



آنالیز مودال شناور با استفاده از روش FEM و بررسی تاثیر پارامترهای هندسی بر فرکانس های طبیعی شناور

مهدی بهزاد^۱، محمدسعید سیف^۲، حمید سلماسی^۳، مسعود آسایش^۴

^{۱،۲،۳} دانشگاه صنعتی شریف، دانشکده مکانیک، ایران، تهران، خیابان آزادی، کدپستی ۹۵۶۷-۱۱۳۶۵

^۴ پژوهشگاه نیرو، گروه سیستم های مکانیکی، ایران، تهران

پست الکترونیکی: m_behzad@sharif.edu

چکیده

در این مقاله آنالیز مودال یک شناور ارائه و اثر پارامترهای هندسی مختلف بر مقادیر فرکانسهای طبیعی شناور بررسی شده است. در ابتدا مبانی اساسی آنالیز مودال و معادلات جهت تعیین فرکانسهای طبیعی ارائه شده است. در ادامه روشهای عددی مختلف موجود برای تحلیل مودال بررسی گردیده است. مدلسازی شناور در دو حالت و با استفاده از المان های Beam و Shell صورت گرفته است. تاثیر ضخامت پوسته بدنه شناور، تاثیر ضخامت Bulk head ها و همچنین اثر ضخامت Deck های شناور و رابطه آنها با فرکانسهای طبیعی بررسی شده است. نتایج حاصله نشان دهنده شکل مودهای مختلف شناور برای حالات فوق و همچنین فرکانسهای طبیعی شناور در هر حالت است.

کلمات کلیدی: آنالیز مودال، فرکانس طبیعی شناور، مدلسازی شناور

۱- مقدمه

در طی دو دهه گذشته آنالیز مودال به عنوان یکی از روش های اصلی شناخت و بهبود رفتار دینامیکی سازه در بخش های مختلف صنعت بکار رفته است. آنالیز مودال پروسه تشخیص رفتار دینامیکی ذاتی یک سیستم در قالب فرکانسی های طبیعی، ضرایب میرایی و شکل مودها می باشد. با تعیین این پارامترها، امکان مدلسازی ریاضی سیستم فراهم می شود و در نتیجه تشخیص رفتار دینامیکی سیستم تحت شرایط مختلف میسر می گردد. در حالت کلی، رفتار دینامیکی سازه را می توان شامل موقعیت و فرکانس دانست که این دو پارامتر با توجه به حل معادلات دیفرانسیل سیستم مورد نظر تعیین می گردد [۱ و ۲].



یکی از اصول اساسی در آنالیز مودال، تجزیه رفتار ارتعاشی سیستم به یک "سری فوریه" که شامل موج های سینوسی است، می باشد. بطور کلی، یک سیستم دینامیکی تمایل دارد در فرکانس های معینی ارتعاش کند. این فرکانس های معین اصطلاحاً، فرکانس های طبیعی سیستم نامیده می شوند. شکل رفتار دینامیکی سیستم در فرکانس های طبیعی بیانگر مدهای طبیعی است. مدهای طبیعی همانند فرکانس های طبیعی جزء خواص ذاتی سیستم به شمار می آیند و با توجه به خواص فیزیکی (همانند جرم و سختی) و همچنین توزیع فضایی آنها می تواند تعیین گردد [۳].

برای بیان خواص فیزیکی سیستم از ماتریس های جرم، سختی و میرایی بهره گرفته می شود که هر یک بیانگر توزیع خاصیت مورد نظر در سیستم است. معمولاً آنالیز مودال یک سیستم، منجر به پیدا کردن مقادیر ویژه ماتریس می گردد که مقادیر ویژه بیانگر فرکانس های طبیعی سیستم و بردارهای ویژه متناسب با آنها نشان دهنده مدهای طبیعی سیستم است. در نتیجه گام اول برای تحلیل مودال سیستم، تعیین ماتریس های جرم و سختی و میرایی می باشد. یکی از روش های حل مودال، استفاده از روش اجزای محدود است که در آن ابتدا سیستم به اجزایی با رفتار دینامیکی خطی تجزیه می شود و سپس با نوشتن معادلات مربوط به هر جزء و حل معادلات بدست آمده، امکان پیش بینی رفتار سیستم فراهم می آید. امروزه استفاده از روش اجزای محدود به دلیل افزایش قابلیت های محاسباتی نرم افزارها، بسیار مورد توجه قرار گرفته است.

