اثر غلتش کشتی حفاری بر خستگی لوله حفاری در شرایط بارگذاری دامنه متغیر

غلامرضا راشد[۱]، رحمت الله قاجار[۲]، سید جلال الدین هاشمی[۳]

۱- دانشجوی دکترای دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی و مربی دانشگاه صنعت نفت
۲- دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی
۳- دانشیار دانشگاه صنعت نفت و دانشگاه آزاد اسلامی شاخه اهواز

چکیده

در هنگام حفاری توسط کشتی‌ها و یا نیمه‌غوطه‌ورهای حفاری، رشته‌حفاری در اولین اتصال از لوله‌حفاری با لوله چندبر، دچار خمش ناشی از حرکات غلتش حول محور طولی و یا چرخش حول محور عرضی شناور می‌شود. تنش‌های چرخه‌ای ناشی از این خمش در هر نقطه از رشته‌حفاری تابعی از زاویه غلتش شناور، موقعیت لوله چندبر در بوش، و نیروی کشش قلاب می‌باشند. در این مقاله ابتدا آسیب خستگی تجمعی لوله حفاری متصل به لوله چندبر ناشی از این تنش‌های چرخه‌ای و در طی مدت پیمایش لوله چندبر محاسبه شده و اثرات تغییر مقدار دامنه تنش چرخه‌ای نیز در نظر گرفته می‌شود. سپس پنج مدل خستگی چند محوره در شرایط بارگذاری دامنه متغیر (مشابه شرایط اعمالی به لوله حفاری) ارزیابی می‌شوند. با مقایسه نتایج عمر خستگی پیش‌بینی شده توسط این مدلها با نتایج قابل دسترس از آزمایشهای خستگی چند محوره در بارگذاری دامنه متغیر محوری- پیچشی، دیده می‌شود که نتایج مدل ترکیبی روش صفحه بحرانی و روش انرژی، نسبت به دیگر مدل‌های خستگی چندمحوره در بارگذاری چندمحوره دامنه متغیر، تطابق بهتری با نتایج تجربی داشته و برای تعیین عمر خستگی لوله حفاری قابل قبول می‌باشد.

کلمات کلیدی: خستگی چند محوره، بارگذاری دامنه متغیر، لوله حفاری، کشتی حفاری، زاویه غلتش

Influence of Drillship Roll on The Drillpipe Fatigue Under Variable Amplitude Loading

Abstract

During the offshore drilling operations by drillships or semisubmersible vessels the drillstring in its first drilljoint to the Kelly suffers bending due to float vessel roll or pitch. The cyclic bending stress at any point along the drillstring, is a function of the roll or pitch angle, Kelly position in bushing, and hookload. The cumulative fatigue damage of the drillpipe due to cyclic stresses near the drillpipe connection to Kelly has been calculated in this paper. The effects of the cyclic stress amplitude variation are also taken into account.

Then five multiaxial fatigue models are evaluated under variable amplitude loading (similar to drillpipe loading) conditions. Comparing the results of the five models predictions by the muliaxial fatigue tests experimental data under variable amplitude axial-torsional loading, show that the combined critical plane and energy models predict the fatigue life better than the others. It works much better for variable amplitude loading than the existing models.

Keywords: Multiaxial fatigue, Variable amplitude loading, Drill pipe, Drillship, Roll angle

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

۱- مقدمه

عموماً برای مقایسه یک شناور حفاری نسبت به شناور دیگر، مشخصه‌های حرکت نسبی آنها مورد بررسی قرار می‌گیرد. حرکات شناور برای کشتی‌های حفاری و نیمه غوطه‌ورهای حفاری[1] را می‌توان توسط تعیین نمودن پاسخ مجموعه دستگاه حفاری[2] آنها در شش درجه آزادی یعنی: چرخش عرضی[3]، غلتش طولی[4]، چرخش عمودی[5]، جابجائی قائم[6]، جابجائی طولی[7] و جابجائی عرضی[8]، شکل‌های ۱، نسبت به موج‌های یکنواخت ورودی تحلیل کرد [۱ و ۲].

هر شناور حفاری دارای یک سری منحصر به فرد از "منحنی‌های پاسخ - حرکتی" بوده که معمولا این منحنی‌ها از پاسخ مدل آنها در حوضچه آزمایشگاهی در وضعیت‌های مختلف مجموعه دستگاه حفاری، به دست آمده است. به‌عنوان مثال شکل‌های (۲) حرکت غلتش طولی و جابجائی قائم دو نوع شناور را برای یک مجموعه از موج‌های اعمالی در مدت حفاری، نشان می‌دهد. عموماً غلتش حول محور طولی شناور و جابجائی قائم آن، محدودیت عملیات را تعیین می‌کند.

امواج اقیانوس طیفی از بلندی موج و تناوب‌های موج را ارائه می‌دهند. برنامه‌های کامپیوتری جهت محاسبه حرکت کشتی ناشی از داده‌های امواج ورودی و منحنی‌های حرکات مجموعه دستگاه حفاری در دسترس می‌باشند. برای یک دوره معین حفاری، تاریخچه‌ای از حرکت مجموعه دستگاه حفاری خاص، منتج خواهد شد.

هنگام حفاری توسط کشتی، رشته حفاری دچار تنش‌هائی ناشی از حرکات کشتی می‌شود. Lind [۳] تنش‌های حاصل از چنین حرکاتی را بررسی کرده است. اما او حد استحکام استاتیکی لوله حفاری را به عنوان معیار واماندگی در نظر گرفته، در حالی که تقریباً در تمامی موارد، خستگی ناشی از وجود تنش چرخه‌ای، در تنش‌هائی پایین‌تر از حد استحکام، عامل واماندگی است.

در اینجا ابتدا انطباق و اعمال مفهوم معروف آسیب خستگی تجمعی [۴] به مسائل رشته لوله حفاری صورت می‌گیرد و سپس عمر خستگی قسمتی از اولین لوله حفاری متصل به لوله چندبر[9] (در زیر آن)، که متاثر از چرخش حول محور عرضی و یا غلتش حول محور طولی کشتی حفاری است تعیین می‌شود. این موضوع برای محاسبه آسیب خستگی تجمعی حاصل از انحناء چاه، بارهای محوری اعم از کششی، فشاری و ارتعاشی نیز مورد بررسی قرار گرفته است [۵ و ۶]. این بررسی رفتار خستگی لوله حفاری، با استفاده از مبانی کلاسیک (و نه بر اساس مفهوم نرخ رشد ترک در مکانیک شکست برای مودهای مختلف ترک) صورت می‌گیرد. لازم به ذکر است که عموما به دلیل کیفیت بالای فولاد لوله چندبر و کار سرد صورت گرفته بر سطوح آن، خستگی این لوله قابل چشم پوشی می‌باشد. سپس در انتها نتایج پیش‌بینی مدلهای خستگی چند محوره در شرایط بارگذاری دامنه متغیر (مشابه شرایط لوله حفاری) با نتایج تجربی در دسترس، مقایسه و ارزیابی شده تا مدل برتر معرفی شود.

۲- مدل مسئله

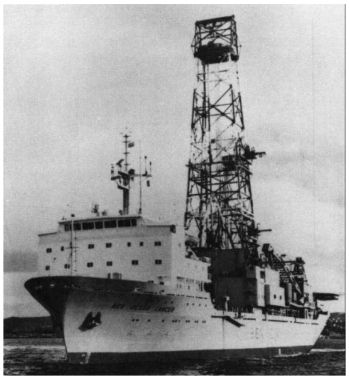
دیاگرام یک دکل حفاری که در اثر حرکت چرخشی حول محور عرضی و یا غلتشی حول محور طولی کشتی حفاری دچار انحراف شده، در شکل ۳ آمده است. در این شکل به صورت اغراق‌آمیز، خمیدگی حاصل در لوله چندبر، تبدیل‌های[10] آن و لوله حفاری نمایش داده شده است. این خمیدگی تا حدی توسط چنگک مفصل‌گردان[11]، یا استفاده از بوش رانش[12] لوله چندبر با میز دوار، و یا بوش نصب شده بر حلقه نگهدارنده آزاد (حرکت ژیروسکوپی)[13]، کاهش می‌یابد. محاسبات بر پایه شرایط عمومی و داده‌های موجود یک شناور در مرجع [۷] ، انجام شده است. تنش خمشی

[1] Semisubmersibles
[2] Rig
[3] Pitch
[4] Roll
[5] Yaw
[6] Heave
[7] Surge
[8] Sway

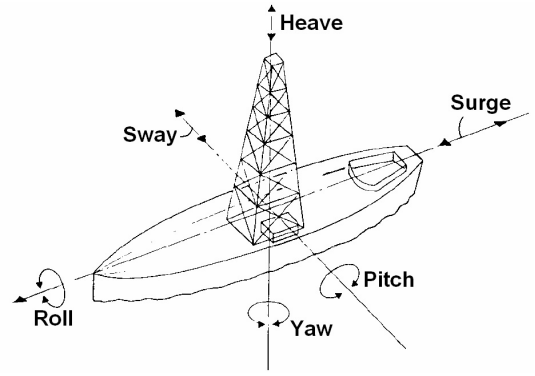
[9] Kelly
[10] Subs
[11] Swivel bail
[12] Bushing
[13] Gimbal-mounted bushing

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

در هر نقطه از سیستم تابعی از زاویه چرخش عرضی یا غلتش طولی شناور، موقعیت لوله چندبر در بوش و نیروی قلاب یعنی نیروی کشش محوری می‌باشد. تنش خمشی در هر نقطه از سیستم را می‌توان با استفاده از فرمول‌هایی که متعاقباً خواهد آمد، محاسبه نمود. نرخ حفاری برحسب عمق چاه در چند چاهی که ابتدا توسط یک شناور حفاری انجام شده نیز بدست می‌آید.

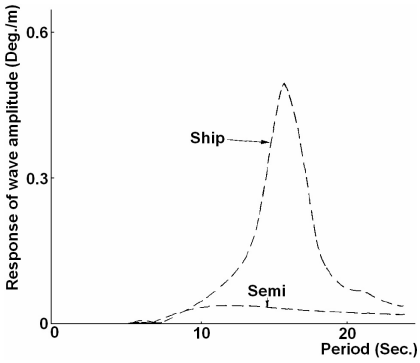


الف- کشتی حفاری

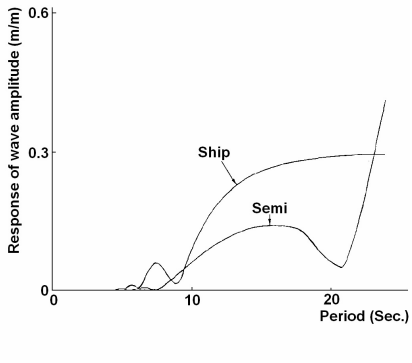


ب- اصطلاحات حرکات شناور

شکل ۱- شناور، درجات آزادی و اصطلاحات حرکات آن

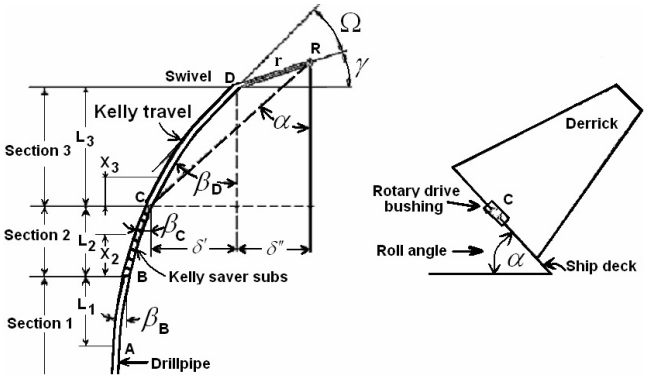


الف- حرکت غلتش حول محور طولی



ب- حرکت جابجائی قائم

شکل ۲- منحنی‌های پاسخ - حرکتی دو نوع شناور حفاری : کشتی حفاری و نیمه غوطه‌ور حفاری



