

طراحی کاهنده ارتعاشات برای یاتاقان تراست در خط رانش شناورها

سعید سهیلی^{۱*}، پوریا قاسمی زاده^۲، اسماعیل حسینی^۳^{*} استادیار، گروه مکانیک، واحد مشهد، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران soheili@mshdiau.ac.ir^۲ دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران P_ghasemizadeh@yahoo.com^۳ کارشناسی ارشد مکانیک، دانشکده مهندسی دانشگاه امام حسین، تهران، ایران Hosseini.mec.62@gmail.com

اطلاعات مقاله	چکیده
تاریخچه مقاله: تاریخ دریافت مقاله: ۱۳۹۸/۱۱/۲۸ تاریخ پذیرش مقاله: ۱۳۹۹/۰۹/۲۰	ارتعاشات طولی که از طریق پایه یاتاقان تراست به بدنه منتقل می شود از عوامل مهم ارتعاشات در بدنه کشتی و بوجود آوردن نویز است. در این مقاله خط رانش شناور با استفاده از روش تجزیه فرکانسی مدل سازی شده است. حل عددی در نرم افزار سیمپولینک با پاسخ تحلیلی مقایسه شده و میزان خطای کمتر از ۴ درصد را نشان می دهد.
کلمات کلیدی: کاهنده ارتعاشات گودوین یاتاقان تراست ارتعاشات طولی جاذب هیدرولیکی بهینه سازی	جهت کاهش انتقال ارتعاشات به بدنه شناور از کاهنده ارتعاشات گودوین استفاده شده است. یک روش بهینه سازی برای تنظیم ضرایب سختی، میرایی و جرم کاهنده ارتعاشات استفاده شده است. نتایج نشان می دهند در صورت تنظیم مناسب این ضرایب، کاهنده ارتعاشات می تواند انتقال نیرو به بدنه شناور را تا ۹۹ درصد کاهش دهد.

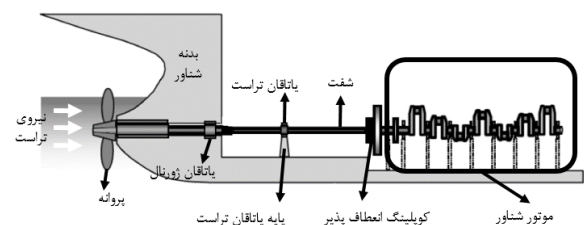
Design of vibration reducer for thrust bearing of marine shaft

Saeed Soheili^{1*}, Poorya Ghasemizadeh², Esmail Hosseini³^{1*} Department of Mechanical Engineering, Mashhad Branch, Islamic Azad University, Mashhad, Iran; soheili@mshdiau.ac.ir² Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran; P_ghasemizadeh@yahoo.com³ Department of Mechanical Engineering, Imam Hossein University of Tehran, Tehran, Iran; Hosseini.mec.62@gmail.com

ARTICLE INFO	ABSTRACT
<p><i>Article History:</i> Received: 17 Feb. 2020 Accepted: 10 Dec. 2020</p> <p><i>Keywords:</i> Goodwin vibration reducer Thrust bearing Longitudinal vibration Optimization</p>	<p>Longitudinal vibration of marine propulsion shafting system may bring serious problems and many efforts have been performed to mitigate these vibrations. Propeller oscillations due to the small variations of thrust, when the propeller blades rotate through the non-uniform wake, result in the longitudinal vibrations in the propulsion shafting system. These oscillations can be transmitted to the hull through the thrust bearing of the vessel. In this study, the propulsion shafting system is modeled with the decomposition of FRF method. The comparison between the numerical solution of system in MATLAB Simulink software, and the decomposition of FRF method; shows that the numerical solution has less 4 percent error.</p> <p>In order to decrease the transmitted vibrations to the hull, Goodwin Resonance Changer (RC) is utilized. An optimization method is used to optimize the RC's stiffness, damping and mass coefficients. The results show that if the appropriate coefficients are selected, the transmitted vibrations can be reduced up to 99 percent in the hull.</p>

۱- مقدمه

یکی از مهم‌ترین موضوعاتی که در شناورها به آن پرداخته می‌شود ارتعاشات طولی در خط رانش است. خط رانش شناور شامل موتور، کوپلینگ انعطاف پذیر، یاتاقان تراست و یاتاقان ژورنال، شفت و پروانه است (شکل (۱)). نیروی محرکه در موتور تولید می‌شود و توسط کوپلینگ به شفت انتقال می‌یابد. شفت نیز باعث گردش پروانه می‌شود. گردش پروانه باعث بوجود آمدن نیروی تراست می‌شود که از طریق پایه یاتاقان به بدنه شناور انتقال پیدا می‌کند و موجب به حرکت در آمدن شناور می‌شود. جهت دفع نیرو و تثبیت افقی شفت از یاتاقان تراست استفاده می‌شود. یاتاقان ژورنال نیز جهت تثبیت محوری شفت استفاده می‌شود.



شکل ۱- شماتیک خط رانش شناور

زمانی که پروانه در حال گردش است و بدلیل جریان غیریکنواخت آب، اطراف پروانه، نیروی تراست غیر یکنواخت بوجود می‌آید. این جریان غیریکنواخت عامل بوجود آورنده ارتعاشات طولی در شفت است و فرکانس تحریک آن برابر با دور شفت ضربدر تعداد پره‌های پروانه است [۱]. ارتعاشات بوجود آمده در پروانه باعث ایجاد ارتعاشات در شفت و انتقال آن به یاتاقان تراست می‌شود. یاتاقان تراست از طریق پایه به بدنه شناور متصل است و در نهایت این ارتعاشات از طریق یاتاقان تراست به بدنه شناور انتقال پیدا می‌کند [۱]. زو و همکاران [۱۶] رابطه ارتعاشات منتقل شده از طریق یاتاقان تراست به بدنه را بدست آوردند. انرژی منتقل شده به بدنه مستقیماً با مربع ارتعاشات بوجود آمده مرتبط است. در واقع ارتعاشات منتقل شده به بدنه برابر است با ضرب یک ضریب ثابت در مربع ارتعاشات پروانه این ضریب ثابت همان سختی معادل سیستم خط رانش است.