در زمینه ارتعاشات شناورها، سه نوع ارتعاش در شناورها بررسی می گردد که شامل ارتعاش بدنه یا شاهتیر شناور، ارتعاش زیرسازه های شناور، که از مهمترین آنها ارتعاش بلوکهای بدنه می باشند، و ارتعاشات محلی می باشند. بطور کلی با افزایش فرکانس های تحریک، شکل مدهای بالاتر و در نتیجه فرکانس های طبیعی متناظر آنها تحریک خواهند گشت که این مسئله در نصب تجهیزات و انتخاب محل ها با توجه به توزیع فرکانسها بسیار دارای اهمیت می باشند [۴].

در بررسی ارتعاشات کلی بدنه شناورها، مدلسازی دقیق بخش میانی و جلوی شناور با دقت بالا ضروری نمی باشد. گاهی مواقع مدلسازی کلی بدنه شناور به منظور آنالیز مقاومت بدنه نیز بکار گرفته می شود که در اینصورت لازم است تا بخش میانی شناور با دقت بالایی مدل گردد. اگر مقاومت خمشی گیریلج دک در محاسبات وارد گردد لازم است تا مقاومت خمشی عرضیها و طولیهای دک نیز در نظر گرفته شوند. غالباً این نوع محاسبات چند صدهزار درجه آزادی را در محاسبات وارد کرده و سبب می گردد تا حدود ۳۰۰ الی ۵۰۰ فرکانس طبیعی در محدوده صفر تا بیست هرتز وارد گردند [۵و۶].

۲- معادلات ارتعاشی سیستم

در آنالیز مودال، معادلات ارتعاشی سیستم به صورت مجموعه ای از معادلات دیفرانسیل بیان می گردند که این معادلات با استفاده از تبدیل لاپلاس و یا تبدیل فوریه می توانند به فرم معادلات جبری ساده گردند. در این حالت، یک دستگاه معادلات جبری حاصل می شود که با استفاده از روشهای مختلف محاسباتی، قابل حل است. در حالت کلی برای سیستم جرم - فنر در صورت عدم وجود میرایی سیستم، معادله حرکت با استفاده از قانون دوم نیوتن بصورت زیر بیان می گردد :



(۱)

$$m\ddot{x} = -Kx$$

اگر ارتعاشات جسم بصورت هارمونیک باشد در آن صورت:

(۲)

$$x = A \sin \omega_n t + B \cos \omega_n t$$

که A و B مقادیر ثابت دامنه و ω_n فرکانس طبیعی جسم است.

با جایگذاری رابطه (۲) در (۱)، رابطه ذیل بدست می آید:

(۳)

$$m\omega_n^2 - K = 0$$

با استفاده از رابطه فوق می توان مقدار فرکانس طبیعی را برای سیستم فوق محاسبه نمود. هر چند که روابط بالا برای یک سیستم یک درجه آزادی بیان گردید در حالت کلی می توان با تعیین ماتریس های جرم، [m] و سختی، [K]، فرکانس های طبیعی سیستم چند درجه آزادی را نیز بدست آورد. در این حالت معادله (۳)، به فرم ماتریسی ذیل بیان می گردد:

(۴)

$$[K]\{u\} - \omega^2 [m]\{u\} = 0$$

نتیجه معادله (۴) یک دستگاه همگن است. برای اینکه دستگاه معادلات رابطه (۴) دارای جواب غیر صفر باشد می بایست دترمینان ضرایب برابر صفر باشد یا به عبارتی دیگر:

(۵)

$$| [K] - \omega^2 [m] | = 0$$

با بسط دترمینان فوق برای یک سیستم n درجه آزادی یک چند جمله ای از درجه n حاصل می شود که ریشه های آن بیانگر فرکانس های طبیعی سیستم می باشد. می توان ثابت کرد که ریشه های چنین چند جمله ای همواره حقیقی و مثبت می باشند. در نتیجه در حالت کلی، یک سیستم n درجه آزادی دارای n فرکانس طبیعی به شکل ذیل است:

(۶)

$$\omega_1 < \omega_2 < \dots < \omega_n$$

که ω_1 فرکانس طبیعی اصلی سیستم نامیده می شود. با تعیین مقادیر ω دامنه نوسان u نیز با توجه به معادله ذیل تعیین می گردد:

