# مروری اجمالی بر منابع نویز مکانیکی شناورها

**محمودرضا عباسی**

گروه علوم پایه، دانشکده مشترک، دانشگاه افسری و تربیت پاسداری امام حسین (علیه‌السلام)

**چکیده:**

نویز صدای ناخواسته در اقیانوس است و در عملکرد سونار یا سایر تجهیزات ثبت صدای زیر آب اختلال ایجاد می کند. یکی از منابع تولید نویز مصنوعی در محیط دریا، نویز حاصل از ماشین آلات درون شناورها است. این نویز ناشی از ارتعاش ذاتی سیستم های مکانیکی است. وجود ناپایداری های کوچک همراه با نیروها و گشتاورهای تولیدکننده کار، ارتعاشاتی را ایجاد می کند که در نهایت به سطوح تابشی منتقل می شود و بنابراین منبع نویز هستند. این نوع نویزها ناشی از ۵ عامل زیر هستند: عدم تعادل مکانیکی، نوسانات نیروی الکترومغناطیسی، صداهای ضربه، صدای پیستون در ماشین آلات رفت و برگشتی و نویز یاتاقان ها. در این مقاله تنها به بررسی نویز حاصل از ماشین آلات یک شناور پرداخته و طیف فرکانسی و نیز سطح نویز تولید شده را توصیف می کنیم.

**واژه‌های کلیدی:**

نویز، ضربه، پیستون، شناور، عدم تعادل.

# A brief review on mechanical noise of vessels

**M.R. Abbasi**

Basic Science Department, Science College, Imam Hossein University

**Abstract**

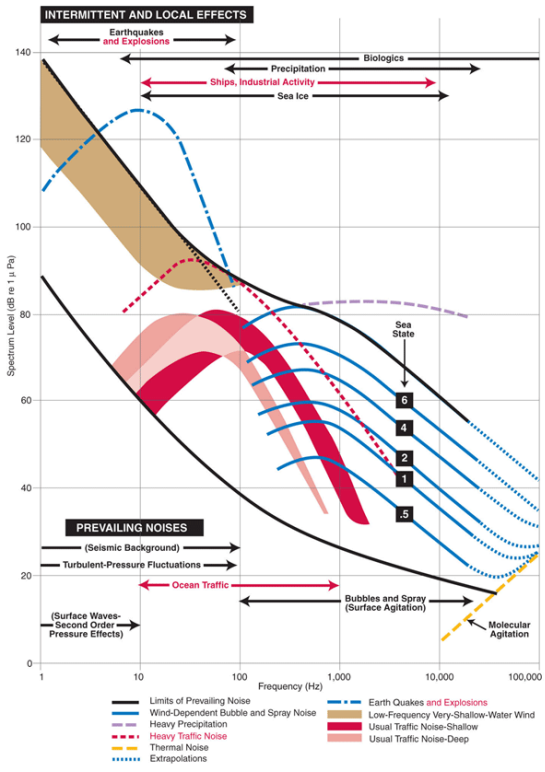
Noise is unwanted sound in the ocean, since it generally, interferes with the operation of sonar or other underwater sound registration equipment. One of the sources of artificial noise in the sea environment is the noise from the machines inside the vessels. This noise is caused by the inherent vibration of mechanical systems. The presence of small instabilities along with the forces and torques that produce the work creates vibrations that are eventually transmitted to the radiation surfaces and are therefore a source of noise. This type of noise is caused by the following 5 factors: mechanical unbalances, electromagnetic force fluctuations, impact sounds, piston sound in reciprocating machines and bearing noise. In this article, we only examine the noise generated by a floating machine and describe the frequency range as well as the noise level produced.

**Keywords:**

Noise, Impact, Piston, Vessel, Unbalances.

## ۱- مقدمه

از دیدگاه فیزیکی و مفهومی، سطح نویز محیط در دریا ناشی از بسیاری فرآیندهای طبیعی و مصنوعی است که از تنوع بالایی برخوردار است. نویز محیط زیر آب محدوده فرکانسی زیر ۱ هرتز تا بالای چند صد کیلوهرتز را پوشش می دهد. در این محدوده فرکانس وسیع، داده‌ها نشان می‌دهند که نویز محیط دارای ویژگی‌های متفاوتی در فرکانس‌های مختلف است (شکل ۱).




