بررسی ظرفیت باقیمانده لوله‌های آسیب‌دیده دریایی ناشی از لنگر قایق‌های ماهیگیری

علی عسگریان[۱*]، محمدرضا بهاری[۲]

[۱*] فارغ التحصیل کارشناسی ارشد مهندسی سازه‌های دریایی، دانشگاه تهران ali_asgarian@ut.ac.ir
[۲] استاد تمام دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه تهران mbahari@ut.ac.ir

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:
تاریخ دریافت مقاله: ۱۴۰۲/۱۰/۲۵
تاریخ پذیرش مقاله: ۱۴۰۳/۰۵/۲۱
تاریخ انتشار مقاله: ۱۴۰۳/۰۷/۳۰

کلمات کلیدی:
خطوط لوله
آسیب
کشش لنگر
ظرفیت باقیمانده
روش اجزای محدود

چکیده

خطوط لوله گاز فرا ساحل موجود در فاز ۱۲ پارس جنوبی، عموما دارای یک لوله کوچک نیز هستند که بر روی لوله اصلی سوار است. وظیفه این لوله کوچک حمل مواد ضد خوردگی است (Piggyback Pipeline). لوله کوچک به‌علت اندازه نسبتا کوچک‌تر، در معرض خطرات ناشی از لنگر کشتی‌های ماهیگیری می‌باشد. یکی از این آسیب‌ها، قلاب شدن لنگر به لوله (کوچک) و کشیدن آن می‌باشد که این مورد در پارس جنوبی به دفعات رخ داده است. بررسی میزان آسیب وارده و ارزیابی فشار قابل تحمل این لوله‌ها (در صورت پاره نشدن لوله) هدف اصلی این تحقیق می‌باشد.

برای حل مساله، در نرم‌افزار آباکوس مدل سه‌بعدی غیرخطی دینامیکی از نمونه واقعی ساخته شد که در آن لنگر به لوله قلاب شده و آن را تا ارتفاع مشخصی بصورت قائم کشیده و سپس رها می‌کند (۲۷ مدل)؛ نهایتا رابطه‌ای برای میزان کاهش ظرفیت لوله برحسب جابجایی قائم آن ارائه شده است.

Analysis Of Remaining Capacity Of Damaged Pipes by Anchor of Fishing Boats

Ali Asgarian[1*], Mohammadreza Bahari[2*]

[1] Master's degree of Civil Engineering, University College of Engineering, University of Tehran; ali_asgarian@ut.ac.ir*
[2] Professor, College of Engineering, School of Civil Engineering, University of Tehran, mbahari@ut.ac.ir

ARTICLE INFO

Article History:
Received: 15 Jan 2024
Accepted: 11 Aug 2024
Available online: 21 Oct 2024

Keywords:

Pipeline
Damaged Pipe
Remaining Capacity
Anchor Dragging
Finite Element

ABSTRACT

Offshore gas pipelines used in the 12th phase of South Pars Project generally have a small pipe (Piggyback Pipeline) mounted on the main pipe. The task of this small pipe is to transfer MEG (anti-corrosion) materials from Onshore to Platform. Because of their small size, Piggyback Pipelines are exposed to the damages caused by being dragged by the anchors of fishing and/or operational vessels. The main objective of this research is to assess the pressure capacity of small pipelines (prior to becoming torn) and to investigate the ultimate capacity before rupture .

To solve the problem, a three dimensional non-linear dynamic model of the real sample is simulated in ABAQUS software. 27 models are analyzed, where an anchor is hooked to a pipeline and drags it vertically to a specific height and then releases it. Eventually an equation is presented to determine the relation between pipeline remaining capacity and vertical displacement.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

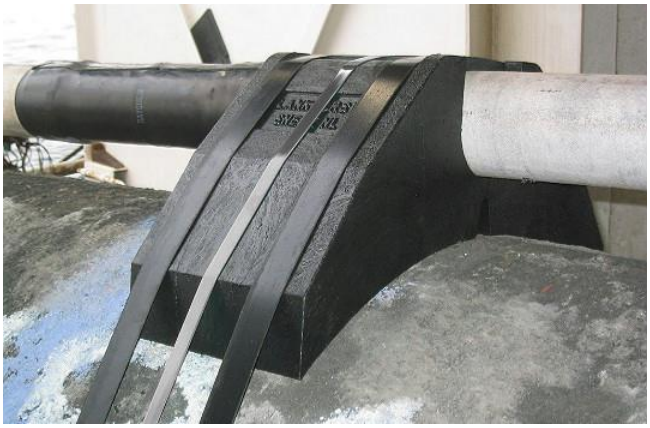
[DOI: 10.61186/marineeng.20.44.1]

۱- مقدمه

خطوط لوله گاز فراساحل موجود در فاز ۱۲ پارس جنوبی، عموما دارای یک لوله کوچک نیز هستند که بر روی لوله اصلی سوار است. وظیفه این لوله کوچک حمل مواد ضد خوردگی از سمت ساحل به طرف سکو است که شکل شماتیک آن به صورت زیر است؛ شکل ۱. این لوله‌ها بر روی نشیمن‌گاه‌های زینی و توسط تسمه‌هایی فولادی روی لوله اصلی قرار دارد؛ شکل ۲.



شکل ۱- لوله کوچک سوار بر لوله بزرگ (شماتیک)



شکل ۲- قرار گرفتن لوله کوچک توسط تسمه و نشیمن‌گاه بر روی لوله اصلی (تصویر واقعی)

این لوله‌های کوچک در معرض خطرهای ناشی از برخورد لنگرها و همچنین گیرکردن لنگر به آن (قلاب شدن لنگر) و کشیده شدن آن می‌باشد. در این تحقیق به بررسی آسیب وارد بر لوله توسط کشیده شدن لنگر شناورها پرداخته شده و اثر آن بر ظرفیت عملکردی لوله بررسی می شود. در اثر این کشیده شدن، تسمه‌ها پاره شده و لوله کوچک از لوله اصلی جدا می‌شود و ممکن است آسیب اساسی ببینند.

۲- تحقیقات گذشته

از مهم‌ترین آسیب‌های وارد بر خطوط لوله که محققین به آن‌ها پرداخته‌اند موارد ذیل می‌باشد:

- کمانش کلی- جانبی و قائم
- کمانش موضعی
- خوردگی لوله‌ها
- خرابی خمیری پیش‌رونده
- ضربه به لوله و قرشدگی
- کشیدگی لوله با لنگر
- و...

