J. of Marine Eng. Vol. 21, Iss. 48, 2026. (46-64)

Journal of Marine Engineering

Journal homepage: marine-eng.ir

Effects of blade structural properties on hydrodynamic performance of propeller

Mohamad Saeed Shamshiri [1], Mahdi Hedayatian [*2]

[1] *Department of Mechanical Engineering, Asa.C., Islamic Azad University, Asadabad, Iran; m.s.sh1391@gmail.com*
[2] *Department of Mechanical Engineering, Asa.C., Islamic Azad University, Asadabad, Iran; ma.hedayatian@iau.ac.ir*

ARTICLE INFO

Article History:
Received: 25 Sep 2025
Last modification: 5 Feb 2026
Accepted: 7 Feb 2026
Available online: 7 Feb 2026

Article type:
Research paper

Keywords:
Submerged Propeller, CFD, Structural Properties, FSI, Hydrodynamic Efficiency.

ABSTRACT

Increasing the efficiency of systems in commercial ships, as the most economical means of transportation, is important for reducing emissions and costs. Increasing propeller efficiency reduces the cost of operating a ship. The most popular kinds of propeller in merchant ships are metallic submerged propellers. Due to elasticity of propeller structure, hydrodynamic loads acting on propeller structure change its geometry, thus the hydrodynamic efficiency changes. Deformations of the blade depend on the properties of the structure, the elastic modulus and the Poisson ratio. To investigate the effect of structural properties and deformations on hydrodynamic performance, the Fluid-Structure Interaction was simulated for a propeller named VP1304. For this purpose, 6 cases with elastic moduli of 0.7, 6.8, and 68 GPa and Poisson's ratio of 0.17, 0.33, and 0.49 were simulated. By decreasing the elastic modulus and Poisson's ratio, deformations increased and the changes in thrust and torque coefficients and efficiency increased compared to the rigid propeller. In most cases, the propeller efficiency decreased and in certain cases, the propeller efficiency increased, which indicates that it is possible to increase the propeller efficiency by changing the structural properties of the blade.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]

ISSN: 2645-8136

DOI: http://dx.doi.org/10.66224/marineeng.21.48.46

Copyright: © 2026 by the authors. Submitted for possible open access publication under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license [https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/]

نشریه مهندسی دریا، جلد ۲۱، شماره ۴۸، ۱۴۰۴، (۶۴-۴۶)

نشریه مهندسی دریا

صفحه اصلی نشریه: marine-eng.ir

تأثیر خواص سازه‌ای پره بر عملکرد هیدرودینامیکی پروانه

محمد سعید شمشیری[۱]، مهدی هدایتیان[۲*]

[۱] گروه مکانیک، واحد اسدآباد، دانشگاه آزاد اسلامی، اسدآباد، ایران m.s.sh1391@gmail.com

[۲] گروه مکانیک، واحد اسدآباد، دانشگاه آزاد اسلامی، اسدآباد، ایران ma.hedayatian@iau.ac.ir

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:
تاریخ دریافت مقاله: ۱۴۰۴/۰۷/۰۳
تاریخ اصلاح مقاله: ۱۴۰۴/۱۱/۱۶
تاریخ پذیرش مقاله: ۱۴۰۴/۱۱/۱۸
تاریخ انتشار مقاله: ۱۴۰۴/۱۱/۱۸

نوع مقاله:
مقاله پژوهشی

کلمات کلیدی:
پروانه مغروق،CFD ، خواص سازه‌ای، FSI، بازدهی هیدرودینامیکی.

