



## اثر ارتعاشات و پینینگ بر عمر شناور کاتاماران با استفاده از روش تعامل سازه-سیال یک طرفه

محمد رضا نجفی<sup>۱\*</sup> و محمد جواد یارمحمدی جلالی فراهانی<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup> دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه جامع امام حسین، تهران، ایران

<sup>۲</sup> دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۰۱/۱۲؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۰/۰۶/۰۶؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۹/۲۳

### چکیده

بررسی بارهای وارد بر سازه شناور، از بدو طراحی انواع شناور، امری بسیار ضروری و مفید است. در دریاهای موج بدنه شناور به صورت ناگهانی از آب بیرون آمده و سپس با ضربه‌های شدید مجدداً به آب وارد می‌شود. در این نوع بارها که به عنوان ضربه اسلیمینگ شناخته می‌شود، سازه شناور بارهای ضربه‌ای با مقدار اوج فشار بالا را تحمل می‌نماید که می‌تواند موجب افزایش سطح تسلیم و همچنین ارتعاشات با دامنه بالا در سازه شناور شود که به این نوع ارتعاشات گذرا، ارتعاشات و پینینگ گفته می‌شود. هدف این مقاله بررسی بارهای وارده بر شناور، ارتعاشات ناشی از این بارها از قبیل ارتعاشات و پینینگ و همچنین تخمین عمر در شناورهای تندروی کاتاماران است. در این مقاله با استفاده از روش‌های المان محدود سه‌بعدی، بارهای هیدرودینامیکی و ضربه‌ای وارده بر شناور به دست می‌آیند. سپس با استفاده از روش کوپل یک‌طرفه سیال-جامد، آثار ضربه امواج به شناور دوبنده کاتاماران و همچنین ارتعاشات ناشی از آن مورد بررسی قرار خواهد گرفت. در ادامه با استفاده از روش تخمین عمر تجمعی مایلر-پالمگرن و روش سیکل شماری بارش باران، تاثیر این نوع ارتعاشات روی شکست و تخریب سازه شناور مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که ارتعاشات و پینینگ تاثیر بسزایی در طول عمر خستگی شناور دارد.

**کلمات کلیدی:** ارتعاشات؛ و پینینگ؛ کاتاماران؛ تخمین عمر؛ کوپل یک‌طرفه سیال-جامد.

## Assesing Whipping Vibration on Damage Floating Life of Catamaran Using one Way FSI Method

M.R. Najafi<sup>1\*</sup>, M.J. Yarmohammadi<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Ph.D., Mech. Eng., Imam Hosein Univ, Tehran, Iran.

<sup>2</sup> Ph.D., Mech. Eng., Shahid Beheshti Univ., Tehran, Iran.

### Abstract

The knowledge of loads on the floating structure is necessary from the beginning of the design procedure. One of the most important loads which applied to the floating structure is the impact loads due to the rapid collision of the ship with the water surface. This type of load, known as slamming load, can increase the yield level as well as high-amplitude vibrations in the floating structure, which are also known as whipping vibrations. The purpose of this paper is to investigate slamming loads and whipping vibrations in catamarans. In this paper, using three-dimensional finite element methods, hydrodynamic loads and impacts on the vessel are investigated. Then, using the one-way fluid-structure interaction method, the effects of wave shock on the catamaran double-hull float and the resulting vibrations will be investigated. Then, using the Miner-Palmgren cumulative life estimation method and the rainfall count cycle method, the effect of this type of vibration on the failure and destruction of the floating structure is investigated. The results show that Whipping vibrations have a significant effect on the life of floating fatigue

**Keywords:** Vibration; Whipping, Catamaran; Life Estimation; Fluid-Structure One-Way Interaction.

\* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۰۲۱۷۴۱۸۹۳۱۴

آدرس پست الکترونیک: najafi.m@ihu.ac.ir

## ۱- مقدمه

ارتقاء پایداری و افزایش طول عمر شناورها از مسائلی است که همواره مورد توجه صنایع و محققان بوده است. استفاده از کشتی‌ها با اندازه و سرعت‌های بالا به دلیل افزایش حمل و نقل دریایی روند رو به رشدی در دهه‌های اخیر داشته است [۱]. بار اعمالی ناشی از ارتعاشات جلوی شناور از لحاظ تاثیرات سازه‌ای بسیار حائز اهمیت است [۲]. با سقوط سینه بر آب، بارهای کوبشی گذرا بر سینه اعمال شده و این امر سبب ایجاد ارتعاشات سازه‌ی شناور می‌شود [۳-۵]. در شناورهای بزرگ به دلیل بزرگ‌تر شدن بدنه، امکان وقوع بارهای ضربه‌ای ناشی از برخورد شناور با موج و یا سطح آب بیشتر شده است. این نوع بارهای ضربه‌ای که بار اسلمینگ<sup>۱</sup> نامیده می‌شود، منجر به کاهش عمر خستگی شناورها می‌شوند [۶]. این نوع بارها در شناور باعث ارتعاشات قابل توجه در شاه‌تیر و بدنه شناور می‌گردد که به آن ارتعاش حاصل از ضربه موج یا ویپینگ<sup>۲</sup> می‌گویند که دارای فرکانس بالا است [۷]. نوع دیگری از ارتعاشات که بر شناور وارد می‌شود، ارتعاشات ارتجاعی است [۸]. این نوع ارتعاشات نیز به دلیل حرکت شناور روی موج است که موجب ایجاد نوسانات فرکانس پایین در سازه شناور می‌شود [۹]. برای مثال کشتی MSC Napoli در نزدیکی اتاقک موتور خود، و به خاطر بار حدی به وجود آمده توسط ارتعاشات ویپینگ، گسیختگی سازه‌ای را تجربه نمود [۱۰]. از آن پس، بررسی ارتعاشات ویپینگ و تاثیر آن روی عمر خستگی شناورها اهمیت ویژه‌ای پیدا نمود [۱۱-۱۴]. مطالعه روش‌های شناسایی ارتعاشات در شناورها می‌تواند به درک عمیق‌تری از تفهیم آثار بارهای حاصله از ضربه موج، کمک بسزایی نماید [۱۵]. به همین دلیل مدل‌سازی اثرات ضربه آب و پاسخ ویپینگ شناورها به همراه ترکیب آماری آن‌ها با بارهای وارده از طرف موج، در ارزیابی عمر خستگی شناورها جنبه اساسی دارد [۱۶]. در بسیاری از روش‌های عددی ارائه شده و به منظور بررسی بارهای اسلمینگ و ارتعاشات ناشی از آن از مدل گوه<sup>۳</sup> استفاده می‌شود. از این‌رو، پیرو و مکی با بکارگیری

مدل گوه، نیرو و فشار اسلمینگ وارده بر بدنه شناور را با استفاده از روش‌های تخمینی وانگر و فون کارمن محاسبه و سپس با یکدیگر مقایسه نمودند [۱۷]. از طرف دیگر، ایشان با استفاده از روش‌های شبیه‌سازی، نیروهای تجربی اندازه‌گیری شده در آزمایشگاه که توسط توپیتنس و همکاران [۱۸] ارائه شده بود را برآورد نمودند و نشان دادند که توافق مناسبی در نتایج عددی وجود دارد. تاسین و همکاران [۱۹-۲۰] با تجمیع حل مسئله دوبعدی و انتگرال‌گیری آن روی سطح شناور، یک بدنه سه‌بعدی با شکل متغیر را در واحد زمان، مورد مطالعه قرار دادند. هر یک از این مسائل دوبعدی با استفاده از روش لاگونوویچ اصلاح شده در مرحله ورود و مدل فون-کارمن در مرحله خروج از آب مورد بررسی قرار گرفت. این مدل ترکیبی فون-کارمن-لاگونوویچ برای لحظه ورود و خروج از آب مدل گوه توسط پیرو و مکی [۲۱] مورد مطالعه قرار گرفت.

