بررسی رفتار سکوی خودبالابر در حین تصادم اولیه و ثانویه کشتی و در شرایط آسیب‌دیده پس از تصادم

جواد دارایی[۱]، احمدرضا مصطفی قره‌باغی[۲]، محمدرضا چناقلو[۳]

۱- کارشناس ارشد سازه‌های دریایی، دانشگاه صنعتی سهند
۲- استادیار دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه صنعتی سهند
۳- دانشیار دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه صنعتی سهند

چکیده

در این تحقیق رفتار یک سکوی خودبالابر تحت اثر بارگذاری تصادفی ضربه کشتی مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. سازه انتخاب شده جهت مطالعه، سکوی خودبالابر ایران خزر واقع در دریای خزر می‌باشد که توسط نرم افزار المان محدود ANSYS مدل‌سازی شده و تحت ضربه کشتی مورد تحلیل دینامیکی غیرخطی قرار گرفته است. اثرات پیش‌بارگذاری‌های ناشی از وزن سکو و بارهای محیطی موج و جریان قبل از برخورد کشتی در رفتار سازه لحاظ شده‌اند. در ادامه سکو تحت ضربه ثانویه کشتی مورد تحلیل دینامیکی غیرخطی قرار گرفته است. نتایج حاصل از تحلیلهای تصادم اولیه نشان داد که در برخورد کشتی با قسمت‌های مختلف سکوی خودبالابر، مکانیزم اصلی جاذب انرژی تغییرشکل کلی سکو است و سلامت کلی سکو در طی تصادم حفظ می‌شود. همچنین اعمال پیش‌بارگذاری‌های محیطی در بعضی از حالت‌های تصادم سبب جاری شدن یا گسیختگی عضو ضربه‌خورده می‌شوند. نتایج تحلیل‌های تصادم ثانویه نشان داد که وترهای پایه قادر به مقاومت در برابر ضربه ثانویه کشتی نیز هستند و سکو در هر دو سناریوی تصادم دچار آسیب‌دیدگی‌هایی نظیر فرو رفتگی موضعی جداره عضو ضربه‌خورده می‌شود و کل سکو سالم باقی می‌ماند. در نهایت سکو در شرایط آسیب‌دیده ناشی از برخورد کشتی مدل شده و تحت شرایط طوفانی با دوره بازگشت یک‌ساله مورد تحلیل دینامیکی قرار گرفته است و مقادیر تنش حداکثر در سکو و امکان خرابی سکو مورد ارزیابی قرار گرفته است. همچنین میزان تنش و تغییر مکان در حالت سالم و آسیب‌دیده با هم مقایسه شده‌اند و نتایج مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته اند.

کلمات کلیدی: سکوهای خودبالابر، سناریوهای تصادم، ضربه کشتی، مکانیزم جذب انرژی، سکوی آسیب‌دیده

INVESTIGATION INTO THE JACK-UP BEHAVIOR DURING INITIAL AND SUBSEQUENT SHIP COLLISION AND IN THE DAMAGED CONDITION AFTER COLLISION

Javad Daraii[1], Ahmad Reza Mostafa Gharabaghi[2], Mohammad Reza Chenaghlou[3]

1- M.Sc. in Marine Structures, Faculty of Civil Eng., Sahand University of Technology
2- Assistant Professor, Faculty of Civil Eng., Sahand University of Technology
3- Associate Professor, Faculty of Civil Eng., Sahand University of Technology

Abstract

In this paper, the behavior of a typical jack-up platform under accidental loading of ship collision was investigated. The studied platform was modeled using ANSYS software and

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]

analyzed dynamically under ship impact. The platform was also analyzed dynamically under secondary ship impact. The initial collision results showed that the main energy absorption mechanism in impact to jack-up platform is overall deformation of platform; it also shown that environmental preloading in some cases causes yielding or fracture of impacted member. The subsequent collision analysis showed that leg chords can resist to a subsequent impact and the platform in both first and second impacts has local damage such as indentation of the chord wall but the rest of the structure remains almost intact. Finally, the platform was modeled in damaged condition and analyzed dynamically under one-year environmental loads and the value of maximum stress and probability of platform failure was investigated. In addition, the value of stress and displacement in the intact and damaged platform has been compared and the results are analyzed.

Keywords: Jack-Up Platforms,CollisionScenarios, Ship Impact, Energy Absorption Mechanism, Damaged Platform

۱- مقدمه

در دهه‌های اخیر به دنبال پیشرفت های سریع در ساخت و نصب سازه‌های فراساحلی، و افزایش تعداد آنها در بخش‌های فلات قاره‌ها، احتمال وقوع و پیامدهای ناشی از برخورد کشتی و آسیب سازه‌ای ناشی از آن، از اهمیت قابل ملاحظه‌ای برخوردار شده است. گزارش‌های مختلف منتشر شده در زمینه برخورد کشتی با سکوهای فراساحلی این مسأله را بیشتر روشن می‌کند. آمار ثبت شده در خصوص برخورد کشتی به سکوهای خودبالابر در دریای شمال در فاصله سال‌های ۱۹۷۵ تا ۱۹۹۱ بیش از ۳۷ مورد می‌باشد که قطعا آمارهای جدید به مراتب بیش از این می باشد [۱].

اگرچه مکانیزم برخورد کشتی با سکوهای خودبالابر چندان متفاوت با برخورد کشتی با سکوهای ثابت نیست، ولی از آنجا که پریود طبیعی سکوهای خودبالابر بسیار زیادتر و درجه گیرداری آنها بسیار پایین‌تر از سکوهای ثابت است، بنابراین انتظار می‌رود پاسخ این سکوها به تصادم کشتی و قابلیت جذب انرژی آنها متفاوت از سکوهای ثابت باشد. در نتیجه انتظار می‌رود که پس از تصادم اولیه کشتی با سکو، به علت پس جهیدن سکو و حرکت مجدد کشتی تحت اثر موج به سمت سکو، تصادم ثانویه نیز به وقوع بپیوندد.

به‌منظور مطالعه رفتار سکوهای خودبالابر به‌هنگام برخورد با کشتی کارهای تحقیقاتی مختلفی صورت گرفته است. Pettersen و Johnsen در سال ۱۹۸۱، روشی غیرخطی برای تخمین مقاومت واحدهای فراساحلی شناور، شامل سکوهای خودبالابر و سکوهای نیمه مستغرق، در برابر تصادم کشتی ارائه کردند [۲]. Ellinas در سال ۱۹۹۵، به بررسی مکانیزم تصادم کشتی با سکوی خودبالابر پرداخت [۱]. در سال ۱۹۹۹، Gjerde، Parsons و Igbenabor روش‌های آنالیز ضربه شناور به سکوی خودبالابر را مورد ارزیابی قرار دادند [۳].

در این مقاله یک سکوی خودبالابر مستقر در دریای خزر تحت اثر بارگذاری تصادفی ضربه کشتی مدلسازی شده و به‌صورت دینامیکی با در نظر گرفتن اثرات غیرخطی هندسی و مصالح، مورد تحلیل قرار گرفته است. اثرات پیش‌بارگذاری‌های ناشی از وزن سکو و بارگذاری محیطی (موج و جریان) قبل از برخورد کشتی در رفتار سازه در نظر گرفته شده‌اند. برخلاف تحقیقات انجام شده قبلی در این زمینه که در آنها پایه‌های خرپایی سکوی خودبالابر به‌صورت یک لوله با مقطع معادل مدلسازی می‌شد، در این تحقیق پایه‌ها به‌صورت خرپایی و با درنظر گرفتن کلیه اجزا مدلسازی شدند تا اثرات اندرکنشی اعضا در حین تصادم کشتی لحاظ گردد.

در ادامه به‌منظور بررسی اثرات فرو رفتگی‌های جداره و تغییر شکلهای ایجاد شده در طی تصادم اولیه، سکو مورد تحلیل تصادم ثانویه قرار داده شد تا مشخص شود که سکوی آسیب دیده در اثر تصادم آیا توانایی مقاومت در برابر ضربه مجدد کشتی را دارد یا دچار خرابی کلی می‌شود.

همچنین در انتهای این مقاله، سکوی مورد مطالعه به نحوی مدل‌سازی گردیده که اثرات صدمه‌دیدگی‌های

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]

ناشی از تصادم اولیه را به نحو مناسبی در برگیرد و سپس مدل ساخته شده تحت بارهای محیطی با دوره بازگشت یک‌ساله که توسط آیین‌نامه‌ها مقرر شده، مورد تحلیل دینامیکی غیرخطی قرار گرفته و مقاومت پس از تصادم سکو، امکان پلاستیک‌شدگی و امکان کمانش عضو آسیب دیده مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- عوامل مؤثر در ایجاد تصادم

عوامل ایجاد کننده تصادم‌ها می‌توانند به ۵ گروه اصلی تقسیم شوند [۳]:

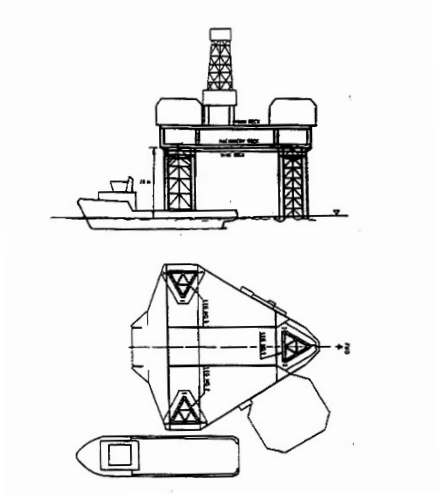
الف) برآورد و تشخیص نادرست ناخدای کشتی (دلیل اصلی برخوردها)،
ب) از بین رفتن تجهیزات (به‌عنوان مثال از دست دادن قدرت موقعیت‌یابی دینامیکی شناور)،
پ) آب و هوا و شرایط محیطی،
ت) مشکلات لنگراندازی یا کابل‌های مهاری (گیر کردن یا کشیده شدن لنگرها و مهارها)،
ث) سایر موارد.

در بیشتر تصادم‌ها تشخیص نادرست ناخدای کشتی، دلیل اصلی تصادم گزارش شده است. آب و هوا و شرایط محیطی دلیل اصلی بعدی تصادم‌ها است.

