.2 Spektralna gustoća energije vala

Postoje dvije metode definiranja slučajnog procesa $X(t)$ - preko njegove funkcije gustoće vjerojatnosti te preko određenih prikladnih srednjih parametara. Prva metoda je nepraktična, tako da se najčešće koristi druga.

Nepravilno valovlje može se pretpostaviti u obliku perioidičkog signala osnovne frekvencije ω i predstaviti u obliku Fourierovog reda koji sadrži višekratnike osnovne frekvencije [41]:

$$g(t) = \frac{1}{2} A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cos n\omega t + B_n \sin n\omega t), \quad (3.118)$$

gdje je osnovna frekvencija

$$\omega = \frac{2\pi}{T}. \quad (3.119)$$

Fourierovi koeficijenti iznose:

$$A_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} \zeta(t) \cos n\omega t dt \quad n=0,1,2,\dots \quad (3.120)$$

$$B_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} \zeta(t) \sin n\omega t dt \quad n=1,2,\dots$$

Periodička funkcija $g(t)$ može se napisati u kompleksnom obliku Fourierovog reda. Uz

$$A_n \cos n\omega t + B_n \sin n\omega t = \frac{1}{2} g(n) e^{in\omega t} + g(-n) e^{-in\omega t}, \quad (3.121)$$

gdje je

$$g(n) = \frac{1}{2} (A_n - iB_n) = \frac{1}{2} \sqrt{(A_n^2 + B_n^2)} e^{-i(\tan^{-1} B_n / A_n)}, \quad (3.122)$$

a njegov kompleksno-konjugirani par

$$g(-n) = \frac{1}{2} (A_n + iB_n) = g^*(n), \quad (3.123)$$

vrijedi

$$g(t) = \frac{1}{2} A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cos n\omega t + B_n \sin n\omega t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} g(n) e^{in\omega t}, \quad (3.124)$$

gdje diskretan, kompleksan koeficijent predstavlja Fourierovu transformaciju perioidičke funkcije

$$g(n) = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} g(t) e^{-in\omega t} dt. \quad (3.125)$$

Periodička funkcija $g(t)$ i koeficijent $g(n)$ tvore Fourierov transformacijski par. U slučaju kada $g(t)$ nije periodička funkcija

$$g(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{i\omega t} d\omega \lim_{T \rightarrow \infty} \int_{-\infty}^{\infty} g(t) e^{-i\omega t} dt = \int_{-\infty}^{\infty} G(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (3.126)$$

i

$$G(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} g(t) e^{-i\omega t} dt \quad (3.127)$$

tvore Fourierov transformacijski par.

Realizacija $X^{(1)}(r, t)$ slučajnog procesa nema Fourierov transformant, ali

$$X_T(t) = X^{(1)}(t) \quad -\frac{T}{2} < t < \frac{T}{2} \quad (3.128)$$

$$X_T(t) = 0 \quad \text{u drugim slučajevima}$$

tvori Fourierov transformacijski par zajedno s

$$X_T(t) = \int_{-\infty}^{\infty} G_T(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (3.129)$$

$$G(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X_T(t) e^{-i\omega t} dt.$$

Srednja vrijednost:

$$\langle X_T(t) \rangle = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} X_T(t) dt = \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} X_T(t) dt = \frac{2\pi}{T} G_T(0), \quad (3.130)$$

tako da je srednja vrijednost realizacije $X^{(1)}(r, t)$ u periodu T :

$$\langle X^{(1)}(t) \rangle = \lim_{T \rightarrow \infty} \left[\frac{2\pi}{T} G_T(0) \right]. \quad (3.131)$$

Slično tome, srednja vrijednost kvadrata:

$$\begin{aligned}
 \langle X_T^2(t) \rangle &= \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} X_T^2(t) dt = \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} X_T^2(t) dt = \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} X_T(t) \left[\int_{-\infty}^{\infty} G_T(\omega) e^{i\omega t} d\omega \right] dt = \\
 &= \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} G_T(\omega) \left[\int_{-\infty}^{\infty} X_T(t) e^{i\omega t} dt \right] d\omega = \frac{2\pi}{T} \int_{-\infty}^{\infty} G_T(\omega) G_T^*(\omega) d\omega
 \end{aligned} \quad (3.132)$$

pa je srednja vrijednost kvadrata realizacije $X^{(1)}(r, t)$ u periodu T :

$$\begin{aligned}
 \langle X^{(1)2}(t) \rangle &= \lim_{T \rightarrow \infty} \left[\frac{2\pi}{T} \int_{-\infty}^{\infty} G_T(\omega) G_T^*(\omega) d\omega \right] = \int_{-\infty}^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \left[\frac{2\pi}{T} |G_T(\omega)|^2 \right] d\omega = \\
 &= \int_{-\infty}^{\infty} S_{XX}(\omega) d\omega,
 \end{aligned} \quad (3.133)$$

gdje je

$$S_{XX}(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left[\frac{2\pi}{T} |G_T(\omega)|^2 \right] \quad (3.134)$$

spektralna gustoća srednjih vrijednosti kvadrata koja opisuje harmonijski sadržaj slučajnog procesa u rasponu frekvencija.

Autokorelacijska funkcija:

$$R_T(\tau) = \langle X_T(t) X_T(t + \tau) \rangle = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} X_T(t) X_T(t + \tau) dt = \frac{2\pi}{T} \int_{-\infty}^{\infty} G_T(\omega) G_T^*(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega, \quad (3.135)$$

tako da za realizaciju slučajnog procesa vrijedi:

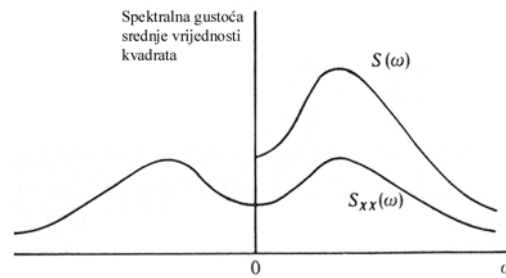
$$R_{XX}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} R_T(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \left[\frac{2\pi}{T} |G_T(\omega)|^2 \right] e^{i\omega\tau} d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} S_{XX}(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega, \quad (3.136)$$

iz čega se vidi da autokorelacijska funkcija tvori Fourierov transformacijski par zajedno sa spektralnom gustoćom srednjih vrijednosti kvadrata, što nazivamo Wiener-Khintchineovim teoremom.

Budući da je autokorelacijska funkcija realna i parna vrijedi:

$$R_{XX}(\tau) = \int_0^{\infty} 2S_{XX}(\omega) \cos \omega\tau d\omega = \int_0^{\infty} S(\omega) \cos \omega\tau d\omega, \quad (3.137)$$

gdje je $S(\omega)$ jednostrana funkcija spektralne gustoće koja ima fizikalnog smisla (dvostrana funkcija spektralne gustoće koristi se u rasponu $-\infty < \omega < \infty$ radi matematičke prikladnosti).



Slika 3.27 Jednostrana i dvostrana funkcija spektralne gustoće srednjih vrijednosti kvadrata slučajnog procesa $X(t)$ [41]

Iz

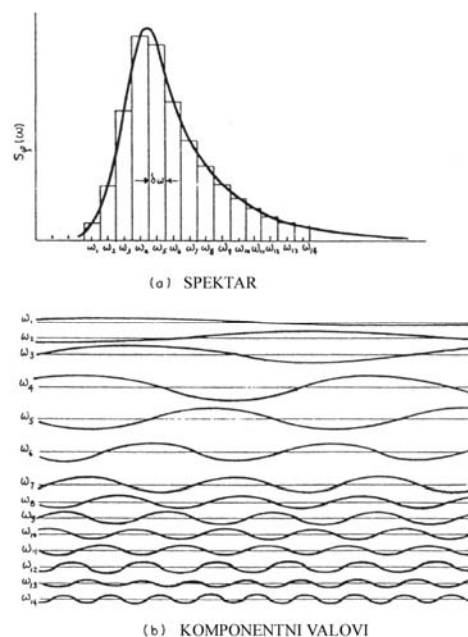
$$R_{XX}(0) = E[X^2(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} S_{XX}(\omega) d\omega = \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega \quad (3.138)$$

proizlazi da je površina ispod krivulje jednaka srednjoj vrijednosti kvadrata slučajnog procesa, tako da $S_{XX}(\omega)\delta\omega$ predstavlja doprinos komponenti vala s frekvencijama između ω i $\omega + \delta\omega$ srednjoj vrijednosti kvadrata.

Ergodičan stacionaran slučajni proces morskog valovlja ima srednju vrijednost μ jednaku nuli (budući da je srednja vrijednost izdizanja površine svakog komponentnog pravilnog vala), tako da je

$$\int_0^{\infty} S(\omega) d\omega = E[X^2(t)] = \sigma^2 - \mu^2 = \sigma^2 \quad (3.139)$$

površina ispod krivulje spektralne gustoće jednaka varijanci slučajnog procesa i stoga se ona ponekad naziva spektrom varijance procesa morskog valovlja [46].



Slika 3.28 Spektar varijance procesa morskog valovlja [46]

Ukoliko se gornji integral podijeli varijancom

$$\int_0^{\infty} \frac{S(\omega)}{\sigma^2} d\omega = 1, \quad (3.140)$$

može se vidjeti da $\frac{S(\omega)}{\sigma^2}$ označava vjerojatnost pojave frekvencije u slučajnom procesu.

Ukupna energija po jedinici valne duljine sinusoidalnog vala srazmjerna je s kvadratom amplitude vala:

$$E_i = \frac{1}{2} \rho g \zeta_a^2 \quad (3.141)$$

Srednja vrijednost kvadrata sinusoidalnog vala

$$\zeta(t) = \zeta_a \sin \omega t \quad (3.142)$$

u jednom ciklusu $(0, 2\pi)$ jednaka je [42]

$$\begin{aligned} E[\zeta^2(t)] &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (\zeta_a \sin \omega t)^2 d(\omega t) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \zeta_a^2 \sin^2 \omega t d(\omega t) = \frac{\zeta_a^2}{2\pi} \int_0^{2\pi} \sin^2 \omega t d(\omega t) = \\ &= \dots = \frac{\zeta_a^2}{2} \end{aligned} \quad (3.143)$$

i srazmjerna je ukupnoj energiji po duljini vala

$$E_i = \rho g E[\zeta_i^2(t)]. \quad (3.144)$$

Uz

$$\sigma_i^2 = E[\zeta^2(t)] + \mu_i^2$$

i

$$\mu_i = 0,$$

slijedi da je

$$E_i = \rho g \sigma_i^2. \quad (3.145)$$

Može se pretpostaviti da se uzburkano more sastoji od beskonačno mnogo harmonijskih komponentnih valova pa je njegova ukupna energija

$$E = \sum_i E_i = \rho g \sum_i \sigma_i^2. \quad (3.146)$$

Budući da je varijanca procesa jednaka zbroju varijanci komponenti

$$\sigma^2 = \sum_i \sigma_i^2, \quad (3.147)$$

vrijedi

$$E = \rho g \sigma^2 = \rho g \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega, \quad (3.148)$$

tako da je površina ispod krivulje spektralne gustoće srazmjerna ukupnoj energiji po jedinici duljine nepravilnog vala. Stoga se u brodogradnji ta krivulja često naziva spektrom energije morskog vala.

Takav jednodimenzionalni spektar energije valovlja dobro opisuje dugobregovite oceanske valove kod kojih prevladava jedan smjer napredovanja. Što je karakteristično za potpuno razvijeno more. Njegove su osnovne značajke momenti površine ispod krivulje

$$m_n = \int_0^{\infty} \omega^n S(\omega) d\omega \quad (3.149)$$

te parametar širine spektra

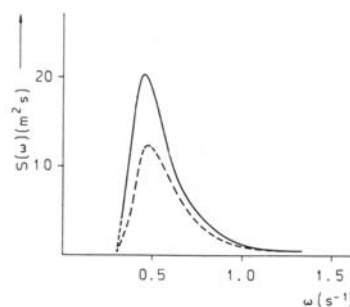
$$\varepsilon = \sqrt{1 - \frac{m_2^2}{m_0 m_4}}. \quad (3.150)$$

Za uskopolasne spektre taj parametar teži nuli (u praksi $\varepsilon < 0.4$), dok u slučaju širokopolasnih spektara teži jediničnoj vrijednosti ($0.4 \leq \varepsilon \leq 1$). Ukoliko u slučajnom procesu prevladava jedna frekvencija, odnosno ukoliko veći dio energije daju harmonici približno jednake frekvencije, riječ je o uskopolasnom spektru.

Prilikom osnivanja brodova i pomorskih konstrukcija obično se ne oblikuje spektar na temelju zapisa o izdizanju površine mora, već se koriste teorijski spektri. Najčešće se koriste Pierson-Moskowitz spektar za otvoreno more

$$S(\omega) = 0.0081 g^2 \omega^{-5} e^{-0.74 \left(\frac{\omega U_w}{g} \right)^4}, \quad (3.151)$$

gdje je U_w brzina vjetera na 19.5 metara iznad površine mora;



Slika 3.29 Pierson-Moskowitz spektar [11]

te JONSWAP (JOint North Sea WAve Project) spektrar za područja ograničenog privjesišta (fetch)

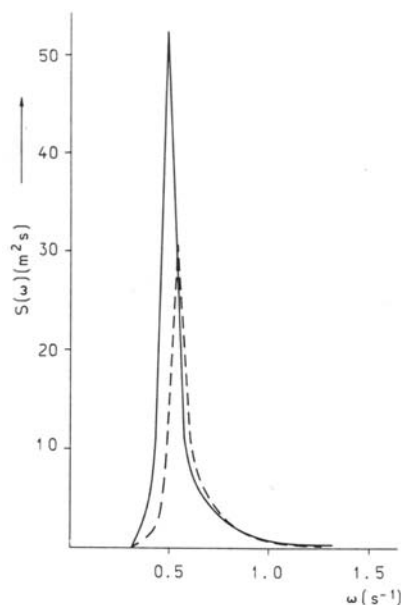
$$S(\omega) = ag^2 \omega^{-5} e^{-\frac{5}{4} \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^4} \gamma e^{-\frac{(\omega/\omega_p)^2}{2\omega^2}}, \quad (3.152)$$

gdje su a , γ i ω_p funkcije značajne valne visine H_s i srednjeg perioda T_z , tablica 3.2.

Tablica 3.2 Koeficijenti a , γ i ω_p [11]

T_z (s)	H_s (m)																											
	2.0 2.49	2.5 2.99	3.0 3.49	3.5 3.99	4.0 4.49	4.5 4.99	5.0 5.49	5.5 5.99	6.0 6.49	6.5 6.99	7.0 7.49	7.5 7.99	8.0 8.49	8.5 8.99	9.0 9.49	9.5 9.99	10.0 10.49	10.5 10.99	11.0 11.49	11.5 11.99	12.0 12.49	12.5 12.99	13.0 13.49	13.5 13.99	14.0 14.49	14.5 14.99		
4.0 4.99	5.490 0.0138 0.1800	5.970 0.0201 0.1810	6.330 0.0277 0.1820	6.600 0.0359 0.1830	6.890 0.0485 0.1850																							
5.0 5.99	4.130 0.0064 0.1440	4.910 0.0094 0.1460	5.400 0.0129 0.1470	5.770 0.0171 0.1480	6.070 0.0219 0.1490	6.290 0.0267 0.1490	6.490 0.0323 0.1490	6.680 0.0390 0.1500	6.830 0.0455 0.1500	6.960 0.0523 0.1500																		
6.0 6.99	1.260 0.0036 0.1110	3.370 0.0051 0.1200	4.280 0.0069 0.1220	4.860 0.0092 0.1240	5.210 0.0113 0.1240	5.530 0.0142 0.1250	5.770 0.0170 0.1250	5.840 0.0180 0.1260	6.170 0.0239 0.1260	6.320 0.0274 0.1270	6.490 0.0323 0.1270	6.610 0.0363 0.1270	6.730 0.0410 0.1270	6.870 0.0475 0.1280	6.960 0.0523 0.1280													
7.0 7.99		1.090 0.0032 0.0960	1.650 0.0042 0.0980	3.620 0.0055 0.1050	4.240 0.0067 0.1060	4.690 0.0083 0.1070	5.040 0.0102 0.1080	5.290 0.0119 0.1080	5.490 0.0138 0.1080	5.540 0.0143 0.1090	5.870 0.0210 0.1090	6.020 0.0235 0.1090	6.150 0.0269 0.1100	6.300 0.0299 0.1100	6.410 0.0329 0.1100	6.510 0.0359 0.1100	6.600 0.0394 0.1100	6.690 0.0427 0.1100	6.770 0.0480 0.1110	6.880 0.0520 0.1110	6.960 0.0520 0.1110							
8.0 8.99				1.210 0.0035 0.0850	1.960 0.0044 0.0880	3.460 0.0052 0.0920	4.040 0.0062 0.0930	4.460 0.0074 0.0940	4.800 0.0088 0.0950	5.020 0.0104 0.0950	5.220 0.0114 0.0950	5.440 0.0133 0.0960	5.590 0.0148 0.0960	5.730 0.0165 0.0960	5.850 0.0182 0.0960	5.960 0.0199 0.0960	6.110 0.0227 0.0970	6.210 0.0248 0.0970	6.300 0.0269 0.0970	6.380 0.0290 0.0970	6.470 0.0316 0.0970	6.540 0.0339 0.0970	6.610 0.0363 0.0970	6.680 0.0390 0.0970	6.750 0.0419 0.0970	6.840 0.0460 0.0980		
9.0 9.99					1.000 0.0029 0.0750	1.230 0.0036 0.0760	1.770 0.0043 0.0780	3.230 0.0050 0.0820	3.810 0.0058 0.0830	4.230 0.0067 0.0840	4.480 0.0075 0.0840	4.770 0.0087 0.0850	4.960 0.0097 0.0850	5.120 0.0107 0.0850	5.330 0.0123 0.0850	5.470 0.0136 0.0860	5.580 0.0147 0.0860	5.690 0.0160 0.0860	5.800 0.0175 0.0860	5.890 0.0188 0.0860	5.980 0.0202 0.0860	6.110 0.0227 0.0870	6.190 0.0244 0.0870	6.270 0.0261 0.0870	6.340 0.0280 0.0870	6.410 0.0299 0.0870		
10.0 10.99							1.020 0.0030 0.0680	1.230 0.0036 0.0700	1.560 0.0041 0.0730	2.700 0.0047 0.0740	3.220 0.0050 0.0750	3.650 0.0055 0.0760	4.230 0.0067 0.0760	4.440 0.0074 0.0770	4.710 0.0084 0.0770	4.870 0.0092 0.0770	5.010 0.0100 0.0770	5.150 0.0109 0.0770	5.260 0.0117 0.0770	5.420 0.0132 0.0780	5.540 0.0143 0.0780	5.640 0.0154 0.0780	5.730 0.0165 0.0780	5.810 0.0176 0.0780	5.880 0.0186 0.0780	5.960 0.0199 0.0780		
11.0 11.99									1.010 0.0029 0.0620	1.180 0.0035 0.0630	1.450 0.0040 0.0640	1.920 0.0044 0.0650	2.930 0.0048 0.0670	3.500 0.0053 0.0680	3.910 0.0060 0.0690	4.130 0.0070 0.0690	4.380 0.0079 0.0700	4.580 0.0085 0.0700	4.730 0.0092 0.0700	4.870 0.0098 0.0700	4.970 0.0106 0.0700	5.110 0.0114 0.0700	5.230 0.0126 0.0700	5.360 0.0136 0.0710	5.480 0.0143 0.0710	5.540 0.0150 0.0710		
12.0 12.99													1.260 0.0036 0.0580	1.540 0.0041 0.0590	2.050 0.0045 0.0620	3.020 0.0048 0.0630	3.450 0.0052 0.0630	3.760 0.0057 0.0640	4.000 0.0061 0.0640	4.270 0.0068 0.0640	4.420 0.0073 0.0640	4.550 0.0078 0.0640	4.650 0.0082 0.0650	4.810 0.0089 0.0650	4.950 0.0099 0.0650	5.090 0.0105 0.0650		
13.0 13.99														1.040 0.0030 0.0530	1.140 0.0034 0.0540	1.320 0.0039 0.0540	1.680 0.0045 0.0550	2.150 0.0047 0.0560	2.830 0.0051 0.0570	3.360 0.0056 0.0580	3.710 0.0061 0.0580	3.920 0.0066 0.0590	4.100 0.0072 0.0590	4.250 0.0078 0.0590	4.440 0.0086 0.0590	4.440 0.0091 0.0590		
14.0 14.99																				1.190 0.0035 0.0500	1.290 0.0037 0.0500	1.570 0.0042 0.0510	2.030 0.0045 0.0520	2.670 0.0047 0.0530	3.120 0.0048 0.0536	3.440 0.0052 0.0540	3.780 0.0055 0.0540	
15.0 15.99																											2.900 0.0048 0.0500	

Prvi broj: γ
 Drugi broj: a
 Treći broj: f_p
 $\omega_p = 2\pi f_p$

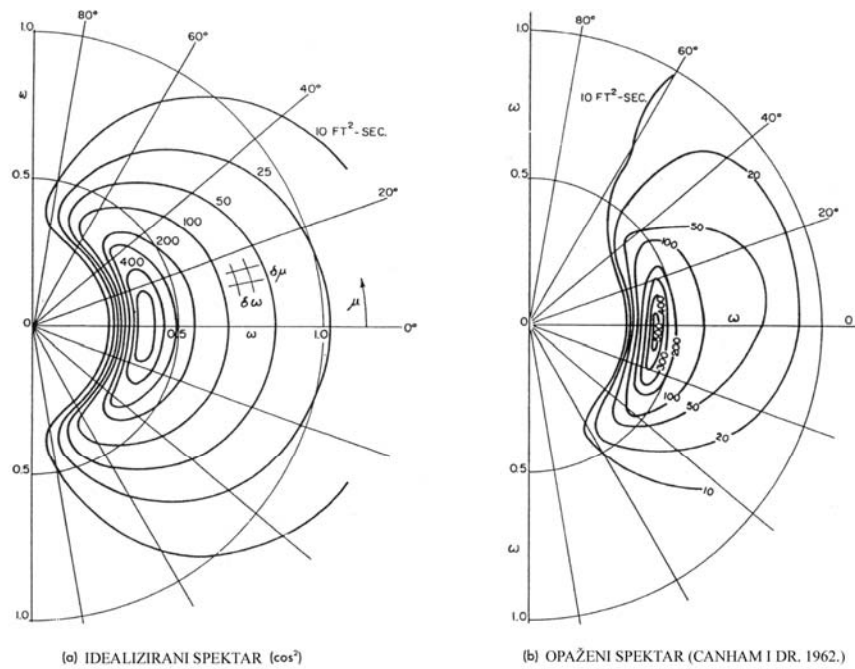


Slika 3.30 JONSWAP spektrar [11]

Uz navedene, postoje još i mnogi drugi spektri, poput ITTC spektra, ISSC spektra, Bretschneiderov spektrar, Tabainov spektrar za Jadransko more i mnogi drugi.

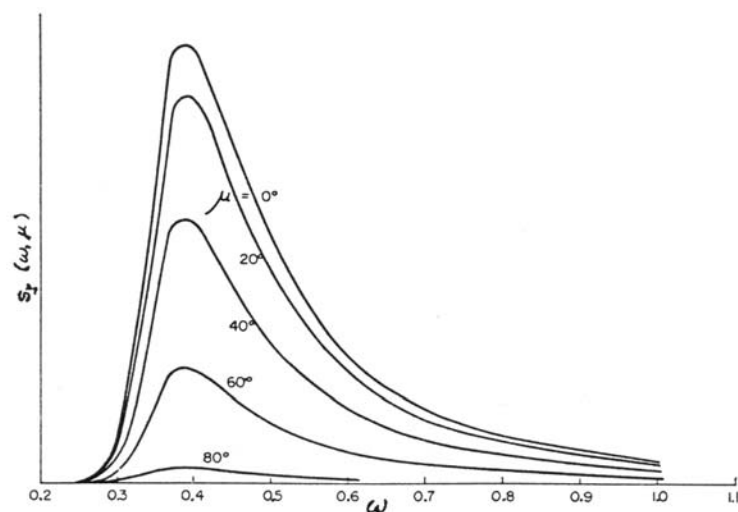
More koje nije potpuno razvijeno i koje je karakterizirano promjenljivošću smjerova iz kojih nailaze valovi naziva se kratkobregovitim morem. Kod njih je nužno u obzir uzeti i smjerove komponentnih valova, što se radi pomoću usmjerenih spektara za koje vrijedi

$$\langle \zeta^2(t) \rangle \equiv \sigma^2 = \int_0^{\infty} \int_0^{2\pi} S(\omega, \mu) d\mu d\omega . \quad (3.153)$$



Slika 3.31 Idealizirani i izmjereni usmjereni spektar [46]

Takav se spektar može prikazati i na drugi način, pomoću niza jednodimenzionalnih spektara koji predstavljaju dugobregovite nepravilne valove iz različitih smjerova, a koji tvore kratkobregovito more.



Slika 3.32 Kutne komponente usmjerenog spektra [46]

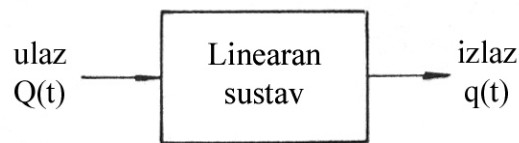
U praktičnim primjenama prikladnije je koristiti oblik spektra u kojem su parametri značajna valna visina H_s (srednja vrijednost jedne trećine najviših valova) te prosječni valni period presijecanja nule T_z . Npr., za Pierson-Moskowitz spektar izraz glasi[11]:

$$S(\omega) = H_s^2 T_z \frac{1}{8\pi^2} \left(\frac{\omega T_z}{2\pi} \right)^{-5} e^{-\frac{1}{\pi} \left(\frac{\omega T_z}{2\pi} \right)^4} \quad \text{za } \omega > 0. \quad (3.154)$$

3.2.2.3 Odziv na morskome valovlju

Dvije su temeljne pretpostavke na kojima se zasniva određivanje odziva na morskome valovlju. Jedna govori o srazmjernosti amplitude odziva broda na harmonijskom dugobregovitom komponentnom valu s amplitudom tog vala. Osim toga, smatra se da je odziv broda na pojedinu komponentu vala neovisan o njegovom odzivu na bilo koju drugu komponentu. Stoga je odziv na morskome valovlju jednak zbroju odziva na harmonijskim komponentnim valovima koji čine uzburkano more.

Ako je $Q(t)$ ulazni slučajni proces linearnog sustava, tada i izlaz $q(t)$ predstavlja slučajni proces.



Slika 3.33 Linearan sustav [41]

Očekivana vrijednost izlaznog slučajnog procesa:

$$E[q(t)] = E \left[\int_{-\infty}^{\infty} h(\tau) Q(t - \tau) d\tau \right] = \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau) E[Q(t - \tau)] d\tau \quad (3.155)$$

Za stacionaran proces

$$E[Q(t - \tau)]$$

je konstantno tako da vrijedi

$$E[q(t)] = E[Q(t - \tau)] \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau) d\tau = H(0) E[Q(t)] \quad (3.156)$$

Autokorelacijska funkcija:

$$q(t)q(t + \tau) = \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau_1) Q(t - \tau_1) d\tau_1 \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau_2) Q(t + \tau - \tau_2) d\tau_2 =$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} Q(t - \tau_1) Q(t + \tau - \tau_2) h(\tau_1) h(\tau_2) d\tau_1 d\tau_2 \quad (3.157)$$

Uz

$$E[Q(t - \tau_1) Q(t + \tau - \tau_2)] = R_{QQ}(t + \tau_1 - \tau_2), \quad (3.158)$$

za stacionaran proces vrijedi

$$E[q(t) q(t + \tau)] = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} R_{QQ}(\tau + \tau_1 - \tau_2) h(\tau_1) h(\tau_2) d\tau_1 d\tau_2 = R_{qq}(\tau) \quad (3.159)$$

pa je i izlaz stacionaran slučajni proces.

Spektralna gustoća srednjih vrijednosti kvadrata za izlazni proces:

$$\begin{aligned} S_{qq}(\omega) &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{qq}(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau = \\ &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} R_{QQ}(\tau + \tau_1 - \tau_2) h(\tau_1) h(\tau_2) d\tau_1 d\tau_2 \right\} e^{-i\omega\tau} d\tau \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau_1) e^{i\omega\tau_1} d\tau_1 \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau_2) e^{-i\omega\tau_2} d\tau_2 \left\{ \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{QQ}(\tau + \tau_1 - \tau_2) e^{-i\omega(\tau + \tau_1 - \tau_2)} d(\tau + \tau_1 - \tau_2) \right\} \\ &= H^*(\omega) H(\omega) S_{QQ}(\omega) = |H(\omega)|^2 S_{QQ}(\omega) \end{aligned} \quad (3.160)$$

budući da je $H^*(\omega)$ kompleksno-konjugirani par od $H(\omega)$.

Funkcija $H(\omega)$ naziva se prijenosnom funkcijom i pomoću nje se može, ukoliko je poznata spektralna gustoća ulaznog slučajnog procesa, odrediti spektralna gustoća izlaznog slučajnog procesa.

Postupak određivanja odziva na morskome valovlju sastoji se od nekoliko karakterističnih koraka [45]:

- odabira prikladnog valnog spektra (ili računanja spektra iz zapisa izdizanja površine vala),
- pretvaranja valnog spektra u spektar susretnih frekvencija pomoću izraza

$$S(\omega_e) = S(\omega) \frac{1}{1 - \frac{2\omega U}{g} \cos \mu} \quad (3.161)$$

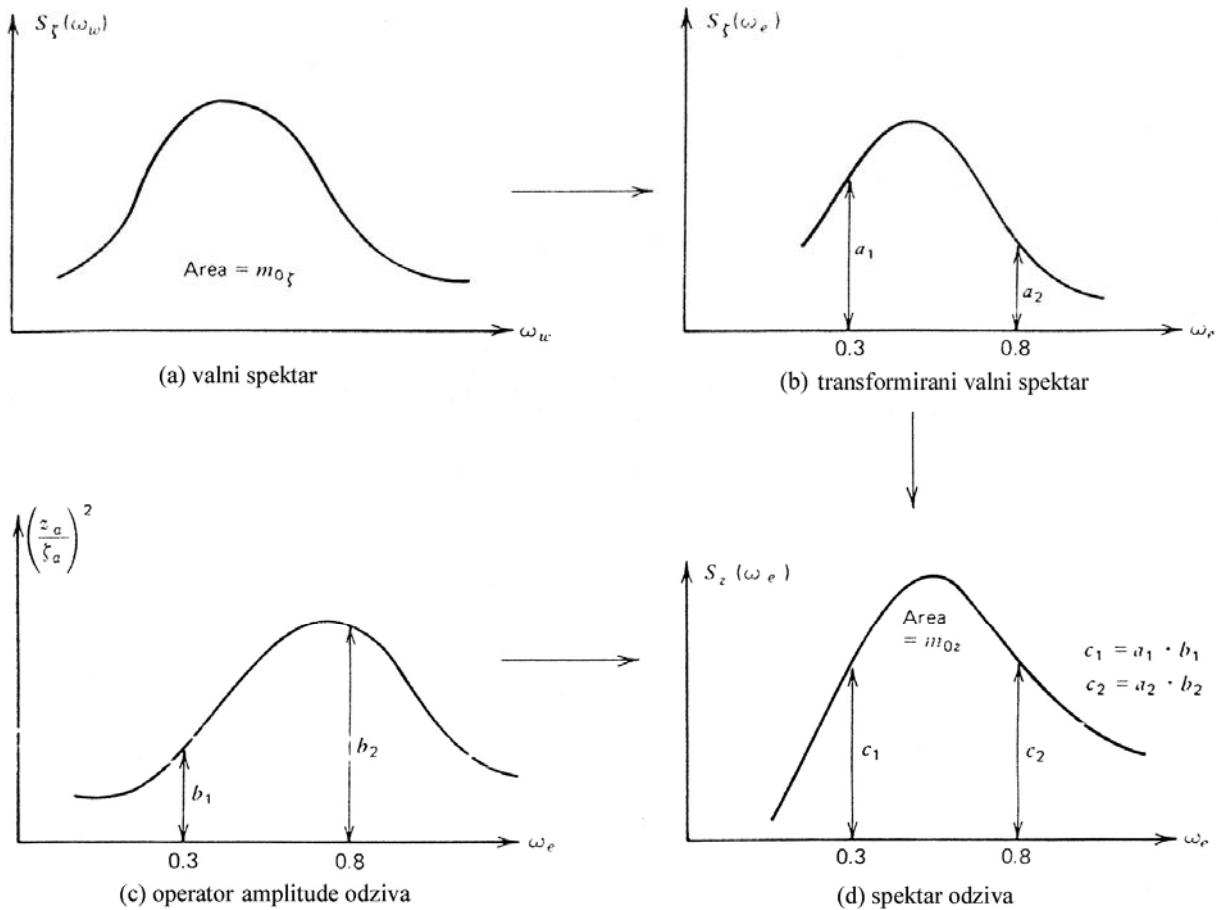
- dobivenog izjednačavanjem površina ispod oba valna spektra (očuvanje energije vala),
- određivanja prijenosne funkcije $H(\omega)$ (proračunom ili pokusima),

- određivanja spektra odziva kao umnoška spektra susretnih frekvencija i operatora amplitude odziva

$$S_q(\omega_e) = S(\omega_e)|H(\omega_e)|^2 \quad (3.162)$$

gdje je $|H(\omega_e)|^2$ operator amplitude odziva (RAO) te

- određivanja značajki kratkoročnog odziva iz spektra odziva.



Slika 3.34 Odziv broda na nepravilnom valovlju [45]

Iz spektra odziva mogu se izvući slične informacije onima dobivenim iz spektra valova pomoću momenata površine ispod krivulje

$$m_n = \int_0^{\infty} \omega^n S_q(\omega_e) d\omega \quad (3.163)$$

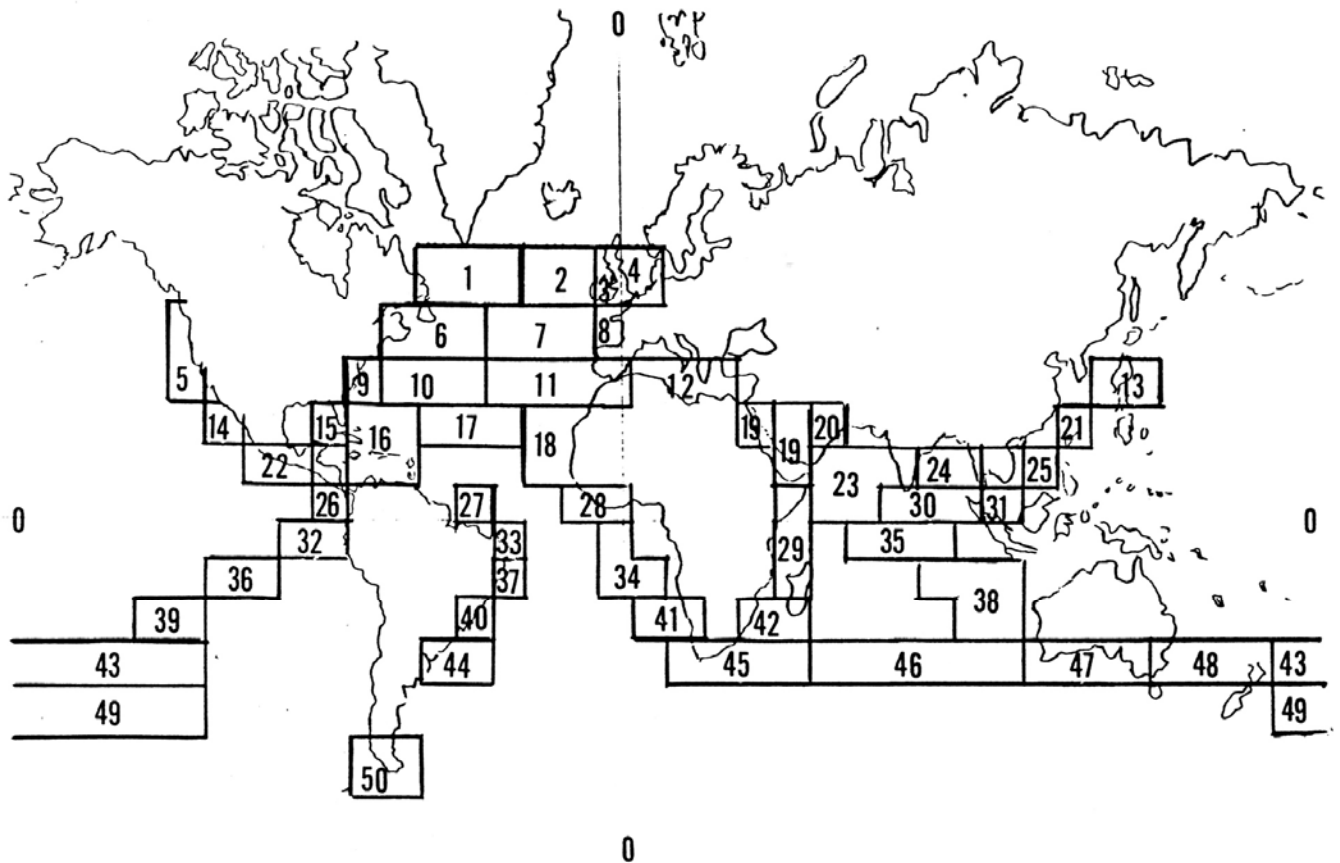
i parametra širine spektra

$$\varepsilon = \sqrt{1 - \frac{m_2^2}{m_0 m_4}} \quad (3.164)$$

Ukoliko slučajni proces ima Gaussovu (normalnu) razdiobu, kao što većina slučajnih procesa u brodogradnji ima, a spektar gustoće mu je uskopojasni ($\varepsilon < 0.4$), tada razdioba dvostrukih amplituda slučajnog procesa slijedi Rayleighevu razdiobu. U slučaju procesa sa širokopojasnim spektrom, razdioba dvostrukih amplituda slijedi Riceovu razdiobu.

3.2.2.4 Dugoročna raspodjela naprezanja

Oceanski valovi mogu se smatrati stacionarnim slučajnim procesom samo u razdoblju od nekoliko sati. Kratkoročno je moguće ocean opisati valnim spektrima, bilo jednodimenzionalnim za dugobregovite valove, bilo dvodimenzionalnim za kratkobregovito more. Ako se razmotri projektni vijek brodske konstrukcije, očigledno je riječ o nestacionarnom procesu koji uključuje najrazličitija stanja oceana, od gotovo mirnog mora, do ekstremnih oluja. Svako od tih stanja karakterizirano je vjerojatnošću pojavljivanja koja se određuje iz rezultata mjerenja. Najopsežnije podatke donosi *Global Wave Statistics* [57] s tabelarno iznesenim vrijednostima $p(H_s, T_z)$ za 104 područja oceana (nazvana Marsdenovim područjima) koja pokrivaju sve važnije trgovačke putove.



Slika 3.35 Marsdenova područja [46]

Podaci su izneseni u prirastima od 1 metra za značajnu valnu visinu i 1 sekunde za period prolaska nule, a za svako područje postoji po 8 tablica za 8 glavnih smjerova napredovanja valova te jedna skupna tablica za sve smjerova. Pojedina tablica naziva se dijagramom rasipanja valova (*scatter diagram*).

UKUPNO	3	26	124	249	271	186	90	34	10	3	1000
>14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1
13-14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1
12-13	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1
11-12	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-	2
10-11	-	-	-	-	-	1	1	1	-	-	3
9-10	-	-	-	1	2	1	1	1	-	-	6
8-9	-	-	-	1	2	3	3	2	1	-	11
7-8	-	-	-	1	4	6	5	3	1	-	20
6-7	-	-	1	3	9	11	8	4	1	-	37
5-6	-	-	1	9	19	20	13	6	2	-	70
4-5	-	-	4	21	37	34	18	7	2	-	124
3-4	-	1	13	45	64	47	21	6	2	-	197
2-3	-	4	31	77	80	44	15	4	1	-	255
1-2	-	11	53	78	51	18	4	1	-	-	216
0-1	2	13	22	14	5	1	-	-	-	-	57
	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13		UKUPNO
	<4										>13
											PERIOD PROLASKA NULE, s

Slika 3.36 Dijagram rasipanja valova za Sjeverni Atlantik [57]

Za izračunati kratkoročne spektre odziva naprezanja za sve kombinacije valnih spektara i smjerova napredovanja valova

$$S_{\sigma}(\omega|H_S, T_Z, \mu) = |H_{\sigma}(\omega|\mu)|^2 S(\omega|H_S, T_Z) \quad (3.165)$$

moгу se odrediti momenti površine ispod krivulja, a na temelju njih može se doći i do dugoročne razdiobe naprezanja. Naprezanja u detalju, kao ergodičan stacionaran slučajni proces slijede Gaussovu razdiobu pa se, pod uvjetom da je spektar naprezanja uskopojasan, može pretpostaviti da rasponi naprezanja slijede Rayleighovu razdiobu [23]

$$F_{\Delta\sigma_{ij}}(\sigma) = 1 - e^{-\frac{\sigma^2}{8m_{0ij}}}, \quad (3.166)$$

gdje je m_{0ij} nulti moment spektra odziva amplituda naprezanja za kombinaciju i-tog smjera plovidbe broda u odnosu na valove i j-tog stanja mora.

Dugoročna razdioba raspona naprezanja računa se potom kao težinska suma svih kratkoročnih razdioba naprezanja preko svih stanja mora i smjerova napredovanja broda, gdje ulogu težinskih koeficijenata imaju vjerojatnosti pojavljivanja pojedinih kombinacija stanja mora i smjerova napredovanja broda [23]

$$F_{\Delta\sigma}(\sigma) = \sum_{i,j} r_{ij} F_{\Delta\sigma_{ij}}(\sigma) p_{ij}, \quad (3.167)$$

gdje je p_{ij} vjerojatnost pojavljivanja određene kombinacije stanja mora i smjera plovidbe broda, dok je

$$r_{ij} = \frac{\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_{2ij}}{m_{0ij}}}}{\sum_{i,j} p_{ij} \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_{2ij}}{m_{0ij}}}} \quad (3.168)$$

omjer između brzine prolaska nule za odziv na zadanoj kombinaciji stanja mora i smjera broda u odnosu na valove i prosječne brzine prolaska nule.

Prilikom proračuna akumuliranog zamornog oštećenja može se primijeniti procijenjena dugoročna razdioba raspona naprezanja. Ispostavilo se da Weibullova razdioba dobro opisuje dugoročnu razdiobu raspona naprezanja [19]. Stoga se može dobivena dugoročna razdioba (kao suma kratkoročnih Rayleighevih razdioba) uskladiti s teorijskom Weibullovom razdiobom

$$F_{\Delta\sigma}(\sigma) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma}{q}\right)^h}, \quad (3.169)$$

gdje je h parametar oblika, a q parametar mjerila Weibullove razdiobe. Det Norske Veritas [23] preporučuje provođenje tog usklađivanja pomoću tehnike najmanjih kvadrata.

3.3 DINAMIČKA IZDRŽLJIVOST KONSTRUKCIJSKIH DETALJA

Kako bi se mogao proračunati zamorni vijek konstrukcijskih detalja, uz podatke o rasponima naprežanja, nužni su i podaci o otpornosti detalja na zamorno oštećenje. Ona se može odrediti na nekoliko načina [11]:

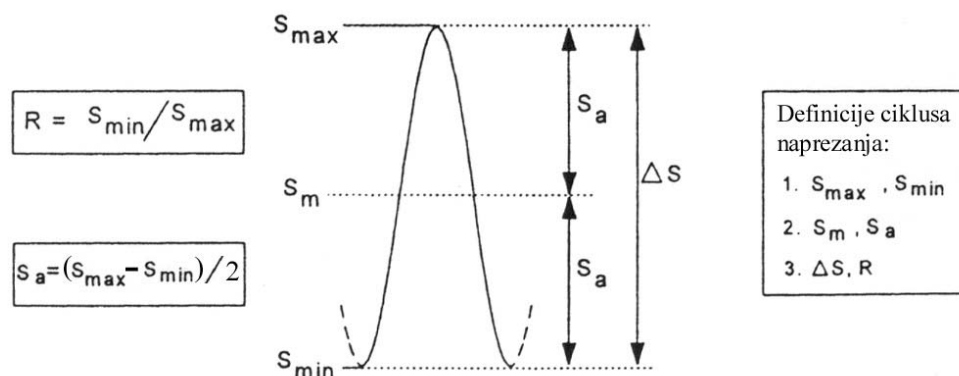
- pokusima na prototipu,
- preko S-N krivulja i
- preko krivulja brzine rasta pukotine.

Prva od njih izravno određuje dinamičku čvrstoću konstrukcije ili nekog njenog elementa. Upotreba joj je dosta raširena u automobilskoj i zrakoplovnoj industriji. Upotrebom istih materijala i proizvodnjom uobičajenim postupcima nužno je osigurati da uzorak koji se ispituje doista i bude reprezentativan. Konstrukcije se opterećuju preko hidrauličkih cilindara kojima upravlja računalo, a čiji broj može, ovisno o složenosti opterećenja na konstrukciju, varirati, od nekoliko do stotinjak kod pokusa na zrakoplovnim konstrukcijama u stvarnoj veličini [12]. Hidrauličkim cilindrima upravlja računalo koje simulira opterećenja u službi, budući da ne bi imalo smisla ispitivati konstrukcije u naravnoj veličini uz primjenu jednostavnog opterećenja.

Tako velike konstrukcije zahtijevaju posebnu opremu i stoga su pokusi na prototipovima izuzetno skupi. Visoke troškove mogu opravdati jedino velike proizvodne serije (automobilska industrija), ili kritična osjetljivost na pojavu pukotina (zrakoplovna industrija). Budući da to u brodogradnji nije slučaj, slični pokusi preporučuju se samo za izuzetne konstrukcijske detalje, npr. lijevane cjevne spojeve u industriji pomorskih objekata [11]. Rezultat takvog ispitivanja također bi bila S-N krivulja, ali prikladnija ta taj detalj konstrukcije od standardnih krivulja.

3.3.1 S-N krivulje

S-N (Wöhlerove) krivulje predstavljaju najuobičajeniji način opisivanja otpornosti konstrukcijskih detalja na zamorno oštećenje. One daju odnos između primijenjenog raspona naprežanja S i zamornog vijeka N kod te razine naprežanja, pri čemu se zamorni vijek definira kao broj ciklusa opterećenja do popuštanja. Obično se određuju u laboratorijima, provođenjem pokusa zamora uz izvgavanje uzoraka ciklusima opterećenja konstantne amplitude do njihovog popuštanja. Pokus se provodi na identičnim uzorcima pri različitim razinama raspona naprežanja ΔS koji predstavljaju najvažniji parametar opterećenja, slika 3.37.