شکل ۳- اثر خمش ناشی از غلتش کشتی بر لوله حفاری

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

۳- اثر نیروی کششی و محیط خورنده بر داده‌های تجربی موجود خستگی لوله حفاری

منحنی "تنش - عمر"، نیاز اولیه یا ورودی لازم برای محاسبه خستگی لوله حفاری است. مجموعه‌های نتایج :Bachman [۸] ، Morgan و Robin [۹] و Grondin و Kulak [۱۰]، سه منبع اصلی نتایج در منحنی "تنش - عمر" لوله حفاری می‌باشند. نتایج بدست آمده از آزمایش‌های بی‌شمار خستگی روی رشته لوله حفاری درجه E با ابعاد واقعی در سه مجموعه مذکور، در شکل (۴) آورده است. آزمایش‌های Bachman نه در محیط خورنده و نه تحت نیروی کشش محوری، که دو فاکتور مهم می‌باشند، صورت گرفته است، با این حال به دلیل تنها اطلاعات موجود از این دست، در اینجا مورد استفاده قرار گرفته است. در این شکل محور عمودی دامنه تنش خمشی (کاملاً معکوس) اعمالی به لوله حفاری، و محور افقی تعداد دوران تا واماندگی، N ، می‌باشد. تمام نتایج آزمایشگاهی را می‌توان بین دو منحنی که منحنی‌های "تنش - عمر" نامیده می‌شوند قرار داد که در اینجا منحنی حد پایین آن، مورد استفاده قرار می‌گیرد.

همانطور که اشاره شد نمونه‌های لوله حفاری مورد استفاده توسط Bachman تحت تاثیر نیروی کششی قرار نداشته‌اند، در حالیکه با حضور کشش، اثر خستگی خمش شدیدتر خواهد شد. برای جبران این امر، لازم است تنش خمشی واقعی در ضریب تصحیح ζ که به صورت زیر تعریف شده، ضرب گردد [۴] .

$$\zeta = \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_{ut} - \sigma_T} \qquad (۱)$$

که σ_{ut} استحکام کششی لوله حفاری و σ_T تنش کششی در لوله حفاری می‌باشد.

منحنی A در شکل (۵) همان منحنی شکل (۴) است با این تفاوت که اثر نیروی کششی نیز روی محور عمودی با $\sigma \times \zeta$، لحاظ شده است.

قابل ذکر است که در هیچ شرایطی مجموع تنش‌های کششی و خمشی واقعی نباید از استحکام تسلیم بیشتر گردد.

به منظور بازتاب شرایط خوردگی در محیط خورنده بر خستگی لوله، بایستی منحنی "تنش - عمر" نیز اصلاح گردد. منحنی A از شکل (۵) برای محیط‌های غیر خورنده می‌باشد. برای خستگی خوردگی در محیط‌های خورنده، این منحنی باید با منحنی B که زیر منحنی A قرار دارد، معاوضه شود. منحنی ساختگی[14] "تنش - عمر" B که عرض آن ٪۶۰ منحنی A می‌باشد، برای شرایط خوردگی شدید در نظر گرفته شده است. به هر حال از آنجا که عمر خستگی به صورت خیلی کم از دوران در تنش‌های پایین، متاثر می‌گردد، منحنی B برای منظوری که در اینجا دنبال می‌شود مناسب باشد.

۴- تعیین معادلات شیب و تنش خمشی

فرض کنید سیستم مطابق شکل (۳) به سه قسمت تقسیم و برای هر کدام دستگاه محورهای مختصاتی مطابق شکل‌های (۶) در نظر گرفته شود. در هر سه حالت محور OX موازی خط مماس بر منحنی در مبدا است.

L_1 طول رشته لوله حفاری در زیر تبدیل لوله چندبر، L_2 طول (با توجه به کوچک بودن زاویه‌های شیب نسبت به خط عمود) قسمتی از لوله چندبر و تبدیلهایش که در زیر بوش قرار گرفته، L_3 طول قسمتی از لوله چندبر که در بالای بوش است، r طول چنگک مفصل گردان، β_B، β_C و β_D زاویه‌های شیب نسبت به خط قائم بر حسب رادیان به ترتیب برای نقاط B، C، D و α زاویه غلتش کشتی مطابق شکل (۳) هستند. از آنجائی که β در کل سیستم کوچک است بار عرضی یعنی مولفه وزن در جهت Y، قابل چشم پوشی است. در چنین شرایطی معادله خط الاستیک (معرفی شده توسط Lubinski در [۱۱]) برای هر یک از سه قسمت سیستم از رابطه زیر بدست می‌آید[۱۱] .

$$Y = \frac{1}{K^2}\left[c_o\left(\cosh KX - 1\right) + s_o\left(\sinh KX - KX\right)\right] \qquad (۲)$$

[14] Pseudo

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

که $K=\sqrt{T/EI}$، E مدول الاستیک، I ممان اینرسی سطح مقطع لوله نسبت به قطرش، T نیروی کشش محوری، c_o انحنا لوله در مبداء، و s_o متناسب با نیروی برشی در مبداء یعنی S_o، به صورت زیر است:

$$s_o=\frac{S_o}{KEI} \qquad (۳)$$

علامت s_o و S_O مطابق مرجع [۱۱] است.

برای قسمت ۱ در نقطه اختیاری A شرایط مرزی زیر یعنی: $\left(d^2Y/dX^2\right)=0$ و $\left(dY/dX\right)=\beta$ در $X=L_1$ را در نظر بگیرید. با جایگذاری معادله (۲) در این روابط شرایط مرزی، یک مجموعه دو معادله دو مجهولی بدست می‌آید. از حل این دو معادله برای بدست آوردن c_o و s_o، و با قراردادن $L_1=\infty$ (با توجه به طول زیاد رشته لوله حفاری نسبت به طول لوله چندبر) و سپس با جایگزین کردن β با β_B و تغییر زیرنویس o با 1 یعنی در نقطه B قسمت ۱ خواهیم داشت.

$$c_{B1}=K_P\beta_B \qquad (۴)$$

$$c_{B2}=-K_P\beta_B \qquad (۵)$$

که اندیس P نشانگر لوله‌حفاری، اندیس‌های 1 و 2 (و 3) به ترتیب بیانگر قسمت های ۱ و ۲ (و۳) است. با توجه به وجود تغییر سطح مقطع در نقطه B، یک ناپیوستگی در انحنا وجود دارد، ولی گشتاور خمشی پیوسته است. بنا براین:

$$EI_P c_{B1}=EI_K c_{B2} \qquad (۶)$$

که اندیس K معرف لوله چندبر است. از آنجا که هیچ نیروی خارجی اعمالی در نقطه B وجود ندارد، نیروی برشی نیز دارای پیوستگی بوده و از معادله (۳) خواهیم داشت:

$$K_P E I_P s_{B1}=-K_K E I_K s_{B2} \qquad (۷)$$

علامت منفی نتیجه جهت مفروض محور Yها در مقاطع ۱ و ۲ می‌باشد.

از معادلات (۴) تا (۷) و با بکارگیری $K_P=\sqrt{T/EI_P}$ و $K_K=\sqrt{T/EI_K}$، عبارت‌های c_{B2} و s_{B2} بدست می‌آیند. با جایگزینی آنها در معادله (۲)، معادله زیر برای خط الاستیک قسمت ۲ بدست می‌آید:

$$Y_2=\left(K_P\beta_B/K_K^2\right)\sqrt{I_P/I_K}\times\left[\sqrt{I_P/I_K}\left(\cosh K_K X_2-1\right)+\left(\sinh K_K X_2-K_K X_2\right)\right] \qquad (۸)$$

از رابطه فوق عبارت c_{o2} یعنی d^2Y_2/dX_2^2 در $X_2=L_2$ بدست می‌آید. از آنجائی که هیچ تغییری در نقطه C بین مقاطع ۲ و ۳ وجود ندارد، c_{o2} و c_{o3} برابر می‌شوند. اما در صورتیکه نیروی خارجی اعمالی در نقطه C (یعنی عکس العمل بوش) وجود داشته باشد دیگر پیوستگی نیروی برشی وجود نخواهد داشت، هر چند s_{o2} از شرایط مرزی: $\left(d^2Y_3/dX_3^2\right)=0$ در $X_3=L_3$ برای نقطه D بدست می‌آید. با جایگزینی عبارات c_{o3} و s_{o3} در معادله (۲)، معادله زیر برای خط الاستیک قسمت ۳ بدست می‌آید:

$$Y_3=\left(c_{c3}/K_K^2\right)\times\left[\left(\cosh K_K X_3-1\right)-\frac{\sinh K_K X_3-K_K X_3}{\tanh K_K L_3}\right] \qquad (۹)$$

که در آن:

$$c_{c3}=K_P\beta_B\sqrt{I_P/I_K}\times\left[\sqrt{I_P/I_K}\cosh K_K L_2+\sinh K_K L_2\right] \qquad (۱۰)$$

است. عبارت زیر نیز خود گویا می‌باشد:

$$\beta_C=\left[\frac{dY_2}{dX_2}\right]_{X_2=L_2}+\beta_B \qquad (۱۱)$$

با جایگزینی معادله (۸) در (۱۱)، معادله زیر بدست خواهد آمد.

$$\beta_C=\beta_B\left[\sqrt{I_P/I_K}\ \sinh K_K L_2+\cosh K_K L_2\right] \qquad (۱۲)$$

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

گشتاور خمشی در B_1 برابر است با:

$$M_{B1} = EI_P\, c_{B1}$$

با جایگزینی معادله (۴) در رابطه فوق، معادله زیر حاصل می‌شود.

$$M_{B1} = EI_P K_P \beta_B \qquad (۱۳)$$

با گرفتن مشتق دوم از معادلات (۸) و (۹) و ضرب آنها در EI_k معادلات زیر نیز بدست می‌آیند.

$$M_2 = EI_K K_P \beta_B \sqrt{I_P/I_K} \times \left[\sqrt{I_P/I_K}\cosh K_K X_2 + \sinh K_K X_2\right] \qquad (۱۴)$$

$$M_3 = EI_K K_P \beta_B \sqrt{I_P/I_K} \times \left[\sqrt{I_P/I_K}\cosh K_K L_2 + \sinh K_K L_2\right] \times \left[\cosh K_K X_3 - \frac{\sinh K_K X_3}{\tanh K_K L_3}\right] \qquad (۱۵)$$

بنابراین تمام کمیت‌های مورد نظر بر حسب β_B بدست آمده‌اند. حال باید β_B را برحسب زاویه غلتش کشتی یعنی α بدست آورد. از شکل (۳) می‌توان نوشت:

$$\gamma = (\pi/2) - (\beta_D + \Omega)$$

چون چنگک مفصل گردان تقریباً عمودی است γ به زاویه $\pi/2$ یا قائم بسیار نزدیک است، لذا $\sin\gamma = 1$ و $\cos\gamma = \beta_D + \Omega$ خواهد شد.