کرول[1][۱] در سال ۱۹۹۷ به بررسی رفتار کمانش حرارتی خطوط لوله دریایی در راستای قائم پرداخته است. وی به جهت بررسی رفتار کمانش قائم، خط لوله را همانند ستون تحت فشار در نظر می‌گیرد و از روش تحلیلی به حل بسته[2]مساله می‌پردازد. وانگ[3]و همکاران [۲] در سال ۲۰۱۱ به بررسی کمانش قائم با استفاده از روش تحلیلی و عددی با استفاده از برنامه متلب پرداخته‌اند. در این تحقیق علاوه بر قسمت بالند شده خط لوله از روی بستر، فرورفتگی‌های دو طرف آن نیز به داخل خاک بستر در نظر گرفته شده است.

لیمام[4]و همکاران [۳] در سال ۲۰۱۰، پدیده ایجاد چین‌خوردگی های محلی عضو لوله‌ای که در معرض بارگذاری دوره‌ای خمشی در حضور فشار داخلی قرار دارد را بررسی کردند. لیمام در کارهایش علاوه بر مدل‌سازی های عددی، به انجام آزمایش‌های آزمایش هم پرداخت.

زین الدینی و همکاران [۴] در سال ۲۰۱۱ نحوه کاهش مقاومت لوله‌ها تحت فشار هیدرواستاتیکی با تغییر زاویه و عمق خوردگی را بررسی کرده و به بررسی موضوع خرابی پیش‌رونده در لوله‌های خورده شده در معرض بار محوری دوره‌ای به روش عددی می‌پردازند.

در سال ۲۰۰۷، نتو[5]و همکاران [۵] در مقاله‌ای اثر خوردگی بر فشار خرابی لوله را بررسی کردند . در این پژوهش با استفاده از آزمایش‌های انجام شده، رابطه‌ای بر اساس نوع ماده و اثر خوردگی و فشار وارد شده ارائه شده است.

1 Groll, J. G
2 Closed-form solution
3 Wang, L
4 Limam
5 Netto

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.61186/marineeng.20.44.1]

در سال ۲۰۰۸ ساکاکیبارا[6] و همکاران [۶] به مطالعه فشار خرابی لوله‌های خورده شده که در معرض فشار خارجی قرار گرفته است، پرداختند. نتو در سال ۲۰۰۹ [۷] خرابی روی خطوط لوله‌ای که دچار خوردگی از نوع باریک و بلند شده را بررسی کرد.

در سال ۲۰۰۸ زین‌الدینی و همکاران [۸] در یک بررسی، نیروهای واسط در مسئله برخورد عرضی بر روی اعضای لوله‌ای فولادی را در تعدادی تست ضربه تجربی به صورت شبه استاتیکی و دینامیکی ثبت کرده و شبیه سازی‌های عددی مربوطه نیز تهیه و داده‌های آن را گزارش کردند.

همچنین زین‌الدینی و عزتی [۹] در سال ۱۳۹۱ اثر خرابی پیش‌رونده را در لوله‌های دریایی دارای قرشدگی تحت بارگذاری تناوبی محوری به صورت آزمایشگاهی و با مدل سازی عددی انجام داد. نتایج بدست آمده حاکی از آن بود که در نمونه‌های دارای قرشدگی امکان بروز خرابی پیش‌رونده به میزان زیادی تشدید می‌شود. در نمونه دارای قرشدگی، در شرایط یکسان بارگذاری نسبت به لوله سالم، نرخ رشد کرنش خمیری پیش‌رونده افزایش چشم‌گیری از خود نشان می‌دهد. در این حالت تعداد تناوب‌های بار محوری قابل تحمل در لوله‌های دارای قرشدگی به شکل قابل توجهی نسبت به لوله سالم کاهش‌یافته‌اند.

مکدونالد[7] و همکاران [۱۰] نیز در سال ۲۰۰۷ به مطالعه موردی اثر آسیب کشش لنگر به خط لوله گاز پرداختند. بررسی مقاومت استاتیکی، اثر خستگی و مقدار ظرفیت فشاری لوله آسیب‌دیده از موارد انجام شده در این تحقیق بود. آسیب وارده به‌صورت مدل‌سازی المان محدود با نرم‌افزار ABAQUS انجام شد و با نتایج واقعی لوله آسیب‌دیده مقایسه شد.

۳- مقدمه‌ای بر طراحی خطوط لوله

با توجه به هدف ساخت یک خط لوله دریایی که انتقال ماده از نقطه‌ای به نقطه دیگر است، پارامترهای مختلفی در نصب و طراحی آن موثر است، از جمله پارامترهای اقتصادی، محیطی و .... در واقع اصول طراحی شامل الزامات عملکردی، الزامات زیست‌محیطی و همچنین الزامات مراجع ذی‌صلاح می‌باشد.

کدها و استانداردهای مختلفی در مورد خطوط لوله و مبانی طراحی آن استفاده می‌شود که از مهم‌ترین آن‌ها می‌توان به موارد ذیل اشاره کرد[۱۱]:

- ASME B31.8 Ch.8
- BS 8010 Part 3
- ISO 13623
- DNV OS-F101 & DNV-RP-F111

مرجع اصلی مورد استفاده در این تحقیق آیین‌نامه DNV [۱۲, ۱۳] می‌باشد. DNV یکی از آئین‌نامه‌های مهم در زمینه صنایع دریایی می‌باشد که دارای مقبولیت بین‌المللی می‌باشد. در این آیین‌نامه از روش طراحی ضریب بار و ضریب مقاومت (LRFD) استفاده شده است درحالیکه در سه آیین‌نامه نخست بالا از روش تنش مجاز (ASD) استفاده شده است. در آیین‌نامه DNV بجز ضرایب اطمینان کاهش مقاومت و افزایش بار، ضرایب اطمینان دیگری نیز مثل ضریب سطح اطمینان وجود دارد که این ضریب بیانگر میزان خسارت جانی و مالی ناشی از خرابی لوله است.

۳-۱- بارهای وارد بر خطوط لوله

بارهای وارد بر خطوط لوله مانند سایر سازه‌ها به ۴ دسته اصلی تقسیم می‌شود[۱۱]:

- بارهای عملیاتی
- بارهای محیطی
- بارهای تصادفی
- بارهای نصب

بارهای عملیاتی ناشی از عملکرد خط لوله تعریف می‌شود که شامل موارد روبه‌رو می‌باشد: فشار داخلی استاتیکی، افزایش ناگهانی فشار و یا ضربه قوچ و دمای عملیاتی.

بارهای محیطی در واقع ناشی از اندرکنش‌های بین لوله و محیط اطراف است که می‌تواند شامل نیروهای موج، جریان، فشار خاک و ... باشد.