چکیده

افزایش بازدهی سامانه‌ها در کشتی‌های تجاری، به عنوان به صرفه‌ترین وسیله حمل و نقل، برای کاهش آلایندگی و هزینه‌ها اهمیت دارد. افزایش بازدهی پروانه، هزینه بهره‌برداری کشتی را کاهش می‌دهد. متداول‌ترین پروانه‌ها در کشتی‌های تجاری پروانه‌های مغروق فلزی هستند. بارهایی که به پروانه وارد می‌شود، هندسه پره را تغییر می‌دهد و در نتیجه، عملکرد هیدرودینامیکی آن تغییر می‌کند. تغییر شکل‌های پره، به خواص سازه‌ای آن، یعنی مدول الاستیک و نسبت پواسون، بستگی دارد. برای بررسی اثر خواص سازه‌ای و تغییر شکل‌ها بر عملکرد هیدرودینامیکی، برهم‌کنش سیال-سازه پروانه به روش عددی برای پروانه VP1304 شبیه‌سازی شد. در شبیه‌سازی، خواص سازه‌ای پره تغییر داده شده و تغییر شکل پره محاسبه و اثر آن بر عملکرد هیدرودینامیکی پروانه بررسی شده است. برای این منظور، ۶ حالت با مدول الاستیک 0.7، 6.8 و 68 گیگا پاسکال و نسبت پواسون 0.17، 0.33 و 0.49 شبیه‌سازی شد. با کاهش مدول الاستیک و نسبت پواسون، تغییر شکل‌ها زیاد شده و تغییرات ضرایب تراست و گشتاور و بازدهی نسبت به پروانه صلب، افزایش یافت. در بیشتر حالت‌ها، بازدهی پروانه کم شد و در حالت‌های خاصی، بازدهی پروانه افزایش یافت که نشان می‌دهد امکان افزایش بازدهی پروانه با تغییر خواص سازه‌ای پره وجود دارد.

ISSN: 2645-8136

DOI: http://dx.doi.org/10.66224/marineeng.21.48.46

حق نشر: © ۲۰۲۶ توسط نویسندگان. این اثر برای انتشار با دسترسی آزاد، تحت شرایط و ضوابط مجوز (CC BY) ارسال شده است.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]

۱-مقدمه

حمل و نقل دریایی با کشتی‌های تجاری، مقرون به صرفه‌ترین روش جابه‌جایی کالا در دنیاست. کارایی اقتصادی کشتی‌ها مستقیماً بر هزینه‌های حمل و نقل مؤثر است و به همین دلیل در کشتی‌های تجاری، بازدهی اهمیت ویژه‌ای دارد. مجموعه رانش کشتی‌ها پروانه‌های مغروق با گام ثابت هستند و بیشترین انرژی یا توان را مصرف می‌کند. بهبود سامانه رانش به معنی صرف انرژی کمتر و دستیابی به نیروی پیشران بیشتر است که مصرف سوخت را کم می کند. با کاهش مصرف سوخت، آلاینده‌های محیطی کمتری نیز تولید خواهد شد.

پره‌های پروانه در معرض نیروهای عکس‌العمل سیال قرار دارند. این نیروها می‌تواند با تغییر شکل پره، هندسه آن را تغییر داده و بر عملکرد هیدرودینامیکی پروانه تأثیر بگذارد. مقدار تغییر شکل‌ها به خواص سازه‌ای پره و هندسه آن یعنی ضخامت پره بستگی دارد. مطالعه و تحقیق با موضوع تحلیل هیدروالاستیک پروانه کشتی‌ها در دهه هشتاد میلادی آغاز شد. هدف از انجام مطالعات در آن زمان، بررسی تغییر شکل و عملکرد هیدرودینامیکی پروانه‌هایی با هندسه پیچیده مانند زاویه اسکیو بالا[1] بود. جنس پروانه‌ها معمولاً برنز در نظر گرفته می‌شد و چون ساخت و استفاده از پروانه‌هایی از جنس کامپوزیت مطرح نبود، تحلیل پروانه‌های کامپوزیتی انجام نمی‌شد. پیش از دهه هشتاد، تحلیل هیدروالاستیک پروانه متداول نبوده و در کنار تحلیل‌های هیدرودینامیکی، تحلیل‌های سازه‌ای به صورت جداگانه با هدف یافتن توزیع تنش برای طراحی سازه پروانه انجام می‌شد [1]. در سال ۱۹۷۴ سنتوت[2] [2] تحلیل شبه-استاتیکی و دینامیکی سازه پروانه‌هایی با زاویه اسکیو بالا و معمولی را به روش المان محدود با المان پوسته[3] انجام داد و فرکانس طبیعی، میدان تنش و جابه‌جایی در پره را پیشبینی کرده و نتایج بدست آمده را با نتایج آزمایش تجربی مقایسه نمود. در این پژوهش، سرعت محاسبات بهبود داده شد و مدت زمان مورد نیاز برای انجام هر تحلیل، به دو دقیقه کاهش یافت. نتایج شبیه‌سازی‌ها با تست تجربی نیز همخوانی قابل قبولی داشتند.