همچنین از شکل (۳) زاویه غلتش α (که کوچک است) برابر است با:

$$\alpha = \frac{\delta' + \delta''}{L_3 + r} \qquad (۱۶)$$

$$\delta'' = r\cos\gamma = r(\beta_B + \Omega) \qquad (۱۷)$$

عبارت β_D نیز شبیه β_C در معادله (۱۱) خواهد شد:

$$\beta_D = \left[\frac{dY_3}{dX_3}\right]_{X_3=L_3} + \beta_C \qquad (۱۸)$$

که Ω زاویه بین محور چنگک مفصل‌گردان و خط الاستیک لوله چندبر در D می‌باشد. نیروی کششی T، نیروی برش S_{D3} و نیروئی در امتداد محور چنگک در اتصال D عمل می‌کنند. بنابراین با توجه به معادله تعادل زاویه کوچک Ω خواهد شد:

$$\Omega = -S_{D3}/T$$

علامت منفی به دلیل منفی بودن نیروی برش در D با توجه به دستگاه مختصات مفروض در شکل (ج-۶) است. با جایگزینی: $S_{D3} = EI\left(d^3Y_3/dX_3^3\right)_{X_3=L_3}$ و T از معادله $K_K = \sqrt{T/EI_K}$، حاصل می‌شود:

$$\Omega = -1/K_K^2\, EI\left(d^3Y_3/dX_3^3\right)_{X_3=L_3} \qquad (۱۹)$$

از شکل (د-۶) مقدار β_C کوچک بوده و بدست می‌آید:

$$\delta' = Y_{3D} + L_3\beta_C \qquad (۲۰)$$

$$Y_{3D} = \left(Y_3\right)_{X_3=L_3} \qquad (۲۱)$$

آنگاه با جایگزینی‌های: معادله (۹) در (۲۱) ، معادله (۲۱) در (۲۰)، معادله (۱۲) در (۲۰)، معادله (۲۰) در (۱۶)، معادله (۹) در (۱۹)، معادله (۱۹) در (۱۷)، معادله (۱۲) در (۱۸)، معادله (۹) در (۱۸)، معادله (۱۸) در (۱۷) و معادله (۱۷) در (۱۶) صورت می‌پذیرد که به عنوان یک نتیجه از آن معادله (۲۲) زیر حاصل می‌شود.

$$\beta_B = \frac{K_K(L_3 + r)}{Q_1 + Q_2}\alpha \qquad (۲۲)$$

که:

$$Q_1 = \left[\sqrt{I_P/I_K}\cosh K_K L_2 + \sinh K_K L_2\right]\times \left[\cosh K_K L_3 - 1 - \frac{\sinh K_K X_3 - K_K(L_3 - r)}{\tanh K_K L_3}\right] \qquad (۲۳)$$

جدول ۱- توزیع زمانی متوسط از زاویه غلتش

Roll angle interval (Deg.)	0-1	1-2	2-3	3-4	4-5
Fraction of rotating time (Sec.)	0.580	0.225	0.115	0.055	0.025

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

$$Q_2 = K_K(L_3 + r) \times \left[\sqrt{I_P/I_K}\ \sinh K_K L_2 + \cosh K_K L_2\right] \quad (۲۴)$$

پس مجموعه معادلات لازم برای محاسبه شیب نسبت به خط قائم و تنش خمشی، معادلات (۱۲)، (۱۳)، (۱۴)، (۱۵) (۲۲)، (۲۳)، (۲۴)، و $K_P = \sqrt{T/EI_P}$ و $K_K = \sqrt{T/EI_K}$ می‌باشند.

تنش خمشی σ ناشی از گشتاور خمشی M، از معادله زیر محاسبه می‌شود:

$$\sigma = MD/2I \quad (۲۵)$$

که بر حسب کاربرد، I یا I_P یا I_K، و D نیز یا قطر بیرونی لوله حفاری یا قطر خارجی دایره محیطی شش ضلعی لوله چندبر می‌باشد.

از این معادلات برای رسم شکل‌های مباحث بعدی استفاده می‌شود.

جهت تحلیل تنشی رشته حفاری کد کامپیوتری بکار گرفته شده است. اولین برنامه بارمحوری، گشتاور پیچشی، تنش طولی، تنش محیطی و تنش برشی روی لوله حفاری را محاسبه می‌نماید. برنامه کامپیوتری به داده‌های طراحی رشته حفاری، پیمایش حفره چاه، خواص مکانیکی مونوتونیک ماده، پارامترهای عملیاتی و منحنی‌های پاسخ - حرکتی کشتی حفاری نیاز دارد. داده‌های طراحی رشته حفاری شامل قطر لوله، قطر اتصال لوله، وزن بر واحد طول و طول آن می‌شود. پیمایش حفر چاه پارامترهای عمق، شیب و گرای سمت را در بر می‌گیرد. خواص مکانیکی مونوتونیک ماده هم شامل مدول الاستیسیته، استحکام تسلیم و نسبت پوآسون می‌گردد. پارامترهای عملیاتی نیز شامل خواص گل، نرخ جریان گل، سطح مقطع نازل‌های مته، وزن روی مته، عمق پاشنه لوله جداری، ضریب اصطکاک، قطر لوله جداری، قطر حفره چاه، دور در دقیقه، نرخ پیش‌روی یا نفوذ و گشتاور پیچشی وارد برمته می‌شود.

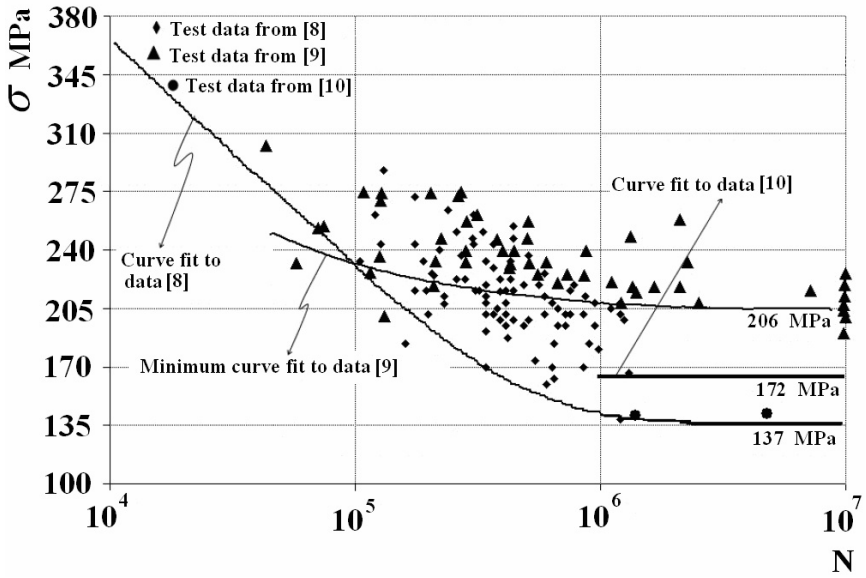
۵- آسیب خستگی تجمعی در اثر غلتش کشتی حفاری

جهت اختصار از اینجا به بعد کلمه غلتش به جای چرخش حول محور عرضی و یا غلتش حول محور طولی شناور به کار گرفته می‌شود. در حالت دامنه ثابت فرض می‌شود که شناور با زاویه حداکثر غلتش منحرف می‌شود و همچنانکه رشته‌حفاری در حال دوران است هر مقطع در لوله چندبر و همچنین در اولین لوله حفاری متصل به آن، تحت تاثیر تنش خمشی متناوب، که از مقطعی به مقطعی دیگر (و نه چرخه‌ای به چرخه دیگر) متغیر بوده قرار می‌گیرد. در واقع از آنجائیکه شناور در حال غلتش است دامنه تنش خمشی در هر مقطع نیز از یک چرخه به چرخه دیگر متفاوت است که این مطلب خود مسئله را پیچیده‌تر می‌کند. حالتی واقعی مربوط به یک شناور حفاری که زاویه غلتش از چرخه‌ای به چرخه‌ی دیگر تغییر کرده، و توزیع آماری یکسال عملیاتی آن معلوم است، در جدول (۱) داده شده است [۷]. داده‌ها برای مدت یک ثانیه به صورت بازه‌های زاویه‌ای غلتش بر حسب کسری از زمان غلتش داده شده است و عملیات حفاری برای زوایای غلتش بیشتر از ۵ درجه، متوقف شده است.

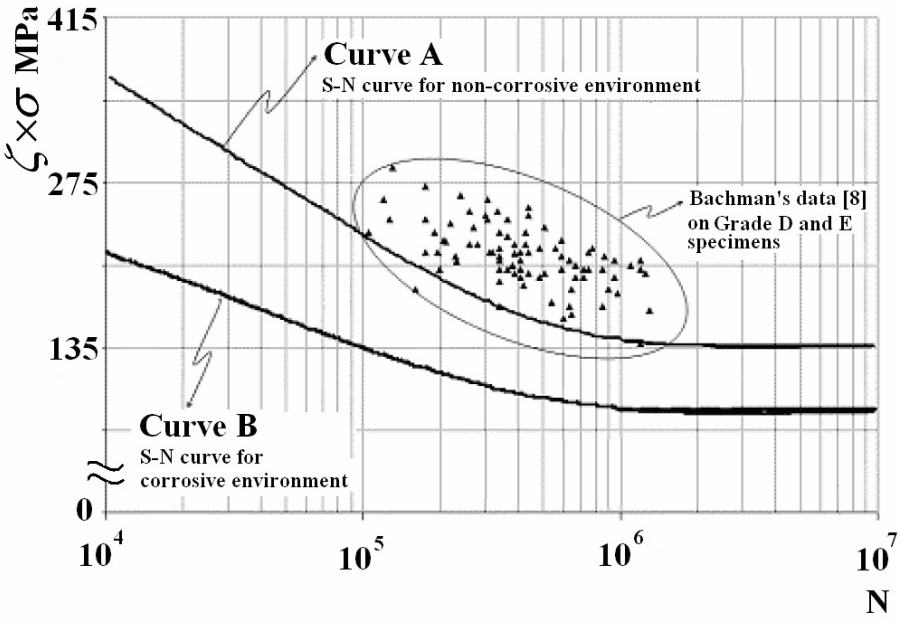
در این حالت، چنین پیچیدگی با منظور کردن تنش خمشی به صورت ثابت و جایگزین نمودن منحنی‌های واقعی با منحنی‌های ساختگی برطرف می‌گردد. این روش رفع پیچیدگی برای جدول (۱) در قسمت بعد تشریح می‌شود.

هنگامی که لوله چندبر کاملا درون چاه قرار می‌گیرد طول کل آن با تبدیل‌هایش در زیر بوش، بسیار طویل بوده، به قسمی که تقریبا تمام خمش در لوله چندبر (نه در لوله حفاری) رخ می‌دهد. بالعکس هنگامی که قسمت اعظم طول لوله چندبر بالای بوش قرار می‌گیرد قسمت کوتاهی از طول آن با تبدیل‌هایش در زیر بوش بوده و در نتیجه لوله‌حفاری، نقطه B در شکل (۳)، تحت تاثیر گشتاور خمشی قابل ملاحظه‌ای قرار می‌گیرد. چگونگی تغییرات تنش خمشی در نقطه B لوله حفاری، برحسب موقعیت لوله چندبر برای مقادیر مختلف کشش اعمالی توسط قلاب، در شکل (۷) آورده شده است. این شکل با استفاده از رابطه (۲۵) حاصل شده است.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]



شکل ۴- نتایج آزمایش‌های خستگی لوله‌های حفاری



شکل ۵- تاثیر نیروی کششی در منحنی " تنش - عمر"

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

این منحنی نشانگر آن است که نرخ آسیب خستگی در نقطه B در طول پیمایش لوله چندبر ثابت نبوده بلکه همچنانکه لوله چندبر پایین‌تر می‌رود کاهش می‌یابد. لذا برای بدست آوردن آسیب خستگی بازاء حرکت لوله حفاری (یا آسیب خستگی متوسط بر واحد طول) نخست باید یک انتگرال‌گیری با استفاده از منحنی b' در منحنی ساختگی "تنش-عمر" شکل (۸) انجام گیرد. نتایج این انتگرال‌گیری در شکل (۹) آمده است که کسری از عمر سپری شده لوله حفاری بر حسب بار وارده توسط قلاب در یک پیمایش لوله چندبر ترسیم شده است. این منحنی برای زاویه غلتش ۵ درجه (حداکثر غلتش برای رفتار عملیات حفاری)، سرعت دورانی ۱۲۰ دور بر دقیقه و شرایط خوردگی شدید، رسم شده است. سه منحنی برای نرخ‌های حفاری معمول 1.219، 6.096 و 30.480 متر در ساعت می‌باشد.