بارهای تصادفی به صورت بارهایی تعریف می شوند که امکان اتفاق افتادنشان اندک است. چنین نیروهایی می‌تواند نا شی از موارد زیر باشد:

- پیشامدهای طبیعی مانند :
  - امواج و جریانات بسیار بزرگ
  - زلزله‌ها
  - آب شدن کوه یخ
- خسارات مکانیکی (عامل سوم) مانند :
  - اشیاء سقوط کرده (نزدیک سکوها)
  - فعالیت‌های ماهیگیری (صید به روش تور کیسه‌ای)
  - کشتیرانی (لنگراندازی، کشش لنگر، به گل نشستن، غرق شدن)
  - فعالیت‌های نظامی (تیراندازی کردن، انفجار)

6 Sakakibara

7 Mcdonald, KA

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.61186/marineeng.20.44.1]

۲-۳- تعیین فشار طرح لوله

نخستین مساله ای که در طراحی خط لوله مطرح می شود، انتخاب مسیر خط لوله و تعیین فشار داخل لوله می‌باشد که با توجه به عملکرد در نظر گرفته شده بر آن انتخاب می‌شود؛ سپس با توجه به این دو مورد، ضخامت بهینه دیوار و انتخاب گرید فولاد برای خط لوله تعیین می شود. در اکثر خط لوله‌های موجود، ضخامت دیوار بر اساس محاسبه ساده تنش محیطی انجام می‌شود. یک ضریب کاربرد برای حداقل تنش تسلیم تعیین شده بکار می‌رود تا تنش مجاز بدست آید و همچنین چندین ضریب اطمینان نیز استفاده می‌شود.

مقاومت لوله در برابر فشار داخلی آن، برای هر دو حالت تسلیم و شکست ترد فولاد لازم است مورد بررسی قرار گیرد. ضخامت دیواره لوله باید طوری طراحی شود که مقاومت آن از فشار داخلی مورد نیاز در مرحله بهره‌برداری بیشتر باشد [۱۱].

روابط مختلفی برای فشار طرح در لوله تعریف می‌شود.

۱-۲-۳- رابطه اولیه مقاومت مصالح

ساده‌ترین عبارتی که برای محاسبه فشار داخلی استفاده می شود و از مقاومت مصالح [۱۴] بدست می‌آید، رابطه زیر می‌باشد که در آن ضرایب اطمینانی نیز استفاده شده است:

$$P_i \le \frac{P_o \times D_o + 2 \times S \times t}{D_i} \times \gamma_1 \times \gamma_2 \times \gamma_3 \qquad (۱)$$

که در آن:

- P_i: فشار داخلی
- P_o: فشار هیدرواستاتیک خارجی
- D_i: قطر داخلی
- D_o: قطر خارجی
- t: ضخامت لوله
- S: تنش تسلیم ماده
- γ_1 و γ_2 و γ_3 ضرایب اطمینان مرتبط با جنس، ضریب تنش، طول دهانه و ...

البته در آیین‌نامه‌های مختلف فرمول ساده فوق با تغییراتی ذکر شده است و عوامل مختلف دیگری نیز در جهت اطمینان در نظر گرفته شده است.

۲-۲-۳- رابطه زیمرمن[8]

از معادله طراحی شده توسط زیمرمن و دیگران [۱۵] فشار طرح برای یک خط لوله بدین صورت است:

$$P_d = \frac{2 \times S \times t}{D_o} \times \gamma_1 \qquad (۲)$$

که در آن:

- P_d: فشار طرح لوله
- Do: قطر خارجی
- t: ضخامت لوله
- S: تنش تسلیم ماده
- γ_1 ضریب اطمینان طراحی

۳-۲-۳- رابطه فن میسس

فشار حدی فن میسس[9][۱۶] برای یک لوله سالم برابر است با

$$P_{LP} = \frac{2}{\sqrt{3}} \times S \times ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \qquad (۳)$$

که در آن:

- P_{LP}: فشار داخلی
- D_i: قطر داخلی
- D_o: قطر خارجی
- S: تنش تسلیم ماده

۴- مدل‌سازی عددی

۱-۴- هندسه و مصالح مورد استفاده در مدل

مدل سازی با نرم‌افزار آباکوس انجام شده‌است. مدل شامل یک لوله ۳۲ اینچی، لوله ۴ اینچی، تسمه، نشیمن‌گاه زینی شکل و لنگر می‌باشد.

با توجه به وزن واحد طول لوله ۳۲ اینچی که بیش از ۲۵ برابر لوله کوچک است و همچنین سختی خمشی آن که بیش از ۱۰۰۰ برابر لوله می‌باشد، همچنین با توجه به بررسی انجام شده در حوادث واقعی اتفاق افتاده، لوله ۳۲ اینچی نسبت به لوله کوچک ۴ اینچی صلب بوده و در شبیه‌سازی انجام شده در نظر گرفته نمی‌شود. همچنین اطلاعات مساله بر اساس یکی از پروژه‌های شرکت ملی نفت ایران در نظر گرفته شد.

به علت وجود اتصالات بود و همچنین نیاز به دقت در محاسبات مربوط به پاره شدن تسمه و بلندشدگی لوله، شبیه سازی به‌صورت ۳ بعدی انجام شد.

ضمنا با توجه به تقارن هندسه مساله، نیمی از آن مدل شد؛ همچنین به علت اینکه فقط حرکت قائم در نظر گرفته شد برای لوله، یک تقارن عرضی نیز وجود دارد که در این حالت نیز مدل‌سازی انجام شد.

8 Zimmerman

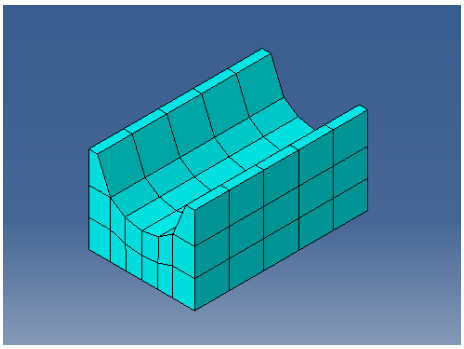
9 Von misses

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.61186/marineeng.20.44.1]

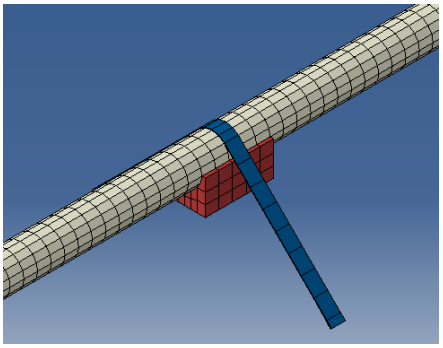
لوله ۴ اینچی مطابق واقعیت به‌صورت Solid و با قطر بیرونی ۵۱ میلیمتر و ضخامت ۶ میلیمتر مدل شد.