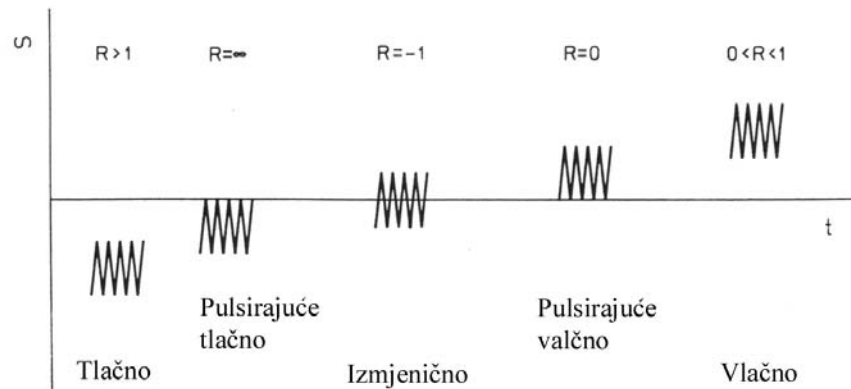
Slika 3.37 Karakteristične razine naprežanja u ciklusu opterećenja [12]

Osim raspona naprežanja, važna je i razina srednjeg naprežanja S_m koja je preko izraza

$$S_m = \frac{\Delta s}{2} \cdot \frac{1+R}{1-R} \quad (3.170)$$

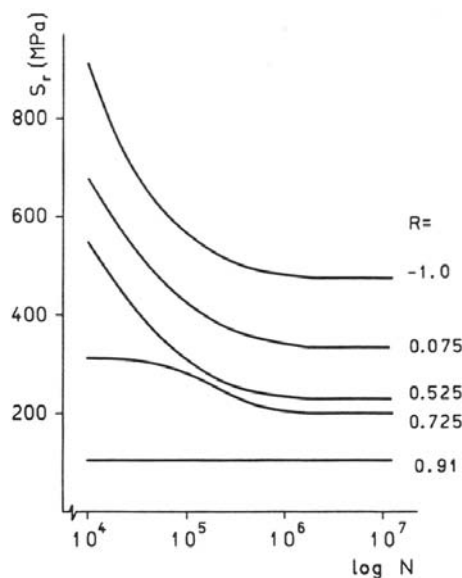
povezana s omjerom naprezanja

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} \quad (3.171)$$



Slika 3.38 Različite vrste opterećenja koje se primjenjuju u pokusima zamora [11]

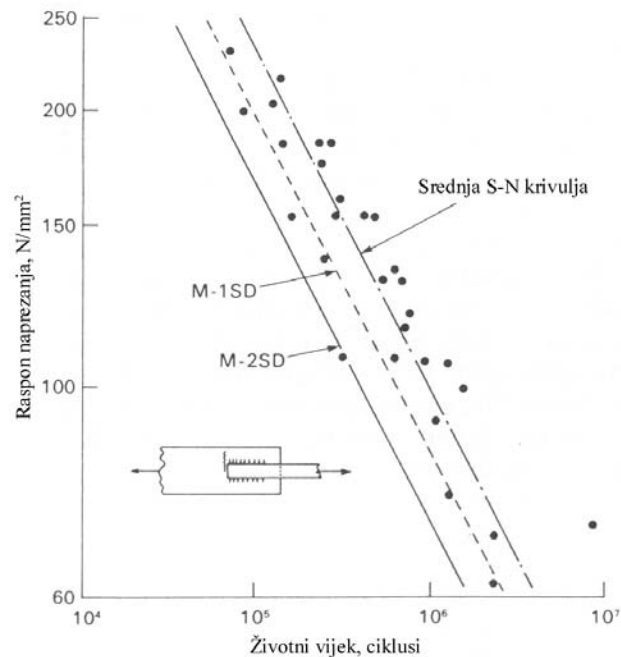
U pokusima zamora mogu se primijeniti različite vrste opterećenja, slika 3.38, ali se najčešće provode pri konstantnim omjerima naprezanja između 0 i 0.1. Učinak omjera naprezanja na dinamičku izdržljivost donosi slika 3.39.



Slika 3.39 S-N krivulje kod promjene omjera naprezanja [11]

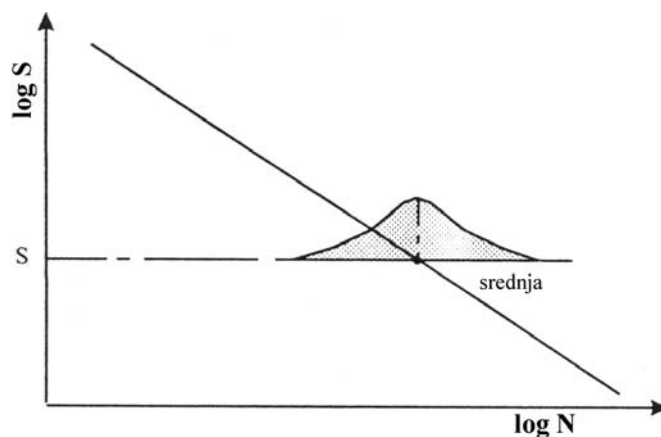
Vidljivo je da viši omjeri skraćuju zamorni vijek, što se može objasniti činjenicom da je cijeli ciklus opterećenja u nepovoljnom vlačnom području, kada, uslijed visokih vršnih naprezanja,

dolazi do bržeg početka zamorne pukotine (na mjestu koje predstavlja najslabiju kariku materijala); ali i do njenog bržeg rasta. Rezultate pokusa čine parovi vrijednosti (S, N) .



Slika 3.40 Rezultati pokusa zamora [14]

Pokusi su pokazali da, za zadani raspon naprezanja ΔS , broj ciklusa do popuštanja nije konstantan, već da je riječ o slučajnoj varijabli s log-normalnom razdiobom (Gaussovom razdiobom u logaritamskim koordinatama).



Slika 3.41 Raspršenost rezultata ispitivanja [37]

Raspršenost pokusnih podataka općenito se pripisuje uobičajenoj promjenljivosti oštećenja zavara pri uobičajenoj kvaliteti provođenja zavarivanja.

S-N krivulje temelje se na statističkoj analizi takvih pokusnih podataka. Srednja S-N krivulja određuje se metodom najmanjih kvadrata primijenjenom na parove podataka za uzorke koji su popustili i ima oblik ravne linije u logaritamskom dvodimenzionalnom koordinatnom sustavu

$$m \log \Delta S + \log N = \log K_{50} \quad (3.172)$$

gdje je m nagib krivulje, a K_{50} presjek $\log N$ osi sa srednjom S-N krivuljom, kod kojeg indeks 50 označava 50%-tnu vjerojatnost popuštanja uzorka kod razine raspona napreznja ΔS .

Budući da je kod zamora zavarenih spojeva faza začetka pukotine zanemariva (uslijed prisutnosti dovoljno velikih oštećenja u zavarenom spoju), ne iznenađuje podudaranje nagiba S-N krivulje s eksponentom Paris-Erdoganovog zakona rasta pukotine. Taj parametar ovisi uglavnom o značajkama materijala, tako da su sve S-N krivulje za zadani materijal paralelne. Većina pokusnih podataka o rastu pukotine u konstrukcijskim čelicima pokazala je vrijednost eksponenta $m = 3$. Budući da je statistička analiza pokazala malu raspršenost podataka o nagibu S-N krivulja, uobičajeno je pretpostaviti $m = 3$ za sve krivulje koje se odnose na zavarene spojeve. Integriranjem Paris-Erdoganove jednadžbe rasta pukotine

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^m, \quad (3.173)$$

dobiva se linearan odnos između raspona napreznja i životnog vijeka u logaritamskom mjerilu obiju veličina [12].

$$\Delta S^m \cdot N = \int_{a_0}^{a_c} \frac{da}{(\beta \sqrt{\pi a})^m} = Const. \quad (3.174)$$

Uzorci koji za vrijeme provođenja pokusa nisu popustili određuju tzv. *granicu zamora*, razinu napreznja ispod koje je zamorni vijek beskonačan,

3.3.1.1 Ispravci pokusnih S-N krivulja

Vjerojatnost popuštanja

Srednja S-N krivulja povezana je s vjerojatnošću popuštanja od 50%, što ne zadovoljava u potrebe osnivanja, tako da ju je potrebno izmijeniti kako bi se obuhvatila raspršenost podataka o zamornom vijeku koja se smatra prihvatljivom za razlike kod uobičajene kvalitete zavarenih spojeva. S-N krivulja za zahtijevanu vjerojatnost popuštanja p glasi

$$S^m \cdot N = K_p \quad (3.175)$$

uz

$$\log K_p = \log K_{50} - \lambda_p S_d \quad (3.176)$$

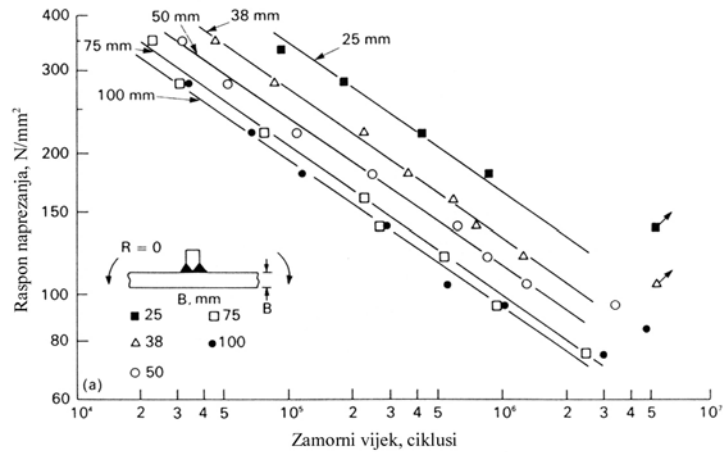
gdje je S_d standardno odstupanje $\log K_{50}$ (u rasponu 0.18-0.25 za DeN S-N krivulje [11, 12, 38], a λ_p koeficijent ovisan o razini vjerojatnosti p i broju pokusnih uzoraka koji određuju S-N krivulju [38]. Uobičajeno je koristiti vrijednost $\lambda_p = 2$ koja označava vjerojatnost popuštanja od 2.5% (što znači da je vjerojatnost preživljavanja 97.5%) i broj pokusnih uzoraka veći od 60.

Ta je razina vjerojatnosti popuštanja prihvatljiva za obične zavarene spojeve, dok u slučaju posebnih spojeva (npr. konstrukcijskih detalja koji se ne mogu jednostavno nadzirati niti

popravljeni) može postati nužno sniziti vjerojatnost popuštanja do 0.1%, što pri broju od 60 i više epruveta podrazumijeva vrijednost $\lambda_p = 3$.

Utjecaj debljine

Pokusi su pokazali opadanje dinamičke čvrstoće zavarenih spojeva s porastom debljine lima.



Slika 3.42 Utjecaj debljine lima [14]

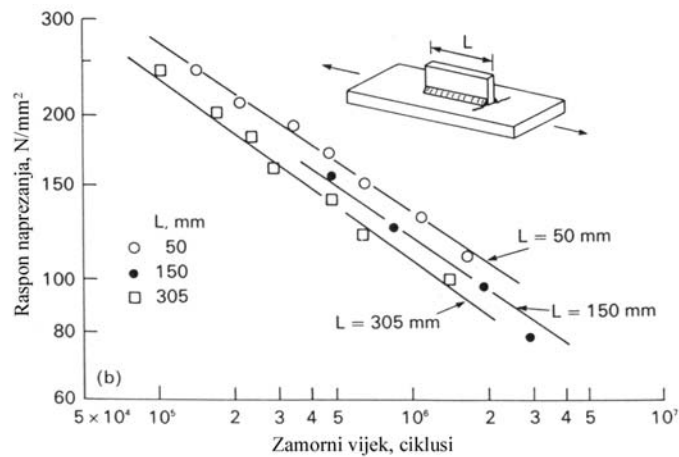
Uzroci utjecaja debljine lima na zamornu otpornost mogu se podijeliti u tri grupe [58]:

- stohastički učinci,
- tehnološki učinci i
- učinci gradijenta naprezanja.

Statistički učinci proizlaze iz povećane vjerojatnosti pronalazanja oštećenja u većem volumenu u odnosu na manji. Weibull je, na temelju statističke teorije o najslabijoj karici, uz pretpostavku slučajne razdiobe oštećenja u materijalu i slučajne oštine oštećenja, došao do ekponencijalnog izraza

$$\frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_0} = \left(\frac{t_0}{t}\right)^{0.102}, \tag{3.177}$$

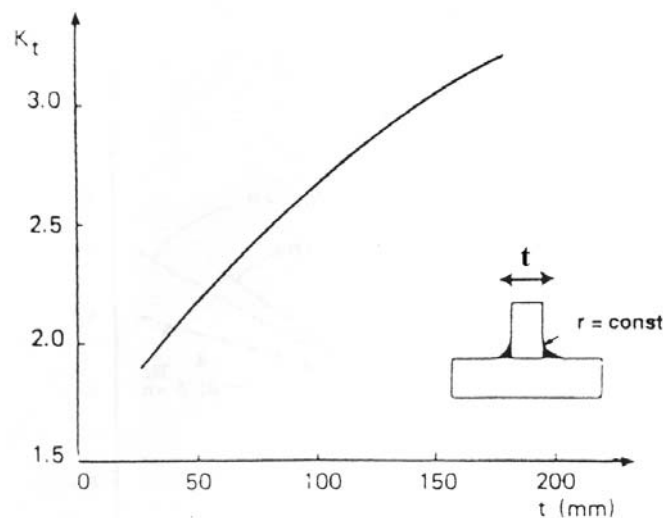
gdje je t_0 referentna debljina lima. Porast duljine privarenog komada dovodi do porasta koncentracije naprezanja na vrhu zavora i opadanja zamorne čvrstoće.



Slika 3.43 Utjecaj duljine privarenog komada [14]

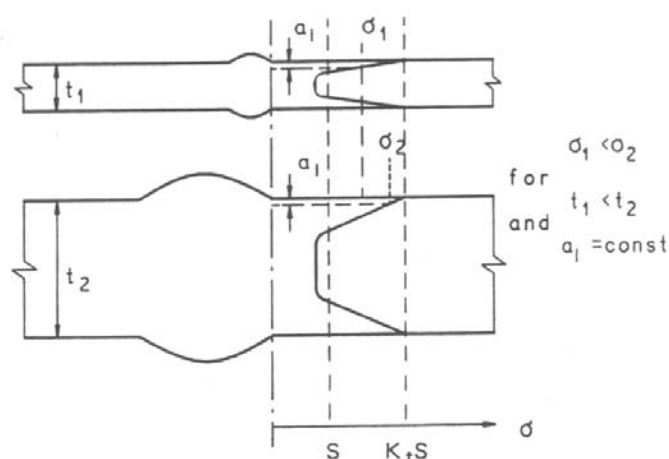
Tehnološki učinci proizlaze iz činjenice da se u postupku proizvodnje i obrade utječe na mehanička svojstva materijala. Najvažniji uzročnik predstavljaju razlike u temperaturi i deformiranju materijala, posljedica čega su različite mikrostrukturne značajke, poput veličine zrna, a što utječe na dinamičku izdržljivost materijala.

U većini slučajeva radijus na korijenu zavora ne mijenja se s porastom debljine lima. Uslijed toga dolazi do koncentracije naprezanja što zorno pokazuje faktor koncentracije naprezanja K_t na slici 3.44.



Slika 3.44 Ovisnost faktora koncentracije naprezanja o debljini lima [58]

Učinak gradijenta naprezanja može se razmotriti na temelju istovrsnih zavarenih spojeva limova različite debljine.



Slika 3.45 Geometrijski modeli učinka debljine lima [11]

Iz geometrijske sličnosti zavarenih spojeva proizlazi geometrijski jednaka raspodjela naprezanja po debljini lima, što dovodi do strmije raspodjele u tanjem limu. Iz pretpostavke neovisnosti početnih uvjeta rasta pukotine o debljini lima ($a_i = 0$), slijedi da će početna pukotina u tanjem limu biti izvrgnuta manjem napreznju od početne pukotine jednake duljine u debljem limu. Stoga će početna brzina rasta pukotine u tanjem limu biti manja, a zamorni vijek dulji. Nužno je obuhvatiti utjecaj debljine lima iznad 22 mm [11, 23]

$$\log N = \log K_p - \frac{m}{4} \log\left(\frac{t}{22}\right) - m \log S, \quad (3.178)$$

odnosno iznad 25 mm [38]

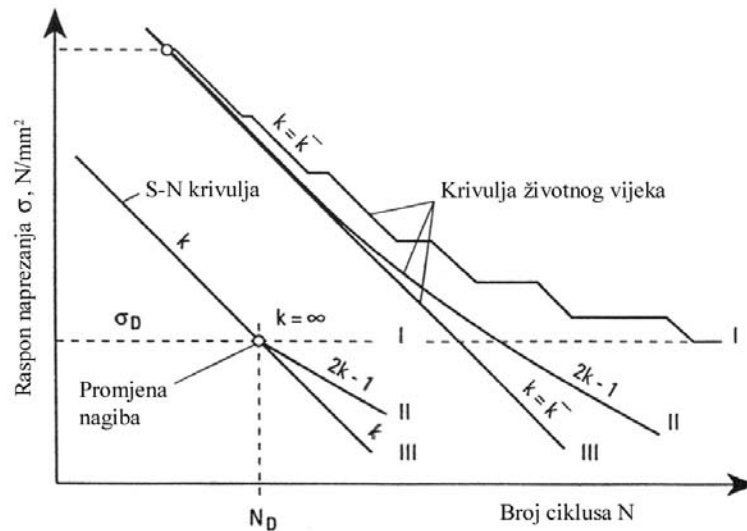
$$m \log S + \log N = \log K = \log K_p - 0.3m \log\left(\frac{t}{22}\right). \quad (3.179)$$

Haibachov učinak

Uobičajeno je određivanje S-N krivulja pokusima zamora uz opterećenje konstantne amplitude. Takvi pokusi definiraju i granicu izdržljivosti – razinu najmanjeg raspona napreznja koje može uzrokovati oštećenje.

Međutim, stvarne konstrukcije izložene su slučajnom opterećenju promjenljive amplitude i kod njih takva granica zamora ne vrijedi. Ciklusi opterećenja s amplitudama napreznja ispod granice zamora mogu pridonijeti rastu pukotina začetih za vrijeme ciklusa opterećenja s visokim amplitudama napreznja [12]. Stoga bi zanemarivanje učinaka takvih ciklusa opterećenja dovelo do znatnog precjenjivanja zamornog vijeka.

Ovaj problem može se riješiti na dva načina [12, 14]. Najjednostavniji je pristup produžavanje (ekstrapoliranje) S-N krivulje jednostavnim brisanjem granice izdržljivosti (krivulja III na slici 3.46) [5]. Ipak, smatra se da to dovodi do značajnog precjenjivanja doprinosa ciklusa opterećenja niske amplitude napreznja zamornom oštećenju [14].

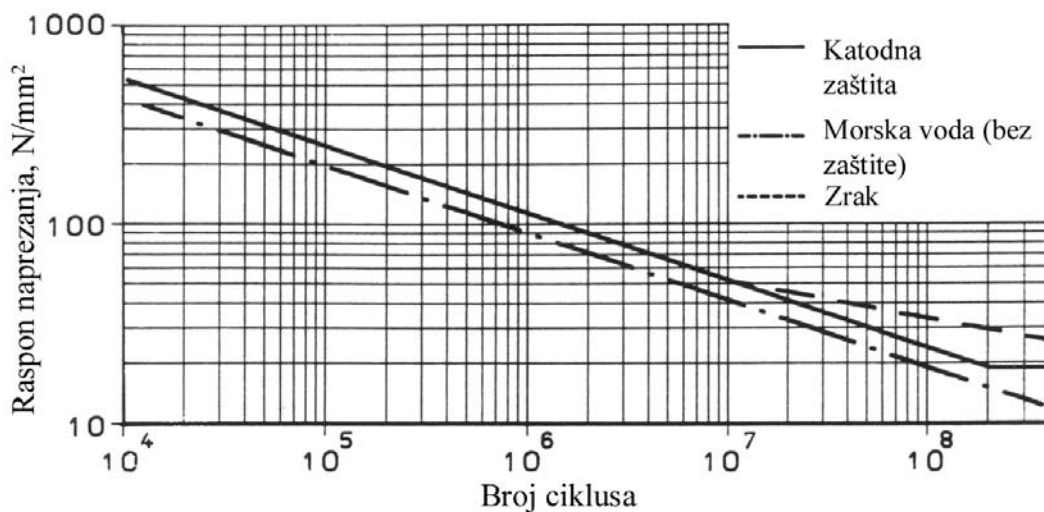


Slika 3.46 Izmjene izvornog Pålmgren-Minerovog pravila [39]

Drugi se pristup temelji na mehanici loma koja je definirala graničnu vrijednost faktora intenzivnosti napreznja, ΔK_{th} , iznad koje dolazi do daljnjeg rasta pukotine. Na temelju tog faktora, ovisnog o primijenjenim napreznjima i o veličini pukotine, može se odrediti koja će napreznja ispod granice zamora doprinositi zamornom oštećenju. Haibach je pokazao da, za spojeve na zraku, produžavanje S-N krivulje ispod granice zamora s nagibom $2m-1$ dobro odgovara različitim spektrima oštećenja (krivulja II na slici 3.46). Naknadno su pravila za zavarivanje čeličnih konstrukcija odredila koeficijent nagiba $m+2$ i koljeno S-N krivulje kod 10^7 ciklusa [12]. Budući da je nagib krivulja za zavarane spojeve $m=3$, koeficijenti $2m-1$ i $m+2$ su potpuno jednaki.

Utjecaj okoline

S-N krivulje obično se određuju pokusima na zraku. U odjeljku 2.3.5 već je objašnjen nepovoljan utjecaj korozivne okoline na zamorni vijek konstrukcijskih detalja. Osnovne S-N krivulje potrebno je ispraviti kako bi obuhvatile taj učinak, osim u slučaju katodne zaštite koja osigurava učinkovitu zaštitu u nekom razdoblju, ili čitavom životnom vijeku broda.



Slika 3.47 Ovisnost S-N krivulje o okolini [11]

3.3.1.2 Projektne S-N krivulje

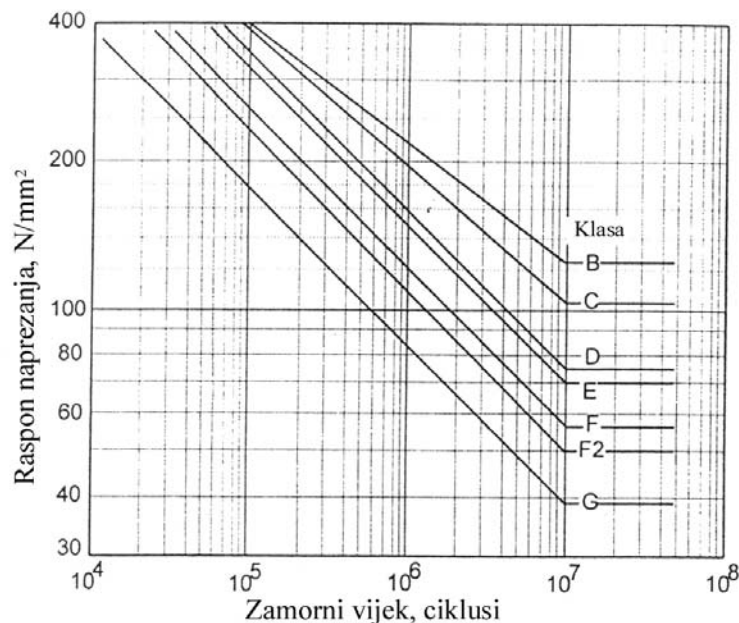
Odabir projektne S-N krivulje za procjenu dinamičke izdržljivosti konstrukcijskog detalja ovisi o odabiru naprezanja koje se koristi u proračunu, budući da je nužno da S-N krivulja i odabrano naprezanje kombinirano obuhvate učinke koncentracije naprezanja uslijed geometrijskog oblika zavarenog spoja, kao i one uslijed prisutnosti zavora, bez njihovog udvostručavanja.

S-N krivulje uz nazivno naprezanje

Ovo je najstarija vrsta projektnih S-N krivulja, od kojih su se prve počele primjenjivati u mostogradnji. Nakon brzog razvoja iskorištavanja podmorja u Sjevernom moru, uslijedilo je njihovo korištenje i u industriji pomorskih objekata.

Budući da nazivno naprezanje u obzir uzima samo makrogeometrijske učinke, tada je nužno da S-N krivulja obuhvati sve učinke koncentracije naprezanja. Zavareni spojevi podijeljeni su u različite klase, karakterizirane osjetljivošću na zamorno oštećenje. Analiziranjem podataka dobivenih serijama pokusa zamora, za svaku se klasu usvaja prosječna S-N krivulja. Dvije su osnovne grupe takvih krivulja – one Međunarodnog instituta za zavarivanje (*International Institute of Welding*), IIW S-N krivulje; te one Ministarstva energetike Velike Britanije (*Department of Energy*), DeN S-N krivulje, koje se često nazivaju i HSE (*Health and Security Executive*) S-N krivuljama. Obje se grupe krivulja odnose na nekorozivnu sredinu, a pomaknute su dvije standardne devijacije ispod srednjih krivulja dobivenih pokusima, čime osiguravaju vjerojatnost preživljavanja detalja od 97.7% [11].

Postoji 8 DeN krivulja, označenih slovima A, B, C, D, E, F, F2 i G, koja ih povezuju s klasom zavarenih spojeva. Ovim se klasama može dodati i klasa T, u koju spadaju svi jednostavni cjevni spojevi [11].



Slika 3.48 S-N krivulje Ministarstva energetike Velike Britanije [12]

Vrsta 2. Neprekinuti zavari u osnovi paralelni smjeru primijenjenog napreznja

Bilješke o mogućim načinima popuštanja

Uz brušenje suvišnog metala zavora, očekuje se začetak zamornih pukotina na mjestima oštećenja zavora. U stanju nakon zavarivanja pukotine mogu nastati na mjestima zaustavljanja i naknadnog nastavljanja zavora ili, ako takva mjesta ne postoje, na naborima površine zavora.

Opći komentari

1. *Podloške za zavarivanje.* Ukoliko se koriste podloške za zavarivanje u izradi ovakvih spoje-

va: (a) moraju biti neprekinute, i (b) ukoliko su spojene zavarima, ti zavari također moraju udovoljavati relevantnim zahtjevima klase (osobito treba zapaziti da bi opšivni zavari snizili klasu spoja na F, ukoliko se ne bi naknadno izbrusili ili prekrili neprekinutim zavarom.

2. *Udaljenost od ruba.* Kriterij udaljenosti od ruba postoji kako bi ograničio mogućnost lokalne koncentracije napreznja na nezavarenim ru-

bovima kao rezultat, na primjer, ugorine, štrcanja pri zavarivanju, ili slučajnog prelaska kod ručnog kutnog zavarivanja (vidi i bilješke za vrstu spoja 4). Iako se udaljenost od ruba može navesti samo u smjeru "širine" elementa, jednako je važno osigurati da nema ugorina niti na ostalim nezavarenim rubovima lima. Ukoliko do njih ipak dođe, treba ih naknadno izbrusiti.

2.1 Sučeljeni zavari s punim ili djelomičnim prodiranjem, ili kutni zavari

Osnovni materijal ili metal zavora, bez privraka, sastavljen od limova i profila i spojen neprekinutim zavarima.

(a) Sučeljeni zavari s punim prodiranjem, izbrušeni na razinu površine lima u smjeru napreznja; i bez značajnih oštećenja zavora, što je dokazano nerazornim ispitivanjem.

(b) Sučeljeni ili kutni zavari izvedeni automatskim postupkom zavarivanja u struji zaštitnog plina ili bez nje, bez zaustavljanja i naknadnog nastavljanja zavora po dužini.

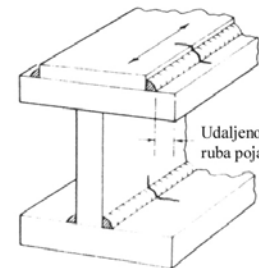
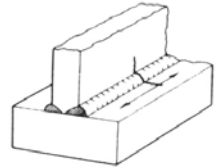
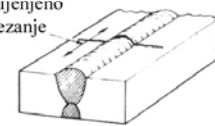
(c) Kao i pod (b), ali za zavare koji sadrže mjesta zaustavljanja i naknadnog nastavljanja zavora. Ova klasa uključuje ručno izvedene zavare.

B Značaj oštećenja treba odrediti uz pomoć savjeta stručnjaka i/ili pomoću analize mehanikom loma. Odabir tehnike NDT treba osigurati otkrivanje takvih značajnih oštećenja.

C Ukoliko dođe do slučajnog zaustavljanja/nastavka u području gdje se zahtijeva klasa C, potrebno je poduzeti naknadne radnje kako bi završeni zavar imao željeni oblik.

D Za slučajeve na krajevima pojasa vidjeti spoj 6.4.

Primijenjeno napreznje



Udaljenost od vrha zavora do ruba pojasa >10 mm

Slika 3.49 Izvadak iz klasifikacije zavarenih spojeva prema DeN-u [11]

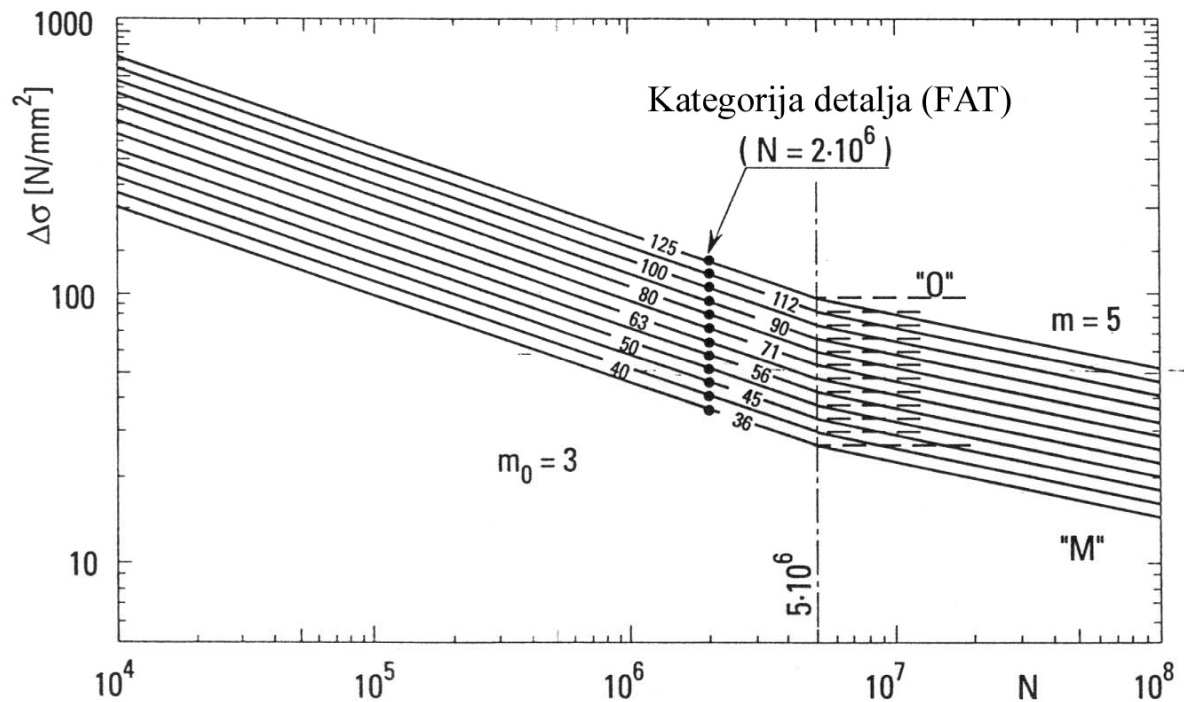
Slika 3.48 pokazuje veliku raznolikost dinamičke čvrstoće ovisno o konfiguraciji spoja i vrsti zavora (uz pretpostavku zavarivanja provedenog prema uobičajenim standardima). Blaži nagib prve dvije krivulje, $m = 4$ (B) i $m = 3.5$ (C), podrazumijeva da je kod takvih detalja značajna i faza začetka pukotine, što znači da ne postoje velika oštećenja zavora iz kojih bi zamorne pukotine samo nastavile rasti, kao u slučaju preostalih klasa.

Uobičajeni detalji na brodskim konstrukcijama mogu se podijeliti u šest kategorija [38, prema Gurney]:

- materijal daleko od zavora,
- neprekinuti zavari paralelni smjeru primijenjenog napreznja,
- poprečni sučeljeni zavari,
- privareni limovi na površini napregnutog elementa,
- nosivi križni i T-spojevi i
- detalji u zavarenim nosačima.

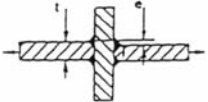
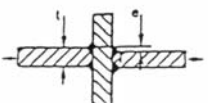
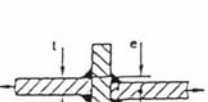
Detalji iz različitih kategorija smještaju se u jednu od klasa zavarenih spojeva na temelju slične dinamičke čvrstoće. Ovisno o smjeru opterećenja, potencijalnom mjestu nastanka zamorne pukotine te primijenjenom postupku zavarivanja (prekidanje zavora i njegovo naknadno nastavljanje rezultiraju nižom klasom) istom zavarenom spoju mogu se dodijeliti različite klase.

Međunarodni institut za zavarivanje ustanovio je, na temelju pokusnih istraživanja, skup od 14 S-N krivulja za različite vrste zavarenih spojeva. Svaku od njih karakterizira dinamička izdržljivost kod 2 milijuna ciklusa koja se naziva zamornom klasom (FAT).



Slika 3.50 S-N krivulje Međunarodnog instituta za zavarivanje [39]

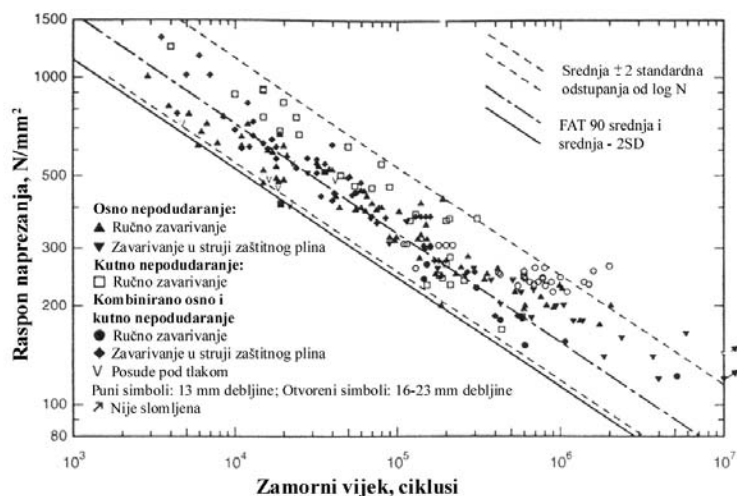
Ukoliko nije drugačije naznačeno u kategorizaciji detalja, slika 3.51, nagib krivulje je $m = 3$, a kod 10^7 ciklusa opterećenja nagib se mijenja u $m = 5$ [38], osim u slučaju konstantnog raspona naprežanja, kada se zadržava granica izdržljivosti.

Konstriksijski detalj	Opis	FAT
Križni spojevi i/ili T-spojevi		
	Križni spoj ili T-spoj, K-sučeljeni zavari, potpuno prodiranje, nema listanja, nepodudaranje < 0.15 t, izbrušeni vrhovi zavora, pukotina nastaje iz vrha zavora.	80
	Križni spoj ili T-spoj, K-sučeljeni zavari, potpuno prodiranje, nema listanja, nepodudaranje < 0.15 t, pukotina nastaje iz vrha zavora.	71
	Križni spoj ili T-spoj, kutni zavari, nema listanja, nepodudaranje < 0.15 t, pukotina nastaje iz vrha zavora.	63

Slika 3.51 Izvadak iz klasifikacije zavarenih spojeva prema IIW-u [38]

S-N krivulje uz žarišno naprezanje

Ukoliko se koriste žarišna naprezanja koja uključuju učinke koncentracije naprezanja uslijed geometrije zavarenog spoja, bilo bi nužno da S-N krivulja obuhvati samo koncentraciju naprezanja uslijed prisutnosti zavora. Stoga je najlogičniji izbor S-N krivulja za poprečno opterećeni sučeljeni spoj [54]. Analizirajući rezultate pokusa zamora za takve spojeve, izvedene različito (ne)savršeno različitim postupcima zavarivanja (kako bi baza podataka obuhvatila što širi raspon profila zavora), Maddox je provukao srednju S-N krivulju nagiba $m = 3$ kroz dobivene točke. Dobivena krivulja bliska je FAT 90 (IIW krivulje), odnosno D (DeN krivulje) S-N krivulji.



Slika 3.52 Rezultati pokusa zamora za poprečno opterećene sučeljene spojeve [54]

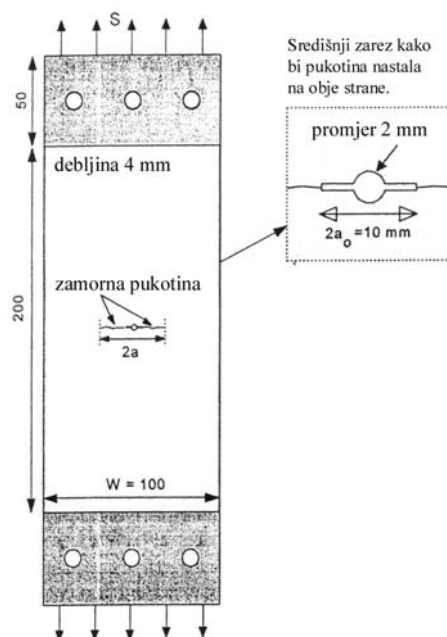
Na slici 3.52 je, uz krivulju FAT 90, prikazana i projektna krivulja, dobivena pomicanjem srednje krivulje za dvije standardne devijacije, što označava 95%-tnu vjerojatnost preživljavanja. Provjera odabrane krivulje preko dostupnih podataka o žarišnim naprezanjima najrazličitijih konstrukcijskih detalja potvrdila je mogućnost njenog korištenja kao žarišne S-N krivulje. Niemi za limove debljine do 25 mm kao žarišnu S-N krivulju preporučuje IIW krivulju FAT 100 [52].

S-N krivulje uz zarezno naprezanje

Zarezna naprezanja obuhvaćaju sve učinke koncentracije naprezanja i stoga je nužna samo jedna krivulja koja bi predstavljala zamorne značajke osnovnog materijala u zoni utjecaja topline [59]. IIW kao projektnu krivulju preporučuje krivulju FAT 225 [15]. Bureau Veritas u svom pristupu procjeni zamornog vijeka na osnovi zareznog naprezanja koristi krivulju Ministarstva energetike Velike Britanije za stanje lima nakon zavarivanja, bez plamenom rezanih rubova, što odgovara krivulji DeN B.

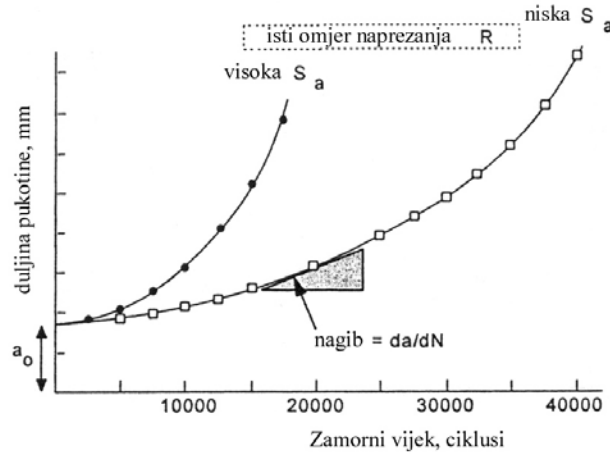
3.3.2 Krivulje brzine rasta pukotine

Nakon prodiranja zamorne pukotine ispod površine materijala počinje druga faza u životu pukotine – ona njenog napredovanja koja ovisi samo o otpornosti materijala na rast pukotine. Ta se otpornost može, slično S-N krivuljama, utvrditi pokusima koji se provode na epruvetama koje po sredini sadrže oštar zarez iz kojeg se trenutno razvijaju zamorne pukotine.



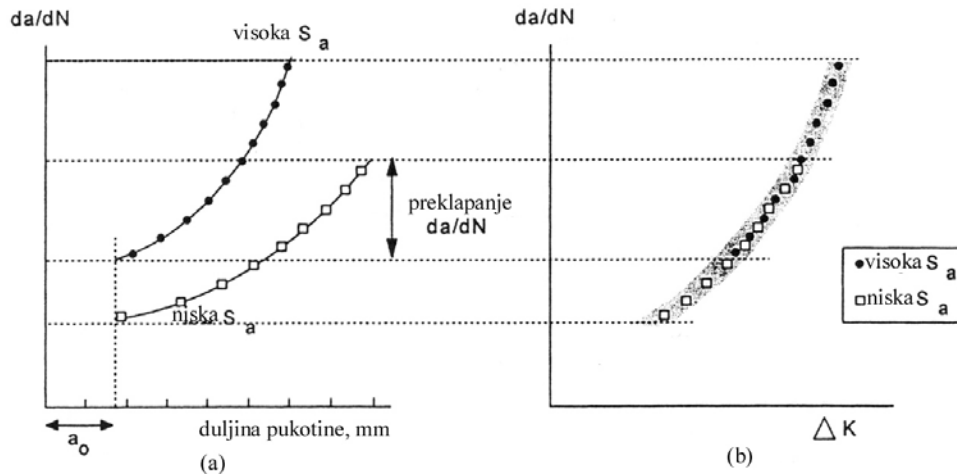
Slika 3.53 Epruveta s oštrim zarezom po sredini [12]

Zamorne pukotine rastu s obje strane zarez, a duljina a se mjeri od središnjice epruvete do vrška pukotine. Budući da pukotine rastu simetrično, tj. da im je duljina približno jednaka, ukupna duljina pukotine iznosi $2a$. Rast pukotine bilježi se periodički za vrijeme pokusa. Mjerenje se može provesti na jednostavan način – pomoću povećala i mjerila pričvršćenog na epruvetu, dok drugu mogućnost predstavlja upravljanje postupkom pomoću računala. Najjednostavniji prikaz zapisa rasta pukotine je krivulja rasta pukotine koja pokazuje duljinu pukotine kao funkciju broja ciklusa opterećenja.



Slika 3.54 Krivulja rasta pukotine [12]

Nagib krivulje rasta predstavlja brzinu rasta pukotine da/dN .



Slika 3.55 Brzina rasta pukotine (a) u ovisnosti o duljini pukotine; (b) u ovisnosti o rasponu koeficijenta intenzivnosti naprežanja [12]

Sa slike 3.55b vidljivo je da se brzine rasta pukotine djelomično preklapaju za slučajeve visoke i niske amplitude naprežanja S_a . Na temelju tog zapažanja razvijen je princip sličnosti koji kaže da je brzina rasta pukotine funkcija maksimalne i minimalne vrijednosti faktora intenzivnosti naprežanja (koji ukazuje na oštrinu raspodjele naprežanja oko vrška pukotine) unutar ciklusa opterećenja [12, 60]

$$\frac{da}{dN} = f(K_{\max}, K_{\min}). \quad (3.180)$$

Budući da se ciklus faktora intenzivnosti naprežanja može definirati preko raspona faktora intenzivnosti naprežanja

$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} \quad (3.181)$$

i omjera faktora intenzivnosti naprežanja

$$R = \frac{K_{\min}}{K_{\max}} \quad (3.182)$$

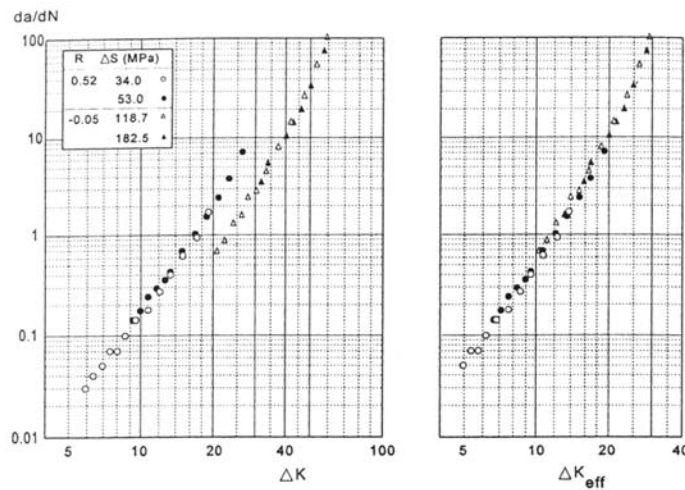
koji je jednak omjeru naprežanja budući da je faktor intenzivnosti naprežanja srazmjern naprežanju

$$K = \beta S \sqrt{\pi a}, \quad (3.183)$$

gdje je β faktor geometrije, može se zaključiti da je brzina rasta pukotine funkcija (i to funkcija koja ovisi o omjeru naprežanja) raspona faktora intenzivnosti naprežanja [12, 60]

$$\frac{da}{dN} = f(\Delta K, R) = f_R(\Delta K). \quad (3.184)$$

Gornja jednačba predstavlja izraz otpornosti materijala prema rastu zamornih pukotina, kojeg potvrđuju i rezultati ispitivanja pri različitim vrijednostima omjera naprežanja, slika 3.56.



