



## طراحی بهینه سازه زیر دریایی به منظور کاهش نویز انتشاری

مهدی دادخواه<sup>۱</sup>

دانشگاه صنعتی مالک اشتر- پژوهشکده زیر سطحی

Email: m\_dadkhahbat2005@yahoo.com

### چکیده

در این مقاله مبحث نویز سازه ای در دو مرحله مورد نظر است: در مرحله اول ملاحظات طراحی شاسی شامل آنالیز مودال شاسی ها به منظور دوری از پدیده تشدید، ارائه چیدمانی مناسب برای کمینه کردن نیروهای ناخواسته، اطمینان از پایداری در برابر شوک های جانبی و نحوه اتصال به پوسته از نقطه نظر انرژی کمینه انتشاری مورد توجه قرار گرفته و در مرحله بعد، فرمولبندی و طراحی ضربه گیر ها با لحاظ کردن ۶ درجه آزادی و سیستم جداسازی دو مرحله ای تحلیل و بررسی شده است.

**کلمات کلیدی:** ارتعاشات - نویز سازه ای - جاذب-شاسی



## مقدمه

کاهش نویز انتشاری از زیر دریاییها و کشتی های جنگی به لحاظ قابلیت اختفاء اهمیت فوق العاده ای دارد. در طبقه بندی کلی، نویز انتشاری از یک زیر دریایی ۴ منبع مختلف دارد:

۱- نویز ناشی از کارکرد ماشین آلاتی که روی بدنه اصلی نصب شده است.

۲- نویز پروانه که در اثر کاویتاسیون روی پره ها آن ایجاد می شود.

۳- نویز پروانه که در اثر نوسانات نیروی تراست آن به وجود می آید.

۴- نویز های هیدرودینامیکی که در اثر عبور جریان سیال از روی بدنه زیردریایی و سازه های خارجی به وجود می آید.

به دلیل وجود عیوب مکانیکی، هیدرودینامیکی، متالورژیکی و یا تکنولوژی در اثر کارکرد تجهیزات دورانی و نیز تجهیزات رفت و برگشتی، نیروهای ناخواسته ای به المانهای مختلف و در نتیجه به شاسی، فونداسیون و پوسته زیردریایی به صورت پریودیک وارد می شود. بخشی از انرژی متناظر با این نیرو به صورت لرزش درشاسی، فونداسیون و بالاخره پوسته در می آید که موجب ایجاد میدان فشار آکوستیکی در سیال (آب) می شود. طراحی بهینه ارتعاشی، کمینه کردن سطح فشار آکوستیکی است که شامل مراحل یاد شده می باشد. می توان گفت در رژیم حرکت زیر سطحی در اعماق پایین، نویز انتشاری منبع اول غالب است. به هر حال در این تحقیق، تمرکز روی عامل اول است.

## طراحی شاسی

۱- آنالیز مودال شاسی ها:

در صورتی که اولین فرکانسهای تشدید سازه ای درشاسی کمتر از سه برابر فرکانس طبیعی جاذبههای ارتعاشی باشد، عملکرد جاذبههای ارتعاشی از انعطاف پذیری شاسی تاثیر پذیرفته و نیروهای وارد به بدنه



افزایش می یابند [1]. بطور حسی می بایستی در جهت‌های مورد نظر، سختی شاسی حد اقل ۱۰ برابر جاذب باشد. شکل ۱ رفتار شاسی ایده آل و معیوب را نشان می دهد.

برای دوری شاسی از تشدید، استاندارد (740) MIL-STD پیشنهاد می کند فرکانسهای طبیعی شاسی‌ها اولاً بالاتر از ۲۵ هرتز بوده و ثانیاً بین ۶۰ الی ۱۴۰ در صد فرکانس تحریک نباشد. به این منظور در فاز طراحی مقدماتی می بایستی آنالیز مودال شاسی‌ها انجام شود. نمونه ای از تحلیل‌های انجام شده روی شاسی موتور و آلتور ناتور نصب شده روی بدنه طرح‌السابحات ۱ در شکل‌های ۲ (آنالیز تشدید) و ۳ (آنالیز هارمونیک) مشاهده می شود.