با توجه به تصویر واقعی نشیمن‌گاه قرار گرفته بر لوله نشیمن‌گاه به‌صورت واقعی در نظر گرفته شد. در این حالت، انحنای لوله ۳۲ اینچی و لوله ۴ اینچی در نظر گرفته شد. با توجه به عملکرد نشیمن‌گاه و صلب در نظر گرفتن لوله ۳۲ اینچی، همچنین اهمیت کم توزیع تنش‌های نشیمن‌گاه در مساله این مدل ساده‌سازی شد؛ شکل ۳.



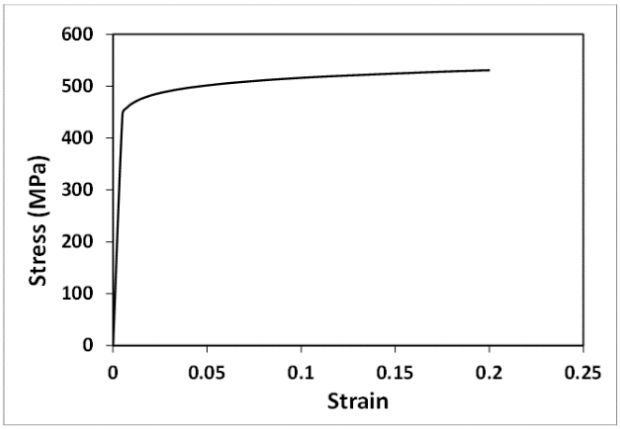
شکل ۳- مدل نهایی ساده شده نشیمن‌گاه

مطابق آنچه در واقعیت موجود است (شکل ۲)، سه تسمه وظیفه نگهداری لوله بر روی نشیمن‌گاه را دارند؛ از این سه تسمه، دو تسمه کناری باربری قابل توجهی ندارند و در مقابل ضربه سریع پاره می شوند و نقش آن‌ها نگهداری لوله در هنگام نصب است. تسمه وسطی وظیفه اصلی نگهداری لوله در مقابل لنگر را دارد و در مدل فقط این تسمه در نظر گرفته شده است. در این مدل، تسمه به‌صورت پوسته با عرض ۴ سانتی‌متر و ضخامت ۲ میلیمتر در نظر گرفته شد. لنگر به‌صورت قطاعی از دایره با عرض ۱۲ سانتی‌متر شبیه‌سازی می‌شود. طول لوله ۹۰۰ متر و فاصله تسمه‌ها و نشیمن‌گاه‌ها از هم ۴/۵ متر در نظر گرفته شد. هندسه نهایی بصورت زیر در نظر گرفته شد.



شکل ۴- هندسه نهایی مدل (لوله-تسمه-نشیمن‌گاه)

لوله‌های ۴ اینچی نیز مانند لوله‌های اصلی از مصالح مختلفی استفاده می‌شود که در این تحقیق، جنس این لوله از فولاد با مقاومت بالا انتخاب شده است که چگالی آن $7850\ kg/m^3$ با مدول الاسیسیته ۲۰۰ MPa می‌باشد که نمودار تنش-کرنش آن مطابق است.



شکل ۵- نمودار تنش کرنش لوله ۴ اینچی

در این مساله با توجه به اینکه بار غالب به‌صورت کشش لوله می‌باشد و رفتار نشیمن‌گاه مدنظر نیست، به‌صورت الاستیک کامل با مدول الاسیسیته ۲۰ MPa در نظر گرفته شده است. تسمه انتخاب شده برای این مساله از جنس فولاد St-52 انتخاب شده است. با توجه به متمرکز بودن لنگر و جرم بالا و سختی زیاد آن نسبت به لوله، لنگر صلب در نظر گرفته شه است که وزن آن ۱، ۱/۵ و ۲ تن در نظر گرفته شده است.

در اندرکنش اجزا با توجه به ماهیت عملکردی نشیمن‌گاه که نقش نگهداری قائم لوله را بر عهده دارد، نوع تماس سطح با سطح[10] تعریف می شود. در تعریف خصوصیات تعاملی این دو سطح، رفتار عمودی[11] و رفتار مماسی[12] آن مدنظر می‌باشد. در اندرکنش لوله و تسمه ضریب اصطکاک بین لوله و تسمه در حالتِ تر بعد از آنالیزهای مختلف، مقدار ۰/۴ در نظر گرفته شد.

۲-۴- بارگذاری و مراحل آنالیز

عمق قرار گیری لوله ۵۰ متر انتخاب شده است؛ فشار عملکردی داخلی لوله در محدوده ۲۰ تا ۲۴ مگاپاسکال است که در مرحله اول بر سطح داخلی لوله وارد می‌شود (در این تحقیق ۲۴ مگاپاسکال فرض شده است) و با توجه به ظرفیت فشاری آن که در حدود ۵۰

1 Surface to surface 0
1 Normal behavior 1

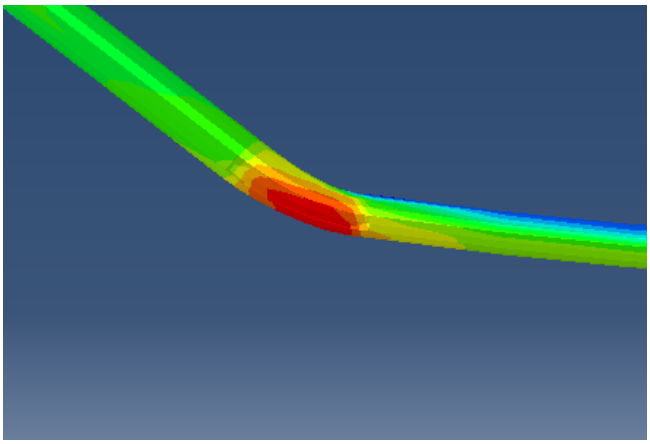
1 Tangential behavior 2

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.61186/marineeng.20.44.1]

تا ۶۰ مگاپا سکال می‌باشد، در مرحله دوم مجددا فشار داخلی ۳۰ مگاپا سکال به تدریج بر سطح داخلی لوله وارد می شود که ظرفیت لوله آسیب‌دیده که مقصود این تحقیق می‌باشد، تعیین گردد. لنگر شناورها به صورت مختلفی کشیده می شود؛ در واقع موتور کشنده لنگر (winch)، لنگر را یا با سرعت ثابت می‌کشد و یا با نیروی ثابت؛ در این مساله فرض می شود که لنگر با نیروی ثابت به صورت قائم کشیده می‌شود که این نیرو به لوله وارد می‌شود. در این مساله، لنگر با نیروهای ۲، ۳ و ۴ کیلو نیوتون کشیده می‌شود. با توجه به غالب بودن اثر کشش نیروهای هیدرودینامیک در نظر گرفته نشده است.