Slika 3.56 Krivulje brzine rasta pukotine za različite vrijednosti omjera naprežanja [12]

Krajem 60-tih godina prošlog stoljeća Elber je uočio da vršak pukotine nije otvoren za vrijeme cijelog ciklusa opterećenja. Budući da u slučaju kada je vršak pukotine zatvoren u okolini nema velikih promjena naprežanja, Elber je predložio da promjena opterećenja doprinosi napredovanju pukotine samo ukoliko je vršak pukotine otvoren. Stoga je definirao efektivni raspon naprežanja [12], slika 3.57.

$$\Delta S_{\text{eff}} = S_{\max} - S_{\text{open}}. \quad (3.185)$$

Na temelju njega može se odrediti i efektivni raspon koeficijenta intenzivnosti naprežanja kao

$$\Delta K_{\text{eff}} = \beta \Delta S_{\text{eff}} \sqrt{\pi a}. \quad (3.186)$$

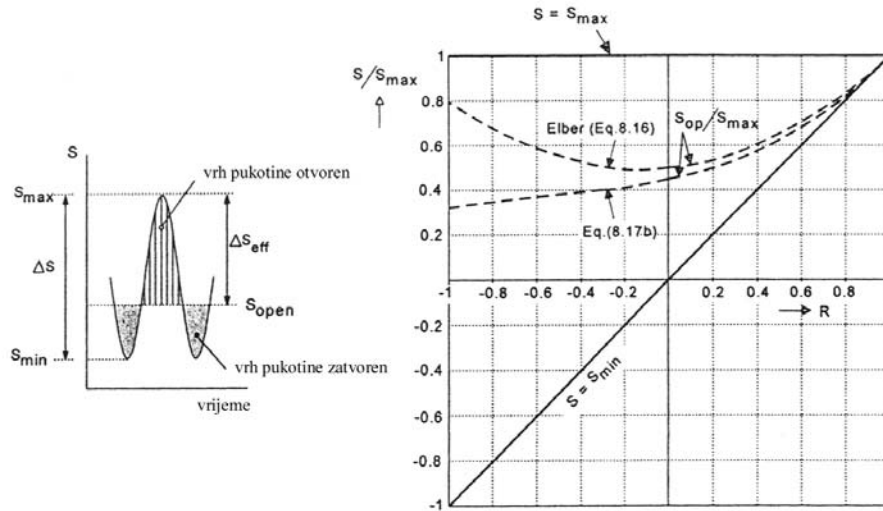
Prema Elberovu konceptu brzina rasta zamorne pukotine ovisi samo o ΔK_{eff}

$$\frac{da}{dN} = f(\Delta K_{\text{eff}}), \quad (3.187)$$

budući da je učinak omjera naprezanja R uključen u ΔK_{eff} . Na temelju podataka iz pokusa, uz $R = -0.1 \div 0.7$, Elber je postavio izraz

$$\Delta K_{eff} = (0.5 + 0.4R)\Delta K. \quad (3.188)$$

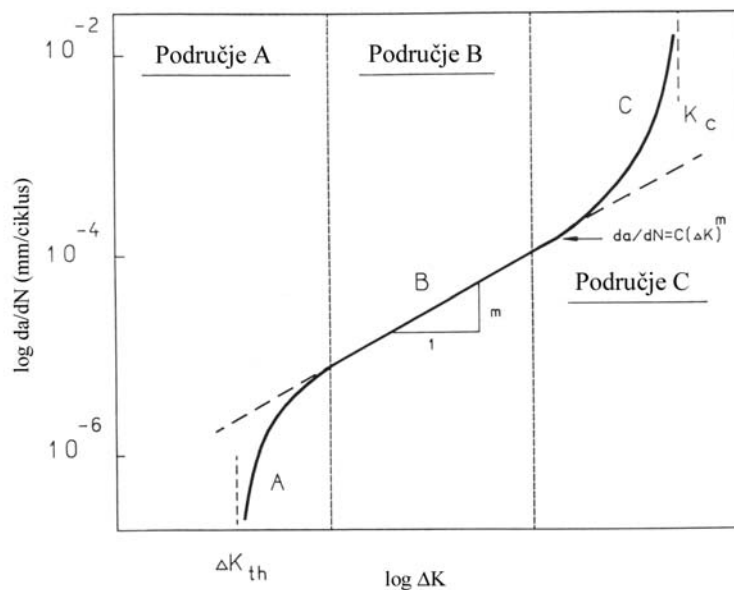
Slični empirijski izrazi za različite materijale dostupni su u literaturi [12].



Slika 3.57 Efektivni raspon naprezanja i zatvaranje pukotine [12]

Princip sličnosti omogućuje određivanje otpornosti materijala prema rastu zamornih pukotina iz pokusa na jednostavnim epruvetama te računanju rasta pukotine u konstrukcijskom detalju na temelju te otpornosti.

Pokusi su pokazali da krivulja brzine rasta pukotine u ovisnosti o rasponu faktora intenzivnosti naprezanja ima dvije vertikalne asimptote.



Slika 3.58 Krivulja brzine rasta pukotine [11]

Lijeva asimptota na $\Delta K = \Delta K_{th}$ ukazuje da su vrijednosti raspona faktora intenzivnosti naprezanja ispod te granične (*threshold*) razine preniske i da stoga ne mogu uzrokovati daljnji rast pukotine. Ona se odnosi na makropukotine koje prestaju rasti zbog opadanja vrijednosti raspona faktora intenzivnosti naprezanja, no ne i na mikropukotine koje nisu uspjele prodrijeti ispod površine u dubinu materijala. Desna asimptota javlja se u ciklusu u kojem maksimalni faktor intenzivnosti naprezanja dostiže kritičnu vrijednost, nakon čega dolazi do popuštanja epruvete.

Na slici 3.58 razlikuju se tri područja – granično (A), srednje (B) te područje popuštanja (C). U srednjem području krivulja ima oblik pravca kod prikaza u dvostrukom logaritamskom mjerilu [60]

$$\log \frac{da}{dN} = m \log \Delta K + \log C, \quad (3.189)$$

gdje je m konstanta koja za većinu materijala iznosi između 3 i 5, dok je C konstanta ovisna o materijalu, ali i rasponu naprezanja. Nakon integriranja, izraz (3.189) prelazi u

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (3.190)$$

što je dobro poznata Paris-Erdoganova jednadžba rasta pukotine. Ona pokriva samo jednu vrijednost omjera naprezanja. Često su linije za različite vrijednosti R paralelne, što znači da imaju jednak nagib (a time i jednaku vrijednost m), ali različitu vrijednost C , tako da vrijedi

$$\frac{da}{dN} = C(R)(\Delta K)^m. \quad (3.191)$$

Neki izrazi za brzinu rasta obuhvaćaju više područja [11]:

$$\text{A i B} \quad \frac{da}{dN} = C(\Delta K^m - \Delta K_{th}^m), \quad (3.192)$$

$$\text{B i C (uključeno R)} \quad \frac{da}{dN} = \frac{C \cdot \Delta K^m}{(1-R)K_C - \Delta K}, \quad (3.193)$$

$$\text{A, B i C (uključeno R)} \quad \frac{da}{dN} = \frac{C(\Delta K^m - \Delta K_{th}^m)}{(1-R)K_C - \Delta K}, \quad (3.194)$$

$$\frac{da}{dN} = \frac{C(\Delta K - \Delta K_{th})^m}{(1-R)K_C - \Delta K}. \quad (3.195)$$

Iz razmatranja da do loma dolazi kada je

$$K_{\max} = K_C, \quad (3.196)$$

uz

$$K_{\max} = \frac{\Delta K}{1 - R}, \quad (3.197)$$

slijedi da bi do loma došlo kod

$$\Delta K = K_C(1 - R). \quad (3.198)$$

Budući da bi u trenutku loma brzina rasta težila beskonačnosti, vrijedilo bi

$$\frac{da}{dN} = C \frac{\Delta K^m}{(1 - R)K_C - \Delta K}, \quad (3.199)$$

što predstavlja (3.193), jedan od gore navedenih izraza. Potrebno je napomenuti kako se niti jedan od navedenih izraza ne može primijeniti u svim slučajevima.

3.4 PROCJENA ZAMORNOG VIJEKA

Razlikuju se dva glavna pristupa procjeni zamornog vijeka koji se koriste u analizama čeličnih konstrukcija – pristup S-N krivulje i pristup mehanike loma [19]. Međunarodni institut za zavarivanje [15] navodi i treći – izravno ispitivanje dijelova ili cijelih konstrukcija u stvarnoj veličini i pod utjecajem stvarnih opterećenja u službi, što se dosta rijetko primjenjuje u brodogradnji i karakteristično je za automobilsku i zrakoplovnu industriju.

Procjena dinamičke izdržljivosti detalja izloženog opterećenju promjenljive amplitude kod pristupa S-N krivulje temelji se na pretpostavci linearne akumulacije oštećenja te korištenju krivulja životnog vijeka dobivenih najčešće pokusima uz opterećenja konstantne amplitude. Zamor se smatra postupnim procesom akumulacije oštećenja, od početnog *neoštećenog* stanja, do konačnog *popuštanja*. Nasuprot tome, pristup mehanike loma temelji se na pretpostavci postojanja početne pukotine u nenapregnutoj konstrukciji. Potrebno je odrediti brzinu napredovanja pukotine, ali i njenu *kritičnu* veličinu kod koje će širenje pukotine postati nestabilno.

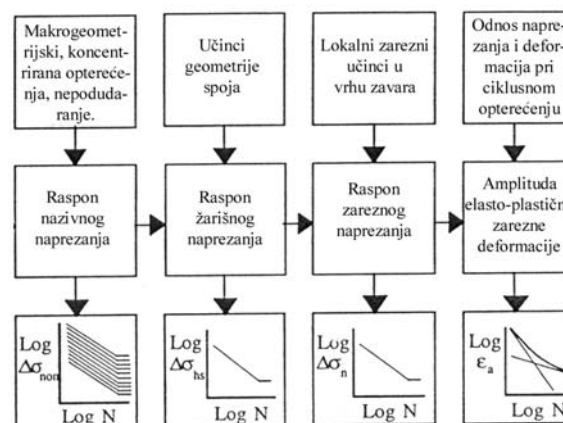
Svaki od ova dva pristupa ima svoje prednosti i ograničenja. Upotrebom S-N krivulja i modela apstraktnog oštećenja izbjegava se složena analiza naprezanja u okolini vrška pukotine, a moguće je obuhvatiti i fazu začetka pukotine, koja u nekim slučajevima može predstavljati znatan dio projektnog vijeka, što pristup mehanike loma ne omogućuje. S druge strane, mehanika loma omogućuje bolju procjenu preostalog životnog vijeka konstrukcije s već postojećom pukotinom.

Uprkos tome što su u osnovi različiti, u posljednje su vrijeme učestali pokušaji kombiniranja dva pristupa [59] i iskorištavanja dobrih strana svakog od njih u svrhu što točnije procjene dinamičke čvrstoće. Međutim, niti jedan od tih pokušaja još nije općeprihvaćen.

Potrebno je spomenuti i vjerojatnosni pristup koji se koristi u kombinaciji ili s pristupom mehanike loma (obično u fazi osnivanja konstrukcije), ili s pristupom mehanike loma (obično nakon nadzora i uočavanja pukotine) [19]. U skladu s općim trendom u brodogradnji da se nesigurnosti povezane s proračunima objasne na racionalan način i tako uključe u same proračune, ovakav pristup postaje sve popularniji.

3.4.1 Pristup S-N krivulje

Procjena dinamičke čvrstoće detalja pomoću ovog pristupa zahtijeva dva skupa *ulaznih* podataka – dugoročnu razdiobu (histogram) naprezanja razmatranog detalja (koja se obično određuje pomoću metode konačnih elemenata) te zamornu otpornost konstrukcije (što se rješava odabirom prikladne S-N krivulje).



Slika 3.59 Različiti pristupi S-N krivulje [19]

Iz toga se, na osnovi pretpostavke o linearnom akumuliranju oštećenja, to oštećenje može i izračunati. Ovisno o napreznjima koja se u proračunu koriste, Međunarodni institut za zavarivanje predložio je razlikovanje četiri pristupa:

- pristup nazivnog napreznja,
- pristup žarišnog napreznja,
- pristup zareznog napreznja i
- pristup zarezne deformacije.

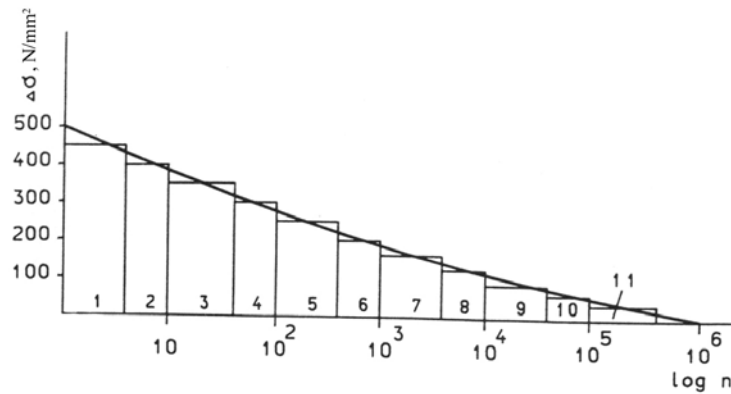
Uvriježilo se sve pristupe izuzev onog nazivnog napreznja nazvati pristupima lokalnog napreznja.

3.4.1.1 Hipoteza linearnog akumuliranja oštećenja

Daleke 1924. godine Pålmgren je objavio hipotezu koja se danas naziva Pålmgren-Minerovom hipotezom linearnog akumuliranja oštećenja. Dok je istraživao popuštanje kugličnih ležajeva pod djelovanjem opterećenja promjenljive amplitude pojavila se potreba za pravilom na temelju kojeg bi se mogao odrediti zamorni vijek [12]. Zaključio je da je primjena n_i ciklusa s amplitudom napreznja S_{a_i} i odgovarajućim zamornim vijekom N_i ekvivalentna *potrošnji* n_i / N_i zamorne otpornosti. Uz pretpostavku akumuliranja zamornog oštećenja (uslijed svih amplituda napreznja) te pojave popuštanja nakon potpune potrošnje zamorne otpornosti, Pålmgren je došao do sljedećeg jednostavnog pravila

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1, \quad (3.200)$$

gdje je k broj blokova napreznja, n_i broj ciklusa napreznja u bloku napreznja i konstantnog raspona napreznja $\Delta\sigma_i$, a N_i broj ciklusa do popuštanja kod konstantnog raspona napreznja $\Delta\sigma_i$.



Slika 3.60 Razdioba napreznja podijeljena u blokove konstantnog napreznja [11]

Miner je 1945. godine prvi predložio izvod pravila linearnog akumuliranja oštećenja. Pretpostavio je konstantnu vrijednost rada W koji se može apsorbirati do popuštanja, kao i da je rad koji se apsorbira za vrijeme n_i sličnih ciklusa srazmjernan broju tih ciklusa [12]:

$$\frac{W_i}{W} = \frac{n_i}{N_i}. \quad (3.201)$$

Primjena kriterija popuštanja

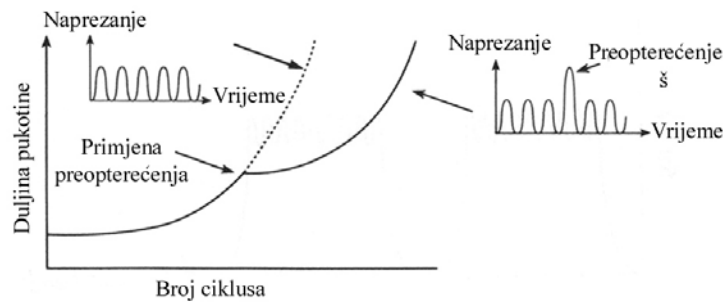
$$\sum_{i=1}^k W_i = W \tag{3.202}$$

vodi do Pålmgren-Minerovog pravila (3.200).

Miner je pravilo provjerio pokusima na neoštećenim epruvetama i zakovanim preklopnim spojevima iz aluminijskih legura, dobivši vrijednosti zamornog oštećenja koje su se kretale u rasponu od 0.61 do 1.45. Otada je provedeno mnogo istraživanja kako bi se ocijenila valjanost Pålmgren-Minerovog pravila, pri čemu su zamijećena značajna odstupanja zamornog oštećenja od jedinične vrijednosti koja bi se trebala dobiti kod popuštanja. Ekstremne vrijednosti, 0.02 i 10 [39], zorno svjedoče do kolikih pogrešaka može dovesti neprikladna primjena ovog pravila. Stoga je nužno razmotriti neke njegove osnovne nedosljednosti.

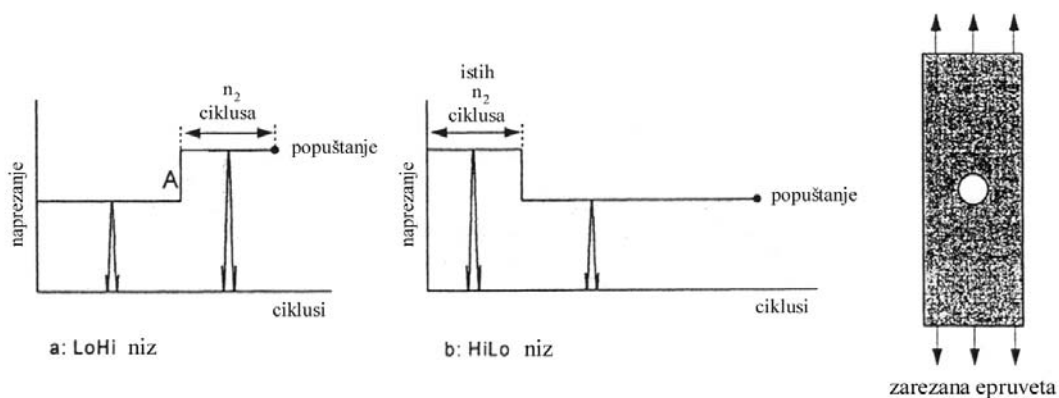
Izvedeci pravilo, Miner je pretpostavio da ciklusi opterećenja ispod granice zamora ne doprinose zamornom oštećenju, što se pokazalo netočnim i o čemu je već bilo govora u odjeljku 3.3.1.1.

Osim toga, Pålmgren-Minerova hipoteza zanemaruje učinak redoslijeda opterećenja, ne uzimajući u obzir promjenu u polju zaostalih napreznja koju uzrokuje prethodni ciklus opterećenja. Ukoliko se povremeno primijene relativno visoka vlačna napreznja (*preopterećenja*), zamorni vijek može se znatno produžiti zbog pojave *zaustavljanja rasta pukotine* [14]. Ovo se objašnjava uvođenjem povoljnih tlačnih zaostalih napreznja u područje oko vrška pukotine koja umanjuju učinak oštećenja daljnjih ciklusa primijenjenog napreznja.



Slika 3.61 Opadanje brzine rasta pukotine nakon preopterećenja [14]

Slika 3.62 prikazuje dva jednostavna niza opterećenja promjenljive amplitude.

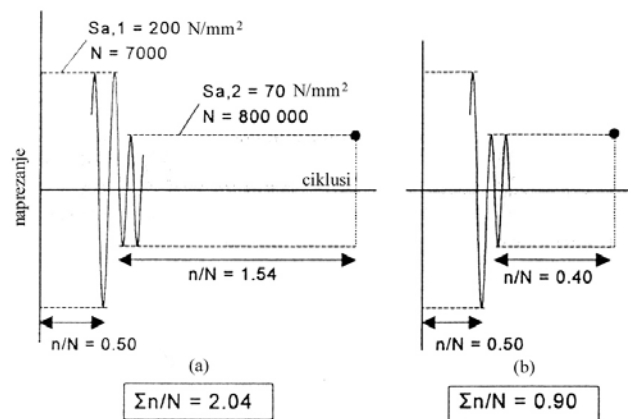


Slika 3.62 Različit redoslijed blokova napreznja primijenjen na zarezanu epruvetu [12]

U oba se slučaja primjenjuju jednake amplitude, ali se razlikuje redoslijed njihovog pojavljivanja. Iz slike je vidljivo da je omjer naprezanja, odnosno minimalno naprezanje jednako nuli ($S_{\min} = 0, R = 0$). Uz pretpostavku da vršno naprezanje u korijenu zareza premašuje granicu tečenja samo u bloku naprezanja visoke amplitude, može se pokazati utjecaj redoslijeda opterećenja na dinamičku izdržljivost.

Do plastičnog tečenja u korijenu zareza, uslijed kojeg se u okolini oblikuje polje povoljnih tlačnih zaostalih naprezanja, dolazi na početku bloka visokih naprezanja. To znači da su u drugom slučaju (Hi-Lo redoslijed) ona prisutna za vrijeme oba bloka naprezanja, tako da je zamorni vijek u tom slučaju duži.

Dinamička čvrstoća može se razlikovati i u slučaju primjene istog redoslijeda opterećenja. Na slici 3.63 prikazan je redoslijed naprezanja u dva pokusa zamora. Srednje naprezanje jednako je nuli. Ponovno samo blok naprezanja više amplitude S_{a1} uzrokuje ciklusno plastično tečenje u korijenu zareza.



Slika 3.63 Opterećenja promjenljive amplitude kod nultog srednjeg naprezanja [12]

U prvom slučaju maksimalno naprezanje prije smanjenja amplitude naprezanja je vlačno, tako da u okolini zareza ostaju tlačna zaostala naprezanja. U drugom slučaju scenarij je obrnut pa je i zamorni vijek znatno kraći (omjer oštećenja od 0.9 u odnosu na 2.04 u prvom slučaju).

Posljednji je primjer ukazao i na važnost srednjeg naprezanja koje se također zanemaruje u osnovnom pristupu S-N krivulje, budući da je većina krivulja dobivena pri vrijednostima omjera naprezanja i srednjeg naprezanja bliskima nuli. Obično se računa ekvivalentan ciklus s nultim srednjim naprezanjem koji uzrokuje jednako zamorno oštećenje poput stvarnog ciklusa naprezanja superponiranog na srednje naprezanje različito od nule [19]. Zamorni vijek računa se na temelju tog, ekvivalentnog raspona naprezanja i S-N krivulje dobivene pokusima s opterećenjima konstantne amplitude pri nultoj vrijednosti srednjeg naprezanja. Najčešće se koriste tri izraza [11]:

$$\text{izmijenjeni Goodmanov izraz} \quad S_a = S_{a,N} \left(1 - \frac{S_m}{S_u} \right), \quad (3.203)$$

$$\text{Gerberov izraz} \quad S_a = S_{a,N} \left(1 - \left(\frac{S_m}{S_u} \right)^2 \right), \quad (3.204)$$

$$\text{Söderbergov izraz} \quad S_a = S_{a,N} \left(1 - \frac{S_m}{S_y} \right), \quad (3.205)$$

gdje je S_y granica tečenja, a S_u granična čvrstoća materijala. Ovi izrazi se koriste, iako je u osnovi pogrešno upotrebljavati značajke materijala dobivene ispitivanjima istežanja za proračun dinamičke čvrstoće, budući da se odnos naprežanja i defomacija materijala izloženog ciklusnom opterećenju znatno razlikuje od onog u slučaju razvlačenja.

Na temelju ovih nedostataka Pålmgren-Minerovog pravila, mogu se objasniti odstupanja vrijednosti zamornog oštećenja kod popuštanja od jedinične vrijednosti. Niske vrijednosti zamornog oštećenja (pravilo je nekonzervativno!) mogu se pripisati postojanju velikog broja ciklusa opterećenja niske amplitude (koja izvorno pravilo zanemaruje) i to u slučaju kada je srednje naprežanje blisko nuli. S druge strane, pravilo je konzervativno (visoke vrijednosti zamornog oštećenja kod popuštanja) ukoliko je srednje naprežanje pozitivno, kada može doći do stvaranja povoljnih tlačnih zaostalih naprežanja u području oko vrška pukotine koja usporavaju njen rast.

Osnovni nedostatak Pålmgren-Minerove hipoteze je temeljenje zamornog oštećenja samo na jednom parametru n/N . Ne mogu se zanemariti učinci međudjelovanja ciklusa opterećenja i pretpostaviti da je zamorno oštećenje u jednom ciklusu neovisno o stanju materijala koje su uzrokovali prethodni ciklusi. Međutim, jednostavnost primjene mu i dalje osigurava prevladavajuće korištenje u procjeni zamornog vijeka konstrukcijskih detalja.

3.4.1.2 Zatvoreni oblik jednadžbe za proračun zamornog vijeka

Ukoliko se pretpostavi da je slučajna raspodjela ciklusa naprežanja na detalju određena funkcijom gustoće vjerojatnosti $f(\Delta\sigma)$, moguće je postaviti zatvoreni oblik jednadžbe određivanja zamornog vijeka [11]. Tada je broj ciklusa s rasponom naprežanja u intervalu $(\Delta\sigma, \Delta\sigma + d\Delta\sigma)$

$$n_0 f(\Delta\sigma) d\Delta\sigma, \quad (3.206)$$

gdje je n_0 ukupan broj ciklusa naprežanja kojima je izvrnut konstrukcijski detalj, tako da je omjer zamornog oštećenja

$$D = \int_0^{\infty} \frac{n_0 f(\Delta\sigma)}{N(\Delta\sigma)} d\Delta\sigma, \quad (3.207)$$

gdje je $N(\Delta\sigma)$ broj ciklusa do loma kod konstantnog raspona naprežanja $\Delta\sigma$ koji se može odrediti iz analitičkog izraza za S-N krivulju (3.175)

$$S^m \cdot N = K_p$$

kao

$$N = K_p \Delta\sigma^{-m}, \quad (3.208)$$

a čijim se uvrštavanjem u jednadžbu (3.207) dobiva

$$D = \int_0^{\infty} \frac{n_0 f(\Delta\sigma)}{K_p \Delta\sigma^{-m}} d\Delta\sigma = \frac{n_0}{K_p} \int_0^{\infty} \Delta\sigma^m f(\Delta\sigma) d\Delta\sigma. \quad (3.209)$$

Budući da je naprezanje u detalju ergodičan stacionaran slučajni proces, koji slijedi Gaussovu razdiobu kod kojeg je $\mu = 0$, vrijedi

$$M_m = \int_0^{\infty} (x - \mu)^m f(x) dx = \int_0^{\infty} x^m f(x) dx. \quad (3.210)$$

Tada iz (3.209) slijedi

$$D = \frac{n_0}{K_p} M_m, \quad (3.211)$$

gdje je M_m moment m-tog reda razdiobe vjerojatnosti raspona naprezanja.

Dobro podudaranje dugoročne razdiobe raspona naprezanja s Weibullovom dvoparametarskom funkcijom gustoće vjerojatnosti [61]

$$f(x) = c\lambda x^{c-1} e^{-(\lambda x)^c} \quad (3.212)$$

je općeprihvaćena pretpostavka. Za raspone naprezanja funkcija (3.212) može se napisati i u obliku

$$f(\Delta\sigma) = \frac{h}{q} \left(\frac{\Delta\sigma}{q} \right)^{h-1} e^{-\left(\frac{\Delta\sigma}{q} \right)^h}, \quad (3.213)$$

gdje je $h = c$ parametar oblika, a $q = 1/\lambda$ parametar mjerila Weibullove razdiobe. Kombiniranjem (3.13) s jednadžbom zamornog oštećenja (3.209) dobiva se

$$D = \frac{n_0}{K_p} \int_0^{\infty} \Delta\sigma^m \frac{h}{q} \left(\frac{\Delta\sigma}{q} \right)^{h-1} e^{-\left(\frac{\Delta\sigma}{q} \right)^h} d\Delta\sigma. \quad (3.214)$$

Uz

$$t = \left(\frac{\Delta\sigma}{q} \right)^h \quad (3.215)$$

i

$$d\Delta\sigma = \frac{q}{h} \left(\frac{\Delta\sigma}{q} \right)^{1-h} dt, \quad (3.216)$$

slijedi

$$\begin{aligned}
 D &= \frac{n_0}{K_p} \int_0^{\infty} q^m \left(\frac{\Delta\sigma}{q} \right)^m \frac{h}{q} \left(\frac{\Delta\sigma}{q} \right)^{h-1} e^{-\left(\frac{\Delta\sigma}{q}\right)^h} \frac{q}{h} \left(\frac{\Delta\sigma}{q} \right)^{1-h} dt = \frac{n_0}{K_p} q^m \int_0^{\infty} \left(\frac{\Delta\sigma}{q} \right)^m e^{-t} dt = \\
 &= \frac{n_0}{K_p} q^m \int_0^{\infty} t^{\frac{m}{h}} e^{-t} dt, \tag{3.217}
 \end{aligned}$$

što se može napisati i kao

$$D = \frac{n_0}{K_p} q^m \int_0^{\infty} t^{\left(1+\frac{m}{h}\right)-1} e^{-t} dt. \tag{3.218}$$

Uvođenjem gama funkcije

$$\Gamma(n) = \int_0^{\infty} e^{-t} t^{n-1} dt. \tag{3.219}$$

iz (3.218) slijedi

$$D = \frac{n_0}{K_p} q^m \Gamma\left(1 + \frac{m}{h}\right), \tag{3.220}$$

što predstavlja općeprihvaćeni izraz za određivanje zamornog oštećenja.

Obično se razmatra više stanja krcanja broda, kada se, uz $n_0 = \nu_0 T_d$, zamorno oštećenje računa prema [23]

$$D = \frac{\nu_0 T_d}{K_p} \sum_{n=1}^{N_{load}} p_n q_n^m \Gamma\left(1 + \frac{m}{h_n}\right), \tag{3.221}$$

gdje je ν_0 prosječna frekvencija prolaska nule za dugoročni odziv, T_d projektni vijek broda (u sekundama), N_{load} ukupan broj razmatranih stanja krcanja, p_n dio projektnog vijeka kojeg brod provede u n-tom stanju krcanja ($\sum_i p_i \leq 1$, ali ne manje od 0.85; čime se obuhvaća vrijeme potrebno za utovar/istovar, popravke i slično, kada brod ne plovi), q_n parametar mjerila Weibullove razdiobe raspona napreznja za n-to stanje krcanja, a h_n parametar oblika Weibullove razdiobe raspona napreznja za n-to stanje krcanja.

Kada se koristi bilinearna S-N krivulja s promjenom nagiba krivulje, gornji izraz postaje složeniji [23], tj.

$$D = \nu_0 T_d \sum_{n=1}^{N_{load}} p_n \left\{ \frac{q_n^{m_1}}{K_{p1}} \Gamma\left(1 + \frac{m_1}{h_n}; \left(\frac{S_0}{q_n}\right)^{h_n}\right) + \frac{q_n^{m_2}}{K_{p2}} \Gamma\left(1 + \frac{m_2}{h_n}; \left(\frac{S_0}{q_n}\right)^{h_n}\right) \right\}, \tag{3.222}$$

gdje je S_0 raspon napreznja kod kojeg se javlja promjena nagiba S-N krivulje, $\gamma(x, y)$ nepotpuna gama funkcija, a $\Gamma(x, y)$ komplementarna nepotpuna gama funkcija.

Iz pretpostavke uskopojasnosti spektra napreznja proizlazi da svaka kratkoročna razdioba raspona napreznja slijedi Rayleighovu razdiobu

$$f(\Delta\sigma) = \frac{\Delta\sigma}{4m_0} e^{-\frac{\Delta\sigma^2}{8m_0}}, \quad (3.223)$$

gdje je m_0 moment nultog reda kratkoročnog odziva napreznja. Uvrštavanjem (3.223) u jednadžbu (3.209) dobiva se

$$D = \frac{n_0}{K_p} \int_0^\infty \Delta\sigma^m \frac{\Delta\sigma}{4m_0} e^{-\frac{\Delta\sigma^2}{8m_0}} d\Delta\sigma. \quad (3.224)$$

Uz

$$t = \frac{\Delta\sigma^2}{8m_0} \quad (3.225)$$

i

$$d\Delta\sigma = \frac{4m_0}{\Delta\sigma} dt, \quad (3.226)$$

iz (3.224) slijedi

$$D = \frac{n_0}{K_p} \int_0^\infty \Delta\sigma^m \frac{\Delta\sigma}{4m_0} e^{-t} \frac{4m_0}{\Delta\sigma} dt = \frac{n_0}{K_p} (2\sqrt{2m_0})^m \int_0^\infty t^{\frac{m}{2}} e^{-t} dt, \quad (3.227)$$

što se može napisati i kao

$$D = \frac{n_0}{K_p} (2\sqrt{2m_0})^m \int_0^\infty t^{\left(1+\frac{m}{2}\right)-1} e^{-t} dt, \quad (3.228)$$

tako da uz (3.219) proizlazi

$$D = \frac{n_0}{K_p} (2\sqrt{2m_0})^m \Gamma\left(1 + \frac{m}{2}\right), \quad (3.229)$$

što predstavlja zamorno oštećenje za pojedini kratkoročni spektar napreznja. Uzimanjem u obzir svih kombinacija smjerova napredovanja broda u odnosu na valove i stanja mora, uz $n_0 = v_0 T_d$, izraz za zamorno oštećenje glasi [23]

$$D = \frac{v_0 T_d}{K_p} \Gamma \left(1 + \frac{m}{2} \right) \sum_{i,j=1}^{a,b} A_{ij} \left(2\sqrt{2m_{0ij}} \right)^m, \quad (3.330)$$

gdje je a ukupan broj razmatranih smjerova plovidbe broda, b ukupan broj stanja mora, a A_{ij} dio projektnog vijeka proveden unutar određene kombinacije smjera napredovanja broda i stanja mora [23]

$$A_{ij} = \frac{p_{ij} v_{ij}}{\sum_{ij} p_{ij} v_{ij}}. \quad (3.331)$$

U jednadžbi (3.331) p_{ij} je vjerojatnost pojavljivanja pojedine kombinacije stanja mora i smjera plovidbe broda, dok je

$$v_{ij} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_{2ij}}{m_{0ij}}} \quad (3.332)$$

prosječna frekvencija prelaska nule za kombinaciju stanja mora i smjera plovidbe broda.

Opet je nužno razmotriti sva stanja krcanja, tako da izraz za ukupno zamorno oštećenje ima oblik [23]

$$D = \frac{v_0 T_d}{K_p} \Gamma \left(1 + \frac{m}{2} \right) \sum_{n=1}^{N_{load}} p_n \sum_{i,j=1}^{a,b} A_{ij} \left(2\sqrt{2m_{0ijn}} \right)^m, \quad (3.333)$$

gdje je N_{load} ukupan broj razmatranih stanja krcanja, a p_n dio projektnog vijeka kojeg brod provede u n-tom stanju krcanja.

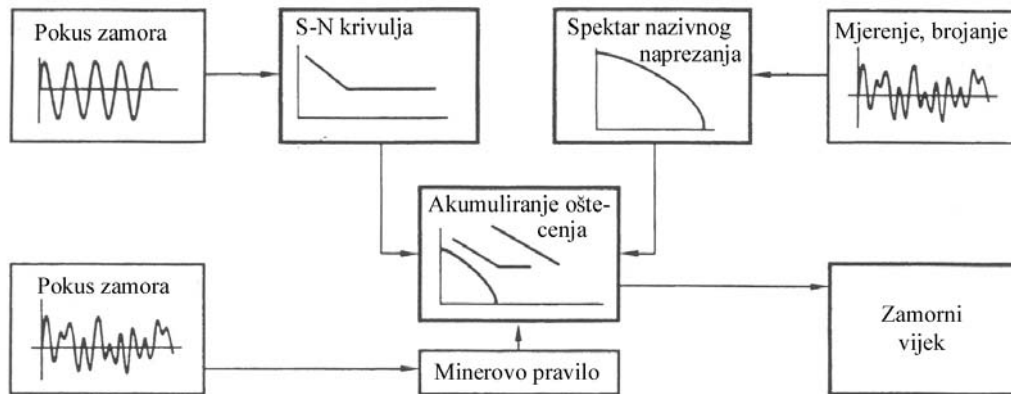
I u ovom slučaju korištenjem bilinearne S-N krivulja s promjenom nagiba krivulje, izraz (3.333) postaje složeniji [23]

$$D = v_0 T_d \sum_{n=1}^{N_{load}} p_n \sum_{i,j} \left\{ \frac{\left(2\sqrt{2m_{0ijn}} \right)^{m_1}}{K_{p1}} \Gamma \left(1 + \frac{m_1}{2}; \left(\frac{S_0}{2\sqrt{2m_{0ijn}}} \right)^2 \right) + \frac{q_n^{m_2}}{K_{p2}} \gamma \left(1 + \frac{m_2}{2}; \left(\frac{S_0}{2\sqrt{2m_{0ijn}}} \right)^2 \right) \right\} \quad (3.334)$$

3.4.1.3 Pristup nazivnog naprezanja

Ovo je najstariji i najjednostavniji pristup procjeni zamornog vijeka koji je donedavno bio standardan kod projektiranja brodskih konstrukcija. Učinke koncentracije naprezanja uslijed geometrije detalja i prisutnosti zavara obuhvaća odgovarajuća S-N krivulja i stoga se kao relevantno naprezanje uzima prosječno naprezanje cijelog konstrukcijskog detalja, dovoljno daleko od mjesta koncentracije naprezanja.

Oblik zavarenog spoja je često izuzetno složen, tako da je gotovo nemoguće odrediti nazivno naprezanje, čak i kada se koristi metoda konačnih elemenata [52].



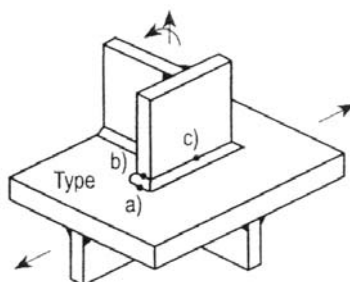
Slika 3.64 Pristup nazivnog naprezanja [62]

Ukoliko bi se za određeni detalj konstrukcije pokusima došlo do posebne S-N krivulje, pristup nazivnog naprezanja dao bi prilično točne rezultate. Međutim, odabir S-N krivulje obično se zasniva na smještanje razmatranog detalja u neku od klasa u katalogu konstrukcijskih detalja, na temelju inženjerske procjene o sličnim koncentracijama naprezanja. To može dovesti do velikih pogrešaka u procjeni zamornog vijeka i stoga su na važnosti dobile druge metode, osobito razvojem računala koji je omogućio široku primjenu metode konačnih elemenata.

3.4.1.4 Pristup žarišnog naprezanja

Ovaj pristup razvijen je za analizu zavarenih cjevnih spojeva na pomorskim konstrukcijama [52]. Njegovu sve širu upotrebu omogućuje dostupnost snažnih računala i računalnih programa koji su detaljne analize konačnim elementima učinile pristupačnim širokom krugu inženjera. Naprezanje se računa u *žarištu*, točki za koju se očekuje da će postati mjestom začetka pukotine i ono uključuje učinke koncentracije naprezanja uslijed geometrije spoja. Nelinearni vršak naprezanja zbog zareza u vrhu zavara obuhvaćen je odgovarajućom S-N krivuljom. Dostatna je jedna S-N krivulja za većinu konstrukcijskih detalja, pod uvjetom jednake geometrije vrha zavara (jednakog postupka zavarivanja). Odabir projektne S-N krivulje za ovaj pristup predmet je brojnih istraživanja, tako da oko toga još nije postignuta šira suglasnost [59].

Razmatrani detalj zavarenog spoja obično se nalazi u dvoosnom polju naprezanja. Tada je najčešće dostatno primijeniti pristup žarišnog naprezanja na ono glavno naprezanje koje djeluje približno okomito (45° - 90°) na vrh zavara [52]. Ovaj se pristup može primijeniti samo u slučajevima kada do popuštanja može doći uslijed rasta pukotine iz vrha zavara i to kada izmjenično glavno naprezanje pretežno djeluje poprečno na vrh zavara [52, 54].

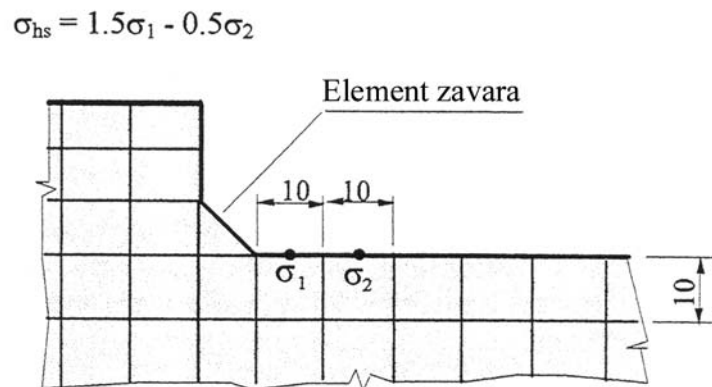


Slika 3.65 Vrste žarišta kod zavarenih konstrukcija [54]

Općeprihvaćena je činjenica da, za slučajeve žarišta a) i c) sa slike 3.65, raspodjela naprezanja u blizini zavora ovisi, između ostalog, o debljini lima. Stoga se naprezanje u žarištu obično određuje ekstrapoliranjem naprezanja iz točaka na određenim udaljenostima od vrha zavora. Međunarodni institut za zavarivanje predlaže linearno ekstrapoliranje iz točaka udaljenih $0.4t$ (budući da tu praktično prestaje nelinearan utjecaj zarez) i $1.0t$ od vrha zavora, ali oko vrste ekstrapoliranja i položaja točaka još ne postoji široka suglasnost i to je predmet opsežnih istraživanja.

U slučaju b) sa slike 3.65, kada pukotina nastaje na rubu lima iz vrha zavora, raspodjela naprezanja u blizini vrha zavora obično ne ovisi o debljini lima [54]. Nelinearnost u okolici vrha zavora nije posljedica samo zarez na vrhu zavora, već i lokalne geometrije [52]. Stoga nije lako razdvojiti ta dva učinka, što je za primjenu ovog pristupa nužno. Za ove se slučajeve preporučuje linearno ekstrapoliranje iz točaka smještenih na rubu, po sredini elemenata veličine $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$, udaljenih 5 mm i 15 mm od vrha zavora

$$\sigma_{hs} = 1.5\sigma(5 \text{ mm}) - 0.5\sigma(15 \text{ mm}). \quad (3.335)$$



Slika 3.66 Model za računanje žarišnih naprezanja u slučaju b) sa slike 3.65 [52]

Može se primijeniti i fina mreža konačnih elemenata, kada se modeliraju tri elementa širi 4 mm duž linije vrha zavora. Kvadratno ekstrapoliranje tada se temelji na napreznjima u čvorovima, udaljenima $4, 8$ i 12 mm od vrha zavora [52]:

$$\sigma_{hs} = 3\sigma(4 \text{ mm}) - 3\sigma(8 \text{ mm}) + \sigma(12 \text{ mm}) \quad (3.336)$$

3.4.1.5 Pristup zareznog naprezanja

Pristup zareznog naprezanja obično se temelji na pretpostavci linearno-elastičnog ponašanja materijala. Preporučuje se njegovo obavezno korištenje kod računanja dinamičke izdržljivosti na rubovima lima bez zavora [59]. Kada se primjenjuje na zavarene spojeve, razmatra se ukupno vršno naprezanje u zarezu, pri čemu se u obzir uzima geometrija vrha zavora, uz pretpostavku da na vrhovima zavora postoji fiktivni kružni zarez polumjera 1 mm [62]. Stoga je potrebna univerzalna S-N krivulja koja bi predstavljala zamornu otpornost osnovnog materijala u zoni utjecaja topline [59].

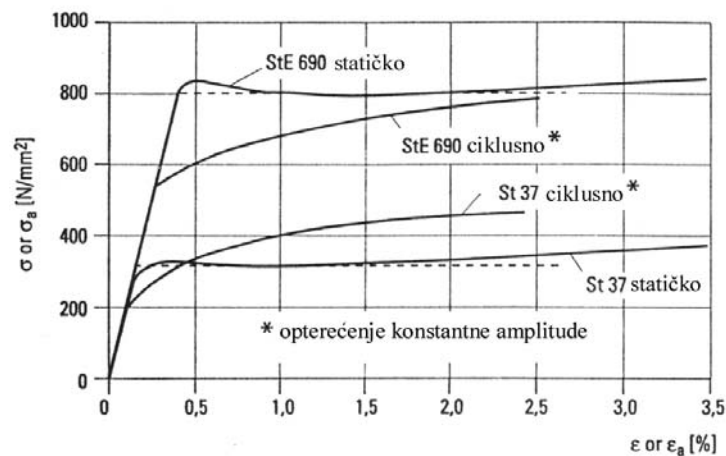
Nekoliko klasifikacijskih društava, poput Det Norske Veritasa [23], Bureau Veritasa [38] i Registro Italiano Navale, temelji metode procjene zamornog vijeka upravo na pristupu zareznog naprezanja.

3.4.1.6 Pristup zarezne deformacije

Ovaj pristup prikladan je za slučajeve niskociklusnog zamora kada su primijenjena naprezanja često viša od granice tečenja materijala, tako da je potrebno obuhvatiti učinke plastičnog tečenja materijala [59, 39]. Predviđanje zamornog vijeka pristupom zarezne deformacije zahtijeva sljedeće podatke [39]:

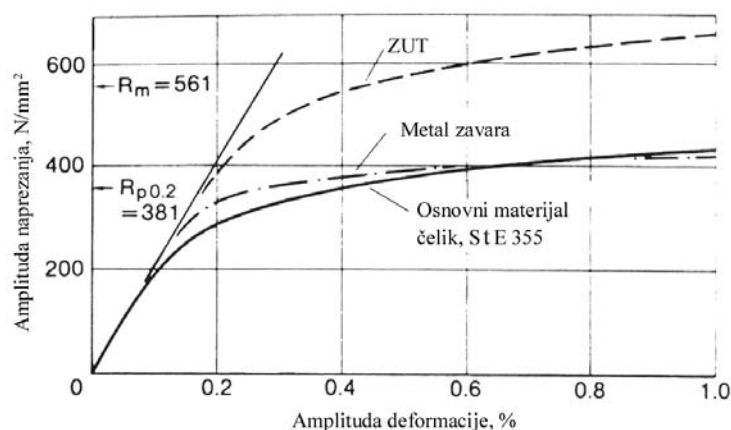
- krivulju $\sigma - \varepsilon$ materijala izloženog ciklusnom opterećenju,
- odnos između opterećenja i lokalne deformacije (krivulja tečenja) i
- otpornost materijala na oštećenje.

Ponašanje materijala pod ciklusnim opterećenjem potpuno je drugačije od onoga u slučaju statičkog opterećenja.



Slika 3.67 Krivulje $\sigma - \varepsilon$ materijala za St 37 i St E 690 [39]

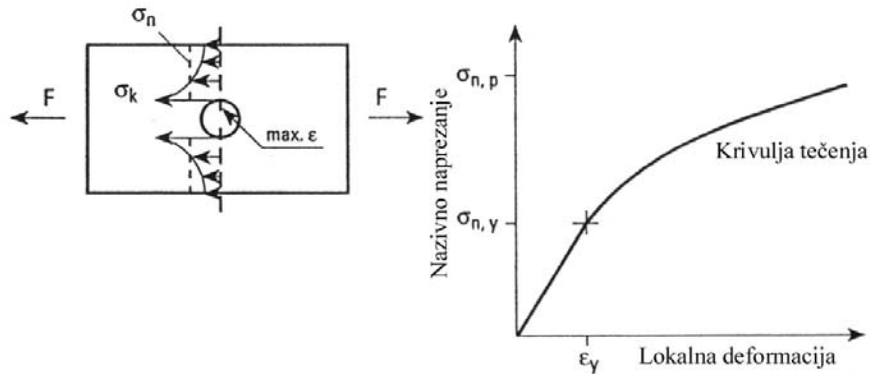
Procesi lokalnog otvrdnjavanja ili omekšavanja materijala pripisuju se promjenama u strukturi materijala. Te krivulje razlikuju se za osnovni materijal, metal zavara i zonu utjecaja topline.



Slika 3.68 Krivulje $\sigma - \varepsilon$ za osnovni materijal, metal zavara i ZUT [63]

Krivulja $\sigma - \varepsilon$ pod ciklusnim opterećenjem značajno je viša za zonu utjecaja topline, u odnosu na preostale dvije krivulje, što se može pripisati otvrdnjavanju uslijed toplinskih ciklusa primijenjenih za vrijeme zavarivanja.

Krivulja tečenja promatranog elementa dobiva se elastoplastičnom analizom zareznog napreznja pomoću metode konačnih elemenata.