شکل(۱): تراز طیف منابع نویز محیطی دریا[۲]

نخستین تلاش ها بر روی اندازه گیری ها و توصیف نویز محیط، توسط نادسن در سال ۱۹۴۸ انجام شد که نویز محیط را در محدوده فرکانس ۲۰۰ هرتز تا ۵۰ کیلوهرتز بررسی کرد و منحنی های طیف‌های نویز محیط را که به عنوان طیف نادسن شناخته می‌شوند، منتشر کردند[۱].

در این میان، شناورها یکی از مهم ترین منابع تولید نویز در دریا هستند که عمدتاً در محدوده فرکانس ۱۰-۵۰۰هرتز قرار می گیرند.

منابع اصلی صدای تابش شده از کشتی ها عبارتند از (۱) سیستم رانش. (۲) پروانه؛ (۳) ماشین آلات کمکی؛ (۴) اثرات هیدرودینامیکی، مانند آشفتگی دنباله و (۵) حرکات بدنه[۳]. در حال حاضر معمولاً سه نوع عامل حرکتی در کشتی های تجاری استفاده می شود: (۱) توربین های بخار و گاز دنده ای. (۲) موتورهای دیزلی با سرعت آهسته و (۳) موتورهای دیزلی با سرعت متوسط.

کشتی‌های دیزلی با محرک مستقیم و سرعت آهسته تقریباً دو سوم کشتی‌های موجود در دریا و به‌ویژه کشتی‌هایی که در مناطق کم‌عمق فعالیت می‌کنند را تشکیل می‌دهند. کشتی‌های توربین‌گردان بخار و گاز حدود ۲۵ درصد از کشتی‌های موجود در دریا را تشکیل می‌دهند. سیستم محرکه به طور کلی شامل شفت های چرخان بزرگ، چرخ دنده، بلبرینگ و بسته به نوع کشتی، موتورهای رفت و برگشتی، توربین های بخار و گاز یا موتورهای محرک الکتریکی هستند. عدم تعادل کوچک در یکی از این وسایل منجر به نیروهای نوسانی می شود که از طریق ساختار ماشین، پایه ها و بدنه به داخل آب منتقل می شود. سیگنال های صوتی تولید شده در این روش معمولا باند باریک هستند. سیگنال های باند پهن در سیستم محرکه توسط نیروهای اصطکاک تولید می شوند[۴].

منابع اصلی نویز تابش شده از سطح کشتی عبارتند از: کاویتاسیون پروانه، تونال تیغه پروانه، و صدای پروانه. تخمین زده می شود که ۸۰تا۸۵ درصد از قدرت نویز تابش شده به آب توسط شناورهای سطحی ناشی از کاویتاسیون پروانه است[۵].

ماشین‌های کمکی مانند پمپ‌ها، کمپرسورها، دمنده‌ها، تجهیزات تهویه مطبوع، سیستم‌های کنترل هیدرولیک و ژنراتورهای الکتریکی عمدتاً به دلیل عدم تعادل دینامیکی در اجزای دوار، اجزای تونال را تولید می‌کنند. از آنجایی که این دستگاه ها معمولاً با سرعت ثابت کار می کنند، صدای تولید شده به طور کلی، از نظر دامنه و فرکانس نسبتاً پایدار است.

همانطور که در پاراگراف های قبل ذکر شد، طیف نویز حالت پایدار از کشتی ها به طور کلی می تواند در دو نوع طبقه بندی شود: (۱) نویز پهن باند با طیف پیوسته، مانند نویز ناشی از کاویتاسیون و (۲) نویز تونال حاوی اجزای خطی مجزا ناشی از سیستم محرکه، چرخ دنده ها، مدولاسیون نویز پهنای باند. صدای کشتی معمولاً ترکیبی از نویز پیوسته و تونال است. سر و صدای گذرا یا متناوب می تواند در اثر ضربه، کوبیدن درها، افتادن اقلام روی زمین، جریان ناپایدار و غیره ایجاد شود.