طول اتصالی از لوله حفاری که بلاواسطه زیر تبدیل لوله چندبر قرار گرفته، در مدت زمان لازم برای حفاری به اندازه طول قسمت اتصال لوله، تحت خستگی در اثر غلتش شناور قرار می‌گیرد. شکل (۹) نشان می‌دهد که حتی در نرخ حفاری‌های پائین ($1.219\ m/Hr$) و فرض شرایط خوردگی شدید، کسری از عمر لوله حفاری که ناشی از غلتش شناور سپری می‌شود، تنها ۱۰٪ است که قابل قبول به نظر می‌رسد. ولی اگر آسیب خستگی تجمعی به دلایل مختلف خیلی بیشتر (مثلا ۵۰ درصد) باشد، ممکن است واماندگی‌های زودرس لوله حفاری در چاه پیش آید. احتمالاً این مشکل به غلتش شناور نسبت داده نخواهد شد، زیرا این واماندگی معمولاً تنها بعد از اینکه اتصال آسیب دیده خیلی در چاه فرو رفته باشد، رخ می‌دهد.

این واقعیت که تنها ۱۰٪ از عمر لوله حفاری به سبب غلتش شناور سپری می‌شود، ناشی از فرض بکارگیری تبدیل لوله چندبر با طول 2.4384 متر می‌باشد. اگر از تبدیل لوله چندبر با طول‌های کوتاه‌تر استفاده شود، این آسیب خستگی بیشتر می‌شود.

حال فرض کنید که لوله چندبر در بالاترین موقعیت نسبت به بوش رانش درگیر با میز دوار، یعنی در وضعیتی که لوله حفاری جدی‌ترین صدمات خستگی را می‌بیند، در حال دوران باشد. تعداد دورانی که در آن آسیب خستگی تجمعی لوله حفاری ۱۰٪ می‌شود بر حسب زاویه غلتش در شکل ۱۰ نشان داده شده است. در این شکل ملاحظه می‌شود که آسیبی برای زوایای غلتش کمتر از ۲ درجه دیده نمی‌شود. از طرف دیگر برای زاویه غلتش ۵ درجه، آسیب ۱۰٪ پس از ۳۰۰۰ تا ۱۳۰۰۰ دور یا پس از حدود نیم تا دو ساعت با توجه به بار روی قلاب، رخ می‌دهد. بنابراین باستثناء زوایای غلتش خیلی کوچک، باید از دوران رشته‌حفاری در حالتی که لوله چندبر برای دوره زمانی طولانی در موقعیت بالا نسبت به بوش قرار دارد، پرهیز شود.

۶- محاسبه آسیب خستگی تجمعی

تغییرات تنش خمشی بر حسب تعداد دور دلایل مختلفی دارد از جمله اینکه تنش خمشی در هر چرخه غلتش تغییر می‌کند، بعلاوه زاویای غلتش از یک غلتش به غلتش دیگر ثابت نمی‌مانند و بالاخره موقعیت لوله چندبر و مقدار کشش اعمالی، پارامترهای اصلی موثر در خمش در هر نقطه از این سیستم می‌باشند. ترکیب‌های ممکن از همه این پارامترها زیاد است و لزوم ساده سازی و روش‌های عملی به منظور انجام محاسبات با کمترین کار ممکن، وجود داشته است. اولین ساده سازی به ارائه روشی برای حل مسئله بر می‌گردد که در آن حرکت غلتشی بصورت شیب ثابت شناور در نظر گرفته شود.

فرض کنید منحنی سینوسی b در شکل (الف-۱۱) تنش خمشی ایجاد شده در نقطه‌ای از سیستم بدلیل غلتش باشد، OJ تعداد دوران‌های لوله حفاری به ازاء یک چهارم از دوره تناوب غلتش است. هر چرخه در سطح مختلفی از تنش خمشی قرار دارد و تنش ماکزیمم σ_m است.

در اینجا در نظر گرفته شدن یک چهارم از دوره تناوب غلتش، بدلیل یکسان بودن همه ربع‌های چرخه غلتش از دیدگاه خمشی است. در حقیقت تا جائی‌که خمش مد نظر است اختلافی در عمر خستگی منحنی b در شکل‌های (الف-۱۱) و (ب-۱۱) وجود ندارد.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

اگر کشتی را در زاویه شیبی ثابت در نظر بگیریم آنگاه تنش خمشی بین صفر و σ_m تغییر نکرده بلکه در مقدار σ_m ثابت می‌ماند. به عبارت دیگر مسیر منحنی OI سینوسی در شکل‌های (الف-۱۱) و (ب-۱۱) با مسیر خط مستقیم KI در شکل (ج-۱۱) جایگزین می‌گردد. تعداد چرخه‌های لازم تا رسیدن به واماندگی بر اساس تعریف اولیه منحنی a در منحنی "تنش-عمر" برای مسیر جدید $KM = N$ در شکل (ب-۱۱) خواهد شد. برای مسیر واقعی (یعنی مسیر OI) تنش خمشی متغیر بوده ولی همیشه کمتر از σ_m است. بنابراین تعداد چرخه‌های واقعی تا رسیدن به واماندگی یعنی N_1، از N بزرگتر است. ماده‌ای صوری را تصور کنید که تعداد چرخه‌های لازم آن در مسیر KI تا واماندگی، با تعداد چرخه‌های لازم آن در مسیر واقعی OI تا واماندگی برای ماده واقعی، برابر باشد. در این صورت کسری از عمر سپری شده در مسیر OI برای ماده واقعی با کسری از عمر سپری شده در مسیر KI برای ماده صوری یکی خواهد شد. همچنانکه قبلا تشریح شد برای ماده واقعی داریم:

$$f = \sum \frac{n}{N} \qquad (۲۶)$$

همچنین برای ماده صوری داریم :

$$f = \sum \frac{n}{N_1}$$

اما هنگامی که ماده صوری تحت تاثیر چرخه‌هائی با سطح تنش ثابت قرار گیرد، رابطه فوق به صورت زیر خواهد شد:

$$f = \frac{\sum n}{N_1} \qquad (۲۷)$$

که در آن $\sum n$ تعداد چرخه‌ها در خلال ربع دوره تناوب غلتش می‌باشد (شکل ج-۱۱).
با مساوی قرار دادن معادلات (۲۶) و (۲۷) خواهیم داشت:

$$N_1 = \sum n \Big/ \sum \left(\frac{n}{N}\right) \qquad (۲۸)$$

مختص افقی (طول) نقطه M_1 در شکل (ج-۱۱) برابر N_1 است.
با تکرار محاسبات مشابه برای سایر مقادیر σ_m منحنی a_1 در شکل (ج-۱۱) بدست خواهد آمد.
حال تمام مسائل دارای حرکت غلتشی که تنش خمشی آنها بین صفر و σ_m باشند با مسائل ساده‌تر شناور شیب دار دائمی که تنش خمشی σ_m دارند، جایگزین می‌گردد و مسائل با استفاده از منحنی a_1 در منحنی "تنش-عمر" در شکل (ج-۱۱) حل می‌گردند. برای صحت استدلال فوق، لازم است که هر چرخه غلتش شناور، تعداد زیادی دوران رشته حفاری را شامل شود. هر چند چنین محدودیتی برای حالتی که "عمر متوسط سپری شده در هر چرخه غلتش" روی تعداد زیادی از چرخه‌های غلتش در نظر گرفته می‌شود، وجود نخواهد داشت.
آزمایش‌ها نشان می‌دهند وقتی چرخه‌هائی که دامنه آنها متوالیاً افزایشی است توسط چرخه‌هائی که دامنه آنها متوالیا کاهشی است دنبال می‌شوند، وقوع واماندگی در $\sum\left(n/N_1\right)$ برابر یک، نبوده بلکه در 0.5 خواهد بود [۱۲] . برای اینکه واماندگی همچنان در مقدار $\sum\left(n/N_1\right)$ برابر با یک، اتفاق افتد راحت‌تر است که منحنی a' به گونه‌ای رسم شود که برای هر نقطه $KM' = 0.5\,KM_1$ (شکل ج-۱۱) گردد. منحنی واقعی a' در شکل (۸) رسم شده است.
به دلیل غلتش کشتی، هر اتصال از لوله حفاری فقط برای مدت کوتاهی، آن هم درست هنگامی که زیر تبدیل لوله چندبر است تحت تاثیر خمش قرار می‌گیرد. از اینرو می‌توان زاویه غلتش را ثابت و برابر با متوسط مقادیر واقعی در نظر گرفت. از طرف دیگر باید اثر زاویای غلتش مختلف و توزیع آماری آنها مطابق جدول (۱)، که خود تابعی است از محل حفاری و خصوصیات کشتی است، لحاظ شود. اکنون دیده می‌شود که می‌توان با یک انتقال اضافی منحنی "تنش - عمر" ، اثر توزیع آماری زاویه غلتش را لحاظ نمود.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

برای مقدار معین کشش و موقعیت داده شده لوله چندبر، تنش خمشی σ_m در هر نقطه از سیستم با زاویه غلتش α متناسب است. که این موضوع اجازه می‌دهد تا از مقدار σ_m/α یعنی تنش خمشی برای یک درجه غلتش استفاده شود. مثلاً برای یک شرایط میدانی معین که σ_m/α برابر با $69\,MPa$ است محاسبات خود تشریحی مربوطه در جدول (۲) آمده است. کسری از عمر سپری شده به ازاء هر چرخه متوسط برابر با مجموع مقادیر داده شده در آخرین ستون یعنی 1.275×10^{-6} است(f_{1g}). بنابراین تعداد چرخه‌ها تا واماندگی برابر با عکس این مقدار یعنی 0.78×10^{6} است. لذا تعداد دوران‌ها تا واماندگی، N، برای یک مقدار معین از σ_m/α بدست آمده است.

با تکرار محاسباتی شبیه آنچه در جدول (۲) آمد برای مقادیر اختیاری σ_m/α ، منحنی تغییرات σ_m/α بر حسب N بدست خواهد آمد. این منحنی، منحنی a'' نشان داده شده در شکل (۱۲) است با این تفاوت که برای در نظر گرفتن اثر کشش، محور قائم آن $\zeta\times(\sigma_m/\alpha)$ در نظر گرفته شده است. در این شکل تنش خمشی بازاء هر درجه زاویه غلتش برحسب تعداد دوران کامل، داده شده است. دو منحنی نشان داده شده در شکل، یکی برای محیطهای غیرخورنده و دیگری برای خستگی در محیطهای با خوردگی شدید است.