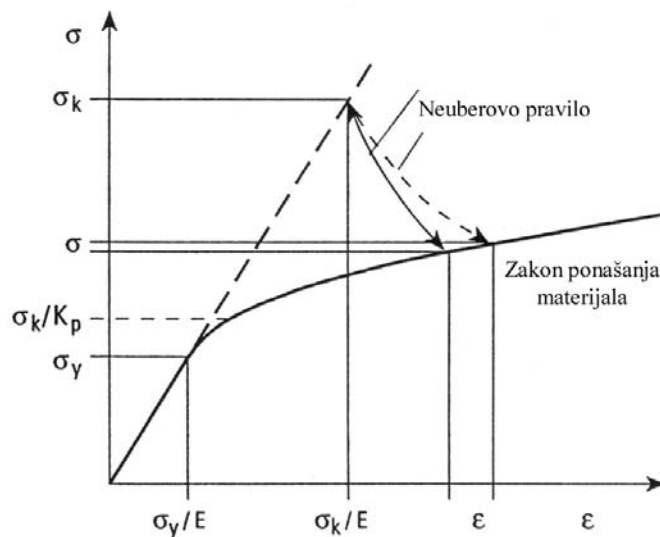


Slika 3.69 Krivulja tečenja konstrukcijskog elementa [39]

Kako bi se izbjegle dugotrajne i skupe nelinearne analize, često se lokalne deformacije uslijed djelovanja nazivnih napreznja određuju približnim formulama. Najpoznatija od njih je Neuberova [39, 59]

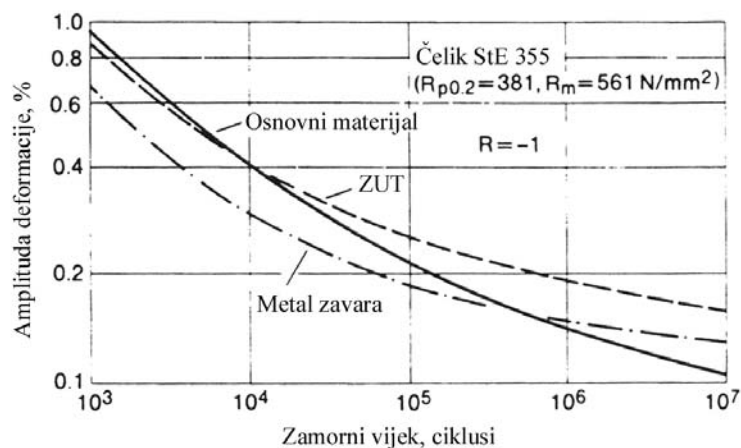
$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \left(\frac{\sigma_k}{\sigma} \right)^2 \quad (3.337)$$

koja lokalnu deformaciju određuje na temelju nazivnog napreznja, faktora elastične koncentracije napreznja i $\sigma - \varepsilon$ krivulje materijala, a koja ima oblik hiperbole u $\sigma - \varepsilon$ dijagramu, slika 3.70.



Slika 3.70 Prikaz Neuberovog pravila u $\sigma - \varepsilon$ dijagramu [39]

Otpornost materijala na zamorno oštećenje može se prikazati $\varepsilon_a - N$ krivuljom koja je ekvivalentna S-N krivulji u drugim pristupima [63].

Slika 3.71 ε_a -N krivulja [63]

3.4.2 Pristup mehanike loma

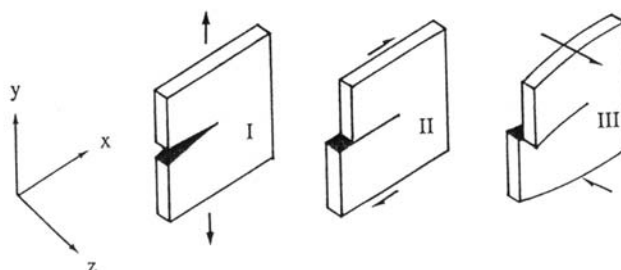
Iako rast pukotine podrazumijeva plastično tečenje u okolini vrška pukotine, veličina tog područja je relativno mala, tako da se može primijeniti linearno-elastična mehanika loma (LEFM). Ona se temelji na već spomenutom Paris-Erdoganovom zakonu (vidi odjeljak 3.3.2) koji brzinu rasta pukotine stavlja u funkciju samo raspona faktora intenzivnosti naprežanja.

Postupkom zavarivanja, bez obzira na kvalitetu obavljenog posla, uvode se početna oštećenja u zavarenim spojevima. U slučaju nedostatka drugih podataka o oštećenju, može se smatrati da uobičajena praksa zavarivanja dovodi do pukotina početne duljine 0.5 mm [11]. Iskustvo sa zavarenim spojevima iz aluminijskih legura pokazalo je uobičajene pogreške veličine 0.013-0.38 mm [5]. Kada se metoda koristi za procjenu preostalog životnog vijeka konstrukcije na kojoj je pukotina zamijećena, kao početna duljina pukotine uzima se veličina izmjerena metodama nerazornog ispitivanja.

Otpornost materijala na rast zamornih pukotina obrađena je u odjeljku 3.3.2, stoga će se u nastavku pažnja posvetiti određivanju faktora intenzivnosti naprežanja.

3.4.2.1 Faktor intenzivnosti naprežanja

Tri su osnovna načina otvaranja pukotine koji se razlikuju prema gibanju gornje i donje površine pukotine.



Slika 3.72 Načini otvaranja pukotine [64]

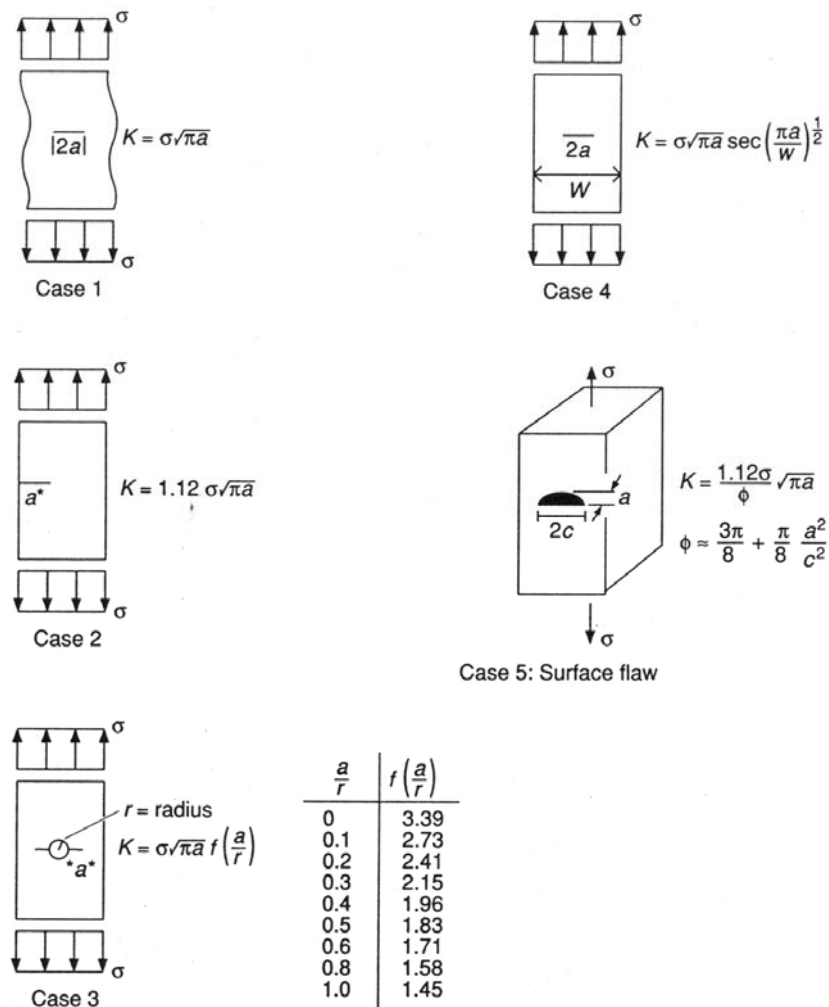
Prvi se obično naziva rascjepnim zbog razdvajanja površina pukotine; drugi, kod kojeg jedna površina klizi preko druge u smjeru napredovanja pukotine, smičnim; a treći uvojnim, budući da jedna površina klizi preko druge okomito na smjer rasta pukotine.

Faktor intenzivnosti naprezanja ovisi o primijenjenom opterećenju, geometriji dijela s pukotinom te veličini i obliku pukotine. Uobičajeni oblik faktora intenzivnosti naprezanja [60, 64] za prvi način otvaranja pukotine dan je jednadžbom (3.183)

$$K = \beta\sigma\sqrt{\pi a},$$

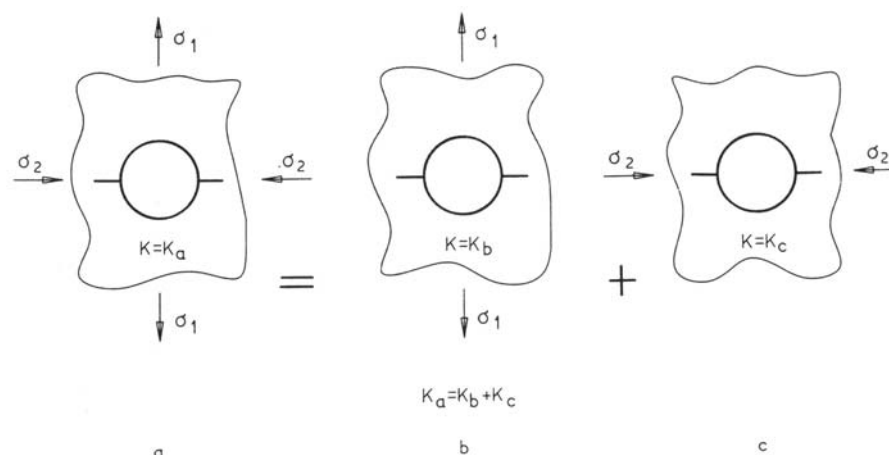
gdje je β geometrijski faktor, a duljina pukotine, a σ nazivno naprezanje (dovoljno daleko od pukotine) okomito na smjer širenja pukotine.

Faktor geometrije izračunat je za mnoge konfiguracije pukotine, a rezultati se nalaze u priručnicima, primjer donosi slika 3.73.



Slika 3.73 Rješenja faktora intenzivnosti naprezanja [5]

U praktičnim problemima opterećenje i konstrukcija toliko su složeni da ovakva dostupna rješenja faktora intenzivnosti naprezanja nisu dostatna. Jedna od najjednostavnijih i najčešće korištenih metoda proračuna faktora intenzivnosti naprezanja je metoda superponiranja. Složena opterećenja rastavljaju se na jednostavna za koja postoje rješenja, a ukupno rješenje dobiva se zbrajanjem pojedinih faktora intenzivnosti naprezanja.



Slika 3.74 Superponiranje faktora intenzivnosti naprezanja [11]

3.4.2.2 Linearna akumulacija oštećenja

Dio zamornog vijeka koji pokriva fazu napredovanja pukotine može se izraziti u obliku [11]

$$N_p = \int_{N_i}^{N_f} dN = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{(da/dN)}, \quad (3.338)$$

gdje je a_i početna duljina pukotine, a a_f kritična duljina kod koje dolazi do popuštanja. Uvrštavanjem izraza za faktor intenzivnosti naprezanja (3.183) te Paris-Erdoganovog zakona (3.190) dobiva se

$$N_p = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C(\Delta K)^m} = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C(\beta \Delta \sigma \sqrt{\pi a})^m} = \frac{1}{C\pi^{m/2}} \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{(\beta \Delta \sigma \sqrt{a})^m}, \quad (3.339)$$

što, u slučaju konstantne amplitude naprezanja prelazi u [11]

$$N_p = \frac{1}{C\Delta\sigma^m \pi^{m/2}} \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{\beta^m a^{m/2}}. \quad (3.340)$$

Kada je faktor geometrije jednostavna funkcija, gornji integral može se riješiti analitički, ali u općem slučaju koristi se numerička integracija. U slučajevima u kojem β ne ovisi o duljini pukotine (koji su iznimka, ne pravilo)

$$N_p = \frac{1}{C\Delta\sigma^m \beta^m \pi^{m/2}} \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{a^{m/2}} = \frac{1}{C\Delta\sigma^m \beta^m \pi^{m/2}} \cdot \frac{a_f^{1-m/2} - a_i^{1-m/2}}{1 - \frac{m}{2}}. \quad (3.341)$$

Kritična duljina pukotine slijedi iz izraza za faktor intenzivnosti naprezanja, ukoliko se postavi vrijednost K_C

$$K_C = \beta \sigma \sqrt{\pi a_c}, \quad (3.342)$$

odakle slijedi

$$a_c = \frac{K_C^2}{\beta^2 \sigma^2 \pi}. \quad (3.343)$$

Iz (3.340) nalazi se da je

$$N_p C \Delta \sigma^m \pi^{m/2} = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{\beta^m a^{m/2}} = I. \quad (3.344)$$

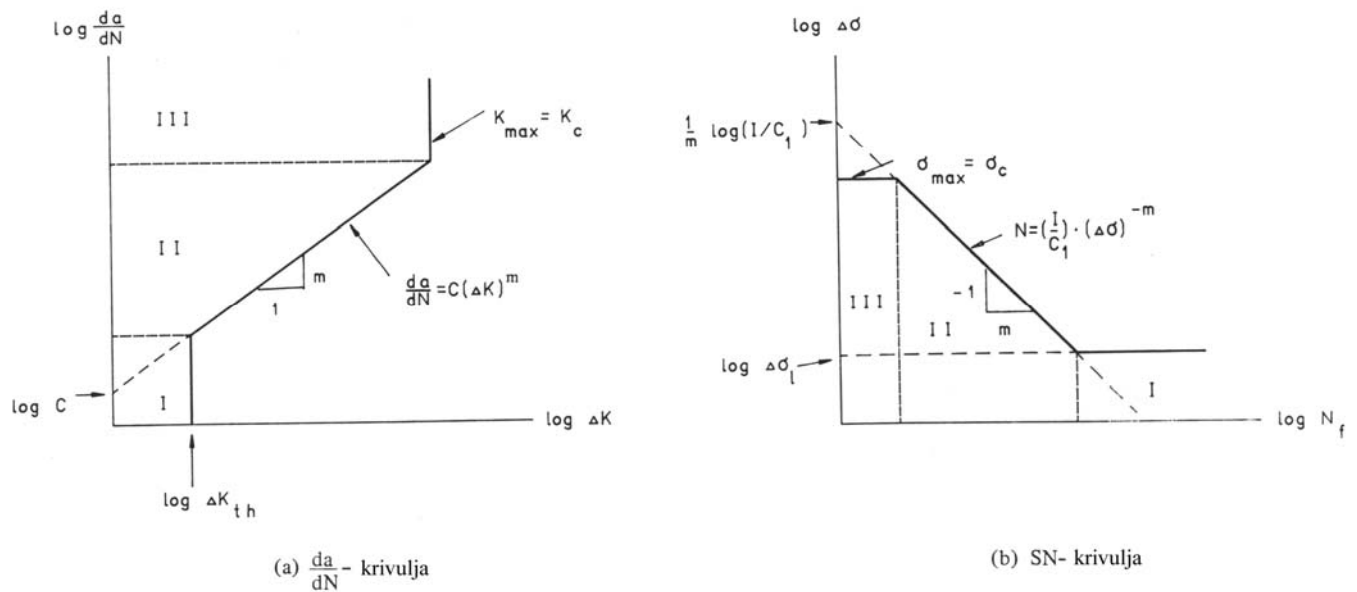
Član na desnoj strani jednadžbe ovisi o geometriji (vanjskoj te geometriji pukotine), a o naprezanju je ovisan samo preko kritične duljine pukotine [11]. Kada je $a_f \gg a_i$, taj utjecaj postaje zanemariv pa je

$$I = C_1 \Delta \sigma^m N_p. \quad (3.345)$$

Ukoliko se pretpostavi da je razdoblje početka pukotine zanemarivo, tada je razdoblje rasta pukotine jednako zamornom vijeku

$$\Delta \sigma^m N = \frac{I}{C_1}, \quad (3.346)$$

što je dobro poznati oblik S-N krivulje.



Slika 3.75 Odnos između $\frac{da}{dN}$ - ΔK i S-N krivulje [11]

U slučaju primjene opterećenja promjenljive amplitude, razmatra se ciklus po ciklus, pri čemu opterećenje unutar svakog ciklusa ima konstantnu amplitudu [14]

$$\int_{a_i}^{a_1} \frac{da}{(\beta\sqrt{\pi a})^m} = C\Delta\sigma_1^m n_1, \quad (3.347)$$

$$\int_{a_1}^{a_2} \frac{da}{(\beta\sqrt{\pi a})^m} = C\Delta\sigma_2^m n_2,$$

gdje je n_i broj ciklusa opterećenja koji proizvode raspon naprezanja $\Delta\sigma_i$. U cijelom vijeku pukotine, dok ona ne dosegne kritičnu duljinu

$$\int_{a_i}^{a_1} \frac{da}{(\beta\sqrt{\pi a})^m} + \int_{a_1}^{a_2} \frac{da}{(\beta\sqrt{\pi a})^m} + \dots + \int_{a_j}^{a_f} \frac{da}{(\beta\sqrt{\pi a})^m} = C(\Delta\sigma_1^m n_1 + \Delta\sigma_2^m n_2 + \dots + \Delta\sigma_k^m n_k) \quad (3.348)$$

Suma svih integrala na lijevoj strani jednadžbe jednaka je integralu u granicama $a_i - a_f$

$$\int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{(\beta\sqrt{\pi a})^m} = I. \quad (3.349)$$

Naprezanja se mogu izraziti preko odgovarajućih zamornih vjekova

$$\Delta\sigma_1^m = \frac{1}{CN_1}, \quad \Delta\sigma_2^m = \frac{1}{CN_2}, \dots, \quad (3.350)$$

što, uvrštavanjem u jednadžbu (3.348) daje

$$I = C\left(\frac{1}{CN_1} n_1 + \frac{1}{CN_2} n_2 + \dots + \frac{1}{CN_k} n_k\right) = I \sum_i \frac{n_i}{N_i}. \quad (3.351)$$

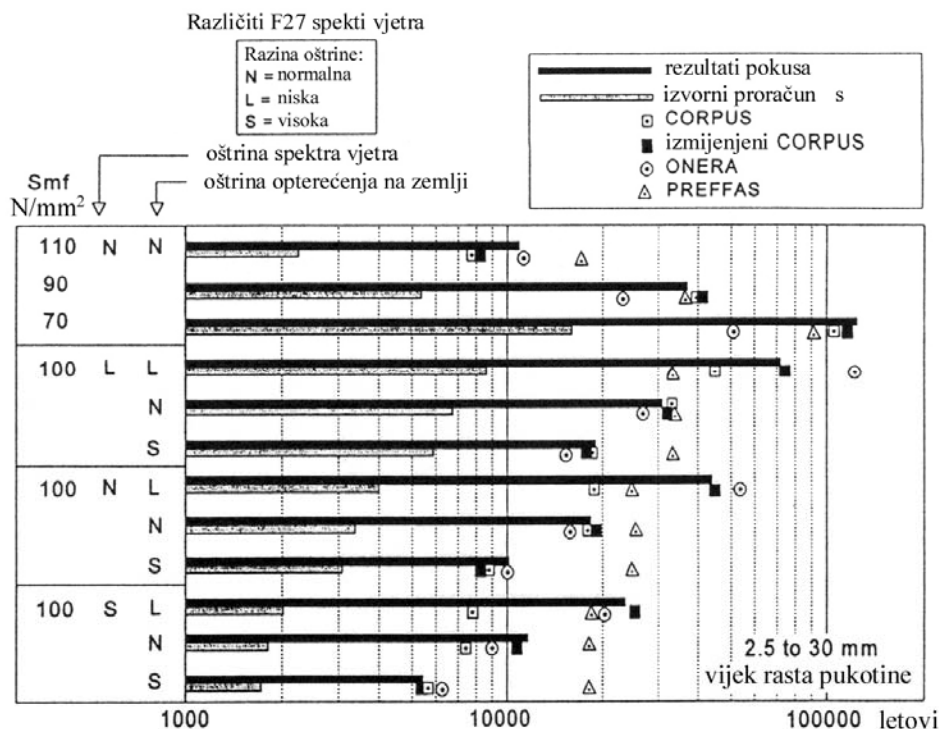
Kod popuštanja vrijedi

$$\sum_i \frac{n_i}{N_i} = 1, \quad (3.352)$$

što odgovara Pålmgren-Minerovom pravilu.

Nedostaci ovog pritupa također se podudaraju s onima kod Pålmgren-Minerovog pravila, a to su zanemarivanje redoslijeda opterećenja (kada uslijed preopterećenja i uvođenja povoljnih tlačnih zaostalih naprezanja u okolini vrha pukotine može doći do usporavanja njenog rasta) te zanemarivanje učinaka međudjelovanja između pojedinih ciklusa opterećenja, smatrajući da je rast pukotine u pojedinom ciklusu neovisan o proživljenom opterećenju. Čestu primjenu ovaj model također zahvaljuje prvenstveno svojoj jednostavnosti.

Paris-Erdoganova jednadžba konzervativna je na prijelazu u srednje područje, slika 3.58, dok je na prijelazu u područje popuštanja nekonzervativna. Obično se većina zamornog vijeka provede u područjima stabilnog rasta pukotine, dok je u blizini područja C vijek dosta kratak. Stoga se dobivaju konzervativni rezultati, odnosno, izračunati vijek je manji od stvarnog zamornog vijeka [11], što potvrđuju i rezultati pokusa.



Slika 3.76 Usporedba izračunatog i pokusnog zamornog vijeka [12]

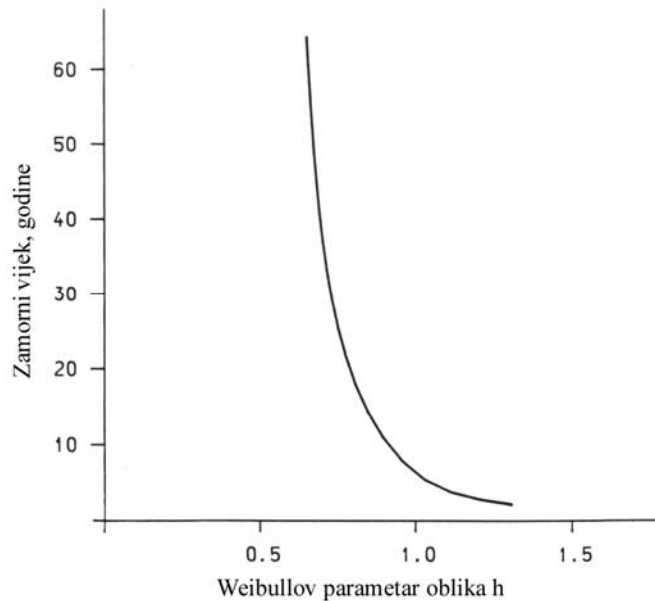
3.4.3 Vjerojatnosni pristup

Većini podataka koji se koriste u proračunima zamornog vijeka konstrukcijskih detalja mogu se pripisati velike nesigurnosti povezane s načinom njihovog određivanja. Raspršenost podataka o zamornom vijeku posljedica je pojednostavljenja koja se moraju načiniti u svakom od četiri osnovna koraka u proračunu dinamičke izdržljivosti [11, 15]:

- proračunu opterećenja,
- proračunu naprezanja,
- određivanju zamorne otpornosti i
- primjeni hipoteze akumuliranja oštećenja.

Pogreške u proračunu opterećenja proizlaze iz opisa valne okoline (dijagram raspršenosti valova, valni spektar, odabrane valne duljine, odabrani kutovi napredovanja broda u odnosu na valove) te samog proračuna hidrodinamičkog opterećenja (odabrana valna teorija, pojednostavljeni postupak proračuna).

Kvaliteta rezultata dobivenih proračunom naprezanja ovisit će o ispravnoj primjeni metode konačnih elemenata – odabiru prikladne veličine mreže konačnih elemenata modela koja može opisati raspodjelu naprezanja na željenom mjestu. Daljnja nesigurnost proizlazi iz postupka stvaranja dugoročne razdiobe naprezanja, pri čemu se obično pretpostavlja da dugoročna raspodjela raspona naprezanja slijedi dvoparametarsku Weibullovu razdiobu. Proračun zamornog vijeka osobito je osjetljiv na parametar oblika Weibullove razdiobe, slika 3.77.



Slika 3.77 Zamorni vijek kao funkcija Weibullovog parametra oblika [11]

Raspršenost je urođena mehaničkim svojstvima materijala. To vrijedi i za otpornost konstrukcijskih detalja na zamorno oštećenje – bilo da se ona izražava preko S-N krivulja, bilo preko krivulja koje povezuju brzinu rasta zamornih pukotina s rasponom faktora intenzivnosti napreznja.

U prethodna dva odjeljka pokazano je kako pretpostavka linearnog akumuliranja oštećenja unosi dodatne nesigurnosti u proračun zamornog vijeka, zanemarujući učinke redosljeda djelovanja opterećenja, kao i one međudjelovanja pojedinih ciklusa opterećenja, pogrešno pretpostavljajući da je zamorno oštećenje u pojedinom ciklusu neovisno o dotad proživljenom opterećenju.

Razmotrene nesigurnosti pokazuju da se ne treba previše pouzdati u izračunati zamorni vijek. Parametre proračuna treba birati tako da daju konzervativnu procjenu dinamičke čvrstoće. Osobito treba paziti kako se ne bi podcijenila napreznja, budući da je zamorni vijek obrnuto srazmjernan s trećom potencijom raspona napreznja.

3.4.3.1 Vjerojatnosni pristup S-N krivulje

Ovaj pristup usmjeren je na određivanje racionalnog faktora sigurnosti prilikom proračuna zamornog vijeka. U općeprihvaćenom izrazu za određivanje zamornog oštećenja pristupom S-N krivulje (3.220)

$$D = \frac{n_0}{K_p} q^m \Gamma \left(1 + \frac{m}{h} \right)$$

parametar mjerila Weibullove razdiobe q može se zamijeniti maksimalnim rasponom napreznja $\Delta\sigma_0$ u n_0 ciklusa opterećenja. Vjerojatnost da će se premašiti raspon napreznja $\Delta\sigma_0$ iznosi

$$Q(\Delta\sigma_0) = P\{\Delta\sigma > \Delta\sigma_0\} = 1 - P\{\Delta\sigma \leq \Delta\sigma_0\}. \quad (3.353)$$

Posljednji član u jednadžbi (3.353) predstavlja funkciju raspodjele vjerojatnosti

$$F(\Delta\sigma_0) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\Delta\sigma_0) d(\Delta\sigma_0) \quad (3.354)$$

koja za slučaj Weibullove razdiobe iznosi

$$F(\Delta\sigma_0) = 1 - e^{-\left(\frac{\Delta\sigma_0}{q}\right)^h} \quad (3.355)$$

Uvrštavanjem (3.355) u (3.353) dobiva se

$$Q(\Delta\sigma_0) = 1 - F(\Delta\sigma_0) = e^{-\left(\frac{\Delta\sigma_0}{q}\right)^h} \quad (3.356)$$

Vjerojatnost da će se maksimalni raspon naprežanja $\Delta\sigma_0$ dostići, ili premašiti u n_0 ciklusa naprežanja iznosi

$$Q(\Delta\sigma_0) = \frac{1}{n_0} \quad (3.357)$$

Izjednačavanjem jednadžbi (3.356) i (3.357) dobiva se

$$\frac{1}{n_0} = e^{-\left(\frac{\Delta\sigma_0}{q}\right)^h}, \quad (3.358)$$

odakle antilogaritmiranjem slijedi

$$-\ln n_0 = -\left(\frac{\Delta\sigma_0}{q}\right)^h, \quad (3.359)$$

tako da je

$$q = \frac{\Delta\sigma_0}{(\ln n_0)^{1/h}} \quad (3.360)$$

Uvrštavanjem izraza (3.360) u jednadžbu za određivanje zamornog oštećenja (3.220) dobiva se

$$D = \frac{n_0}{K_p} \frac{\Delta\sigma_0^m}{(\ln n_0)^{m/h}} \Gamma\left(1 + \frac{m}{h}\right), \quad (3.361)$$

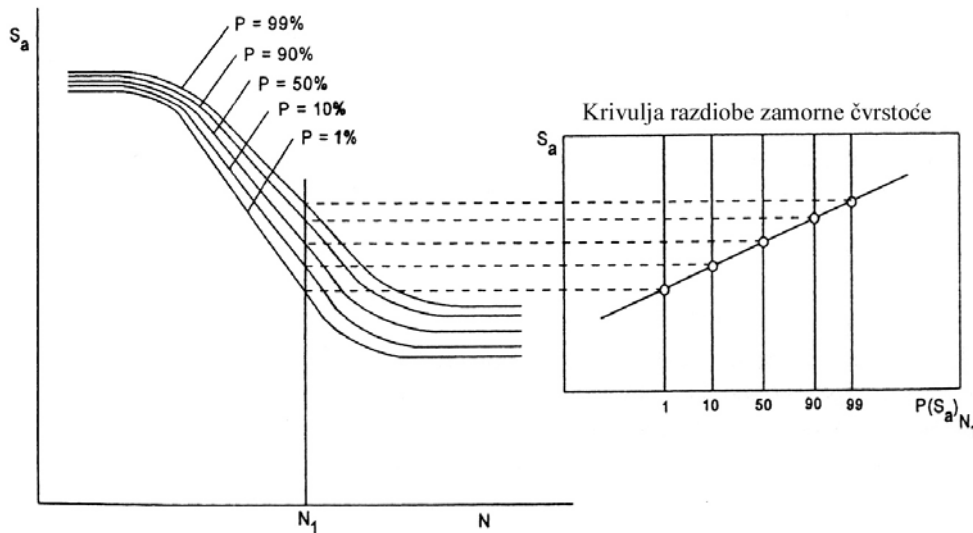
alternativan izraz za proračun zamornog oštećenja pristupom S-N krivulje. Uz

$$n_0 = v_0 T_f, \quad (3.362)$$

gdje je ν_0 prosječna frekvencija prolaska nule dugoročnog odziva, a T_f životni vijek konstrukcijskog detalja, dobiva se izraz

$$D_f = \frac{\nu_0 T_f}{K_p} \frac{\Delta\sigma_0^m}{(\ln n_0)^{m/h}} \Gamma\left(1 + \frac{m}{h}\right) \quad (3.363)$$

koji određuje slučajnu varijablu D_f koja označava zamorno oštećenje kod popuštanja i uključuje nesigurnosti povezane s primjenom Pålmgren-Minerove hipoteze linearnog akumuliranja oštećenja. Slično tome, K_p je također slučajna varijabla u logaritamskim koordinatama i ona uključuje nesigurnost povezanu s urođenom raspršenosti podataka o zamornoj otpornosti detalja.



Slika 3.78 Vjerojatnosne S-N krivulje [12]

Ovisno o željenoj vjerojatnosti popuštanja, srednja S-N krivulja dobivena pokusima (50%-tna vjerojatnost popuštanja) pomiče se, što rezultira S-N krivuljom povezanom s određenom vjerojatnošću popuštanja. Krivulje sa slike 3.78 koje odgovaraju vjerojatnosti popuštanja od 1%, 5% i 10% (odnosno vjerojatnosti preživljavanja 99%, 95% i 90%), dobivene su pomicanjem srednje krivulje za 2.32, 1.645 i 1.28 standardnih devijacija normalne razdiobe. Osim toga, moguće je obuhvatiti i druge učinke na zamornu otpornost, npr. učinak debljine (daljnjim pomicanjem S-N krivulje), ili Haibachov učinak (korištenjem bilinearne S-N krivulje).

Usljed nesigurnosti povezanih s proračunom napreznja, možemo pretpostaviti da je i $\Delta\sigma_0$ slučajna varijabla s normalnom razdiobom u logaritamskim koordinatama. U tom slučaju isto vrijedi i ta životni vijek detalja

$$T_f = \frac{(\ln n_0)^{m/h}}{\nu_0} \frac{K_p D_f}{\Gamma\left(1 + \frac{m}{h}\right) \Delta\sigma_0^m} \quad (3.364)$$

Vjerojatnost zamornog popuštanja može se definirati kao

$$P_f = P\{T_f \leq T_s\} \quad (3.365)$$

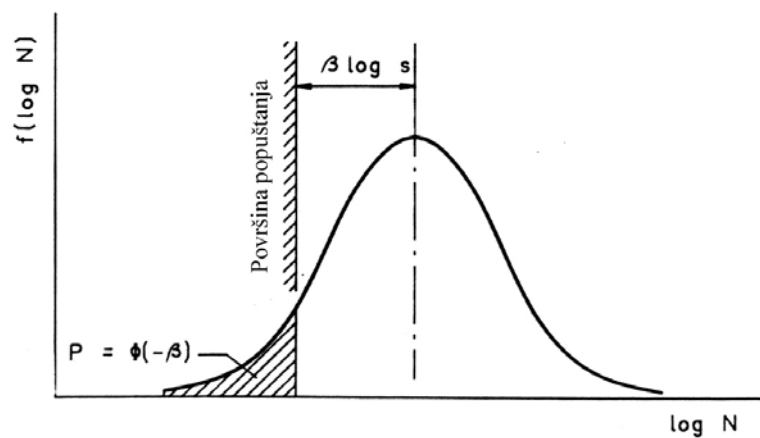
gdje je T_s zahtijevani vijek u službi, a što se preko Cornellovog indeksa sigurnosti

$$\beta = \frac{\ln \frac{\bar{T}_f}{T_s}}{\sigma_{\ln T}}, \quad (3.366)$$

gdje je \bar{T}_f srednja vrijednost životnog vijeka, a $\sigma_{\ln T}$ standardno odstupanje od $\ln T$, može izraziti kao

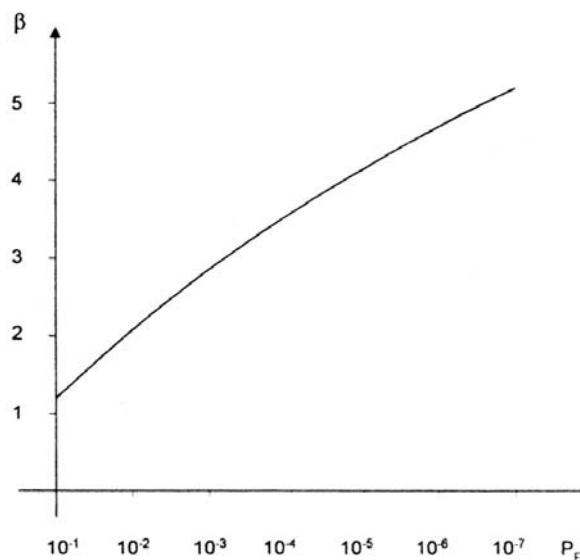
$$P_f = \Phi(-\beta), \quad (3.367)$$

gdje je Φ Gaussova funkcija normalne razdiobe vjerojatnosti.



Slika 3.79 Normalna (Gaussova) razdioba $\log N$ [11]

Slika 3.80 pokazuje odnos između indeksa sigurnosti i vjerojatnosti popuštanja.



Slika 3.80 Odnos između indeksa sigurnosti i vjerojatnosti popuštanja [38]

Maksimalni raspon naprezanja $\Delta\sigma_0$, povezan s određenom vjerojatnošću premašivanja (jednom u n_0 ciklusa, čemu odgovara vjerojatnost od $1/n_0$) može se izraziti kao

$$\Delta\sigma_0 = B\Delta\sigma, \quad (3.368)$$

gdje je $\Delta\sigma$ izračunati raspon naprezanja, a B slučajna varijabla koja obuhvaća sve nesigurnosti povezane s određivanjem opterećenja, dakle nesigurnosti prilikom proračuna opterećenja i one prilikom proračuna naprezanja. Standardno odstupanje od $\ln T$ dana je izrazom [65]

$$\sigma_{\ln T} = \sqrt{\ln\left[\left(1 + \sigma_{D_f}^2\right)\left(1 + \sigma_{K_p}^2\right)\left(1 + \sigma_B^2\right)^{m^2}\right]}, \quad (3.369)$$

gdje su $\sigma_{D_f}^2$, $\sigma_{K_p}^2$ i σ_B^2 varijance od D_f , K_p i B .

Kako bi se odredio indeks sigurnosti β , potrebno je poznavati srednje vrijednosti i standardne devijacije slučajnih varijabli koje ulaze u proračun zamornog vijeka. Za presjek S-N krivulje s osi $\log N$, K , to određuje odabir S-N krivulje i dodatnih učinaka na nju. Može se uzeti jedinična vrijednost zamornog oštećenja kod popuštanja D_f , uz varijancu od 0.3. Najneizvjesniji dio predstavlja procjena statističkih podataka za nesigurnosti kod proračuna naprezanja

$$\bar{B} = \Pi \bar{B}_i, \quad (3.370)$$

$$\bar{B} = \sqrt{\Pi\left(1 + V_{B_i}^2\right) - 1}, \quad (3.371)$$

gdje su \bar{B}_i srednje vrijednosti, a V_{B_i} standardna odstupanja pojedinih učinaka nesigurnosti kod proračuna naprezanja. Za pojedine faktore koji doprinose nesigurnosti, u tablici 3.3 iznose se vrijednosti koje predlaže Bureau Veritas [38].

Tablica 3.3 Srednje vrijednosti i standardna odstupanja pojedinih faktora koji doprinose nesigurnosti kod proračuna naprezanja [38]

Faktor koji doprinosi nesigurnosti	Srednja vrijednost	Standardno odstupanje
Stanja mora	0.9	0.4-0.6
Odziv broda	0.85	0.1-0.3
Ekstremna opterećenja	0.95	0.2-0.4
Model konačnih elemenata	1.1	0.1-0.5

3.4.3.2 Vjerojatnosni pristup mehanike loma

Najčešće se temelji na linearno-elastičnoj mehanici loma i općeprihvaćenoj Paris-Erdoganovoj jednadžbi koja opisuje brzinu rasta zamornih pukotina u funkciji raspona faktora intenzivnosti naprezanja. Kod opterećenja konstantnom amplitudom uobičajeni je pristup dodjeljivanje vjerojatnosti razdiobe koeficijentima u jednadžbi, pri čemu se koeficijenti C i m mogu smatrati nezavisnim slučajnim varijablama (ponekad se jedna od njih ostavlja konstantnom, a

neki modeli razmatraju m kao funkciju od C) [59]. Usporedbom s pokusnim rezultatima mnogi istraživači ispituju nesigurnosti tih koeficijenata.

Osim toga, proces zamora može se modelirati kao neprekinuto Markovljev proces koji se često koristi u modeliranju rasta zamorne pukotine [59]

$$\frac{da(t)}{dt} = F(a)X(t), \quad (3.372)$$

gdje $a(t)$ označava veličinu pukotine u trenutku t , a $X(t)$ je stohastički proces koji se mijenja u vremenu. Ukoliko je $a(t)$ neprekinuti Markovljev proces, mogu se izvesti Fokker-Planckove jednačbe koje opisuju funkciju gustoće vjerojatnosti od $a(t)$ [59]. Nedostatak ovog modela je postojanje konačne vrijednosti za pojavljivanje negativne brzine rasta pukotine, što je fizikalno nemoguće.

4 PREGLED POSTUPAKA PROCJENE DINAMIČKE IZDRŽLJIVOSTI PREMA PRAVILIMA KLASIFIKACIJSKIH DRUŠTAVA

4.1 OPĆENITO

Prepoznavanje zamora materijala kao uzročnika popuštanja detalja brodskih konstrukcija u zadnje vrijeme dovelo je do intenzivnog istraživanja, kako teorijskog, tako i pokusnog, dinamičke izdržljivosti konstrukcijskih detalja. Kako bi se obuhvatila posljednja dostignuća, učestalo se ažuriraju pravila klasifikacijskih društava. Usto je većina registara posljednjih godina izdala i posebne upute za procjenu zamorne čvrstoće zavarenih detalja brodskih konstrukcija [22, 23, 38, 39].

Trinaesti Međunarodni kongres o brodskim i pomorskim konstrukcijama (*13th International Ship and Offshore Structures Congress*, ISSC) sažeo je značajke pravila i preporuka klasifikacijskih društava u usporednu tablicu [19], tablica 4.2.

Iz nje je vidljivo da se pristupi pojedinih klasifikacijskih društava procjeni zamornog vijeka prilično razlikuju. Kao ilustracija toj tvrdnji mogu poslužiti rezultati usporednog istraživanja dinamičke izdržljivosti uzdužne pražnice grotla kontejnerskog broda prema pravilima različitih registara dani u tablici 4.1 [59, 66]. Vidljiva je znatna raznolikost izračunatog zamornog vijeka koja se kreće u rasponu od 1.8 do 20.7 godina.

Tablica 4.1 Rezultati usporednog istraživanja zamorne čvrstoće uzdužne pražnice grotla kontejnerskog broda [59, 66]

Pravila i upute	Vrsta pristupa	Histogram raspona napreznjanja				SCF (K _g /K _w)	Projektna S-N krivulja				Zamorni vijek [godine]
		$\Delta\sigma_{\max}$ [N/mm ²]	n_{\max}	ξ	σ_m^1 [N/mm ²]		$\Delta\sigma_R$ [N/mm ²]	N_q	m	r	
ABS (1999)	Nazivno	318.7	$5 \cdot 10^7$	0.81	-	- / -	49.9	10^7	3	5	8.9
	Žarišno	318.7	$5 \cdot 10^7$	0.81	-	1.736 / -	80.3	10^7	3	5	7.0
BV/RINA (BV, 1999)	Zarezno	278 ²	$2.8 \cdot 10^7$	0.943	-	1.63/1.84	142.6	10^7	3	5	6.0
		136 ³	$2.8 \cdot 10^7$	0.943	-						
DNV (1998)	Zarezno	233.0	$6.65 \cdot 10^7$	0.93	-	1.47/1.5	142.2	-	3	-	20.6
GL (1998a) GL (1998b)	Nazivno	209.2	$5 \cdot 10^7$	1.0	104.9	- / -	50	$5 \cdot 10^6$	3	5	13.4 ⁴
	Žarišno	209.2	$5 \cdot 10^7$	1.0	104.9	1.9 / -	110 ⁶	$5 \cdot 10^6$	3	5	20.7 ⁴
KR (1998)	Žarišno	278.8	$5.64 \cdot 10^7$	0.943	-	1.66 / -	91.3	10^7	3	5	6.5
LR (1998)	Žarišno ⁷	210 ⁵	$5.7 \cdot 10^7$	-	-	1.81 ⁷	124 ⁷	10^7	3	5	12.0
NK (1995)	Žarišno	281.5	10^8	1.0	108.9	2.15 / -	95	$5 \cdot 10^6$	3	5	1.8
RS (1999)	Žarišno	199.0	$5 \cdot 10^7$	0.88	113.8	1.80 / -	100	$5 \cdot 10^6$	3.5	5.5	15.2 ⁸

¹ Srednje napreznjanje zadano je samo ako utječe na vijek

² Dio od valova u pramac broda

³ Dio od valova u bok broda

⁴ Procjena iz faktora korištenja

⁵ Uz vjerojatnost premašivanja od 10⁻⁴

⁶ Uz porast od 10% zbog točne analize napreznjanja

⁷ Žarišno napreznjanje uz neke uključene učinke zarezno napreznjanja

⁸ Zamorni vijek od 13.2 godina uz 0.5% trošenja momenta otpora svake godine uslijed korozije

Stoga je Međunarodno udruženje klasifikacijskih društava (*International Association of Classification Societies*, IACS) pokušalo uskladiti postupke procjene zamorne izdržljivosti. Njihova preporuka broj 56 iz 1999. godine donosi usuglašavanje nekih važnih detalja [59, 67].

Tablica 4.2 Pregled postupaka za procjenu zamora [5]

Reg.	Opterećenja			Analiza naprezanja		S-N krivulje			Utjecajni faktori			
	Osnova	Vjerojatnost	Oblik	Pristup	SCF ⁹	Nominalna naprezanja	Lokalna naprezanja ¹⁰	Srednje naprezanje	Debljina	Korozija	Faktor sigurnosti ⁷	
ABS	Pravila	2·10 ⁻⁸	Weibull	Žarišno	da	HSE	HSE	ne	posebno	da	ne	
BV	Pravila	10 ⁻⁵	Weibull	Vršno	da	HSE	HSE	da	25mm	da	ne ⁴	
DNV	Pravila/ Direktno	10 ⁻⁴	Weibull	Vršno	da	Nema	Vlastite ³	da	22mm	da	ne	
GL	Pravila	10 ⁻⁶	Weibull/ Linearni	Žarišno	da	IIW	IIW	da	posebni slučajevi	ne	da ⁵	
LR ¹¹	Pojednostav./Spektralna ⁸			Žarišno/Zarezno	da	Nema	Vlastite	ne	22mm	da	ne	
NK	Direktno ²	10 ⁻⁴	Weibull	Žarišno	da	BS	BS	da	ne	ne	da ⁶	
RINA	Pravila	10 ⁻⁸	Linearni	Žarišno	ne	IIW	IIW	da	ne	ne	ne	
KR	Pravila	10 ⁻⁴	Weibull	Žarišno	da	Nema	HSE	da	22mm	da	ne	

¹ – Hot-spot pristup s normaliziranim parametrima vršnog naprezanja.

² – Dva pristupa: "kombinirani" i metoda 'projektnog vala'.

³ – Specijalni lokalni pristup preko vršnog naprezanja kod kojeg se žarišno naprezanje množi s faktorom zavara.

⁴ – Srednje minus jedna, dvije ili tri standardne devijacije S-N krivulje za nekritične, kritične i posebne strukturne elemente.

⁵ – Za zaobljene rubove velikih radijusa.

⁶ – Faktori sigurnosti upotrebljavaju se obzirom na važnost elementa. Eksplicitne vrijednosti nisu dane.

⁷ – Srednja vrijednost S-N krivulje minus dvije standardne devijacije u većini slučajeva.

⁸ – LR upotrebljava dvije razine proračuna, opterećenja za razinu 2 dobiju se programom Voyage Simulation, a kod razine 3 direktnim proračunom.

⁹ – Faktori koncentracije naprezanja (Stress Concentration Factor).

¹⁰ – Lokalna naprezanja u većini slučajeva su vezana uz pristup proračunu preko geometrijskih naprezanja.

¹¹ – Procedura se primjenjuje samo kroz program ShipRight FDA.