(۷)

$$[K]\{u^r\} = \omega_r^2 [m]\{u^r\}$$

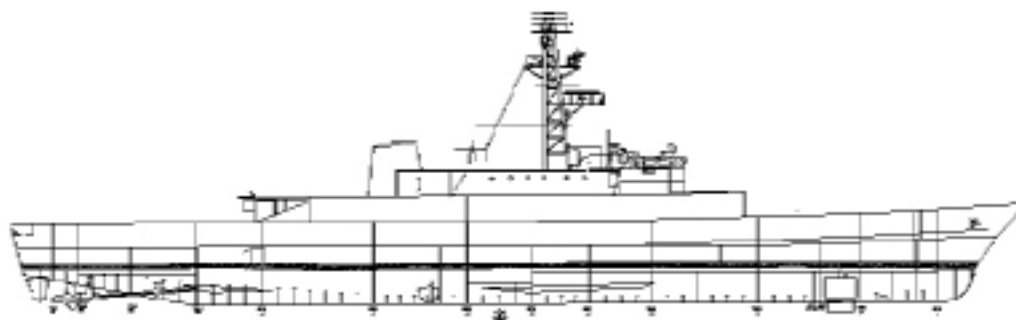
که ω_r فرکانس طبیعی r ام سیستم و بردار ویژه متناظر با آن u_r است. البته مقادیر u_r بطور صریح تعیین نمی گردند بلکه برای تعیین u_r می بایست نسبت جابجایی n-1 مختصه را نسبت به یک مختصه سنجید. از این رو برای یک فرکانس طبیعی خاص ω_r بردار ویژه u_r بدست می آید که شکل منحصر به فردی دارد ولی دامنه آن دلخواه است که اصطلاحاً شکل مود (Mode Shape) نامیده می شود. یکی از مشکلات عمده در حل



معادله مشخصه (معادله ۵) یافتن ریشه های آن می باشد. بخصوص هنگامی که تعداد درجات آزادی سیستم بیشتر از ۳ باشد در آن صورت حل معادله مشخصه به آسانی امکان پذیر نیست. در این حالت با استفاده از برنامه های کامپیوتری می توان به حل مسأله پرداخت.

۳- مدلسازی و تحلیل مودال شناور

در ادامه مدلسازی کامل یک شناور شامل بدنه اصلی، Bulk Head و دک ها با استفاده از المان های Shell و Beam صورت گرفته است. شکل (۱) نمای شماتیک شناور را نشان می دهد. برای بررسی تاثیر بخش های مختلف کشتی و همچنین بررسی اثر ضخامت پوسته بدنه، Bulkhead ها و همچنین دک های شناور، مدلسازی و آنالیز مودال در حالت های مختلف صورت گرفته است که در ادامه آمده است.



شکل ۱ - نمای شماتیک شناور (کشتی نظامی موج ۲)

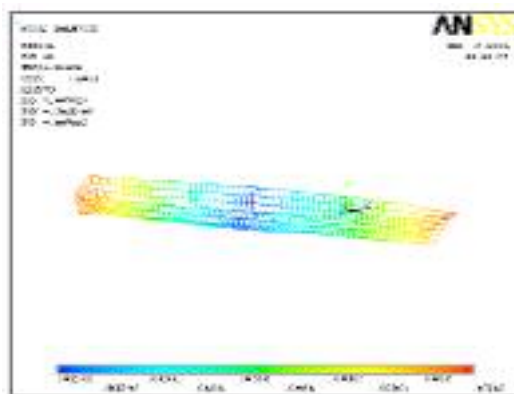
۳-۱. مدلسازی با المان Beam

در این بخش تحلیل شاهتیر بدنه یا کل بدنه ارایه شده است. در این حالت مدلسازی بدنه شناور با استفاده از المان Beam صورت گرفته است. در حالت واقعی بدنه شناور کاملاً آزاد می باشد در نتیجه در آنالیز مودال هیچ نوع قیدی به شناور اعمال نمی گردد. مقادیر فرکانس های طبیعی برای این حالت در جدول (۱) آمده است. همچنین شکل های (۲) تا (۴) نشان دهنده مدهای مختلف ارتعاشی بدنه اصلی شناور است. باید توجه نمود که شکل مدهای اول و دوم شامل مدهای جسم صلب (Rigid Body Mode) شناور است.

