هشتمین همایش صنایع دریایی
۹ لغایت ۱۱ آبانماه ۱۳۸۵
استان بوشهر

طراحی بهینه سازه زیر دریایی به منظور کاهش نویز انتشاری

مهدی دادخواه[۱]

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

Archive of SID

۱-عضو هیت علمی دانشگاه صنعتی مالک اشتر

www.SID.ir

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 در یایی 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 فر کانس طبیعی جاذبهای ارتعاشی باشد، عملکرد جاذبهای ارتعاشی از انعطاف پذیری شاسی تاثیر پذیرفته و نیرو های وارد به بدنه

Archive of SID
www.SID.ir

افـزایش مـی یابنـد[1]. بطـور حـسی مـی بایـستی در جهتهـای مـورد نظـر، سـختی شاسـی حـد اقـل ۱۰ برابـر جاذب باشد. شکل ۱ رفتار شاسی ایده آل و معیوب را نشان می دهد.

بـرای دوری شاسـی از تـشدید، اسـتاندارد (740) MIL-STD پیـشنهاد مـی کنـد فرکانـسهای طبیعـی شاسی‌ها اولا بـالاتر از ۲۵ هرتزبـوده و ثانیـا بـین ۶۰ الـی ۱۴۰ در صـد فرکـانس تحریـک نباشـد. بـه ایـن منظـور در فاز طراحی مقدماتی می بایـستی آنـالیز مـودال شاسـی هـا انجـام شـود. نمونـه ای از تحلیـل هـای انجـام شـده روی شاسـی موتـور وآلتـر نـاتور نـصب شـده روی بدنـه طـرح الـسابحات۱ در شـکلهای ۲(آنـالیز تـشدید) و ۳(آنالیز هارمونیک) مشاهده می شود.

۲- پایداری:

قاعـده کلـی بـرای پایـداری بهتـر، کـم بـودن فاصـله مرکـز جـرم و مرکـز سـختی اسـت. مطـابق شـکل ۴، مرکـز جـرم کـل سیـستم مـی بایـستی حتمـا در هرمـی قرارگیـرد کـه چهـار گوشـه قاعـده آن را نقـاط اتـصال تـشکیل مـی‌دهنـد و ارتفـاع آن نـصف عـرض قاعـده مـی باشـد. در ایـن وضـعیت، بـه شـرط سـختی مناسـب برشـی در جاذبها، پایداری خوبی برقرار است.

در شرایطی کـه ارتفـاع شاسـی بـه نـسبت طـول آن قابـل مقایـسه اسـت بایـد محـل بـالاتری بـرای نـصب جاذبهـا روی شاسی در نظر گرفت. یک طرح عمومی از این روش در شکل۵ دیده می شود.

۳- چیدمانی تجهیزات روی شاسی و فونداسیون:

بهترین حالت نـصب بـرای تجهیزاتـی کـه بـا هـم ارتبـاط مکـانیکی دارنـد، مونتـاژ آنهـا روی یـک اسـتند صـلب بـا حداکثر دقت و نصب مجموعه روی بدنه از طریق ضربه گیر می باشد (شکل ۶) زیرا :

الف- نصب مجموعه می تواند بیرون از زیـر دریـایی انجـام شـود کـه ایـن امـر باعـث سـهولت در مونتـاژ مـی شـود و ضمنا خطای انسانی کم می شود، در نتیجه نویز و استهلاک به حد اقل می رسد.

ب- عدم هم محـوری میـان محـرک و متحـرک در ایـن روش مونتـاژ، بـه عنـوان نیـروی داخلـی محـسوب شـده و به بدنه منتقل نمی شود .

Archive of SID
www.SID.ir

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 وتحت نیروهای متفاوت هستند، حرکت ارتعاشی کاملا 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 درانرژی 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 شکل۷ 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 در جه آزادی، قابلیت پیش بینی رفتار سیستم را ندارد زیرا در حالت کلی، حرکت جسم دارای ۶ مود ارتعاشی می باشد و عملا 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

Archive of SID

www.SID.ir

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:

$$M\ddot{x} + Kx = F_0 \sin(\omega t) \qquad (۱)$$

با این تفاوت که M وK ماتریس و F_0 بردار است.

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

$$(K - M\omega^2)x = 0 \qquad (۲)$$

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

پاسخ سیستم به ورودی هارمونیک نیز چنین است:

$$x_p = (K - M\omega^2)^{-1} F_0 \qquad (۳)$$

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 نیزآرایش 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

Archive of SID
www.SID.ir

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 جاذبهای اصلی نقش جدا ساز دومرحله ای را ایفا کنند(شکل ۹).