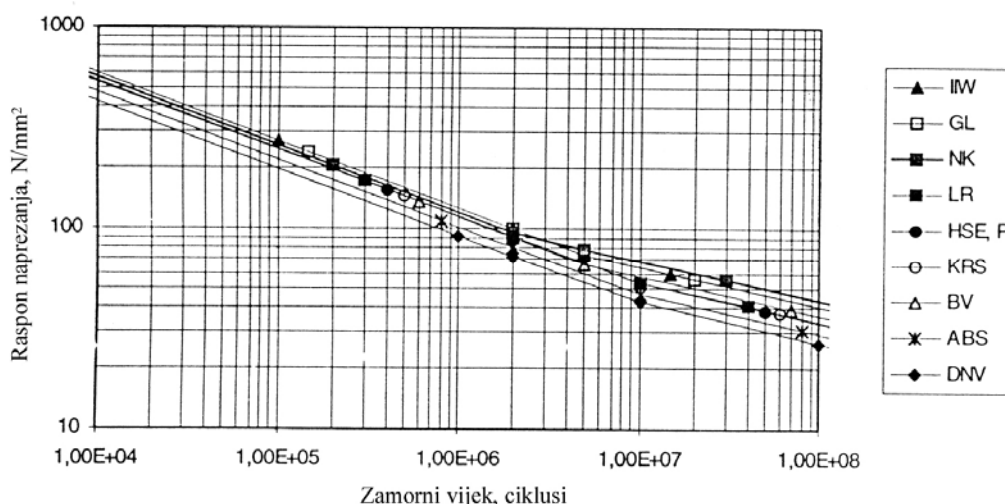
Opća suglasnost postoji oko korištenja pristupa S-N krivulje, utemeljenog na Pålmgren-Minerovoj hipotezi linearnog akumuliranja oštećenja, kao i oko definicija nazivnog, žarišnog i zareznog naprezanja koja se koriste u analizama dinamičke izdržljivosti.

Dugoročna razdioba raspona naprezanja aproksimira se dvoparametarskom Weibullovom razdiobom. IACS-ova radna grupa predložila je jedinstven pristup procjeni zamornog vijeka zasnovan na pojednostavljenom proračunu naprezanja, dok se računanje naprezanja (spektralnom) analizom u frekvencijskom području ostavlja za posebne slučajeve, npr. za nove vrste projekata [67]. Dogovoreno je približno računanje Weibullovog parametra oblika pomoću izraza [59, 67]:

$$h = 1.1 - 0.35 \cdot \frac{L - 100}{300}, \quad h \geq 0.85 \quad (4.1)$$

dobivenog uprosječivanjem ABS-ove (*American Bureau of Shipping*) i DNV-ove (*Det Norske Veritas*) krivulje za različite položaje detalja na brodu.

Međutim, i nakon preporuka IACS-a, neke ključne stvari ostale su prepuštene na volju pojedinim klasifikacijskim društvima. Nisu dogovorene jedinstvene S-N krivulje koje bi se koristile uz žarišna i zarezna naprezanja. Samo razlike u tim krivuljama mogu dovesti do značajnih razlika u procjeni dinamičke čvrstoće. Slika 4.1 donosi S-N krivulje različitih registara koje se koriste uz žarišna naprezanja u slučaju kutnih zavara. Ekstremne procjene zamornog vijeka utemeljene na tim krivuljama razlikuju se s faktorom 2.6.



Slika 4.1 S-N krivulje različitih registara koje se koriste uz žarišno naprezanje kutnih zavara [19]

Rezultati proračuna žarišnih naprezanja pomoću metode konačnih elemenata također pokazuju znatnu raspršenost, što je posljedica nepostojanja jasnih uputa za izradu lokalnih modela konstrukcijskih detalja, kao i nepostojanja jedinstvenog postupka ekstrapoliranja izračunatih naprezanja do žarišta, točke za koju se pretpostavlja da bi mogla postati mjestom začetka zamorne pukotine.

Pristupi pojedinih klasifikacijskih društava procjeni zamorne čvrstoće razlikuju se i u obuhvaćanju određenih utjecajnih faktora, poput srednjeg naprezanja, debljine lima, ili korozivnosti okoline. Srednje naprezanje jedni uzimaju u obzir, a drugi ne. Slično je i s debljinama lima, s tim što se razlikuju i granične vrijednosti debljina kod kojih se razmatra njihov utjecaj (16-25 mm). U slučaju korozivnosti okoline, jedni pretpostavljaju da je antikorozivna zaštita djelotvorna samo u dijelu projektog vijeka, dok drugi koriste S-N krivulje dobivene ispitivanjima na zraku, smatrajući tu zaštitu učinkovitom cijelo vrijeme plovidbe broda.

Iz iznesenog je jasno da se, u osnovi slični, pristupi klasifikacijskih društava procjeni zamornog vijeka konstrukcijskih detalja toliko razlikuju u pojedinim koracima proračuna, da je usporedba rezultata dobivenih različitim postupcima gotovo besmislena. Radi bržeg i lakšeg napretka u svladavanju problema zamornog oštećenja brodskih konstrukcija, nužno je daljnje dogovaranje i usklađivanje tih postupaka. Možda se veliki korak u tom smjeru može očekivati od ovogodišnjeg, Petnaestog međunarodnog kongresa o brodskim i pomorskim konstrukcijama koji će se održati u San Diegu, California, a koji, uz već uobičajeni Tehnički odbor III.2 *Zamor i lom*, sadrži i dva pododbora s posebnim zadaćama – VI.1 *Zamorno opterećenje* i VI.2 *Procjena zamorne čvrstoće*.

4.2 DET NORSKE VERITAS

Konstruktivski detalji osjetljivi na zamor

Potrebno je provesti analizu zamorne čvrstoće za svaku vrstu konstrukcijskih detalja izloženu znatnijem dinamičkom opterećenju. Budući da se zamorno oštećenje češće javlja kod određenih vrsta brodova i kategorija elemenata konstrukcije trupa, Det Norske Veritas donosi popis konstrukcijskih detalja osjetljivih na zamor u tablicama za pojedine vrste brodova [23]:

- tankere,
- brodove za prijevoz rasutih tereta,
- brodove za prijevoz rudače,
- kontejnerske brodove i
- brodove za prijevoz automobila/brodove za utovar i istovar na kotačima.

Određivanje opterećenja

Nužno je obuhvatiti sva reprezentativna stanja krcanja broda, uzimajući u obzir očekivano vrijeme koje će brod provesti u službi u svakom od njih. U slučaju tankera, brodova za prijevoz rasutih tereta i kontejnerskih brodova obično je dostatno razmotriti dva stanja krcanja – brod u balastu i potpuno nakrcan brod.

Složenost analize opterećenja (i naprezanja) ovisi o iskustvu o zamornoj osjetljivosti konstrukcijskih detalja na sličnim brodovima, kao i o posljedicama popuštanja. U slučaju neuobičajenih projekata, ili konstrukcijskih detalja čije bi popuštanje ugrozilo integritet konstrukcije broda, provodi se numerički proračun valnih opterećenja za dovoljan broj frekvencija vala (>15) te smjerova napredovanja broda u odnosu na valove (>8). U modeliranju se primjenjuje brzina broda postavljena na $2/3$ brzine broda u službi. Ovakav proračun hidrodinamičkog opterećenja u pravilu se kombinira s proračunom naprezanja pomoću metode konačnih elemenata.

Budući da se pretpostavlja da i pojednostavljeni proračun zamornog vijeka može ukazati na potrebu za izmjenom određenih konstrukcijskih detalja, često se opterećenje određuje jednostavnim izrazima koje preporučuje registar za globalne momente savijanja na valovima, vanjski tlak mora te unutarnji tlak od tereta/balasta. Pritom se za pojedino stanje krcanja koriste podaci o stvarnom gazu, metacentarskoj visini i polumjeru tromosti za ljuljanje.

Det Norske Veritas poznaje i pristup projektnog vala, složeniji od pojednostavljenog proračuna opterećenja, ali jednostavniji od provođenja numeričkog hidrodinamičkog proračuna. On se temelji na određivanju opterećenja, npr. vertikalnog momenta savijanja na sredini broda za više kombinacija frekvencija vala i smjerova plovidbe broda, pri čemu kombinacija koja dovodi do najvišeg opterećenja određuje projektni val.

Proračun naprezanja

Pojednostavljeni proračun naprezanja uključuje kombiniranje globalnih komponenti naprezanja uslijed savijanja trupa na valovima (vertikalnog i horizontalnog; prema potrebi može se uključiti i uvijanje trupa) s lokalnim komponentama naprezanja uslijed unutarnjih i vanjskih tlačnih opterećenja. Globalne komponente naprezanja računaju se na temelju ukupnih dimenzija elemenata konstrukcije trupa, a lokalne na osnovi smanjenih dimenzija (kada se od ukupnih dimenzija oduzmu dodaci za koroziju).

Kada se hidrodinamičko opterećenje određuje numeričkim proračunima, naprezanja se određuju pomoću metode konačnih elemenata. Obično se provodi globalna analiza trupa (modeliranjem čitave konstrukcije broda) koja daje globalnu raspodjelu naprezanja u primarnim elementima konstrukcije trupa. Potom se modelira lokalna konstrukcija u okolici žarišta, pri čemu se kao rubni uvjeti koriste čvorni pomaci/sile iz globalnog modela. Budući da bi izravan proračun zarezno naprezanja zahtijevao izuzetno finu mrežu konačnih elemenata i modeliranje samog zavora (uključujući i polumjer na vrhu zavora), najčešće se pomoću lokalnog modela određuje raspodjela naprezanja u okolini žarišta. Veličina lokalnog modela treba biti takva da pretpostavke učinjene na njegovim rubovima znatnije ne utječu na dobivene rezultate.

Žarišno naprezanje određuje se postupkom ekstrapoliranja izračunatih naprezanja u tri koraka [23]:

- linearno ekstrapoliranje naprezanja iz Gaussovih točaka integracije do površine lima,
- bilinearno ekstrapoliranje naprezanja do točaka udaljenih $t/2$ i $3t/2$ od vrha zavora te
- linearno ekstrapoliranje naprezanja u točku žarišta.

U slučaju kada se ne modelira sam zavar i kada se koriste ljuskasti konačni elementi, ekstrapoliranje se provodi do linije na presjeku elemenata koje zavar spaja. Kako bi se zadržala informacija o smjeru glavnih naprezanja u žarištu, ekstrapoliraju se komponente naprezanja.

Raspon žarišnog naprezanja jednak je dvostrukom većem glavnom napreznju u žarištu, dok se raspon zarezno naprezanja dobija 50%-tnim uvećanjem raspona žarišnih naprezanja (množenjem faktorom koncentracije naprezanja uslijed oblika zavora $K_w=1.5$).

Otpornost konstrukcijskih detalja

Kao temelj za određivanje S-N krivulje uz zarezno naprezanje, Det Norske Veritasu je poslužila C krivulja Ministarstva energetike Velike Britanije čiji je nagib $m=3.5$ [23]. Budući da je nagib S-N krivulja za uobičajene konstrukcijske detalje $m=3.0$, bilo je potrebno transformirati početnu krivulju. Razmotrena je dugoročna raspodjela naprezanja uobičajena za brodove koja daje omjer zamornog oštećenja $D=1.0$ u dvadesetogodišnjem periodu. Pritom je korištena dvoparameterska Weibullova razdioba raspona naprezanja, uz koeficijent oblika razdiobe $h=0.95$. Potom je ustanovljena nova krivulja nagiba $m=3.0$ koja dovodi do jednakog omjera zamornog oštećenja pri jednakoj razdiobi raspona naprezanja.

Omjer zamornog oštećenja

Proračun zamornog oštećenja temelji se na Pålmgren-Minerovom pravilu linearnog akumuliranja oštećenja. Kod pojednostavljenog proračuna naprezanja pretpostavlja se dvoparameterska Weibullova razdioba naprezanja, pri čemu se parametar oblika Weibullove razdiobe određuje iz približne formule.

U slučaju kada se provodi spektralna analiza naprezanja, zamorno oštećenje može se izračunati iz kratkoročnih Rayleighovih razdioba raspona naprezanja za pojedine kombinacije stanja mora i smjera plovidbe broda prema jednadžbi (3.333).

Druga je mogućnost usklađivanje dugoročne razdiobe raspona naprezanja (kao težinske sume svih kratkoročnih raspodjela naprezanja koje slijede Rayleighovu razdiobu) s dvoparameterskom Weibulllovom razdiobom naprezanja pomoću tehnike najmanjih kvadrata, nakon čega se zamorno oštećenje računa prema formuli (3.221).

Haibachov učinak može se obuhvatiti korištenjem bilinearne S-N krivulje, s promjenom nagiba krivulje kod 2 milijuna ciklusa opterećenja. Utjecaj debljine lima na smanjenje dinamičke izdržljivosti uzima se u obzir za limove deblje od 22 mm.

4.3 BUREAU VERITAS

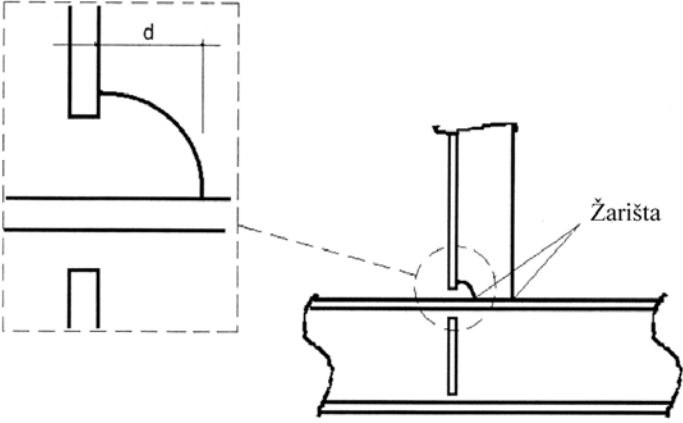
Posebni konstrukcijski detalji

Posebne konstrukcijske detalje karakterizira složena geometrija, a često su povezani s visokim ili izmjeničnim naprezanjima. Stoga je potrebno posvetiti više pažnje prilikom projektiranja, gradnje (zavarivanja) i nadzora takvih detalja. Provjera zamorne izdržljivosti zahtijeva se za određene grupe konstrukcijskih detalja, ovisno o vrsti broda i području trupa u kojem su smješteni [68, Ch 7, Sec 4]; i to isključivo za brodove duže od 170 metara:

- brodove uzdužno ukrepljenih bokova,
- tankere i brodove za prijevoz kemikalija,
- brodove za prijevoz ukapljenog plina,
- brodove za prijevoz rasutih tereta,
- brodove za prijevoz rudače i
- kontejnerske brodove.

Za ove grupe posebnih konstrukcijskih detalja, registar donosi potencijalna mjesta začetka i rasta zamornih pukotina [68, Ch 12, App 1], kao primjer slika 4.2 donosi detalj spoja uzdužnjaka boka s ukrepom okvirnog rebra kod brodova uzdužno ukrepljenih bokova.

SVI BRODOVI UZDUŽNO UKREPLJENIH BOKOVA

PODRUČJE 1: Bok broda između $0.7T_B$ i $1.15T$ od osnovke	Spoj uzdužnjaka boka s ukrepama okvirnih rebara - bez koljena	List 1.7
		

Slika 4.2 Detalj spoja uzdužnjaka boka s ukrepom okvirnog rebra kod brodova s uzdužno ukrepljenim bokovima [68, Ch 12, App 1]

Osim ovih, i drugi konstrukcijski detalji mogu se smatrati posebnim, ukoliko to Bureau Veritas smatra nužnim.

Kategorizacija detalja

Detalji za koje je nužno provesti procjenu zamorne čvrstoće dijele se u dvije grupe, s obzirom na metodu proračuna naprezanja:

- 1 detalje kod kojih se naprezanja računaju pomoću 3D modela konačnih elemenata (npr. spojevi između primarnih elemenata konstrukcije trupa) te
- 2 detalje smještene na krajevima ukrepa kod kojih se koristi pojednostavljeni proračun naprezanja.

U oba se slučaja proračun temelji na smanjenim dimenzijama elemenata, nakon odbijanja dodatka za koroziju [68].

Određivanje opterećenja

Bez obzira na metodu koja se koristi za određivanje opterećenja, obično se analiziraju dva osnovna stanja krcanja broda – potpuno nakrcan brod i brod u balastu.

Spektralni proračun opterećenja (i naprezanja) zahtijeva se samo u posebnim slučajevima, npr. za brodove neuobičajenog oblika [68, Ch 7, Sec 4]. Uvriježilo je provoditi pojednostavljeni proračun opterećenja, pri čemu se za svako stanje krcanja razmatraju dva osnovna stanja mora – valovi u pramac broda i valovi u bok broda, što rezultira sljedećim slučajevima opterećenja:

- | | |
|----------------|--|
| a [68]/11 [38] | brod u uspravnom položaju (valovi u pramac broda); statički tlakovi na mirnom moru povezani s maksimalnim i minimalnim inercijskim opterećenjima od tereta/balasta |
| b [68]/12 [38] | brod u uspravnom položaju (valovi u pramac broda); maksimalni (brod na valnom brijegu) i minimalni (brod na valnom dolu) statički tlakovi na valovima povezani sa statičkim unutarnjim opterećenjima od tereta/balasta |
| c [68]/21 [38] | brod u nagnutom položaju (valovi u bok broda); statički tlakovi na mirnom moru povezani s maksimalnim i minimalnim inercijskim opterećenjima od tereta/balasta |
| d [68]/22 [38] | brod u nagnutom položaju (valovi u bok broda); maksimalni (brod na valnom brijegu) i minimalni (brod na valnom dolu) statički tlakovi na valovima povezani sa statičkim unutarnjim opterećenjima od tereta/balasta |

Za svaki od dva puta po četiri slučaja opterećenja, računaju se maksimalne i minimalne vrijednosti sljedećih komponenti opterećenja:

- globalnih opterećenja trupa (vertikalnog momenta savijanja, horizontalnog momenta savijanja, momenta uvijanja, smične sile),
- vanjskih tlakova mora te
- unutarnjih inercijskih tlakova.

Proračun naprezanja

U općem slučaju naprezanja se određuju u žarištu, a u obzir se uzimaju normalna naprezanja u smjerovima koji su za svaku grupu detalja prikazani u [68, Ch 12, App 1].

U slučaju detalja iz kategorije detalja 1 može se koristiti veoma fina mreža konačnih elemenata, kada se elementarni rasponi žarišnog naprezanja (rasponi žarišnog naprezanja za pojedine slučajeve opterećenja) dobivaju kao razlika maksimalnih i minimalnih naprezanja na razmatranom mjestu. Lokalni model konačnih elemenata treba omogućiti vjeran prikaz gradijenta naprezanja u blizini žarišta, a rubovi modela (na koje se prenose čvorni pomaci/sile dobiveni analizom grubog modela konačnih elemenata) trebaju biti dovoljno udaljeni od žarišta, kako ne bi utjecali na točnost dobivenih rezultata. Veličina konačnih elemenata oko žarišta treba biti približno jednaka debljini najtanjeg elementa, dok omjer stranica elemenata ne smije biti veći od 3.

Preporučuje se korištenje 4-čvornih ljuskastih, ili 8-čvornih 3D elemenata; odnosno u slučaju visokih gradijenata naprezanja 8-čvornih ljuskastih, ili 20-čvornih 3D elemenata. Težište prvog elementa susjednog vrhu zavora treba biti smješteno između vrha zavora i $0.4t$, gdje je t debljina najtanjeg elementa kojeg zavora spaja. Žarišna naprezanja računaju se u težištu tog prvog elementa.

Druga mogućnost je korištenje grublje mreže konačnih elemenata, kada se elementarni rasponi žarišnog naprezanja dobivaju množenjem odgovarajućih elementarnih raspona nazivnog naprezanja u blizini žarišta prikladnim faktorom koncentracije naprezanja, definiranim za pojedine grupe konstrukcijskih detalja u [68, Ch 12, App 1].

Za detalje koji spadaju u kategoriju detalja 2 provodi se pojednostavljeni proračun elementarnih raspona žarišnih naprezanja na temelju globalnih i lokalnih nazivnih naprezanja i odgovarajućeg faktora koncentracije naprezanja uslijed geometrije spoja za razmatrani detalj.

Za sve detalje na kraju se računa elementarni raspon zarezanog naprezanja kao umnožak elementarnog raspona žarišnog naprezanja i faktora koncentracije naprezanja uslijed oblika zavora (ovisnim o vrsti spoja; a kojeg je moguće smanjiti naknadnom obradom zavora), pri čemu je moguće uključiti i faktor koncentracije naprezanja uslijed nepodudaranja dijelova koji se spajaju.

Otpornost konstrukcijskih detalja

Bureau Veritas u svom pristupu preko zarezanog naprezanja kao S-N krivulju koristi DeN B krivulju za ne-cjevne spojeve u stanju nakon valjanja bez plamenom rezanih rubova, koja odgovara 97.5%-tnoj vjerojatnosti preživljavanja detalja.

Omjer zamornog oštećenja

Proračun zamornog oštećenja zasniva se na Pålmgren-Minerovom pravilu, uz pretpostavku da dugoročna raspodjela raspona zarezanog naprezanja slijedi dvoparametarsku Weibullovu razdiobu.

U slučaju kada se ne provodi spektralni proračun opterećenja, parametar oblika Weibullove razdiobe računa se približno iz formule (4.1).

Doprinos naprezanja ispod granice zamora akumuliranju zamornog oštećenja uzima se u obzir promjenom nagiba S-N krivulje kod 10 milijuna ciklusa opterećenja. Osim toga, Bureau Veritas omogućuje obuhvaćanje učinka debljine lima na zamornu čvrstoću, za limove debljina iznad 16 mm.

4.4 GERMANISCHER LLOYD

Opseg analize

Analiza dinamičke izdržljivosti provodi se za konstrukcije opterećene uglavnom ciklusnim opterećenjima. Osobitu pažnju treba posvetiti zarezanim detaljima – zavarenim spojevima i slobodnim rubovima lima [39]. Takva analiza nije nužna ukoliko vršni raspon naprezanja uslijed dinamičkih opterećenja na valovima zadovoljava uvjet

$$\Delta\sigma_{\max} \leq 2.5 \cdot \Delta\sigma_R, \quad (4.2)$$

a suma vršnih raspona naprezanja uslijed dinamičkih opterećenja na valovima i uslijed promjene stanja krcanja zadovoljava uvjet [69]

$$\Delta\sigma_{\max} \leq 4.0 \cdot \Delta\sigma_R, \quad (4.3)$$

gdje je $\Delta\sigma_R$ dinamička izdržljivost konstrukcijskog detalja kod 2 milijuna ciklusa opterećenja (zamorna klasa detalja, FAT).

Za konstrukcijske detalje koji imaju zamornu klasu FAT=80, ili višu, analiza zamorne čvrstoće nužna je samo u slučajevima izuzetno visokih dinamičkih naprezanja [69].

Određivanje opterećenja

Za brodove neuobičajenog oblika trupa, kao i za one koji će ploviti u posebnim područjima, dugoročna raspodjela naprezanja određuje se spektralnom metodom, što zahtijeva provođenje proračuna hidrodinamičkog opterećenja za više smjerova plovidbe broda i više valnih duljina [39].

Tablica 4.3 Maksimalne i minimalne vrijednosti ciklusnih opterećenja na valovima [1]

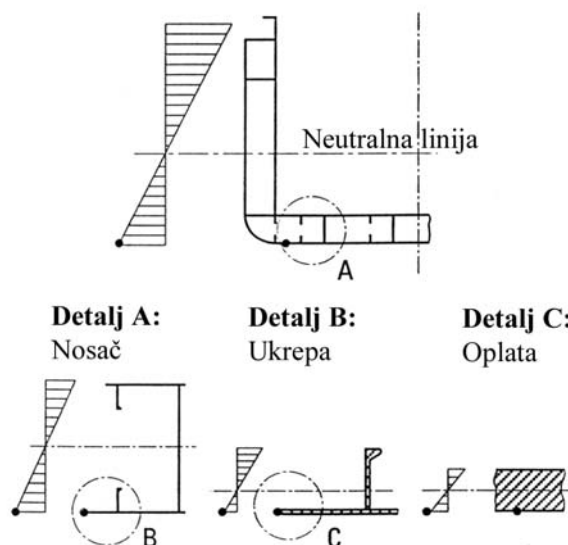
Opterećenje	Maksimalno opterećenje	Minimalno opterećenje
Vertikalni uzdužni momenti savijanja	$M_{SW} + 0.75 M_{WV} + M_{BF}$	$M_{SW} - 0.75 M_{WV} - M_{BF}$
Opterećenja palube čvrstoće	p_D	0
Opterećenja na bokove broda		
– Ispod LWL	$10(d - z) + p_0 C_F$	$10(d - z) - p_0 C_F$
– Iznad LWL	$p_0 C_F$	0
Opterećenja na dno	$10d + p_0 C_F$	$10d - p_0 C_F$
Opterećenje punih tankova	$9.81 \cdot h_1 \cdot \rho_c \cdot (1 + a_v) + 100 \cdot p_v$ ili $9.81 \cdot \rho \cdot [h_1 \cdot \cos\varphi + (0.3 \cdot b + y) \cdot \sin\varphi] + 100 \cdot p_v$	$9.81 h_1 \rho_c (1 - a_v) + 100 p_v$ ili $9.81 \cdot \rho \cdot [h_1 \cdot \cos\varphi + (0.3 \cdot b - y) \cdot \sin\varphi] + 100 \cdot p_v$
Opterećenja od tereta	$p_c \cdot (1 + a_v)$ $p_c \cdot a_x \cdot 0.7$ $p_c \cdot a_y \cdot 0.7$	$p_c \cdot (1 - a_v)$ $- p_c \cdot a_x \cdot 0.7$ $- p_c \cdot a_y \cdot 0.7$

U ostalim je slučajevima dostatno razmotriti pojedine slučajeve opterećenja koji uzrokuju maksimalna i minimalna naprezanja u promatranom detalju. Komponente opterećenja koje je u takvom proračunu potrebno uzeti u obzir donosi tablica 4.3.

Kod istraživanja složenih konstrukcija i kombiniranih komponenti opterećenja, definiranje slučajeva opterećenja koji će dovesti do ekstremnih naprezanja zahtijeva dosta iskustva.

Proračun naprezanja

Približni proračun naprezanja temelji se na grednim modelima brodskih konstrukcija, a uključuje uobičajene metode teorije greda i ljuski.



Slika 4.3 Savojna naprezanja u elementima brodske konstrukcije [39]

Rezultat takvih proračuna su nazivna naprezanja iz kojih se, množenjem faktorom koncentracije naprezanja uslijed geometrije spoja, mogu dobiti i žarišna naprezanja, potrebna za analizu neuobičajenih zavarenih spojeva.

Druga je mogućnost proračun naprezanja pomoću metode konačnih elemenata. Uobičajeni postupak sastoji se u modeliranju čitavog trupa, čime se dobivaju globalna naprezanja, na koja je potrebno superponirati učinak lokalnih opterećenja koja dovode do savijanja ukrepa, ili limova. Lokalni modeli omogućavaju dobivanje žarišnih naprezanja na mjestima osjetljivima na zamorno oštećenje.

Otpornost konstrukcijskih detalja

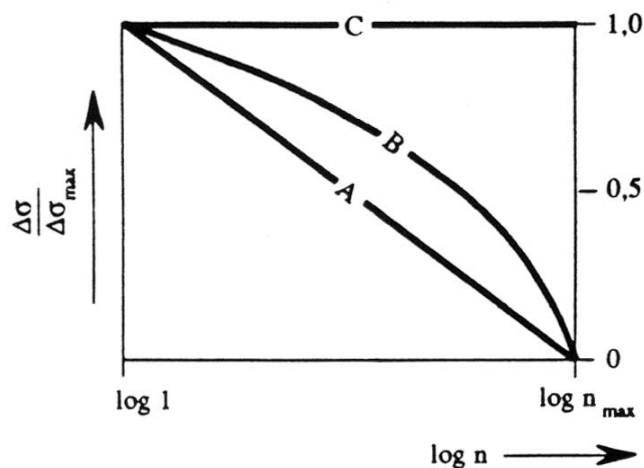
U pristupu nazivnog naprezanja koriste se sve krivulje Međunarodnog instituta za zavarivanje, ovisno o klasi detalja pod koju potpada razmatrani zavareni spoj.

Ukoliko se zavareni spoj ne može svrstati niti u jednu od klasa, tada se analiza zamorne izdržljivosti provodi pristupom žarišnog naprezanja, pri čemu se koristi jedna od sljedećih dviju krivulja:

- FAT 100 IIW krivulja za k-sučeljene zavare i kutne zavare koji ne nose opterećenje
- FAT 90 IIW krivulja za kutne zavare koji nose opterećenje.

Omjer zamornog oštećenja

Dugoročna raspodjela naprezanja u slučaju provođenja spektralne analize dobija se superponiranjem rezultata za pojedine kombinacije smjera napredovanja broda u odnosu na valove i frekvencije valova. Kod pojednostavljenog proračuna može se pretpostaviti da spektar raspona naprezanja na valovima ima pravocrtan oblik, spektar A sa slike 4.4.



Slika 4.4 Uobičajeni spektri raspona naprezanja (A) pravocrtni spektar (uobičajeni spektar raspona naprezanja na valovima); (B) parabolni spektar (približna normalna razdioba raspona naprezanja); (C) pravokutni spektar (uobičajeni spektar za raspone naprezanja uslijed uzbude od motora, ili vijka) [69]

Omjer zamornog oštećenja računa se prema Pålmgren-Minerovom pravilu linearnog akumuliranja oštećenja, pri čemu se spektar naprezanja dijeli na najmanje 20 blokova naprezanja [69].

Utjecaji na dinamičku izdržljivost uzimaju se u obzir pomicanjem S-N krivulja. Ispravlja se referentna vrijednost zamorne čvrstoće kod 2 milijuna ciklusa [39, 69]:

$$\Delta\sigma_{R,c} = f_m \cdot f_R \cdot f_w \cdot f_i \cdot \Delta\sigma_R, \quad (4.4)$$

gdje se $\Delta\sigma_R$ odnosi na izvornu kategoriju detalja, f_m faktor utjecaja materijala (što se uzima u obzir samo kod proračuna zamorne čvrstoće na rubovima lima), f_R faktor utjecaja srednjeg naprezanja, f_w faktor utjecaja oblika zavora, a f_i faktor utjecaja važnosti elementa u konstrukciji.

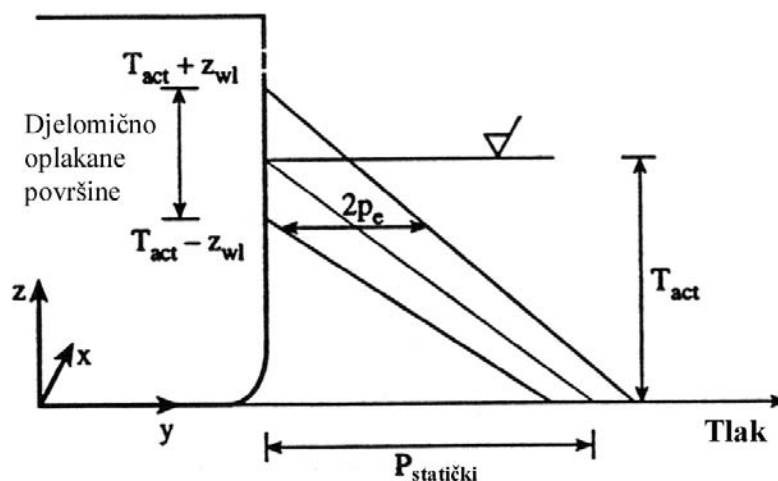
5 ODREĐIVANJE ŽIVOTNOG VIJEKA SPOJA UZDUŽNJAKA BOKA S OKVIRNIM REBROM NA SUVREMENOM SUEZMAX TANKERU S DVOSTRUKOM OPLATOM

5.1 UVOD

Za primjer proračuna zamornog oštećenja odabran je spoj uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom na suvremenom suezmax tankeru koji se gradi u brodogradilištu *Brodosplit*.

Sva klasifikacijska društva prepoznaju ovaj konstrukcijski detalj osobito osjetljivim na zamorno oštećenje (slika 2 u grupi 1 [22]; slika 1.7 [68, Ch 12, App 1]). Razlog tome su značajne promjene hidrodinamičkog tlaka na oplati broda uslijed njihanja broda na valovima [70]. Uslijed složene geometrije spoja, koncentracije naprezanja su dosta velike, osobito na spoju ukrepe struka okvirnog rebra s pojasom uzdužnjaka boka [24].

Razmatrani spoj nalazi se na sredini skladišnog prostora 4, vidi sliku 5.2, malo iznad balastne vodne linije. Spoj u blizini balastne vodne linije odabran je kako bi se pokazalo da proračun hidrodinamičkog opterećenja metodom odsječaka ne daje raspodjelu tlakova na osnovi koje bi se mogao točno proračunati zamorni vijek, budući da ne uzima u obzir kako je oplata u blizini vodne linije samo djelomično izložena utjecaju valova, dok je dio vremena *na suhom*.



Slika 5.1 Djelomično oplakane površine u blizini vodne linije [23]

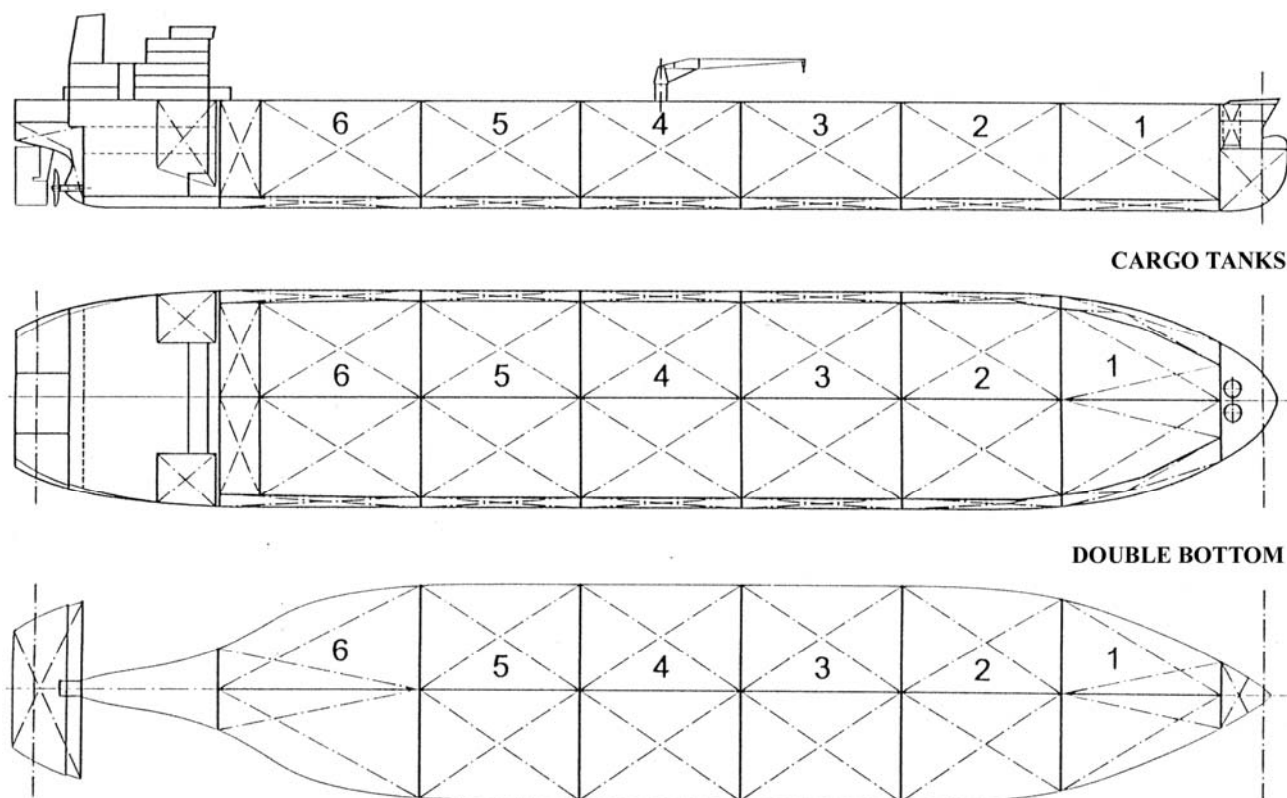
Prema metodi odsječaka, tlačno su opterećeni samo paneli do razine stvarnog gaza, i to cijelo vrijeme njihanja broda na valovima, dok su paneli iznad vodne linije potpuno neopterećeni. To može dovesti do podcjenjivanja zamornog oštećenja za vrijeme plovidbe broda u određenom stanju krcanja za konstrukcijske detalje malo iznad vodne linije [70].

5.2 OSNOVNE IZMJERE BRODA

U brodogradilištu Brodosplit upravo se grade dva sestrinska suezmax tankera od 166 300 dwt, kao novogradnje 433 i 434. Slika 5.2 donosi pojednostavljeni opći plan, a tablica 5.1 opće izmjere broda.

Tablica 5.1 Osnovne izmjere broda

Duljina između okomica	270.0 m
Duljina broda preko svega	281.2 m
Širina broda	48.2 m
Visina broda	23.0 m
Gaz broda	17.1 m
Koeficijent istisnine	0.8415
Maksimalna brzina broda	15.80 čv
Gaz broda u balastu	7.815 m

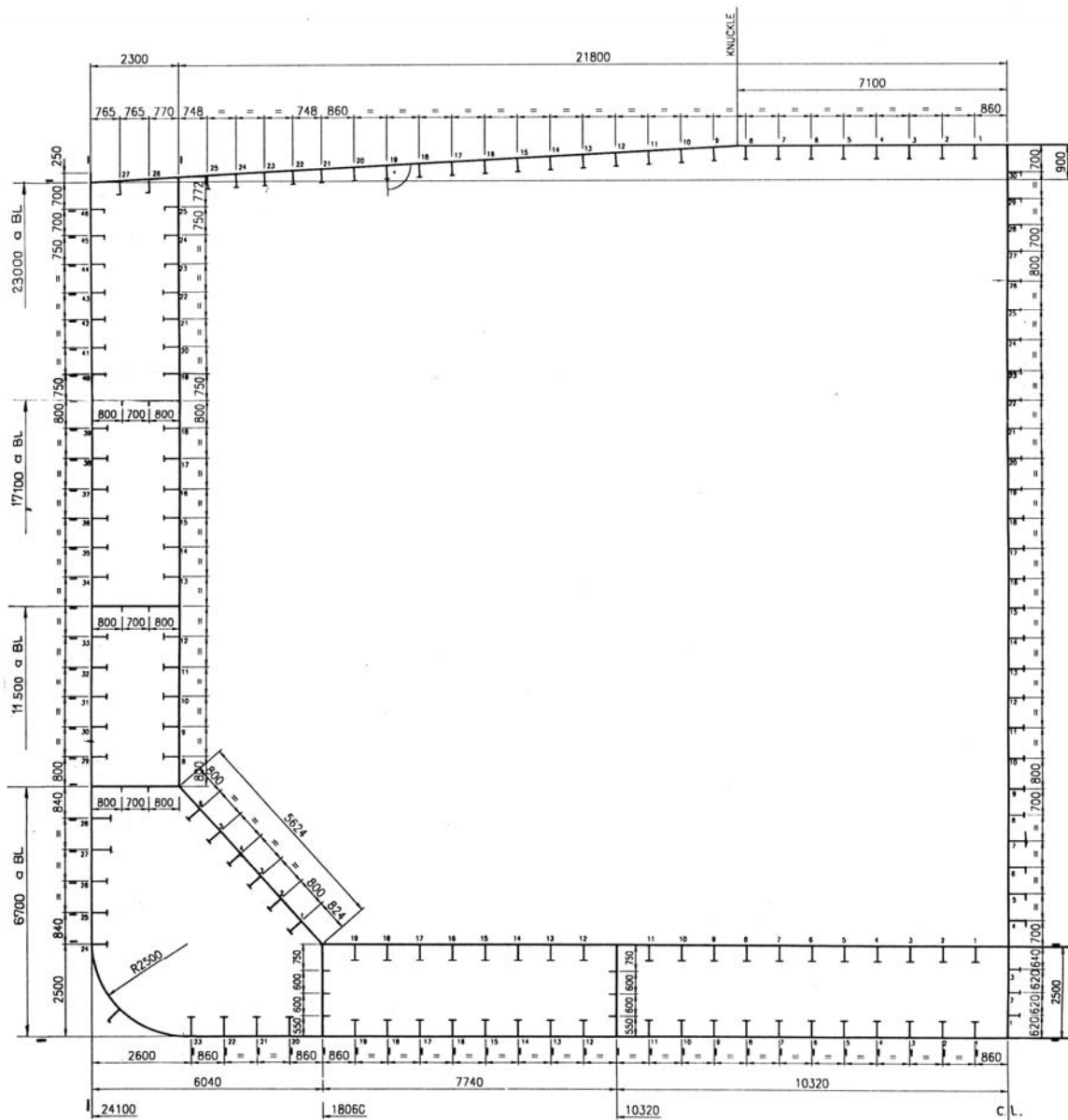


Slika 5.2 Opći plan broda

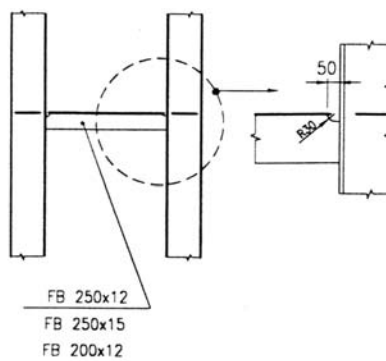
Glavno rebro prikazano je na slici 5.3, dok razmatrani detalj spoja uzdužnjaka boka 30 s okvirnim rebrom donosi slika 5.4.

Razmatraju se dva stanja krcanja – brod u balastu (uz 100% zaliha), slika 5.5 te potpuno nakrcan brod (uz 100% zaliha), slika 5.6.

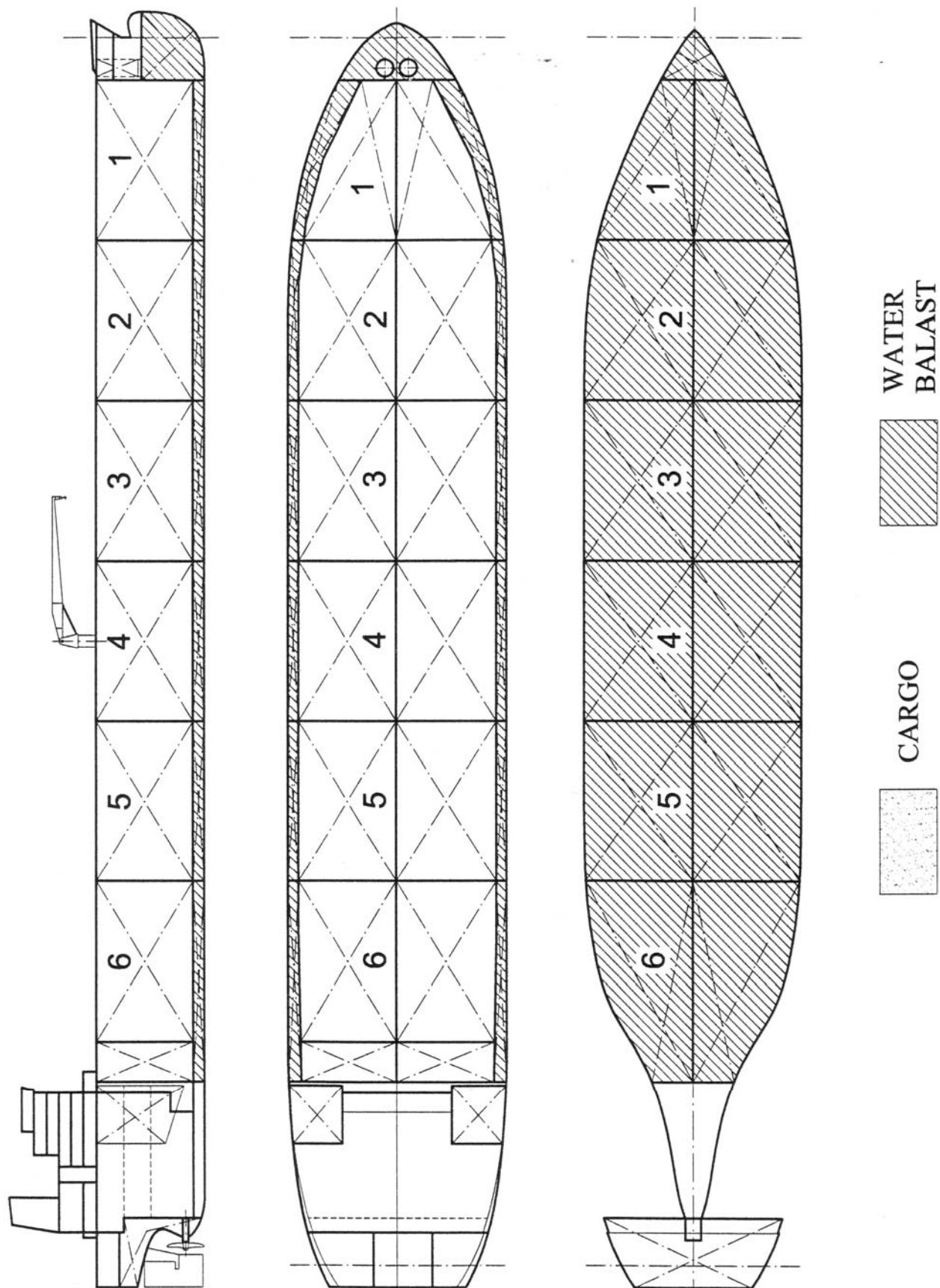
MIDSHIP SECTION GEOMETRY



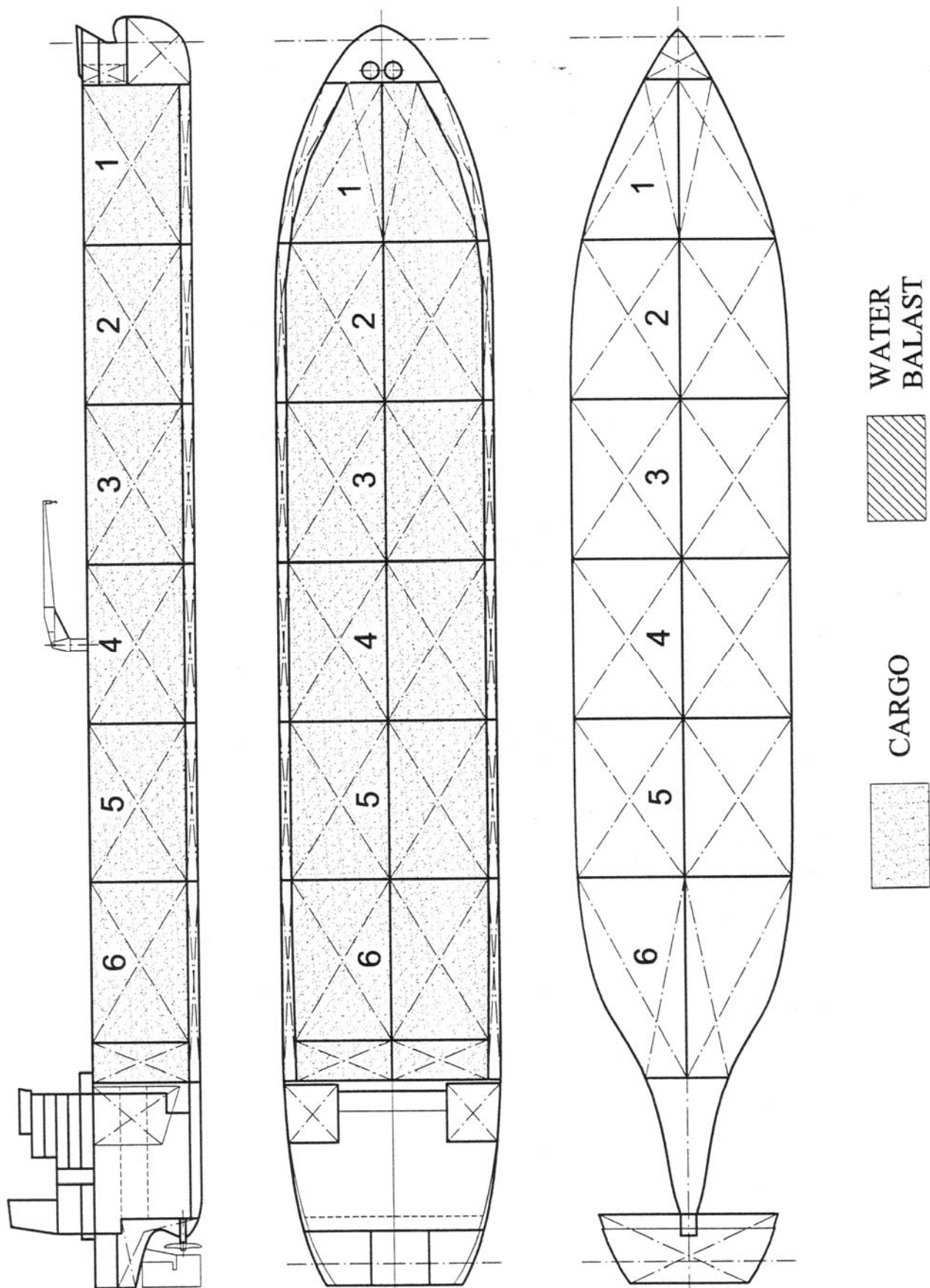
Slika 5.3 Glavno rebro broda



Slika 5.4 Detalj spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom



Slika 5.5 Brod u balastu



Slika 5.6 Potpuno nakrcan brod

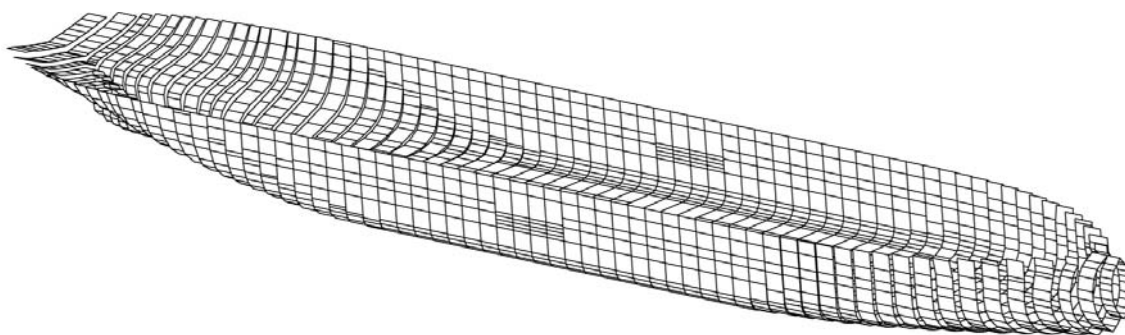
5.3 PRORAČUN ŽIVOTNOG VIJEKA PRISTUPOM ZAREZNOG NAPREZANJA PREMA PRAVILIMA DET NORSKE VERITAS

5.3.1 Hidrodinamičko opterećenje

Proračun hidrodinamičkog opterećenja proveden je metodom odsječaka pomoću programa za analizu valnog opterećenja WAVESHIP [48] unutar programskog paketa SESAM Det Norske Veritasa.