یکی از اهداف عمده در تحلیل بارهای وارده بر شناور، بررسی عمر خستگی سازه شناور است. آندرسن و همکاران [۲۲] میزان خستگی تجمیعی شناور را با استفاده از آنالیز طیفی<sup>۴</sup> اندازه‌گیری مقیاس کامل تنش در یک کشتی بزرگ کانتینربر TEU ۹۴۰۰، طی چند ماه عملکرد بر روی دریا تخمین زدند. وانگ و همکاران [۲۳] پاسخ ارتجاع کشتی‌های بزرگ را با استفاده از تئوری‌های هیدروالاستیک<sup>۵</sup> سه‌بعدی و آزمایش‌های مدل، پیش‌بینی کردند. آن‌ها نشان دادند که خستگی سازه ناشی از بارهای وارده از موج‌های ترکیبی در مقایسه با بارهای ناشی از حرکت صلب بدنه در موج‌ها با دوره نوسانات کوچک، بیشتر است. کو و همکاران [۲۴] نیز تحلیل خستگی یک کشتی کانتینربر TEU ۱۸۰۰۰ را با استفاده از یک روش طیفی و با در نظر گرفتن اثر ارتعاشات ارتجاعی انجام دادند. آن‌ها نتیجه گرفتند که خستگی ناشی از اثر ارتجاع بین ۲۴ تا ۶۴ درصد از خستگی در کل هنگام تحلیل آسیب خستگی بوده است. در سال‌های اخیر، استفاده از قدرت و توانایی محاسباتی رایانه پیشرفته و روش المان محدود در محاسبه سیالات رشد بسزایی یافته است. از این‌رو سیف و همکاران [۲۵] با استفاده روش‌های المان محدود به

<sup>۱</sup> Slamming<sup>۲</sup> Whipping<sup>۳</sup> Wedge Model<sup>۴</sup> Spectral Analysis<sup>۵</sup> Hydroelastic Theory

شناور کاتاماران مورد بررسی قرار خواهد گرفت. در نهایت با استفاده از تنش‌های به‌دست آمده و همچنین روش‌های تخمین عمر تجمیعی، از روش ماینر-پالمگرن عمر خستگی شناور در شرایط عملکردی از قبل تعریف شده بدست می‌آید. با بکارگیری روش ارائه شده در این مقاله می‌توان بدون نیاز به آزمایشات هزینه‌بر به محاسبه عمر خستگی شناورهای کاتاماران پرداخت که در صنعت این نوع شناورها امری بسیار مهم و کاربردی است.

## ۲- مدل‌سازی دینامیکی شناور

حرکات صلب شناور در دریانوردی شامل سه حرکت انتقالی (در جهات محورهای مختصاتی) و سه حرکت چرخشی (حول هر سه محور مختصاتی) است. رفتار دینامیکی شناور در موج را می‌توان به دو زیر مسئله تقسیم کرد؛ اول هنگامی که یک مکانیزم فرضی از نوسان نمودن شناور جلوگیری می‌کند و موج به سازه شناور برخورد می‌نماید. در این حالت بارهای هیدرودینامیکی، بارهای تحریک نامیده می‌شوند (شامل بارهای فرود-کریلوف<sup>۳</sup> و همچنین بارها و گشتاورهای پراش<sup>۴</sup> شناور) و در حالت دوم هنگامی که سازه توسط مکانیزم خاصی با فرکانس موج به صورت صلب نوسان نماید، موجب وارد شدن بارهای فشار از سیال به سازه می‌شود. این بارهای هیدرودینامیکی به عنوان بارهای جرم اضافه، میرایی و سختی هیدرواستاتیک شناخته می‌شود [۲۹].

## ۲-۱- رفتار دینامیکی شناور در موج

در حالت کلی معادله حرکت شناور در ۶ درجه آزادی را می‌توان به صورت رابطه (۱) نوشت [۲۹]:

$$\sum_{k=1}^6 \Delta_{jk} \ddot{\eta}_k(t) = F_{Gj} + F_{Hj} + F_k \quad (1)$$

$$j = 1, \dots, 6$$

که در این رابطه  $\Delta_{jk}$  اجزاء ماتریس تعمیم یافته اینرسی شناور،  $F_{Gj}$  جزو گرانشی نیرو و  $F_{Hj}$  نیروهای فرود-کریلوف و پراش وارد شده بر بدنه شناور است.  $F_k = \sum_{j=1}^6 F_{kj}$  نیز نیروهای ناشی از جرم و میرایی اضافه است که در حالت کلی

بررسی شتاب اسلمینگ برای فرم دماغه‌های مختلف پرداختند. شمسی [۲۶] نیز با استفاده از روش کوپل سیال-سازه یک طرفه و با وارد کردن شتاب اسلمینگ بر مرکز ثقل شناور برای حالت مختلف زاویه مرگ<sup>۱</sup> شناور و بارگذاری‌های مختلف، توزیع فشار روی بدنه را بدست آوردند. با این حال ایشان به تاثیرات این فشار روی رفتار خستگی شناور هیچگونه اشاره‌ای نکردند. زارعی و محمدی [۲۷] نیز با استفاده از روش شبه استاتیک و با بکارگیری روش المان محدود به بررسی تاثیر اسلمینگ بر روی یک شناور کاتاماران با بدنه کامپوزیت پرداخت. تمامی تحلیل‌های ارائه شده فقط به بررسی بار اسلمینگ پرداختند و تاثیر رفتارهایی مانند فنریت و یا غیره صرف‌نظر نموده‌اند. شناورهای کاتاماران<sup>۲</sup> به تازگی مورد توجه صنایع قرار گرفته‌اند که از دو بدنه جدا از هم تشکیل شده‌اند که توسط یک بدنه میانی به یکدیگر متصل می‌شوند. یکی از مزایای مهم طراحی شناورهای کاتاماران، ایجاد قابلیت حرکت در آب‌های بسیار کم عمق است [۲۸].

با بررسی تحقیقات صورت گرفته، در اکثر پژوهش‌ها، تخمین عمر خستگی شناور، با استفاده از بکارگیری روش‌های عملی و آزمایشگاهی است که نیازمند هزینه و تجهیزات فراوان است و در برخی دیگر از پژوهش‌ها از مدل‌های اولیه برای تخمین بارهای وارده بر شناور استفاده است. به منظور رفع این نواقص و بدست آوردن اثر ارتعاشات ویپینگ، با بکارگیری روش‌های المان محدود و تحلیل‌های سیالاتی مدل واقعی شناور و همچنین تحلیل تعامل سازه-سیال یک طرفه به بررسی و تحلیل عمر خستگی یک شناور تندروری کاتاماران پرداخته شده است که بسیار مورد نیاز صنعت است. ابتدا با استفاده از روش‌های تئوری، نیروهای وارده بر شناور از طرف سیال شناخته می‌شود. سپس با استفاده از روش‌های المان محدود، نیروهای وارده بر شناور اعم از نیروهای ناشی از حرکت شناور روی موج و همچنین نیروهای وارده به دلیل برخورد سازه شناور به سیال بدست می‌آید. در ادامه با استفاده از روش تعامل سازه-سیال، تنش‌های وارده بر سازه

<sup>3</sup> Frude-Krylov

<sup>4</sup> Diffraction

<sup>1</sup> Deadrise

<sup>2</sup> Cataamaran

### ۲-۲- تحلیل در حوزه فرکانس

یکی از روش‌های تحلیل رفتار هیدرودینامیک شناورها، تحلیل در حوزه فرکانس است. در زمینه طراحی شناورها، اصولاً از عملگر پاسخ دامنه (RAO)<sup>۲</sup> برای تعیین رفتار احتمالی شناور هنگام عملکرد در امواج دریا استفاده می‌شود. RAO معمولاً برای تمامی درجات آزادی حرکت شناور و برای تمامی موج‌ها محاسبه می‌شود. می‌توان حرکت شناور در موج را به صورت معادله دینامیکی مرتبه دوم زیر در نظر گرفت [۳۱-۳۲]:

$$[M + A_\omega]\ddot{x} + B_\omega\dot{x} + Cx = F \quad (10)$$

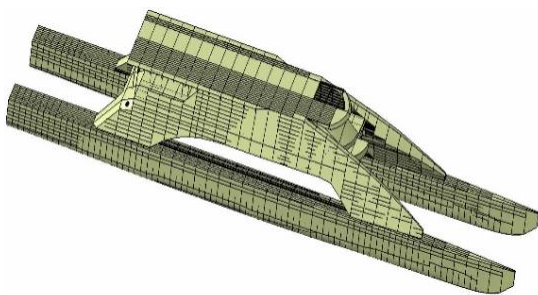
که در رابطه فوق  $M$  اینرسی شناور،  $A_\omega$  جرم اضافه شناور،  $B_\omega$  میرایی شناور،  $C$  فنریت هیدرواستاتیکی شناور و  $F$  مجموعه نیروهای پراش و فرود-کریلوف وارده بر شناور است. می‌توان فرض نمود که نیروی وارده بر شناور تابعی از موج با تابع حرکت  $\delta = \delta_a e^{i\omega t}$  است، لذا پاسخ معادله فوق را می‌توان به صورت  $x = a e^{i\omega t}$  بیان نمود و همچنین [۳۱]:

$$RAO = \frac{a}{\delta_a} = \frac{F_0}{C - (M + A_\omega)\omega^2 + iB_\omega\omega} \quad (11)$$