معادلات حرکت این سیستم دو درجه آزادی عبارتست از:

$$f_1 = m\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) \qquad (۴)$$

$$f_2 = m_1\ddot{x}_2 - k_1(x_1 - x_2) + k_2x_2 \qquad (۵)$$

و یا در فرم ماتریسی:

$$\begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m_1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} \qquad (۶)$$

فرکانسهای طبیعی این سیستم به این صورت محاسبه می شوند:

$$\det(K - M\omega^2) = 0 \qquad (۷)$$

از این معادله دو جواب مثبت برای ω_b(فرکانسهای طبیعی) بدست می آید:

$$\left(\frac{\omega_b}{\omega_0}\right)^2 = Q \pm \sqrt{Q^2 - B^2} \qquad (۸)$$

$$Q = 0.5(B^2 + 1 + \frac{k_2}{k_1}) \quad B = \frac{\omega_1}{\omega_0} \qquad (۹)$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_1}} \quad \omega_0 = \frac{1}{\sqrt{m(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2})}} \qquad (۱۰)$$

که در آن ω_0 فرکانس طبیعی سیستم تک مرحله ای و ω_1فرکانس طبیعی نوسان m_1 با ثابت درنظر گرفتن m می باشد. نسبت انتقال در حالت دو مرحله ای عبارتست از:

$$\frac{1}{T} = \frac{1}{B^2}\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^4 - \left[1 + \frac{1 + k_2/k_1}{B^2}\right]\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + 1 \approx \left(\frac{\omega^2}{\omega_0\omega_1}\right)^2 \qquad (۱۱)$$

Archive of SID
www.SID.ir

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 Bبرابر 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 پایینیدرفرکانسهای 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 جاذبها می بایستی موجود باشد. در طراحی یا انتخاب جاذبهای 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.

Archive of SID
www.SID.ir

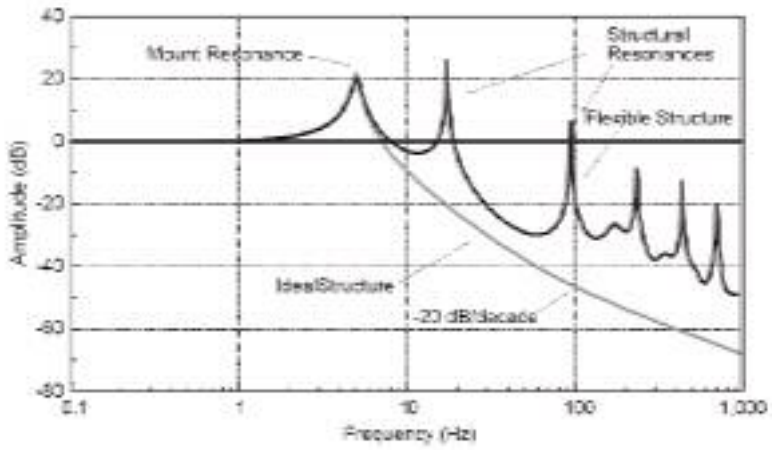
مراجع

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

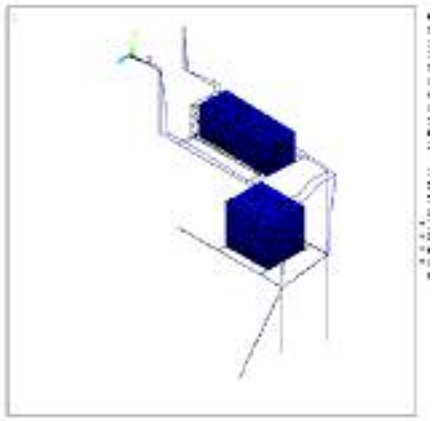
۴-دادخواه مهدی،" بهینه سازی طراحی در جدا سازی ارتعاشات بروش SQP"، مجموعه مقالات ششمین کنفرانس مکانیک اردیبهشت ۱۳۸۵



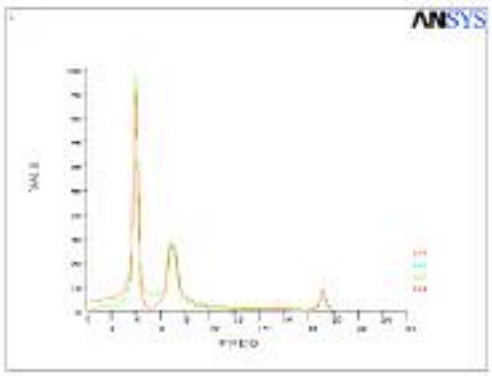
شکل ۱- رفتار سازه انعطاف پذیر در مقایسه با سازه ایده آل

Archive of SID

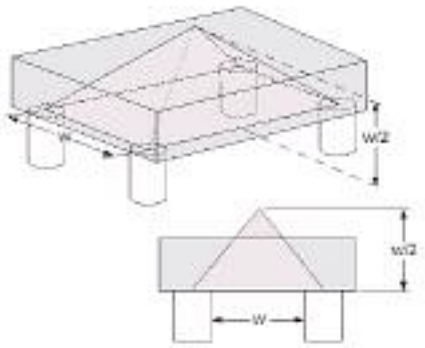
www.SID.ir



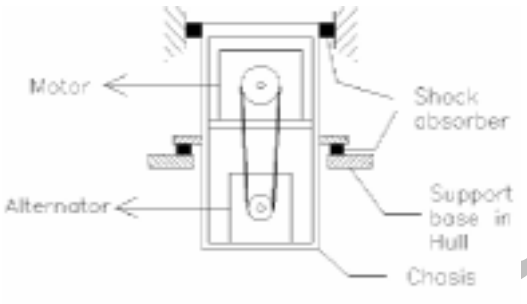
شکل۲-آنالیز مودال روی شاسی موتور و آلتر ناتور به منظور پیدا کردن فرکانسهای طبیعی