در سال ۱۹۹۶، ژیکوانگ[4] و همکاران [3] تئوری هیدروالاستیک موجود متداول در گذشته را توسعه دادند و تئوری جدیدی که اثرات حرکت را لحاظ می‌کرد، برای اجسام انعطاف‌پذیر در آب معرفی کردند. کاربرد اصلی این تئوری، تحلیل هیدروالاستیک پروانه‌های دریایی بود که حرکت پیشروی و چرخشی دارند. در تئوری ایشان، سیال غیر لزج، تراکم‌ناپذیر و غیر چرخشی فرض شده است. همچنین، جنس پروانه همگن و همسانگرد در نظر گرفته شده و در نهایت فرکانس ارتعاش پروانه محاسبه گردید. این روش حل، با استفاده از یک آزمایش تجربی اعتبارسنجی شده و خطای آن کمتر از ۱۰ درصد بوده است. مشابه پژوهش قبلی، تأثیر تغییر شکل‌های پره بر عملکرد پروانه مورد مطالعه قرار نگرفته است.

لین[5] و همکاران [4] در سال ۱۹۹۶، از کوپل تئوری سطوح لیفت‌دهنده[6] و روش المان محدود برای تخمین عملکرد پروانه شامل ضرایب گشتاور، تراست و بازدهی و تغییر شکل‌ها استفاده کردند. مجهولات این روش در بخش سازه‌ای، جابه‌جایی‌های پره و در بخش سیالاتی، قدرت گردابه‌ها[7] هستند. بخشی از کار ایشان، بررسی اثر ضخامت پره بر تغییر شکل‌های آن و عملکرد هیدرودینامیکی پروانه است. این روش تحلیل هیدرودینامیکی، به اختصار VLM [8] نامیده می‌شود. نگارندگان، نتایج روش مذکور را با یک تست آب آزاد مقایسه کرده‌اند. در ضرایب پیشروی بالا، دقت شبیه‌سازی هیدرودینامیکی قابل قبول بوده اما در ضرایب پیشروی کم خطا زیاد است. نتایج این پژوهش نشان دادند که پدیده هیدروالاستیک بر عملکرد هیدرودینامیکی پرولنه اثر می‌گذارد و لحاظ کردن آن می‌تواند نتایج حل را بهبود بخشد. همچنین با کاهش ضخامت پره، تغییر شکل پره، گشتاور و تراست پروانه افزایش می‌یابد اما بازدهی آن تغییری نمی‌کند [4].

قاسمی و همکاران [5] در سال ۲۰۱۳ اثر جنس سازه پره و میزان تغییر شکل الاستیک آن را در عملکرد پروانه مطالعه کردند. ابزار این مطالعه از کوپل کردن دو نرم‌افزاری بدست می‌آید که توسط نگارندگان توسعه یافته است. در نخستین گام، نرم‌افزار اول میدان سیال را با تئوری جریان پتانسیل و حل معادلات به روش المان مرزی تحلیل می‌کند. بدین ترتیب سیال، غیر لزج فرض شده و سپس تنش برشی ناشی از لزجت به طور جداگانه به حل اضافه می‌شود. با انتگرال گیری توزیع فشار و تنش برشی روی پره سه‌بعدی، تراست و گشتاور پروانه تخمین زده می‌شود. پس از تحلیل میدان سیال، نرم‌افزار دوم، سازه پره را به روش اجزای محدود تحلیل می‌کند. خروجی تحلیل، هندسه پره پس از تغییر شکل می‌باشد. گام‌های بعدی، با تحلیل هیدرودینامیکی هندسه جدید در نرم‌افزار اول آغاز شده و با یافتن هندسه پس از تغییر شکل در نرم‌افزار دوم پایان می‌یابد. فرایند تا جایی که خروجی‌های

[1] Highly Skewed
[2] T. Søntvedt
[3] Shell Element
[4] Suo Zhiqiang
[5] Huei-Jeng Lin
[6] Lifting Surface Theory
[7] strength of the vortex
[8] Vortex Lattice Method

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]
[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]

دو گام متوالی کاملاً یکسان شوند و همگرایی حاصل گردد، ادامه می‌یابد.