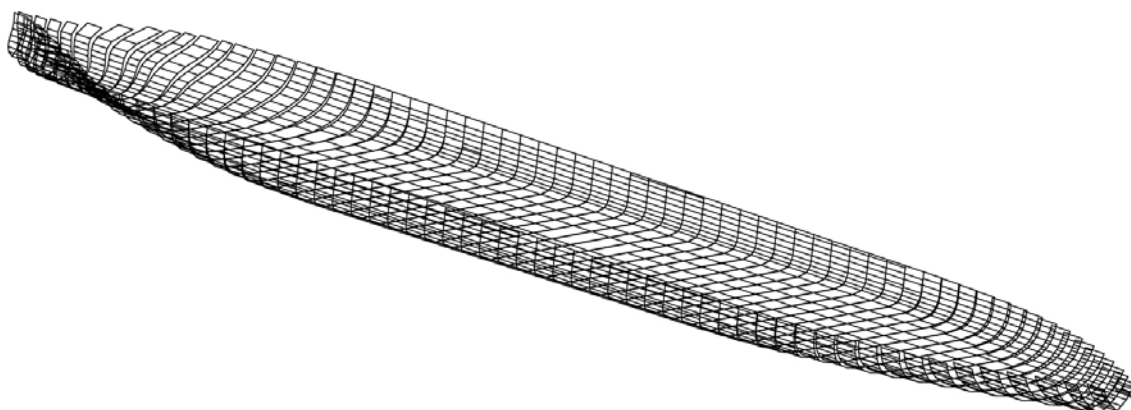
Prema zahtjevima registra, provode se odvojeni proračuni za brod u balastu i potpuno nakrcan brod. U oba slučaja primjenjuje se brzina u iznosu $2/3$ brzine broda u službi, odnosno 10.53 čvora. Proračun se provodi za 30 valnih duljina (registar zahtijeva više od 15), u rasponu od $0.0061L$ do $9.7612L$, gdje je L duljina broda; te 13 smjerova napredovanja broda u odnosu na valove (registar zahtijeva više od 8), od 0° do 180° , s korakom od 15° , što daje ukupno po 390 slučajeva hidrodinamičkog opterećenja za svako stanje krcanja broda.

Hidrodinamički model za stanje potpuno nakrcanog broda sastoji se od 68 odsječaka, čija je duljina u području paralelnog srednjaka jednaka razmaku između okvirnih rebara i iznosi 4.41 m, dok su u pramčanom i krmenom dijelu broda odsječci gušće raspoređeni.



Slika 5.7 Hidrodinamički model za stanje potpuno nakrcanog broda

Za slučaj broda u balastu, hidrodinamički model sačinjava 65 odsječaka.

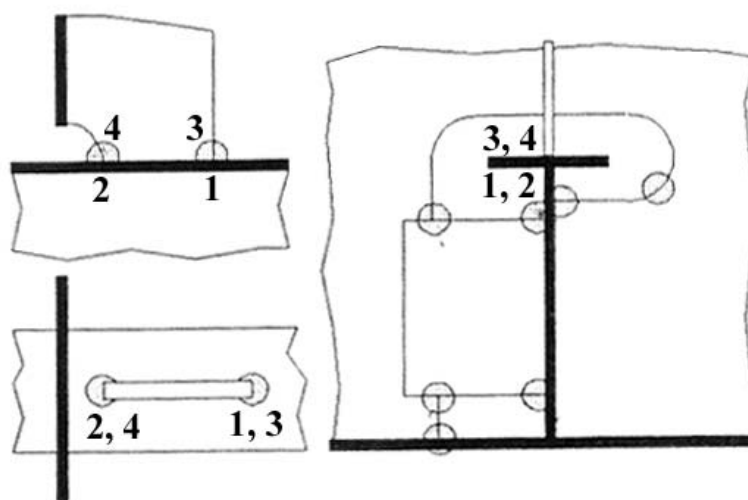


Slika 5.8 Hidrodinamički model za brod u balastu

Rezultati hidrodinamičkog proračuna sastoje se od raspodjele tlačnog opterećenja po oplakanoj površini trupa te ubrzanja uslijed gibanja krutog tijela u svim čvorovima modela konstrukcije (ne samo hidrodinamičkog modela). Oni se mogu automatski prenijeti na strukturni model radi provođenja kvazistatičke strukturne analize [71].

5.3.2 Odziv konstrukcije

Nužan preduvjet određivanja životnog vijeka konstrukcijskog detalja predstavlja poznavanje raspona odgovarajućih naprezanja na potencijalnim mjestima začetka zamornih pukotina. Na spoju uzdužnjaka boka i okvirnog rebra postoji dosta mjesta na kojima bi se mogle razviti zamorne pukotine, slika 5.9.



Slika 5.9 Potencijalna mjesta nastanka zamornih pukotina na spoju uzdužnjaka boka i okvirnog rebra [24]

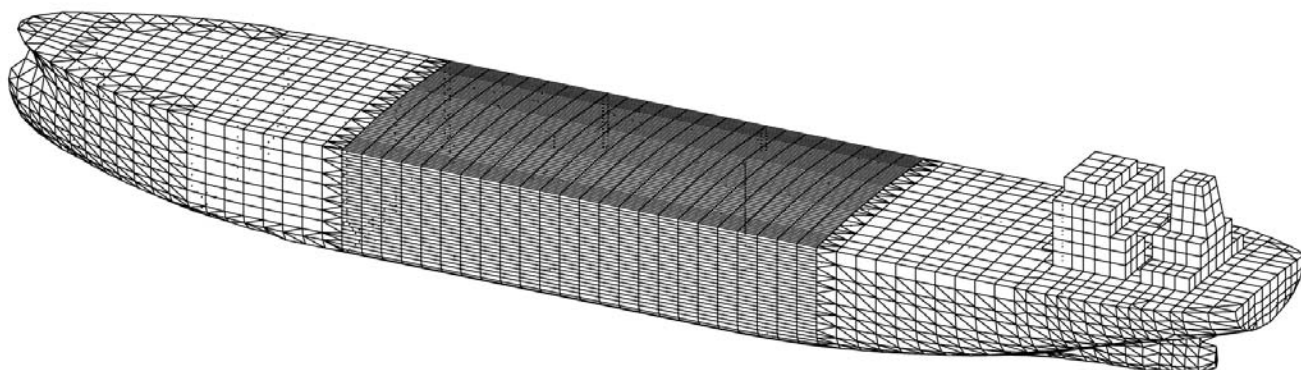
Zbog složenosti i dugotrajnosti proračuna za svaku od njih, u ovom radu odabrat će se samo nekoliko točaka, koje klasifikacijska društva smatraju osobito osjetljivima na zamorno oštećenje [22, 68]:

- točka 1 pukotina nastaje u pojasu uzdužnjaka na prednjem kraju spoja s ukrepom struka okvirnog rebra (žarište vrste a)
- točka 2 pukotina nastaje u pojasu uzdužnjaka na stražnjem kraju spoja s ukrepom struka okvirnog rebra (žarište vrste a)
- točka 3 pukotina nastaje u ukrepi struka okvirnog rebra na prednjem kraju spoja s pojasom uzdužnjaka (žarište vrste b)
- točka 4 pukotina nastaje u ukrepi struka okvirnog rebra na stražnjem kraju spoja s pojasom uzdužnjaka (žarište vrste b)

Za svaki od 2x390 slučajeva opterećenja provodi se analiza naprezanja metodom konačnih elemenata u dva koraka. U prvom se računa globalna raspodjela naprezanja u primarnim elementima konstrukcije trupa pomoću globalnog modela konstrukcije. Potom se pomoću lokalnog modela konstrukcijskog detalja određuju prienosne funkcije žarišnih naprezanja na pojedinim mjestima na kojima se može razviti zamorna pukotina.

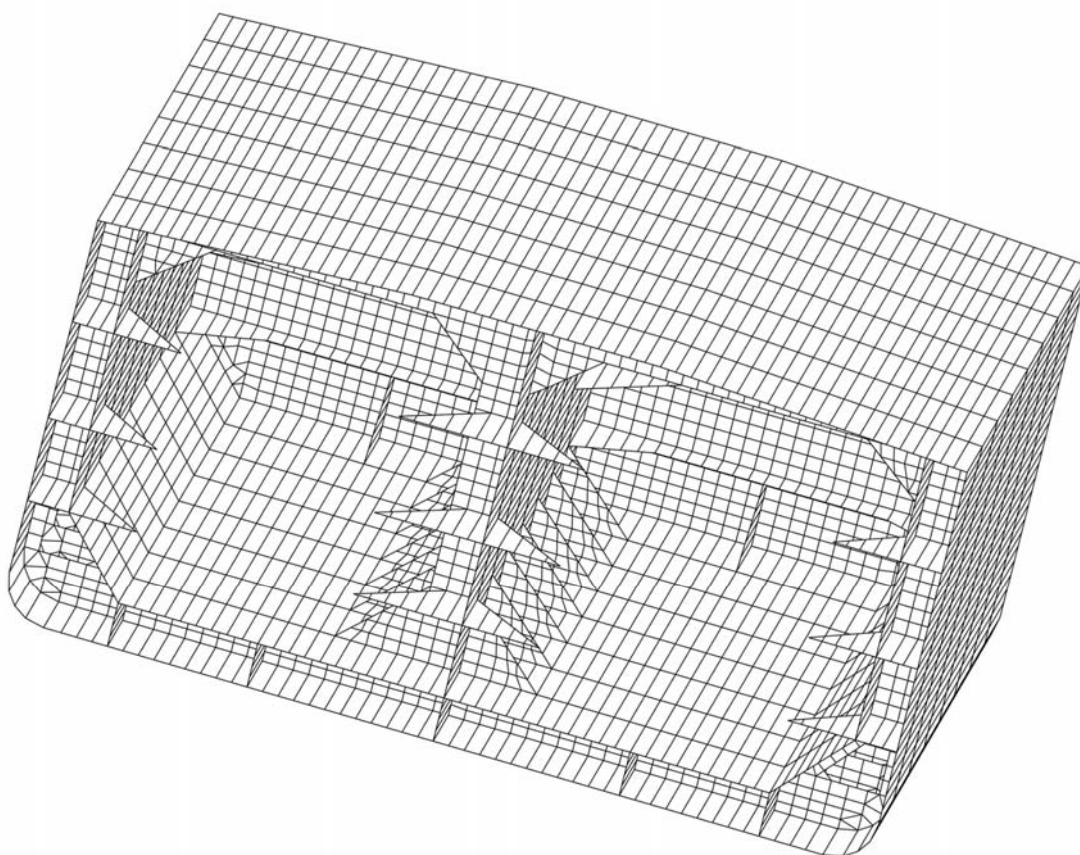
5.3.2.1 Globalni model konstrukcije

Svrha globalne analize trupa je dobivanje pouzdanog opisa ukupne krutosti i globalne raspodjele naprezanja u primarnim elementima konstrukcije trupa. Stoga se globalni model konstrukcije proteže čitavom duljinom broda, a sačinjava ga 9 superelemenata.



Slika 5.10 Globalni model konstrukcije trupa

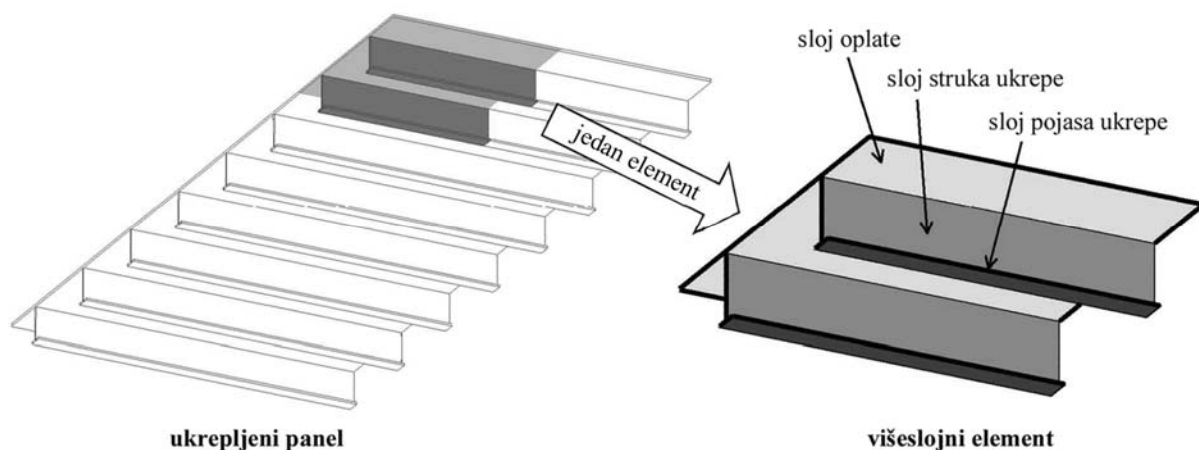
Pojedini superelementi izrađuju se pomoću predprocesora za stvaranje modela konačnih elemenata – PREFEM-a, dok se globalni model dobija spajanjem superelemenata pomoću predprocesora za sklapanje superelemenata – PRESEL-a.



Slika 5.11 Superelement 6 (skladište 4)

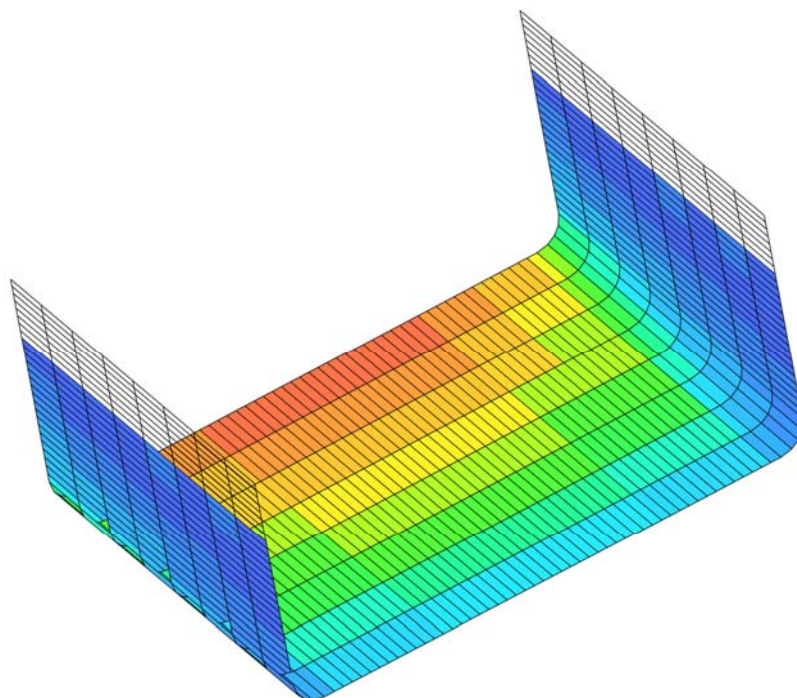
Za tri skladišna prostora po sredini broda (skladišta 3,4,5; slika 5.2) gustoća mreže konačnih elemenata u poprečnom presjeku obuhvaća sve elemente koji sudjeluju u uzdužnoj čvrstoći trupa, dok je veličina elemenata po duljini broda jednaka razmaku između okvirnih rebara. Oplata je modelirana ljuskastim elementima, a ukrepe grednim elementima.

Superelementi u pramčanom i krmenom dijelu broda modelirani su rjeđom mrežom konačnih elemenata kako bi se smanjio opseg proračuna. Ovdje su ukrepljeni paneli modelirani preko tzv. *višeslojnih* elemenata, koji se sastoje od željenog broja slojeva, npr. sloja oplata, sloja struka ukrepe i sloja pojasa ukrepe [72], dok su ukrepe na rubovima takvih elemenata modelirane grednih elemenata.



Slika 5.12 Višeslojni element za modeliranje ukrepljenih panela [72]

Globalni model sastoji se od ukupno 68177 elemenata, tj. 35868 ljuskastih (uključujući višeslojne) i 32309 grednih elemenata, a ima ukupno 250524 stupnja slobode.



Slika 5.13 Primjer hidrodinamičkih tlakova na superelementu 6 (skladištu 4)

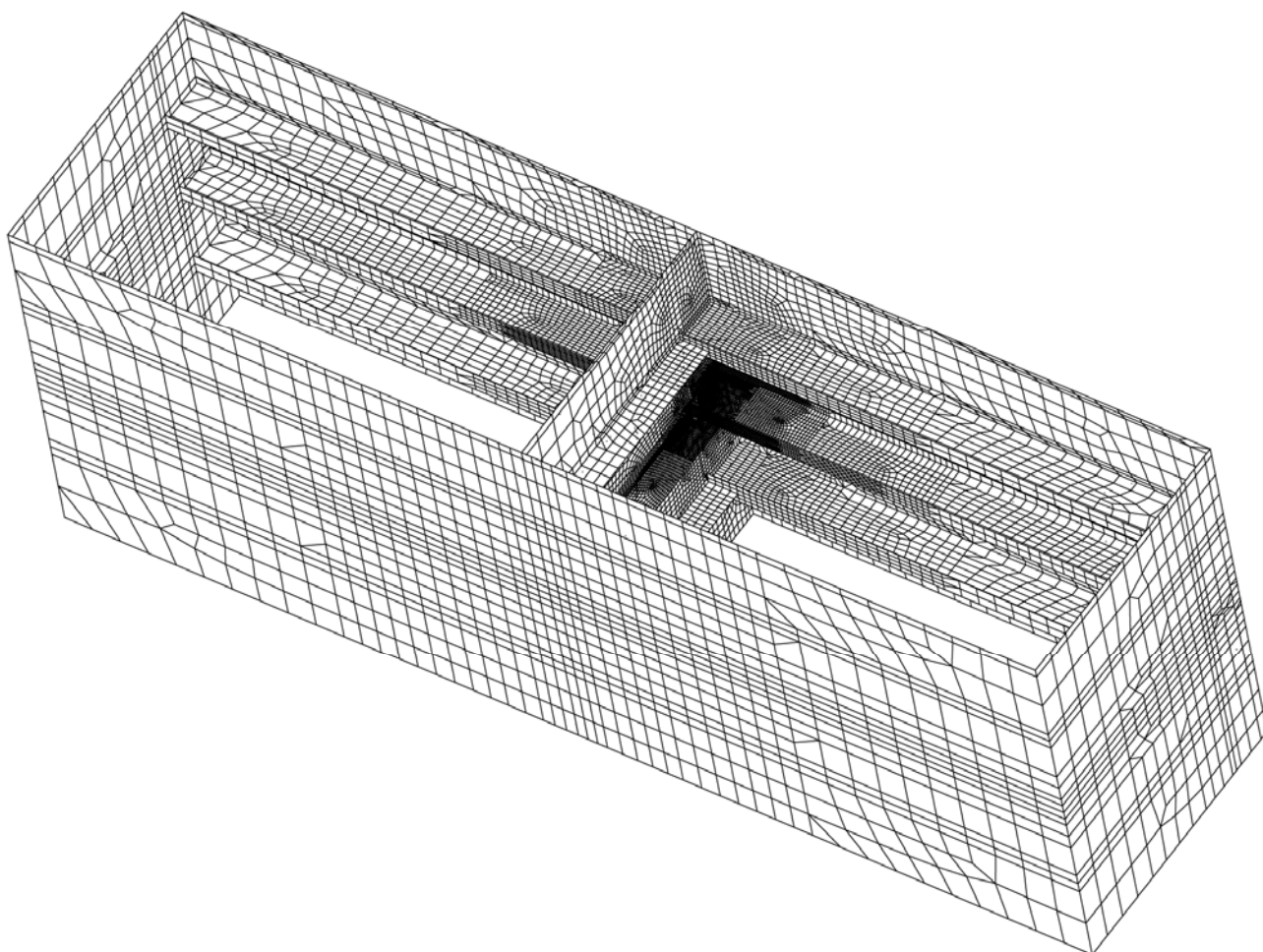
Hidrodinamičko opterećenje koje se izravno prenosi na globalni model konstrukcije trupa sastoji se iz dinamičkih tlakova, slika 5.13, te ubrzanja u svim čvorovima modela na osnovi kojih se računaju inercijske sile.

Na globalni model postavljaju se samo osnovni rubni uvjeti kako bi se spriječilo gibanje konstrukcije kao krutog tijela i na taj način izbjegla singularnost sustava jednažbi. Rezultat analize globalnog modela su deformacije u čvorovima koje služe kao rubni uvjeti u analizi podmodela.

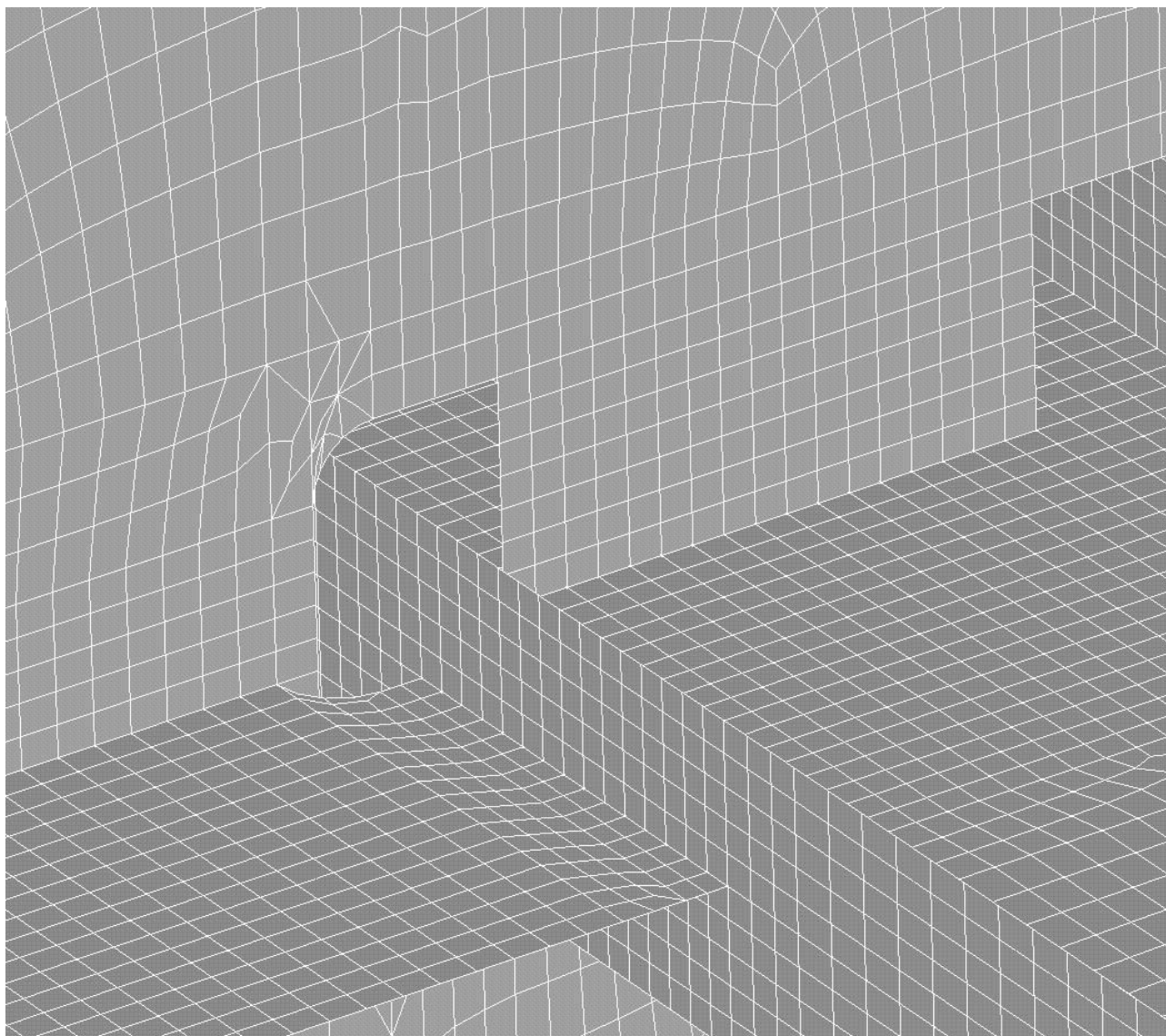
5.3.2.2 Lokalni model konstrukcijskog detalja (podmodel)

U analizi naprezanja konstrukcijskog detalja koristi se tehnika podmodeliranja koja omogućuje da se određeni dio globalnog modela izdvoji iz ostatka konstrukcije i zasebno detaljnije analizira [73]. Pritom se kao rubni uvjeti na podmodelu koriste čvorne sile ili čvorni pomaci iz proračuna globalnog modela konstrukcije. Onaj prijenos opterećenja može se provesti ručno, ili pomoću računalnog programa.

Lokalni model detalja spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom proteže se između tri okvirna rebra (R69-R71) po duljini, između 5 uzdužnjaka boka po visini i između oplata boka i dvoboka po širini.



Slika 5.14 Lokalni model detalja spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom



Slika 5.15 Detalj lokalnog modela

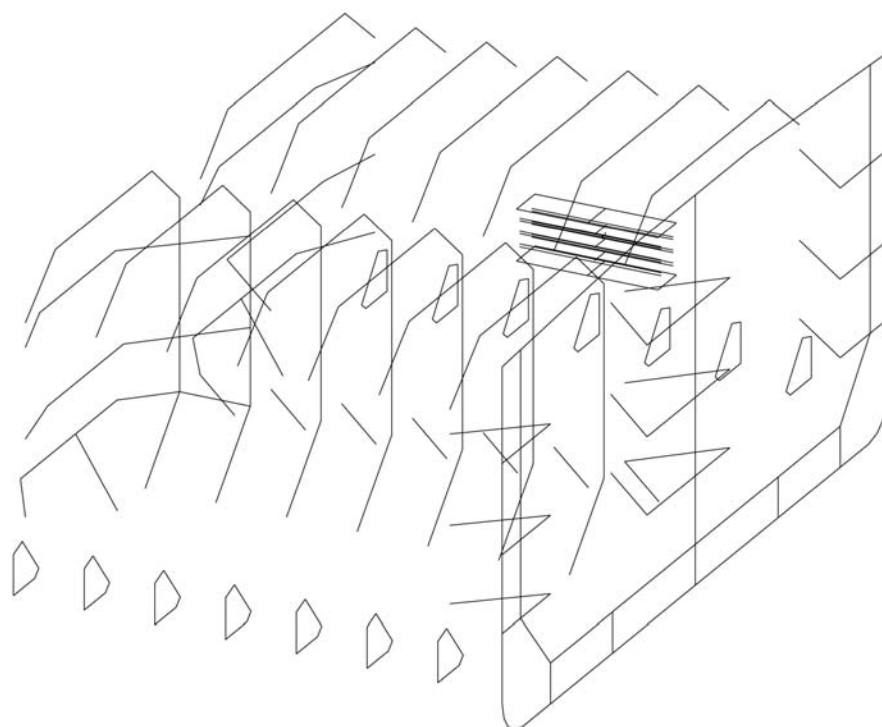
Limovi su modelirani ljuskastim elementima, a ukrepe na rubovima modela grednim elementima. Lokalni model sastoji se od ukupno 20784 elementa, tj. 20328 ljuskastih i 456 grednih elemenata, a ima ukupno 364734 stupnja slobode. I ovaj je model izrađen pomoću predprocesora za stvaranje modela konačnih elemenata – PREFEM-a.

Korišteni su ljuskasti elementi s 6 i 8 čvorova te gredni elementi s 3 čvora, što se preporučuje u slučajevima visokih gradijenata naprezanja i žarišta koja spadaju u grupu b [52].

Na rubove lokalnog modela automatski su prenijeti čvorni pomaci iz globalnog modela pomoću predprocesora za podmodeliranje – SUBMOD-a.

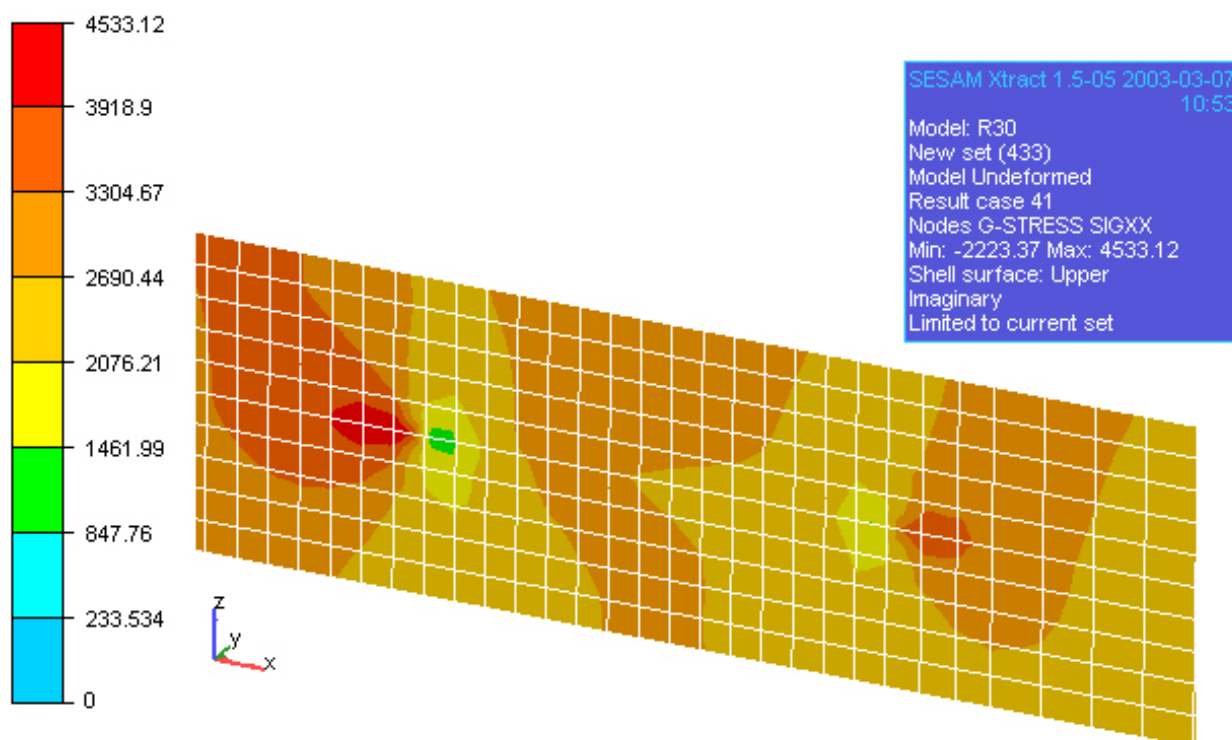
Veličina lokalnog modela dovoljno je velika, tako da se može smatrati da uvjeti na njegovim rubovima znatnije ne utječu na odziv naprezanja na mjestima koja se proučavaju. Izračunata raspodjela naprezanja izuzetno je osjetljiva na veličinu konačnih elemenata.

Smanjivanjem njihove veličine, naprezanja u diskontinuitetima rastu prema beskonačnosti. S druge strane, elementi ne smiju biti niti preveliki, kako točke iz kojih se provodi ekstrapoliranje naprezanja ne bi ležale unutar istog konačnog elementa [23]. Stoga se u modeliranju koriste pravokutni elementi sa stranicama čija je duljina reda veličine debljine limova koji se spajaju.



Slika 5.16 Položaj lokalnog modela u globalnom modelu

Budući da bi izravno računanje zarezni napreznja zahtijevalo izuzetno finu mrežu konačnih elemenata, ali i modeliranje samog zvara, uobičajeno je metodom konačnih elemenata računati raspodjelu žarišnih napreznja u blizini potencijalnih mjesta začetka zamorne pukotine.



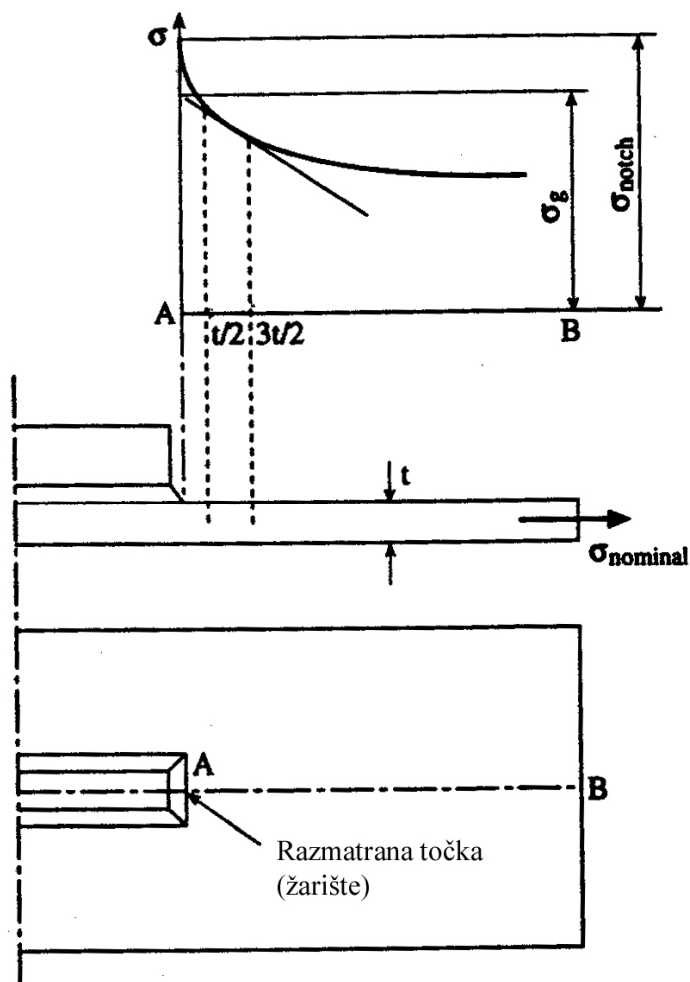
Slika 5.17 Raspodjela napreznja u pojasu uzdužnjaka, kN/m^2

Radi smanjenja opsega proračuna, hidrodinamička analiza provodi se samo za kutove između 0° i 180° . Kod približno simetričnih konstrukcija utjecaj valova iz preostalih smjerova može se obuhvatiti analizom naprezanja na identičnom lokalnom modelu smještenom na suprotnoj strani broda. Analiza takvog podmodela provedena je za 2*330 slučajeva opterećenja (nije bilo potrebe za ponovnim analiziranjem naprezanja za kutove 0° i 180° koja su dobivena na izvornom podmodelu, čime je otpalo 60 slučajeva opterećenja).

Do zarezni naprezanja dolazi se množenjem žarišnih naprezanja faktorom koncentracije naprezanja uslijed oblika zavarenog spoja.

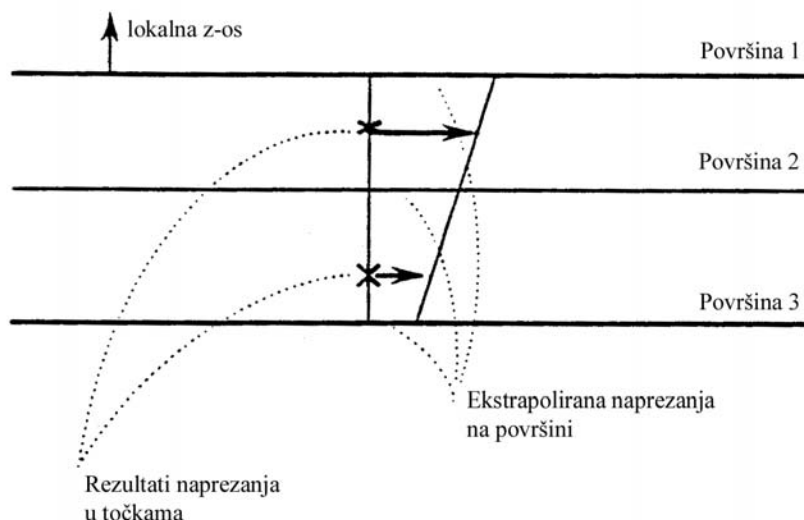
5.3.2.3 Postupak ekstrapoliranja naprezanja

Rezultat analize lokalnog modela su žarišna naprezanja u Gaussovima točkama integracije pojedinih konačnih elemenata. Kako bi se došlo do žarišnih naprezanja u točkama u kojima može doći do začetka zamornih pukotina, potrebno je provesti postupak ekstrapoliranja naprezanja u tri koraka [23].



Slika 5.18 Ekstrapoliranje naprezanja do žarišta [23]

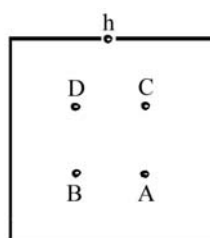
U prvom se koraku naprezanja linearno ekstrapoliraju od Gaussovih točaka integracije do površine kroz debljinu lima. Unutar paketa SESAM, ovo se provodi automatski [74].



Slika 5.19 Linearno ekstrapoliranje naprezanja do površine elementa [74]

Potom se provodi bilinearno ekstrapoliranje iz Gaussovih točaka na površini lima do točaka na liniji A-B (slika 5.18).

$$\sigma_h = \sigma_B + (\sigma_A - \sigma_B) \cdot \frac{x}{a} + (\sigma_D - \sigma_B) \cdot \frac{y}{b} + (\sigma_B - \sigma_A - \sigma_D + \sigma_C) \cdot \frac{x}{a} \cdot \frac{y}{b}. \quad (5.1)$$



Slika 5.20 Bilinearno ekstrapoliranje

Posljednji korak uključuje linearno ekstrapoliranje naprezanja do žarišta u vrhu zavara, odnosno, u slučaju kada se zavar ne modelira, do presječne linije ljuskastih elemenata [23, 52]. Kod žarišta vrste a (točke 1 i 2 sa slike 5.9) posljednji korak ekstrapoliranja naprezanja provodi se iz točaka na udaljenostima $0.5t$ i $1.5t$ od žarišta, gdje je t debljina lima (pojasa uzdužnjaka) [52,75]:

$$\sigma_{hs} = 1.5\sigma(0.5t) - 0.5\sigma(1.5t). \quad (5.2a)$$

Nasuprot tome, kod žarišta vrste b (točke 3 i 4 sa slike 5.9), veličina elemenata ne ovisi o debljini lima, tako da se linearno ekstrapoliranje provodi iz točaka udaljenih 5 mm i 15 mm od žarišta [52,75]:

$$\sigma_{hs} = 1.5\sigma(5 \text{ mm}) - 0.5\sigma(15 \text{ mm}). \quad (5.2b)$$

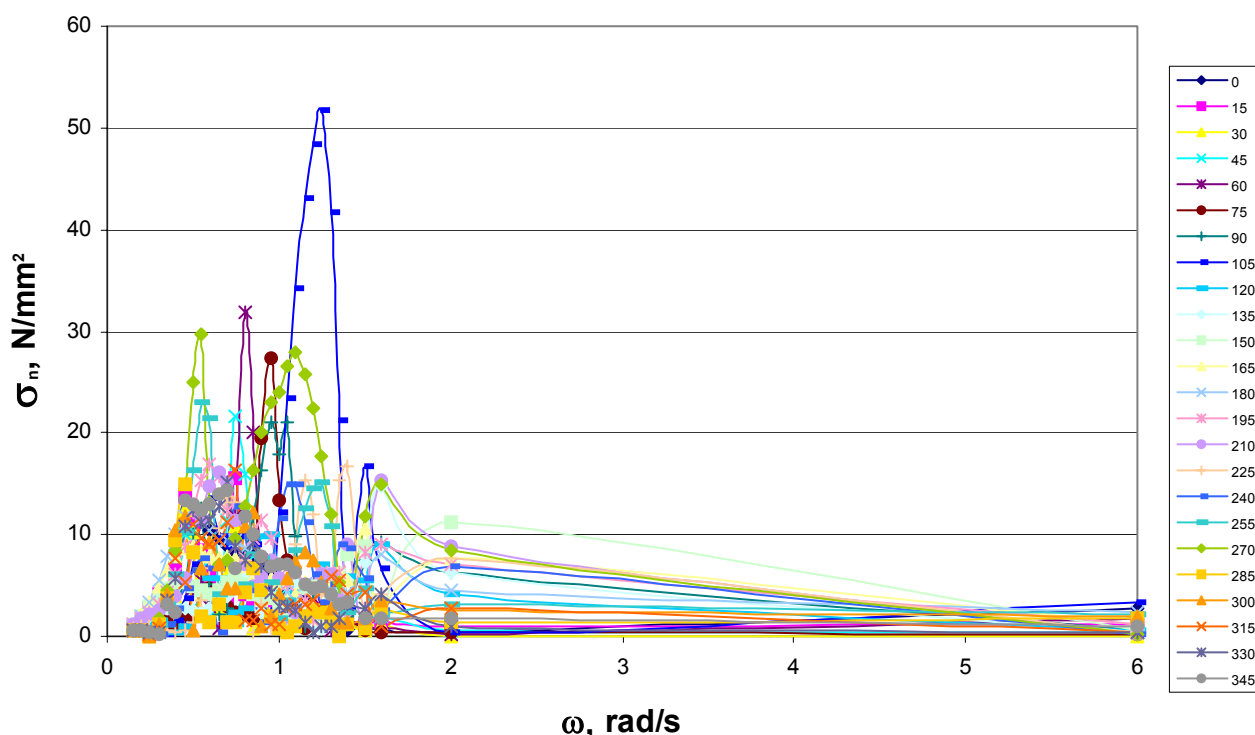
Kako bi se očuvala informacija o smjeru glavnih naprezanja u žarištu, ekstrapoliraju se komponente naprezanja.

5.3.2.4 Određivanje prijenosnih funkcija amplituda zareznog naprezanja

Kako bi se mogla koristiti projektna S-N krivulja uz zarezno naprezanje koju propisuje Det Norske Veritas, nužno je amplitude žarišnog naprezanja pomnožiti faktorom koncentracije naprezanja uslijed oblika zavora K_w . Preporučuje se vrijednost $K_w = 1.5$ [23], tako da amplituda zareznog naprezanja za pojedinu kombinaciju valne frekvencije i smjera plovidbe broda iznosi:

$$\sigma_n = 1.5 \cdot \sigma_{hs} \quad (5.3)$$

Konačni rezultat proračuna odziva konstrukcije predstavljaju prijenosne funkcije amplituda zareznog naprezanja za pojedine smjerove napredovanja broda u odnosu na valove.



Slika 5.21 Prijenosne funkcije realnih amplituda zareznog naprezanja za slučaj potpuno nakrcanog broda za točku 1 sa slike 5.9

5.3.3 Dugoročna razdioba naprezanja

Uobičajeno je razmatrati dugoročnu razdiobu naprezanja u periodu od 20 godina, što predstavlja životni vijek za koji se brod i projektira. Takav proračun temelji se na odabranom valnom spektru, kao i na dijagramima rasipanja valova za područja u kojima se predviđa da će brod ploviti u službi.

Za brodove za koje se pretpostavlja da će ploviti u oštrijim uvjetima, obično se odabire dijagram rasipanja valova za Sjeverni Atlantik [23]. U ovom radu odabrana je SHIPREL tablica stanja mora (*Reliability Methods for Ship Structural Design*) koja se preporučuje za analizu brodova koji trebaju ploviti bez posebnih ograničenja [76], a koja obuhvaća nešto manje oštra stanja mora od dijagrama rasipanja valova za Sjeverni Atlantik.