با توجه به ماهیت مساله، بعد از اعمال وزن، فشار داخلی و فشار خارجی، لنگر در یک آنالیز غیرخطی دینامیکی، لنگر را می‌کشد و موجب آسیب لوله می‌شود. در این حالت، لنگر لوله را به ارتفاع مورد نظر می‌رساند؛ پس از آن در مرحله‌ای بارگذاری لنگر متوقف می‌شود و تنش‌های اضافی ناشی از لنگر حذف می‌شود (مرحله باربرداری) و سپس مجددا در مرحله دیگری اضافه فشار وارد می‌شود تا ظرفیت فشاری لوله تعیین شود.



شکل ۶- توزیع تنش در محل خم‌شدگی لوله

با توجه به سه‌بعدی بودن مساله برای انتخاب المان لوله، هم می‌توان از المان‌های سه‌بعدی (Solid) استفاده کرد و هم از المان‌های پوسته‌ای؛ در این مدل هر دو نوع المان بکار گرفته شد و ضمن انجام تحلیل با هم مقایسه شد که نهایتا علی‌رغم طولانی شدن مدت تحلیل، جهت افزایش دقت و در نظر گرفتن قرشدگی ناشی از اثر لنگر، المان‌های سه‌بعدی انتخاب شد. با توجه به ماکرو بودن مساله (و ضمن دقت در توزیع تنش در ضخامت) از المان‌های خطی سه‌بعدی ۸ نقطه‌ای انتگرال کاهش‌یافته[1] استفاده شد که عموما در تحقیقات مشابه از آن استفاده می‌شود.

۳-۴- صحت‌سنجی مدل

برای صحت سنجی مدل، نتایج حاصل از بلند کردن لوله در مدل، با نمونه واقعی اتفاق افتاده در یکی از پروژه‌های شرکت ملی نفت ایران مقایسه می‌شود.

در نمونه واقعی، لنگر یک شناور، لوله کوچک (Piggyback-12A) را کشیده و به آن آسیب زده است.

بر پایه اطلاعات نمونه واقعی از لوله آسیب‌دیده پروژه مذکور، بلند شدگی حداکثر (بیشترین انحراف قائم لوله) ۱۰/۲۵ متر بوده و طول دهانه بلند شده، تقریبا برابر با ۳۱۰ متر می‌باشد.

عامل موثر در نتیجه تحلیل‌ها، میزان آسیب دیدن لوله‌ها است و این امر وابسته به مقدار کشیده‌شدن لوله است.

مقدار کشیده شده لوله‌ها وابسته است به عملکرد تسمه‌ها در تحمل نیروی وارد بر لوله؛ بدین صورت که اگر مقاومت تسمه‌ها بیشتر باشد، دهانه جابجایی کمتر می‌شود و اگر مقاومت تسمه‌ها کمتر باشد، دهانه جابجایی بیشتر می شود (در جابجایی قائم یکسان). لذا مشخصات تسمه و اندرکنش اصطکاکی آن با لوله اصلی‌ترین پارامتر در صحت نتایج می‌باشد.

بنابراین برای مقایسه مدل با نمونه واقعی، در مدل ساخته شده، لوله را توسط لنگر تا ارتفاع ۱۰ متری بلند می‌کنیم و طول دهانه را مقایسه می‌کنیم. طول دهانه در این حالت ۳۰۱/۵ متر می‌باشد که بسیار نزدیک به نتایج واقعی می‌باشد؛ شایان ذکر است که ضرایب اندرکنش بین لوله و تسمه پس از بررسی‌های تئوری به صورت سعی و خطا تعیین گردید.

در این آیین‌نامه (DNV-RP-F111 Sec. 4.2) برای ساخت مدل توصیه‌هایی شده است که بر طبق آن مدل حاضر ساخته شد:

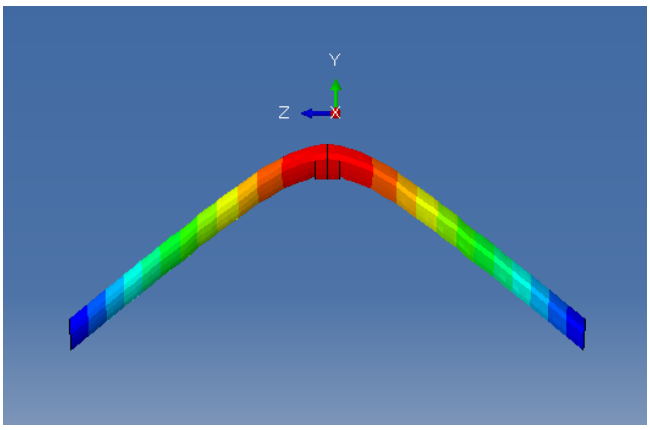
- باید طول لوله مدل شده به اندازه کافی بزرگ مدل شود.
- از آنالیز دینامیکی استفاده شود.
- محل‌های تکیه‌گاه‌های جانبی باید مورد توجه قرار گیرد.

در این آیین‌نامه، توصیه‌هایی برای مدل سازی لنگر و ارزیابی نیروها شده است؛ در این آیین‌نامه برای لوله جانبی (Piggyback) و تاثیر تسمه ذکر شده است که باید مقاومت لازم در هنگام نصب را داشته باشند. لکن مشابه آنچه در این مدل ساخته شده است،در آن ذکر نشده است. لذا نتایج این مدل را به صورت دقیق با آن آیین‌نامه نمی‌توان مقایسه کرد

1 C3D8R: An 8-node linear brick, reduced integration

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.61186/marineeng.20.44.1]