استفاده از پروانه‌های کامپوزیتی برای نخستین بار در دهه ۱۹۶۰ میلادی، در قایق‌های ماهیگیری اتحاد جماهیر شوروی[1] بوده است. پس از آن، در شوروی تست‌های دریای گسترده‌ای برای مقایسه عملکرد پروانه‌های کامپوزیتی و پروانه‌های فلزی مشابه انجام شد. نکته قابل توجهی که از تست‌ها بدست آمد، کاهش ۲۵ درصدی ارتعاشات موتور، شفت و بدنه شناور با پروانه کامپوزیتی بود [6] [7].

حدوداً در دهه ۱۹۹۰ میلادی، تحلیل هیدروالاستیک پروانه‌های کامپوزیتی متداول شده است. لی[2] و همکاران [8] در سال ۲۰۱۷ به تحلیل هیدروالاستیک پروانه کامپوزیتی پرداختند. آنها تحلیل هیدرودینامیکی را به دو روش دینامیک سیالات محاسباتی و المان مرزی انجام دادند. تحلیل سازه‌ای در هر دو روش، با اجزای محدود انجام شد. در هر دو روش، کوپل حل هیدرودینامیکی و سازه‌ای به صورت متقابل و دو طرفه است. درحلگر دینامیک سیالات محاسباتی- المان محدود یا CFD-FEM ، اثرات لزجت به شیوه متفاوت و پیچیده‌تری نسبت به روش المان مرزی اعمال می‌شود و به نظر می‌رسد شبیه‌سازی به واقعیت نزدیکتر است اما هزینه محاسباتی بیشتری دارد. مقایسه نتایج شبیه‌سازی پروانه کامپوزیتی الاستیک با دو روش مذکور نشان داد که اختلاف نتایج بیشتر از حالت صلب بوده که نشان‌دهنده متفاوت بودن توزیع فشار روی سطوح پره خصوصاً در ناحیه نوک پره[3] است.

امروزه استفاده روش شبیه‌سازی همزمان سیال-سازه بسیار متداول است و قابلیت این روش، به عنوان یک ابزار کارآمد اثبات شده است. ژانگ و همکاران [9] در پژوهشی که سال ۲۰۲۲ منتشر شده، با اندرکنش سیال-سازه، اثر متقابل ارتعاشات سکان و پروانه را بررسی کردند و از آن در محاسبه نویز مجموعه استفاده کردند. نتایج نشان می‌دهد که سکان تحت بار ناشی از ویک پروانه، دچار خمش در جهت دهانه می‌شود که با افزایش سرعت چرخش پروانه، افزایش می یابد. در بسامد عبور پره و بسامد طبیعی سکان، نویز به شدت زیاد می شود.

در سال ۲۰۲۳، کریشنا و همکاران [10] به شبیه‌سازی دو طرفه پروانه دریایی پرداختند تا پاسخ هیدرودینامیکی، هیدروالاستیکی و آکوستیکی پروانه را بدست آورند. آنها سه گونه از پروانه‌های کامپوزیتی را نیز شبیه‌سازی نمودند. در مقایسه‌ای که بین شبیه‌سازی یکطرفه و دو طرفه انجام دادند، مشخص شد که شبیه‌سازی FSI دو طرفه می تواند مقدار بیشینه تنش و تغییر شکل ایجاد شده را که در طراحی پروانه مهم است، بهتر پیش بینی کند. پاسخ آکوستیک حاصل از تحلیل FSI دوطرفه به دلیل در نظر گرفتن اثر هیدروالاستیک پروانه، واقعی‌تراست.