مطالعات فراوانی جهت کاهش ارتعاشات طولی در شناور صورت پذیرفته است. یاری و قاسمی [۲] با استفاده از تحلیل عددی این ارتعاشات را مدل سازی کرده‌اند. سپس با شبیه سازی پروفیل پروانه، نوک پره پروانه‌ها را به عنوان بیشترین عامل تحریک شناسایی کرده و یک طراحی جدید برای پروانه پیشنهاد داده است تا با این رویکرد میزان ارتعاشات بوجود آمده را قبل از رسیدن به یاتاقان تراست کاهش دهد. ویلهلمی^۱ و همکاران [۳] نشان دادند که استفاده از شفت کامپوزیتی به جای شفت فلزی می‌تواند تا ۸۰ درصد جرم شفت را

سبک کند و باعث جذب ارتعاشات شود. زو^۲ و همکاران [۴] در یک تحقیق گسترده مروری بر مقالات انتشار یافته در زمینه ارتعاشات طولی داشته‌اند. آنها در این تحقیق نشان دادند که استفاده از جاذب فلزی در یاتاقان تراست بخوبی می‌تواند انتقال ارتعاشات به بدنه را کاهش دهد و ارتعاشات بوجود آمده را در یاتاقان تراست دفع کند. باز^۳ و همکاران [۵] با یک سیستم کنترل فعال هیدرولیکی که روی موقعیت طوقه یاتاقان تراست بود مکانیزمی را طراحی کردند تا دامنه ارتعاشات طوقه و متعاقب آن مجموعه یاتاقان تراست کاهش پیدا کند. ژانگ^۴ و همکاران [۱] خط رانش شناور را با روش تی-ام-ام^۵ مدل سازی کرده‌اند و با حل معادلات دینامیکی سیستم یک فرمول برای محاسبه ضریب فنری و میرایی فیلم روغن در دوره‌های مختلف شفت بدست آورده‌اند. همچنین در این مقاله با بهینه سازی ساختار پایه یاتاقان تراست و تنظیم ضریب سختی پایه یاتاقان، میزان انتقال ارتعاشات به بدنه را کاهش داده‌اند. روش تی-ام-ام همانند روش چند درجه آزادی، یک سیستم پیوسته را بصورت چندین سیستم گسسته در نظر می‌گیرد، سپس جهت متصل کردن سیستم‌های گسسته به یکدیگر، از ماتریس‌های انتقال استفاده می‌کند. تفاوت این روش با روش چند درجه آزادی در این است که، در روش چند درجه آزادی شفت بصورت یک جسم با یک درجه آزادی در نظر گرفته می‌شود اما در روش تی-ام-ام شفت به صورت چند درجه آزادی در نظر گرفته می‌شود که این درجات آزادی توسط ضرایب ماتریس‌های انتقال به یکدیگر متصل می‌شوند.

اقدامات توضیح داده شده در قبل نیازمند بوجود آوردن تغییرات اساسی در ساختار یاتاقان تراست است. در سال ۱۹۶۰ گودوین^۶ [۶] از یک جاذب هیدرولیکی جهت جذب ارتعاشات استفاده کرد. گودوین ابتدا یک وسیله برای اندازه‌گیری نیروی تراست اختراع کرد که پشت یاتاقان تراست قرار می‌گرفت. سپس با تغییر در ساختار این دستگاه اندازه‌گیری توانست بخش زیادی از ارتعاشات در یاتاقان تراست را جذب کند [۷]. در شکل (۲) طرح ساده شده جاذب ارتعاشات گودوین نشان داده شده است. این جاذب شامل یک پیستون با سطح مقطع A_0 است که پشت یاتاقان تراست قرار می‌گیرد. خروجی سیلندر با سطح مقطع A_1 به یک لوله با طول L_1 متصل است. فضای داخل سیلندر پر از روغن هیدرولیک است که از طریق لوله به مخزن با حجم V_1 متصل است.

از جمله مطالعات صورت پذیرفته روی کاهنده ارتعاشات گودوین، مقاله دایلکو^۷ و همکاران [۸] است. آنها با الگوبرداری از مقاله‌هایی که روی جاذب‌های دینامیکی کار کرده بودند و با تعریف یک تابع که ارتعاشات در تمام محدوده کاری شفت را اندازه‌گیری می‌کرد، پارامترهای کاهنده ارتعاشات گودوین را بگونه‌ای تنظیم کردند تا میزان انتقال ارتعاشات به بدنه را ۹۹ درصد کاهش دهند. لیو^۸ و

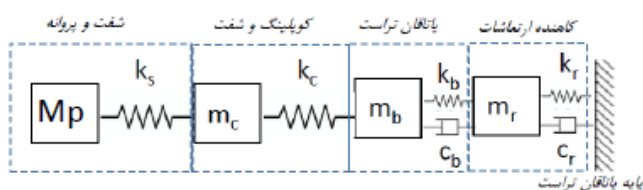
روش چند درجه آزادی خط رانش را به عنوان چند جرم، فنر و میراگر نقطه‌ای در نظر می‌گیرد. روش دی-ال-ام-تی یاتاقان تراست، کوپلینگ‌ها و پروانه را بصورت جرم نقطه‌ای و شفت را بصورت جرم پیوسته در نظر می‌گیرد. روش تی-ام-ام یک روش حل عددی برای معادلات حاکم بر سیستم است و روش اجزای محدود یک مجموعه توابع قابل حل برای مسئله حدس می‌زند که شرایط مرزی سیستم را ارضا کند.

روش چند درجه آزادی دقت خوبی بخصوص در محدوده فرکانس طبیعی اول سیستم دارد و همچنین حجم محاسبات کمتری نسبت به سایر روش‌ها دارد [۱۲]. از آن‌جا که در این مقاله محدوده کاری شناور کمتر از فرکانس طبیعی اول سیستم است از روش چند درجه آزادی جهت شبیه سازی سیستم استفاده شده است.

همانطور که در بخش قبل توضیح داده شد کاهنده ارتعاشات بین پایه یاتاقان و یاتاقان تراست قرار می‌گیرد و یک جرم، فنر و میراگر به مجموعه خط رانش اضافه می‌کند. در شکل (۳) مدل چند درجه آزادی سیستم نشان داده شده است. مدل سازی خط رانش بصورت چند درجه آزادی بسیار رایج است. دایلیکو و ژانگ [۷، ۱] در مقالات خود شفت را بصورت شکل (۳) مدل سازی کرده‌اند. تفاوت آن‌ها با روش استفاده شده در این مقاله در مدل سازی شفت بصورت جرمی با n درجه آزادی است. در این مقاله شفت بصورت یک فنر جرم‌دار مدل سازی شده است.