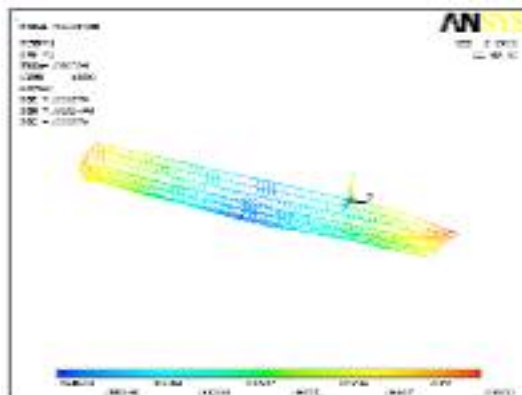
جدول ۱ - فرکانس های طبیعی بدنه شناور (مدلسازی با المان Beam)



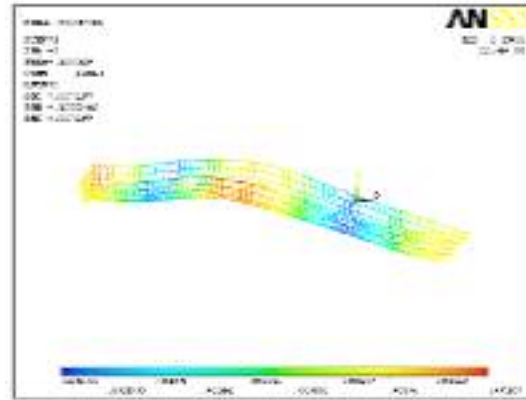
| Mode No. | Freq. (Hz) | T(s) |
|----------|------------|------|
| ۱ | ۰,۰۱۸ | ۵۵,۵ |
| ۲ | ۰,۰۴۱ | ۲۴,۴ |
| ۳ | ۰,۱۰۲ | ۹,۸ |
| ۴ | ۰,۱۱۵ | ۸,۷ |
| ۵ | ۰,۱۶۴ | ۶,۱ |



شکل ۲- فرکانس طبیعی اول بدنه شناور



شکل ۳- فرکانس طبیعی دوم بدنه شناور



شکل ۴ - فرکانس طبیعی سوم بدنه شناور

۲-۳.

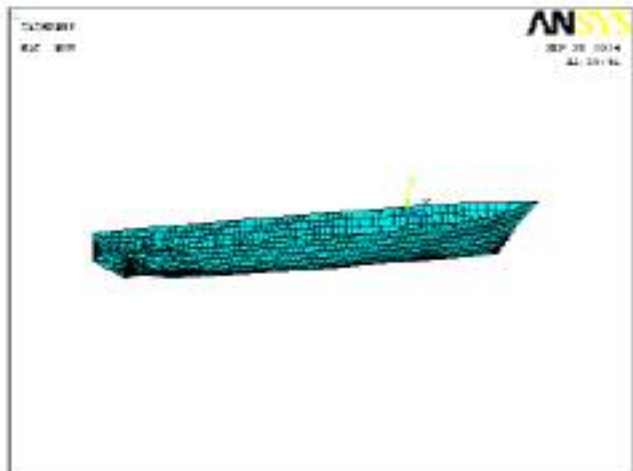
۳-۳. مدلسازی با المان Shell

در ادامه مدلسازی کامل شناور شامل بدنه اصلی، Bulk Head و دک ها با استفاده از المان Shell صورت گرفته است. برای بررسی تاثیر بخش های مختلف کشتی و همچنین بررسی اثر ضخامت پوسته بدنه، Bulkhead ها و همچنین دک های شناور، مدلسازی و آنالیز مودال در سه حالت صورت گرفته است که در ادامه آمده است.

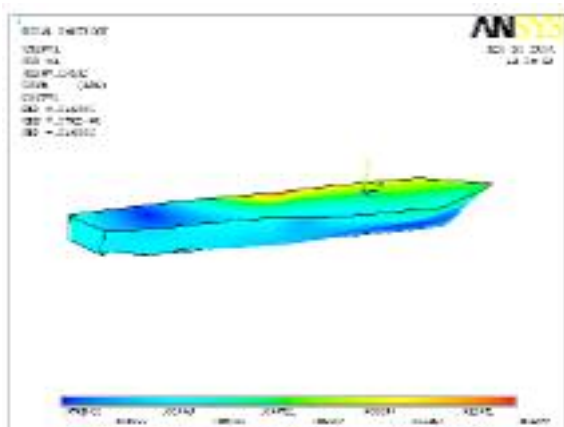
حالت اول (مدلسازی بدنه شناور): در ابتدا مدل بدنه شناور در نرم افزار Ansys ایجاد گردید. پس از تعیین خواص مواد و همچنین ویژگی های المان های مورد استفاده، عمل مش بندی مدل صورت گرفت. شکل (۵) نشان دهنده مدل بدنه شناور پس از مش بندی می باشد. شکل‌های (۶) تا (۸) نشان دهنده شکل موده‌های مربوط به بدنه شناور می باشد. همچنین جدول (۲) بیانگر فرکانسهای طبیعی بدنه شناور است.