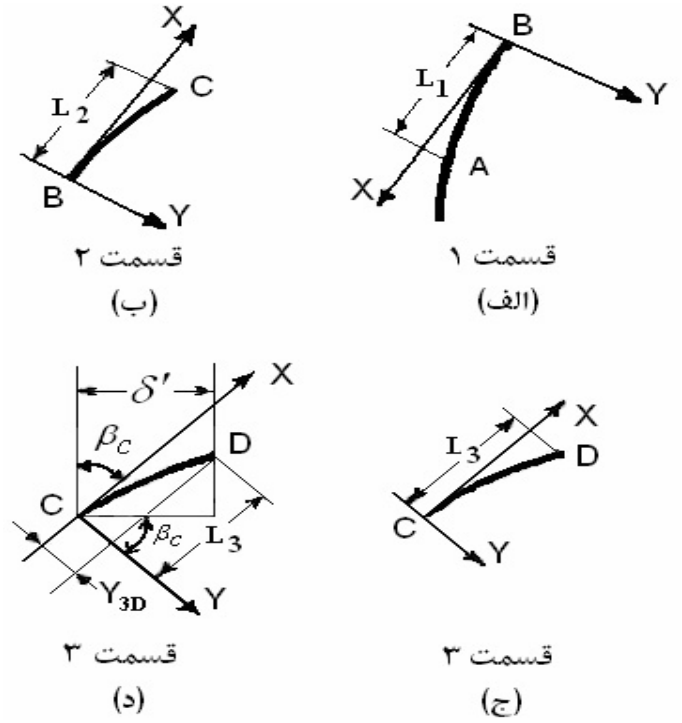
حال می‌توان برای تمام مسائلی که دارای حرکت غلتشی بوده و توزیع دامنه آن با زمان مطابق جدول (۱) است از منحنی a'' در منحنی ساختگی "تنش - عمر" شکل (۱۲) استفاده نمود.

نحوه محاسبه آسیب خستگی تجمعی در نقطه B لوله حفاری، شکل (۳)، در طی یک پیمایش لوله چندبر، به شرح زیر است.

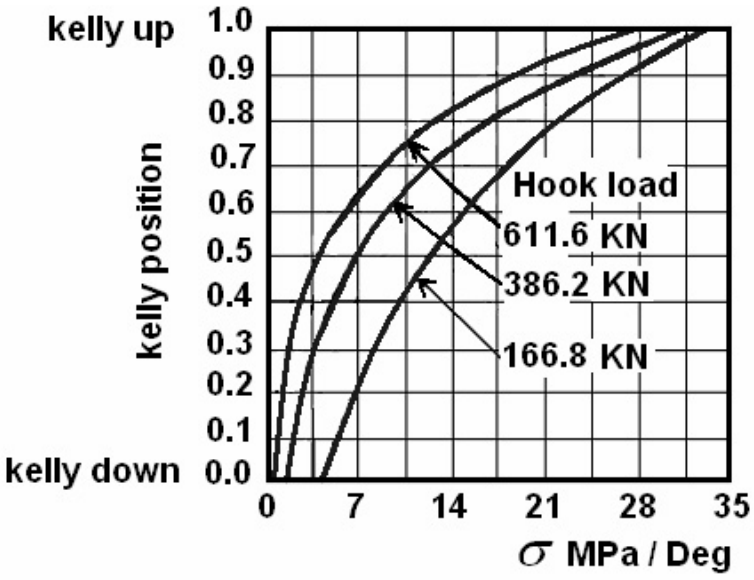
اول این پیمایش به تعدادی فواصل مساوی معین تقسیم گشته و در هر فاصله، تنش خمشی متوسط، σ_B، از شکل (۷) برای مقادیر مختلف نیروی کششی قلاب، خوانده می‌شود. پس از ضرب σ_B در ζ مقدار متناظر N تا واماندگی از منحنی a' یا b' شکل (۸) بدست خواهد آمد. تعداد دوران‌ها n در هر فاصله، براحتی بعنوان تابعی از سرعت دوران و نرخ حفاری محاسبه می‌شود. آنگاه n/N برای هر فاصله و نهایتاً $\sum(n/N_1)$ برای کلیه فواصل محاسبه می‌گردد. این مقدار کسر عمر سپری شده، f، در خلال یک پیمایش لوله چندبر می‌باشد که در شکل (۹) رسم شده است. کلیات محاسبه آسیب خستگی تجمعی لوله چندبر برای یک پیمایش آن نیز مشابه با روش فوق الذکر است.

جهت تحلیل خستگی لوله حفاری برای پیش بینی عمر لوله حفاری از کد کامپیوتری دیگری به عنوان برنامه دوم استفاده شده است. این برنامه به خروجی برنامه اول که شامل تنش‌ها و کرنش‌ها در طول رشته حفاری است نیاز دارد. این برنامه همچنین به ضرائب تمرکز تنش، ضرائب کاهش استحکام خستگی و خواص مکانیکی ماده در حالت چرخه‌ای وابسته است. برنامه دوم از هر کدام از مدل‌های خستگی برای پیش بینی عمر لوله حفاری استفاده، و نظریه ماینر را برای محاسبه آسیب خستگی تجمعی به‌کار می‌گیرد. خروجی برنامه بصورت خستگی تجمعی برحسب موقعیت لوله در رشته لوله حفاری اخذ می‌شود.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

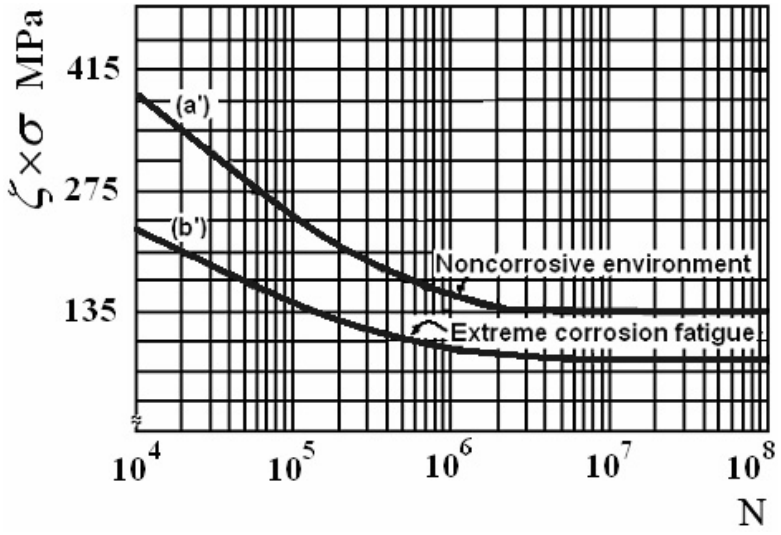


شکل ۶- دستگاه محورهای مختصات محلی در سه قسمت

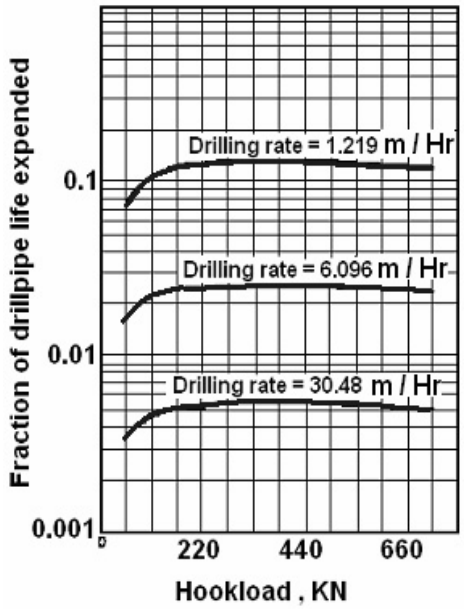


شکل ۷- تنش خمشی در بالای لوله حفاری (در نقطه B از شکل ۳) در مقابل موقعیت لوله چندبر

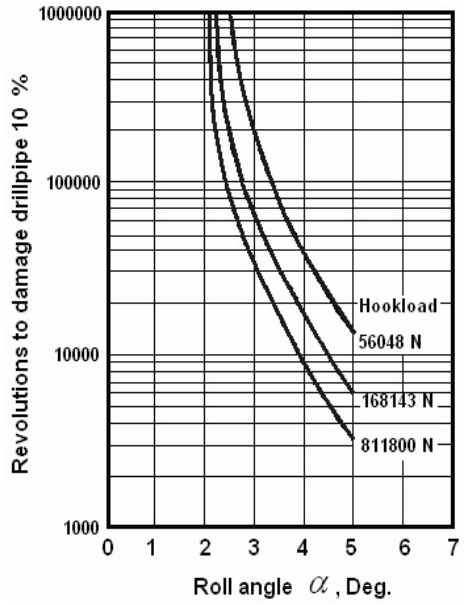
[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]



شکل ۸- منحنی‌های ساختگی" تنش - عمر" برای غلتش با دامنه ثابت



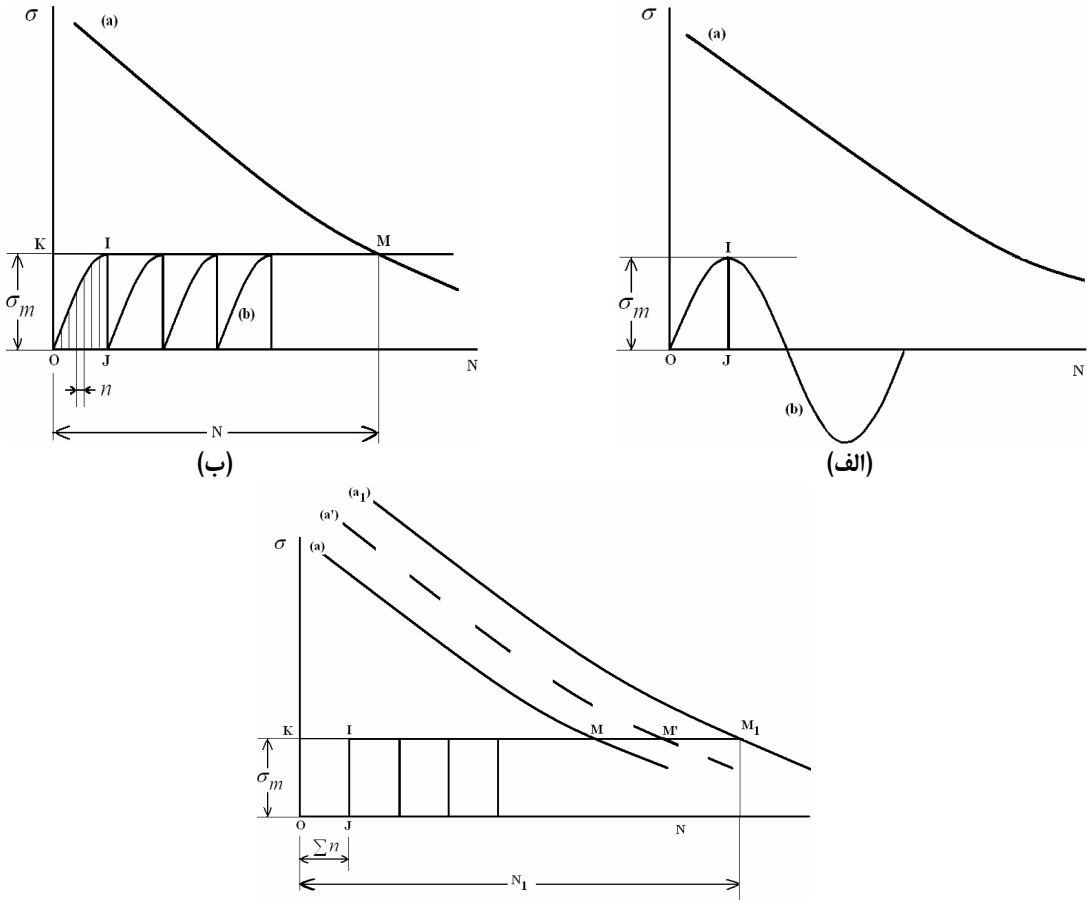
شکل ۹- کسری از عمر سپری شده لوله حفاری در پیمایش لوله چندبر بر حسب بار وارده توسط قلاب (در شرایط زاویه غلتش ۵ درجه، سرعت دورانی ۱۲۰ rpm و خوردگی شدید