در شکل (۳) پروانه بصورت یک جرم متمرکز که به شفت متصل است در نظر گرفته می‌شود. برای محاسبه جرم پروانه می‌بایست جرم آبی که پروانه هنگام چرخش با خود حمل می‌کند نیز به آن اضافه شود. از این پس جرم پروانه با M_p نشان داده می‌شود که از رابطه (۱) محاسبه می‌شود. [۷]:

$$M_p = m_p + m_w + m_s / 3 \quad (1)$$



شکل ۳- مدل چند درجه آزادی خط رانش

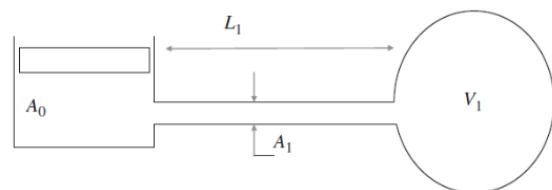
در رابطه بالا m_p جرم پروانه بدون آب اضافی، m_w جرم آب اضافه شده به جرم پروانه و m_s جرم شفت است. مقدار m_p و m_w در جدول ۱ نشان داده شده است. m_s و k_s از رابطه (۲) و (۳) محاسبه می‌شوند:

$$m_s = \rho_s A_s l_s \quad (2)$$

$$K_s = \frac{E_s A_s}{l_s} \quad (3)$$

همکاران [۹] نیز با الگوگیری از مقاله دایلیکو، پارامترهای کاهنده ارتعاشات گودوین را بگونه‌ای بهینه سازی کردند تا انتقال نیرو نوسانی به بدنه در کمترین حالت خود قرار گیرد. از عمده ترین مسایلی که در زیر دریایی‌ها مطرح است کاهش نویز است. مرز^۹ و همکاران [۱۰] با هدف مینیموم کردن نویز در خط رانش پارامترهای کاهنده ارتعاشات گودوین را بهینه سازی کردند. زیکا و همکاران [۱۵] نیز با استفاده از روش تی-ام-ام خط رانش را مدل سازی کردند. سپس جهت به حداقل رساندن میزان ارتعاشات انتقال یافته به بدنه و جلوگیری از بوجود آمدن پدیده تشدید، دو تابع معرفی کردند. تابع اول مقدار کل انرژی انتقال یافته به بدنه در تمام دور شفت را به حداقل می‌رساند و تابع دوم مقدار بیشینه و یا پیک فرکانسی را به حداقل می‌رساند. این دو تابع با استفاده از پارامترهای کاهنده ارتعاشات گودوین تعریف شده بودند و با استفاده از حل عددی جواب های بهینه را بدست می‌آوردند. جواب‌های بهینه در واقع همان پارامترهای هندسی کاهنده ارتعاشات هستند که با استفاده از مدل تی-ام-ام در خط رانش سیستم اضافه شده اند.

در این مقاله جهت کاهش ارتعاشات در یک شناور از کاهنده ارتعاشات گودوین استفاده شده است. تئوری‌های مختلف جهت مدل سازی خط رانش بررسی شده و در نهایت از روش چند درجه آزادی جهت مدل سازی سیستم استفاده شده است. اما مهمترین قسمت در طراحی کاهنده ارتعاشات، انتخاب ضرایب مناسب برای پارامترهای کاهنده ارتعاشات است. در این مقاله جهت انتخاب سختی و میرایی مناسب از نمودارهای پاسخ فرکانسی استفاده شده است. در هر بخش نمودارهای میزان جابه جایی و انتقال نیرو به بدنه در کنار یکدیگر رسم شده اند. رسم نمودارها بدین شکل کار انتخاب پارامتر-های کاهنده ارتعاشات را بسیار راحت تر کرده است. همچنین مقایسه انتخاب پارامترها از این روش، با سایر روش‌ها نشان می‌دهد که پاسخ بدست آمده به همان خوبی پاسخ بدست آمده از روش‌های دیگر بهینه سازی است استفاده از این روش بهینه سازی به طراح کمک می‌کند تا دید فیزیکی مناسب هنگام انتخاب داشته باشد. به این منظور که با مشاهده نمودارها و انتخاب هر نقطه روی نمودار می‌شود تشخیص داد که چه میزان جابه جایی و چه مقدار انتقال نیرو به بدنه را دارد.



شکل ۲- کاهنده ارتعاشات گودوین

۲- مدل سازی سیستم

از روش‌های رایج مدل سازی خط رانش شناور، روش چند درجه آزادی، روش تی-ام-ام، دی-ال-ام-تی^۹ و روش اجزای محدود است [۱۱].

کینگزبری^{۱۲} محاسبه کرده است. در این مقاله واسیلاپولاس تغییرات فنریت فیلم روغن نسبت به تغییرات نیروی تراست را ثابت فرض کرده است. در جدول (۲) جرم‌ها، سختی‌ها و میرایی‌های محاسبه شده برای سیستم ساده شده شکل ۳، نشان داده شده است.

در شکل (۲) کاهنده ارتعاشات بصورت شماتیک نشان داده شده است. کاهنده ارتعاشات در مدل بصورت جرم و فنر و میراگر مدل-سازی می‌شود رابطه (۵) نحوه محاسبه ضرایب ارتعاشاتی سیستم را از طریق پارامترهای فیزیکی آن نشان می‌دهد [۷]:

که در آن ρ_s چگالی شفت، A_s مساحت سطح مقطع و l_s طول شفت و E_s مدول الاستیسیته شفت که در جدول ۱ نشان داده شده است. m_c و K_c نیز همانند m_s و k_s از رابطه (۲) و (۳) محاسبه می‌شوند. مجموع جرم یاتاقان تراست و جرم کولار m_b را تشکیل می‌دهند که در جدول (۱) نشان داده شده است [۱]. فنریت و میرایی مجموعه یاتاقان تراست از مجموع تمامی اجزای تشکیل دهنده آن شامل کفشک، فیلم روغن، بدنه یاتاقان تراست و ... تشکیل شده و از رابطه (۴) محاسبه می‌شود:

$$\frac{1}{K_t} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \dots \quad (4)$$

در این رابطه K_t فنریت مجموع و K_i ها فنریت اجزای یاتاقان هستند که واسیلاپولاس^{۱۱} [۱۲] این ضرایب را برای یاتاقان تراست شرکت

جدول ۱- مشخصات فیزیکی سیستم

نام پارامتر	E_s	l_s	A_s	ρ_s	l_c	m_w	m_p
مقدار	200Gpa	6.5 m	$1.77 \times 10^{-2} m^2$	$7850 Kg/m^3$	0.25m	140Kg	700Kg

جدول ۲- مقادیر محاسبه شده برای مدل چند درجه آزادی

نام پارامتر	C_b	k_b	m_b	k_c	m_c	K_s	M_p
مقدار	$3 \times 10^6 N.s/m$	$2 \times 10^9 N/m$	120Kg	$3 \times 10^{10} N/m$	25Kg	$6.3 \times 10^9 N/m$	1160 kg