جدول ۲ - فرکانس های طبیعی بدنه شناور (حالت اول)

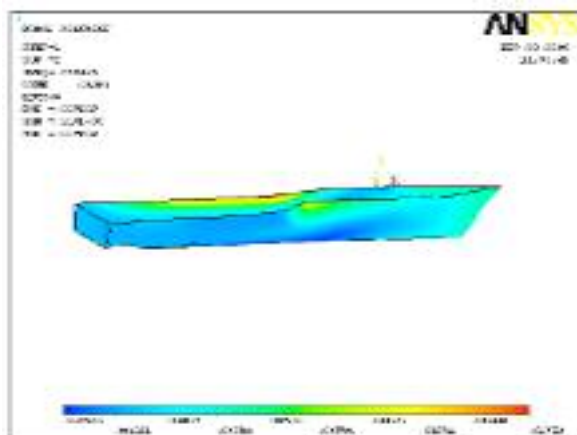
| Mode No. | Freq. (Hz) | T(s) |
|----------|------------|------|
| ۱ | ۰,۱۵۲ | ۶,۵۶ |
| ۲ | ۰,۲۵۹ | ۳,۸۶ |
| ۳ | ۰,۳۳۹ | ۲,۹۴ |
| ۴ | ۰,۴۰۷ | ۲,۴۵ |
| ۵ | ۰,۵۱۳ | ۱,۹۵ |



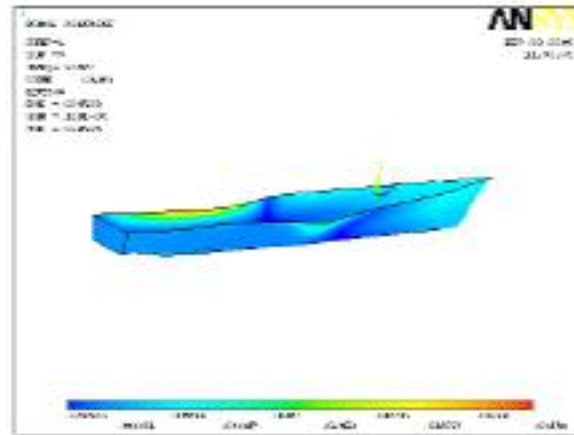
شکل ۵ - مدل بدنه شناور پس از مش بندی



شکل ۶ - مود طبیعی اول بدنه شناور

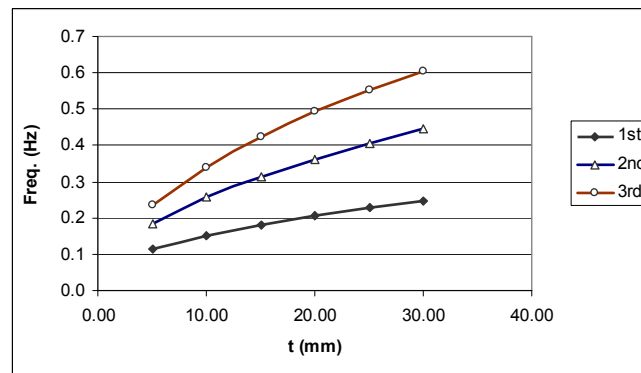


شکل ۷ - مود طبیعی دوم بدنه شناور (حالت)



شکل ۸ - مود طبیعی سوم بدنه شناور

برای بررسی بیشتر اثر ضخامت پوسته شناور بر مقدار فرکانس طبیعی، آنالیز مودال بدنه با در نظر گرفتن مقادیر مختلف ضخامت پوسته صورت گرفت. نمودار شکل (۹) بیانگر تغییرات فرکانسهای طبیعی بدنه شناور با ضخامت پوسته می باشد. با توجه به نمودار شکل (۹) مشاهده می گردد که با افزایش ضخامت پوسته بدنه، فرکانسهای طبیعی شناور نیز تقریباً به طور خطی افزایش می یابند. همچنین با افزایش ضخامت پوسته بدنه فاصله میان فرکانسهای طبیعی شناور نیز افزایش می یابد.



شکل ۹- تاثیر ضخامت پوسته بر فرکانس های طبیعی بدنه شناور

حالت دوم (مدلسازی بدنه شناور به همراه Bulkhead ها): پس از مدلسازی کامل بدنه، با توجه به نقشه های موجود، BulkHead های شناور به مدل قبلی اضافه گردید. شکل (۱۰) نشان دهنده مدل بدنه شناور به همراه BulkHead ها می باشد. پس از طی مراحل لازم جهت آنالیز، حل مودال صورت گرفت.