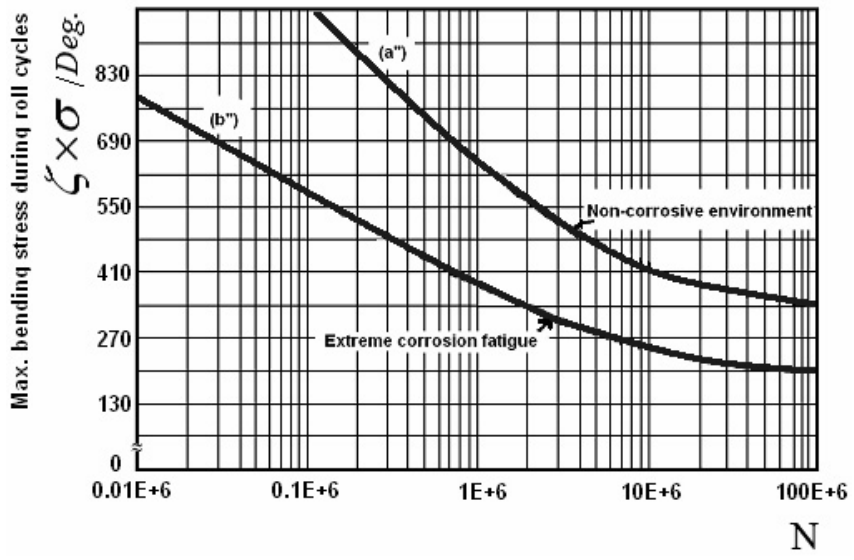
شکل ۱۰- آسیب خستگی لوله حفاری ناشی از دوران، در شرایط بالا بودن لوله چندبر نسبت به بوش

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]

[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]



شکل ۱۱- منحنی ساختگی " تنش - عمر" برای غلتش با دامنه متغیر

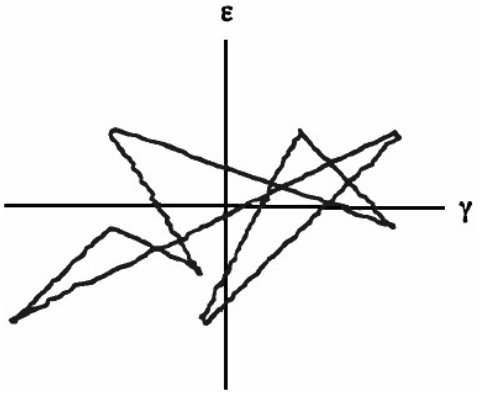


شکل ۱۲- منحنی‌های ساختگی " تنش - عمر" برای غلتش با دامنه متغیر نسبت به زمان (جدول ۱)

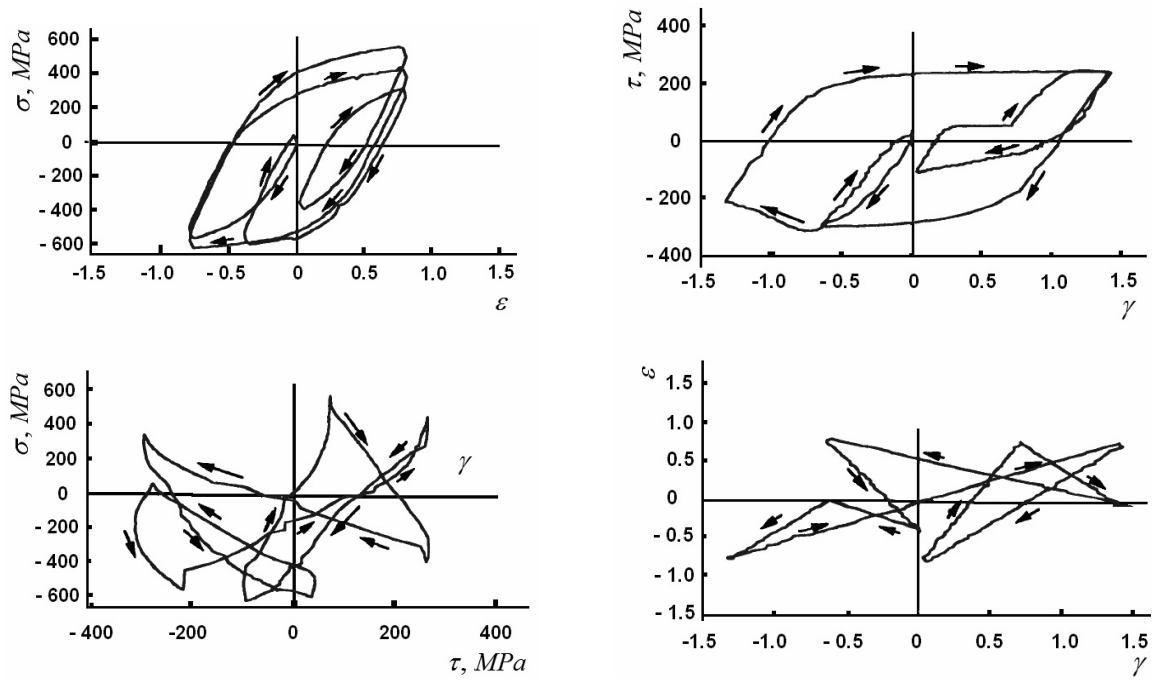
[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

جدول ۲- استخراج منحنی‌های ساختگی " تنش - عمر" برای غلتش با دامنه متغیر

زاویه غلتش (Deg.)		تنش خمشی $\sigma_B = 69$ $MPa/Deg.$	تعداد دوران N تا واماندگی از منحنی a'	کسری از عمر سپری شده در سیکل	کسر g از زمان دوران	$f_{1g} = f_1 \times g$
فاصله	متوسط	از شکل (۹)	در شکل (۸)	$f_1 = 1/N$	از جدول (۱)	
0-1	0.5	$0.5 \times 69 = 34.5$	زیر حد دوام خستگی	0	0.580	0
1-2	1.5	$1.5 \times 69 = 103.5$	زیر حد دوام خستگی	0	0.225	0
2-3	2.5	$2.5 \times 69 = 172.5$	0.60 E06	1.67E-6	0.115	0.192 E-6
3-4	3.5	$3.5 \times 69 = 241.5$	0.12 E06	8.33E-6	0.055	0.458E-6
4-5	4.5	$4.5 \times 69 = 310.5$	0.04 E06	25.00E-6	0.025	0.625E-6
			در هر چرخه متوسط	کسری عمر سپری شده	$f = \sum f_{1g}$	1.275 E-6



شکل ۱۳- یک مسیر از بارگذاری های دامنه متغیر [۱۳]



شکل ۱۴- پاسخ تنش - کرنش نمونه‌ها تحت مسیر بارگذاری دامنه متغیر شکل ۱۳ [۱۳]

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

۷- ارزیابی مدلهای خستگی چند محوره در بارگذاری دامنه متغیر

در شرایط واقعی، لوله حفاری (در زیر تبدیل لوله چندبر) تحت تاثیر ترکیبی از نیروی محوری، گشتاور خمشی، گشتاور پیچشی و فشار قرار داشته و تحت شرایط بارگذاری چند محوره دامنه متغیر می‌باشد. نیروی محوری تابعی از وزن رشته حفاری غوطه‌ور در سیال حفاری و جابجائی قائم شناور بوده و بار خمشی تابعی از انحنای حفره چاه و زاویه غلتش شناور می‌باشد. گشتاور پیچشی نیز تابعی از اصطکاک بین رشته حفاری و حفره چاه، چرخش عمودی شناور، و بعلاوه گشتاور پیچشی وارد بر مته می‌باشد. همچنین فشار به میزان افت‌های فشار در سیستم گردش سیال، وابسته است. به دلیل پیچیدگی ذاتی فرآیند خستگی در بارگذاری چند محوره دامنه متغیر، پیش‌بینی عمر خستگی در این شرایط، هدفی مشکل و زمان‌بر می‌باشد [۱۳] . روش‌های بر اساس بسط تئوری‌های تسلیم استاتیکی (ازقبیل مفاهیم تنش معادل یا کرنش معادل)، روش‌های صفحه بحرانی و روش‌های بر اساس انرژی، سه تئوری معمول واماندگی خستگی چند محوره هستند. نادرستی روش‌های تنش یا کرنش معادل به دلیل عدم داشتن وابستگی پیش‌بینی عمر خستگی در این روشها به مسیر بارگذاری، به صورت آزمایشگاهی اثبات گردیده است [۱۳و ۱۴] ، به همین دلیل در اینجا مورد بحث قرار نمی‌گیرند.

یکی از روش‌های صفحه بحرانی، روش پیشنهاد شده توسط Bannantine و Socie [۱۵] است که معتقدند آسیب خستگی در یک صفحه خاصی که ماکزیمم آسیب را تحمل می‌کند، رخ می‌دهد. آنها برای مود کششی، معیار آسیب خستگی را به صورت زیر انتخاب نموده‌اند.

$$FP1 = \Delta\varepsilon\ \sigma_{\max} \qquad (۲۹)$$

که FP پارامتر خستگی و عدد 1 شماره پارامتر، $\Delta\varepsilon$ ماکزیمم بازه کرنش اصلی (صفحه بحرانی) و $\sigma_{\max}$ ماکزیمم تنش عمودی در صفحه دارای ماکزیمم بازه کرنش اصلی می‌باشد. همچنین برای مود ترک برشی، معیار آسیب خستگی را به صورت:

$$FP2 = \gamma + \varepsilon_n + \frac{\sigma_{n,mean}}{E} \qquad (۳۰)$$

پذیرفته که γ دامنه کرنش برشی در صفحه بحرانی، ε_n دامنه کرنش عمودی در صفحه بحرانی و $\sigma_{n,mean}$ تنش عمودی متوسط در صفحه بحرانی است. صفحه بحرانی به صورت صفحه‌ای با مقدار ماکزیمم دامنه کرنش برشی تعریف شده است.

چون در حالت‌های بارگذاری پله‌ای و بارگذاری دامنه متغیر، صفحه با مقدار ماکزیمم دامنه کرنش برشی، با تاریخچه بارگذاری تغییر می‌کند، بنابراین به منظور تعیین صفحه بحرانی، لازم است همه صفحات ماده بررسی شوند. همچنین به منظور پیدا نمودن چرخه‌های هیسترزیس بسته در هر صفحه تحت بررسی، یک روش شمارش سیکل نیز مورد نیاز می‌باشد. آسیب خستگی در هر چرخه هیسترزیس مشخص، توسط معادلات (۲۹) و (۳۰) محاسبه می‌شوند. آسیب کلی برای این صفحه توسط قانون ماینر [۱۶] جمع می‌شود. صفحه واماندگی، صفحه‌ای است که متحمل ماکزیمم آسیب است.

غالباً عمر خستگی در بارگذاری نامتناسب از عمر خستگی در بارگذاری متناسب مشابه آن، کوتاه‌تر می‌باشد. زیرا اغلب در شرایط بارگذاری نامتناسب که محورهای اصلی تنش و کرنش دوران می‌کنند، سخت شوندگی سیکلیک اضافی ماده را سبب می‌شوند. روش صفحه بحرانی توسط Fatemi و Socie [۱۷] با بیان ریاضی زیر ارائه شده است.

$$FP3 = \frac{\Delta\gamma}{2}\left(1 + k\frac{\sigma_n^{\max}}{\sigma_y}\right) \qquad (۳۱)$$

که $\frac{\Delta\gamma}{2}$ دامنه کرنش برشی در صفحه بحرانی، $\sigma_n^{\max}$ ماکزیمم تنش عمودی در صفحه بحرانی، σ_y تنش تسلیم ماده و k ثابت ماده است که توسط نتایج آزمایشهای کششی تک محوره و پیچشی خالص تعیین

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

می‌شود. صفحه بحرانی به صورت صفحه ماکزیمم دامنه کرنش برشی تعریف شده است.