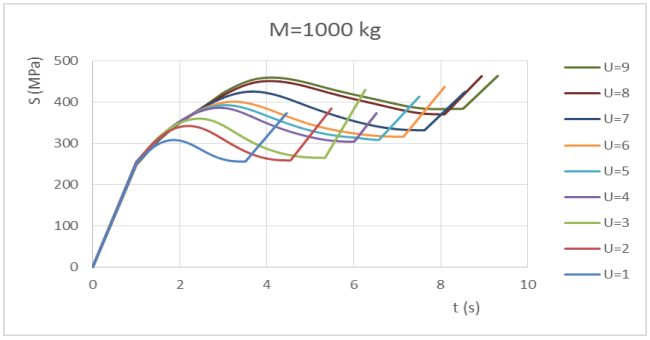
شکل ۷- جابجایی متقارن لوله به بالا

۵- نتایج تحلیل‌های عددی

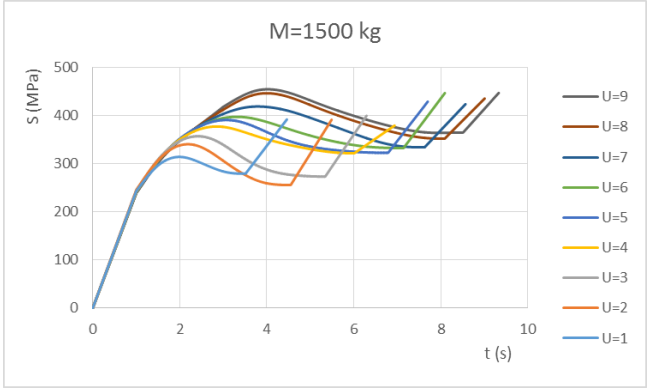
برای بررسی و محاسبه ظرفیت فشاری لوله آسیب‌دیده، ابتدا در مرحله اول، فشار داخلی اعمال می‌شود؛ سپس لنگر، لوله را تا ارتفاع‌های مختلفی بلند می‌کند و پس از باربرداری اضافه تنش ناشی از کشیدگی لنگر، مجددا فشار داخلی افزایش می‌یابد تا این ظرفیت تعیین شود.

۵-۱- تغیرات تنش در طول زمان بارگذاری و باربرداری

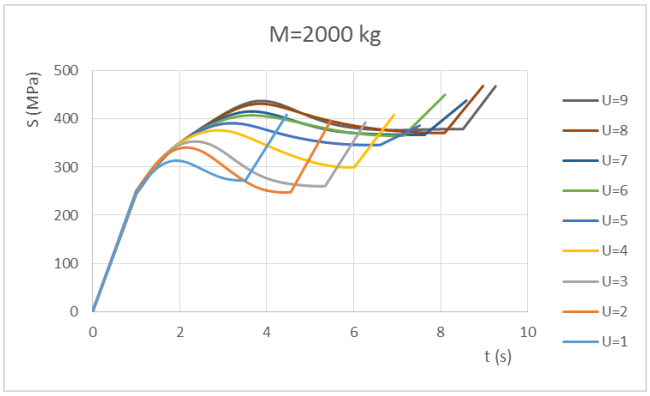
نمودار تغییرات تنش-زمان برای سه لنگر مختلف بصورت زیر می‌باشد:



شکل ۸- رشد تنش در زمان برخورد لنگر ۱ تنی با لوله



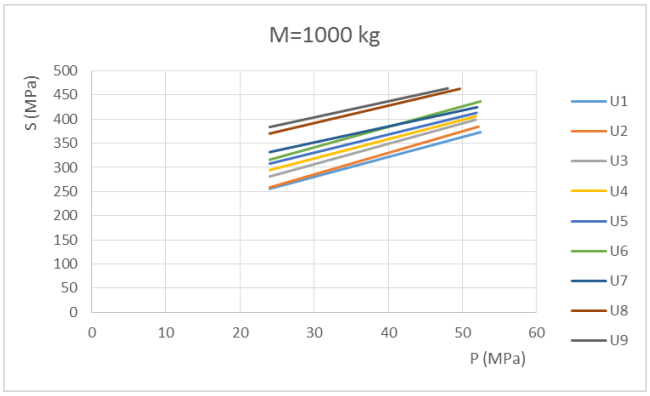
شکل ۹- رشد تنش در زمان برخورد لنگر ۱/۵ تنی با لوله



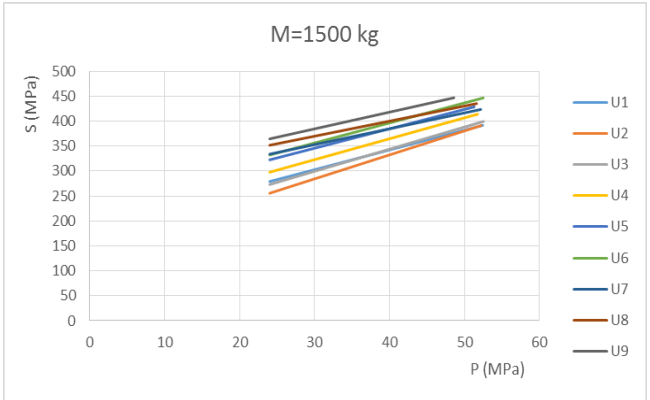
شکل ۱۰- رشد تنش در زمان برخورد لنگر ۲ تنی با لوله

۵-۲- تغییرات تنش در هنگام افزایش فشار

با توجه به اعمال فشار مجدد بعد از باربرداری، منحنی تنش-فشار برای سه لنگر مطابق ذیل می‌باشد:



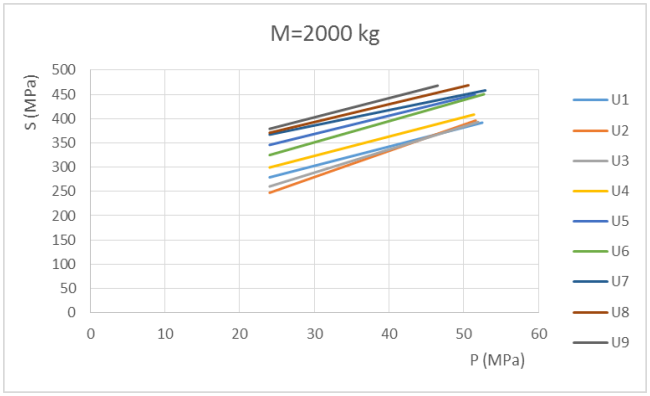
شکل ۱۱- منحنی تنش-فشار (لنگر ۱ تنی)



شکل ۱۲- منحنی تنش-فشار (لنگر ۱/۵ تنی)