۳- مکانیزم تصادم کشتی با سکوهای فراساحلی

۳-۱- هندسه ضربه و سناریوهای تصادم

موقعیت‌های ضربه باید براساس نامساعدترین رخدادها به‌همراه احتمال وقوع آنها انتخاب شوند.
به دلیل شکل هندسی پایه‌های سکوی خودبالابر، سناریوهای تصادم ممکن برای پایه‌های سکو شامل تصادم‌های جلو، عقبه و پهلو کشتی با وتر و تصادم‌های جلو و عقبه کشتی با مهارهای پایه می‌باشند. در شکل (۱) بطور نمونه برخورد یک شناور تدارکاتی با جابجایی (وزن) ۵۰۰۰ تن نسبت به سکوی خودبالابر نشان داده شده است [۳].
ضربه کشتی ممکن است به‌صورت مرکزی یا غیرمرکزی باشد. در ضربه مرکزی بردار نیروی ضربه از مرکز گرانش کشتی می‌گذرد. در ضربه غیرمرکزی مقداری از انرژی جنبشی انتقال یافته اولیه به انرژی چرخشی در شناور تبدیل می‌شود که در ازای آن ممکن است ضربه ثانویه به‌وجود آید. از آنجا که ضربه مرکزی بدترین حالت ضربه می‌باشد، از این‌رو برای طراحی توصیه می‌شود [۳].
مساحت ناحیه برخورد از جزئیات هندسی سکو و کشتی در موقعیت ضربه تعیین می‌شود. لذا ناحیه برخورد در مراحل مختلف فرآیند برخورد، تغییر خواهد کرد. در روش ساده شده، تصادم می‌تواند توسط بار نقطه‌ای یا بار خطی مدل شود. به‌طور مثال در برخورد اولیه، تصادم می‌تواند توسط بار نقطه‌ای تقریب زده شود. در این حالت محل اعمال نیروی ضربه در تراز آب ساکن در نظر گرفته می‌شود [۳].



شکل ۱- نمایی از برخورد یک شناور تدارکاتی ۵۰۰۰ تنی و یک سکوی خودبالابر [۳]

۳-۲- تعیین انرژی ضربه

تعیین انرژی ناشی از ضربه کشتی براساس یکی از دو اصل بقای انرژی و بقای مومنتم استوار است. با فرض مرکزی بودن ضربه، کوتاه بودن زمان تصادم و اینکه انرژی جنبشی قبل از ضربه به‌صورت انرژی کرنشی در سکو و کشتی مستهلک می‌شود، عبارت زیر را برای انرژی جنبشی کشتی در لحظه قبل از برخورد خواهیم داشت:

$$E = \frac{1}{2} C_m m V^2 \qquad (۱)$$

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]

که در این رابطه m جرم کشتی، V سرعت کشتی در لحظه قبل از برخورد و C_m ضریب جرم افزوده هیدرودینامیکی کشتی می‌باشند.

جرم شناورهای تدارکاتی به‌طور نمونه از ۱۵۰۰ تا ۵۰۰۰ تن می‌باشد. جرم تانکرها یا دیگر شناورهای عبورکننده از کنار سکو ممکن است بسیار بیشتر و در حدود ۱۰۰۰۰۰ تا ۱۵۰۰۰۰ تن باشد. راهنمای HSE اندازه شناور نمونه ۵۰۰۰ تنی را برای طراحی سکو در برابر ضربه کشتی پیشنهاد می‌کند. راهنمای نفت نروژ (NPD) توصیه می‌کند که سکوها باید برای ضربات شناورهای تدارکاتی با ۵۰۰۰ تن جابجایی (وزن ۵۰۰۰ تن) با سرعت برخورد $2\frac{m}{\sec}$ طراحی شوند. راهنمای دپارتمان انرژی انگلیس (DEn) وزن شناور را ۲۵۰۰ تن و سرعت برخورد $0.5\frac{m}{\sec}$ را برای طراحی توصیه می‌کند. آیین‌نامه DNV توصیه می‌کند که سازه فراساحلی باید قادر به مقاومت در برابر ضربه شناور تدارکاتی ۵۰۰۰ تنی با سرعت حداقل $2\frac{m}{\sec}$ باشد [۳، ۴ و ۵].

موارد بالا توصیه‌های آیین‌نامه‌های مختلف برای وزن شناور مورد نظر برای طراحی سکو در برابر ضربه کشتی می‌باشد، ولیکن معمولاً بهتر است که شناور مورد نظر بر اساس شناورهای تدارکاتی که در ناحیه استقرار سکو متداول می‌باشند، انتخاب شود [۳].

هنگامی که یک کشتی در آب حرکت می‌کند و توسط یک مانع یا سازه متوقف می‌گردد از سرعت آن کاسته می‌شود. در نتیجه علاوه بر جرم کشتی، از سرعت مقدار معینی آب که در امتداد کشتی حرکت می‌کند نیز کاسته می‌شود. به این جرم اضافی که در مکانیزم تصادم وارد می‌شود جرم افزوده هیدرودینامیکی می‌گویند. آیین‌نامه‌های مختلف، با فرض مدت زمان کوتاه تصادم، مقدار ضریب جرم افزوده هیدرودینامیکی را برای برخورد از پهلوی کشتی برابر با ۱٫۴ و برای برخورد از سینه و عقبه کشتی برابر با ۱٫۱ در نظر می‌گیرند [۳ و ۶].

یکی از سناریوهای تصادم که به‌طور نمونه ممکن است اتفاق بیافتد، تصادم شناوری است که از کنترل خارج شده و در اثر حرکت توسط موج، با سکو برخورد کند. در این حالت سرعت شناور به ارتفاع موج وابسته می‌باشد که به‌صورت زیر بیان می‌شود:

$$V = 0.5H_S \qquad (۲)$$

که H_S بیشترین ارتفاع موج مشخصه برای عملیات در نزدیکی سکو برحسب متر و V سرعت ضربه برحسب متر بر ثانیه می‌باشد. مقدار H_S در آیین‌نامه‌ها به ۴ متر محدود می‌شود که این ارتفاع موج، معادل سرعت تصادم ۲ متر بر ثانیه خواهد بود [۳].

۳-۳- مکانیزم‌های جاذب انرژی

انرژی یک برخورد کشتی با سکو دریایی توسط ۸ فرآیند عمده مستهلک می‌شود:

الف) دوران یا پس جهیدن کشتی
ب) تغییرشکل کشتی
پ) نوسان عرضی کلی سکو
ت) تغییرشکل فندر سکو
ث) فرورفتگی عضو ضربه‌خورده
ج) خمش عضو ضربه‌خورده
چ) کرنش‌های کشیدگی محوری در عضو
ح) اعوجاج قابی موضعی سکو

از مورد (الف) در جهت اطمینان در بیشتر ارزیابی‌ها و برآوردهای آسیب صرفنظر می‌شود [۷]. همچنین از آنجاکه در سکوی خودبالابر سیستم ضربه‌گیر وجود ندارد، بنابراین در مورد این نوع سکو مکانیزم جاذب انرژی (ت) وجود نخواهد داشت.

انرژی جذب شده توسط فرورفتگی جداره عضو ضربه خورده، برابر با سطح زیر نمودار بار- فرورفتگی حاصل از آنالیز تصادم می‌باشد. لذا قبل از انجام تحلیل‌ها، لازم است رفتار بار- فرورفتگی اعضای مورد تصادم مشخص شود. با توجه به نتایج عددی حاصل از حل الاستیک خطی توسط Ueda و همکاران [۸] و نتایج تجربی Smith [۹]، Ellinas و Walker [۱۰]، فرورفتگی موضعی به دو قسمت فرورفتگی الاستیک و فرورفتگی

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]

پلاستیک تقسیم می‌شود. فرورفتگی الاستیک (δ_e) عضو لوله‌ای از رابطه زیر به‌دست می‌آید [۸]:

$$\delta_e = 0.1116*(D/t)^3 \times (P/EL_C) \qquad (۳)$$

که در آن P بار جانبی، E مدول یانگ و D و t به ترتیب قطر و ضخامت و L_C طول مشخصه ناحیه تماس در طول محور لوله است.

طول مشخصه L_C تابعی از قطر خارجی، طول لوله و شکل جسم فروبرنده است. به‌منظور به‌دست آوردن معادله تجربی، نتایج تحلیلهای المان محدود خطی پوسته انجام شده توسط Ueda و همکاران و آزمایش‌های فرورفتگی انجام شده توسط Smith بررسی شدند و مقدار متوسط زیر برای L_C پیشنهاد گردید [۱۱]:

$$L_C = 1.9D \qquad (۴)$$

هنگامی‌که بار P از مقدار بحرانی P_0 بیشتر شود، فرورفتگی دائمی اتفاق خواهد افتاد. مقدار بار بحرانی از تحلیل صلب- پلاستیک حلقه بارگذاری شده به‌صورت فشاری با طول L_C تعیین می شود که نتیجه به‌صورت زیر به‌دست می آید [۱۱]:

$$P_0 = \frac{2\sigma_y t^2 L_C}{D} \qquad (۵)$$

بطوریکه σ_y تنش تسلیم مصالح می باشد.

فرورفتگی دائمی δ_p را می‌توان با استفاده از معادله نیمه‌تجربی زیر محاسبه کرد. این معادله با استفاده از ملاحظات انرژی و منحنی برازش شده بر داده‌های آزمایشگاهی Ellinas و Walker به‌دست آمده است:

$$\delta_p = D\left(\frac{P}{37.5\sigma_y t^2}\right)^2 \qquad (۶)$$

در نهایت، تغییر شکل موضعی در نقطه اعمال بار برای بار بزرگتر از P_0 برابر خواهد بود با [۱۱]:

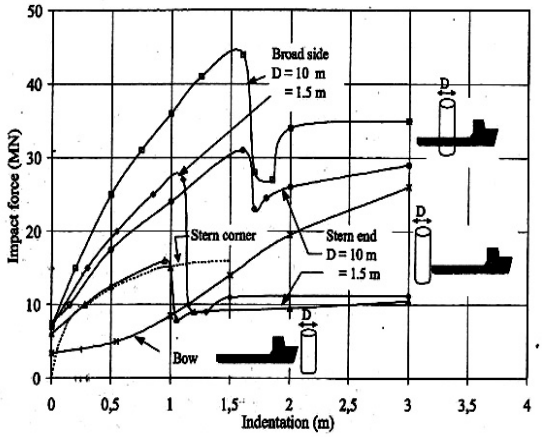
$$\delta_d = \delta_e + \delta_p \qquad (۷)$$

و انرژی جذب شده برابر خواهد بود با مساحت زیر منحنی بار- فرورفتگی، یا به‌عبارتی [۳]:

$$E = \int_0^{\delta} P(\delta)d\delta \qquad (۸)$$

انرژی جذب شده توسط فرورفتگی بدنه کشتی نیز برابر با سطح زیر نمودار بار- فرورفتگی حاصل از تحلیل تصادم می‌باشد. منحنی‌های نیرو- فرورفتگی برای کشتی‌ها اصولاً مبتنی بر تئوری پلاستیک با فرض فرورفتگی استوانه قائم صلب نامحدود، با قطر نمونه $D = 1.5m$ برای ضربه به سکوهای ثابت شابلونی و سکوهای خودبالابر و $D = 10m$ برای ضربه به سکوهای شناور پایدار شده توسط ستون، می‌باشد.