در سال ۲۰۲۵، فِنگ و همکاران [11] توزیع بار روی پره را با روش مدل کرنش تخمین زدند. آنها بررسی اولیه‌ای برای شناسایی بار توزیع‌شده پروانه در حوزه فرکانس و حوزه متعامد تعمیم‌یافته، با استفاده از پروانه تک‌پره‌ای انجام دادند. این مدل بر اساس مدل کرنش و چندجمله‌ای متعامد چبیشف فرموله شده است. برای تأیید کارایی و دقت مدل توسعه‌یافته، پاسخ هارمونیک پروانه با استفاده نرم‌افزار انسیس تحلیل شد. در نهایت، دامنه تنش روی پروانه از طریق ادغام شبیه‌سازی و آزمایش بدست آمد. اعتبار و دقت این مدل، با خطایی کمتر از 11% تأیید گردید.

یاری و همکاران [12] تأثیر زاویه اسکیو بر تنش ایجاد شده در پروانه‌ای 7 پره با زاویه اسکیو بالا را بررسی کردند. برای بررسی تأثیر توزیع زاویه اسکیو پره بر عملکرد هیدروالاستیسیته پروانه، از سری پروانه‌های MAU استفاده شده است. بر اساس نتایج به دست آمده، با افزایش زاویه اسکیو، تنش ایجادشده در نوک و ریشه پروانه افزایش یافته و میزان افزایش تنش از 35 درجه به 81 درجه در حدود 120 درصد می‌باشد. همچنین با این افزایش زاویه اسکیو، میزان راندمان هیدرودینامیکی کاهش می‌یابد.

در سال ۲۰۲۵، کیم و شین [13] تحلیل اندرکنش سیال-سازه برای پروانه کامپوزیتی را با استفاده از تجزیه حالت دینامیکی ارتقا دادند. آن‌ها یک روش سریع برای تحلیل اندرکنش سیال-سازه (FSI) را پیشنهاد کردند که تغییر شکل پره پروانه‌های دریایی کامپوزیتی را محاسبه می‌کند. آن‌ها روش المان مرزی ناپایا را برای تحلیل سیال استفاده کردند تا اثرات تغییر شکل پره را نیز در بر بگیرد. از آنجا که یک تحلیل FSI معمولاً به محاسبات تکراری متعددی نیاز دارد، یک تحلیل سازه‌ای با استفاده از روش برهم‌نهی انجام شد و بارهای هیدرودینامیکی از طریق تجزیه حالت دینامیکی به حوزه فرکانس تبدیل شدند. در نهایت، با روش مذکور، دو پروانه کامپوزیتی را برای اعتبارسنجی شبیه‌سازی کردند و با صرف زمان محاسباتی کمتر به نتایجی با دقت قابل قبول دست یافتند.

شبیه‌سازی FSI در طراحی سایر توربوماشین‌ها از جمله توربین‌های انرژی‌های نو مانند توربین باد یا توربین جزر و مدی به عنوان یک ابزار استفاده می‌شود. اصول کارکرد آن‌ها کاملاً مشابه پروانه‌های دریایی است. بارهایی که به این توربین‌ها وارد می‌شوند، ماهیت تصادفی دارند و از این جهت، تحلیل سازه‌ای آن‌ها در بارهای استاتیکی و دینامیکی اهمیت ویژه‌ای دارد. نبیوا و همکاران

[1] USSR (Union of Soviet Socialist Republics)
[2] Hyoungsuk Lee
[3] Blade Tip Region

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]
[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]

در سال ۲۰۲۶ [14] با شبیه‌سازی FSI، سازه یک توربین محور-افقی کوچک را تحت بارهای استاتیک تحلیل کردند. شبیه‌سازی FSI به صورت یک طرفه در نرم‌افزار انسیس انجام شده است. مطابق نتایج، کمترین تغییر شکل و مقدار تنش‌های فون-میزز در زاویه گام 88 درجه برای محدوده سرعت جریان 4 تا 40 متر بر ثانیه، صرف نظر از جنس ماده، به دست آمده است.