که با تخمین این مقدار می‌توان مقدار دامنه نوسانات شناور به ازای تمامی مقادیر دامنه موج را بدست آورد. با استفاده از روابط ارائه شده می‌توان حرکت خطی یک شناور در جهت های هیو و پیچ را به صورت عددی محاسبه کرد.

### ۳- تحلیل المان محدود شناور

مدل شناوری که در این پژوهش مورد بررسی قرار می‌گیرد بدنه کاتاماران است که در شکل ۱ نیز نشان داده شده است. اطلاعات این بدنه در جدول ۱ بیان شده است.



شکل ۱- مدل شناور کاتاماران

دارای ۳۶ مقدار متناظر با هر درجه آزادی و در جهت تمامی درجات آزادی است. مطابق رابطه ارائه شده توسط جنسن و با فرض حرکت شناور تنها در دو جهت انتقالی هیو و دورانی پیچ، معادله حرکت در امواج معمولی با دامنه  $a$  برابرست با [۳۰]:

$$2 \frac{kd}{\omega^2} \ddot{w} + \frac{A^2}{kB\alpha^3 \omega} \dot{w} + w = aF \cos(\omega_e t) \quad (2)$$

$$2 \frac{kd}{\omega^2} \ddot{\theta} + \frac{A^2}{kB\alpha^3 \omega} \dot{\theta} + \theta = aG \sin(\omega_e t) \quad (3)$$

در روابط فوق  $w$  حرکت هیو شناور،  $\theta$  حرکت پیچ شناور،  $k$  عدد موج شناور و متناظر با تعداد موج در یک متر،  $\omega$  فرکانس موج برحسب  $B$ ،  $\text{rad/s}$  پهنای شناور،  $d$  آبخور شناور و  $\omega_e$  که فرکانس برخورد شناور با موج است برابر است با:

$$\omega_e = \omega - kV \cos\beta \quad (4)$$

در این روابط نیز  $V$  سرعت پیش‌روندگی شناور و  $\beta$  زاویه حرکت شناور با راستای موج است. در روابط ۲ و ۳ متغیر بی‌بعد  $A$  مبین میرایی مقطعی هیدرودینامیکی سازه شناور است که با استفاده از رابطه (۵) بدست می‌آید:

$$A = 2 \sin(0.5kB\alpha^2) \exp(-k d \alpha^2) \quad (5)$$

و توابع نیرویی  $F$  و  $G$  نیز برابرند با

$$F = Cf \frac{2}{k_e L} \sin\left(\frac{k_e L}{2}\right) \quad (6)$$

$$G = Cf \frac{24}{(k_e L)^2 L} \left[ \sin\left(\frac{k_e L}{2}\right) - \frac{k_e L}{2} \cos\left(\frac{k_e L}{2}\right) \right] \quad (7)$$

در این روابط  $k_e = |k \cos\beta|$  عدد موج موثر،  $C = \exp(k_e d)$  ضریب تصحیح اسمیت<sup>۱</sup> و  $f$  نیز برابر است با [۳۰].

$$f = \sqrt{(1 - kd)^2 + \left(\frac{A^2}{kB\alpha^3}\right)^2} \quad (8)$$

حرکت نسبی عمودی شناور  $r$  نسبت به ارتفاع موج  $h$  را که مبین سطح تر شده توسط موج است را می‌توان به صورت رابطه (۹) بیان نمود:

$$r(x, t) = w(t) - x\theta(t) - h(x, t) \quad (9)$$

<sup>2</sup> Response Amplitude Operator

<sup>1</sup> Smith Correction Factor

LANCZOS مقادیر فرکانس‌های طبیعی خشک و تر شناور در جدول ۲ و شکل ۲ نشان داده شده است. به دلیل تقارن موجود در بدنه می‌توان در شبیه‌سازی‌های صورت گرفته از مدل نیم بدنه استفاده نمود و در صفحه تقارن قید تقارن را بکار گرفت. همان‌طور که در جدول ۲ نشان داده شده است، فرکانس‌های تر شناور کمتر از فرکانس‌های خشک شناور است که مبین تاثیر بسزای جرم اضافه هیدرودینامیکی است؛ همچنین در تحلیل مودهای تر شناور نیز دو فرکانس صلب نمایان می‌شود که این فرکانس‌ها در جهت عمودی برابر با ۰/۰۸ هرتز و در جهت پیچ شناور برابر ۰/۱۸ هرتز می‌باشند.

جدول ۱- خصوصیات شناور کاتاماران

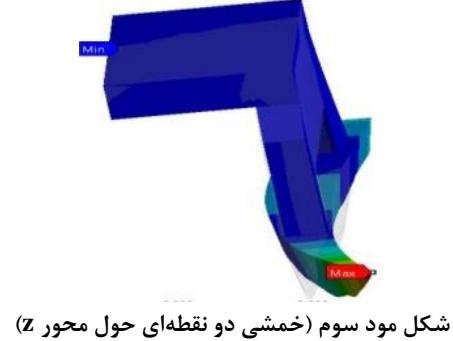
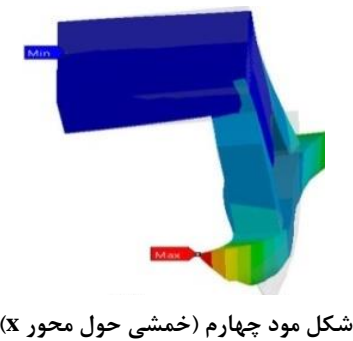
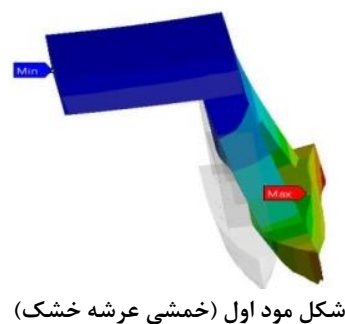
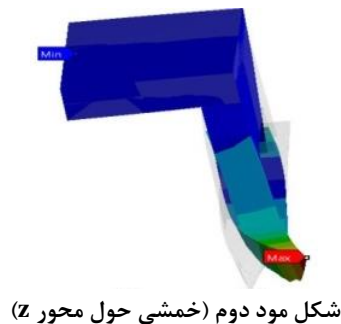
مشخصه	مقدار	واحد
طول بدنه	۷۲	M
وزن کل	۶۵	Ton
آبخور شناور	۲/۵	M
جنس تیرهای بدنه	Steel (ST۳۷)	-
جنس پانل‌های بدنه	Aluminum	-
بیشینه سرعت	۶۵	Knot