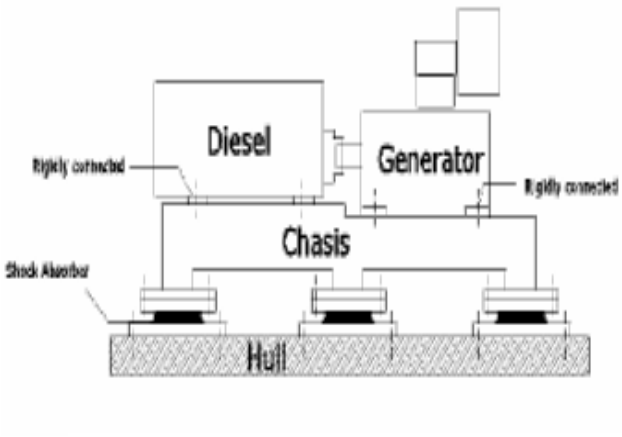
شکل۳-آنالیز هارمونیک روی شاسی موتور و آلتر ناتور به منظور پیدا کردن خیز و نیروی وارد به بدنه در اثر نیروهای هامونیک



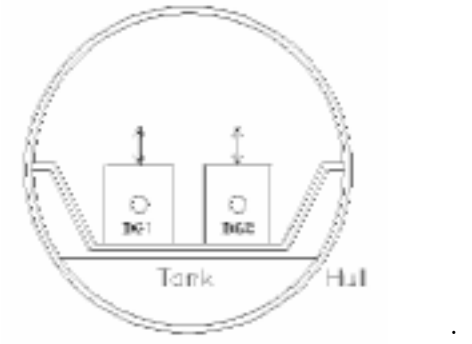
شکل۴- محدوده فضایی قرارگرفتن مرکز جرم به منظور پایداری



شکل ۵ ـ چیدمانی مناسب برای پایداری بهتر

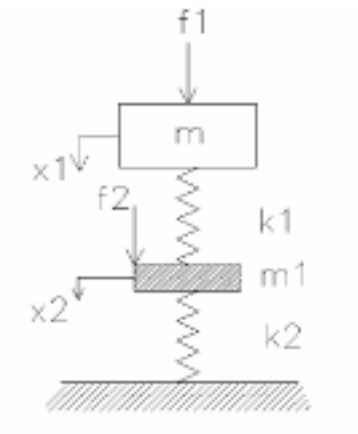


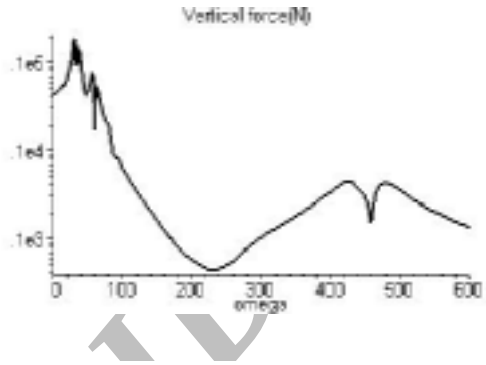
شکل ۶- چیدمان پیشنهادی برای دیزل-ژنراتور و سیستمهای مشابه



شکل۷- طرح بهینه برای چیدمانی دیزل- ژنراتور

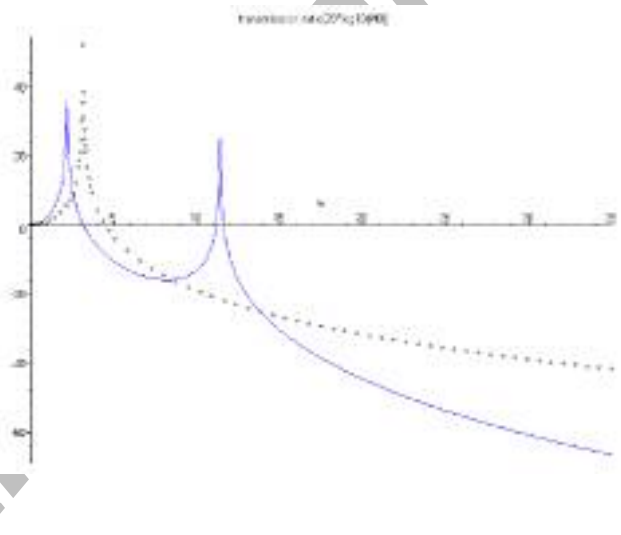
Archive of SID
www.SID.ir





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

www.SID.ir