منابع نویز مرتبط با یک کشتی خاص به جزئیات ساخت، سیستم های مکانیکی و الکتریکی و زیرسیستم نیروی محرکه بستگی دارد. بسته به سن کشتی، نحوه نگهداری آن و استفاده از پایه‌های عایق ارتعاشی، سهم هر منبع نویز در سطح کلی توان نویز ممکن است افزایش یا کاهش یابد. سیستم‌های نصب دو مرحله‌ای که اکنون به طور گسترده در طراحی کشتی استفاده می‌شوند، نتایج کاهش ارتعاش خوبی را در باندهای فرکانسی وسیع‌تر ایجاد می‌کنند. ادغام همه منابع نویز «اثر انگشت نویز» کشتی را تشکیل می دهد.

در ادامه تنها به بررسی منابع نویز سیستم های مکانیکی و زیرسیستم نیروی محرکه می پردازیم.

## ۲- عدم تعادل مکانیکی

حرکات در ماشین هایی که یا چرخشی یا رفت و برگشتی دارند، نوع متفاوتی از عدم تعادل مکانیکی را ایجاد می کنند.

### ۲-۱- عدم تعادل چرخشی

کلیه سیستم‌های چرخشی به دلیل ناقص بودن مواد یا ساختار، بار و اعوجاج حرارتی و/یا ناهماهنگی بلبرینگ دارای مقادیر زیادی عدم تعادل مکانیکی استاتیکی و دینامیکی هستند. عدم تعادل ایستایی را می توان در اثر جابجایی مرکز ثقل روتور از مرکز چرخش دانست و عدم تعادل دینامیکی را می توان با دو جرم نامتعادل که در صفحات عرضی جداگانه قرار دارند نشان داد [۶]. نیروی نوسانی حاصل و گشتاور، هر دو متناسب با مجذور سرعت زاویه ای هستند. نیروها و گشتاورهای نامتعادل از طریق یاتاقان ها به قاب و فونداسیون منتقل می شوند. از آنجایی که سرعت های ارتعاشی متناسب با نیروهای ایجاد کننده آنها هستند و فشارهای صوتی متناسب با سرعت ارتعاش سطوح تابشی است، این نشان می دهد که برای یک ماشین معین، قدرت صوتی تابش شده از عدم تعادل های مکانیکی با توان چهارم سرعت چرخش افزایش می یابد. رابطه زیر تراز توان صوتی ناشی از این پارامتر را نشان می دهد:

$$PWL = A + 13.3\log(hp) \qquad (۱)$$

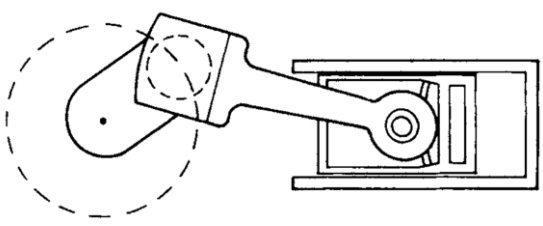
که در آن ثابت A به نوع ماشین، مقدار عدم تعادل، سیستم سازه، درجه ایزوله و ماهیت سطح تابش بستگی دارد و hp توان ماشین بر حسب اسب بخار است. اگرچه این رابطه برای نیروهای نامتعادل یک ماشین منفرد مشتق شده است، اما به طور کلی برای پمپ های گریز از مرکز و سایر انواع ماشین های دوار مناسب است. ماشین های فردی به دلیل تفاوت در درجه تعادل، به طور قابل توجهی از یکدیگر متفاوت هستند.

طیف‌های تابشی منتسب به عدم تعادل دورانی تحت تسلط تون‌های منفرد در فرکانس‌های چرخشی هستند، که پهنای باند آن‌ها توسط پایداری منبع توان و سرعت چرخش تعیین می‌شود. حرکات جزئی درون یاتاقان‌ها موج سینوسی طبیعی را منحرف می‌کند و باعث تقویت سیکل‌های متناوب می‌شود، بنابراین هارمونیک‌های ضعیف دوم و همچنین تون‌هایی در محدوده زیر هارمونیک ایجاد می‌شود.

### ۲-۲- عدم تعادل‌های رفت و برگشتی

ماشین‌هایی با حرکات رفت و برگشتی مانند پیستون ها در سیلندرها، که در آنها نیروها از طریق میله‌های اتصال به میل لنگ منتقل می شوند، عموماً نیروها و گشتاورهای نامتعادلی زیادی ایجاد می‌کنند. پژوهش های زیادی برای محاسبه نیروها و گشتاورهای تولید شده توسط این ماشین ها و روش های کاهش چنین عدم تعادلی اختصاص داده شده است [۷]. نیروها و گشتاورهای نامتعادل متقابل در هارمونیک های مرتبه پایین سرعت چرخش میل لنگ رخ می دهد.