## ۲- پایداری:

قاعده کلی برای پایداری بهتر، کم بودن فاصله مرکز جرم و مرکز سختی است. مطابق شکل ۴، مرکز جرم کل سیستم می بایستی حتماً در هرمی قرارگیرد که چهار گوشه قاعده آن را نقاط اتصال تشکیل می‌دهند و ارتفاع آن نصف عرض قاعده می باشد. در این وضعیت، به شرط سختی مناسب برشی در جاذبها، پایداری خوبی برقرار است.

در شرایطی که ارتفاع شاسی به نسبت طول آن قابل مقایسه است باید محل بالاتری برای نصب جاذبها روی شاسی در نظر گرفت. یک طرح عمومی از این روش در شکل ۵ دیده می شود.

## ۳- چیدمانی تجهیزات روی شاسی و فونداسیون:

بهترین حالت نصب برای تجهیزاتی که با هم ارتباط مکانیکی دارند، مونتاژ آنها روی یک استند صلب با حداکثر دقت و نصب مجموعه روی بدنه از طریق ضربه گیر می باشد (شکل ۶) زیرا:

الف- نصب مجموعه می تواند بیرون از زیر دریایی انجام شود که این امر باعث سهولت در مونتاژ می شود و ضمناً خطای انسانی کم می شود، در نتیجه نویز و استهلاک به حد اقل می رسد.

ب- عدم هم محوری میان محرک و متحرک در این روش مونتاژ، به عنوان نیروی داخلی محسوب شده و به بدنه منتقل نمی شود.



ج- درحالتی که دو شاسی مجزا برای محرک و متحرک در نظر گرفته شده باشد، چون محرک و متحرک، دو سیستم با پارامترهای اینرسی متفاوت و تحت نیروهای متفاوت هستند، حرکت ارتعاشی کاملاً متفاوتی خواهند داشت از طرفی ارتباط آنها توسط کوپلینگ، منجر به ایجاد نیروهای ناخواسته هارمونیک و شدیدی در آنها می شود مگر اینکه کوپلینگ بسیار نرمی میان این دو سیستم مورد استفاده قرار گیرد.

#### ۴- نحوه اتصال به پوسته:

همانطور که مطرح شد، لرزش بدنه و انتقال آن به سیال بیرون عامل ایجاد نویز و آشکار سازی زیر دریایی است از طرفی تحقیقات وسیع انجام گرفته نشان می دهد، نیرو های شعاعی وارد به بدنه بخش زیادی از انرژی منتقل شده به پوسته را تشکیل می دهد. به بیان دیگر نیروهای موجود در صفحه افقی و نیز ممانهای وارد به بدنه نسبت به نیروهای شعاعی تاثیر کمی در انرژی ارتعاشی بدنه دارند. یک نتیجه منطقی که می توان گرفت این است که چیدمانی در موتورخانه حتی الامکان باید طوری باشد که نیروهای دینامیکی شعاعی صفر و یا حداقل باشند. نمونه ای از طرح بهینه در شکل ۷ دیده می شود.

### به کارگیری جاذبها

همانطور که گفته شد، تغییر شکل پوسته که در اثر نویز سازه ای (ارتعاش تجهیزات) به وجود می آید، نقش مهمی در نویز انتشاری کل وسیله دارد بنابر این کم کردن نیروی منتقل شده باعث کم شدن نویز انتشاری کل می گردد. اغلب برای مدلسازی تجهیزات قرار گرفته روی جاذبها تنها یک درجه آزادی یعنی حرکت قائم موتور را در نظر می گیرند اما شبیه سازی و تست عملی نشان می دهد که مدل یک درجه آزادی، قابلیت پیش بینی رفتار سیستم را ندارد زیرا در حالت کلی، حرکت جسم دارای ۶ مود ارتعاشی می باشد و عملاً ممکن است حرکت در یکی از ۵ درجه آزادی نادیده گرفته شده دیگر در محدوده فرکانسی مورد نظر انجام شود که در این صورت مدل دارای خطا است (پدیده Mode coupling). در برخی کتب مرجع ارتعاشات فرمولبندی محاسبه ۶ فرکانس طبیعی ارائه شده که خیلی حجیم بوده و