نمونه‌ای از منحنی‌های بار- فرورفتگی توصیه شده برای شناورهای تدارکاتی با وزن جابجا شده ۵۰۰۰ تن توسط آیین‌نامه‌های NORSOK(1998) و DNV، در شکل (۲) قابل مشاهده است [۴].



شکل ۲- منحنی‌های رفتار بار- فرورفتگی بدنه کشتی برای ضربه‌های عقبه، سینه و پهلو [۴]

مکانیزم‌های جذب انرژی توسط خمش و نیز تغییر شکلهای محوری عضو ضربه خورده را می‌توان با تعریف چهار مود تغییرشکل زیر که از تحلیل عضو ضربه خورده بصورت مجزا بدست آمده‌اند، تعریف کرد:

الف) خمش الاستیک

ب) ایجاد مفصل در زیر نقطه اثر بار

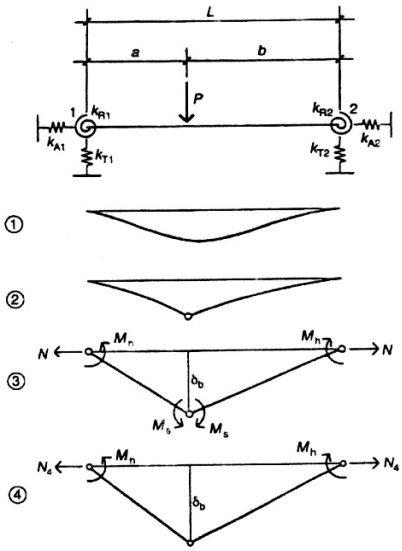
پ) مکانیزم سه مفصلی

ت) رفتار غشایی

در مود اول، بار وارده باعث تغیرشکل الاستوپلاستیک موضعی و تغییر شکل الاستیک خمشی می‌گردد. مود

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]

اول زمانی پایان می‌یابد که در مقطع زیر محل اعمال بار یک لنگر پلاستیک ایجاد گردد. از لحظه تشکیل مفصل پلاستیک در محل اعمال بار، مود دوم شروع می‌شود و تا زمان تشکیل مفصل‌های پلاستیک در دو انتهای عضو ادامه می‌یابد. در طول مود دوم عضو به صورت دو تیر طره‌ای عمل می‌کند. مود سوم تغییرشکل زمانی آغاز می‌شود که مفصل‌های پلاستیک در دو انتهای عضو تشکیل شوند، یا به عبارت دیگر مکانیزم سه مفصلی ایجاد گردد. در واقع در مود دوم عضو به‌صورت دو تیر کنسول که به‌صورت دورانی مقید شده‌اند عمل می‌کند و در مود سوم عضو بصورت یک خرپا عمل می‌کند. در صورتیکه تکیه‌گاه‌ها از لحاظ محوری مقاومت کافی داشته باشند، مود چهارم ایجاد شده و با افزایش بار یکسری نیروهای کششی محوری در جداره لوله به‌وجود می‌آید که در نتیجه موجب افزایش تغییرشکلهای محوری می‌شود. شکل (۳) این چهار مود را نشان می‌دهد [۱۲].



شکل ۳- مودهای تغییر شکل که عضو طی برخورد تجربه می‌نماید [۱۲].

۴- مطالعه موردی

سکوی انتخاب شده جهت مطالعه، سکوی خودبالابر ایران‌خزر می‌باشد. این سکو دارای سه پایه شابلونی به ارتفاع ۱۲۷ متر است و با قابلیت حفاری کنسولی قادر به حفاری تا عمق آب ۹۰ متری است، که در آبهای دریای خزر مورد بهره‌برداری قرار می‌گیرد.

این سکو دارای سه پایه مشبک است که هر پایه از سه وتر لوله ای از فولاد با مقاومت تسلیم ۴۸۳ MPa و مقاومت نهایی ۵۵۲ MPa و مهاربندی K شکل از فولاد با مقاومت تسلیم ۵۸۶ MPa و مقاومت نهایی ۶۸۹ MPa می باشند ساخته شده است.

۵- نحوه مدلسازی سکوی مورد مطالعه

برای مدل‌سازی سکوی مورد نظر از نرم‌افزار ANSYS استفاده شده است. بدین منظور کلیه اعضا پایه‌ها با استفاده از المان‌های PIPE59 و PIPE20 مدل گردید. المان PIPE59 قابلیت مدل‌سازی بار موج با استفاده از تئوری‌های مختلف موج نظیر تئوری استوکس را دارا می‌باشد. از آنجا که این المان قابلیت در نظر گرفتن اثرات غیرخطی مصالح را دارا نمی‌باشد، المانهایی که به تنش تسلیم رسیده‌اند با المان PIPE20 جایگزین شده و بار موج به صورت بار خارجی اعمال شده است. عرشه به‌صورت صلب مدل شده و وزن عرشه به‌طور متمرکز به پایه‌ها اعمال می‌گردد. به دلیل وجود سیستم قفل کننده در اتصال پایه به عرشه سکوی مورد مطالعه، این اتصال به صورت صلب مدل شده است.

جهت مدلسازی اسپادکن از المان‌های PIPE20 استفاده شده که وزن اسپادکن به این المان‌ها اعمال شده است. اندرکنش اسپادکن و خاک نیز توسط المان‌های فنر COMBIN39 لحاظ شده است. سختی این المان‌ها به صورت ثابت و بر اساس فرمولهای ارائه شده توسط آیین‌نامه API و SNAME برای یک سطح استوانه‌ای صلب بر روی خاک، به دست آمده است [۱۳ و ۱۴].

جدول ۱- سختی‌های الاستیک به‌دست آمده برای فنرهای نماینده اندرکنش خاک و اسپادکن در سکوی مورد مطالعه

سختی الاستیک افقی (KN/m)	135860
سختی الاستیک قائم (KN/m)	159428
سختی الاستیک دورانی ($KN.m/rad$)	3883895
سختی الاستیک پیچشی ($KN.m/rad$)	5437453

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]

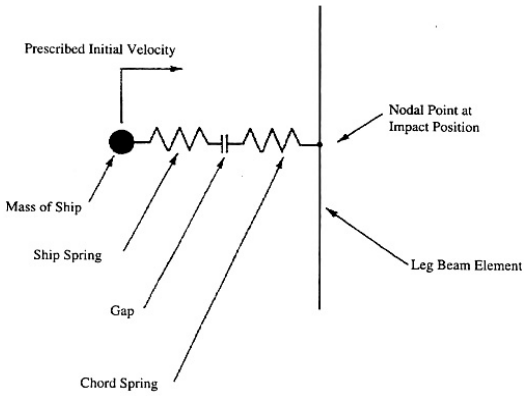
از آنجا که سکوهای خودبالابر قابلیت کاربری در عمقهای مختلف را دارا می‌باشند، عمق آب در نظر گرفته شده برای حالت‌های تصادم مورد بررسی در این مقاله برابر با ۸۸ متر یعنی تقریباً ماکزیمم عمق کاربری سکو می‌باشد. همان‌طور که بیان شد بیشترین ارتفاع موجی که در آن کشتی مجاز به عملیات در نزدیکی سکو است ارتفاع موج $H = 4m$ است. پریود موج مربوط به این ارتفاع موج برای آبهای نزدیکی سواحل نکا برابر با $T = 9\sec$ است، که در اعمال بارهای موج در نظر گرفته شده است. ضرایب درگ و اینرسی برای پایه‌های سکو به ترتیب برابر با ۱ و ۱/۸ در نظر گرفته شده‌اند [۱۴]. پروفیل سرعت جریان به صورت ثابت و برابر با $V_C = 0.9m/s$ در نظر گرفته شده و نیروی ناشی از آن به سکو اعمال شده است. اندرکنش بین موج و جریان توسط نرم‌افزار منظـور می‌شود. بارهای محیطی به صورت هم‌امتداد با بار ضربه کشتی در نظر گرفته شده‌اند.

۶- نحوه مدلسازی ضربه اولیه کشتی

برای مدل‌سازی کشتی از دو المان MASS21 و COMBIN39 استفاده شده است که اولی یک المان جرم متمرکز برای لحاظ کردن وزن کشتی است و دومی برای مدل‌سازی رفتار بار- فرورفتگی بدنه کشتی می‌باشد. رفتار بار - فرورفتگی برای بدنه کشتی بر اساس منحنی‌های ارائه شده توسط NORSOK برای ضربه پهلو، عقبه و سینه کشتی، که در شکل (۲) نشان داده شده، شبیه سازی شده است (نمودارهای مربوط به $D = 1.5m$). وزن کشتی در نظر گرفته شده برابر با ۲۶۰۰ تن می‌باشد.

فرورفتگی جداره عضو مورد تصادم نیز توسط المان COMBIN39 و با فعال کردن قابلیت تغییرشکل پلاستیک این المان، مدل شده است. رفتار بار - فرورفتگی عضو ضربه خورده از روابط (۳) تا (۷) بدست آمده است. البته بایستی توجه داشت که در توسعه روابط مذکور، اثرات پیش بارگذاری لوله منظور نشده لذا انتظار می رود که استفاده از این روابط، مقادیر بار - فرورفتگی کمتری نسبت به شرایط واقعی در مدل مورد مطالعه ارائه دهد. در حد فاصل المان فنر کشتی و فنر عضو مورد ضربه از یک المان تماسی CONTACT12 استفاده شده که به محض شناخت نیروی کششی، ارتباط بین کشتی و سکو را قطع می‌کند [۳].

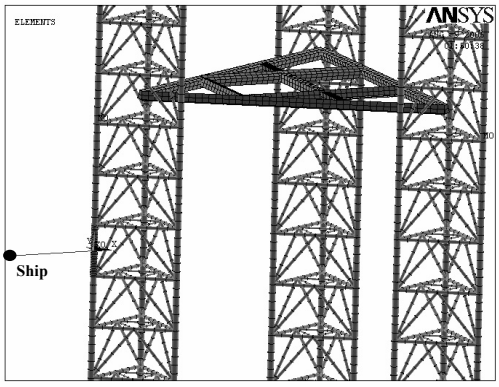
روش در نظر گرفته شده برای اعمال بار ضربه کشتی به‌صورت شماتیک در شکل (۴) دیده می‌شود.