شکل ۲ یک سیلندر منفرد از یک ماشین رفت و برگشتی را نشان می دهد که اتصال یک پیستون به میل لنگ را با استفاده از یک میله اتصال نشان می دهد. تغییرات فشار گاز سیلندر، نیروهای اینرسی قطعات متحرک و زاویه میل لنگ باعث نوسانات چرخه ای گشتاورها و نیروها می شود. با این حال، جدایی فضایی طولی آنها منجر به گشتاورهای نوسانی خالص می شود که به سازه اعمال می شود.



شکل( ۲): یک تک سیلندر در ماشین های رفت و برگشتی

آرایش های متعدد و مختلفی برای سیلندر چندگانه، از جمله در خط، vee، پیستون مخالف و شعاعی ایجاد شده است. هر کدام از اینها مزایا و معایبی دارند؛ آرایش شعاعی

احتمالاً از نقطه نظر تعادل ایستا و پویا بهترین است. با این حال، اگرچه عدم تعادل دینامیکی اغلب منبع مهمی برای ارتعاشات آزاردهنده فرکانس پایین است، به ندرت منبع صدای غالب ماشین آلات رفت و برگشتی است.

### ۳- صدای ضربه چرخ دنده

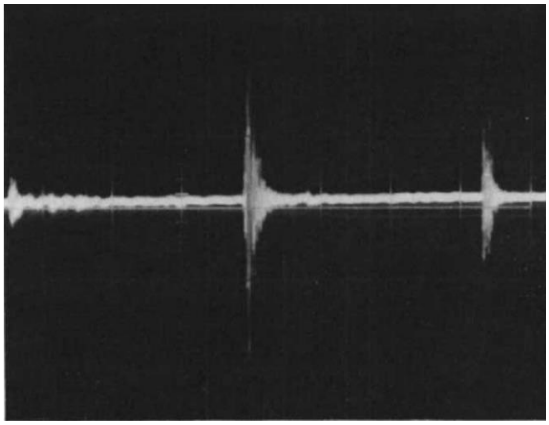
چرخ دنده ها اغلب منابع مهم صدای ماشین هستند. یک عامل اصلی صدای چرخ دنده ضربه دندانه ها است. ضربه های دندانه ای، تون هایی را در چند برابر فرکانس تماس دندانه ها ایجاد می کند. روزن [۸] طیف نویز دو سیستم چرخ دنده سیاره ای متشکل از چرخ دنده هایی با دندانه های مستقیم را اندازه گیری کرد که به آنها چرخ دنده می گویند. او شش هارمونیک ضبط کرد که دومین هارمونیک قوی بود. صدای چرخ دنده به شکل دندانه ها و همچنین دقت ماشینکاری آنها بستگی دارد. وی همچنین دریافت که نویز فقط به نیروی مکانیکی منتقل شده بستگی دارد.

چرخ دنده های حلزونی معمولاً حدود ۱۰ دسی بل ساکت تر از چرخ دنده های مارپیچی برای انتقال قدرت یکسان هستند. آتیا [۹] دریافت که صدای فرکانس تماس چرخ دنده های مارپیچ با افزایش گام کاهش می یابد، اما اگر تعداد دندان های در تماس در هر زمان یک عدد کامل باشد، به طور قابل توجهی افزایش می یابد. او همچنین دریافت که چرخ دنده های Novikov که از پروفیل های دندانه ای قوس دایره ای استفاده می کنند، ۶ تا ۸ دسی بل سر و صدای بیشتری نسبت به چرخ دنده های مارپیچ پیچ دار دارند. ناکامورا [۱۰] گزارش داد که نویز دنده با بار، با سرعت محیطی برای یک بار معین افزایش می‌یابد. مولر [۱۱] اشاره کرد که روانکاری مناسب برای جلوگیری از صدای بیش از حد ناشی از اصطکاک بین دندان ها در زمانی که زیر بار سنگین است، لازم است.