Tablica stanja mora za morske zone 8, 9, 11, 15, 16 i 17 prema pomorskom atlasu <i>Global Wave Statistics</i> [3, 5]												Razred valnih visina	dH_s gH _s	Srednja valna visina H _{S,i}	Apsolutna učestalost	
												i	[m]	[m]	f _i	
												1	12-11	11,5	0,500	
												2	11-10	10,5	1,830	
												3	10-9	9,5	4,170	
												4	9-8	8,5	8,132	
0,160	0,720	1,800	3,400	4,400	3,400	1,500	0,430	0,170				5	8-7	7,5	15,980	
0,320	1,100	2,700	5,800	8,300	7,000	3,500	1,400	0,350				6	7-6	6,5	30,470	
0,320	1,500	4,000	9,800	16,000	15,000	8,400	3,000	0,680	0,170				7	6-5	5,5	58,870
0,160	1,500	5,300	14,00	27,000	31,000	20,000	6,900	1,900	0,290				8	5-4	4,5	108,050
												9	4-3	3,5	180,520	
												10	3-2	2,5	249,788	
												11	2-1	1,5	242,370	
												12	1-0	0,5	99,320	
Razred valnih perioda	j	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	N=1000,000			
dT ₀ -gT ₀	[s]	13-14	12-13	11-12	10-11	9-10	8-9	7-8	6-7	5-6	4-5	3-4				
T _{0j}	[s]	13,5	12,5	11,5	10,5	9,5	8,5	7,5	6,5	5,5	4,5	3,5				
Apsolutna učestalost	f _j	0,960	7,860	25,40	71,03	155,702	242,740	254,330	166,120	62,600	12,380	0,878				
Kumulativna apsolutna učestalost	F _j	0,960	8,820	34,220	105,250	260,952	503,692	758,022	924,142	986,742	999,122	1000,00				

Slika 5.22 SHIPREL tablica stanja mora [76]

Za otvoreni ocean obično se koristi Pierson-Moskowitz valni spektar, jednačba (3.154)

$$S(\omega) = H_s^2 T_Z \frac{1}{8\pi^2} \left(\frac{\omega T_Z}{2\pi} \right)^{-5} e^{-\frac{1}{\pi} \left(\frac{\omega T_Z}{2\pi} \right)^4} \quad \text{za } \omega > 0.$$

Svaka od kombinacija stanja mora (iz dijagrama rasipanja valova) i smjera plovidbe broda u odnosu na valove rezultira kratkoročnim spektrom odziva amplituda zarezni napreznja. Proračun takvih kratkoročnih spektara odziva iz odgovarajućeg valnog spektra i prijenosnih funkcija amplituda zarezni napreznja proveden je pomoću programa POSTRESP u okviru programskog paketa SESAM [77]. Uz pretpostavku uskopojasnosti spektara odziva, može se smatrati da amplitude zarezni napreznja slijede Rayleighovu razdiobu.

Dugoročna razdioba raspona napreznja može se odrediti pomoću izraza (3.167) kao težinska suma svih kratkoročnih razdioba napreznja preko svih stanja mora i svih smjerova plovidbe broda, gdje ulogu težinskih koeficijenata imaju vjerojatnosti pojavljivanja pojedinih kombinacija stanja mora i smjera napredovanja broda u odnosu na valove. Moguće je tako dobivenu dugoročnu raspodjelu uskladiti s teorijskom dvoparametarskom Weibullovom razdiobom pomoću tehnike najmanjih kvadrata [23].

Budući da je moguće proračunati zamorno oštećenje preko Rayleighevih razdioba unutar svakog kratkoročnog stanja mora, u ovom radu nije niti određivana dugoročna raspodjela napreznja koja bi samo unijela dodatnu nesigurnost u proračun.

5.3.4 Dinamička izdržljivost konstrukcijskog detalja

Det Norske Veritas za proračun životnog vijeka pristupom zarezno napreznja predlaže jedinstvenu S-N krivulju izvedenu iz C DeN krivulje, povezanu s vjerojatnošću preživljavanja detalja od 97.6% [23]. Pretpostavlja se učinkovita antikorozivna zaštita u cijelom projektnom vijeku broda, tako da se koristi S-N krivulja za zrak/katodnu zaštitu. Radi jednostavnosti proračuna predlaže se pojednostavljena krivulja bez promjene nagiba, čija upotreba daje konzervativne rezultate [23]. Parametri odabrane DNV Ib S-N krivulje:

$$\log \bar{a} = 12.76, \quad m = 3.0.$$

5.3.5 Proračun zamornog oštećenja

U slučaju kada je dugoročna razdioba raspona napreznja definirana nizom kratkoročnih Rayleighevih razdioba za svaku kombinaciju stanja mora i smjera plovidbe broda, odabire se jednostavniji zatvoreni oblik jednadžbe za proračun zamornog oštećenja koji se temelji na korištenju S-N krivulje bez promjene nagiba, jednadžba (3.333):

$$D = \frac{\nu_0 T_d}{K_p} \Gamma \left(1 + \frac{m}{2} \right) \sum_{n=1}^{N_{load}} p_n \sum_{i,j=1}^{a,b} A_{ij,n} \left(2\sqrt{2m_{0ij,n}} \right)^m,$$

gdje je ukupan broj razmatranih stanja krcanja broda $N_{load} = 2$, projektni vijek broda $T_d = 20 \cdot 365.25 \cdot 24 \cdot 3600$ s, parametar S-N krivulje $K_p = 10^{12.76}$, nagib S-N krivulje $m = 3.0$, Γ gamma funkcija, dio projektnog vijeka kojeg tanker provede u potpuno nakrcanom stanju $p_1 = 0.45$, dio projektnog vijeka kojeg tanker provede u balastnom stanju $p_2 = 0.4$, $m_{0ij,n}$ nulti moment spektra odziva amplituda zarezno napreznja za kombinaciju i-tog smjera napredovanja broda, j-tog stanja mora i n-tog stanja krcanja broda, dok je relativni broj ciklusa napreznja u pojedinom kratkoročnom stanju

$$A_{ij,n} = \frac{p_{ij,n} \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_{2ij,n}}{m_{0ij,n}}}}{\sum_{ij} p_{ij,n} \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_{2ij,n}}{m_{0ij,n}}}} = \frac{p_{ij,n} \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_{2ij,n}}{m_{0ij,n}}}}{\nu_0}, \quad (5.4)$$

gdje je $p_{ij,n}$ vjerojatnost pojavljivanja pojedine kombinacije stanja mora, smjera plovidbe broda i stanja krcanja broda, $m_{2ij,n}$ drugi moment spektra odziva amplituda zarezno napreznja za kombinaciju i-tog smjera napredovanja broda, j-tog stanja mora i n-tog stanja krcanja broda, a ν_0 prosječna dugoročna frekvencija prolaska nule odziva amplituda zarezno napreznja.

Rezultate proračuna za svako od razmatranih potencijalnih mjesta začetka i razvoja zamornih pukotina donosi tablica 5.2.

Tablica 5.2 Rezultati proračuna zamornog oštećenja detalja spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom

Točka	D		
	Potpuno nakrcan brod	Brod u balastu	Ukupno
1	0.293	0.088	0.381
2	0.422	0.178	0.600
3	3.595	0.879	4.474
4	7.181	3.096	10.277
2	0.422	0.178	0.600

Istraživanja žarišta vrste b sa slike 3.65 novijeg su datuma [54]. U ovom radu primijenjen je postupak koji se preporučuje kod korištenja relativno grube mreže konačnih elemenata, prema kojemu se naprezanja u žarištu određuju linearnim ekstrapoliranjem naprezanja iz čvorova po sredini bočnih stranica 8-čvornih ljuskastih elemenata dimenzija 10x10 mm [52, 75]. Znatno viša razina naprezanja, posljedica koje je i znatno veće zamorno opterećenje, tablica 5.2, pokazuje kako je vjerojatno došlo do precjenjivanja naprezanja u točkama ekstrapolacije uslijed singularnosti naprezanja u lokalnom zarezu. Drugi pristup preporučuje korištenje finije mreže konačnih elemenata i kvadratnu ekstrapolaciju naprezanja iz točaka udaljenih 4, 8 i 12 mm od žarišta [52, 75]. Ocjena rezultata dobivenih u točkama 3 i 4 zahtijeva daljnje istraživanje i stoga će se koristiti samo rezultati dobiveni u točkama 1 i 2, slika 5.9. Oni pokazuju da je omjer zamornog oštećenja veći u točki 2 koja stoga predstavlja *najslabiju kariku* i određuje (ne)prihvatljivost konstrukcijskog detalja. To se podudara i s preporukama LR-a, koji kritičnim mjestom na spoju uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom smatra upravo stražnji kraj spoja ukrepe okvirnog rebra i pojasa uzdužnjaka boka, slika 2.47.

5.4 PRORAČUN ŽIVOTNOG VIJEKA POJEDNOSTAVLJENIM POSTUPKOM PREMA PRAVILIMA DET NORSKE VERITAS

Cjeloviti proračun životnog vijeka detalja spoja uzdužnjaka boka s poprečnim okvirom pojednostavljenim postupkom prema pravilima Det Norske Veritasa donosi prilog A, dok se u nastavku ovog potpoglavlja samo uopćeno razmatraju njegovi pojedini koraci.

Poput prethodno provedenog detaljnog proračuna životnog vijeka, i ovdje se uzimaju u obzir dva osnovna stanja krcanja broda – potpuno nakrcan brod i brod u balastu.

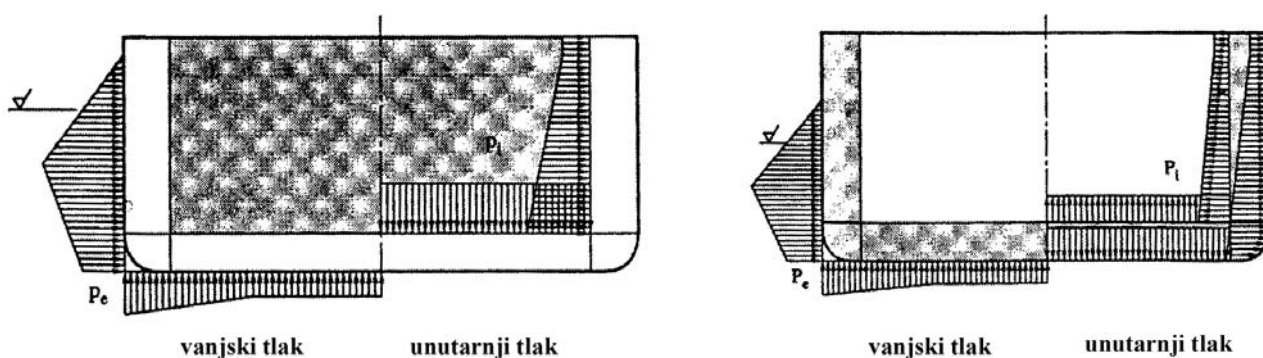
Određivanje hidrodinamičkog opterećenja

Hidrodinamičko opterećenje, sastavljeno od momenata savijanja broda na valnom brijegu i valnom dolu, vanjskog tlaka mora i unutarnjeg tlaka tereta/balasta, računa se prema pojednostavljenim izrazima koje propisuje registar. Za svako od razmatranih stanja krcanja broda proračun opterećenja temelji se na stvarnom gazu, metacentarskoj visini i polumjeru tromosti za ljuljanje.

Vertikalni i horizontalni momenti savijanja trupa određuju se uz vjerojatnost premašivanja od 10^{-4} .

Proračun vanjskog tlaka mora uzima u obzir promjene tlaka uslijed zapljuskivanja valova. Tlačno opterećenje u području ispod vodne linije se smanjuje, dok iznad vodne linije postoji određeno opterećenje, što proračun metodom odsječaka nije omogućavao. Dakle, moglo bi se reći da je pojednostavljeni proračun hidrodinamičkog opterećenja u nekim stvarima točniji od detaljnog numeričkog proračuna! Budući da se razmatrani detalj nalazi malo iznad vodne linije kod broda u balastu, ovo će se odraziti samo na proračun zamornog oštećenja kod tog stanja krcanja broda.

Unutarnja tlačna opterećenja od tereta/balasta posljedica su gibanja broda i računaju se na temelju ubrzanja u svim stupnjevima slobode koja se kombiniraju u rezultirajuća ubrzanja u poprečnom, uzdužnom i vertikalnom smjeru. Za amplitudu dinamičkog unutarnjeg tlaka uzima se maksimalna vrijednost tlaka uslijed ubrzanja u određenom smjeru [23]. Slika 5.23 donosi raspodjelu unutrašnjih i vanjskih tlakova kod tankera za potpuno nakrcan brod i brod u balastu.



Slika 5.23 Raspodjela tlaka kod tankera u potpuno nakrcanom i balastnom stanju [23]

Na kraju je potrebno napomenuti da se tlakovi uslijed zapljuskivanja tekućine u tankovima obično zanemaruju prilikom proračuna zamornog oštećenja [23].

Određivanje naprezanja

Za svako stanje krcanja kombiniraju se globalne komponente naprezanja uslijed savijanja broda na valovima s lokalnim komponentama naprezanja uslijed djelovanja unutrašnjih i vanjskih tlačnih opterećenja. Raspon kombiniranog naprezanja:

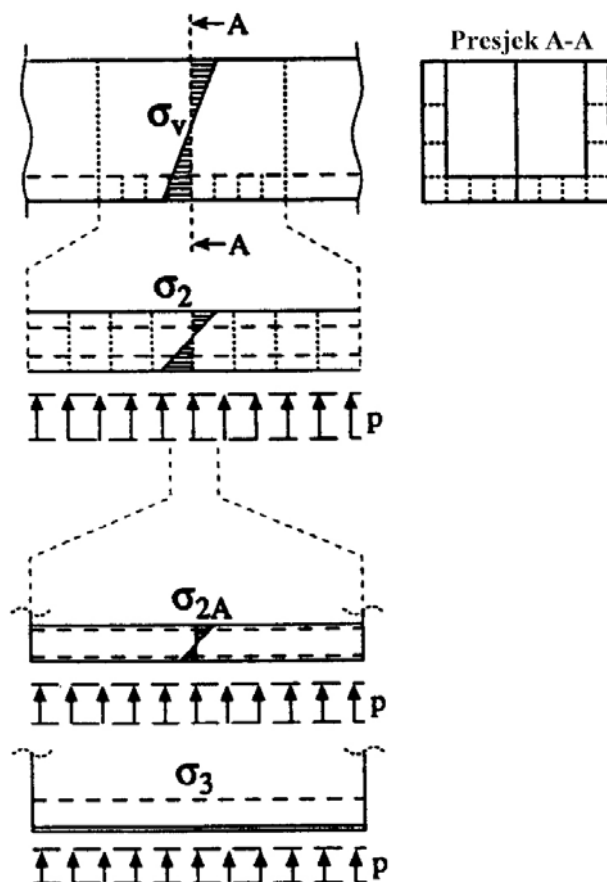
$$\Delta\sigma = \max \left\{ \begin{array}{l} \Delta\sigma_g + b \cdot \Delta\sigma_l \\ a \cdot \Delta\sigma_g + \Delta\sigma_l \end{array} \right. , \quad (5.5)$$

gdje su a i b faktori korelacije između globalnih i lokalnih raspona naprezanja, za koje Det Norske Veritas preporučuje vrijednosti $a = b = 0.6$, $\Delta\sigma_g$ raspon globalnog naprezanja, a $\Delta\sigma_l$ raspon lokalnog naprezanja.

Proračun globalnog naprezanja uključuje vertikalno i horizontalno savijanje trupa (prema potrebi može se uključiti i uvijanje):

$$\Delta\sigma_g = \sqrt{\Delta\sigma_v^2 + \Delta\sigma_{hg}^2 + 2\rho_{vh}\Delta\sigma_v\Delta\sigma_{hg}} , \quad (5.6)$$

gdje je $\Delta\sigma_v$ raspon naprezanja uslijed vertikalnog savijanja trupa, a $\Delta\sigma_{hg}$ raspon naprezanja uslijed horizontalnog savijanja trupa, a ρ_{vh} faktor korelacije između vertikalnog i horizontalnog savijanja trupa, za koji registar preporučuje vrijednost $\rho_{vh} = 0.1$.



Slika 5.24 Definicija komponenti naprezanja [23]

Slično tome, raspon lokalnog naprezanja računa se na temelju amplituda lokalnih naprezanja uslijed vanjskog i unutrašnjeg tlačnog opterećenja:

$$\Delta\sigma_l = 2\sqrt{\sigma_e^2 + \sigma_i^2 + 2\rho_p\sigma_e\sigma_i}, \quad (5.7)$$

gdje je σ_e naprezanje uslijed vanjskog tlačnog opterećenja, σ_i naprezanje uslijed unutrašnjeg tlačnog opterećenja, a ρ_p faktor korelacije između vanjskih i unutrašnjih tlačnih opterećenja.

Amplitude uslijed vanjskih i unutrašnjih tlačnih opterećenja računaju se kao sume lokalnih komponenti naprezanja:

- naprezanja uslijed savijanja dvoboka,
- naprezanja uslijed lokalnog savijanja uzdužnjaka (uslijed relativne deformacije okvirnog rebra u odnosu na pregradu) te
- naprezanja uslijed savijanja oplata.

Budući da je razmatrani detalj smješten po sredini skladišta, nema značajne razlike u deformacijama u odnosu na susjedna okvirna rebra, tako da se komponenta naprezanja uslijed lokalnog savijanja uzdužnjaka može zanemariti.

Proračun zamornog oštećenja

Dugoročna raspodjela naprezanja aproksimira se dvoparametarskom Weibullovom razdiobom. Parametar oblika Weibullove razdiobe računa se ovisno o duljini i gazu broda te položaju razmatranog detalja u odnosu na vodnu liniju. Parametar mjerila Weibullove razdiobe može se zamijeniti maksimalnim rasponom naprezanja $\Delta\sigma_0$ u n_0 ciklusa opterećenja, jednadžba (3.360)

$$q = \frac{\Delta\sigma_0}{(\ln n_0)^{1/h}},$$

čime se dobija sljedeći oblik izraza za proračun zamornog oštećenja, jednadžba (3.361):

$$D = \frac{\nu_0 T_d}{K_p} \left(\Gamma \left(1 + \frac{m}{h_{full}} \right) \frac{\Delta\sigma_{0,full}^m}{(\ln n_0)^{m/h_{full}}} + \Gamma \left(1 + \frac{m}{h_{ballast}} \right) \frac{\Delta\sigma_{0,ballast}^m}{(\ln n_0)^{m/h_{ballast}}} \right),$$

gdje je $n_0 = 10^4$, $\nu_0 T_d$ ukupan broj ciklusa opterećenja, parametar S-N krivulje $K_p = 10^{12.76}$, nagib S-N krivulje $m = 3.0$, Γ gamma funkcija, h parametar oblika Weibullove razdiobe, a $\Delta\sigma_{0,full}$ i $\Delta\sigma_{0,ballast}$ izračunati rasponi zareznog naprezanja za potpuno nakrcan brod i brod u balastu. Rezultate proračuna donosi tablica 5.3.

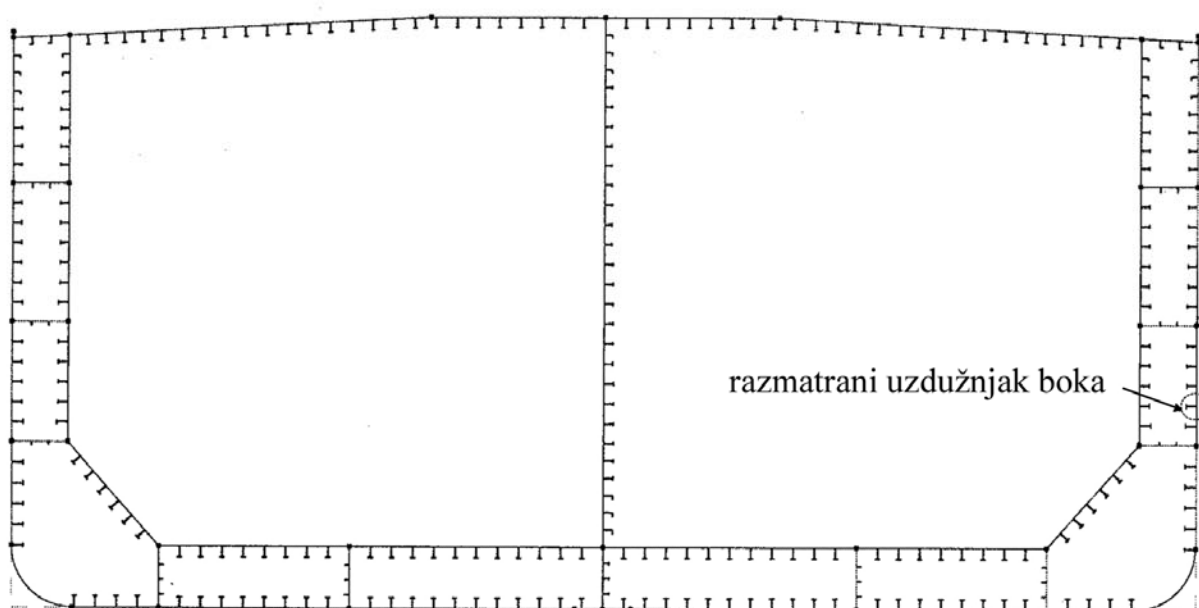
Tablica 5.3 Rezultati pojednostavljenog proračuna zamornog oštećenja za detalj spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom.

	Potpuno nakrcan brod	Brod u balastu	Ukupno
D	0.088	0.016	0.104

5.5 PRORAČUN ŽIVOTNOG VIJEKA POJEDNOSTAVLJENIM POSTUPKOM PREMA PRAVILIMA BUREAU VERITASA

Proračun je proveden uz pomoć programa MARS2000 koji provjerava zadovoljavaju li dimenzije elemenata konstrukcije trupa zahtjeve registra, a koji je sastavni dio programskog paketa VERISTAR.

Modelira se rebro 70 u skladištu 4, slika 5.25, budući da presjek tog okvirnog rebra s uzdužnjakom boka na 8.3 m iznad osnovke predstavlja detalj čija se dinamička izdržljivost razmatra.



Slika 5.25 Rebro 70 modelirano u programu MARS2000

Budući da je u potpoglavlju 4.3 već bilo govora o provođenju pojednostavljenog proračuna zamornog oštećenja prema pravilima Bureau Veritasa, ovdje će se u tablici 5.4 samo iznijeti konačni rezultati.

Tablica 5.4 Rezultati pojednostavljenog proračuna zamornog oštećenja za detalj spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom, dobiveni pomoću programa MARS2000

	Potpuno nakrcan brod	Brod u balastu	Ukupno
D	n/a	n/a	0.24

5.6 USPOREDBA REZULTATA

Sažetak rezultata sva tri provedena proračuna zamornog oštećenja detalja spoja uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom iznosi se u tablici 5.5. Životni vijek računa se kao kvocijent pretpostavljenog vijeka u službi od 20 godina i omjera zamornog oštećenja D .

Tablica 5.5 Usporedba rezultata proračuna životnog vijeka L

Proračun	D			L, godina
	Potpuno nakrcan brod	Brod u balastu	Ukupno	
DNV, detaljan proračun	0.422	0.178	0.600	33.3
DNV, pojednostavljeni proračun	0.088	0.016	0.104	192.3
BV, pojednostavljeni proračun	n/a	n/a	0.24	83.3

Odabrani konstrukcijski detalj u sva tri slučaja zadovoljava sa stanovišta dinamičke izdržljivosti, budući da je izračunati životni vijek L duži od projektnog vijeka od 20 godina.

Razlike u rezultatima dobivenim pojedinim postupcima ne iznenađuju, s obzirom na činjenicu da se parametri analize dosta razlikuju.

Svim pristupima je zajedničko razmatranja dvaju osnovnih stanja krcanja broda, kao i pristup procjeni zamornog vijeka preko S-N krivulje, i to pristup utemeljen na zareznim naprezanjima.

U oba pojednostavljena postupka proračun se provodi za razinu raspona naprezanja koja odgovara vjerojatnosti premašivanja od 10^{-4} (odnosno, za 10^4 ciklusa opterećenja). Iako se kod oba pojednostavljena postupka u obzir uzimaju globalna naprezanja uslijed savijanja trupa u vertikalnoj i horizontalnoj ravnini te lokalna naprezanja uslijed unutrašnjih i vanjskih tlačnih opterećenja, postoje razlike u određivanju relevantnih slučajeva opterećenja na temelju kojih se računaju rasponi naprezanja. Daljnje razlike postoje u faktorima koncentracije naprezanja za uzdužno naprezanje i lokalno savijanje, $K_g \cdot K_w = 3.15/3.6$ kod DNV-a, u odnosu na $K_g \cdot K_w = 3.03/3.84$ kod BV-a. Klasifikacijska društva ne preporučuju niti jednake S-N krivulje uz zarezno naprezanje – dok BV proračun temelji na DeN B S-N krivulji, DNV koristi vlastitu krivulju izvedenu iz DeN C S-N krivulje. I, na kraju, uprkos tome što oba registra pretpostavljaju kako dugoročna raspodjela raspona zarezni naprezanja slijedi dvoparametarsku Weibullovu razdiobu, nije jednak način određivanja približne vrijednosti koeficijenta oblika Weibullove razdiobe h (koji se može točno odrediti samo u slučaju provođenja spektralne analize naprezanja).

Možemo zaključiti kako je, s obzirom da se pojednostavljeni proračuni razlikuju u svim koracima analize zamornog vijeka – određivanju opterećenja, računanju naprezanja (faktorima koncentracije naprezanja), definiranju otpornosti konstrukcijskog detalja i proračunu životnog vijeka, razlika u dobivenim rezultatima ustvari očekivana.

Razlike u primijenjenom postupku još su izraženije u slučaju provođenja detaljnog proračuna dinamičke izdržljivosti, tako da je i razlika u konačnim rezultatima veća. Ovdje treba istaknuti kako je pojednostavljeni proračun prema uputama Det Norske Veritasa uzeo u obzir djelomično oplakane površine oplate boka iznad balastne vodne linije, koje hidrodinamički proračun metodom odsječaka nije mogao obuhvatiti. To predstavlja jedan od njegovih najvećih nedostataka i dovodi do određenog podcjenjivanja zamornog oštećenja.

6 ZAKLJUČCI I SMJERNICE ZA DALJNJA ISTRAŽIVANJA

Fenomen zamornog oštećenja metalnih konstrukcija poznat je već dugo vremena i prva popuštanja opažena su još sredinom devetnaestog stoljeća. Iako katastrofalne posljedice zamornog popuštanja nisu jako učestale (a bilo je i takvih – lomovi mostova, padovi zrakoplova, potonuća brodova, ...), ekonomski troškovi povezani s njima mogu dosegnuti ogromne iznose.

I brodograditelji su odavno svjesni tog problema. Zanimanje za njega periodički je raslo i opadalo. U posljednjih dvadesetak godina, uslijed učestalih pomorskih nesreća (osobito tankera i brodova za prijevoz rasutih tereta), moglo bi se reći da je zamor u centru pažnje mnogih znanstvenika diljem svijeta. Provode se mnoga, teorijska i pokusna, istraživanja, a broj objavljenih radova svake godine je sve veći.

Uprkos tom ogromnom naporu koji je povremeno dovodio i do značajnog napretka, još smo daleko od potpunog razumijevanja fenomena zamora. U posljednje vrijeme projektanti sve više shvaćaju važnost pažljivog oblikovanja konstrukcijskih detalja i točnosti izrade konstrukcija (što predstavlja najučinkovitiji način produljenja životnog vijeka), osobito u područjima koja će za vrijeme vijeka u službi biti izložena promjenljivim opterećenjima. Procjena dinamičke izdržljivosti kritičnih konstrukcijskih detalja postaje uobičajeni dio postupka projektiranja brodskih konstrukcija. Prepoznata je i izuzetna važnost kvalitetne izrade, osobito postupka zavarivanja.

I ovaj rad je pokazao kako postoji potreba za djelotvornom projektnom metodom procjene zamorne čvrstoće, metodom koja bi predstavljala prihvatljivu kombinaciju jednostavnosti i točnosti. Pojednostavljeni postupci proračuna prema uputama klasifikacijskih društava mogu samo ukazati na problem, ali nedovoljno su točni da bi se na njih moglo osloniti. Za pretpostaviti je da izložena detaljna metoda proračuna životnog vijeka, iako i sama utemeljena na brojnim pretpostavkama i pojednostavljenjima, daje znatno točnije rezultate. Šira mogućnost njene primjene može se u prvom redu zahvaliti naglom razvoju računala – samo desetak godina ranije ovakav bi proračun, utemeljen na određivanju dugotrajne raspodjele raspona naprežanja pomoću spektralne analize, bio praktično neizvediv. I danas je on izuzetno složen i dugotrajan i kao takav ne može predstavljati uobičajeni dio projektnog postupka. Možda će tek daljnji razvoj računala i izrada profinjenih programskih paketa (koji bi uključili automatsko prenošenje podataka između pojedinih analitičkih programa) omogućiti njegovo uključivanje u postupak projektiranja.

Raznolikost u pristupima pojedinih klasifikacijskih društava procjeni zamornog vijeka (koja onemogućuje kvalitetnu usporedbu rezultata) predstavlja otežavajuću okolnost daljnjem napretku. Osobito je značajno donijeti jasnije upute za izradu lokalnih modela s finim mrežama konačnih elemenata, budući da su dobivena naprežanja osjetljiva na veličinu i oblik konačnih elemenata u blizini žarišta, dok je izračunato zamorno oštećenje u prvom redu ovisno baš o rasponima naprežanja. Rezultati dobiveni za žarišta vrste b ukazuju na potrebu daljnjeg istraživanja o utjecaju veličine i vrste konačnih elemenata, kao i postupka ekstrapoliranja naprežanja, na izračunato naprežanje u žarištu. Nužno je dogovoriti i jedinstvene S-N krivulje koje bi se koristile uz žarišna i zarezna naprežanja. Korak dalje u usklađivanju postupaka klasifikacijskih društava vjerojatno će donijeti Petnaesti međunarodni kongres o brodskim i pomorskim konstrukcijama (ISSC) koji se ove godine održava u San Diegu, California. Uz uobičajeni Tehnički odbor III.2 *Zamor i lom*, on uključuje i dva pododbora s posebnim zadaćama – VI.1 *Zamorno opterećenje* i VI.2 *Procjena zamorne čvrstoće*.

U okviru odbora ISSC-a uobičajeno je osnivanje zajedničkih znanstveno-istraživačkih projekata u kojima grupe istraživača rješavaju isti problem i na kraju vrše analizu usporedbe rezultata u svrhu ocjene pouzdanosti primjene određene metode, programskog paketa i izbora određenih parametara [77]. Razvoj postupka za ocjenu neizvjesnosti matematičkog modeliranja, numeričkih proračuna i simulacija, danas je u centru istraživanja različitih odbora [78].

Iz navedenog je jasno kako su, ukoliko se problem zamora brodskih konstrukcijskih detalja želi kvalitetno riješiti, potrebna daljnja istraživanja. Model akumuliranja oštećenja koji su predložili Pålmgren i Miner razvijen je za slučaj opterećenja konstantne amplitude. Iako su neki njegovi nedostaci, poput zanemarivanja učinka ciklusa opterećenja niske amplitude, ublaženi ili otklonjeni, on je u osnovi netočan za slučaj promjenljivih opterećenja, budući da zanemaruje učinke međudjelovanja ciklusa opterećenja i pretpostavlja kako je zamorno oštećenje u jednom ciklusu neovisno o stanju materijala koje su uzrokovali prethodni ciklusi. Taj je utjecaj naročito velik ako su početni ciklusi imali veliku varijaciju naprezanja.

Poboljšanja su nužna i u drugim koracima u postupku analize dinamičke čvrstoće. Potrebno je nastaviti provođenje pokusa zamora i prikupljanje podataka o dinamičkoj izdržljivosti različitih materijala. Često se postavlja i pitanje o upotrebljivosti rezultata takvih pokusa, provedenih na epruvetama u malom mjerilu, na konstrukcije u naravnoj veličini. I utjecaj korozivne okoline na zamornu čvrstoću konstrukcijskih detalja predstavlja zanimljivo područje istraživanja, unutar kojeg treba riješiti npr. pitanje učinkovitosti sustava katodne zaštite u različitim okolišnim uvjetima.

Točnije određivanje hidrodinamičkog opterećenja, koje zahtijeva uzimanje u obzir i nelinearnih učinaka, znatno bi pridonijelo pouzdanosti proračuna zamornog oštećenja. Osobito je izražen problem pravilnog obuhvaćanja tlačnih opterećenja uslijed udaranja valova o bokove broda u području vodne linije koje linearni model hidrodinamičkog opterećenja (na kojem se danas u pravilu temelji proračun životnog vijeka) ne uzima u obzir, a koja predstavljaju značajan izvor zamornog oštećenja.

LITERATURA

- [1] B. Blagojević, *Ocjenjivanje zamora brodskih konstrukcija*, Magistarski rad, FSB, Zagreb, 2000.
- [2] K. Thayamballi, Z.W. Zhao, *Fatigue of Bulk Carrier Side Frame Structures*, Practical Design of Ships and Mobile Units, Elsevier Science, pp 839-846, 1998.
- [3] ..., *Prestige Casulty, Information Update No. 3 & 5*, ABS Press Release, <http://www.eagle.org/news/press/nov202002.html>
- [4] W. Schütz, *A history of fatigue*, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 54, str. 263-300, 1996.
- [5] M.L. Sharp, G.E. Nordmark, C.C. Menzemer, *Fatigue Design of Aluminium Components and Structures*, McGraw-Hill, New York, 1996.
- [6] Ž. Domazet, *Metode zaustavljanja širenja pukotine*, Disertacija, FSB, Zagreb, 1993.
- [7] ..., *Teorija plastičnosti, Tehnička enciklopedija*, svezak 12, str. 712-713, 1990.
- [8] N. Vulić, *Numeričko modeliranje postupka zaustavljanja širenja pukotine*, Disertacija, FSB, Zagreb, 1995.
- [9] M. Franz, *Mehanička svojstva materijala*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 1998.
- [10] D. Šumarac, D. Krajčinović, *Osnovi mehanike loma*, Naučna knjiga, Beograd, 1990.
- [11] A. Almar-Næss, *Fatigue Handbook*, Tapir Publishers, Trondheim, 1985.
- [12] J. Schijve, *Fatigue of Structures and Materials*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 2001.
- [13] ..., *Fatigue Failures, Metals Handbook*, str. 95-125,
- [14] S.J. Maddox, *Fatigue Strength of Welded Structures*, 2nd edition, Abington Publishing, Cambridge, 1991.
- [15] A. Hobbacher et al, *Recommendations on Fatigue*, IIW document XIII-1539-95, 1995.
- [16] LJ. Alunić, *Analiza kvalitete zavarenih spojeva broskog trupa*, Magistarski rad, FSB, Zagreb, 1975.
- [17] V. Grubišić, Ž. Domazet, *Utjecaj zaostalog naprezanja na zamor zavarenih konstrukcija*, *Strojarstvo* 32 (4), pp 263-268, 1990.
- [18] J. Eckerlid, A. Ulfvarson, *Redistribution of Initial Residual Stresses in Ship Structural Details and its Effect on Fatigue*, *Marine Structures*, Vol. 8, pp 385-406, 1995.
- [19] ..., *Fatigue and Fracture*, Committee III.2, 13th International Ship and Offshore Structures Congress, Trondheim, 1997.
- [20] F.L.M. Violette, *The Effect of Corrosion on Structural Detail Design*, RINA International Conference on Marine Corrosion Prevention, London, 1994.
- [21] ..., *Guidance for Fatigue Design of Ship Structures*, Nippon Kaiji Kyokai, 1996.
- [22] ..., *Structural Detail Design Guide*, Lloyd's Register of Shipping, 1996.
- [23] ..., *Fatigue Assessment of Ship Structures*, Det Norske Veritas, 1998.
- [24] S.N. Kim et al, *Enhanced Structural Connection Between Longitudinal Stiffener and Transverse Web Frame*, Practical Design of Ships and Mobile Units, Elsevier Science, pp 889-896, 1998.
- [25] ..., FatHTS, TD99.34.02.04, 1999.
- [26] O. Doerk, *Finite Element Calculation of C3 Specimen*, FatHTS, TD99.35.03.00, 1999.
- [27] O. Doerk, H. Paetzold, *Static Pre-Tests and Fatigue Tests with C3 Specimen*, FatHTS, TD98.33.03.00
- [28] J.G. Youn, H.S. Kim, *Geometric Effect on the Fatigue Properties of the Side Frame in a Hull Structure*, IIW document XIII-1618-96, 1996.
- [29] W. Fricke, H. Petershagen, H. Paetzold, *Fatigue Strength of Ship Structures, Part II: Examples*, Germanischer Lloyd, 1998.

- [30] J. Ferreira et al, *Low Cycle Fatigue Strength Assessment of Cruciform Welded Joints*, *Journal of Constructional Steel Research*, Vol. 47, pp 223-244, 1998.
- [31] E.S. Statnikov, *Comparisons of Efficiency and Processibility of Postweld Deformation Methods for Increase in Fatigue Strength of Welded Joints*, IIW document XIII-1668-97, 1997.
- [32] ..., *Fatigue Assessment of Ship Structures, Part 2*, Det Norske Veritas, 1996.
- [33] C.M. Branco, V. Infante, S.J. Maddox, *A Fatigue Study on the Rehabilitation of Welded Joints*, IIW document XIII-1769-99, 1999.
- [34] S. Roy, J.W. Fisher, B.T. Yen, *Fatigue Resistance of Welded Details Enhanced by Ultrasonic Impact Treatment*, Proceedings of the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference, Stavanger, 2001.
- [35] J.J. Janosch, H. Koneczny, S. Debiez, *Improvement of Fatigue Strength in Welded Joint by Ultrasonic Hammer Peening*, IIW document XIII-1594-95, 1995.
- [36] S.J. Maddox, *Fatigue Assessment of Welded Structures*, *Welding in the world*, Vol 32, pp 33-42, 1993.
- [37] I. Hutler et al, *Analysis of Results on Improved Welded Joints*, IIW document XIII-1601-95, 1995.
- [38] ..., *Fatigue Strength of Welded Structures*, Bureau Veritas, 1997.
- [39] W. Fricke, H. Petershagen, H. Paetzold, *Fatigue Strength of Ship Structures, Part I: Basic Principles*, Germanischer Lloyd, 1997.
- [40] O.M. Faltinsen, *Sea Loads on Ships and Offshore Structures*, Cambridge University Press, Cambridge, 1990.
- [41] W.G. Price, R.E.D. Bishop, *Probabilistic Theory of Ship Dynamics*, Chapman and Hall, London, 1974.
- [42] S.K. Chakrabarti, *Hydrodynamics of Offshore Structures*, Computational Mechanics Publications, Boston, 1994.
- [43] J.J. Jensen, *Load and Global Response of Ships*, Elsevier Science, Kidlington, 2001.
- [44] Z. Mravak, *Nelinearno opterećenje broda na visokim valovima*, Disertacija, FSB, Zagreb, 2002.
- [45] R. Bhattacharyya, *Dynamics of Marine Vehicles*, John Wiley & Sons, New York, 1976.
- [46] R.F. Beck et al, *Motions in Waves*, Principles of Naval Architecture, Second Revision, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New Jersey, 19..
- [47] N. Salvensen, E.O. Tuck, O.M. Faltinsen, *Ship Motions and Sea Loads*, Transactions OS NAME, Vol. 78, pp 250-287, 1970.
- [48] ..., *WAVESHIP – Wave Loads on Slender Vessels*, SESAM User's Manual, Høvik, 1993.
- [49] ..., *WADAM – Wave Analysis by Diffraction and Morison Theory*, SESAM User's Manual, Høvik, 1994.
- [50] Š. Matošín, *Valna opterećenja i njihanja objekata morske tehnologije*, Savjetovanje o problemima čvrstoće konstrukcije objekata morske tehnologije, Zagreb, 1987.
- [51] Š. Malenica, *Review of Numerical Simulations in Offshore*, Bilten Razreda za tehničke znanosti, Godište V, Broj 1, Zagreb, 2002.
- [52] E. Niemi, *Structural Stress Approach to Fatigue Analysis od Welded Components*, IIW document XIII-1819-00, 2000.
- [53] H. von Selle, *Spectral Analysis – Implementation into the Yards*, FatHTS, TD99.43.01.00, 2000.
- [54] S.J. Maddox, *Hot-Spot Stress Design Curves for Fatigue Assessment of Welded Structures*, *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, Vol. 12, No. 2, pp 134-141, June 2002.
- [55] F. Labesse, N. Recho, *Global – Local Stress Analysis of Fillet Welded Joints*, IIW document XIII-1737-98, 1998.

-
- [56] I. Pavlič, *Statistička teorija i primjena*, Tehnička knjiga, Zagreb, 1971.
- [57] ..., *Global Wave Statistics*, Unwin Brothers Limited, London, 1986.
- [58] O. Örsäter, *Effect of Plate Thickness on Fatigue of Welded Components*, IIW document XIII-1582-95, 1995.
- [59] ..., *Fatigue and Fracture*, Committee III.2, 14th International Ship and Offshore Structures Congress, Nagasaki, 2000.
- [60] D. Broek, *The Practical Use of Fracture Mechanics*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1989.
- [61] M.K. Ochi, *Applied Probability and Stochastic Processes*, John Wiley & Sons, New York, 1990.
- [62] D. Radaj, *Assessment of Fatigue Strength of Nonwelded and Welded Structures Based on Local Parameters*, IIW document XIII-1585-95, 1995.
- [63] D. Radaj, C.M. Sonsino, D. Flade, *Prediction of Service Fatigue Strength of a Welded Tubular Joint on the Basis of the Notch Strain Approach*, IIW document XIII-1715-98, 1998.
- [64] M.H. Aliabadi, D.P. Rooke, *Numerical Fracture Mechanics*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1992.
- [65] E.H. Cramer, R. Schulte-Strathaus, R.G. Bea, *Structural Maintenance for New and Existing Ships, Study 1 – Fatigue Damage Evaluations*, Report no. SMP-1-5, University of California, Berkeley, 1992.
- [66] W. Fricke et al, *Comparative Fatigue Strength Assessment of Structural Detail in a Containership Using Various Approaches of Classification Societies, Marine Structures*, Vol. 15, pp 1-13, 2002.
- [67] Ž. Domazet, N. Vulić, *Procjena zamorne čvrstoće brodskih konstrukcija*, 1998.
- [68] ..., *Rules for the Classification of Steel Ships, Part B – Hull and Stability*, Bureau Veritas, 2000.
- [69] ..., *Rules for Classification and Construction, I – Ship Technology, Part 1 – Seagoing Ships, Chapter 1 – Hull Structures, Section 20 – Fatigue Strength*, Germanischer Lloyd, 1992.
- [70] O. Hughes, P. Franklin, *Definition and Validation of a Practical Rationally-Based Method for the Fatigue Analysis and Design of Ship Hulls*, Technical & Research Report R-41, Society of Naval Architects and Marine Engineers, New Jersey, 1993.
- [71] T.R. Christiansen, *The Hull and Ship Manual*, SESAM Application Manual, Høvik, 1987.
- [72] ..., *PREFEM – Preprocessor for Generation of Finite Element Models*, SESAM User's Manual, Høvik, 2001.
- [73] ..., *SUBMOD – Preprocessor for Sub-Modelling Technique*, SESAM User's Manual, Høvik, 1996.
- [74] ..., *PREPOST – Utility Program for SESAM Postprocessing*, SESAM User's Manual, Høvik, 1990.
- [75] O. Doerk, W. Fricke, C. Weissenborn, *Comparison of different calculation methods for structural stresses at welded joints*, *International Journal of Fatigue*, Vol. 25, str. 359-369, 2003.
- [76] J. Parunov, I. Senjanović, *Metode za dugoročnu prognozu ekstremnih stanja mora*, *Brodogradnja* 48 (2000) 2, 131-138
- [77] ..., *POSTRESP – Interactive Postprocessor for General Response Analysis*, SESAM User's Manual, Høvik, 1993.
- [78] J. Parunov, I. Senjanović, *Uncertainty Assessment of Extreme Wave Loads for Ship Reliability Analysis* (in preparation)
-

KRATKI ŽIVOTOPIS

Stipe Tomašević rođen je 12. srpnja 1973. godine u Metkoviću. Osnovnu i srednju školu matematičko-informatičkog smjera završio je u Pločama. 1992. godine upisuje studij brodogradnje na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu, na kojem i diplomira u svibnju 1998. godine s radom *Konstrukcija i čvrstoća broda za prijevoz bitumena*.

Od lipnja 1998. godine zaposlen je kao znanstveni novak na Zavodu za brodogradnju i pomorsku tehniku Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu, gdje sudjeluje u radu na znanstveno-istraživačkom projektu *Brodске i pomorske konstrukcije* Ministarstva znanosti i tehnologije Republike Hrvatske, pod vodstvom akademika Ive Senjanovića.

Služi se engleskim jezikom. Neoženjen je.

Prilog A Pojednostavljeni proračun zamora

Pojednostavljeni proračun zamora za odabrani strukturni detalj, spoj uzdužnjaka boka s okvirnim rebrom kod supertankera s dvostrukom oplatom, proveden je prema uputama Det Norske Veritasa za procjenu zamora brodskih konstrukcijskih detalja [23].

U tablici 1 prikazane su osnovne izmjere broda, geometrijske značajke uzdužnjaka boka donosi tablica 2, dok su u tablici 3 iznesene geometrijske značajke dvoboka.

Zamorno oštećenje detalja odvojeno se računa za potpuno nakrcan brod i brod u balastu. Iako se neke izračunate vrijednosti preklapaju, radi preglednosti oba su proračuna priložena u cijelosti.