جدول ۲- مودهای خشک و تر شناور

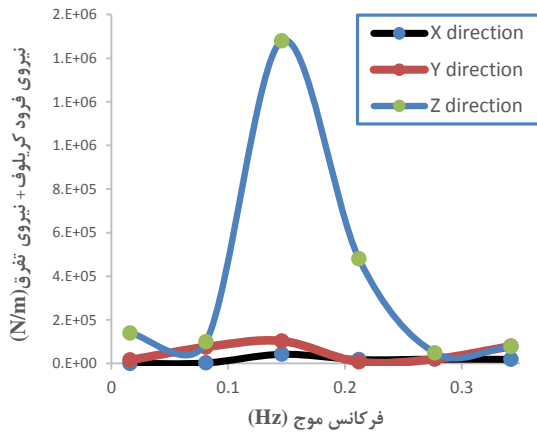
نسبت مودهای خشک/تر	مودهای تر (Hz)	مودهای خشک (Hz)
۰/۹۶۸	۴/۳۹۶۶	۴/۵۳۹۶
۰/۹۵۳	۵/۲۵۹۸	۵/۶۲۲۶
۰/۹۴۸	۷/۰۶۹۷	۷/۵۵۶۱
۰/۹۴۱	۸/۹۴۶۲	۹/۲۹۱۳

۳-۱- تحلیل مودال شناور

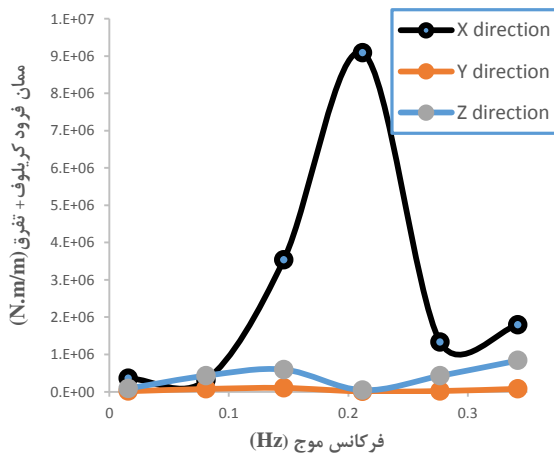
در سازه‌های شناور دو نوع فرکانس طبیعی مورد بررسی قرار می‌گیرد. فرکانس طبیعی خشک شناور که همان مودهای طبیعی شناور در حالتی که در اطراف شناور، سیال وجود نداشته باشد، و فرکانس طبیعی تر شناور با در نظر گرفتن جرم‌های اضافه و فنریت هیدرواستاتیکی ناشی از سیال محیطی شناور بدست می‌آید. با تحلیل مدل شکل ۱ در نرم‌افزار المان محدود ANSYS و با استفاده از روش



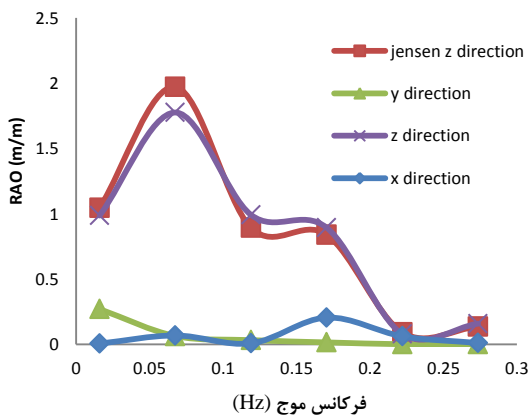
شکل ۲- شکل مودهای شناور



شکل ۳- نیروهای فرود-کریلوف به همراه نیروهای پراش نسبت به فرکانس موج در جهات مختلف



شکل ۴- ممان‌های فرود-کریلوف به همراه ممان پراش نسبت به فرکانس موج در جهات مختلف



شکل ۵- نمودارهای RAO در جهت محورهای کارترین

با بررسی شکل ۳ می‌توان دریافت که اولین شکل مود شناور، به صورت خمشی از وسط عرشه خشک است. اگر فرکانس تحریک شناور با فرکانس متناظر با این شکل مود تداخل نماید، منجر به تشدید در این شکل مود می‌شود. از فرکانس طبیعی دوم شناور نیز متناظر با شکل مود خمشی عرشه خشک حول محور  $Y$  نیز می‌توان دریافت نمود که به دلیل استحکام پایین ستون‌ها (در فرکانس متناظر) پیچش حول محور عمودی شناور (محور  $Z$ ) است. از طرفی به دلیل نزدیک بودن فرکانس‌های طبیعی اول و دوم سازه، در صورت تحریک شناور در بین این دو فرکانس هر دو شکل مود شناور فعال می‌شوند که منجر به حرکت پیچشی و خمش عرشه خشک می‌شود.

### ۳-۲- تحلیل بارهای خطی وارده بر شناور

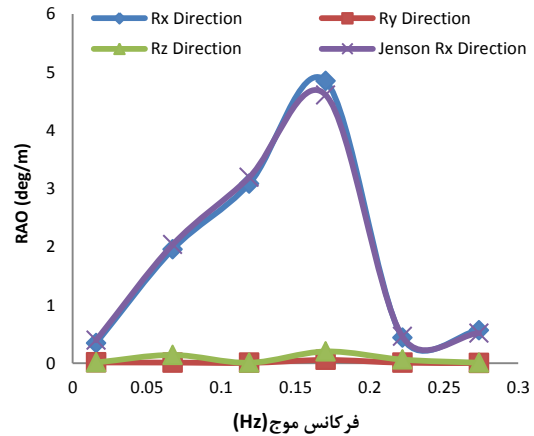
همان‌طور که در معادله ۱ نشان داده شد، نیروهای وارده بر شناور از طرف موج شامل نیروهای فرود-کریلوف، پراش و میرایی و جرم اضافه هستند. با استفاده از نرم‌افزار AQWA [۳۳] مقادیر نیروها و ممان‌های فرود-کریلوف و پراش در ۶ جهت درجه آزادی شناور در حوزه فرکانس موج محاسبه می‌شود که در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شده است. در شبیه‌سازی صورت گرفته در نرم‌افزار از ۵۳۸۷۹۶ المان سیال در اطراف شناور استفاده شد.

با استفاده از نمودارهای فوق می‌توان دریافت که نیروهای وارد شده بر شناور در صفحه جریان بسیار ناچیز است و تنها نیروهای در جهت محور  $Z$  (حرکت هیو شناور) و ممان‌های حول محور  $X$  (حرکت پیچ شناور) مقدار قابل توجهی دارند. با استفاده از شکل ۳ می‌توان دریافت، با افزایش فرکانس موج به دلیل افزایش سطح تر نیروی فرود-کریلوف افزایش پیدا می‌کند؛ زیرا همان‌طور که در رابطه ۹ نشان داده شده است، مقدار سطح تر رابطه عکس با مقدار حرکت نسبی عمودی شناور دارد؛ لذا در فرکانس  $0.16$  هرتر مقدار  $r(x, t)$  در رابطه ۹ کم‌ترین مقدار خود را دارد. در شکل‌های ۵ و ۶ مقادیر RAO برای شناور کاتاماران بر اساس فرکانس‌های موج مختلف نشان داده شده است. به منظور مقایسه نتایج شبیه‌سازی و با حل عددی معادلات جنسن [۳۰] با استفاده از روابط (۱۱)-(۲) مقادیر RAO برای تمامی ارتفاع موج‌ها بدست می‌آید که در نمودارهای شکل ۵ و ۶ نشان داده شده است.

گام دوم در بررسی نیروهای وارده بر شناور، تحلیل در حوزه زمانی نیروهای وارده می‌باشد، این تحلیل نیز در شرایط وقوع موج با ارتفاع ۱ متر و فرکانس ۰/۰۶۷ صورت گرفته است. در شکل ۷ و شکل ۸ نیروها و ممان‌های وارده بر شناور از طرف دریا در ۹۰ ثانیه نشان داده شده است.