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

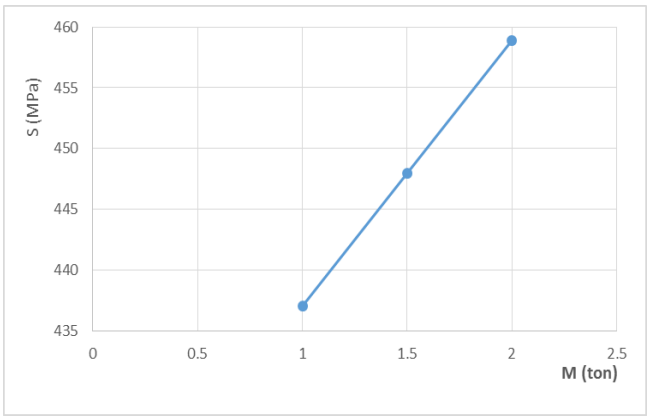
[DOI: 10.61186/marineeng.20.44.1]



شکل ۱۳- منحنی تنش-فشار (لنگر ۲ تنی)

۵-۳- اثر جرم

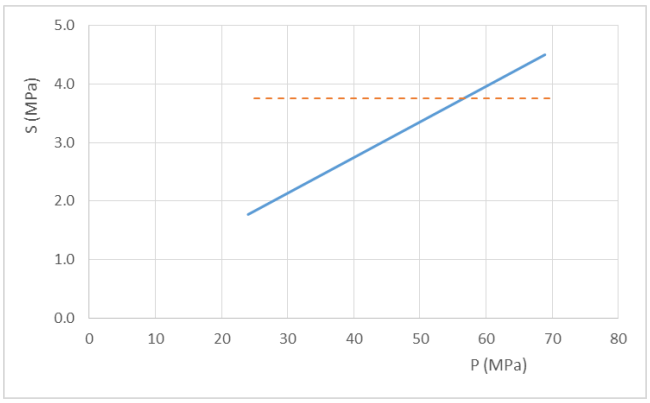
همان طور که در شکل زیر قابل مشاهده است، اختلاف اثر جرم لنگر، کمتر از ۵٪ می‌باشد. این امر به این علت می‌باشد که فرض شده است اصل آسیب‌دیدگی ناشی از کشیدگی لنگر است تا ضربه وارد بر آن یعنی لنگر ضربه وارد نمی‌کند و صرفا می‌کشد؛ لذا اثر جرم نادیده گرفته می‌شود.



شکل ۱۴- بررسی اثر جرم لنگر

۵-۴- ظرفیت فشاری لوله سالم و بدون جابجایی

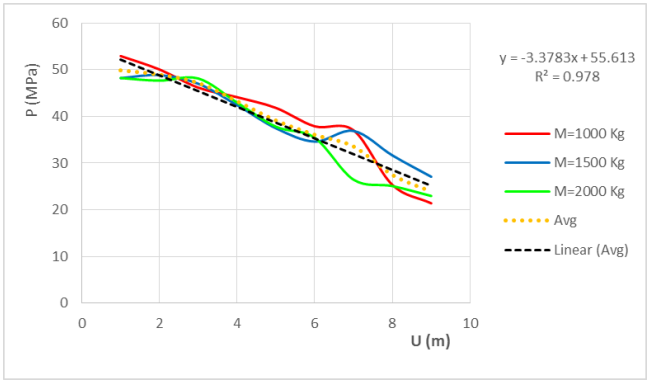
برای تعیین ظرفیت فشاری لوله سالم (و بدون کشش لنگر) به تدریج فشار را افزایش می‌دهیم و تنش در لوله را بررسی می‌کنیم. با توجه به تنش حدی مجاز لوله که $0.85 \times f_y = 375\ MPa$ فرض می‌شود (خط‌چین قرمز در شکل زیر)، ظرفیت فشاری لوله ۵۶ مگاپاسکال بدست می‌آید.



شکل ۱۵- منحنی تنش-فشار لوله سالم

۵-۵- ظرفیت فشاری لوله آسیب‌دیده

در این قسمت با درنظر گرفتن مقدار بلندشدگی لوله، ظرفیت آن را بررسی می‌کنیم و در ادامه مقدار کاهش ظرفیت را نیز بدست می‌آوریم.



شکل ۱۶- منحنی ظرفیت فشاری-حداکثر جابجایی (بلندشدگی)

۵-۷- درصد کاهش فشار با توجه به جابجایی

با توجه به شکل فوق و مقدار ظرفیت لوله سالم، مقدار درصد ظرفیت کاهش‌یافته لوله آسیب‌دیده نسبت به لوله سالم، مطابق جدول زیر بدست می‌آید:

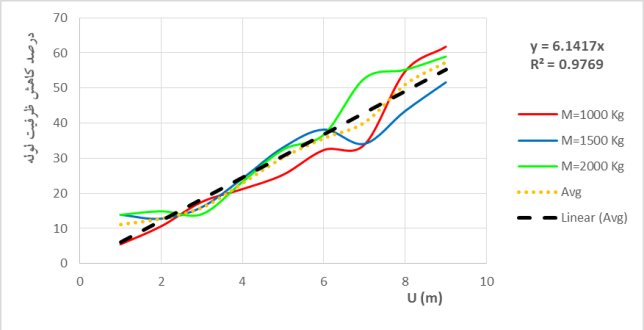
(R ٪ درصد کاهش ظرفیت لوله آسیب‌دیده نسبت به ظرفیت فشاری لوله سالم)

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.61186/marineeng.20.44.1]

جدول ۱- درصد کاهش ظرفیت فشاری نمونه‌ها بر اساس جابجایی قائم و جرم لنگر

No.	M(ton)	U(m)	P(MPa)	R %
1	1	1	52.91	5.5
2	1	2	50.04	10.6
3	1	3	46.15	17.6
4	1	4	44.11	21.2
5	1	5	41.81	25.3
6	1	6	37.88	32.4
7	1	7	37.02	33.9
8	1	8	25.34	54.8
9	1	9	21.40	61.8
10	1.5	1	48.19	13.9
11	1.5	2	48.84	12.8
12	1.5	3	47.00	16.1
13	1.5	4	42.41	24.3
14	1.5	5	37.46	33.1
15	1.5	6	34.62	38.2
16	1.5	7	36.89	34.1
17	1.5	8	31.65	43.5
18	1.5	9	27.09	51.6
19	2	1	48.22	13.9
20	2	2	47.65	14.9
21	2	3	48.11	14.1
22	2	4	42.95	23.3
23	2	5	37.80	32.5
24	2	6	35.43	36.7
25	2	7	26.46	52.7
26	2	8	25.09	55.2
27	2	9	22.97	59.0



شکل ۱۷- منحنی درصد کاهش ظرفیت فشاری بر حسب حداکثر جابجایی قائم

با توجه به جدول و شکل قبل، فرمول زیر برای تعیین درصد ظرفیت کاهش‌یافته پیشنهاد می‌شود:

$$\% R = 6.14 \times U \qquad (۴)$$

که در آن:

- R: درصد کاهش ظرفیت لوله آسیب‌دیده نسبت به لوله سالم
- U: جابجایی و بلندشدگی لوله توسط کشش لنگر بر حسب متر

این رابطه، اصلی‌ترین نتیجه این تحقیق می‌باشد.