شکل ۴- روش مدل‌سازی دینامیکی تصادم کشتی و سکو [۳]

برای اعمال بار ضربه کشتی، به المان جرم و فنر نماینده کشتی سرعت ۲ متر بر ثانیه اعمال شده است. محل برخورد در تراز آب ساکن در نظر گرفته شده است. نمونه‌ای از مدل‌سازی انجام شده برای برخورد کشتی به وتر در شکل (۵) نشان داده شده است.

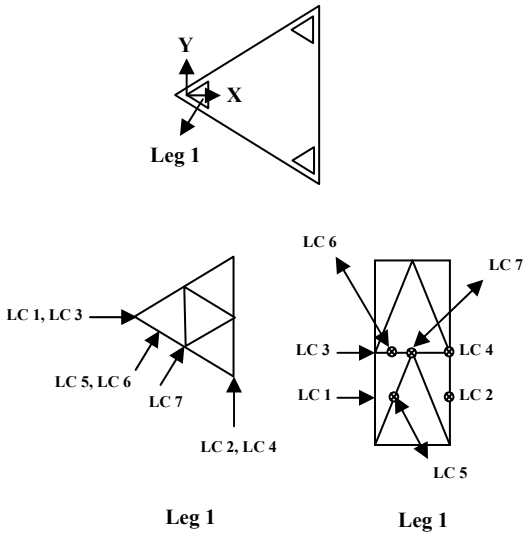
برای بررسی رفتار سکو در شرایط پایدار محیطی فاصله المان تماسی طوری انتخاب شد که برخورد کشتی در محل ضربه پس از گذشت مدت زمان کافی جهت تثبیت پاسخ سکو در قبال اعمال بار موج گردد.



شکل ۵- نمونه‌ای از مدل‌سازی سکو و ضربه توسط نرم‌افزار ANSYS

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]

موقعیت‌ها یا حالت‌های تصادم در نظر گرفته شده در این تحقیق در شکل (۶) نشان داده شده اند.



شکل ۶- نما و پلان حالت‌های در نظر گرفته شده برای ضربه

سناریوهای ضربه در نظر گرفته شده برای وتر شامل تصادم عقبه و پهلو کشتی و سناریوهای در نظر گرفته شده برای مهارهای مورب و افقی شامل سناریوهای تصادم عقبه و سینه کشتی می‌باشد.

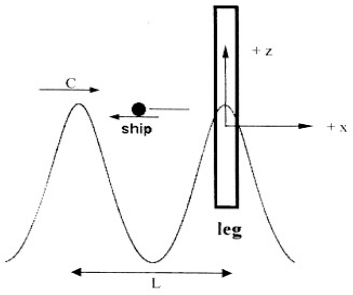
۷- نحوه مدلسازی ضربه ثانویه کشتی

چنانچه در ابتدا ذکر شد، در بیشتر موارد برخورد کشتی به سکو در شرایطی اتفاق می افتد که کشتی از کنترل ناخدا خارج شده و امواج دریا آن را به هر سویی می رانند. به عبارت دیگر، کشتی بر موج عبوری از زیر کشتی سوار شده که ممکن است منجر به برخورد آن به سکو شود، به‌طوری‌که سرعت تصادم کشتی رابطه مستقیم با ارتفاع موج در محل دارد ($V_S = 0.5H$). با توجه به این مکانیزم، این امکان وجود خواهد داشت که پس از ضربه اولیه، امواج مجددا کشتی را بار دیگر به سمت سکو حرکت داده و ضربه دیگری به آن وارد کند. با توجه به تنش‌های پسماند به‌وجود آمده در اعضای سکو در طی تصادم اولیه، برخورد ثانویه کشتی به سکو ممکن است سبب ایجاد مشکلاتی در سکو شود. بنابراین بررسی اثرات برخورد ثانویه در رفتار سکو، که ممکن است منجر به خرابی آن گردد، ضروری به نظر می‌رسد. در ادامه نحوه رخداد برخورد ثانویه به‌طور کامل تشریح می‌گردد.

همان‌طور که در قسمت مدل‌سازی تصادم اولیه بیان شد، فاصله کشتی از سکو طوری انتخاب شد که کشتی پس از گذشت فاصله زمانی مشخص (معادل با ۴۵ ثانیه جهت ایجاد شرایط پایدار محیطی)، به سکو ضربه وارد کند. در این زمان ($t = 45\,\text{sec}$) تاج موج زیر کشتی قرار داشته و کشتی با حداکثر سرعت اربیتالی ناشی از موج به عضو صدمه دیده برخورد می کند. البته چنین ترکیب بار محیطی و بار ضربه، الزاما بدترین ترکیب بارگذاری نمی باشد. از سوی دیگر در این لحظه تاج موج بعدی که در حال پیشروی به سمت سکو است در فاصله $L-$ از محل ضربه قرار دارد (طبق سیستم مختصات تعریف شده جهت مدل‌سازی سکو) که L برابر با طول موج می‌باشد. این تاج موج با سرعت موج (C) به سکو نزدیک می‌شود. از طرفی کشتی نیز پس از برخورد به سکو از آن دور می‌شود (شکل ۷). بنابراین در یک زمان خاص تاج موج بعدی و کشتی به هم رسیده و مجددا موج بعدی کشتی را به سمت سکو می‌راند و کشتی با سرعت نسبی حاصل از تفاضل سرعت اعمال شده به کشتی (۲ متر بر ثانیه) و سرعت خود کشتی در خلاف جهت حرکت موج (به‌دلیل پس‌جهیدن ناشی از برخورد اولیه کشتی با سکو)، به سمت سکو رانده خواهد شد.

بایستی توجه داشت که مکانیزم حرکت یک شناور بر روی موج و اندرکنش آنها پیچیده‌تر از آنچه در اینجا بیان شد، می‌باشد. ولی برای سهولت محاسبات، ما در این مطالعه چنین فرض کرده‌ایم که کشتی پس از برخورد با سرعت خاصی به عقب برگشته و مجدداً با احساس تاج موج بعدی در زیر خود به سمت سکو حرکت خواهد کرد که با صرف‌نظر از اندرکنش بین آنها، سرعت حرکت مجدد کشتی به سمت سکو برابر با تفاضل سرعت اعمال شده به کشتی از طرف تاج موج و سرعت خود کشتی در خلاف جهت حرکت خواهد بود. مقادیر L و C توسط یک برنامه کامپیوتری بر اساس تئوری استوکس مرتبه پنجم، با استفاده از ارتفاع موج، پریود موج و عمق آب بدست می آید.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]



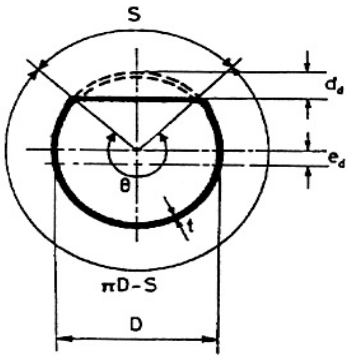
شکل ۷- نمایی شماتیک از حرکت تاج موج بعدی و کشتی به سمت یکدیگر

در ادامه، تحلیل‌های حین تصادم، با اعمال سرعت مربوط به تصادم ثانویه برای کشتی، انجام شده و سپس جدول زمانی نیروی تصادم ثانویه استخراج گردیده است. تاریخچه زمانی نیروهای محاسبه شده ناشی از تصادم ثانویه به همراه تاریخچه زمانی نیروهای حاصله از تصادم اولیه با استفاده از قابلیت Parameters نرم‌افزار ANSYS و ایجاد Data Table، در محل ضربه اعمال گردیده و تحلیل‌ها انجام شده‌اند [۱۵]. حالت تصادم LC1 برای بررسی ضربه دوباره در نظر گرفته شده است. سناریوی تصادم در نظر گرفته شده برای ضربه دوباره، برخورد از پهلوی کشتی می‌باشد.

۸- نحوه مدلسازی آسیب‌دیدگی سکو

سازه یک سکوی دریایی باید طوری طراحی شده باشد که در اثر ضربه تصادفی، اثرات متعاقب صدمه قابل قبول باشد و انهدام کلی سکو به‌وجود نیامده و سکو بتواند تا هنگام تعمیر عضو مورد اصابت، پایداری خود را حفظ نموده و خرابی به بقیه اعضای سکو تسری پیدا نکند.

سکوی مورد مطالعه در حین تصادم با کشتی دچار آسیب‌دیدگی‌هایی نظیر فرورفتگی جداره پایه و گسیختگی اتصال مهار می‌گردد. بنابراین مدلسازی سکوی آسیب‌دیده از ناحیه مهار، شامل حذف مهار ضربه‌خورده است، در حالی‌که برای مدل‌سازی سکوی آسیب‌دیده از ناحیه وتر، بایستی پروفیل فرورفتگی وتر ضربه‌خورده مدل شود. شکل (۸) هندسه ناحیه فرورفتگی روی یک لوله را نشان می‌دهد.



شکل ۸- هندسه ناحیه فرورفتگی روی لوله [۱۶]

با فرض اینکه در طی بارگذاری، به محض وقوع پلاستیک‌شدگی در ناحیه فرورفتگی، بخش فرو رفته جداره لوله غیرمؤثر می شود، پس از آن هر بار اعمالی اضافی به وسیله باقیمانده مقطع تحمل خواهدشد [۱۶]. با از دست رفتن متعاقب سختی، بخش صدمه‌دیده جداره لوله در ناحیه فرورفتگی در تحمل بار اضافی بی‌تأثیر می‌شود. یک فرض دیگر این است که سختی خمشی لوله صدمه دیده عمدتاً توسط بخش مؤثر باقیمانده مقطع در ناحیه فرورفته، کنترل می‌شود. این فرضیات به یک تحلیل بسیار ساده رهنمون می‌گردند که در آن فرض می‌شود عضو صدمه‌دیده توسط یک تیر- ستون با خواص کاهش‌یافته بر اساس مقطع مؤثر، جایگزین می‌شود [۱۶و۱۷]. البته بایستی توجه داشت که در این روش تقریبی، اثرات تضعیف موضعی مقطع که در حین ضربه حاصل می‌شود، منظور نمی گردد.