در مطالعات پیشین، ساده‌سازی های زیادی در نظر گرفته شده است. از جمله شبیه‌سازی سیالاتی با حل معادله لاپلاس به روش المان مرزی انجام شده که دقت کمی دارد. اثرات دینامیکی ناشی از چرخش پروانه و نیروی گریز از مرکز روی تغییر شکل‌ها صرف نظر شده است. حلگر به صورت یکطرفه بوده و از اثرات تغییر شکل‌ها بر میدان سیال صرف نظر شده است. در واقعیت، حرکت پروانه از برهم‌نهی دو حرکت بدست می‌آید: چرخش صلب پروانه و جابه‌جایی‌های سازه‌ای. در مطالعات پیشین، با توجه به دشواری برهم‌نهی این دو حرکت، به جای چرخش صلب پروانه از روش دستگاه مختصات متحرک[1] شده است که پروانه حرکتی ندارد و معادلات حاکم در دستگاه مختصات چرخان نوشته می‌شوند. این روش، یک ساده‌سازی است و نمی‌تواند نیروهای اینرسی را شبیه‌سازی کند. به علاوه، روش دستگاه مختصات متحرک فقط در حالت آب آزاد با جریان سیال ورودی یکنواخت قابل استفاده است و در مسائل شامل سطح آزاد یا در شبیه‌سازی پروانه در میدان و یک بدنه قابل استفاده نیست. در این پژوهش، شبیه‌سازی هیدروالاستیک پروانه VP1304 در آب آزاد با استفاده از تعامل سازه-سیال دو طرفه انجام می‌شود. سیال عامل لزج در نظر گرفته شده و تحلیل میدان سیال، با حل معادلات رنز انجام می‌شود که دقت بیشتری دارد. سازه پروانه به روش اجزای محدود تحلیل می‌گردد. جنس پره‌ها همگن و همسانگرد است و اثر نیروی گریز از مرکز، با چرخش پروانه -مشابه واقعیت- اعمال می‌گردد. در شبیه‌سازی هیدرودینامیکی، خروجی‌های شبیه‌سازی ضریب تراست و گشتاور و بازدهی هیدرودینامیکی در مدول الاستیک و نسبت پواسون مختلف است. خروجی‌های حلگر سازه‌ای، تنش، تغییر شکل پره و جاجایی نوک پره است.

همچنین بر خلاف مطالعات پیشین که چندین نرم‌افزار با هم کوپل شده اند، در این پژوهش تمامی مراحل حل، شامل تحلیل هیدرودینامیکی، تحلیل سازه‌ای و کوپل آن‌ها در نرم‌افزار سی‌سی‌ام‌پلاس انجام می‌شود و از ساده‌سازی‌های مذکور استفاده نمی شود در نتیجه نسبت به مطالعات پیشین، شبیه‌سازی به واقعیت شباهت بیشتری دارد و ابزاری را برای مطالعات آینده معرفی می‌کند. پس از ارائه تنظیمات در نرم‌افزار فوق برای شبیه‌سازی هیدروالاستیک با دقت قابل قبول، به این پرسش که: "نزدیک شدن به مفهوم پره صلب بازدهی بیشتری فراهم می‌آورد یا نه؟" پاسخ داده می شود.

۱- معادلات حاکم

با توجه به اینکه دامنه سیال و جامد شبیه‌سازی می‌شوند، در ادامه معادلات حاکم بر حلگر سازه‌ای و حلگر جامداتی بیان می شود.

۱-۱- حلگر سیالاتی

معادلات ناویر استوکس در جریان در آرام و مغشوش اعتبار دارند. در شبیه‌سازی جریان مغشوش با معادلات ناویر استوکس، به تعداد زیادی شبکه با ابعاد بسیار کوچک نیاز است تا همه اثرات اغتشاش و گردابه‌ها مشاهده شود [15] که حل آن با رایانه‌های دردسترس ممکن نیست. در مدلسازی جریان متلاطم، به جای استفاده از شبکه بسیار ریز، تغییرات مشخصه‌های اصلی جریان یعنی سرعت و فشار سیال به صورت یک مقدار متوسط و یک مقدار نوسانی به شکل معادلات ۱) و (۲) می‌باشد:

$$P = \bar{P} + P' \qquad (۱$$

$$V = \bar{V} + V' \qquad (۲)$$

با جایگذاری این مقادیر در معادلات ناویر استوکس و ساده سازی، معادلات رنز[2] استخراج می‌گردد. برای جریان تراکم‌ناپذیر، معادلات رنز به صورت زیر است:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \qquad (۳)$$

$$\rho\left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}\right] = \bar{f}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} - \rho\overline{u_i' u_j'}\right] \qquad (۴)$$