قابلیت برنامه نویسی کامپیوتری ندارد. لذا بهتر است فرم ماتریسی که قابل برنامه نویسی کامپیوتری است مورد استفاده قرار گیرد. در این روش شبیه معادله یک درجه آزادی معادله ای به این فرم نوشته می شود:

$$M\ddot{x} + Kx = F_0 \sin(\omega t) \quad (1)$$

با این تفاوت که  $M$  و  $K$  ماتریس و  $F_0$  بردار است.

با فرض حرکت هارمونیک و صفر قرار دادن نیروهای خارجی به مسئله مقدار ویژه زیر می رسیم :

$$(K - M\omega^2)x = 0 \quad (2)$$

از حل این مسئله به فرکانسهای طبیعی و مود شیپها خواهیم رسید .

پاسخ سیستم به ورودی هارمونیک نیز چنین است:

$$x_p = (K - M\omega^2)^{-1} F_0 \quad (3)$$

نحوه به دست آوردن معادلات حرکت در [۴] آمده است.

نتیجه حاصل از تحلیل فوق، طیف فرکانسی است که نشان دهنده تغییرات پاسخ یا نیروی وارده به فونداسیون در محدوده ای از فرکانس نیروی تحریک می باشد. با چنین تحلیل جامعی است که می توان نیروی منتقله را در هر فرکانس به دست آورد. بنا براین پروسه طراحی تا رسیدن به وضعیتی از سختی عمودی، برشی و نیز آرایش و تعداد جاذبها ادامه می یابد که به ازای آن، نیروی عمودی منتقل شده به فونداسیون مینیمم باشد.

شکل ۸ نمونه ای از طیف فرکانسی به دست آمده در این روش را نشان می دهد.

جدا سازی دو مر حله ای :

اگر جاذبها را بدون جرم در نظر بگیریم نیروی دو طرف آنها در هر وضعیتی یکسان است اما در صورتی که دارای جرم باشند، نیروی یک طرف برابر است با نیروی اینرسی به اضافه نیروی طرف دیگر؛ به عبارت دیگر در صورتی که جاذب دارای جرم باشد، نیروی اعمال شده به طرف دیگر کمتر خواهد شد. این پدیده حتی در فرکانسهای پایین هم رخ میدهد. از این خاصیت برای جذب مضاعف نیروی ارتعاشی در



سیستمهایی نظیر دیزل ژنراتور می توان استفاده کرد به این صورت که یک استند (جرم اضافی) که به همراه جاذب (فنر) به مجموعه اضافه می شود، به همراه جاذبههای اصلی نقش جدا ساز دومرحله ای را ایفا کنند (شکل ۹).

معادلات حرکت این سیستم دو درجه آزادی عبارتست از:

$$f_1 = m\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) \quad (4)$$

$$f_2 = m_1\ddot{x}_2 - k_1(x_1 - x_2) + k_2x_2 \quad (5)$$

و یا در فرم ماتریسی:

$$\begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m_1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} \quad (6)$$

فرکانسهای طبیعی این سیستم به این صورت محاسبه می شوند:

$$\det(K - M\omega^2) = 0 \quad (7)$$

از این معادله دو جواب مثبت برای  $\omega_b$  (فرکانسهای طبیعی) بدست می آید:

$$\left(\frac{\omega_b}{\omega_0}\right)^2 = Q \pm \sqrt{Q^2 - B^2} \quad (8)$$

$$Q = 0.5(B^2 + 1 + \frac{k_2}{k_1}) \quad B = \frac{\omega_1}{\omega_0} \quad (9)$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_1}} \quad \omega_0 = \frac{1}{\sqrt{m(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2})}} \quad (10)$$