پارامترهای هندسی کاهش‌یافته مربوط به یک مقطع فرو رفته به صورت زیر تعریف می‌شوند:

الف) سطح مقطع مؤثر: مساحت کاهش‌یافته مقطع آسیب‌دیده با استفاده از رابطه ارائه شده توسط Ellinas [۱۶] به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$A_d = \frac{1}{2} D \times t \times \theta \qquad (۹)$$

در این رابطه، θ مطابق شکل (۸)، زاویه حاصل شده به‌وسیله کمان ($\pi \times D - S$)، برحسب رادیان است که با توجه به پارامتر عمق فرورفتگی، δ_d به‌دست می‌آید:

$$\theta = 2\pi - 2\sin^{-1}[2\sqrt{\delta_d}(1-\delta_d)] \qquad (۱۰)$$

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]

$$\delta_d = {}^{d}\!/_{D} \qquad (۱۱)$$

در اینجا d عمق فرورفتگی جداره مقطع است و سایر پارامترها در شکل (۸) نشان داده شده است.
در صورتی‌که $\delta_d < 0.2$ باشد، θ به‌وسیله رابطه زیر محاسبه خواهد شد:

$$\theta = 2\pi - 4\sqrt{\delta_d} \qquad (۱۲)$$

ب) اساس مقطع الاستیک کاهش‌یافته: مقدار این پارامتر از عبارت زیر حاصل می‌گردد [۱۶]:

$$S_d = \frac{1}{8}D^2 t\{[\theta + \sin\theta - 8\sin^2(\theta/2) /\theta]/[1 - 2\delta_d + 2e_d/D]\} \qquad (۱۳)$$

در رابطه اخیر، e_d خروج از مرکزیت مقطع مؤثر کاهش‌یافته نسبت به مرکز سطح صدمه‌ندیده لوله است که از رابطه زیر به‌دست می‌آید:

$$e_d = D \times \sin(\theta/2)/\theta \qquad (۱۴)$$

ج) طول فرورفتگی: هنگامی‌که یک لوله تحت اثر تصادم قرار می‌گیرد تا فاصله معینی از نقطه اصابت، در جداره لوله فرورفتگی ایجاد می‌شود. معادله‌ای جهت تعیین پروفیل فرورفتگی به‌صورت زیر ارائه گردیده است [۱۸]:

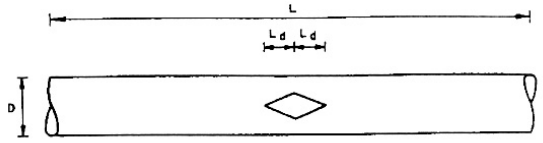
$$d = d_d \times \exp(-1.3x/D) \qquad (۱۵)$$

که در آن d عمق فرورفتگی در یک فاصله معین x از خط مرکزی فرورفتگی، d_d حداکثر فرورفتگی در خط مرکزی و D قطر اسمی لوله است. طول فرورفتگی طوری در نظر گرفته می‌شود که در محل انتهای آن، فرورفتگی به ۵ درصد حداکثر مقدار فرورفتگی کاهش یابد. طول فرورفتگی در شکل (۹) نشان داده شده است. بر این اساس، طول فرورفتگی از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۹]:

$$L_d = 2.3D \qquad (۱۶)$$

ملاحظه می‌گردد که در رابطه (۱۶)، اثرات ضخامت جداره لوله در طول فرورفتگی به‌حساب نیامده است. در این خصوص رابطه دیگری توسط Durkin و Pacheco ارائه گردیده که در آن، طول فرورفتگی به پارامترهای قطر و ضخامت جداره لوله و نیز به پارامتر حداکثر عمق فرورفتگی مرتبط می‌گردد [۱۹]:

$$L_d = D\sqrt{\pi \times d_d \times (8t)} \qquad (۱۷)$$



شکل ۹- طول فرورفتگی جداره لوله

با توجه به اینکه در تحلیل‌های حین تصادم، فرورفتگی عضو مورد تصادم توسط المان COMBIN39 مدلسازی شده، لذا ابتدا فرورفتگی پلاستیک ایجاد شده در جداره عضو بر اساس فرورفتگی پلاستیک ایجاد شده در خط مرکزی فرورفتگی، جهت المان COMBIN39 استخراج می‌شود. سپس طول فرورفتگی ایجاد شده طبق رابطه (۱۷) محاسبه می‌شود. حال عضو صدمه دیده طوری المان‌بندی می‌شود که بتواند پروفیل فرورفتگی را در طول فرورفتگی به نحو مناسبی ارائه کند. سپس با استفاده از رابطه (۱۵) پروفیل فرورفتگی در طول لوله به‌دست می‌آید. در ادامه با داشتن میزان فرورفتگی در هر المان، می‌توان پارامترهای هندسی مقطع جایگزین را بدست آورد که شامل A_d، S_d و e_d است. این پارامترها برای هر المان فرورفته طبق روابط (۹) تا (۱۴) محاسبه می‌شوند.
همانطور که قبلا ذکر شد در مدل‌سازی اعضای پایه سکو از المان PIPE59 استفاده گردیده که قابلیت در نظر گرفتن نیروهای ناشی از موج و جریان را دارا می‌باشد. سطح مقطع و اساس مقطع الاستیک یک لوله جدار نازک مانند PIPE59 از روابط زیر بدست می‌آیند:

$$A = \pi D t \qquad (۱۸)$$

$$S = \frac{\pi}{4}D^2 t \qquad (۱۹)$$

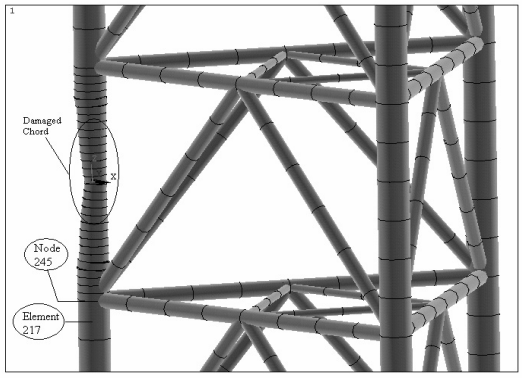
[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]

در نتیجه برای المان‌های لوله‌ای جدارنازک نسبت $\frac{S}{A}$ ضریبی از قطر لوله خواهد بود:

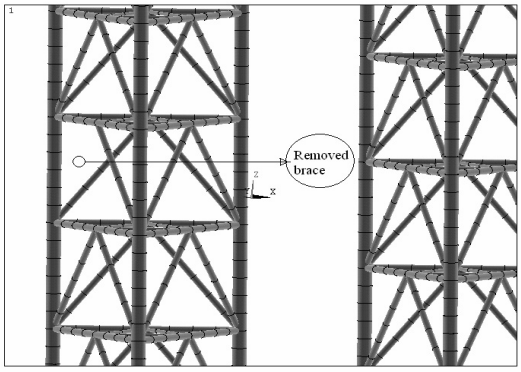
$$\frac{S}{A}=\frac{D}{4} \qquad (۲۰)$$

بنابراین در ادامه روند مدل‌سازی آسیب‌دیدگی فرورفتگی، با داشتن نسبت $\frac{S_d}{A_d}$ برای هر المان، طبق روابط (۱۸) و (۲۰) مقادیر D' و t' یعنی قطر و ضخامت المان لوله‌ای معادل بدست خواهند آمد. همچنین در حین المان‌بندی و جایگزینی مقاطع معادل، خروج از مرکزیت e_d اعمال می‌شود.

در بررسی رفتار سکو در شرایط صدمه‌دیده، دو حالت تصادم LC1 و LC5 ، یعنی یک حالت از برخورد به وتر و یک حالت از برخورد به مهار تحت شدیدترین سناریوی برخورد (پهلو برای وتر و عقبه برای مهار) در نظر گرفته شدند. مدلسازی آسیب دیدگی در این دو حالت در شکل‌های (۱۰) و (۱۱) دیده می‌شود.



شکل ۱۰- نمایی از وتر صدمه دیده در برخورد از پهلوی کشتی



شکل ۱۱- نمایی ازصدمه‌دیدگی مهار در برخورد عقبه کشتی

راهنمای طراحی، ساخت و تأیید سازه‌های فراساحلی Department of Energy اعلام نموده که در شرایط بعد از تصادم، می‌بایستی ترکیب بارهای مرده، بارهای عملیاتی (زنده)، بارهای هیدرواستاتیک، بارهای محیطی، و بارهای ناشی از تغییرشکل در نظر گرفته شود وسازه باید قادر به مقاومت در برابر بارهای محیطی با دوره بازگشت حداقل یک‌ساله باشد [۱].

طبق داده‌های دریافتی از شرکت نفت خزر، در سواحل نکا، ارتفاع و پریود موج در شرایط طوفانی با دوره بازگشت یکساله به‌ترتیب برابر با $H=6m$ و $T=10\sec$ می‌باشد. همچنین سرعت جریان یک‌ساله به‌صورت ثابت در عمق و برابر با $0.9^{m}/_{s}$ می‌باشد. اندرکنش بین موج و جریان توسط نرم‌افزار در نظر گرفته شده است. بارهای محیطی در امتدادی که بار ضربه کشتی اعمال شده بود، وارد شدند.

جهت دوری از خطاهای محاسباتی ناشی از روش‌های حل عددی در زمان‌های اولیه تحلیل و همچنین بررسی پاسخ سکو در شرایط پایدار محیطی (و نه گذرا)، زمان تحلیل برابر با ۶۰ ثانیه یعنی ۶ برابر پریود موج در نظر گرفته شده است. نتایج در طی پریود ششم یعنی زمان ۵۰ تا ۶۰ ثانیه مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

۹- تحلیل‌ها و بحث در نتایج

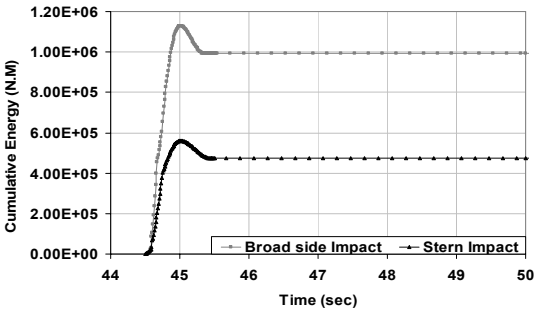
۹-۱- تحلیل‌های تصادم اولیه

از بین حالت‌های نشان داده شده در شکل (۵)، تنها نتایج حالت‌های تصادم LC1 و LC5، برای بررسی تصادم اولیه در این مقاله ارائه شده اند.