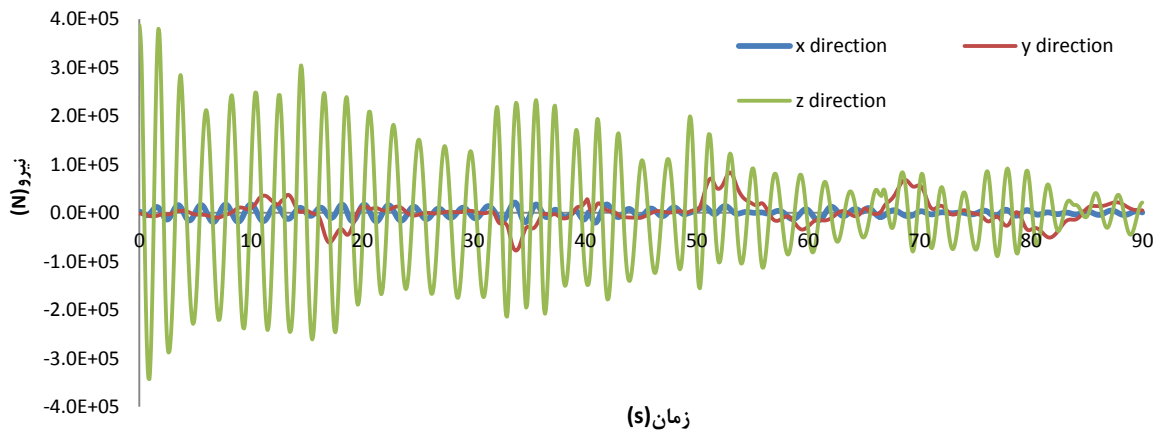
### ۳-۳- تحلیل بارهای ضربه وارده بر شناور

به‌منظور بررسی بارهای ضربه‌ای وارده بر شناور، مدل سطح مقطعی از دماغه کشتی در نظر گرفته شده است. در تحلیل، سطح مقطع شناور از ارتفاع ۱ متری ارتفاع سیال به سطح آزاد برخورد می‌نماید. زمان انجام محاسبات در نرم‌افزار،  $\tau$  ثانیه در نظر گرفته می‌شود، از این رو کانتورهای فاز سیال با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت [۳۴] بدست می‌آید. با توجه شکل ۹ در زمان  $\tau/8$  (شکل ۹-ب) نوک گوه به سطح سیال برخورد می‌نماید و در سطح سیال ایجاد فشار دینامیکی می‌نماید. سپس سطح سیال آرام آرام شروع به بالا آمدن از گوه نموده و شروع به ایجاد جت جریان در اطراف گوه می‌نماید (شکل ۹-ج) که این امر منجر به ایجاد فشار بر روی سطح می‌شود. یکی دیگر از مسائلی که در شکل ۹ می‌توان مشاهده کرد، وقوع پدیده بالشتک هوا در اسلیمینگ شناور است (شکل ۹-د). در این پدیده هنگام برخورد شناور با سطح سیال مقداری هوای بین سطح شناور و سیال محبوس می‌شود. این پدیده در زاویه‌های مرگ بدنه شناور بالا منجر به ایجاد کلویتاسیون و ایجاد حباب‌های هوا می‌شود که در نتیجه موجب افزایش فشار اسلیمینگ می‌شود.

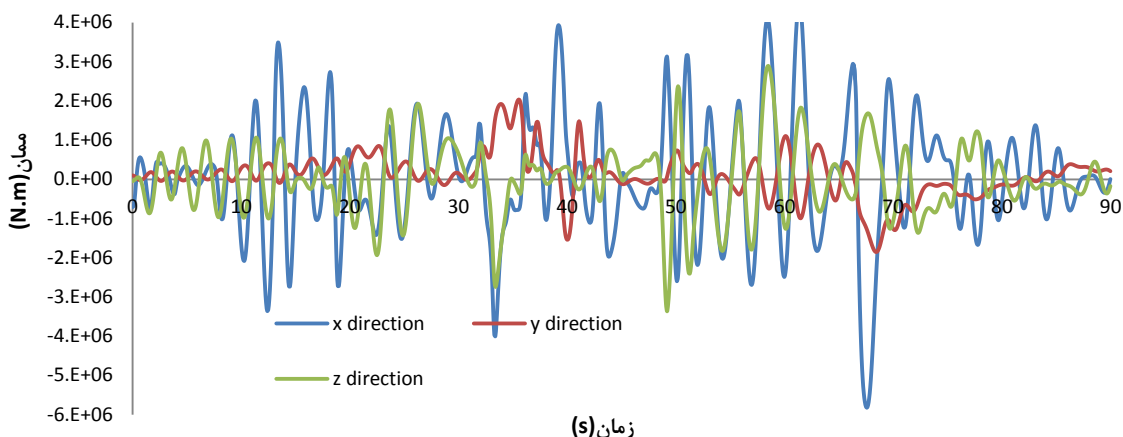


شکل ۶- نمودارهای RAO حول محورهای کارتیزین

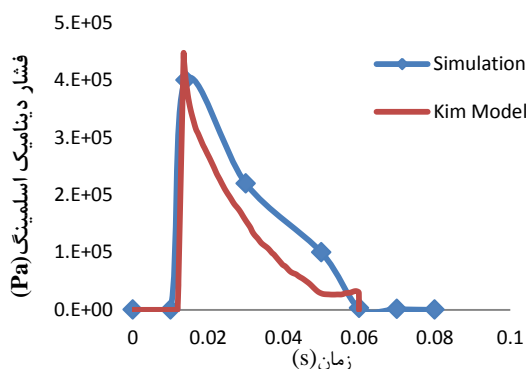
با بررسی مقدار RAO در جهت Z می‌توان دریافت که در فرکانس ۰/۰۸ در جهت Z شناور فرکانس طبیعی مود صلب صورت گرفته است که منجر به افزایش RAO در این نقطه شده است؛ همچنین با بررسی نمودارهای مقادیر RAO حول محورهای کارتیزین نیز می‌توان دریافت که در فرکانس ۰/۱۷ هرگز مقادیر RAO در جهت‌های Rx و Ry و Rz بیشینه مقدار خود را دارای است که نشان‌دهنده ایجاد رزونانس صلب شناور در این مدها است. از طرف دیگر نیز با مقایسه عددی نمودارهای عددی معادلات جنسن [۳۰] و شبیه‌سازی حرکت پیچ و هیو شناور، مشاهده می‌شود که تفاوت مقادیر بدست آمده از شبیه‌سازی المان محدود و روش جنسن در بیشترین مقدار ۱۰٪ است که این امر صحت و دقت نتایج بدست آمده در شبیه‌سازی را به اثبات می‌رساند.



شکل ۷- نیروهای وارده بر شناور

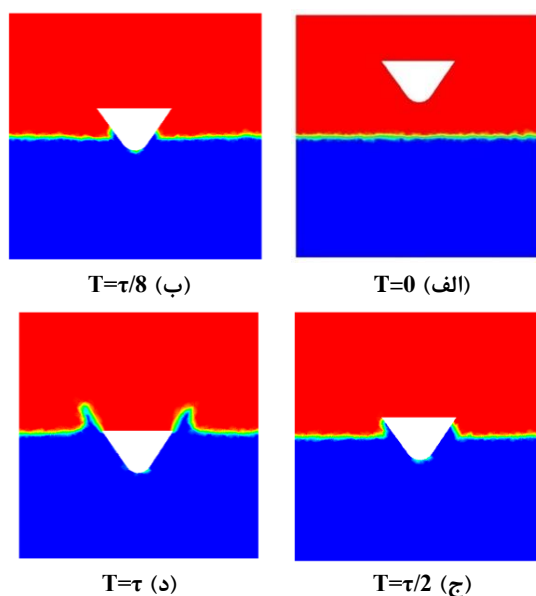


شکل ۸- ممان‌های وارده بر شناور



شکل ۱۰- تاریخچه زمانی فشار اسلمینگ وارده بر بدنه

موجود در فرایند خروج از سیال نیز به دلیل وجود بالشتک‌های هوا در روش نرم‌افزاری است که نشان می‌دهد این روش در مقایسه با روش ارائه شده در [۱۵] دارای تشابه بیشتری به واقعیت است.