Tablica 1 – Osnovne izmjere broda

Dužina broda	$L = 266.556 \text{ m}$
Širina broda	$B = 48.2 \text{ m}$
Koeficijent istisnine	$C_B = 0.8415$
Brzina broda	$v = 15.8 \text{ čvorova}$
Visina broda	$D_b = 23 \text{ m}$
Vertikalni moment otpora glavnog rebra – paluba	$Z_v = 41.5155 \text{ m}^3$
Visina neutralne osi iznad osnovke	$n_{0l} = 10.473 \text{ m}$
Horizontalni moment otpora glavnog rebra – bok	$Z_h = 71.7709 \text{ m}^3$

Tablica 2 – Geometrijske značajke uzdužnjaka

Moment otpora na vrhu pojasa nosača	$Z_S = 1.366 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$
Položaj iznad osnovke broda	$z = 8.3 \text{ m}$
Efektivna dužina nosača	$l = 4160 \text{ mm}$
Dužina stranice koljena	$b = 0 \text{ mm}$
Udaljenost žarišne točke od kraja nosača	$x = b/3 = 0 \text{ mm}$
Razmak rebara	$l_s = 4410 \text{ mm}$
Razmak uzdužnjaka	$s = 800 \text{ mm}$
Debljina oplata	$t_p = 14 \text{ mm}$
Visina uzdužnjaka	$h = 400 \text{ mm}$
Debljina struka	$t_w = 9 \text{ mm}$
Širina pojasa nosača (ekvivalenta)	$b_f = 150 \text{ mm}$
Debljina pojasa nosača (ekvivalentna)	$t_f = 16 \text{ mm}$
Debljina koljena	$t_b = 0 \text{ mm}$
Debljina poprečnog okvira	$t_{fr} = 11.5 \text{ mm}$
Udaljenost neutralne osi od pojasa nosača	$z_{0l} = 321.77 \text{ mm}$

Faktori koncentracije naprezanja

$$K_{axial} = K_g K_w$$

K_g = faktor koncentracije naprezanja uslijed makrogeometrijskog diskontinuiteta

$$K_g = 1.4$$

K_w = faktor koncentracije naprezanja uslijed prisutnosti geometrije zavara

$$K_w = 1.5$$

$$K_{axial} = 1.4 \cdot 1.5 = 2.1$$

$$K_{lateral} = 2.4 \text{ (očitano iz tablice 7.2)}$$

Tablica 3 – Geometrijske značajke okvira

Širina oplata iznad i ispod proveze (oko D/2)	$S = 5200 \text{ mm}$
Debljina unutarnje oplata	$t_{p2} = 13.5 \text{ mm}$
Moment tromosti poprečnog okvira	$I_a = 1.739 \cdot 10^{11} \text{ mm}^4$
Moment tromosti uzdužne proveze	$I_b = 2.010 \cdot 10^{11} \text{ mm}^4$
Moment otpora poprečnog okvira	$i_a = 39.4 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$
Moment otpora uzdužne proveze	$i_b = 38.7 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$
Udaljenost zavara od neutralne osi dvoboka	$r_a = 750 \text{ mm}$
Dužina tanka	$a_t = 35280 \text{ mm}$
Visina tanka	$b_t = 20500 \text{ mm}$
Broj upora	0
Širina tanka u dvoboku	$h_{db} = 2300 \text{ mm}$

Proračun zamornog oštećenja za potpuno nakrcan brod

Amplitude vertikalnih momenata savijanja uslijed progiba i pregiba trupa

$$M_{wo,s} = -0.11 f_r k_{wm} C_W L^2 B (C_B + 0.7) \text{ kNm}$$

$$M_{wo,h} = 0.19 f_r k_{wm} C_w L^2 B C_B \text{ kNm}$$

C_W = valni koeficijent

$$C_W = 10.75 - [(300 - L)/100]^{3/2}$$

$$C_W = 10.75 - [(300 - 266.556)/100]^{3/2} = 10.557$$

k_{wm} = faktor raspodjele momenata savijanja između $0.40L$ i $0.60L$

$$k_{wm} = 1.0$$

f_r = faktor transformacije vjerojatnosti premašivosti opterećenja iz 10^{-8} u 10^{-4}

$$f_r = 0.5^{1/h_0}$$

$$f_r = 0.5^{1/0.9001} = 0.463$$

h_0 = parametar oblika dvoparametarske Weibullove razdiobe

$$h_0 = 2.21 - 0.54 \log(L)$$

$$h_0 = 2.21 - 0.54 \log(266.556) = 0.9001$$

$$M_{wo,s} = -0.11 \cdot 0.463 \cdot 1.0 \cdot 10.557 \cdot 266.556^2 \cdot 48.2 \cdot (0.8415 + 0.7) = -2838139 \text{ kNm}$$

$$M_{wo,h} = 0.19 \cdot 0.463 \cdot 1.0 \cdot 10.557 \cdot 266.556^2 \cdot 48.2 \cdot 0.8415 = 2676118 \text{ kNm}$$

Amplituda horizontalnog momenta savijanja trupa:

$$M_H = 0.22 f_r L^{9/4} (T_{act} + 0.3B) C_B (1 - \cos(2\pi x / L))$$

x = udaljenost konstrukcijskog detalja od krmene okomice

$$x = 137.17 \text{ m}$$

T_{act} = gaz potpuno nakrcanog broda

$$T_{act} = 17.126 \text{ m}$$

$$M_H = 0.22 \cdot 0.463 \cdot 266.556^{9/4} (17.126 + 0.3 \cdot 48.2) \cdot 0.8415 \left(1 - \cos \left(2\pi \cdot \frac{137.17}{266.556} \right) \right) = 1551176 \text{ kNm}$$

Vanjski hidrodinamički tlak

$$p_e = r_p p_d$$

p_d = amplituda dinamičkog tlaka ispod vodne linije

$$p_d = \max \begin{cases} p_{dp} \\ p_{dr} \end{cases}$$

p_{dp} = kombinirani tlak uslijed pretežitog posrtanja broda

$$p_{dp} = p_l + 135 \frac{|\bar{y}|}{B + 75} - 1.2(T_{act} - z_w) \text{ kN/m}^2$$

p_{dr} = kombinirani tlak uslijed pretežitog ljuljanja broda

$$p_{dr} = 10 \left[|y| \frac{\phi}{2} + C_B \frac{|y| + k_f}{16} \left(0.7 + 2 \frac{z_w}{T_{act}} \right) \right] \text{ kN/m}^2$$

p_l = komponenta tlaka

$$p_l = k_s C_W + k_f \text{ [kN/m}^2\text{]}$$

k_s = koeficijent

$$k_s = 3 \cdot C_B$$

$$k_s = 3 \cdot 0.8415 = 2.5245$$

k_f = manja od dvije vrijednosti: T_{act} i f

$$k_f = 5.874$$

f = ili udaljenost od vodne linije do vrha boka ili $f = 0.8 \cdot C_W$

$$f = 0.8 \cdot C_W \text{ [m]}$$

$$f = 0.8 \cdot 10.557 = 8.4456 \text{ m}$$

$$p_l = 2.5245 \cdot 10.557 + 5.874 = 32.53 \text{ kN/m}^2$$

z_w = vertikalna udaljenost od osnovke do strukturnog detalja

$$z_w = 8.3 \text{ m}$$

y = horizontalna udaljenost od simetrale broda do strukturnog detalja

$$y = 24.1 \text{ m}$$

$$\bar{y} = y$$

$$\bar{y} = 24.1 \text{ m}$$

ϕ = amplituda kuta ljuljanja

$$\phi = 50c / (B + 75) \text{ rad}$$

$$c = (1.25 - 0.025T_R) \cdot k$$

T_R = period ljujanja

$$T_R = 2k_r / \sqrt{GM} \text{ s}$$

k_r = polumjer ljujanja

$$k_r = 0.39B \text{ m}$$

$$k_r = 0.39 \cdot 48.2 = 18.798 \text{ m}$$

GM = metacentarska visina

$$GM = 5.866 \text{ m}$$

$$T_R = 2 \cdot 18.798 / \sqrt{5.866} = 15.523 \text{ s}$$

$$c = (1.25 - 0.025 \cdot 15.523) \cdot 1.0 = 0.8619$$

$$\phi = 50 \cdot 0.8619 / (48.2 + 75) = 0.3498 \text{ rad}$$

v brzina broda u čvorovima

$$v = 15.8 \text{ čvorova}$$

$$p_{dp} = 32.5251 + 135 \frac{24.1}{48.2 + 75} - 1.2(17.126 - 8.3) = 68.467 \text{ kN/m}^2$$

$$p_{dr} = 10 \left[24.1 \frac{0.3498}{2} + 0.8415 \frac{24.1 + 5.874}{16} \left(0.7 + 2 \frac{8.3}{17.126} \right) \right] = 68.466 \text{ kN/m}^2$$

$$p_d = 68.47 \text{ kN/m}^2$$

r_p = faktor smanjenja amplitude tlaka

$$r_p = 1 \text{ za } z = 8.3 < T_{act} - z_{wl} = 17.126 - 6.602 = 10.524 \text{ m}$$

z_{wl} = udaljenost od vodne linije

$$z_{wl} = \frac{3}{4} \frac{p_{dt}}{\rho g}$$

ρ = gustoća tereta

$$\rho = 0.981 \text{ t/m}^3$$

$$p_{dt} = \max \begin{cases} p_{dp} \\ p_{dr} \end{cases}, \text{ za } z_w = T_{act}$$

$$p_{dp} = 58.93 \text{ kN/m}^2$$

$$p_{dr} = 84.71 \text{ kN/m}^2$$

$$p_{dt} = 84.71 \text{ kN/m}^2$$

$$z_{wl} = \frac{3}{4} \frac{p_{dt}}{\rho g} = \frac{3}{4} \frac{84.71}{0.981 \cdot 9.81} = 6.602 \text{ m}$$

$$p_e = 1.0 \cdot 68.47 = 68.47 \text{ kN/m}^2$$

Unutarnji hidrodinamički tlak

Unutanji tlak uslijed zapljuskivanja tekućine u tankovima:

$$p_i = f_a \max \begin{cases} p_1 = \rho a_v h_s \\ p_2 = \rho a_t |y_s| \\ p_3 = \rho a_l |x_s| \end{cases}$$

p_1 = tlak uslijed ubrzanja tekućine u vertikalnom smjeru

a_v = vertikalno ubrzanje

$a_v = 2.40 \text{ m/s}^2$ (ubrzanja su izračunata zasebno, dalje u tekstu)

h_s = vertikalna udaljenost detalja od slobodne površine tekućine u tanku

$h_s = 15.6 \text{ m}$

$$p_1 = 0.981 \cdot 2.40 \cdot 15.6 = 36.73 \text{ kN/m}^2$$

p_2 = tlak uslijed ubrzanja tekućine u poprečnom smjeru

a_t = poprečno ubrzanje

$a_t = 3.57 \text{ m/s}^2$

$|y_s|$ = poprečna udaljenost detalja od točke središta slobodne površine tekućine

$y_s = 10.9 \text{ m}$

$$p_2 = 0.981 \cdot 3.57 \cdot 10.9 = 38.17 \text{ kN/m}^2$$

p_3 = tlak uslijed ubrzanja tekućine u uzdužnom smjeru

a_l = uzdužno ubrzanje

$a_l = 1.12 \text{ m/s}^2$

$|x_s|$ = uzdužna udaljenost detalja od točke središta slobodne površine tekućine

$$x_s = 0.0 \text{ m}$$

$$p_3 = 0.981 \cdot 1.12 \cdot 0.0 = 0.0 \text{ kN/m}^2$$

f_a = faktor transformacije vjerojatnosti premašivosti opterećenja iz 10^{-8} u 10^{-4}

$$f_a = 0.5^{1/h}$$

$$h = h_0 + 0.05$$

$$h = 2.26 - 0.54 \log[266.556] = 0.9501$$

$$f_a = 0.5^{1/0.9501} = 0.4821$$

$$p_i = 0.4821 \cdot 38.17 = 18.40 \text{ kN/m}^2$$

Gibanja i ubrzanja broda

Kombinirana ubrzanja

a_t = kombinirano ubrzanje u poprečnom smjeru

$$a_t = \sqrt{a_y^2 + (g_0 \sin \phi + a_{ry})^2}$$

a_l = kombinirano ubrzanje u uzdužnom smjeru

$$a_l = \sqrt{a_x^2 + (g_0 \sin \theta + a_{px})^2}$$

a_v = kombinirano ubrzanje u vertikalnom smjeru

$$a_v = \max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{a_{rz}^2 + a_z^2} \\ \sqrt{a_{pz}^2 + a_z^2} \end{array} \right.$$

a_x = ubrzanje uslijed zalijetanja broda

$$a_x = 0.2 g a_0 \sqrt{C_B} \text{ m/s}^2$$

a_0 = konstanta ubrzanja

$$a_0 = 3C_W / L + C_V v / \sqrt{L} \text{ m/s}^2$$

$$C_V = \sqrt{L} / 50 \text{ ili najviše } 0.2$$

$$C_V = 0.2$$

$$a_0 = 3 \cdot 10.557 / 266.556 + 0.2 \cdot 15.8 / \sqrt{266.556} = 0.31 \text{ m/s}^2$$

$$a_x = 0.2 \cdot 9.81 \cdot 0.31 \sqrt{0.8415} = 0.56 \text{ m/s}^2$$

a_y = ubrzanje uslijed zanošenja i zaošijanja broda

$$a_y = 0.3 g a_0 \text{ m/s}^2$$

$$a_y = 0.3 \cdot 9.81 \cdot 0.31 = 0.92 \text{ m/s}^2$$

a_z = ubrzanje uslijed poniranja broda

$$a_z = 0.7 g a_0 / \sqrt{C_B} \text{ m/s}^2$$

$$a_z = 0.7 \cdot 9.81 \cdot 0.31 / \sqrt{0.8415} = 2.32 \text{ m/s}^2$$

a_{ry} = horizontalna komponenta ubrzanja uslijed ljujanja broda

$$a_{ry} = \phi (2\pi / T_R)^2 R_{RZ}$$

R_{RZ} = vertikalna udaljenost od osi rotacije do točke središta mase tanka

$$R_{RZ} = 1.558 \text{ m}$$

$$a_{ry} = 0.3498 \cdot (2\pi / 15.523)^2 \cdot 1.558 = 0.09 \text{ m/s}^2$$

a_{rz} = vertikalna komponenta ubrzanja uslijed ljujanja broda

$$a_{rz} = \phi (2\pi / T_R)^2 R_{RY}$$

R_{RY} = poprečna udaljenost od osi rotacije do točke središta mase tanka

$$R_{RY} = 10.727 \text{ m}$$

$$a_{rz} = 0.3498 \cdot (2\pi / 15.523)^2 \cdot 10.727 = 0.61 \text{ m/s}^2$$

a_{px} = uzdužna komponenta ubrzanja uslijed posrtanja broda

$$a_{px} = \theta \cdot (2\pi / T_P)^2 R_{PZ}$$

T_P = period posrtanja

$$T_P = 1.8 \sqrt{L/g} \text{ s}$$

$$T_P = 1.8 \sqrt{266.556/9.81} = 9.383 \text{ s}$$

θ = amplituda kuta posrtanja

$$\theta = 0.25 a_0 / C_B \text{ [rad]}$$

$$\theta = 0.25 \cdot 0.31 / 0.8415 = 0.0928 \text{ rad}$$

R_{PZ} = vertikalna udaljenost od osi rotacije do točke središta mase tanka

$$R_{PZ} = 1.558 \text{ m}$$

$$a_{px} = 0.0928 \cdot (2\pi / 9.383)^2 \cdot 1.558 = 0.06 \text{ m/s}^2$$

a_{pz} = vertikalna komponenta ubrzanja uslijed posrtanja broda

$$a_{pz} = \theta \cdot (2\pi / T_p)^2 R_{pX} \text{ m/s}^2$$

R_{pX} = udužna udaljenost od osi rotacije do točke središta mase tanka

$$R_{pX} = 3.955 \text{ m}$$

$$a_{pz} = 0.0928 \cdot (2\pi / 9.383)^2 \cdot 3.955 = 0.16 \text{ m/s}^2$$

$$a_t = \sqrt{0.92^2 + (9.81 \sin(0.3498) + 0.09)^2} = 3.57 \text{ m/s}^2$$

$$a_l = \sqrt{0.56^2 + (9.81 \sin(0.0928) + 0.06)^2} = 1.12 \text{ m/s}^2$$

$$a_v = \max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{0.61^2 + 2.32^2} = 2.40 \\ \sqrt{0.16^2 + 2.32^2} = 2.33 \end{array} \right.$$

$$a_v = 2.40 \text{ m/s}^2$$

Lokalna naprezanja uslijed hidrodinamičkog opterećenja oplata

σ_{2A} = naprezanje uslijed savijanja uzdužnjaka

$$\sigma_{2A} = K_{lateral} \frac{M}{Z_S} + K_{aksial} \frac{m_\delta EI}{l^2 Z_S} r_\delta = \sigma_{2A}' + \sigma_\delta$$

σ_δ = naprezanje uslijed relativnog progiba poprečnog okvira i pregrade (za uzdužnjak po sredini broda se zanemaruje)

σ_{2A}' = naprezanje uslijed savijanja uzdužnjaka zbog djelovanja hidrodinamičkog tlaka

$$\sigma_{2A}' = K_{lateral} \frac{M}{Z_S}$$

M = moment savijanja na spoju pojasa uzdužnjaka i ukrepe okvirnog rebra

$$M = \frac{psl^2}{12} r_p$$

r_p = faktor smanjenja momenta

$$r_p = 6 \left(\frac{x}{l} \right)^2 - 6 \left(\frac{x}{l} \right) + 1.0$$

x = udaljenost od kraja ukrepe do žarišta

$$x = 0.0 \text{ m}$$

$$r_p = 6 \left(\frac{0.0}{3447} \right)^2 - 6 \left(\frac{0.0}{3447} \right) + 1.0 = 1.0$$

p = jedinični tlak

$$p = 1 \text{ kN/m}^2$$

$$M = \frac{1.0 \cdot 10^{-3} \cdot 800 \cdot 4160^2}{12} \cdot 1.0 = 1153707 \text{ kNm}$$

$$\sigma_{2A}' = 2.4 \cdot \frac{1153707}{1.366 \cdot 10^6} = 2.03 \text{ N/mm}^2$$

σ_2 = naprezanje uslijed savijanja trupa (s dvostrukom oplatom)

$$\sigma_2 = K_{axial} \frac{K_b p_e b^2 r_a}{\sqrt{i_a i_b}}$$

ρ = faktor omjera

$$\rho = \frac{a_t}{b_t} \sqrt[4]{\frac{i_b}{i_a}}$$

$$\rho = \frac{35280}{20500} \sqrt[4]{\frac{3.87 \cdot 10^7}{3.94 \cdot 10^7}} = 1.713$$

K_b = koeficijent savojnog naprezanja (iz tablice 9.1)

$$K_b = 0.0905$$

$$\sigma_2 = 2.1 \frac{0.0905 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot 20500^2 \cdot 750}{\sqrt{3.94 \cdot 10^7 \cdot 3.87 \cdot 10^7}} = 1.53 \text{ N/mm}^2$$

Ukupno lokalno naprezanje

$$\Delta\sigma_l = 2\sqrt{\sigma_e^2 + \sigma_i^2} + 2\rho_p \sigma_e \sigma_i$$

σ_e = ukupno naprezanje uslijed vanjskog hidrodinamičkog opterećenja

$$\sigma_e = -p_e \sigma_{2A}' - p_{e,\delta} \sigma_\delta + p_{e,dh} \sigma_2$$

$$p_{e,\delta} = p_e$$

$$p_{e,\delta} = 68.47 \text{ kN/m}^2$$

$$p_{e,dh} = p_e T_{act} / D_b$$

$$p_{e,dh} = 68.47 \cdot 17.126 / 23 = 50.98 \text{ kN/m}^2$$

$$\sigma_e = -68.47 \cdot 2.03 - 68.47 \cdot 0.0 + 50.98 \cdot 1.53 = -60.99 \text{ kN/m}^2$$

σ_i = ukupno naprežanje uslijed unutarnjeg hidrodinamičkog opterećenja

$$\sigma_i = p_i \sigma_{2A} + p_{i,\delta} \sigma_\delta - p_{i,dh} \sigma_2$$

$$p_i = 0 \text{ (nema balasta u balastnom tanku)}$$

$$p_{i,dh} = f_a \cdot p_2$$

$$p_{i,dh} = 0.4821 \cdot 38.17 = 18.40 \text{ kN/m}^2$$

$$p_{i,\delta} = p_{i,dh}$$

$$\sigma_i = 18.40 \cdot 0.0 - 18.40 \cdot 1.53 = -28.15 \text{ kN/m}^2$$

x, y, z = udaljenost detalja od ishodišta koordinatnog sustava broda

$$\rho_p = \frac{1}{2} - \frac{z}{10T_{act}} + \frac{|x|}{4L} + \frac{|y|}{4B} - \frac{|x|z}{5LT_{act}}$$

$$\rho_p = \frac{1}{2} - \frac{8.3}{10 \cdot 17.126} + \frac{|1.37|}{4 \cdot 266.556} + \frac{|24.1|}{4 \cdot 48.2} - \frac{|1.37| \cdot 8.3}{5 \cdot 266.556 \cdot 17.126} = 0.577$$

$$\Delta\sigma_l = 2\sqrt{(-60.99)^2 + (-28.15)^2} + 2 \cdot 0.577 \cdot 60.99 \cdot 28.15 = 161.16 \text{ kN/m}^2$$

Ukupna globalna naprežanja

$$\Delta\sigma_G = \sqrt{\Delta\sigma_V^2 + \Delta\sigma_{hg}^2 + 2\rho\Delta\sigma_V\Delta\sigma_{hg}}$$

$\Delta\sigma_V$ = raspon vertikalnih globalnih naprežanja

$$\Delta\sigma_V = K_{aksial} (M_{WO,h} - M_{WO,s}) \frac{|z - n_{01}|}{I_v}$$

I_v = moment tromosti poprečnog presjeka trupa oko osi y

$$I_v = Z_v (D_b - n_{01})$$

$$I_v = 41.55(23 - 10.473) = 520.1 \text{ m}^4$$

$$\Delta\sigma_V = 2.1(2676118 + 2838139) \frac{|8.3 - 10.473|}{520.1} \cdot 10^{-3} = 48.38 \text{ N/mm}^2$$

$\Delta\sigma_{hg}$ = raspon horizontalnih globalnih naprežanja

$$\Delta\sigma_{hg} = K_{aksial} 2M_H \frac{|y|}{I_h}$$

I_h = moment tromosti poprečnog presjeka trupa oko osi z

$$I_h = Z_h B / 2$$

$$I_h = 71.7709 \cdot 48.2 / 2 = 1729.7 \text{ m}^4$$

$$\Delta\sigma_{hg} = 2.1 \cdot 2 \cdot 1551176 \cdot \frac{|23.6845|}{1729.7} 1 \cdot 10^{-3} = 89.21 \text{ N/mm}^2$$

$$\rho_{vh} = 0.1$$

$$\Delta\sigma_G = \sqrt{48.38^2 + 89.21^2 + 2 \cdot 0.1 \cdot 48.38 \cdot 89.21} = 105.65 \text{ N/mm}^2$$

Kombinirana žarišna naprezanja

$$\Delta\sigma = 0.8 \max \begin{cases} \Delta\sigma_g + b_k \Delta\sigma_l \\ a_k \Delta\sigma_g + \Delta\sigma_l \end{cases}$$

a_k, b_k = faktori kombinacije opterećenja

$$a_k = b_k = 0.6$$

$$\Delta\sigma = 0.8 \max \begin{cases} 105.65 + 0.6 \cdot 161.16 \\ 0.6 \cdot 105.65 + 161.16 \end{cases}$$

$$\Delta\sigma = 179.64 \text{ N/mm}^2$$

Raspon naprezanja korigiran za faktor srednjeg naprezanja

$$\Delta\sigma_0 = f_m \Delta\sigma$$

$$\Delta\sigma_0 = 0.85 \cdot 179.64 = 152.69 \text{ N/mm}^2$$

Dugoročna razdioba naprezanja

h = Weibull parametar oblika

$$h = h_0 + h_a z / T_{act} - 0.005(T_{act} - z)$$

h_a = faktor ovisan o periodu ljuljanja T_R

$$h_a = 0$$

$$h_0 = 2.21 - 0.54 \log(L)$$

$$h_0 = 2.21 - 0.54 \log(266.556) = 0.9001$$

$$h = 0.9001 - 0.005(17.126 - 8.3) = 0.8559$$

Akumulacija zamornog oštećenja

$$D = \frac{\nu_0 T_d}{\bar{a}} p_{full} q_{full}^m \Gamma\left(1 + \frac{m}{h}\right)$$

$\nu_0 T_d$ = broj ciklusa naprezanja u 20 godina

$$\nu_0 T_d = \frac{20 \cdot 365.25 \cdot 24 \cdot 3600}{4 \log(L)}$$

$$\nu_0 T_d = \frac{20 \cdot 365.25 \cdot 24 \cdot 3600}{4 \log(266.556)} = 6.5046 \cdot 10^7$$

$$\Gamma\left(1 + \frac{m}{h}\right) = 11.7148$$

p_{full} = dio vijeka kojeg brod provede u potpuno nakrcanom stanju

$$p_{full} = 0.45$$

q_{full} = Weibull parametar mjerila

$$q_{full} = \frac{\Delta\sigma_0}{(\ln n_0)^{1/h}}$$

$$q_{full} = \frac{152.69}{(\ln 1 \cdot 10^4)^{1/0.8559}} = 11.407$$

\bar{a} = parametar S-N krivulje (krivulja Ib DNV-a)

$$\bar{a} = 10^{12.76} = 5.7544 \cdot 10^{12}$$

$$D = \frac{6.5046 \cdot 10^7}{5.7544 \cdot 10^{12}} 0.45 \cdot 11.407^3 \cdot 11.7148 = 0.088$$

Proračun zamornog oštećenja za brod u balastu

Amplitude vertikalnih momenata savijanja uslijed progiba i pregiba trupa

$$M_{wo,s} = -0.11 f_r k_{wm} C_W L^2 B (C_B + 0.7) \text{ kNm}$$

$$M_{wo,h} = 0.19 f_r k_{wm} C_w L^2 B C_B \text{ kNm}$$

C_W = valni koeficijent

$$C_W = 10.75 - [(300 - L)/100]^{3/2}$$

$$C_W = 10.75 - [(300 - 266.556)/100]^{3/2} = 10.557$$

k_{wm} = faktor raspodjele momenta savijanja između $0.40L$ i $0.60L$

$$k_{wm} = 1.0$$

f_r = faktor transformacije vjerojatnosti premašivosti opterećenja iz 10^{-8} u 10^{-4}

$$f_r = 0.5^{1/h_0}$$

$$f_r = 0.5^{1/0.9001} = 0.463$$

h_0 = parametar oblika Weibull-ove razdiobe

$$h_0 = 2.21 - 0.54 \log(L)$$

$$h_0 = 2.21 - 0.54 \log(266.556) = 0.9001$$

$$M_{wo,s} = -0.11 \cdot 0.463 \cdot 1.0 \cdot 10.557 \cdot 266.556^2 \cdot 48.2 \cdot (0.8415 + 0.7) = -2838139 \text{ kNm}$$

$$M_{wo,h} = 0.19 \cdot 0.463 \cdot 1.0 \cdot 10.557 \cdot 266.556^2 \cdot 48.2 \cdot 0.8415 = 2676118 \text{ kNm}$$

Amplituda horizontalnog momenta savijanja trupa

$$M_H = 0.22 f_r L^{9/4} (T_{act} + 0.3B) C_B (1 - \cos(2\pi x / L))$$

x = udaljenost strukturnog detalja od krmene okomice

$$x = 100.85 \text{ m}$$

T_{act} = gaz broda u balastu

$$T_{act} = 7.815 \text{ m}$$

$$M_H = 0.22 \cdot 0.463 \cdot 266.556^{9/4} (7.815 + 0.3 \cdot 48.2) \cdot 0.8415 \left(1 - \cos \left(2\pi \cdot \frac{100.85}{266.556} \right) \right) = 1093917 \text{ kNm}$$

Vanjski hidrodinamički tlak

$$p_e = r_p p_d$$

p_d = amplituda dinamičkog tlaka ispod vodne linije

$$p_d = \max \begin{cases} p_{dp} \\ p_{dr} \end{cases}$$

p_{dp} = kombinirani tlak uslijed pretežitog posrtanja broda

$$p_{dp} = p_l + 135 \frac{|\bar{y}|}{B + 75} - 1.2(T_{act} - z_w) \text{ kN/m}^2$$

p_{dr} = kombinirani tlak uslijed pretežitog ljuljanja broda

$$p_{dr} = 10 \left[|y| \frac{\phi}{2} + C_B \frac{|y| + k_f}{16} \left(0.7 + 2 \frac{z_w}{T_{act}} \right) \right] \text{ kN/m}^2$$

p_l = komponenta tlaka

$$p_l = k_s C_W + k_f \text{ kN/m}^2$$

k_s = koeficijent

$$k_s = 3 \cdot C_B$$

$$k_s = 3 \cdot 0.8415 = 2.5245$$

k_f = manja od dvije vrijednosti: T_{act} i f

$$k_f = 7.815$$

f = ili udaljenost od vodne linije do vrha boka ili $f = 0.8 \cdot C_W$

$$f = 0.8 \cdot C_W \text{ [m]}$$

$$f = 0.8 \cdot 10.557 = 8.4456 \text{ m}$$

$$p_l = 2.5245 \cdot 10.557 + 7.815 = 34.47 \text{ kN/m}^2$$

z_w = vertikalna udaljenost od osnovke do strukturnog detalja

$$z_w = 8.3 \text{ m}$$

y = horizontalna udaljenost od simetrale broda do strukturnog detalja

$$y = 24.1 \text{ m}$$

$$\bar{y} = y$$

$$\bar{y} = 24.1 \text{ m}$$

ϕ = amplituda kuta ljuljanja

$$\phi = 50c / (B + 75) \text{ rad}$$

$$c = (1.25 - 0.025T_R) \cdot k$$

T_R = period ljuľanja

$$T_R = 2k_r / \sqrt{GM} \text{ s}$$

k_r = polumjer ljuľanja

$$k_r = 0.39B \text{ m}$$

$$k_r = 0.39 \cdot 48.2 = 18.798 \text{ m}$$

GM = metacentarska visina

$$GM = 19.105 \text{ m}$$

$$T_R = 2 \cdot 18.798 / \sqrt{19.105} = 8.601 \text{ s}$$

$$c = (1.25 - 0.025 \cdot 8.601) \cdot 1.0 = 1.035$$

$$\phi = 50 \cdot 1.035 / (48.2 + 75) = 0.42 \text{ rad}$$

v brzina broda u čvorovima

$$v = 15.8 \text{ čvorova}$$

$$p_{dp} = 34.47 + 135 \frac{24.1}{48.2 + 75} - 1.2(7.815 - 8.3) = 61.46 \text{ kN/m}^2$$

$$p_{dr} = 10 \left[24.1 \frac{0.42}{2} + 0.8415 \frac{24.1 + 7.815}{16} \left(0.7 + 2 \frac{8.3}{7.815} \right) \right] = 98.01 \text{ kN/m}^2$$

$$p_d = 98.01 \text{ kN/m}^2$$

r_p = faktor smanjenja amplitude tlaka

$$r_p = 0.4661 \text{ za } T_{act} - z_{wl} < z < T_{act} + z_{wl} = 0.66 < 8.3 < 14.5713$$

z_{wl} = udaljenost od vodne linije

$$z_{wl} = \frac{3}{4} \frac{p_{dt}}{\rho g}$$

ρ = gustoća balasta

$$\rho = 1.025 \text{ t/m}^3$$

$$p_{dt} = \max \begin{cases} p_{dp} \\ p_{dr} \end{cases}, \text{ za } z_w = T_{act}$$

$$p_{dp} = 60.88 \text{ kN/m}^2$$

$$p_{dr} = 95.93 \text{ kN/m}^2$$

$$p_{dt} = 95.93 \text{ kN/m}^2$$

$$z_{wl} = \frac{3}{4} \frac{p_{dt}}{\rho g} = \frac{3}{4} \frac{95.93}{1.025 \cdot 9.81} = 7.155 \text{ m}$$

$$p_e = 0.4661 \cdot 98.01 = 45.68 \text{ kN/m}^2$$

Unutarnji hidrodinamički tlak

Unutanji tlak uslijed zapljuskivanja tekućine u tankovima

$$p_i = f_a \max \begin{cases} p_1 = \rho a_v h_s \\ p_2 = \rho a_t |y_s| \\ p_3 = \rho a_l |x_s| \end{cases}$$

p_1 = tlak uslijed ubrzanja tekućine u vertikalnom smjeru

a_v = vertikalno ubrzanje

$a_v = 4.3358 \text{ m/s}^2$ (ubrzanja su izračunata zasebno, dalje u tekstu)

h_s = vertikalna udaljenost detalja od slobodne površine tekućine u tanku

$h_s = 15.6 \text{ m}$

$$p_1 = 1.025 \cdot 4.46 \cdot 15.6 = 71.32 \text{ kN/m}^2$$

p_2 = tlak uslijed ubrzanja tekućine u poprečnom smjeru

a_t = poprečno ubrzanje

$a_t = 4.82 \text{ m/s}^2$

$|y_s|$ = poprečna udaljenost detalja od točke središta slobodne površine tekućine

$y_s = 1.15 \text{ m}$

$$p_2 = 1.025 \cdot 4.82 \cdot 1.15 = 5.68 \text{ kN/m}^2$$

p_3 = tlak uslijed ubrzanja tekućine u uzdužnom smjeru

a_l = uzdužno ubrzanje

$a_l = 1.36036 \text{ m/s}^2$

$|x_s|$ = uzdužna udaljenost detalja od točke središta slobodne površine tekućine

$$x_s = 0.0 \text{ m}$$

$$p_3 = 1.025 \cdot 1.36036 \cdot 0.0 = 0.0 \text{ kN/m}^2$$

f_a = faktor transformacije vjerojatnosti premašivosti opterećenja iz 10^{-8} u 10^{-4}

$$f_a = 0.5^{1/h}$$

$$h = h_0 + 0.05$$

$$h = 2.26 - 0.54 \log[266.556] = 0.9501$$

$$f_a = 0.5^{1/0.9501} = 0.4821$$

$$p_i = 0.4821 \cdot 71.32 = 34.38 \text{ kN/m}^2$$

Gibanja i ubrzanja broda

Kombinirana ubrzanja

a_t = kombinirano ubrzanje u poprečnom smjeru

$$a_t = \sqrt{a_y^2 + (g_0 \sin \phi + a_{ry})^2}$$

a_l = kombinirano ubrzanje u uzdužnom smjeru

$$a_l = \sqrt{a_x^2 + (g_0 \sin \theta + a_{px})^2}$$

a_v = kombinirano ubrzanje u vertikalnom smjeru

$$a_v = \max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{a_{rz}^2 + a_z^2} \\ \sqrt{a_{pz}^2 + a_z^2} \end{array} \right.$$

a_x = ubrzanje uslijed zalijetanja broda

$$a_x = 0.2 g a_0 \sqrt{C_B} \text{ [m/s}^2\text{]}$$

a_0 = konstanta ubrzanja

$$a_0 = 3C_W / L + C_V v / \sqrt{L} \text{ m/s}^2$$

$$C_V = \sqrt{L} / 50 \text{ ili najviše } 0.2$$

$$C_V = 0.2$$

$$a_0 = 3 \cdot 10.557 / 266.556 + 0.2 \cdot 16 / \sqrt{266.556} = 0.31 \text{ m/s}^2$$

$$a_x = 0.2 \cdot 9.81 \cdot 0.3 \cdot \sqrt{0.8415} = 0.56 \text{ m/s}^2$$

a_y = ubrzanje uslijed zanošenja i zaošijanja broda

$$a_y = 0.3ga_0 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$a_y = 0.3 \cdot 9.81 \cdot 0.31 = 0.92 \text{ m/s}^2$$

a_z = ubrzanje uslijed poniranja broda

$$a_z = 0.7ga_0 / \sqrt{C_B} \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$a_z = 0.7 \cdot 9.81 \cdot 0.31 / \sqrt{0.8415} = 2.32 \text{ m/s}^2$$

a_{ry} = horizontalna komponenta ubrzanja uslijed ljuljanja broda

$$a_{ry} = \phi(2\pi / T_R)^2 R_{RZ}$$

R_{RZ} = vertikalna udaljenost od osi rotacije do točke središta mase tanka

$$R_{RZ} = 3.264 \text{ m}$$

$$a_{ry} = 0.42 \cdot (2\pi / 8.601)^2 \cdot 3.264 = 0.73 \text{ m/s}^2$$

a_{rz} = vertikalna komponenta ubrzanja uslijed ljuljanja broda

$$a_{rz} = \phi(2\pi / T_R)^2 R_{RY}$$

R_{RY} = poprečna udaljenost od osi rotacije do točke središta mase tanka

$$R_{RY} = 17.016 \text{ m}$$

$$a_{rz} = 0.42 \cdot (2\pi / 8.601)^2 \cdot 17.016 = 3.81 \text{ m/s}^2$$

a_{px} = uzdužna komponenta ubrzanja uslijed posrtanja broda

$$a_{px} = \theta \cdot (2\pi / T_P)^2 R_{PZ}$$

T_P = period posrtanja

$$T_P = 1.8\sqrt{L/g} \text{ s}$$

$$T_P = 1.8\sqrt{266.556/9.81} = 9.383 \text{ s}$$

θ = amplituda kuta posrtanja

$$\theta = 0.25a_0 / C_B \text{ rad}$$

$$\theta = 0.25 \cdot 0.31 / 0.8415 = 0.0928 \text{ rad}$$

R_{PZ} = vertikalna udaljenost od osi rotacije do točke središta mase tanka

$$R_{PZ} = 3.264 \text{ m}$$

$$a_{px} = 0.0928 \cdot (2\pi / 9.383)^2 \cdot 3.264 = 0.14 \text{ m/s}^2$$

a_{pz} = vertikalna komponenta ubrzanja uslijed posrtanja broda

$$a_{pz} = \theta \cdot (2\pi / T_p)^2 R_{pX} \text{ m/s}^2$$

R_{pX} = udužna udaljenost od osi rotacije do točke središta mase tanka

$$R_{pX} = 0.288 \text{ m}$$

$$a_{pz} = 0.0928 \cdot (2\pi / 9.383)^2 \cdot 0.288 = 0.01 \text{ m/s}^2$$

$$a_t = \sqrt{0.92^2 + (9.81 \sin(0.42) + 0.73)^2} = 4.82 \text{ m/s}^2$$

$$a_l = \sqrt{0.56^2 + (9.81 \sin(0.0928) + 0.14)^2} = 1.19 \text{ m/s}^2$$

$$a_v = \max \begin{cases} \sqrt{3.81^2 + 2.32^2} = 4.46 \\ \sqrt{0.01^2 + 2.32^2} = 2.32 \end{cases}$$

$$a_v = 4.46 \text{ m/s}^2$$

Lokalna naprezanja uslijed hidrodinamičkog opterećenja oplata

σ_{2A} = naprezanje uslijed savijanja uzdužnjaka

$$\sigma_{2A} = K_{lateral} \frac{M}{Z_S} + K_{aksial} \frac{m_\delta EI}{l^2 Z_S} r_\delta = \sigma_{2A}' + \sigma_\delta$$

σ_δ = naprezanje uslijed relativnog progiba poprečnog okvira i pregrade (za uzdužnjak po sredini broda se zanemaruje)

σ_{2A}' = naprezanje uslijed savijanja uzdužnjaka zbog djelovanja hidrodinamičkog tlaka

$$\sigma_{2A}' = K_{lateral} \frac{M}{Z_S}$$

M = moment savijanja na spoju pojasa uzdužnjaka i ukrepe okvirnog rebra

$$M = \frac{psl^2}{12} r_p$$

r_p = faktor smanjenja momenta

$$r_p = 6 \left(\frac{x}{l} \right)^2 - 6 \left(\frac{x}{l} \right) + 1.0$$

x = udaljenost od kraja ukrepe do žarišta

$$x = 0.0 \text{ m}$$

$$r_p = 6 \left(\frac{0.0}{3447} \right)^2 - 6 \left(\frac{0.0}{3447} \right) + 1.0 = 1.0$$

p = jedinični tlak

$$p = 1 \text{ kN/m}^2$$

$$M = \frac{1.0 \cdot 10^{-3} \cdot 800 \cdot 4160^2}{12} \cdot 1.0 = 1153707 \text{ kNm}$$

$$\sigma_{2A}' = 2.4 \cdot \frac{1153707}{1.366 \cdot 10^6} = 2.03 \text{ N/mm}^2$$

σ_2 = naprezanje uslijed savijanja trupa (s dvostrukom oplatom)

$$\sigma_2 = K_{axial} \frac{K_b p_e b^2 r_a}{\sqrt{i_a i_b}}$$

ρ = faktor omjera

$$\rho = \frac{a_t}{b_t} \sqrt[4]{\frac{i_b}{i_a}}$$

$$\rho = \frac{35280}{20500} \sqrt[4]{\frac{3.87 \cdot 10^7}{3.94 \cdot 10^7}} = 1.713$$

K_b = koeficijent savojnog naprezanja

$$K_b = 0.0905$$

$$\sigma_2 = 2.1 \frac{0.0905 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot 20500^2 \cdot 750}{\sqrt{3.94 \cdot 10^7 \cdot 3.87 \cdot 10^7}} = 1.53 \text{ N/mm}^2$$

Ukupno lokalno naprezanje

$$\Delta\sigma_l = 2 \sqrt{\sigma_e^2 + \sigma_i^2 + 2\rho_p \sigma_e \sigma_i}$$

σ_e = ukupno naprezanje uslijed vanjskog hidrodinamičkog opterećenja

$$\sigma_e = -p_e \sigma_{2A}' - p_{e,\delta} \sigma_\delta + p_{e,dh} \sigma_2$$

$$p_{e,\delta} = p_e$$

$$p_{e,\delta} = 45.68 \text{ kN/m}^2$$

$$p_{e,dh} = p_e T_{act} / D_b$$

$$p_{e,dh} = 45.68 \cdot 7.815 / 23 = 15.52 \text{ kN/m}^2$$

$$\sigma_e = -45.68 \cdot 2.03 - 45.68 \cdot 0.0 + 15.52 \cdot 1.53 = -68.98 \text{ kN/m}^2$$

σ_i = ukupno naprežanje uslijed unutarnjeg hidrodinamičkog opterećenja

$$\sigma_i = p_i \sigma_{2A} + p_{i,\delta} \sigma_\delta - p_{i,dh} \sigma_2$$

$$p_i = 34.38 \text{ kN/m}^2$$

$$p_{i,dh} = 2p_2$$

$$p_{i,dh} = 2 \cdot 5.68 = 11.36 \text{ kN/m}^2$$

$$p_{i,\delta} = p_{i,dh}$$

$$\sigma_i = 34.38 \cdot 2.03 + 11.36 \cdot 0.0 - 11.36 \cdot 1.53 = 52.41 \text{ kN/m}^2$$

x, y, z = udaljenost detalja od ishodišta koordinatnog sustava broda

$$\rho_p = \frac{1}{2} - \frac{z}{10T_{act}} + \frac{|x|}{4L} + \frac{|y|}{4B} - \frac{|x|z}{5LT_{act}}$$

$$\rho_p = \frac{1}{2} - \frac{8.3}{10 \cdot 7.815} + \frac{|1.37|}{4 \cdot 266.556} + \frac{|24.1|}{4 \cdot 48.2} - \frac{|1.37|8.3}{5 \cdot 266.556 \cdot 7.815} = 0.519$$

$$\Delta\sigma_l = 2\sqrt{(-68.98)^2 + 52.41^2 + 2 \cdot 0.519 \cdot (-68.98) \cdot 52.41} = 61.26 \text{ kN/m}^2$$

Ukupna globalna naprežanja

$$\Delta\sigma_G = \sqrt{\Delta\sigma_V^2 + \Delta\sigma_{hg}^2 + 2\rho\Delta\sigma_V\Delta\sigma_{hg}}$$

$\Delta\sigma_V$ = raspon vertikalnih globalnih naprežanja

$$\Delta\sigma_V = K_{aksial} (M_{WO,h} - M_{WO,s}) \frac{(z - n_{01})}{I_v}$$

I_v = moment tromosti poprečnog presjeka trupa oko osi y

$$I_v = Z_v (D_b - n_{01})$$

$$I_v = 41.55(23 - 10.473) = 520.1 \text{ m}^4$$

$$\Delta\sigma_V = 2.1(2676118 + 2838139) \frac{|8.3 - 10.473|}{520.1} \cdot 10^{-3} = 48.38 \text{ N/mm}^2$$

$\Delta\sigma_{hg}$ = raspon horizontalnih globalnih naprežanja

$$\Delta\sigma_{hg} = K_{aksial} 2M_H \frac{|y|}{I_h}$$

I_h = moment tromosti poprečnog presjeka trupa oko osi z

$$I_h = Z_h B / 2$$

$$I_h = 71.7709 \cdot 48.2 / 2 = 1729.7 \text{ m}^4$$

$$\Delta\sigma_{hg} = 2.1 \cdot 2 \cdot 1093917 \cdot \frac{|23.6845|}{1729.7} 1 \cdot 10^{-3} = 62.91 \text{ N/mm}^2$$

$$\rho_{vh} = 0.1$$

$$\Delta\sigma_G = \sqrt{48.38^2 + 62.91^2 + 2 \cdot 0.1 \cdot 48.38 \cdot 62.91} = 83.11 \text{ N/mm}^2$$

Kombinirana žarišna naprezanja

$$\Delta\sigma = 0.8 \max \begin{cases} \Delta\sigma_g + b_k \Delta\sigma_l \\ a_k \Delta\sigma_g + \Delta\sigma_l \end{cases}$$

a_k, b_k = faktori kombinacije opterećenja

$$a_k = b_k = 0.6$$

$$\Delta\sigma = 0.8 \max \begin{cases} 83.11 + 0.6 \cdot 61.26 \\ 0.6 \cdot 83.11 + 61.26 \end{cases}$$

$$\Delta\sigma = 95.89 \text{ N/mm}^2$$

Raspon naprezanja korigiran za faktor srednjeg naprezanja

$$\Delta\sigma_0 = f_m \Delta\sigma$$

$$\Delta\sigma_0 = 0.85 \cdot 91.37 = 81.51 \text{ N/mm}^2$$

Dugoročna razdioba naprezanja

h = Weibull parametar oblika

$$h = h_0 + h_a z / T_{act} - 0.005(T_{act} - z)$$

h_a = faktor ovisan o periodu ljuljanja T_R

$$h_a = 0.05$$

$$h_0 = 2.21 - 0.54 \log(L)$$

$$h_0 = 2.21 - 0.54 \log(266.556) = 0.9001$$

$$h = 0.9001 + 0.05 \cdot 8.3 / 7.815 - 0.005(7.815 - 8.3) = 0.9556$$

Akumulacija zamornog oštećenja

$$D = \frac{\nu_0 T_d}{\bar{a}} P_{ballast} q_{ballast}^m \Gamma\left(1 + \frac{m}{h}\right)$$

$\nu_0 T_d$ = broj ciklusa naprezanja u 20 godina

$$\nu_0 T_d = \frac{20 \cdot 365.25 \cdot 24 \cdot 3600}{4 \log(L)}$$

$$\nu_0 T_d = \frac{20 \cdot 365.25 \cdot 24 \cdot 3600}{4 \log(266.556)} = 6.5046 \cdot 10^7$$

$$\Gamma\left(1 + \frac{m}{h}\right) = 7.17$$

P_{full} = dio vijeka kojeg brod provede u potpuno nakrcanom stanju

$$P_{full} = 0.4$$

$q_{ballast}$ = Weibull parametar mjerila

$$q_{ballast} = \frac{\Delta\sigma_0}{(\ln n_0)^{1/h}}$$

$$q_{ballast} = \frac{81.51}{(\ln 1 \cdot 10^4)^{1/0.9556}} = 7.98$$

\bar{a} = parametar S-N krivulje (krivulja Ib DNV-a)

$$\bar{a} = 10^{12.76} = 5.7544 \cdot 10^{12}$$

$$D = \frac{6.5046 \cdot 10^7}{5.7544 \cdot 10^{12}} 0.4 \cdot 7.98^3 \cdot 7.17 = 0.016$$