۶-جمع‌بندی نتایج

در این تحقیق به بررسی ظرفیت باقیمانده لوله‌های آسیب‌دیده پرداخته شد و ضمن معرفی انواع آسیب وارد بر خطوط لوله، ظرفیت فشاری لوله کشیده شده توسط لنگر کشتی‌های ماهیگیری بررسی شد (لوله کوچک Piggyback). بدین‌گونه که توسط سه لنگر با جرم‌های مختلف، لوله تا ارتفاع‌های مختلف کشیده شد و ظرفیت این لوله آسیب‌دیده بررسی شد و رابطه‌ای برای مقدار ظرفیت کاهش‌یافته بدست آمد. بعضی از نتایج این‌تحقیق در ادامه آمده است:

- کشش لنگر موجب آسیب لوله و افزایش تنش در آن می‌شود؛ در صورتی که این کشش بیشتر از ۶ متر (بصورت تقریبی) شود، آسیب جدی به لوله وارد می‌شود.
- تغییرات تنش به شدت بارگذاری و باربرداری وابسته است و برای مقایسه نتایج لازم است در تمام مدل‌ها، نسبت زمان باربرداری متناسب با زمان بارگذاری باشد.
- به علت در نظر گرفتن لنگر کشتی‌های ماهیگیری (۱، ۱/۵ و ۲ تن) و عدم درنظر گرفتن لنگر شناورهای غول‌پیکر (با توجه به منطقه مورد مطالعه)، اثر جرم لنگر بر آسیب وارد بر لوله کم است و اثر غالب، مقدار کشش لنگر است.
- تغییرات تنش در هنگام افزایش فشار، چه در ابتدای اعمال فشار اولیه و چه بعد از باربرداری و سپس بارگذاری مجدد بصورت خطی تغییر می‌کند.
- ظرفیت فشاری لوله (نسبت به بارهای تصادفی)، به صورت خطی کاهش می‌یابد و همان طور که گفته شد اثر جرم کم است و قابل صرفنظر کردن می‌باشد.
- درصد کاهش ظرفیت لوله برحسب جابجایی نیز به صورت خطی افزایش می‌یابد. نتیجه اصلی این تحقیق، پیدا کردن مقدار این کاهش ظرفیت بود که برابر مقدار زیر بدست آمد:

$$\% R = 6.14 \times U \qquad (۴) \text{ تکراری}$$

- این رابطه نشان می‌دهد که به ازای هر متر جابجایی قائم لوله توسط لنگر، ۶/۱۴ درصد از ظرفیت لوله کاهش می‌یابد.
- با توجه به اینکه در بدست آوردن ظرفیت، لوله نباید به تسلیم برسد، لذا رابطه فوق برای تمام حالات در نظر گرفتن فشار طرح صحیح می‌باشد لکن محافظه‌کارانه می‌باشد.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.61186/marineeng.20.44.1]

۷- مراجع

[1] J. G. Croll, "A simplified model of upheaval thermal buckling of subsea pipelines," *Thin-Walled Structures*, vol. 29, pp. 59-78, 1997.

[2] L. Wang, R. Shi, F. Yuan, Z. Guo, and L. Yu, "Global buckling of pipelines in the vertical plane with a soft seabed," *Applied Ocean Research*, vol. 33, pp. 130-136, 2011.

[3] A. Limam, L.-H. Lee, E. Corona, and S. Kyriakides, "Inelastic wrinkling and collapse of tubes under combined bending and internal pressure," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 52 ,pp. 637-647, 2010.

[4] M. Zeinoddini and M. Peykanu, "Strain ratcheting of steel tubulars with a rectangular defect under axial cycling: A numerical modeling," *Journal of Constructional Steel Research*, vol. 67, pp. 1872-1883, 2011.

[5] T. Netto, U. Ferraz, and A. Botto, "On the effect of corrosion defects on the collapse pressure of pipelines," *International journal of solids and structures*, vol. 44, pp. 7597-7614, 2007.

[6] N. Sakakibara, S. Kyriakides, and E. Corona, "Collapse of partially corroded or worn pipe under external pressure," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 50, pp. 1586-1597, 2008.

[7] T. Netto, "On the effect of narrow and long corrosion defects on the collapse pressure of pipelines," *Applied Ocean Research*, vol. 31, pp.۲۰۰۹ ,۸۱-۷۵ .

[8] M. Zeinoddini, G. Parke, and J. Harding, "Interface forces in laterally impacted steel tubes," *Experimental Mechanics*, vol. 48, pp. 265-280, 2008.

[9] M. Zeinoddini, M. Ezzati, and J. Fakheri, "Uniaxial Strain Ratcheting Behavior of Dented Steel Tubular: An experimental study," *Engineering Failure Analysis*, 2014.

[10] K. Macdonald, A. Cosham, C. Alexander, and P. Hopkins, "Assessing mechanical damage in offshore pipelines–Two case studies," *Engineering Failure Analysis*, vol. 14, pp. 1667.۲۰۰۷ ,۱۶۷۹-

[11] M. Braestrup, J. B. Andersen, L. W. Andersen, M. B. Bryndum, and N.-J. R. Nielsen, *Design and installation of marine pipelines*: John Wiley & Sons, 2009, "In Persian"

[12] DNV-RP-F111, "Offshore Standard: Interference between trawl gear and pipelines ",ed, 2001.

[13] DNV-OS-F101, "Offshore Standard: Submarine Pipeline Systems," 2007.

[14] E. P. Popov, T. A. Balan, E. P. Popov, and E. P. Popov, *Engineering mechanics of solids* vol. 2: Prentice Hall Englewood Cliffs, NJ, 1990.

[15] T. Zimmerman, A. Cosham, P. Hopkins, and N. Sanderson, "Can limit states design be used to design a pipeline above 80% SMYS?," in *OMAE 1998: 17 th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 1998, p. 1998.

[16] R. v. Mises and D. Windenburg, "The critical external pressure of cylindrical tubes under uniform radial and axial load," ed: DAVID TAYLOR MODEL BASIN WASHINGTON DC, 1933.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.61186/marineeng.20.44.1]