### ۴- صدای ضربه پیستون در ماشین آلات رفت و برگشتی

#### ۴-۱- ضربه پیستون

صدای پیستون، به برخورد پیستون درون یک سیلندر در نتیجه حرکت جانبی پیستون در فضای خالی سیلندر به دلیل معکوس شدن جهت مولفه نیروی متقاطع نیروی شاتون اشاره دارد. همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده است، میله اتصال یک ماشین رفت و برگشتی معمولی نسبت به حرکت اولیه پیستون از سمتی به سمت دیگر حرکت می کند. جهت مولفه نیروی متقاطع زمانی که این اتفاق می افتد، تغییر می کند. پیستونی که سوار بر یک سطح سیلندر بوده است، به سمت دیگر حرکت می کند که در نتیجه به دیواره سیلندر برخورد می کند و باعث ایجاد ارتعاش از نوع ضربه می شود. ضربه پیستون نیز زمانی رخ می دهد که نیروی شاتون تغییر علامت دهد. شکل ۳ یک اسیلوگرام گرفته شده از شتاب سنج نصب شده بر روی سیلندر موتور را نشان می دهد. هر ضربه تکی ارتعاشات تشدید با فرکانس بالا را تحریک می کند که قبل از ضربه بعدی تحلیل می روند.



شکل( ۳):ثبت اسیلوگرام ضربه پیستون[۱۲]

در طی هر چرخش میل لنگ، چندین ضربه پیستون رخ می دهد. از آنجایی که فاصله آنها به یک اندازه نیست، فرکانس تکرار اساسی، فرکانس چرخشی میل لنگ است. در یک موتور چند سیلندری، برای مقابله با عدم تعادل دینامیکی، اتصالات به میل لنگ بصورت زاویه ای است. در نتیجه هارمونیک هایی که مضربی از تعداد سیلندرهای در یک خط هستند برجسته می شوند. اینها تونال‌های سرعت شلیک نامیده می‌شوند و در کمپرسورها و همچنین در دیزل‌ها وجود دارند.

طیف یک موتور معمولی از ۱۲۰ هارمونیک فرکانس چرخشی اصلی تشکیل شده است. هارمونیک هایی که مضربی از سرعت شلیک هستند و آنهایی که تشدیدهای ساختاری را تحریک می کنند قوی ترین هستند.

ضربه پیستون در اکثر ماشین های رفت و برگشتی، البته نه همه، وجود دارد. گاهی اوقات با فاصله های محکم سیلندر و/یا استفاده از میل لنگ افست و گیره هماهنگ می شوند. موتورهای دیزلی و رفت و برگشتی دریایی بزرگ

با سرعت آهسته (زیر ۲۵۰ دور در دقیقه) معمولاً از میله های اتصال مفصلی استفاده می کنند و در نتیجه نیروهای متقاطع پیستون را حذف می کنند و عملاً ضربه پیستون را از بین می برند.

**۴-۲- ارتعاشات دیوار سیلندر**

از بحث قبلی ما در مورد نویز ضربه، چنین استنباط می شود که مقداری انرژی توسط هر ضربه پیستون به دیواره سیلندر منتقل می شود. کل قدرت منتقل شده برابرست با حاصلضرب تعداد سیلندرها، فرکانس دوران و انرژی ارتعاشی ای که هر سیلندر در هر رفت و برگشت منتقل می کند، است. توان ارتعاشی ناشی از ضربه های کنترل شده با اینرسی برای یک موتور معین با افزایش مکعب سرعت پیستون افزایش می یابد.

اونگار و راس تخمین زدند که راندمان تشعشع صدای هوابرد از موتورهای معمولی در حد مرتبه $10^{-4}$ است. با ضرب در راندمان تبدیل ارتعاش، آنها به این نتیجه رسیدند که یک موتور معمولی ۱۰۰۰ اسب بخار سطح توان صوتی هوابرد، حدود ۱۱۰ دسی بل تولید می کند. تغییرات فاصله پیستون، ضربات در هر چرخه، سرعت پیستون و جنس موتور می تواند باعث انحراف حداقل ۱۰± دسی بل در این مقدار میانگین شود[۱۳].