معادلات در فرم اندیسی نوشته شده‌اند و $j = 1,2,3$ و i می‌باشند. $\bar{u}_i$و $\bar{u}_i{}'$ (یا $\bar{u}_j$ و $\bar{u}_j{}'$) به ترتیب مؤلفه‌های iام (یا jام) سرعت متوسط و نوسانات سرعت هستند. x_i، بیانگر محورهای دستگاه مختصات، یعنی x، y و z است و f_i نیز مؤلفه‌های نیروهای حجمی یعنی f_x ، f_y و f_z می‌باشند و $\bar{p}$ نیز فشار متوسط است [16]. عبارت آخر در سمت راست معادله یعنی $-\rho\overline{u_i' u_j'}$ تنش آشفتگی یا تنش رینولدز است که به پارامترهای متوسط جریان وابسته نبوده و برای یافتن آن می‌بایست آن را به متغیرهای متوسط میدان وابسته نمود. برای تخمین این ترم، مدل‌های مختلف توربولانسی ارائه‌شده‌است [17].

[1] Moving Reference Frame (MRF)

[2] RANS

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]

از معروف‌ترین مدل‌ها، مدل‌های ادی ویسکوز[1] است. رابطه اساسی حاکم بر ادی ویسکوز از یک پارامتر منفرد که اصطلاحاً لزجت آشفتگی[2] μ_t نامیده می‌شود، پیروی می‌کند. در این رابطه تنش رینولدز به گرادیان مولفه‌های سرعت متوسط (یا نرخ کرنش) مرتبط می‌شود:

$$-\rho\overline{u_i'u_j'} = \mu_t\left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\mu_t\frac{\partial\bar{u}_k}{\partial x_k}\delta_{ij} - \frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} \quad (۵)$$

δ_{ij} مولفه‌های تانسور همانی[3] هستند.

یک مدل توربولانسی که برای تمام انواع جریان سیال مناسب باشد وجود ندارد. مدل‌های $SSt\ k-\omega$ و $k-\varepsilon$، مدل‌های دومعادله‌ای معروفی هستند که بسیار رایجند. در مدل $k-\varepsilon$، اثرات تنش رینولدز به عنوان یک ادی ویسکوزیتی اضافه در نظر گرفته می شود که به صورت زیر بیان می گردد:

$$\mu_t = \rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۶)$$

که k انرژی جنبشی تلاطم بر واحد جرم و ϵ نرخ اضمحلال انرژی جنبشی تلاطم بر واحد جرم است. C_μ نیز یک ثابت بی بعد با مقدار معمول 0.09 می باشد. انرژی جنبشی تلاطم و نرخ اضمحلال انرژی جنبشی تلاطم را میتوان با حل معادلات انتقال محاسبه کرد [18].

مدل‌های $k-\omega$ ، از فرکانس آشفتگی ω به جای نرخ اضمحلال لزج ε برای مشخص کردن آشفتگی استفاده می‌کنند. فرکانس آشفتگی را می‌توان توسط عبارت $\varepsilon=\omega k$ به مقادیر k و ε مربوط ساخت. لزجت آشفتگی μ_t نیز توسط رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\mu_t = C_\mu\rho\frac{k}{\omega} \quad (۷)$$

مدل $k-\omega\ SST$ به منظور آمیختن فرمولبندی مدل $k-\omega$ در نواحی نزدیک دیواره، با مدل $k-\varepsilon$ در نواحی دور از دیواره ارائه شده است. مدل $k-\omega\ SST$ برای دسته وسیعی از جریان‌ها قابل استفاده است [19].

۱- ۲- حلگر جامداتی

روابط حاکم در شبیه‌سازی جامداتی پروانه، معادلات اساسی مکانیک جامدات است. بارگذاری‌ها، یک میدان تنش را در سازه تحمیل می‌کند و جابه‌جایی نقاط سازه نسبت به یکدیگر را در پی دارد [20]. با فرض کوچک بودن تغییر شکل‌ها، یکی از روابط میدانی یعنی رابطه تانسور کرنش در دستگاه مختصات کارتزین بر حسب جابه‌جایی‌ها به صورت زیر است