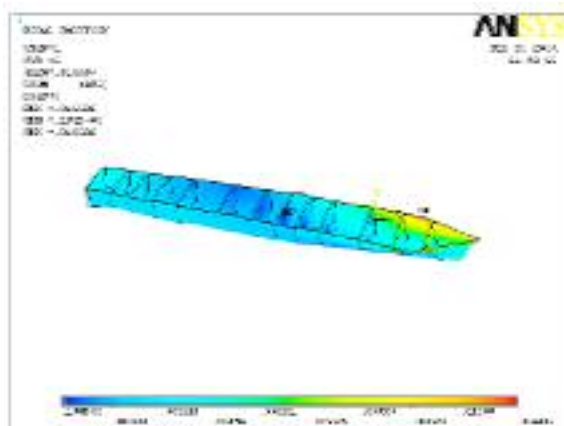
شکل‌های (۱۱) تا (۱۳) نشان دهنده شکل مودهای طبیعی مدل ایجاد شده می باشد. فرکانسهای طبیعی شناور در این حالت در جدول (۳) آمده است.

جدول ۳ - فرکانس های طبیعی شناور

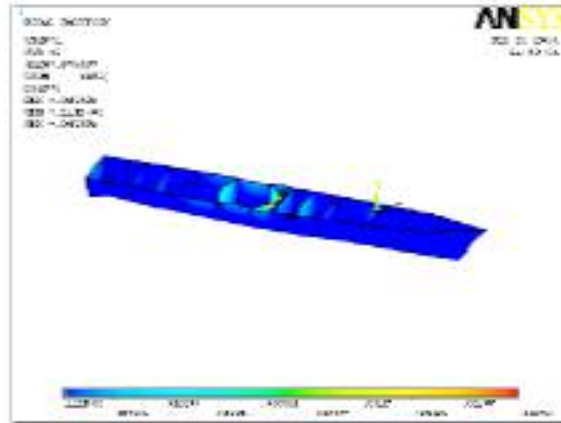
| Mode No. | Freq. (Hz) |
|----------|------------|
| ۱ | ۰,۵۱۶ |
| ۲ | ۰,۶۷۶ |
| ۳ | ۰,۶۸۹ |
| ۴ | ۰,۷۰۰ |
| ۵ | ۰,۷۱۴ |