(۷)

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_b \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} k_s & -k_s & 0 \\ -k_s & k_s + k_c & -k_c \\ 0 & -k_c & k_b + k_c \end{bmatrix}, X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}$$

$$m_r = \frac{\rho_1 A_0^2 L_1}{A_1}$$

$$k_r = \frac{A_0^2 B_1}{V_1}$$

$$c_r = 8\pi\mu_1 L_1 \frac{A_0^2}{A_1^2}$$

(۵)

در روابط بالا ρ_1 ، μ_1 و B_1 به ترتیب چگالی، ویسکوزیته و مدول حجمی روغن اند. پایه نیز مانند یک فنر به بدنه متصل می‌شود که این فنر با رابطه (۳) با فنریت کاهنده ارتعاشات جمع می‌شود. در نتیجه با داشتن ضرایب بالا معادلات حرکت سیستم را به شکل ماتریسی زیر می‌نویسیم [۱۳]:

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (6)$$

که در آن:

$$M = \begin{bmatrix} M_p & 0 & 0 \\ 0 & m_c & 0 \\ 0 & 0 & m_b \end{bmatrix}$$

با فرض میرایی کم معادله (۶) را بصورت زیر بازنویسی می‌کنیم:

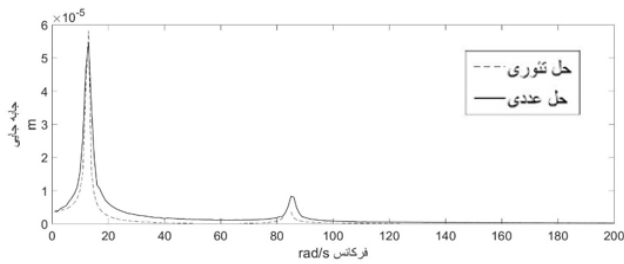
$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (8)$$

مقادیر ویژه (ω_i) و بردارهای ویژه (ϕ_i) رابطه (۸) به فرم زیر هستند:

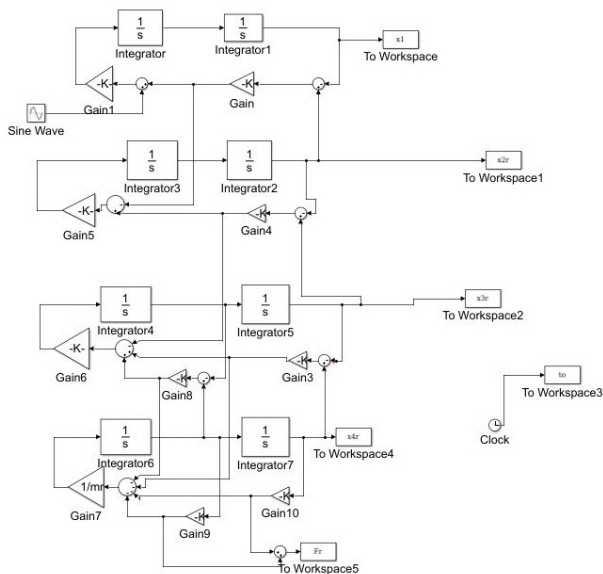
$$\omega_1 = 6.3 \times 10^2 \text{ rad/s} \quad \omega_2 = 4.2 \times 10^3 \text{ rad/s} \quad (9)$$

$$\omega_3 = 4.3 \times 10^4 \text{ rad/s}$$

$$\Phi = [\phi_1 \quad \phi_2 \quad \phi_3] \quad (10)$$



شکل ۴- نمودار جابه جایی در دو حالت حل عددی و تحلیلی
برای یاتاقان تراست در فرکانس های مختلف



شکل ۵- مدل چهار درجه آزادی در سیمولینک

۴- طراحی ضرایب کاهنده ارتعاشات

مهم ترین قسمت در طراحی کاهنده ارتعاشات بهینه سازی و طراحی ضرایب ارتعاشی آن c_r ، k_r و m_r است. گودوین [۶] این ضرایب را بگونه ای طراحی می کرد که فرکانس طبیعی سیستم با فرکانس طبیعی کاهنده ارتعاشات برابر باشد. دایلکو [۷] با استفاده از الگوریتم بهینه سازی و با هدف کمینه کردن انتقال نیرو به بدنه جوابهای بهینه را برای رابطه (۵) بدست آورد. در رابطه (۵) مقادیر c_r ، k_r ، m_r ، A_1 و μ_1 نامشخص هستند. با دانستن سه مقدار از ۶ مقدار نامشخص و تشکیل سه معادله و سه مجهول سایر پارامترها را نیز می توان پیدا کرد. در روش استفاده شده در این مقاله پارامترهای مناسب برای m_r ، k_r و c_r بگونه ای بهینه سازی می شوند که کمترین میزان جابه جایی و کمترین میزان انتقال نیرو به بدنه را فراهم کند. مراحل روش بهینه سازی بصورت زیر است:

۱- انتخاب جرم: در این مقاله جرم کاهنده ارتعاشات جهت ساده کردن فرایند بهینه سازی مستقیماً از مقالات دیگر استخراج شده است. جرم کاهنده ارتعاشات پارامتر مهمی است و به جرم نوسان کننده ارتباط دارد. اگر این مقدار کم باشد کارایی لازم برای کاهش ارتعاشات را ندارد و همچنین اگر زیاد باشد می تواند یک فرکانس طبیعی پایین را به

جریان غیر یکنواخت اطراف پروانه باعث وجود آمدن بار سینوسی با فرکانسی، ۵ برابر فرکانس شفت و دامنه به اندازه ۵ درصد بار تراست اصلی است [۱۴]. در نتیجه:

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = \begin{bmatrix} f \sin \omega t \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

در رابطه (۱۱)، f نیروی نوسانی تراست که بزرگی آن ۵ درصد نیروی تراست اصلی و ω فرکانس تحریک است که ۵ برابر فرکانس شفت است.