شکل ۹- نیروهای وارده بر شناور

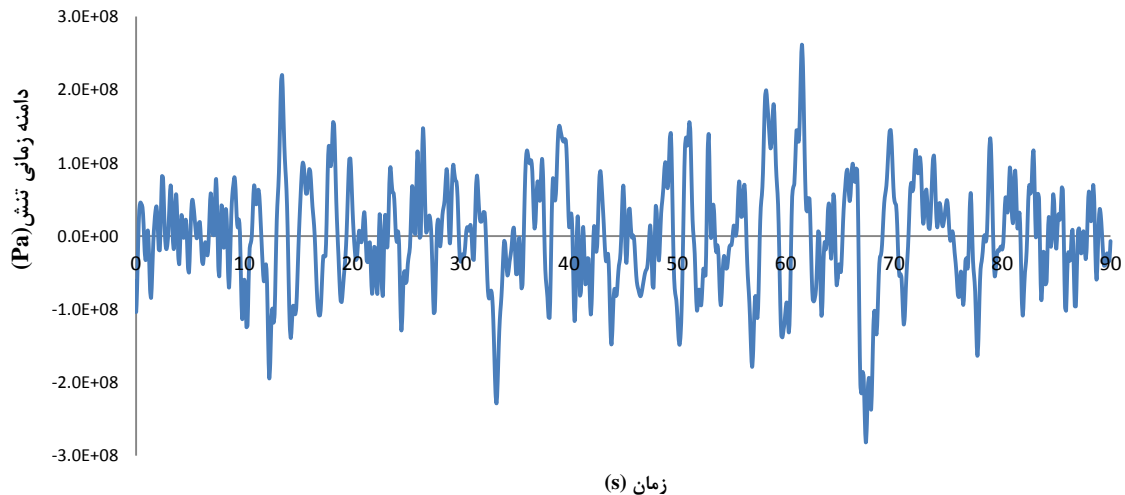
#### ۴- محاسبه تنش‌های وارده بر شناور

در تحلیل یک طرفه سیال-سازه، فرض بر این است که تغییر شکل‌های هیدروالاستیک بر بارهای وارده تاثیر بسزایی ندارند. با این فرض ابتدا نیروها و ممان‌های وارده از طرف به صورت مجزا بر روی سازه شناور وارد می‌شود. از طرف دیگر نیز فشارهای به دست آمده از تحلیل اسلمینگ نیز به سازه شناور وارد می‌شود. نمودارهای زمانی تنش در میانه تیر اصلی در دامنه زمانی ۹۰ ثانیه با فرض برخورد موج با ارتفاع ۱ متر در شکل ۱۱ و به صورت بزرگ‌نمایی شده در شکل ۱۲ نشان داده شده است. گام زمانی محاسبات ۰/۰۰۰۱ ثانیه است.

به منظور مقایسه نتایج بدست آمده با سایر پژوهش‌ها، روند زمانی فشار اسلمینگ بدست آمده با استفاده از شبیه‌سازی با محاسبات عددی فون-کارمن ارائه شده در [۱۵] در شرایط یکسان در شکل ۱۰ نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۱۰ مقدار  $\tau$  (زمان اسلمینگ) برابر با ۰/۰۶ ثانیه است که نشان دهنده ضربه‌ای بودن فشار اسلمینگ بر گوه وارد است. با مقایسه روند زمانی فشار اسلمینگ با محاسبات عددی ارائه شده در [۱۵] می‌توان دریافت اختلاف این دو روش بسیار کم است و اختلاف





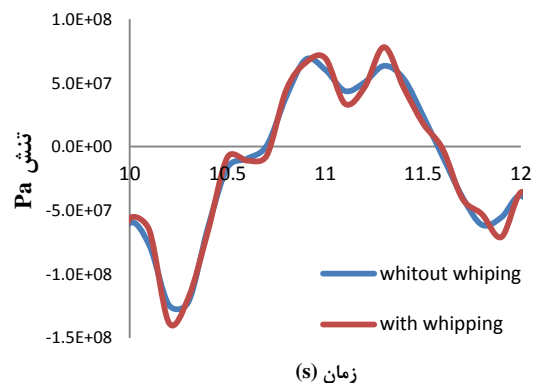
شکل ۱۱- نمودار تنش در دامنه زمانی ۹۰ ثانیه در تیر اصلی شناور

در حالت بارگذاری موج بیان شده، تحلیل فوریه نمودارهای زمانی است. در این روش نمودارهای زمانی تنش با استفاده از تبدیل فوریه از حوزه زمانی به حوزه فرکانسی تبدیل می‌شود. تحلیل فوریه نمودارهای تنش در شکل ۱۳ نشان داده شده است.

همان‌طور که از شکل ۱۳ می‌توان دریافت، در ناحیه فرکانس پایین دو نقطه اوج متناظر با فرکانس‌های ۰/۰۸ هرتز و ۰/۱۸ هرتز موجود است. این فرکانس‌ها دقیقاً برابر است با فرکانس‌ها تشدید در مود تر صلب شناور در جهت محور Z و همچنین حول تمامی محورها مختصاتی که در حرکت شناور روی موج این شکل مودها به صورت خاص نمایان شده‌اند.

از طرف دیگر تنش در تیر اصلی شناور به دلیل ممان خمشی به وجود می‌آید؛ زیرا که در شکل ۱۳ بیشترین دامنه نیز متناظر با شکل مود خمشی شناور است.

با بررسی ارتعاشات فرکانس بالا در شناور می‌توان مشاهده نمود که یک مقدار اوج نیز در فرکانس ۴/۶ هرتز رخ می‌دهد که همان ارتعاشات ویپینگ شناور است. این نقطه اوج دقیقاً متناظر با فرکانس طبیعی تر سازه شناور در جهت خمش عرشه خشک است. از طرف دیگر دلیل فعال شدن شکل مود اول سازه شناور در بار اسلمینگ، ماهیت ضربه‌ای این بار است که منجر به فعال شدن تمامی شکل‌مدهای شناور می‌شود.



شکل ۱۲- بزرگ‌نمایی شده تنش‌های وارده بر شناور

در تحلیل تنش شناور از یک مدل الاستیک شناور استفاده است که دارای ۸۷۹۵۲ الامن از نوع ۸ نقطه‌ای است. در این تحلیل‌ها، ماده اصلی تیرهای میانی شناور فولاد CK45 و پانل‌های متصل به بنده از جنس آلومینیوم در نظر گرفته شده است. همان‌طور که از شکل ۱۲ می‌توان دریافت، ارتعاشات ویپینگ در شناور منجر به بالا بردن سطح تنش در تیر اصلی شناور به مقدار ۱۱٪ تنش اولیه می‌شود. ولی به دلیل وقوع این پدیده در شناور و ارتعاشات فرکانس بالا، سیکل‌های نوسانی تنش بیشتر شده که منجر به کاهش عمر خستگی شناور می‌شود. یکی از روش‌های مهم به‌منظور بررسی نمودارهای تنش به‌دست آمده و استخراج فرکانس‌های غالب در ارتعاشات موجود در شناور

### ۵- تخمین عمر شناور

یکی از روش‌های تخمین عمر خستگی در شناور، استفاده از قانون ماینر است که به صورت زیر بیان می‌شود [۳۱].

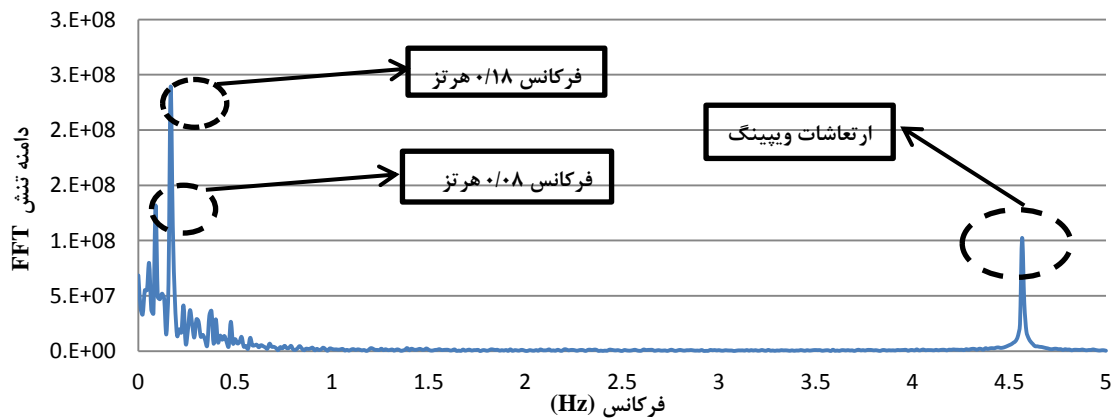
$$D = \frac{1}{a} \sum_{i=1}^k n_i (\Delta S_i)^m \quad (12)$$

که در رابطه فوق،  $a$  و  $m$  مقادیر ثابت در نمودار S-N فولاد،  $k$  تعداد بلوک‌های تنش،  $n_i$  تعداد سیکل‌های تنش در بلوک تنش  $i$ ام و  $D$  خستگی تجمیعی کل شناور است که به منظور طراحی مقدار ۱ در نظر گرفته می‌شود.