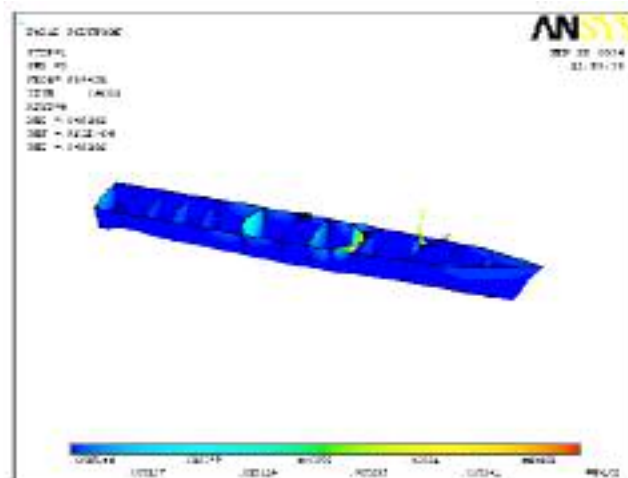
شکل ۱۰- مدل مش بندی شده شناور



شکل ۱۱- مود طبیعی اول شناور

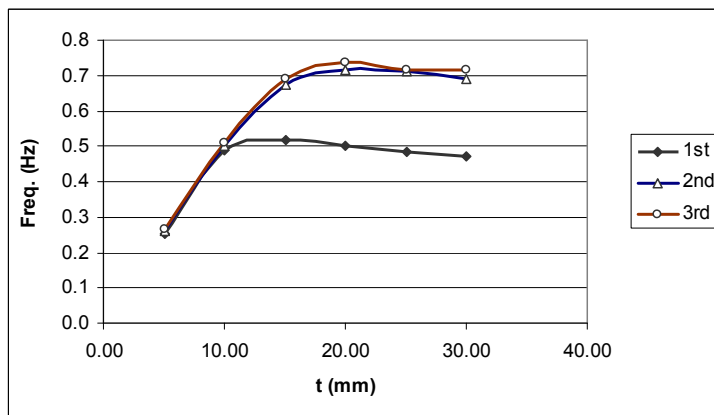


شکل ۱۲- مود طبیعی دوم شناور



شکل ۱۳- مود طبیعی سوم شناور

در ادامه اثر ضخامت Bulk Head ها بر فرکانس طبیعی بررسی شده است. نمودار شکل (۱۴) بیانگر تغییرات فرکانسهای طبیعی اول، دوم و سوم مدل برحسب ضخامت Bulk Head است. با توجه به نمودار شکل (۱۴) مشاهده می شود در حالتی که ضخامت Bulk head ها از ۱۵ mm بیشتر می گردد فرکانس طبیعی اول سازه کاهش می یابد. همین طور در مورد فرکانسهای طبیعی دوم و سوم در حالتی که ضخامت پوسته از ۲۰ mm بیشتر می گردد فرکانسهای طبیعی کاهش می یابد. دلیل این امر آن است که با افزایش ضخامت، مودهای جدید ارتعاشی در شناور پیدا می شود و فرکانس طبیعی شناور کاهش می یابد.

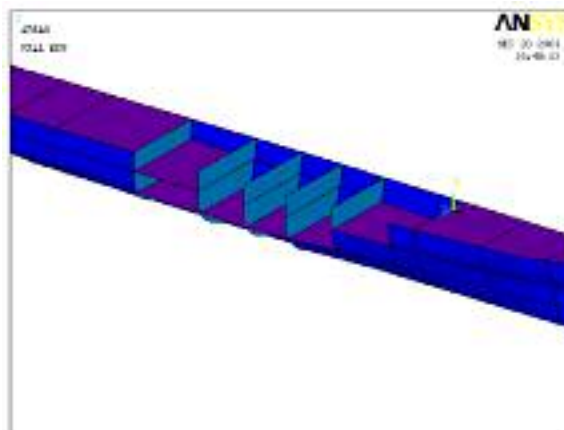


شکل ۱۴ - تاثیر ضخامت Bulkhead بر فرکانس های طبیعی بدنه شناور

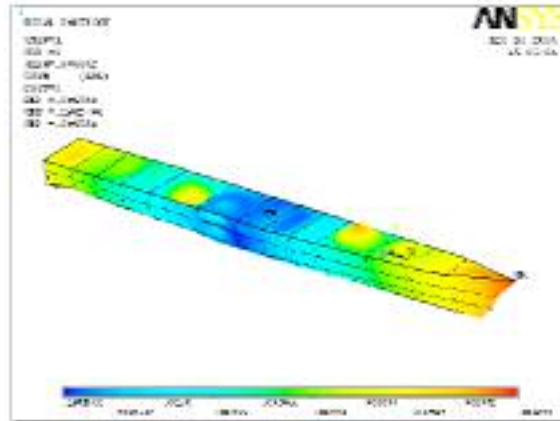
حالت سوم (مدلسازی کامل شناور): در مرحله پایانی مدل کامل شناور شامل سه دک اصلی و Bulk Head ها بررسی شده است. شکل (۱۵) نشان دهنده مدل شناور می باشد. شکل های (۱۶) تا (۱۸) نشان دهنده مدهای طبیعی شناور در این مرحله است. همچنین مقادیر فرکانسهای طبیعی در جدول (۴) آمده است.

جدول ۴ - فرکانس های طبیعی شناور (حالت سوم)

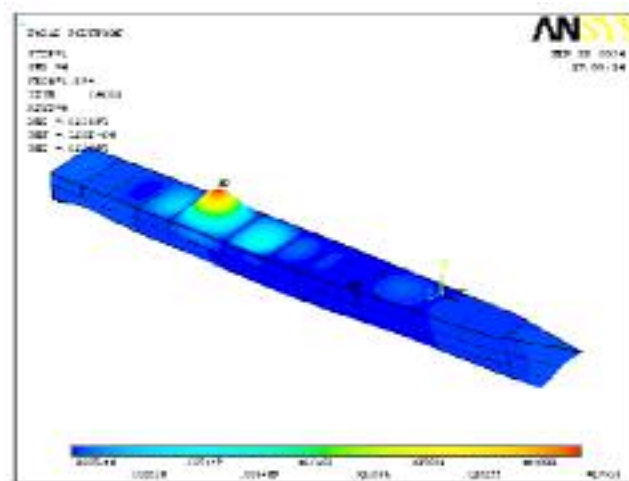
| Mode No. | Freq. (Hz) |
|----------|------------|
| ۱ | ۰,۸۷۹۳۲ |
| ۲ | ۰,۹۲۲۳۲ |
| ۳ | ۰,۹۸۸۴۵ |
| ۴ | ۱,۰۲۴۱ |
| ۵ | ۱,۱۹۱۹ |