**۴-۳- پیامدهای نویز در زیر آب**

اگر چه اندازه‌گیری‌های سر و صدای زیر آب دیزل های دریایی منتشر نشده است، اما مشخص شده است که ضربه پیستون منبع اصلی زیر آب ناشی از سر و صدای ناشی از ماشین های رفت و برگشتی دریایی است. بنابراین اولاً انتخاب ماشین‌هایی با دور در دقیقه کمتر و سرعت پیستون خطی پایین، منجر به سطوح نویز نسبتاً کمتر می‌شود. دوماً، اگر فاصله‌های پیستون کوچک نگه داشته شوند، سطح سر و صدای کمتری حاصل می‌شود. سوماً، ماشین‌های بلند با میله‌های اتصال نسبتاً بلند نسبت به ماشین‌های فشرده‌تر که میله‌های کوتاه دارند، کم‌صداتر هستند. در نهایت، دیزل‌های دریایی با سرعت آهسته و موتورهای رفت و برگشتی بخار قدیمی، تقریبا بی‌صدا هستند، زیرا نه تنها در سرعت‌های پایین کار می‌کنند، بلکه از میله‌های اتصال مفصلی نیز استفاده می‌کنند. انتظار می‌رود این موتورهای سرعت متوسط تا ۲۰ دسی‌بل صدای پیستون بیشتری تولید کنند، زیرا ضریب سرعت حدود ۱۰ تا ۱۲ دسی بل سطوح بالاتر را نشان می‌دهد و جایگزینی شاتون مفصلی می‌تواند صدای دیگری را در حدود ۸ تا ۱۰ دسی بل اضافه کند [۱۳].

همچنین موتورهای دو زمانه برای توان مساوی، کم صداتر از موتورهای چهار زمانه هستند. با این حال، این فقط برای جزء ضربه پیستون صادق است.

همپل گزارش کرد که توربوشارژ کردن یک موتور تأثیر کمی بر صدای ضربه پیستون دارد، اما خود توربوشارژر اجزای فرکانس بالای بزرگی را به صدای کلی اضافه می کند [۱۴].

پرید همچنین نویز ناشی از تجهیزات تزریق سوخت را اندازه گیری کرد و دریافت که تغییرات سریع فشار سیال در اجزاء پمپ تزریق سوخت ارتعاشات میل بادامک پمپ را در محدوده ۵۰۰ تا ۸۰۰ هرتز تحریک می کنند و خود انژکتورها صدایی بالاتر از ۲ کیلوهرتز تولید می کنند. فرید به این نتیجه رسید که صدای انژکتور فقط در دورهای پایین موتور یا موتورهای کوچک قابل مشاهده است [۱۵].

**۵- نویز یاتاقان**

یاتاقان ها در ماشین های دوار هم ارتعاشات صوتی را منتقل می کنند و هم تولید می کنند. از دو نوع متداول یاتاقان ها، یاتاقان های لغزنده معمولاً نویز را منتقل می‌کنند تا تولید کننده آن باشند.. گاهی اوقات، زمانی که آنها آسیب می بینند یا روغن کاری ضعیفی دارند، یاتاقان های شیدینگ ارتعاشات تشدیدی با صدای بلند ایجاد می کنند که هم بلند و هم آزاردهنده هستند. معمولاً، سر و صدای تولید شده توسط پمپ های روغن برای روغن کاری یاتاقان های کشویی بسیار بیشتر از آن چیزی است که به خود یاتاقان ها نسبت داده می شود.

از سوی دیگر، یاتاقان‌های توپی اغلب منابع تونایی هستند که هم به سرعت چرخش و هم به رزونانس حلقه بیرونی مربوط می‌شوند. با تغییر سرعت، توزیع شدت بین این رزونانس ها تغییر می کند، اما فرکانس ها ثابت باقی می مانند.

یاتاقان های توپی گاهی اوقات، ارتعاشات ساب هارمونیک تولید می کنند. هنگامی که تعداد توپ ها کم است، یک یاتاقان ممکن است به کمک فنری که ثابت فنر آن با حرکت توپ ها تغییر می کند، عمل کند [۱۶].

بیست سال پیش، یاتاقان ها به عنوان منابع مهم صدای موتورهای الکتریکی در نظر گرفته می شدند. امروزه با توسعه روش‌های ساخت دقیق و بارگذاری اولیه محوری،

یاتاقان ها فقط زمانی که نزدیک به فرسوده شدن یا نصب نادرست باشند، نویز دارند.