که در آن  $\omega_0$  فرکانس طبیعی سیستم تک مرحله ای و  $\omega_1$  فرکانس طبیعی نوسان  $m_1$  با ثابت در نظر گرفتن  $m$  می باشد. نسبت انتقال در حالت دو مرحله ای عبارتست از:

$$\frac{1}{T} = \frac{1}{B^2} \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^4 - \left[1 + \frac{1 + k_2/k_1}{B^2}\right] \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + 1 \approx \left(\frac{\omega^2}{\omega_0\omega_1}\right)^2 \quad (11)$$



در حالی که انتقال در سیستم یک مرحله ای با توان دوم نسبت فرکانس نسبت عکس دارد، در این حالت با توان چهارم نسبت فرکانس نسبت عکس دارد. به این معنی که هر چه فرکانس تحریک بیشتر باشد، نسبت انتقال کمتری نسبت به سیستم یک مرحله ای حاصل می شود. این موضوع اندکی بعد از فرکانس طبیعی دوم سیستم دو مرحله ای اتفاق می افتد. برای نشان دادن این موضوع حالتی که در آن سختیها مساوی و  $B$  برابر با ۵ است بررسی شده است. شکل ۱۰ نسبت انتقال در فرکانسهای مختلف را نشان می دهد (توجه شود که چون منحنی به صورت لگاریتمی رسم شده است، از عدد صفر شروع و به اعداد منفی ختم می شود). برای کاربرد این موضوع، فقط اطمینان از دوری از فرکانس دوم تشدید سیستم کافی است. با این طراحی، مشروط بر این که فرکانسهای چرخشی سیستم هم کنترل شود، نسبت انتقال خیلی پایینیدر فرکانسهای میانی و بالایی حاصل خواهد شد. کاربرد فزاینده این سیستم برای جداسازی و عدم تحریک بدنه نیز از همین امر ناشی می شود.

## نتیجه

یکی از مسیرهای اصلی انتقال نویز به خارج، ارتعاش تجهیزات و پوسته و تبدیل آن به نویز آکوستیک است. در طراحی بهینه، هر کدام از المانهای این مسیر جهت رسیدن به سطح نویز مجاز بهینه می شود در طراحی شاسی آنالیز مودال شاسی ها، چیدمانی مناسب، استفاده از شاسی مشترک مورد توجه قرار می گیرد. رفتار ارتعاشی موتور جهت محاسبه نیروی منتقله و بهینه سازی جاذبهها می بایستی موجود باشد. در طراحی یا انتخاب جاذبههای ارتعاشی حتما می بایستی ۶ درجه آزادی مورد توجه قرار گیرد و معمولا بیشترین نقش را در نویز انتشاری نیروی عمودی دارد بنابر این فقط کافی است نیروی عمودی کمینه شود. جدا سازی دو مرحله ای در شبیه سازی و عمل کارایی خود را نشان داده است بنا براین برای جداسازی موتورهای دور بالا و متوسط، راه حل بسیار مناسبی است.