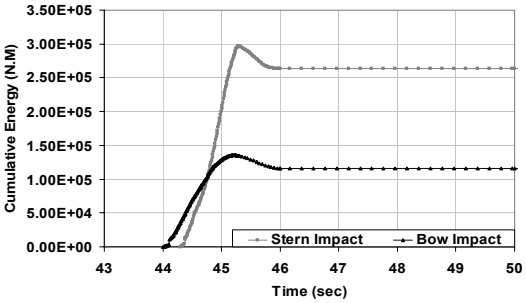
شکل‌های (۱۲) و (۱۳) تاریخچه زمانی انرژی تجمعی جذب شده توسط فرورفتگی جداره عضو ضربه‌خورده را به ترتیب برای حالت تصادم LC1 و LC5 نشان می‌دهند.

چنانچه مشاهده می‌شود در ضربه به مهار، انرژی جذب شده در اثر سناریوی ضربه عقبه بیشتر از تصادم از سینه کشتی است که دلیل آن سخت‌تر بودن عقبه کشتی نسبت به سینه آن می‌باشد.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]



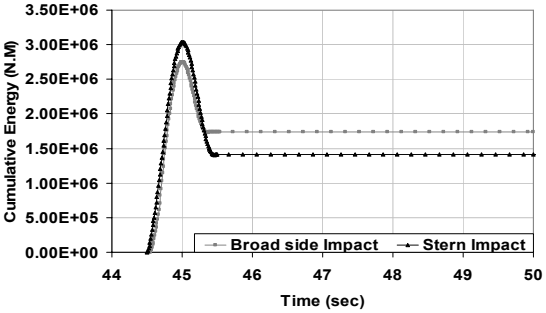
شکل ۱۲- تاریخچه زمانی انرژی تجمعی جذب شده توسط فرورفتگی جداره عضو ضربه خورده برای حالت تصادم LC1



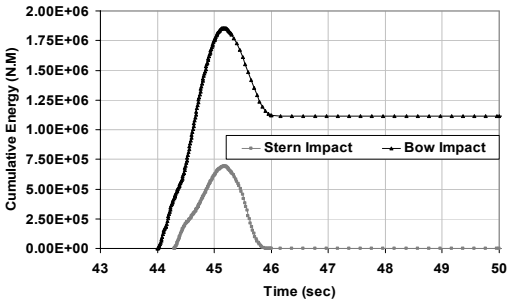
شکل ۱۳- تاریخچه زمانی انرژی تجمعی جذب شده توسط فرورفتگی جداره عضو ضربه خورده برای حالت تصادم LC5

در ضربه به وتر نیز انرژی جذب شده توسط فرورفتگی جداره عضو در تصادم از پهلو بیشتر است که دلیل آن کمی خروج از مرکزیت بار ضربه وارده از قسمت پهلوی کشتی نسبت به عقبه آن بوده، لذا انرژی جنبشی بیشتری در ضربه از پهلوی کشتی وارد می‌شود.

شکل‌های (۱۴) و (۱۵) نیز تاریخچه زمانی انرژی تجمعی جذب شده توسط فرورفتگی بدنه کشتی را نشان می‌دهند. علت اختلاف در منحنی‌ها، به‌ترتیب مانند توضیحات شکل‌های (۱۲) و (۱۳) است.

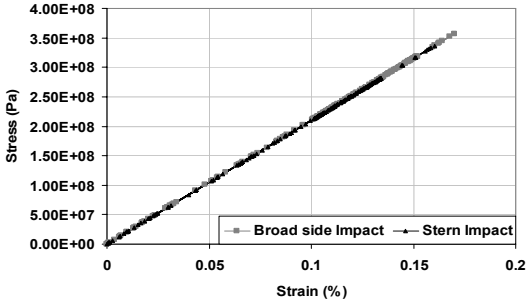


شکل ۱۴- تاریخچه زمانی انرژی تجمعی جذب شده توسط فرورفتگی بدنه کشتی برای حالت تصادم LC1



شکل ۱۵- تاریخچه زمانی انرژی تجمعی جذب شده توسط فرورفتگی بدنه کشتی برای حالت تصادم LC5

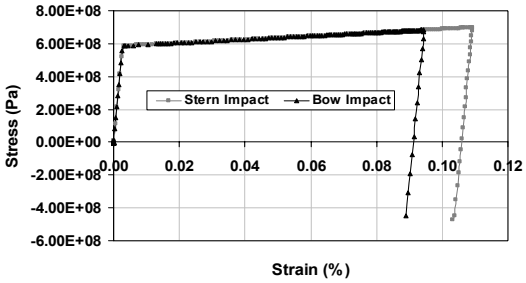
شکل‌های (۱۶) و (۱۷) منحنی‌های تنش- کرنش حداکثر را در وتر و مهار ضربه‌خورده در طی ضربه اولیه نشان می‌دهند. چنانچه از شکل (۱۶) مشخص است، در ضربه به وتر در هر دو سناریوی تصادم، کلیه المان‌های وتر ضربه خورده در محدوده الاستیک باقی می‌مانند. شکل (۱۷) نشان می‌دهد که در سناریوی تصادم عقبه میزان کرنش حداکثر در مهار ضربه خورده به ۱۰,۹ درصد می‌رسد، در حالی که کرنش گسیختگی مصالح وتر برابر با ۱۰ درصد است. بنابراین مهار ضربه خورده دچار گسیختگی کششی خواهد شد که این گسیختگی بعد از باربرداری نیروی تصادم و تحت بارهای محیطی اتفاق خواهد افتاد. در برخورد از سینه نیز میزان کرنش حداکثر در مهار ضربه خورده به ۹,۴ درصد خواهد رسید.



شکل ۱۶- منحنی تنش-کرنش حداکثر برای وتر ضربه خورده در طی ضربه اولیه

جدول (۲) اثرات پیش‌بارگذاری‌های محیطی را برای ضربه به وتر نشان می‌دهد. چنانچه از اعداد این جدول مشاهده می‌شود، اعمال بارگذاری‌های محیطی سبب افزایش

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]



شکل ۱۷- منحنی تنش-کرنش حداکثر برای مهار ضربه خورده در طی ضربه اولیه

۱۰,۶ درصدی تنش حداکثر در عضو ضربه‌خورده و افزایش ۱۴,۵ درصدی حداکثر تنش در سایر اعضای سکو می‌شود. در برخورد از پهلو حداکثر تنش در عضو ضربه‌خورده حدود ۱۳ درصد و حداکثر تنش در سایر اعضای سکو حدود ۶ درصد بیشتر از حالت برخورد از عقبه می‌باشد. با توجه به اینکه تنش تسلیم مصالح وتر برابر با $483\,MPa$ است، از مقایسه مقادیر موجود در جدول (۲) مشخص می‌شود که هیچیک از اعضای سکو در این حالت تصادم وارد محدوده پلاستیک نمی‌شوند.

جدول ۲- مقادیر تنش‌های حداکثر در عضو ضربه‌خورده و سایر اعضای سکو در زمان $t = 45\sec$ برای حالت تصادم LC1

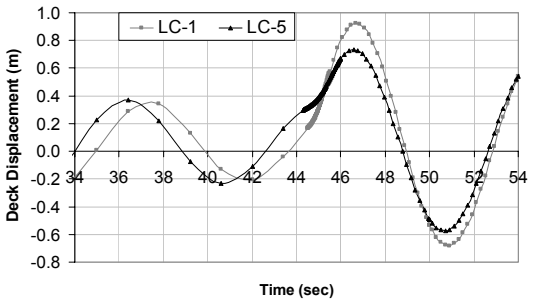
$t = 45\sec$	با اعمال بارگذاری‌های محیطی		بدون اعمال بارگذاری‌های محیطی	
سناریوی برخورد	پهلو	عقبه	پهلو	عقبه
تنش حداکثر در عضو ضربه خورده (مگاپاسکال)	۳۱۷	۲۸۱	۲۹۵	۲۵۴
تنش حداکثر در سایر اعضا (مگاپاسکال)	۲۶۳	۲۴۸	۲۶۱	۲۱۷

جدول (۳) اثرات پیش‌بارگذاری‌های محیطی را برای ضربه به وتر نشان می‌دهد.
چنانچه از اعداد این جدول مشاهده می‌شود، اعمال بارگذاری‌های محیطی سبب افزایش ۱,۱ درصدی تنش حداکثر در عضو ضربه‌خورده و افزایش ۵,۷ درصدی

جدول ۳- مقادیر تنش‌های حداکثر در عضو ضربه‌خورده و سایر اعضای سکو در زمان $t = 45\sec$ برای حالت تصادم LC5

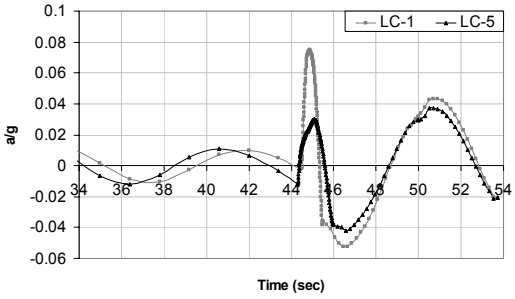
$t = 45\sec$	با اعمال بارگذاری‌های محیطی		بدون اعمال بارگذاری‌های محیطی	
سناریوی برخورد	عقبه	سینه	عقبه	سینه
تنش حداکثر در عضو ضربه خورده (مگاپاسکال)	۶۹۶	۶۸۲	۶۸۸	۶۷۵
تنش حداکثر در سایر اعضا (مگاپاسکال)	۵۸۷	۵۶۷	۵۸۵	۵۳۶

حداکثر تنش در سایر اعضای سکو می‌شود. در برخورد از عقبه کشتی حداکثر تنش در عضو ضربه‌خورده در حدود ۲ درصد و حداکثر تنش در سایر اعضای سکو در حدود ۳,۶ درصد بیشتر از سناریوی برخورد از سینه کشتی می‌باشد. از آنجا که تنش تسلیم و تنش گسیختگی کششی مصالح مهار به‌ترتیب برابر با $586MPa$ و $689MPa$ می‌باشند، طبق جدول (۳)، در ضربه از سینه کشتی، اعمال بارگذاری‌های محیطی سبب می‌شود که تنش حداکثر در مهار ضربه‌خورده وارد محدوده پلاستیک شود و در ضربه از عقبه کشتی اعمال بارگذاری‌های محیطی سبب گسیختگی کششی مهار ضربه‌خورده می‌شود.
شکل‌های (۱۸) و (۱۹) به‌ترتیب تاریخچه زمانی تغییرمکان و شتاب عرشه را در دو حالت LC1 و LC5 برای سناریوی تصادم عقبه که سناریوی مشترک بین این دو حالت ضربه است نشان می‌دهند.