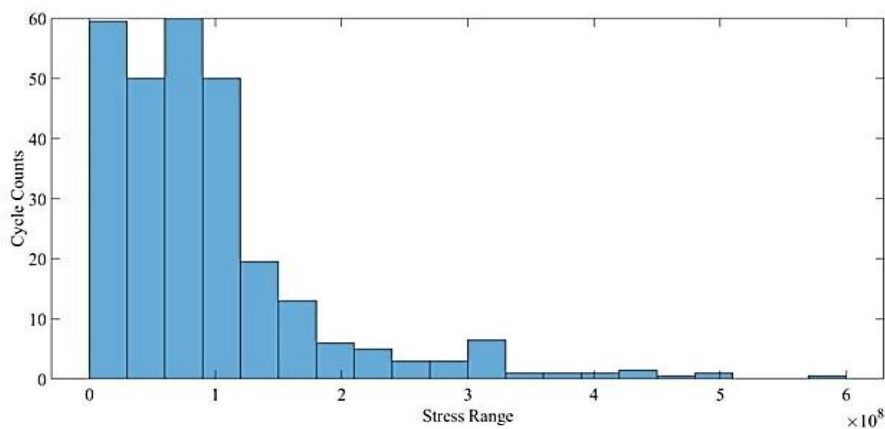
از آنجا که شناور ممکن است در طول روز شرایط مختلف دریایی را تجربه کند، به منظور بررسی عمر خستگی تجمیعی، فرض می‌شود که شناور کاتاماران در دوره سرویس‌دهی خود شرایط ارائه شده در جدول ۳ را تجربه نماید. این آمار با توجه به شرایط و محیط عملکردی شناور

می‌تواند متفاوت باشد [۱۶]. این شرایط عملکردی با استفاده از بررسی داده‌های آماری شناور در مقیاس کامل بدست می‌آید.

هر یک از شرایط عملکردی فوق، با استفاده از تحلیل سازه-سیال یک‌طرفه مورد بررسی قرار گرفته و مقادیر تاریخچه زمان تنش برای تیر اصلی شناور به دست آورده می‌شود. برای بکارگیری قانون ماینر و به منظور تخمین عمر خستگی شناور نیاز به شمارش تنش در بلوک‌های مختلف است. یکی از روش‌های شمارش سیکل‌های تنش روش شمارش جریان باران است. به منظور شمارش تعداد سیکل‌های عملکردی به کار رفته در قانون ماینر از نرم‌افزار متلب استفاده می‌شود که نتایج شمارش تعداد سیکل‌های عملکردی در حالت بارگذاری شرایط ۱ و طی ۹۰ ثانیه در شکل ۱۴ ارائه شده است.



شکل ۱۳- نمودار تبدیل فوریه تنش وارده بر سازه شناور



شکل ۱۴- سیکل شماری با استفاده از روش rainflow برای حالت بارگذاری ۱ و در ۹۰ ثانیه

جدول ۴- تخمین عمر تجمیعی برای یک روز با عملکرد دائم

شناور			
S	N	$\sigma_a$ (MPa)	
۰/۰۰۰۰۵۷۱۲	۵۷۱۲۰	30	بلوک ۱ تنش
۰/۰۰۰۰۴۸	۴۸۰۰۰	60	بلوک ۲ تنش
۰/۰۰۰۰۵۷۶	۵۷۶۰۰	90	بلوک ۳ تنش
۰/۰۰۰۰۴۸	۴۸۰۰۰	120	بلوک ۴ تنش
۰/۰۰۰۰۱۸۷۲	۱۸۷۲۰	150	بلوک ۵ تنش
۱/۳۸۶۷E <sup>-۵</sup>	۱۲۴۸۰	180	بلوک ۶ تنش
۸/۲۲۸۶E <sup>-۶</sup>	۵۷۶۰	210	بلوک ۷ تنش
۰/۰۰۰۰۰۹۶	۴۸۰۰	240	بلوک ۸ تنش
۰/۰۰۰۰۲۸۸	۲۸۸۰	270	بلوک ۹ تنش
۰/۰۰۰۰۳۶	۲۸۸۰	300	بلوک ۱۰ تنش
۰/۰۰۰۱۲۴۸	۶۲۴۰	330	بلوک ۱۱ تنش
۰/۰۰۰۰۲۴	۹۶۰	360	بلوک ۱۲ تنش
۰/۰۰۰۰۳۲	۹۶۰	390	بلوک ۱۳ تنش
۰/۰۰۰۰۴۸	۹۶۰	420	بلوک ۱۴ تنش
۰/۰۰۰۱۴۴	۱۴۴۰	450	بلوک ۱۵ تنش
۰/۰۰۰۰۵۷	۴۸۰	480	بلوک ۱۸ تنش
۰/۰۰۰۱۳۸۲۴	۴۶۰	510	بلوک ۱۷ تنش
۵/۵۰۷۵E <sup>-۵</sup>	۴۲۲	540	بلوک ۱۸ تنش
۰/۰۰۰۰۳۱	۳۱۰	570	بلوک ۱۹ تنش
۰/۰۰۰۰۴۸	۴۸۰	600	بلوک ۲۰ تنش
۰/۰۰۲۳۵۲۸۵			جمع کل

شد. در بررسی رفتار هیدرودینامیک و به منظور صحت‌سنجی نتایج بدست آمده، روش عددی و تحلیل‌های المان محدود با یکدیگر مقایسه شد و نتایج بدست آمده مبین اختلاف کم بین این دو نتایج بود. سپس بارهای ناشی از برخورد بدنه با

جدول ۳- شرایط عملکردی شناور در یک روز

شرایط	مدت زمان عملکرد در روز	فرکانس موج	ارتفاع موج
۱	٪۲۰	۰/۰۶۸۴	۱ متر
۲	٪۳۰	۰/۰۳۲	۰/۵ متر
۳	٪۳۰	۰/۰۵	۱ متر
۴	٪۲۰	۰/۰۴	۱/۲ متر

همان‌طور که از شکل ۱۴ می‌توان مشاهده نمود، ناحیه تنش به ۲۰ بلوک تنش بین صفر تا ۶۰۰ مگاپاسکال تقسیم شده است و تعداد سیکل‌های تنش در این بلوک‌ها در محور عمودی نمودار شکل ۱۷ نشان داده شده است. با استفاده از بسط شکل ۱۴ برای دوره یک روزه و همچنین بکارگیری نمودار نمودار S-N فولاد برای هر کدام از این ۲۰ بازه تنش، با استفاده از رابطه (۱۲) عمر خستگی شناور بدست می‌آید. همان‌طور که از جدول ۴ مشاهده می‌شود، می‌توان دریافت این شناور با فرض در نظر گرفتن عمر تجمیعی برابر با ۱ قادر است، به مقدار  $1/0.00235285 = 425$  روز به صورت عملیاتی فعال باشد و بیشتر از این مقدار از طول دوره نیازمند به اجرای دوره‌ای تعمیر و نگهداری برای تیر اصلی شناور است. از طرفی دیگر با حذف بلوک‌های تنش با فرکانس بالا (بلوک‌های تنش ۱۴ الی ۲۰) و محاسبه مجدد خستگی شناور، جمع کل بلوک‌های تنش برابر با  $0.002032$  می‌شود که در این عمر خستگی شناور برابر با ۴۹۲ روز می‌شود که در این صورت عمر خستگی شناور ۱۶٪ در مقایسه با حالت وجود اسلمینگ افزایش پیدا می‌کند که مبین تاثیر بسزای ارتعاشات و ویپینگ در شناور است.

### ۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله به بررسی بارهای وارده و همچنین عمر خستگی شناور سرعت بالای کاتاماران در امواج دریا پرداخته شده است. در ابتدا با استفاده از تئوری‌های علمی به بررسی انواع بارهای وارده بر شناور از قبیل بارهای متناسب با موج و همچنین بارهای ناشی از برخورد شناور با موج پرداخت شد. سپس با استفاده از تحلیل‌های المان محدود به بررسی رفتار هیدرودینامیک شناور در حالات مختلف موج و دریا پرداخته

- manufactured from composite materials using viscoelastic layers. *Ocean Eng* 159: 253-267.
- [7] Townsend P, Suárez-Bermejo JC, Sanz-Horcajo E, PazPinilla-Cea (2018) Reduction of slamming damage in the hull of high-speed crafts manufactured from composite materials using viscoelastic layers. *Ocean Eng* 159: 253-267.
- [8] Kim B, Choung J (2020) A study on prediction of whipping effect of very large container ship considering multiple sea states. *Int J Nav Archit* 12: 387-398.
- [9] Storhaug G (2007) Experimental investigation of wave induced vibrations and their effect on the fatigue loading of ships. NTNU.
- [10] Barhoumi M, Storhaug G (2014) Assessment of whipping and springing on a large container vessel. *Int J Nav Archit* 6 (2): 442-458.
- [11] Drummen I, Holtman M (2014) Benchmark study of slamming and whipping. *Ocean Eng* 86: 3-10.
- [12] Hirdaris S (2009) Hydroelasticity of ships: recent advances and future trends. *P I Mech Eng M-J Eng* 223(3): 305-330.
- [13] Storhaug G (2014) The measured contribution of whipping and springing on the fatigue and extreme loading of container vessels. *Int J Nav Archit Ocean Eng* 46: 1096-1110.
- [14] Storhaug G, Malenica S, Choi BK, Zhu S (2010) Consequence of whipping and springing on fatigue and extreme loading for a 13000TEU container vessel based on model tests. *Proc. PRADS-2010, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brazil, 1200-1209.*
- [15] Kim H, Kim Y, Yuck RH, Lee OY (2015) Comparison of slamming and whipping loads by fully coupled hydroelastic analysis and experimental measurement. *J Fluids Struct* 52: 145-152.
- [16] Henry JR (1970) Slamming of ships: A critical review of the current state of knowledge ship structure committee, Technical paper.
- [17] Piro D, Maki K (2011) Hydroelastic wedge entry and exit. *Proceedings of the 11th International Conference on FAST2011.*
- [18] Tveitnes T, Fairlie-Clark A, Varyani K (2008) An experimental investigation into the constant velocity water entry of wedge-shaped sections. *Ocean Eng* 35(14-15): 1463-1478.
- [19] Tassin A, Korobkin A, Cooker M (2012) Modelling of the oblique impact of an elongated body by 2D+ t approach. 27th Int Wkshp on Water Waves & Floating Bodies.
- [20] Tassin A, Piro D, Korobkin A, Maki K, Cooker M (2013) Two-dimensional water entry and exit of a body whose shape varies in time. *J Fluids Struct* 28: 211-231.
- سیال نیز با استفاده از نرم افزار تحلیل سیالاتی مورد بررسی قرار گرفت و مقایسه آن با پژوهش ارائه شده در [۳۰] دقت مناسب شبیه سازی های انجام شده را آشکار کرد. سپس با استفاده از نتایج بدست آمده در تحلیل های هیدرودینامیک و نیروی اسلیمینگ، تنش های وارده بر تمامی اجزاء شناور با استفاده از روش تعامل سازه-سیال یک طرفه بدست آمد.
- همچنین در تحلیل رفتار ارتعاشی شناور با استفاده از روش تبدیل فوریه، نشان داده شد که ارتعاشات ویبینگ دقیقاً در مودهای طبیعی شناور اتفاق می افتند که دلیل این امر نیز ماهیت ضربه ای بارهای اسلیمینگ است.
- در انتها نیز با استفاده از روش های تجمیع خستگی ماینر به بررسی عمر خستگی پرداخته شد. نشان داده شد که ارتعاشات ویبینگ سهم بسزایی در رفتار الاستیک شناور ایفا می کند. این ارتعاشات عمر خستگی شناور را از ۴۹۵ روز به ۴۲۵ روز می رساند که در عمل عمر شناور معادل ۱۶٪ کاهش پیدا می نماید. یکی از مزیت های مهم تحلیل های صورت گرفته عدم بکارگیری روش های عملی و در عین حال دقت بالای محاسبات است که این امر در مقایسه گام به گام تحلیل ها با روش های عملی مانند پژوهش های [۱۵] و [۳۰] نشان داده شد.

## ۶- مراجع

- [1] Okumoto Y, Takeda Y, Mano M, Okada T (2009) Design of ship hull structures: A practical guide for engineers. SSBM.
- [2] AlaviMehri J, Lavroff J, Davis MR, Holloway DS, Thomas G (2017) An experimental investigation of ride control algorithms for high-speed catamarans Part 1: Reduction of ship motions. *J Ship Res* 61(1): 35-49.
- [3] Lavroff J, Davis M, Holloway D, Thomas G (2009) The vibratory response of high-speed catamarans to slamming investigated by hydroelastic segmented model experiments. *Int J Marit Eng* 151(4): 1-13.
- [4] Thomas G, Davis M, Holloway D (2003) The whipping vibration of large high speed catamarans. *Transactions of the Royal Institution of Naval Architects Part A, Int J Marit Eng* 145: 289-304.
- [5] Thomas G (2011) Slam events of high-speed catamarans in irregular waves. *J Mar Sci Technol* 16(1): 8-21.
- [6] Townsend P, Suárez-Bermejo JC, Horcajo E, PazPinilla-Cea (2018) Reduction of slamming damage in the hull of high-speed crafts

- [۲۷] زارعی مر، محمدی م (۱۳۹۰) بررسی اسلیمینگ بر روی یک شناور کامپوزیت کاتاماران به روش المان محدود. سیزدهمین همایش صنایع دریایی.
- [۲۸] نجفی مر (۱۳۹۷) بررسی اسلیمینگ و ویپینگ در سازه شناور. پنجمین کنفرانس بین‌المللی پژوهش‌های کاربردی در مهندسی برق مکانیک مکاترونیک.
- [29] Park J (2006) Time domain simulation of hydroelastic response of ships in large amplitude waves. Phd Thesis, University Southampton.
- [30] Jensen JJ (2001) Load and global response of ships. Amsterdam Elsevier.
- [31] Najmeh M (2016) Estimation of waves and ship responses using onboard measurements. Phd Thesis, Technical University of Denmark.
- [32] Das SK, Baghfalaki M (2014) Mathematical modelling of response amplitude operator for roll motion of a floating body: Analysis in frequency domain with numerical validation. J Marine Sci Appl 13: 143-157
- [33] <https://www.aqwa.com.au/>
- [34] <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent>
- [35] Mathews, Nandakumar G (2013) Fatigue life estimation of ship structure. Int J Sci Eng Res 4(5).
- [21] Piro D, Maki KJK (2013) Hydroelastic analysis of bodies that enter and exit water. J Fluids Struct 37: 60-74.
- [22] Andersen I, Jensen JJ (2014) Measurements in a containership of wave induced hull girder stresses in excess of design values. Mar Struct 37: 54-85.
- [23] Wang S, Soares CG (2013) Slam induced loads on bow flared sections with various roll angles. Ocean Eng 67: 45-57.
- [24] Koo J, Kim B, Jang K, Suh Y, Bigot F (2012) Fatigue assessment of the 18,000TEU container vessel considering the effect of springing, 23rd Int. ISOPE.
- [۲۵] سیف م، تابش‌پور مر، سلیمانی ا، کرمی م، ملک‌محمدی ج (۱۳۹۹) بررسی فرم‌های مقاطع مختلف دماغه مرکزی در میزان بیشینه شتاب در مسئله سقوط آزاد در شناور هارث. فصلنامه دریا فنون ۶۰-۴۶: ۷(۲).
- [۲۶] شمسی ر (۱۳۸۷) بررسی استحکام طولی شناور تندرو تحت تاثیر فشار اسلیمینگ. دهمین سمپوزیوم صنایع دریایی.