با استفاده از رابطه تجزیه فرکانسی [۱۳] میزان جابه جایی یاتاقان تراست در اثر تحریک در پروانه از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$H_{ij} = \sum_{r=1}^n \frac{\phi_{ir} \phi_{jr}}{\omega_r^2 - \omega^2} \quad (12)$$

در رابطه (۱۲)، ϕ_{ir} درایه های ماتریس در رابطه (۹) هستند و نشان دهنده پاسخ سیستم در درجه آزاد i ام ناشی از بارگذاری در درجه آزادی i ام است. لذا H_{13} به معنای پاسخ سیستم در درجه آزادی سوم (یاتاقان تراست) ناشی از بارگذاری در درجه آزادی اول (پروانه) است و از رابطه (۱۳) محاسبه می شود:

$$H_{13} = \frac{\phi_{11} \phi_{31}}{\omega_1^2 - \omega^2} + \frac{\phi_{12} \phi_{32}}{\omega_2^2 - \omega^2} + \frac{\phi_{13} \phi_{33}}{\omega_3^2 - \omega^2} \quad (13)$$

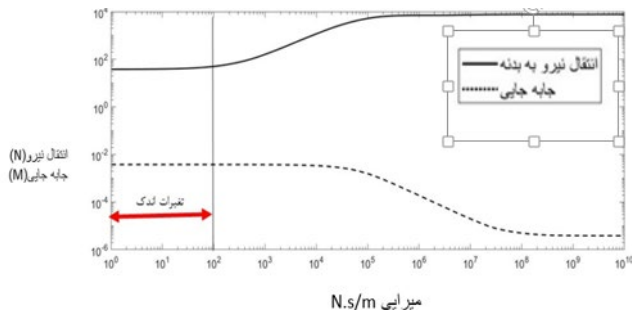
۳- حل عددی معادلات

در بخش قبل حل تئوری سیستم با فرض میرایی کم و بدون کاهنده ارتعاشات (سه درجه آزادی) محاسبه شد. در این بخش یک روش حل عددی برای سیستم ارایه می شود. برای حل عددی معادلات حاکم و شبیه سازی سیستم از نرم افزار سیمولینک متلب استفاده شده است. نرم افزار سیمولینک از روش های حل عددی جهت حل معادلات سیستم استفاده می کند.

در شکل (۴) پاسخ تحلیلی و پاسخ عددی سیستم در حالت بدون میرایی و بدون کاهنده ارتعاشات با یکدیگر مقایسه شده اند. همانطور که در شکل مشخص است، پاسخ حل عددی سیستم روند خوبی از رفتار سیستم را نشان می دهد و می توان از آن برای شبیه سازی سیستم استفاده کرد. میزان خطا در قله فرکانس اول حدود ۲ درصد و در نواحی قبل از فرکانس اول کمتر از ۴ درصد است.

با توجه به دقت خوب حل عددی، جهت شبیه سازی سیستم با کاهنده ارتعاشات (چهار درجه آزادی) و با در نظر گرفتن میرایی، از این روش استفاده شده است. شکل (۵) نمونه شبیه سازی شده با کاهنده ارتعاشات را در این نرم افزار نشان می دهد.

۱۰۰ N.s/m را انتخاب می‌کنیم. در جدول (۳) پارامترهای بهینه کاهنده ارتعاشات نمایش داده شده است. این پارامترها با استفاده از نمودارهای شکل (۶) و شکل (۷) برای انتخاب میرایی و سختی و همچنین بهره گیری از مطالعات قبلی جهت انتخاب جرم سیستم کاهنده ارتعاشات، محاسبه شده است.



شکل ۷- انتقال نیرو به بدنه و میزان جابه جایی در میرایی های متفاوت فنرو در دور ۷۴ رادیان بر ثانیه (بیشترین دور شفت)

جدول ۳- پارامترهای بهینه کاهنده ارتعاشات

نام پارامتر	c_r	K_r	M_r
مقدار	100 N.s/m	10^4 N/m	116 kg

۵- نتایج

در شکل (۸) میزان انتقال نیرو به بدنه در دو حالت با کاهنده ارتعاشات و بدون آن رسم شده است. همانطور که در شکل مشخص است میزان انتقال نیرو به بدنه در تمام دور موتورهای کاهش پیدا کرده است. نکته مهم دیگری که در شکل (۸) نشان داده شده است شکسته شدن قله فرکانس طبیعی اول در حالت بدون کاهنده ارتعاشات به دو قله کوچکتر در حالت با کاهنده ارتعاشات است. با اینکه استفاده از کاهنده ارتعاشات باعث بوجود آوردن فرکانس طبیعی اول 30 rad/s شده است، اما با توجه به اینکه میزان انتقال نیرو در این فرکانس 63 نیوتون و دامنه جابه جایی یاتاقان تراست کمتر از 4 میلیمتر (شکل (۱۰)) است، که خطرناک نیست. شکل (۹) میزان انتقال نیرو به بدنه در محدوده صفر تا 500 rad/s نمایش داده شده است. در این شکل محدوده کاری شناور بهتر قابل مشاهده است.

شکل (۱۰) میزان جابه جایی در دور های مختلف را نشان می‌دهد. بر خلاف میزان انتقال نیرو به بدنه، دامنه نوسانات افزایش پیدا کرده است. اما میزان جابه جایی در بیشترین دور موتور کمتر از 4 میلیمتر است که مقدار آن کم است و در محدوده مجاز قرار می‌گیرد. در شکل (۱۱) میزان انتقال نیرو به بدنه در دو حالت با کاهنده ارتعاشات بهینه شده و با کاهنده ارتعاشات گودوین نشان داده شده است. میزان انتقال نیرو به بدنه در کاهنده ارتعاشات گودوین چهار برابر انتقال نیرو در کاهنده ارتعاشات بهینه شده در این مقاله است و این در حالی است که میزان جابه جایی یاتاقان تراست در هر دو برابر

سیستم اضافه کند که بسیار خطرناک است. دایلکو و مرز [۹،۷] جرم بهینه برای کاهنده ارتعاشات را حدود یک دهم جرم M_p تخمین زده اند. در این مقاله نیز همین مقدار در نظر گرفته می‌شود.

۲- قرار دادن سختی اولیه فنر مقدار 10 N/m و محاسبه میزان انتقال نیرو و جابه جایی سیستم.

۳- اضافه کردن مقدار 10 N/m به سختی قبلی و محاسبه مجدد انتقال نیرو و جابه جایی سیستم

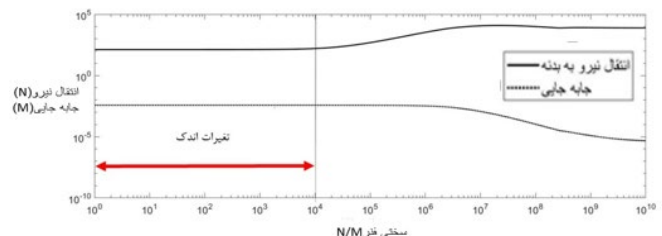
۴- تکرار مراحل ۲ و ۳ تا جایی که مقدار سختی به 10^{10} N/m برسد.