شکل ۱۸- تاریخچه زمانی جابجایی عرشه سکو برای حالت تصادم LC1 و LC5 در سناریوی برخورد عقبه کشتی

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]



شکل ۱۹- تاریخچه زمانی شتاب عرشه سکو برای حالت تصادم LC1 و LC5 در سناریوی برخورد عقبه کشتی

میزان تغییرمکان عرشه در برخورد از پهلو در حالت تصادم LC1، به ۱۰۱ سانتی‌متر و شتاب آن به $0.1g$ ($g = 9.81 m/s^2$) می‌رسد.

در جدول (۴) سهم جذب انرژی توسط مکانیزم‌های مختلف در زمان $t = 45\,\text{sec}$، یعنی پس از گذشت پنج پریود موج، برای سناریوی تصادم مشترک بین LC1 و LC2 یعنی سناریوی تصادم عقبه نشان داده شده است. مقادیر جدول (۴) برحسب درصد می‌باشند. پارامترهای موجود در این جدول به‌صورت زیر تعریف می‌شوند:

A: جذب انرژی توسط فرورفتگی جداره عضو
B: جذب انرژی توسط فرورفتگی بدنه کشتی
C: جذب انرژی توسط تغییرشکل خمشی و طولی عضو ضربه خورده
D: جذب انرژی توسط تغییرشکل و جابجایی کلی سکو
E: جذب انرژی توسط المان تماسی

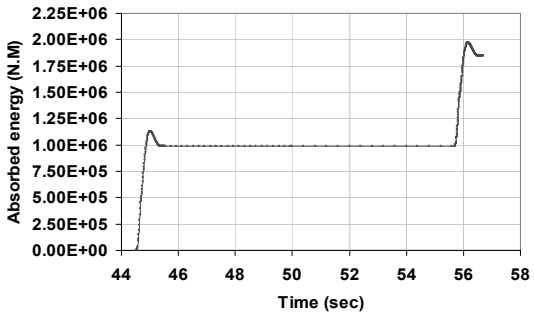
جدول ۴- سهم جذب انرژی توسط مکانیزم‌های مختلف برای حالت تصادم LC1 و LC5 در سناریوی برخود عقبه کشتی

حالت تصادم	A	B	C	D	E
LC1	9.9	53.6	3.1	33	0.4
LC5	5.2	11.3	28.3	55.1	0.1

همچنین برای حالت LC1 در برخورد عقبه کشتی به وتر، فرورفتگی دائمی جداره وتر و بدنه کشتی در مجموع حدود ۳۳,۴ درصد انرژی جنبشی اولیه تصادم را تلف می‌کنند. برای حالت LC5 در برخورد از عقبه کشتی به مهار، تغییرشکل کلی مهار مورب و فرورفتگی‌های دائمی جداره مهار در مجموع حدود ۳۳ درصد انرژی جنبشی اولیه تصادم را تلف می‌کنند.

۹-۲- تحلیل‌های تصادم اولیه و ثانویه

شکل (۲۰) تاریخچه زمانی انرژی تجمعی جذب شده توسط فرورفتگی جداره عضو مورد تصادم را طی تصادم اولیه و ثانویه نشـان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود میزان جذب انرژی در طی تصادم اولیه حدود ۱۵ درصد بیشتر از انرژی جذب شده در طی تصادم ثانویه است.

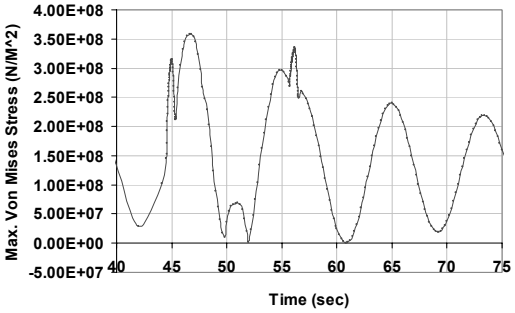


شکل ۲۰- تاریخچه زمانی انرژی تجمعی جذب شده توسط فرورفتگی جداره عضو ضربه‌خورده در طی تصادم اولیه و ثانویه کشتی

شکل (۲۱) تاریخچه زمانی تنش معادل فون‌میسز (Von Mises) را برای عضو مورد اصابت در طی تصادم اولیه وثانویه نشان می‌دهد. بر اساس شکل (۲۱) میزان افزایش تنش در طی تصادم ثانویه کمتر از تصادم اولیه می‌باشد که دو دلیل می‌تواند داشته باشد؛ اول اینکه در تصادم اولیه زمان وقوع حداکثر نیروی ضربه روی عضو مورد تصادم هم‌زمان با عبور تاج موج از روی آن است و دوم اینکه نیروی ضربه در طی تصادم ثانویه به دلیل سرعت پایین‌تر برخورد کشتی، کمتر است.

علاوه بر این، با بررسی منحنی تنش-کرنش حداکثر در عضو ضربه خورده مشخص می شود که رفتار عضو هم در برخورد اولیه و هم در برخورد ثانویه خطی بوده و کرنش‌ها در محدوده الاستیک می‌باشند.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]

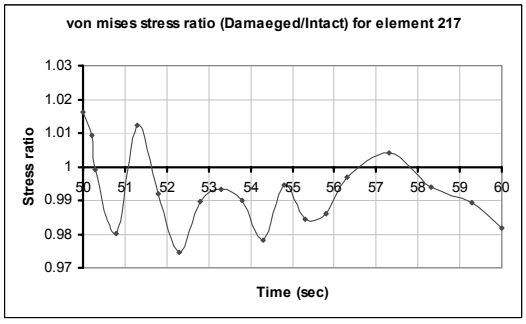


شکل ۲۱- تاریخچه زمانی تنش فون‌میسز Von Mises حداکثر برای عضو ضربه‌خورده در طی تصادم اولیه و ثانویه

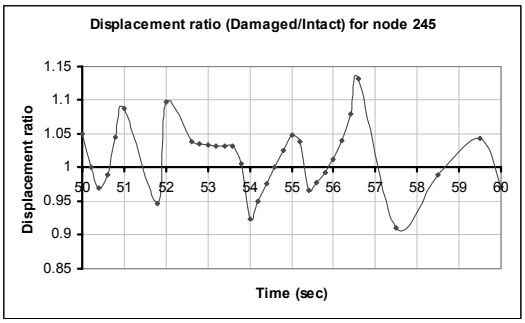
در بررسی تنش‌ها در سایر اعضای سکو مشخص می‌شود که حداکثر تنش در سایر اعضای سکو در طی تصادم اولیه و ثانویه برابر با $380MPa$ و در اثر جابجایی‌های ماکزیمم ناشی از تصادم اولیه می‌باشد. حداکثر تنش ناشی از تصادم ثانویه در سایر اعضای سکو از این مقدار کمتر بوده که مشکلی برای آنها ایجاد نمی‌کند.

۹-۳- تحلیل‌های بعد از تصادم در شرایط آسیب‌دیده

الف) آسیب‌دیدگی وتر: در انجام تحلیل‌های حین تصادم برای سکوی آسیب‌دیده از ناحیه وتر (LC1)، دو سناریوی برخورد پهلو و عقبه در نظر گرفته شده بود و نتایج نشان داد که سناریوی تصادم پهلو اثرات کلی و موضعی شدیدتری را روی سازه و عضو ضربه‌خورده وارد می‌کند. بنابراین همان‌طورکه در شکل (۱۰) دیده می‌شود برای مدل‌سازی صدمه‌دیدگی وتر، آسیب ناشی از سناریوی ضربه پهلوی کشتی در نظر گرفته شده است.
شکل‌های (۲۲) و (۲۳) به‌ترتیب نسبت تنش معادل فون‌میسز Von Mises در یک المان نمونه و نسبت تغییرمکان یک گره نمونه را در حالت سکوی آسیب‌دیده به حالت سالم نشان می‌دهند. موقعیت المان و گره مورد نظر در شکل (۱۰) نشان داده شده است.
بر اساس شکل (۲۲) المان نمونه در حالت صدمه دیده در اکثر زمان‌ها، تنش‌های کمتری را در مقایسه با حالت سالم تجربه می‌کند. شکل (۲۳) نیز نشان می‌دهد که در اکثر زمان‌ها تغییرمکان گره نمونه در حالت صدمه دیده بیشتر از حالت سالم است.

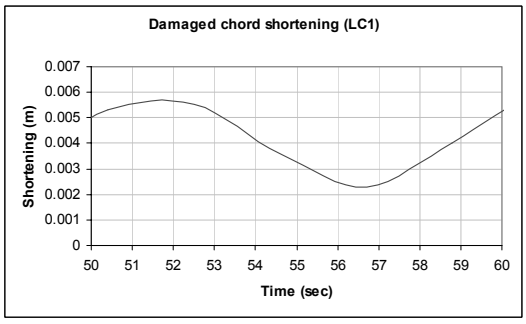


شکل ۲۲- مقایسه نسبت تنش ایجاد شده در المان۲۱۷ در حالت سکوی صدمه دیده به سالم در طی پریود ششم



شکل ۲۳- مقایسه نسبت تغییرمکان گره 245 در حالت سکوی صدمه دیده به سالم در طی پریود ششم

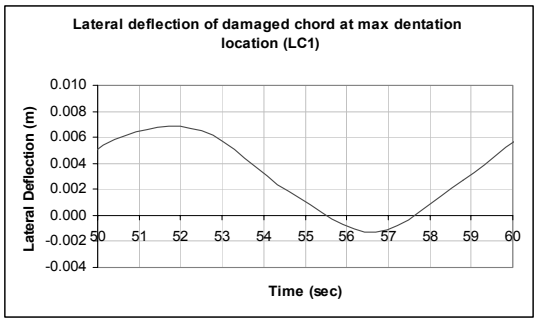
شکل‌های (۲۴) و (۲۵) به‌ترتیب میزان کوتاه‌شدگی و میزان تغییرمکان جانبی وتر ضربه‌خورده را در طی پریود ششم نشان می‌دهند. طبق شکل (۲۴) میزان کوتاه‌شدگی بسیارکوچک و در محدوده ۶ میلی‌متر است و طبق شکل (۲۵) حداکثر تغییر مکان جانبی به ۷ میلی‌متر محدود می‌شود.