## مراجع

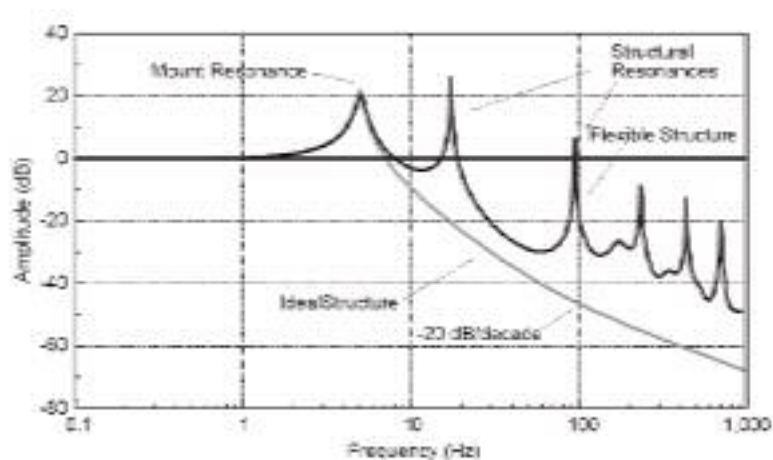
1-Cyril M . Harris “Shock and Vibration Hand book” third edition,Mc Graw-Hill , Inc,1988

2-Anderson G.S “ Noise and vibration Control Engineering”, John wiley & sons Inc,1992

3- Stefanic T “Strategic Antisubmarine warfare and naval Strategy”, Lexington books,1987

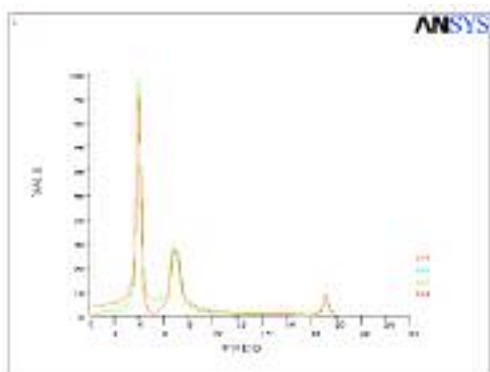
۴-دادخواه مهدی، " بهینه سازی طراحی در جدا سازی ارتعاشات بروش SQP"، مجموعه مقالات ششمین

کنفرانس مکانیک اردیبهشت ۱۳۸۵

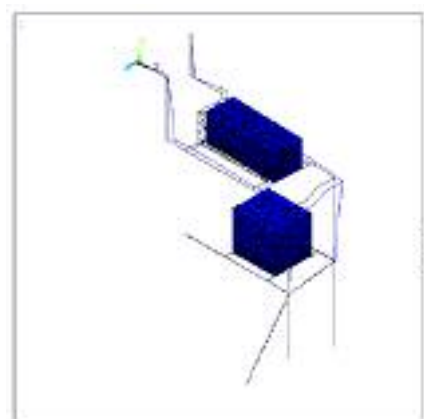


شکل ۱- رفتار سازه انعطاف پذیر در مقایسه با سازه ایده آل

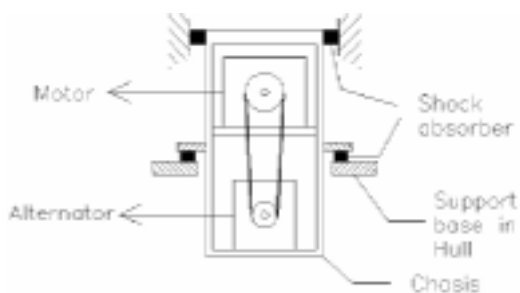




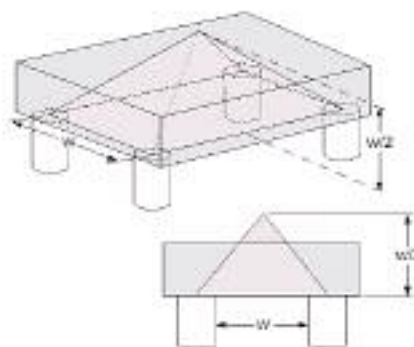
شکل ۳- آنالیز هارمونیک روی شاسی موتور و آلتر ناتور به منظور پیدا کردن خیز و نیروی وارد به بدنه در اثر نیروهای هارمونیک