۵- کنار هم قرار دادن نقاط حاصله و رسم نمودار شکل (۶)
۶- انتخاب سختی بهینه (روش انتخاب در ادامه توضیح داده شده است).

۷- تکرار مراحل ۲ تا ۶ برای میرایی و رسم نمودار شکل (۷)
۸- انتخاب میرایی بهینه

انتخاب سختی و میرایی از طریق مکانیزم زیر صورت پذیرفته است:
سختی کاهنده ارتعاشات: سختی کاهنده ارتعاشات باید بگونه‌ای تنظیم شود که کمترین میزان جابه جایی و انتقال نیرو به بدنه را داشته باشد. از آنجا که انتقال نیرو به بدنه و میزان جابه جایی متضاد هم می‌باشند، در این مقاله هدف کم کردن انتقال نیرو به بدنه است و میزان جابه جایی در اولویت دوم قرار می‌گیرد. شکل (۶) میزان تغییرات جابه جایی و انتقال نیرو به بدنه نسبت به تغییرات سختی فنر در یک نمودار نشان داده شده است. جابه جایی بر حسب متر و انتقال نیرو به بدنه بر حسب نیوتون است.

در محدوده صفر تا 10^4 نیوتون بر متر، میزان انتقال نیرو به بدنه و جابه جایی تغییرات اندکی دارند. از این رو با توجه به اینکه داشتن سختی پایین‌تر باعث بوجود آوردن فرکانس طبیعی پایین می‌شود، سختی 10^4 نیوتون بر متر انتخاب می‌شود.



شکل ۶- انتقال نیرو به بدنه و میزان جابه جایی در سختی های متفاوت فنر و در دور ۷۴ رادیان بر ثانیه (بیشترین دور شفت)

میرایی کاهنده ارتعاشات: انتخاب میرایی نیز مانند انتخاب سختی صورت می‌گیرد. نمودار میزان جابه جایی و انتقال نیرو به بدنه در شکل (۷) با هم رسم شده است. این نمودار در بیشترین دور شفت یعنی 74 رادیان بر ثانیه و سختی 10^4 N/m رسم شده است. میرایی

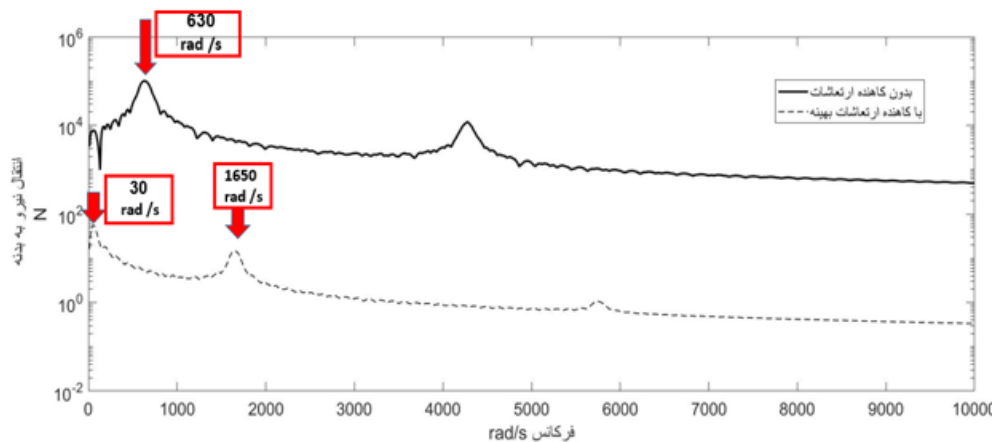
های ساخت را شامل می‌شود) انتخاب شده است، در حالی که در این مقاله ضریب میرایی نیز مانند ضریب سختی با استفاده از نمودار شکل (۷) انتخاب شده است

در جدول (۴) میزان انتقال نیرو به بدنه در فرکانس‌های مختلف و برای سه حالت بدون کاهنده ارتعاشات، با کاهنده ارتعاشات گودوین و با کاهنده ارتعاشات بهینه نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود میزان انتقال ارتعاشات به بدنه با استفاده از کاهنده ارتعاشات بهینه شده بیش از ۹۹ درصد کاهش پیدا کرده است. کمترین درصد کاهش در فرکانس طبیعی اول سیستم با کاهنده ارتعاشات رخ داده است. در این نقطه نیز، انتقال نیرو به بدنه بیش از ۹۹ درصد کاهش پیدا کرده است.

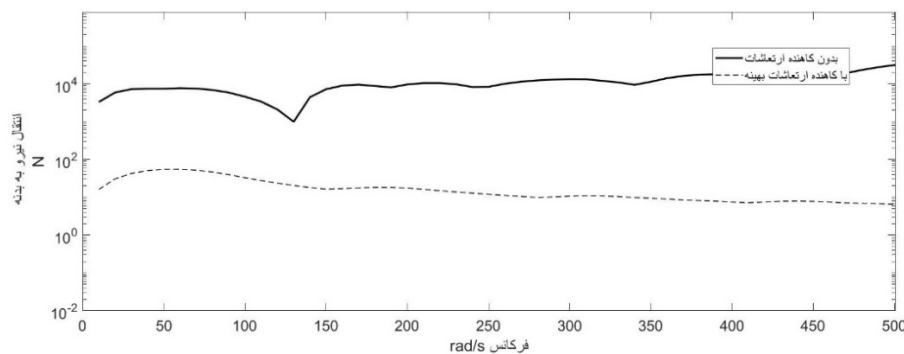
است (شکل (۱۲)). در روش گودوین سختی بهینه برای کاهنده ارتعاشات با استفاده از فرکانس طبیعی اول و از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۷]:

$$\sqrt{\frac{k_r}{m}} = \omega_1 \rightarrow k_r = 10^4 \quad (14)$$

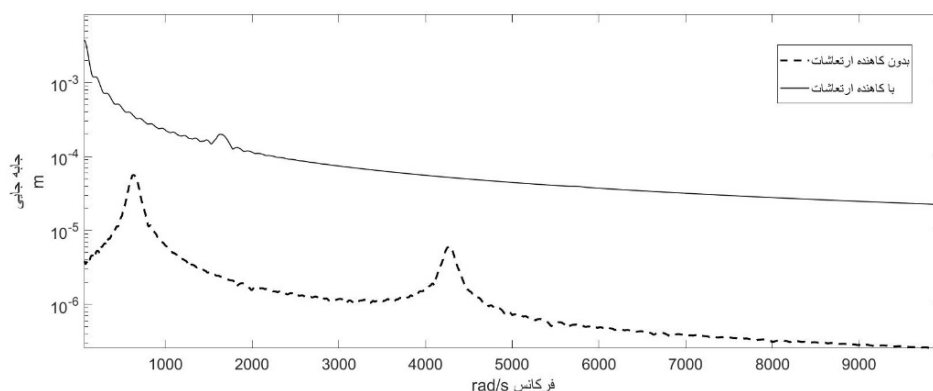
سختی بدست آمده در روش گودوین برابر با سختی بدست آمده با استفاده روش بهینه سازی استفاده شده در این مقاله است. تفاوت اصلی کاهنده ارتعاشات گودوین با کاهنده ارتعاشات استفاده شده در این مقاله در انتخاب میرایی است. در روش گودوین بیشترین ضریب میرایی ممکن بر اساس پارامترهای ابعادی سیستم (که محدودیت