انرژی کرنش پلاستیک نیز نقش مهمی در فرآیند آسیب خستگی ایفا می‌کند. معیارهای بر اساس انرژی، توسط محققین پیشنهاد شده است [۱۸ و۱۹].

Garud [۱۸] دانسیته انرژی در سیکل W_c، را به صورت زیر با عمر خستگی N ارتباط داده است.

$$FP4 = W_c = \oint_{Cycle} \sigma_{ij}\, d\varepsilon_{ij}^{p} \qquad (۳۲)$$

که σ_{ij} تانسور تنش و ε_{ij}^{p} تانسور کرنش پلاستیک است. مدل ترکیبی روش صفحه بحرانی و روش انرژی که اثرات ترتیب بارگذاری و تنش متوسط را نیز در نظر می‌گیرد به بیان ریاضی زیر تعریف شده است [۲۰] .

$$dD = \left(\sigma_{mr} - \sigma_o\right)^m \left(1 + \frac{\sigma}{\sigma_f}\right) dY \qquad (۳۳)$$

که

$$dY = a\,\sigma\, d\varepsilon^{p} + \frac{1-a}{2}\,\tau\, d\gamma^{p}$$

σ تنش عمودی و τ تنش برشی در صفحه بحرانی است. مقادیر ε^{p} و γ^{p} به ترتیب کرنش‌های پلاستیک مربوط به σ و τ می‌باشند. سمبل‌های a، m و σ_o ثابت‌های مادی هستند. کمیت σ_{mr} یک پارامتر حافظه ماده در پلاستیسیته سیکلیک می‌باشدکه در فضای تنش انحرافی متناسب با شعاع سطح حافظه تنش پایه و بیان‌کننده تنش ماکزیمم برای بارگذاری پایدار است [۲۱] . Y بیان کننده دانسیته انرژی کرنشی پلاستیک و D نمایانگر آسیب خستگی است. صفحه بحرانی به صورت صفحه‌ای از ماده تعریف می‌شود که نخست تجمع آسیب خستگی در آن به یک مقدار بحرانی برسد. این مدل نیز جهت ارزیابی در بارگذاری چند محوره دامنه متغیر به کار برده می‌شود.

به دلیل عدم وجود نتایج آزمایشگاهی خستگی چند محوره برای نمونه آزمایشگاهی لوله حفاری در بارگذاری دامنه متغیر، در اینجا از نتایج آزمایشهای خستگی چند محوره موجود روی نمونه‌های لوله‌ای فولادی با خواص مادی سیکلیک تک محوره داده شده در جدول (۳)، که در دمای اتاق و تحت بارگذاری دامنه متغیر محوری‌پیچشی انجام گرفته [۱۳] ، استفاده می‌کنیم. واماندگی خستگی به صورت افت ۵ درصدی در بازه بارگذاری جاری، که معادل ایجاد ترکهای سطحی بزرگتر از ۴ میلیمتر است، تعریف شده است. مسیری از بارگذاری دامنه متغیر در شکل (۱۳) و پاسخ های تنش - کرنش نمونه تحت بارگذاری دامنه متغیر غیرمتناسب آن مسیر نیز در شکل (۱۴) نشان داده شده است. چنانچه در شکل‌ها دیده می‌شود هیچ سیکلی بدون یک روش شمارش سیکل مناسب، قابل تعریف نمی‌باشد.

مدل‌های خستگی چند محوره موجود به روش زیر ارزیابی می‌شوند:

- با داشتن نتایج آزمایش تک محوره و با دوران صفحه ماده نمونه، تنش‌ها و کرنش‌ها در همه صفحات (جهات) محاسبه می‌شوند. آنگاه مقادیر ماکزیمم را یافته و روی منحنی $FP - N$ رسم می‌گردند.
- خط مبنا FP توسط معادله زیر رسم می‌شود.

$$\left(FP - FP_O\right)^m N = C \qquad (۳۴)$$

که FP پارامتر خستگی، FP_O حد خستگی مرتبط با حد دوام ماده، و m و C ثابت های وابسته به ماده بوده، که از تطبیق نمودن با منحنی بدست می‌آیند. با استفاده از معادله فوق می‌توان عمر خستگی پیش بینی شده را تعیین کرد.

- مشابه قدم اول، FP برای نتایج خستگی چند محوره محاسبه شده و این نقاط به منحنی $FP - N$ اضافه می‌شوند. سمبل‌های Δ و $\circ$ در شکل‌های متعاقب به ترتیب نتایج بارگذاری چند محوره و نتایج بارگذاری تک محوره را نشان می‌دهند. خطوط ممتد نشانگر خط مبنا حاصل از نتایج تک محوره، و خطوط ممتد نازک دو طرف خط مبنا یک مرز با ضریب دو می‌باشند.
- با استفاده از معادله (۳۴)، عمر خستگی پیش‌بینی شده N، برای تست خستگی چند محوره محاسبه می‌شود.
- معیارهای ارزیابی نیز به این صورت است که اگر نتایج خستگی چند محوره به خط مبنا خیلی نزدیک

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

باشند، نشانگر این است که مدل خستگی به خوبی با نتایج آزمایش‌های خستگی تطابق دارد.

شکل (۱۵) تطابق عمر خستگی مشاهده شده و عمر خستگی پیش بینی شده بر اساس $FP1$ را نشان می‌دهد. شکل شامل منحنی $FP1-N$ و منحنی عمر خستگی پیش بینی شده N_P، در برابر عمر مشاهده شده N_O، می‌باشد. دیده می‌شود که که به جز چند نتیجه خستگی تک محوره، نتایج خستگی چند محوره بیرون از مرزهای با ضریب ۲ قرار می‌گیرند.

به همین صورت نتایج خستگی چند محوره را جهت ارزیابی پارامتر خستگی $FP2$ بکار برده، و نتایج پیش بینی عمر خستگی در شکل (۱۶) نشان داده می‌شود. روش شمارش جریان بارانی نیز برای تشخیص چرخه‌های بسته بکار رفته، که برای محاسبه $FP2$ بیش از ۲ ساعت زمان برده است. چنانچه از شکل دیده می‌شود نتایج غیر محافظه‌کارانه می‌باشد.

همچنین شکل (۱۷) تطابق عمر خستگی مشاهده شده و عمر خستگی پیش بینی شده بر اساس $FP3$ را نشان می‌دهد که نتایج تقریبا مشابه نتایج $FP2$ می‌باشد.

شکل (۱۸) نیز تطابق عمر خستگی مشاهده شده و عمر خستگی پیش‌بینی شده بر اساس $FP4$ را نشان می‌دهد. چنانچه مشاهده می‌شود نتایج خستگی به طور غیر یکنواخت خارج از مرزهای با ضریب اطمینان ۲ پراکنده هستند.

نهایتا شکل ۱۹ نشان می‌دهد که مدل ترکیبی قابل قبول بوده و از دیگر مدل‌های خستگی چندمحوره در بارگذاری چندمحوره دامنه متغیر، تطابق بهتری با نتایج تجربی دارد. این مدل به صورت گام به گام عمل نموده و احتیاجی به روش شمارش سیکل نیز ندارد و مدت زمان محاسبات آن نسبت به روشهای قبلی کمتر است.

۸- نتیجه گیری

هنگام حفاری توسط شناور، رشته حفاری دچار تنش‌های ناشی از حرکات شناور شده، که تنش خمشی در هر نقطه از سیستم تابعی از زاویه غلتش طولی یا چرخش عرضی شناور، موقعیت لوله چندبر در بوش، و نیروی قلاب یعنی کشش بوده است. تغییرات مقدار تنش چرخه‌ای، آسیب خستگی تجمعی لوله حفاری ناشی از این تنش‌های خمشی در طی حرکت لوله چندبر، و تعیین عمر خستگی اولین اتصال رشته لوله حفاری زیر لوله چندبر، که متاثر از این چرخش حول محور عرضی و یا غلتش حول محور طولی شناور حفاری است محاسبه گردیده است. آسیب خستگی اولین اتصال رشته لوله حفاری (در زیر لوله چندبر) بایستی بطور معقولی پایین نگه داشته شود.

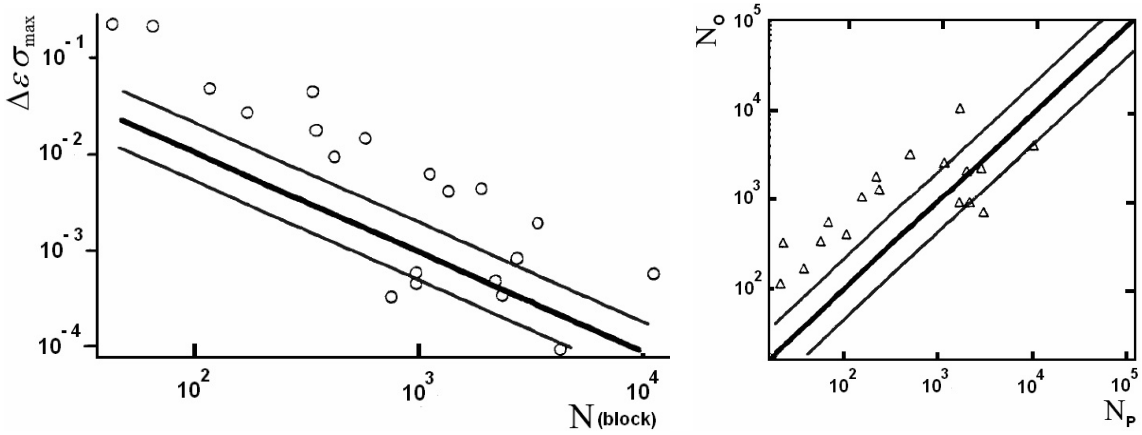
باستثناء زوایای غلتش خیلی کوچک، باید از دوران رشته‌حفاری در حالتی که لوله چندبر برای دوره زمانی طولانی در موقعیت بالای بوش قرار دارد، پرهیز شود. آسیب خستگی لوله حفاری با افزایش طول لوله چندبر و یا طول تبدیل‌های آن کاهش و با افزایش زاویه غلتش طولی یا چرخش عرضی و شدت محیط خورنده، افزایش می‌یابد.

به منظور شناخت بهترین مدل خستگی چند محوره از میان پنج مدل قابل کاربرد در شرایط بارگذاری لوله حفاری شناور حفاری، این مدلهای خستگی چند محوره در شرایط بارگذاری دامنه متغیر غیرمتناسب (مشابه شرایط بارگذاری لوله حفاری شناور حفاری) بررسی، و توسط مقایسه با نتایج تجربی قابل دسترس، نشان داده شد که مدل ترکیبی روش صفحه بحرانی و روش انرژی، می‌تواند رفتار خستگی مشاهده شده آزمایشگاهی را بهتر تشریح و پیش بینی عمر را دقیق‌تر تعیین نماید. مدت زمان محاسبات این مدل کوتاهتر از مدل صفحه بحرانی بوده و احتیاجی به استفاده از روش شمارش سیکل نیز ندارد.