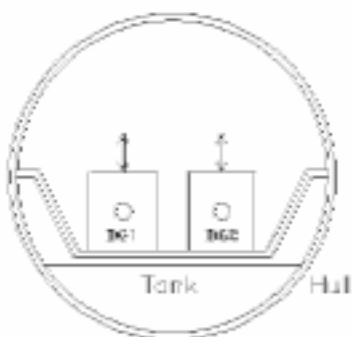
شکل ۲- آنالیز مودال روی شاسی موتور و آلتر ناتور به منظور پیدا کردن فرکانسهای طبیعی



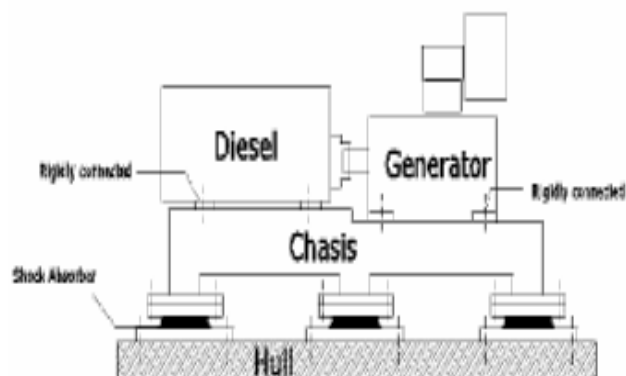
شکل ۵ - چیدمانی مناسب برای پایداری بهتر



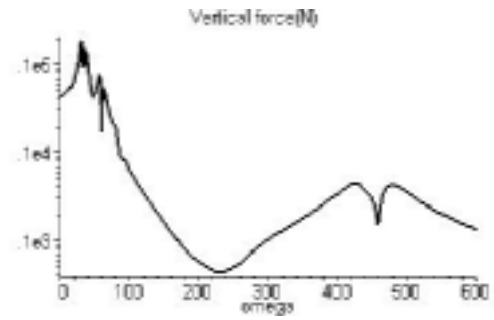
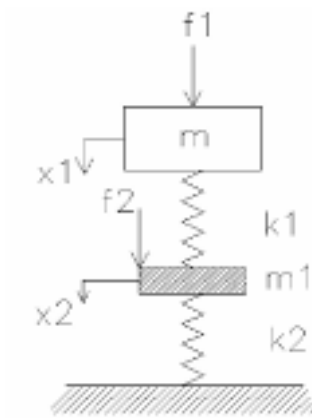
شکل ۴- محدوده فضایی قرارگرفتن مرکز جرم به منظور پایداری



شکل ۷- طرح بهینه برای چیدمانی دیزل- ژنراتور



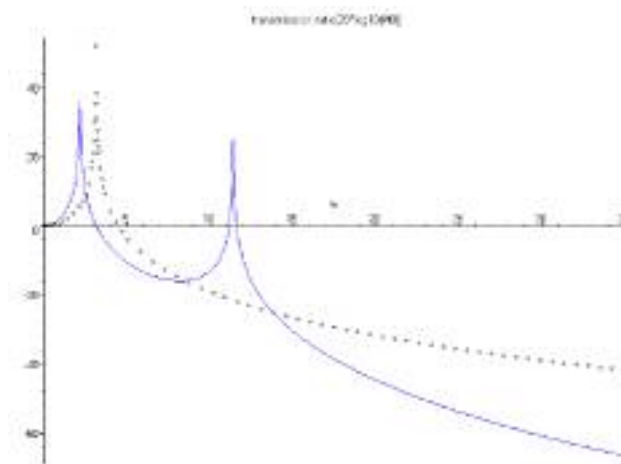
شکل ۶- چیدمان پیشنهادی برای دیزل-ژنراتور و سیستمهای مشابه



شکل ۸- طیف نیروی وارده با استفاده

از تحلیل فرکانسی

شکل ۹- مدل ساده جداسازی دو مرحله ای دو مرحله ای



شکل ۱۰- منحنی نسبت انتقال در سیستم دو مرحله ای