شکل ۸- میزان انتقال نیرو با کاهنده ارتعاشات در دور های مختلف شفت



شکل ۹- میزان انتقال نیرو به بدنه در محدوده ۰ تا ۵۰۰ rad/s



شکل ۱۰- میزان جابه‌جایی یا تاقان تراست در دور های مختلف شفت

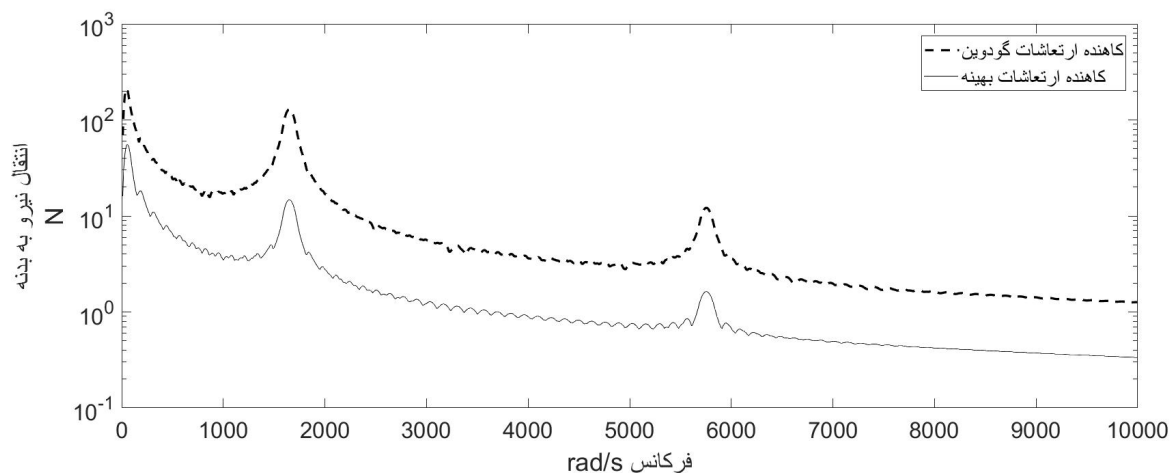
۶- جمع بندی و نتیجه گیری

در این مقاله راه‌های کم کردن ارتعاشات طولی در شناور معرفی و مزیت‌ها و معایب آن‌ها بررسی شد. همچنین کاهنده ارتعاشات گودوین برای یک مدل خط رانش شناور با داده‌های واقعی طراحی و مدل سازی شده است. برای مدل سازی خط رانش شناور از مدل چند درجه آزادی استفاده شده است. از آنجا که این مدل فرکانس طبیعی اول سیستم را بخوبی محاسبه می‌کند، در نتیجه از آن برای مدل سازی و طراحی سیستم‌هایی که محدوده کاری آن‌ها فرکانس طبیعی اول است مناسب می‌باشد. ماکزیمم دور شفت $28/5 \text{ rad/s}$ و بار نوسانی حاصل از تحریک پروانه بر شفت پنج برابر دور شفت (بعثت داشتن ۵ پره در پروانه) یعنی $142/5 \text{ rad/s}$ می‌باشد. این در حالی است که فرکانس طبیعی اول سیستم 630 rad/s است. برای بهینه سازی ضرایب کاهنده ارتعاشات از نمودارهایی که در آن میزان جابه‌جایی و انتقال نیرو به بدنه در کنار یکدیگر رسم شده‌اند

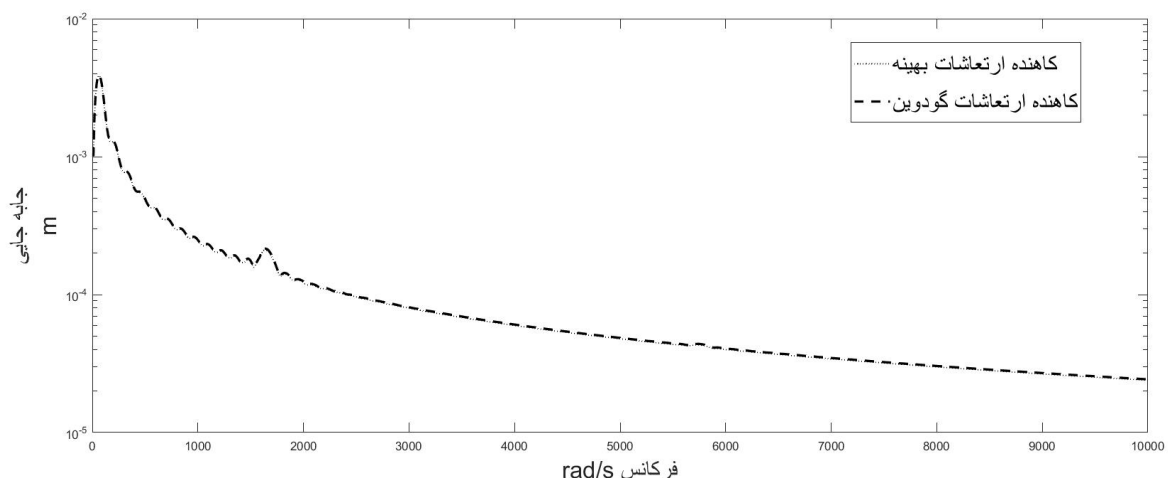
استفاده شده است. با توجه به اینکه انتقال نیرو به بدنه و جابه‌جایی متضاد با هم رفتار می‌کنند، انتخاب ضرایب از روی نمودارهای شکل (۶) و شکل (۷) بگونه ای انجام شد که بهینه ترین جواب را در بر بگیرد. انتخاب ضرایب با این روش باعث کاهش ۹۹ درصدی انتقال نیرو به بدنه شده است و این در حالی است که دامنه تغییرات یاتاقان تراست در بیشترین مقدار خود کمتر از ۴ میلیمتر است.