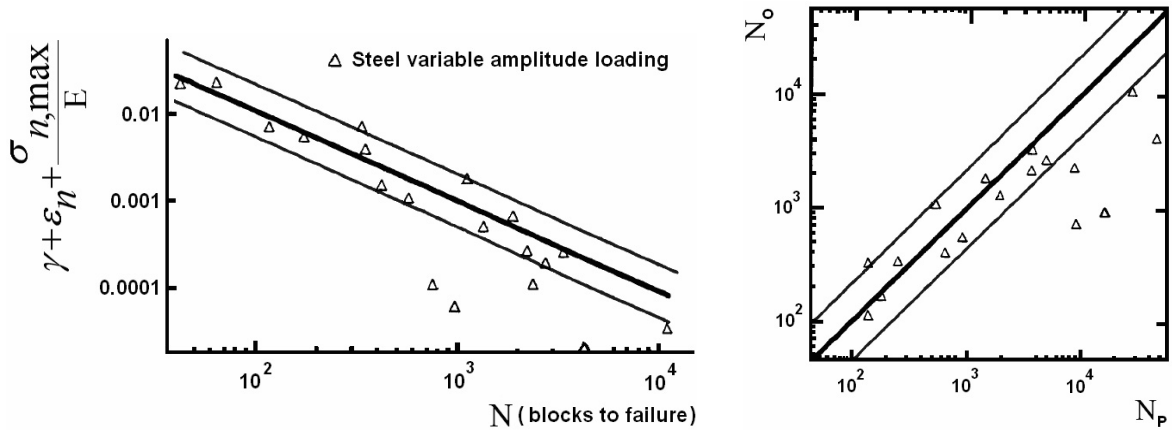
[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

جدول ۳- خواص مادی سیکلیک تک محوره یک نوع فولاد [۱۳]

$K'\ [MPa]$ ضریب استحکام سیکلیک	n' نمای سخت‌شوندگی کرنش سیکلیک	$\sigma_f'\ [MPa]$ ضریب استحکام خستگی	b نمای استحکام خستگی	ε_f' ضریب شکل‌پذیری خستگی	c نمای شکل‌پذیری خستگی	$E\ [GPa]$ مدول الاستیسیته
1523	0.17	1114	-0.097	0.259	-0.515	205

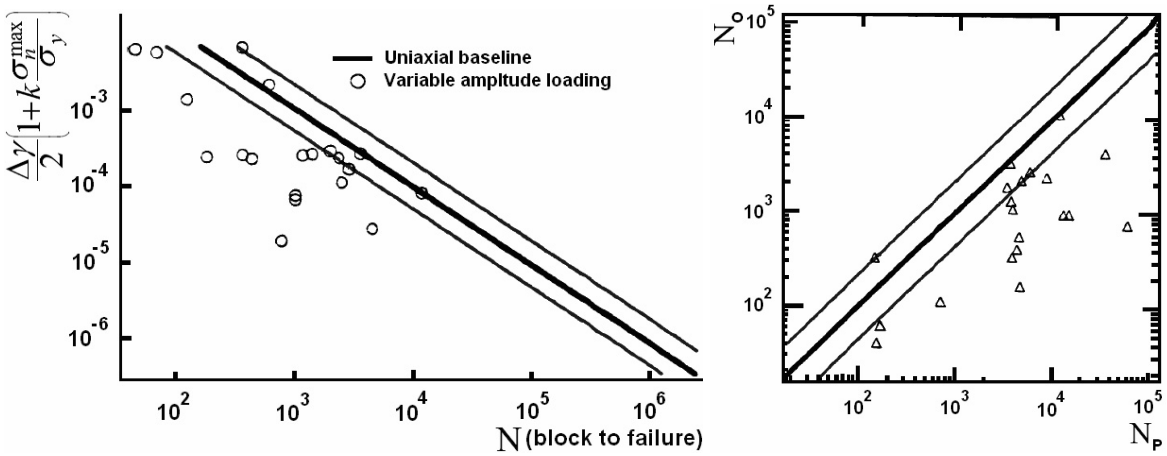


شکل ۱۵- مقایسه عمر خستگی پیش بینی شده با استفاده از $FP1$ و نتایج آزمایشگاهی در شرایط بارگذاری دامنه متغیر

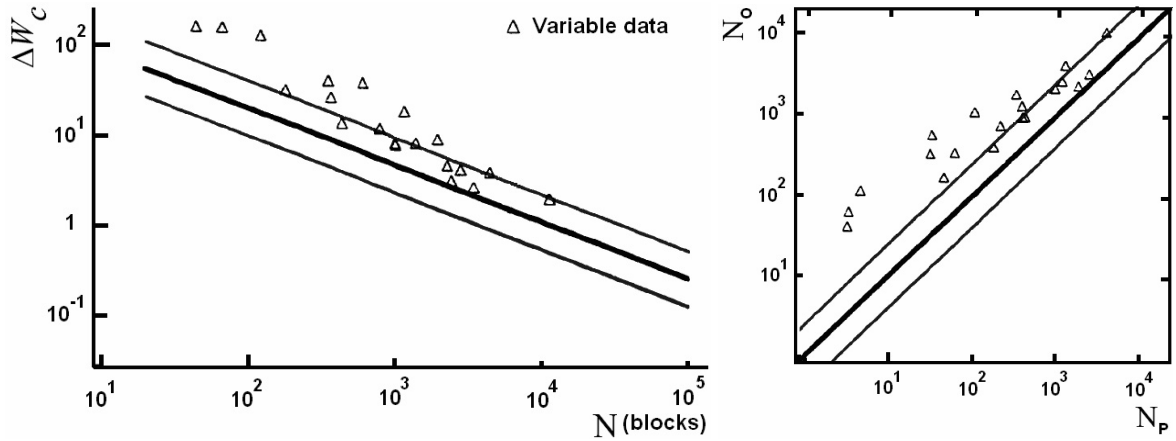


شکل ۱۶- مقایسه عمرهای خستگی پیش بینی شده با استفاده از $FP2$ و نتایج آزمایشگاهی در شرایط بارگذاری دامنه متغیر

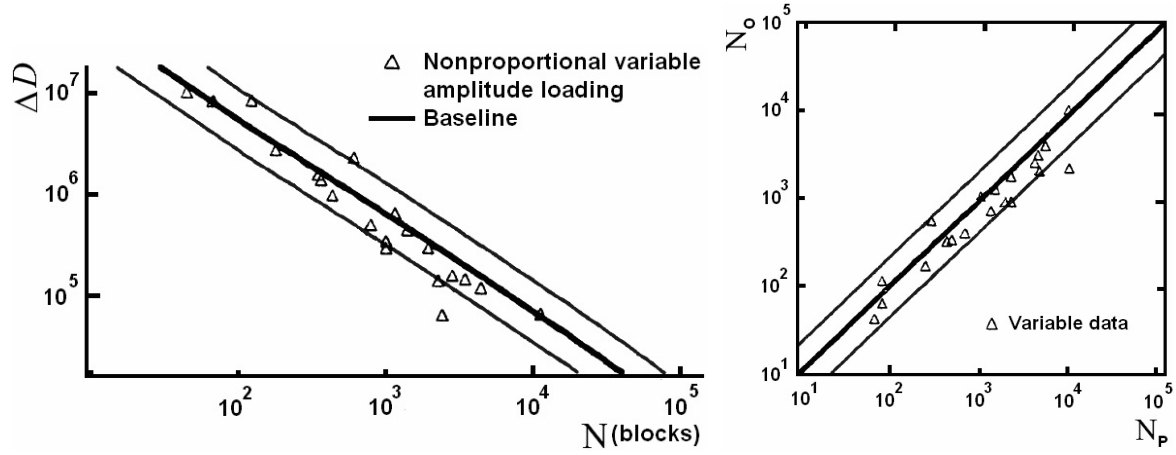
[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]



شکل ۱۷- مقایسه عمر خستگی پیش بینی شده با استفاده از $FP3$ و نتایج آزمایشگاهی در شرایط بارگذاری دامنه متغیر



شکل ۱۸- مقایسه عمر خستگی پیش بینی شده با استفاده از $FP4$ و نتایج آزمایشگاهی در شرایط بارگذاری دامنه متغیر



شکل ۱۹- مقایسه عمر خستگی پیش بینی شده بر اساس مدل ترکیبی و نتایج آزمایشگاهی در شرایط بارگذاری دامنه متغیر

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

۱۰- مراجع

1- Mian, M. A. (1991). “Petroleum engineering handbooks.” Tulsa, Okla., PennWell Books, Chapter 18.

2-Maclachlan, M.(1986). “An introduction to marine drilling.” Oilfiled publications Inc., England.

3- Lind, E. R. (June. 1961). “How to evaluate pipe stresses when drilling from a floating vessel.” World Oil, 152-195.

4- Harris, C. M. and Crede, C. E. (1961). “Shock and vibration.” Handbook 2, McGraw-Hill Book Co., Inc., N. Y., 24-112.

5- Rashed, G., Ghajar, R., Hashemi, S.J. (May 2006). “The bending stress magnification influence on drillpipe fatigue.” 14th ISME, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran.

۶- قاجار، ر. و راشد، غ. (اردیبهشت ۱۳۸۴). "بررسی و تعیین عامل اصلی واماندگی‌های غیر عادی رشته‌حفاری در میادین نفتی گچساران و بی بی حکیمه ایران"، نشریه دانشکده فنی دانشگاه تهران، جلد ۳۹، شماره ۱، ص۶۱-۷۱.

7- Short, J. A. (May 13, 1963). “Pan American gets land rig speeds from Catamaran drilling.” Oil and Gas Jour. 61, 82.

8- Bachman, W. S. (Jan., 1951). “Fatigue testing and development of drillpipe to tool joint connections.” World Oil 132, 104.

9- Morgan, R. P. and Robin, M. J. (1969). “A method for the investigation of fatigue strength in seamless drillpipe.” ASME conference, Tulsa.

10- Grondin, G.Y. and Kulak, G.L. (1991). “Fatigue of drillpipe.” Report by the department of civil engineering, University of Alberta, Structural Engineering report 171, University of Alberta, Edmonton, Canada.

11- Lubinski, A. (Feb., 1961). “Maximum permissible dog-legs in rotary boreholes.” Jour. Pet. Tech. 175-194.

12- Heywood, R. B. (1962). “Designing against fatigue of metals.” Reinhold Publishing Corp., N. Y., 66.

13- Wang, C. H. and Brown, M. W. (1996), “Life Prediction Techniques for Variable Amplitude Multiaxial Fatigue-Part 1: Theories, “Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 118, 367-370.

14- Tipton, S. M. and Nelson. D. V. (1985). “Fatigue Life Predictions for a Notched Shaft in Combined Bending and Torsion.” Multiaxial Fatigue, ASTM STP 853. K. J. Miller and M. W. Brown, Eds. 514-550.

15- Bannantine, J. A. and Socie, D. F. (1991). “A Variable Amplitude Multiaxial Fatigue life Prediction Method.” Fatigue under Biaxial and Multiaixal Loading, ESIS 10, K. Kussmaul, D. McDiarmid and D. Socie, Eds., Mechanical Engineering publications, London, 35-51.

16- Miner, M. A. (1945). “Cumulative Damage in Fatigue.” Journa1 of Applied Mechanics, Transaction of ASME, Vol. l2, Al59-A164.

17- Fatemi, A. and Socie, D. F. (1988). “A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out of phase Loading.” Fatigue and Fracture Engineering Materials and Structures, Vol. 11, 149-165.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]

18- Garud. Y. S. (1981). "A New Approach to the Evaluation of Fatigue under Multiaxial Loading." ASME Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 103, 118-125.

19- Golos, K., and Ellyin, F. (1988), "A Total Strain Energy Density Theory for Cumulative Fatigue Damage." Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of ASME, Vol. 110, 36-41.

20- Jiang, Y. R. and Sehitoglu, H., (1992). "Fatigue and Stress Analysis of Rolling Contac." Report No. 161/ UILU-ENG 92-3602, University of Illinois at Urbana Champaign.

21- Jiang, Y. and Sehitoglu, H. (1996), "Modeling of Cyclic Ratchetting Plasticity: Part I-Development of Constitutive Equations; Part II-Implement of the New Model and Comparision of Theory with Experiments." ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 63, 720-733.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-05]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1385.3.5.1.3]