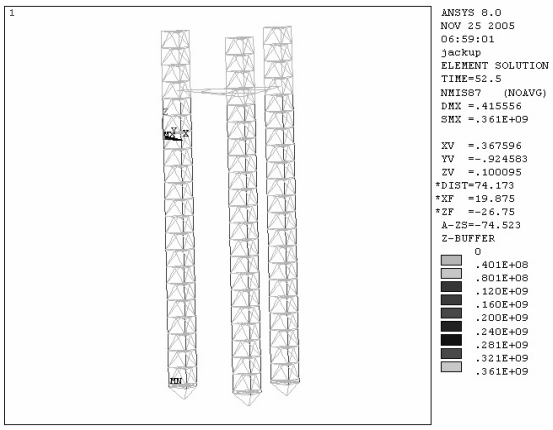
شکل ۲۴- میزان کوتاه شدگی وتر ضربه خورده در حالت صدمه دیده در طی پریود ششم

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]

در بررسی تنش معادل فون‌میسز Von Mises در طی پریود ششم مشاهده شد که بیشترین مقدار آن در زمان ۵۲,۵ ثانیه در المان مربوط به محل حداکثر فرورفتگی به میزان ۳۶۱ مگاپاسکال می‌باشد. توزیع تنش در المان‌های سکو در این زمان در شکل (۲۶) نشان داده شده است.



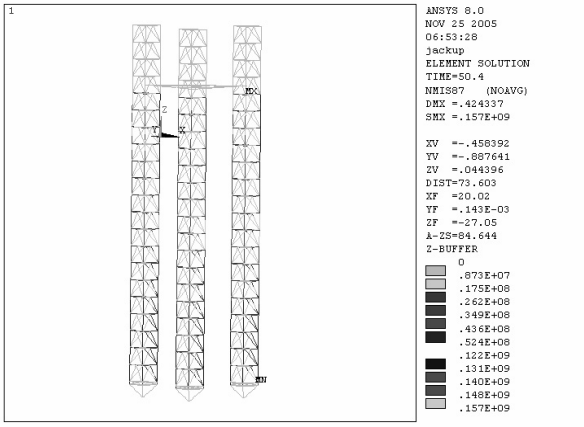
شکل ۲۵- میزان تغییرمکان جانبی وتر ضربه خورده در حالت صدمه دیده در طی پریود ششم



شکل ۲۶- میزان حداکثر تنش معادل فون‌میسز Von Mises در زمان $t = 52.5\,\text{sec}$ در حالت صدمه دیدگی وتر

ب) آسیب‌دیدگی مهار: طبق تحلیل‌های تصادم اولیه اتصالات مهارها در هر دو حالت تصادم عقبه و سینه گسیخته می‌گردند. بنابراین مدل‌سازی سکو در هر دو حالت صدمه‌دیدگی ناشی از سناریوی تصادم عقبه و سینه مشابه و شامل حذف مهار مورب می‌باشد که در شکل (۱۱) نشان داده شده است.

در بررسی تنش معادل فون‌میسز Von Mises در طی پریود ششم ملاحظه می‌شود که بیشترین مقدار آن در زمان ۵۰,۴ ثانیه، در المان زیر راهگاه پایینی عرشه در یکی از وترها، برابر با ۱۵۷ مگاپاسکال می‌باشد. منحنی توزیع تنش در المان‌های سکو در این زمان در شکل (۲۷) نشان داده شده است.



شکل ۲۷- میزان حداکثر تنش معادل فون‌میسز Von Mises در زمان $t = 50.4\,\text{sec}$ در حالت صدمه دیدگی مهار

۱۰- نتیجه‌گیری

در این تحقیق رفتار یک سکوی خود بالابر تحت اثر ضربه تصادفی کشتی طی تصادم اولیه و ثانویه مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است.

از تحلیل‌های تصادم اولیه نتایج زیر به‌دست آمد:

- در مواردی که عضو ضربه خورده یا دیگر اعضا وارد محدوده سخت‌شوندگی کرنشی نمی‌شوند، اثر بارگذاری‌های محیطی قابل‌توجه است. اعمال بارگذاری‌های محیطی در بعضی از حالت‌های ضربه سبب وارد شدن تنش‌ها به محدوده سخت شدگی کرنشی یا حتی گسیختگی عضو مورد تصادم می‌شود.
- مکانیزم اصلی جاذب انرژی در سازه سکوی خودبالابر، در برخورد کشتی به اعضای سکو، تغییر شکل کلی سکو می‌باشد. این تغییرشکل به دو صورت کرنشی و جنبشی انرژی را جذب می‌کند. در برخورد به مهارها سهم جذب انرژی کرنشی (بخصوص در اعضای پیرامونی عضو ضربه خورده) بیشتر است ولی در برخورد به وترها سهم جذب انرژی جنبشی بیشتر می‌باشد. در برخورد به مهارها تغییرشکل خمشی و

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]

طولی مهار ضربه خورده نقش مهمی در جذب انرژی دارد، بنابراین در آرایش اعضای سکو باید به‌گونه‌ای عمل نمود که با از بین رفتن یک مهار، سایر اعضای باقیمانده سکو قادر به حفظ یکپارچگی کلی سکو باشند.

- میزان تغییرمکان و شتاب عرشه در برخورد به وترها بیشتر از حالت برخورد به مهارها می‌باشد. بنابراین در ضربه به وترها اثرات کلی روی سکو بیشتر بوده و در برخورد به مهارها اثرات روی اعضای پیرامونی عضو ضربه خورده بیشتر است. تغییرمکان بالای عرشه در ضربه به وترها و مهارها، نیاز به استفاده از مصالح انعطاف‌پذیر در رایزرها (Risers) و تجهیزات حفاری را، بخصوص در نزدیکی عرشه، مشخص می‌سازد.

- از تحلیل‌های تصادم دوباره نیز نتیجه شد که سکو توانایی مقاومت در برابر نیروهای ناشی از تصادم ثانویه را داشته و دچار خرابی کلی نمی‌شود. همچنین مشاهده شد که تصادم ثانویه سبب افزایش فرورفتگی موضعی در جداره عضو مورد اصابت می‌شود. بنابراین چنانچه سازه بعد از تصادم در معرض بارهای محیطی شدیدتری قرار گیرد ممکن است مقطع فرورفته توانایی مقاومت در برابر بارهای وارده را نداشته باشد که لازم است مورد بررسی دقیق‌تر قرار گیرد.

از تحلیل‌های سکو در شرایط آسیب‌دیده پس از تصادم نیز نتایج زیر حاصل شدند:

- نتایج حاصله نشانگر تغییرمکان بیشتر گره نمونه و تنش کمتر المان نمونه در حالت سکوی صدمه‌دیده نسبت به حالت سالم می‌باشد که ناشی از کاهش سختی المان‌ها در اثر کاهش مقطع عضو ضربه‌خورده است.

- عدم وجود جهش در نمودارهای کوتاه‌شدگی یا تغییرمکان جانبی وتر آسیب‌دیده نشان دهنده این است که وتر آسیب‌دیده، کمانش نخواهد کرد.

- برای سکوهای خودبالابر، آسیب ناشی از ضربه به وتر مهم‌تر از آسیب ناشی از ضربه به مهار می‌باشد، زیرا با مقایسه منحنی‌های توزیع تنش مشخص می‌شود که مقدار تنش حداکثر در المان‌ها، در سکوی آسیب‌دیده از ناحیه وتر، بیشتر از سکوی آسیب‌دیده از ناحیه مهار است.

- سکوی مورد مطالعه پس از آسیب‌دیدگی ناشی از برخورد کشتی، توانایی مقاومت در برابر بارهای محیطی با دوره بازگشت یک‌ساله را دارا بوده و هیچ‌یک از اعضای آن وارد محدوده پلاستیک نمی‌شود.

۱۱- مراجع

1-Ellinas, C.P., Mechanics of Ship/Jack-up Collision, J. Construct. Steel Research, V.33, 1995, pp. 283-305.

2-Pettersen, E., Johnsen, K.R., New Nonlinear Methods for Estimation of Collision Resistance of Mobile Offshore Units, Offshore Technology Conference, OTC 4135, 1981, pp. 172-186.

3-Gjerde, P., Parsons, S.J., Igbenabor, S.C., Assessment of Jack-up Boat Impact Analysis Methodology, J. Marine Structures, V.12, 1999, pp. 371-401.

4-Skallerad, B., Amdhal, J., Nonlinear Analysis of Offshore Structures, RSP, 2002.

5-Nataraja, R., Pemsing, K.R., Impact Energy Due to Supply Vessel Collision: Case Studies, Integrity of Offshore Structure~3, 1988, pp. 441-463.

6-Petersen, M.J., Pedersen, P.T., Collisions between Ships and Offshore Platforms, Offshore Technology Conference, OTC 4134, 1981, pp. 163-171.

7-Donegan, E.M., Brown-Earl, J., Appraisal of Accidental Impact Loadings on Steel Piled North Sea Structures, Offshore Technology Conference, OTC 4193, 1982, pp. 321-328.

8-Ueda, Y., Murakava, H., Xiang, D., Classification of Dynamic Response of a Tubular Beam Under Collision, Proc. 8th Int. Conf. on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vol. 2, 1989, pp. 645-652.

9-Smith, C.S., Assessment of Damage in Offshore Steel Platform, Proc. Int. Conf. on Marine Safety, 1983, Paper 15.

10-Ellinas, C.P., Walker, A.C., Damage on Offshore Tubular Bracing Members, Proc. IABSE Colloquium on Ship Collision with Bridge and Offshore Structures, Copenhagen, 1983, pp. 253-261.

11-Yong Bai, Pedersen, P.T., Elastic-Plastic Behavior of Offshore Steel Structures Under

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]

Impact Loads, Int. J. Impact Eng, V.13, No.1, 1993, pp. 99-115.
12-Ronalds, B.F., Hardcastle, Vessel Impact Design for Steel Jackets, Offshore Technology Conference, OTC 6384, 1990, pp. 339-350.
13-API RP 2A-WSD, Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms-Working Stress Design, 20th Edition, 1993.
14-The Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME), Guidelines for Site Specific Assessment of Mobile Jack up Units, Technical & Research Bulletin 5-5A, 2002.
15-ANSYS User's Manual Rel 8.0, 2003.
16-Ellinas, C.P., Ultimate Strength of Damaged Tubular Bracing Members, J. Structural Division, V.110, No.2. 1984, pp. 254-259.
17-Ricles, J.M., Lamport, W.B., Gillum, T.E., Residual Strength of Damaged Offshore Steel Tubular Bracing, Offshore Technology Conference, OTC 6938, 1992. pp. 585-594.
18-Allen, J.D., Marshal, J., The Effect of Ship Impact on the Load Carrying Capacity of Steel Tubes, Offshore Technology Report, OTH 90 317, HMSO, London, 1992.
19-Pacheco, L.A., Durkin, S., Denting and Collapse of Tubular Members - A Numerical and Experimental Study, Int. J. Mech. Sci., V.30, No.5, 1988, pp. 317-331.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-04]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1388.5.9.1.9]