دایکو و همکاران [۷] نیز با تعریف توابعی که انتقال نیرو به بدنه را در کل محدوده کاری شناور به یک عدد بی بعد تبدیل می‌کرد و بهینه سازی روی این تابع توانستند میزان انتقال نوسانی به بدنه را تا ۹۹ درصد کاهش دهند.

کاهش ۹۹ درصدی انتقال نیرو به بدنه ناشی از بار نوسانی است. بدین منظور که نیروی اصلی تراست، که باعث رانش شناور به جلو می‌شود به قوت خود پایدار است. بلکه در این حالت به کمک کاهنده ارتعاشات نوسانات نیروی تراست، که حدود ۵ درصد بارگذاری اصلی و به شدت مخرب است، کاهش می‌یابد.



شکل ۱۱- انتقال نیرو به بدنه در حالت با کاهنده ارتعاشات بهینه و با کاهنده ارتعاشات گودوین



شکل ۱۲- میزان جابه‌جایی در دو حالت با کاهنده ارتعاشات بهینه و با کاهنده ارتعاشات گودوین

جدول ۴- مقایسه انتقال نیرو به بدنه در سه حالت بدون کاهنده ارتعاشات، با کاهنده ارتعاشات گودوین، با کاهنده ارتعاشات بهینه شده

درصد کاهش انتقال نیرو به بدنه کاهنده ارتعاشات بهینه نسبت به حالت بدون کاهنده ارتعاشات	انتقال نیرو به بدنه با کاهنده ارتعاشات بهینه	انتقال نیرو به بدنه با کاهنده ارتعاشات گودوین (N)	انتقال نیرو به بدنه بدون کاهنده ارتعاشات (N)	فرکانس rad/s
%۹۹/۵۱	۱۶	۷۰	۳۳۲۵	۱۰
% ۹۹/۱۳	۶۳	۲۰۲	۷۲۶۵	۳۰
%۹۹/۲۶	۵۵	۲۱۲	۷۴۶۱	۵۰
%۹۹/۲۸	۳۳	۱۳۹	۴۵۸۸	۱۰۰
%۹۹/۷۷	۱۶	۷۲	۷۲۵۳	۱۵۰
%۹۹/۹۹	۱۸	۶۰	۹۶۷	۲۰۰
%۹۹/۷۷	۷	۲۴	۳۱۵۰	۵۰۰
%۹۹/۹۹	۵	۲۰	۹۹۸۵۰	۶۳۰
%۹۹/۶۶	۱۵	۱۲۸	۴۴۰۱	۱۶۵۰

کلید واژگان

7-dylejko

8-Liu

9-Merz

10-Distributed-Lumped modeling technique

11-Vassilopoulos

12-Kingsbury

13- decomposition of FRF

1-Wilhelmi

2-Xu

3-Baz

4-Zhang

5-Transfer-Matrix-Method

6-Goodwin

Submarine, the Acoustical Society of America, vol. 116, pp. 25-69

- [9] Liu, Z. Y., and Wang, N. M., (2009), *Optimization of Dynamic Absorber Parameters for Reducing Axial Vibration of Ship Shafting*, *Vibration and Shock*, vol. 28, pp. 184-189
- [10] Merz, S., Kessissoglou, N. J., Kinns, R., and Marburg, S., (2010), *Minimisation of The Sound Power Radiated by a Submarine Through Optimisation of its Resonance Changer*, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 329, pp. 980-993
- [11] Tahani, M., and Soheili, S., (2005), *Frequency and Time Response of Rotors Longitudinal Vibration Using Hybrid Modeling*, in 13th Annual (International) Mechanical Engineering Conference, Isfahan
- [12] Vassilopoulos, L., and Hamilton, M., (1980), *Longitudinal Stiffness Analysis for The Propulsion Shafting Systems of The Polar CLASSICEBREAKERS*, Naval Engineers, pp. 179-195
- [13] Dombovari, Z., (2016), *Dominant modal decomposition method*, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 392, pp. 56-69
- [14] Zhang, G., and Zhao, Y., (2012), *Analysis of Vibration and Acoustic Radiation of Submarine Hull Induced by Longitudinal Vibration of Propulsion Shafting*, *Noise and Vibration Control*, vol. 32, pp. 155-158
- [15] Zechao, H., Lin, H., Wei, X., Zhengmin, L., Xingqian, Z., (2019), *Optimization design of resonance changer for marine propulsion shafting in longitudinal vibration*, *ship research journal*, vol. 14, pp. 155-158
- [16] Donglin, Z., Fangrui, L., Zhushi, R., (2019), *Study on bearing force of marine propeller induced by longitudinal vibration of propulsion shafting*, *Ships and Offshore Structures*, pp. 162-173
- [1] Zhan, G., Zhao, Y., Tianyun, L. and Xiang, Z., (2014), *Propeller Excitation of Longitudinal Vibration Characteristics of Marine Propulsion Shafting System*, Hindawi Publishing Corporation shock and vibration, pp. 1-19.
- [2] Yari, E. and Ghasemi, H., (2014), *Free and Forced Vibrations of a Shaft and Propeller Using the Couple of Finite Volume Method, Boundary Element Method and Finite Element Method*, *Computational Methods in Engineering*, pp. 13-36.
- [3] Wilhelmi, G. Appleman, W. and Loof, T., (1986), *Composite Shafting For Naval Propulsion Systems*, Naval Engineers, vol. 98, pp. 129-136,
- [4] Xu, D., Han, B., He, W., and Zhaogang, C., (2016), *Review of Advances on Longitudinal Vibration of Submarine Propulsion Shafting And its Vibration Reduction Technology*, *vibration engineering*, vol. 10, pp. 52-57
- [5] Baz, A., Gilheany, J., and Stiemel, P., (1990), *Active Vibration Control of Propeller Shaft, sound and vibration*, no. 3, vol. 136, pp. 361-372
- [6] Goodwin, A., (1960), *The Design of a Resonance Changer to Overcome Excessive Axial Vibration of Propeller Shafting*, *Institute of Marine Engineers Transactions*, vol. 72, pp. 37-63
- [7] Dylejko, P. G., Kessissoglou, N. J., Yan, T.C., and Norwood, J., (2007), *Optimisation of a Resonance Changer to Minimise The Vibration Transmission in Marine Vessels*, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 300, pp. 101-106
- [8] Dylejko, P. G., Kessissoglou, N. J., (2004), *Minimization of The Vibration Transmission Through The Propeller-Shafting System in a*