### ۶- بحث و نتیجه‌گیری

نویز یکی از منابع ناخواسته نامطلوب برای یک شناور و یا زیردریایی محسوب می شود که عاملی منفی در رزم دریایی به شمار می آید. منابع اصلی صدای تابش شده از کشتی ها عبارتند از (۱) سیستم رانش، (۲) پروانه؛ (۳) ماشین آلات کمکی؛ (۴) اثرات هیدرودینامیکی و (۵) حرکات بدنه. در این مقاله تنها به بررسی نویز خاصل از ماشین آلات درون شناور پرداخته شد و منابع این نوع نویزها که در ۵ دسته عدم تعادل مکانیکی، صداهای ضربه، نوبر پیستون در ماشین آلات رفت و برگشتی و نویز یاتاقان ها بودند، مورد بررسی قرار گرفتند. پیشینه تاریخی حدود ۷۰ ساله این مطالعات نشان از اهمیت و دغدغه پژوهشگران برای شناسایی و تجزیه و تحلیل این منابع نویزی و یافتن روش هایی برای کاهش آنها بوده است.

### ۷- مراجع:


[1] Knudsen, V.O., Alford, R.S and Emling, J.W., Underwater ambient noise, J. Marine Res., 7, 410, 1948.

[2] Wenz, G.M., Acoustic ambient noise in the ocean: Spectra and sources, J. Acoust. Soc. Amer., 34, (12), 1936, 1962.

[3] Alvarez, F.F., Noise and Vibration Problems of Reciprocating Machinery, M.LT. Dept. of Naval Arch, and Mar. Engin., M.S. Thesis, May 1 9 6 4; results exerpted in Bolt Beranek and Newman Rept. 1139, 1964.

[4] Gray, L.M. and Greeley, D.S., Source level model for propeller blade rate radiation for the world's merchant fleet, J. Acoust. Soc. Amer., 67, (2), 516, 1980.

[5] Ross, D., Mechanics of Underwater Noise, Pergamon Press, 1987.

[6] Klyukin, I.I., Control of Noise and Sonic Vibration in Ships, Sudpromgiz, Leningrad, 1961 ; translation, U.S. Dept. of Commerce, washington, 1963.

[7] Biezeno, C.B. and Grammel, R., Engineering Dynamics: Vol. 4, Internal Combustion Engines, Blackie and Son, London, 1 9 5 4 .

[8] Rosen, M.W., T h e noises o f t w o spur-gear transmissions, Noise Control, 7, 6, 11-19, 1 9 6 1 ; also, U.S. Naval Ord. Test Station Repts. NA VORD 6569 and 6594, 1959.

[9] Attia, A.Y., Effect of change of pitch o n gear noise , Sound and Vibr., 18, 129 - 137 , 1971 .

[10] Nakamura, K., Experimental studies about the effects of dynamic loads upon gear noise, Bui Japan Soc. Mech. Engin., 10(31), 180 - 188 , 1967.

[11] Moeller, K.G.F., "Gear Noise and "Bearing Noise," Chapters 23 and 24 of Handbook of Noise Control, CM . Harris (Ed.), McGraw-Hill, New York, 1957.

[12] Haddad, S.D. and Pullen, H.L., Piston slap as a source o f noise and vibration in diesel engines. Sound and Vibr., 34, 249 - 260 ,1964.

[13] Ungar, E.E. and Ross, D., Vibrations and noise due to piston-slap in reciprocating m a c h i n e r y. Sound and Vibr., 2, 132 - 146, 965; also. Bolt Beranek and Newman, Inc. Rept. 1106, 1964 .

[14] Hempel, W., Does Turbocharging Increase Diesel Engine Noise? - Observations on the Generation, Emission and Reduction of Diesel Engine Noise, Paper 680406, Soc. of Automotive Engin., May 1968.

[15] Priede, T., Noise of diesel engine fuel injection equipment, Sound and Vibr., 6, 443-459, 1967.

[16] Tamura, A. and Taniguchi, O., On the subharmonic vibration of order one-half caused by passing balls in a ball bearing, Bui Japan Soc. Mech. Engin., 4 (14), 193 - 200, 1961, and 4(15), 482 - 488, 1961.