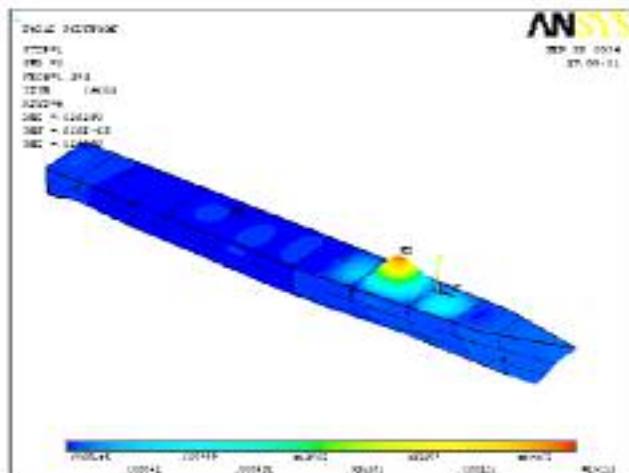
شکل ۱۵ - مدل بدنه شناور



شکل ۱۶ - مود طبیعی اول شناور

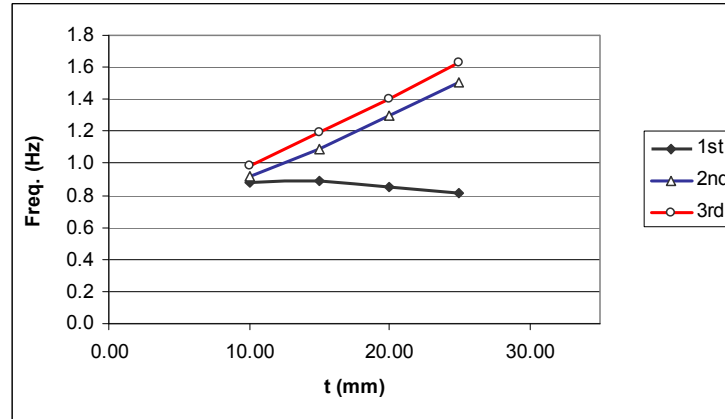


شکل ۱۷ - مود طبیعی دوم شناور



شکل ۱۸- مود طبیعی سوم شناور

در ادامه، اثر تغییر ضخامت دک های شناور بر مقادیر فرکانسهای طبیعی بررسی شده است. نمودار شکل (۱۹) نشان دهنده تغییرات مقادیر فرکانسهای طبیعی اول، دوم و سوم به ازای ضخامت های مختلف دک های شناور می باشد. با توجه به این نمودار، فرکانس طبیعی اول شناور با افزایش ضخامت Deck ها کاهش می یابد ولی فرکانسهای طبیعی دوم و سوم شناور با افزایش ضخامت، تقریباً بصورت خطی افزایش می یابند.



شکل ۱۹ - تاثیر ضخامت Deck ها بر فرکانس های طبیعی بدنه شناور

۴ - نتیجه گیری

در این مقاله، آنالیز مودال یک شناور و تاثیر پارامترهای مختلف هندسی و رابطه آنها با فرکانسهای طبیعی شناور بررسی گردید. در ابتدا معادلات پایه ای مربوط به آنالیز مودال و همچنین روش تحلیل آنها بطور مختصر بررسی شد. در ادامه نحوه مدلسازی شناور بصورت مرحله به مرحله ارائه شد. فرکانسهای طبیعی شناور و شکل مودهای مربوطه در هر حالت استخراج گردید. همچنین تاثیر ابعاد هندسی بخشهای مختلف شناور از جمله پوسته بدنه، Deck ها و Bulkhead ها بر میزان تغییرات فرکانسهای طبیعی شناور مورد بررسی قرار گرفت.

۵ - مراجع

- ۱- L.Meirovitch, "Fundamentals of Vibrations", Mc Graw Hill, ۲۰۰۱, pp ۱۱۲-۱۱۴
- ۲- S.S.Rao, "Mechanical Vibration", ۳rd Edition, Addison-Wesley Publishing Company, ۱۹۹۵.
- ۳- F.L.Stasa, "Applied finite element analysis for engineers", ۱۹۸۵, p۱۰۲.
- ۴- GL-Technology, "Ship Vibration", Hamburg, German.
- ۵- J. Jenzer, "Some vibration aspects of modern ship installations", Wartsila NSD Switzerland Ltd, ۱۹۹۷.
- ۶- Volker Beltram, "Ship Vibrations", Lecture Notes for MSN and ANO, ۲۰۰۳.