$$e_{ij}=\frac{1}{2}\left(u_{i.j}+u_{j.i}\right) \quad (۸)$$

معادله (۸)، جمعاً 6 معادله برای بیان رابطه کرنش‌ها با مشتقات جاجایی در بر دارد. معادلات دیگر، معادلات تعادل هستند:

$$\sigma_{ij.j}+f_i=0 \quad (۹)$$

وقتی جسم در معرض نیروهای حجمی خارجی f_i (بر واحد وزن جسم) در تعادل استاتیکی قرار دارد، رابطه (۹) برقرار است که نیروهای حجمی می‌تواند نیروی وزن در میدان گرانشی، نیروهای الکترومغناطیسی یا نیروهای لَختی باشد. این رابطه 3 معادله برای ارتباط مشتقات تنش در هر نقطه درون جسم با نیروهای حجمی ارائه می‌دهد.

رولبطی که خواص فیزیکی مواد را به تنش و کرنش مرتبط می‌کنند، معادلات مشخصه نامیده می‌شوند که برای مواد الاستیک خطی و همسانگرد به صورت زیر است:

$$e_{ij}=\frac{1+\nu}{E}\sigma_{ij}-\frac{\nu}{E}\sigma_{kk}\delta_{ij}$$

یا

$$\sigma_{ij}=\frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}e_{kk}\delta_{ij}+2\frac{E}{2(1+\nu)}e_{ij} \quad (۱۰)$$

روابط (۱۰)، قانون هوک تعمیم یافته هستند. در معادله اول، تنش بر حسب کرنش و در دیگری کرنش برحسب تنش نوشته شده است. مطابق روابط مشخصه، فقط دو خاصیت از ماده الاستیک خطی همسانگرد برای توصیف رفتار آن نیاز است: مدول الاستیک (E) و نسبت پواسون (ν). با داشتن دو خاصیت، می‌توان معادلات مشخصه را برای جسم الاستیک خطی همسانگرد نوشت که جمعاً 6 معادله بدست می‌آید.

دستگاه معادلات میدان جامد 15 معادله دارد. این دستگاه 15 مجهول نیز دارد که شامل 3 مؤلفه جابه‌جایی (u_i)، 6 مؤلفه کرنش (e_{ij}) و 6 مؤلفه تنش (σ_{ij}) است. با اینکه در این دستگاه تعداد معادلات با مجهولات برابر است، با روش‌های تحلیلی قابل حل نیست و برای حل باید از روش‌های عددی استفاده نمود[21] .

۲- اعتبارسنجی، شبکه‌بندی و تنظیم شرایط حل

هر شبیه‌سازی عددی به سه مرحله اساسی پیش‌پردازش، پردازش و پس‌پردازش تقسیم می‌گردد. تنظیمات مربوط به پیش‌پردازنده شامل مدل هندسی، دامنه و شبکه محاسباتی و انتخاب حلگرهای مناسب مسئله است. برای بررسی صحت انتخاب‌ها و همچنین

[1] Eddy Viscous
[2] Turbulent Viscosity
[3] Identity Tensor

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]
[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]

دقت شبیه‌سازی، به اعتبارسنجی حل نیاز است. اعتبارسنجی عبارتست از شبیه‌سازی یک مسئله مشابه که نتایج تجربی یا حل تحلیلی دقیق آن در دسترس بوده و مقایسه نتایج به‌دست آمده با نتایج آزمایشگاهی یا تحلیل معتبر [22].

با توجه به این‌که تست معتبری برای هیدروالاستیک یک پروانه یافت نشد، از نتایج دو تست برای اعتبارسنجی استفاده می‌شود. آزمایش اول با نام "آزمایش آب آزاد پروانه" برای اعتبارسنجی حل میدان سیال اطراف پرولنه به کار می‌رود. در آزمایش دوم با نام "آزمایش تیغه[1] انعطاف‌پذیر" دقت و صحت روش کوپل حلگر سیال-سازه و مسئله هیدروالاستیک بررسی خواهد شد. در ادامه، این دو آزمایش با نتایج اعتبارسنجی شبیه‌سازی آن‌ها شرح داده می شود.

۲- ۱- آزمایش آب آزاد پروانه

برای اعتبارسنجی اول، آزمایش پروانه مقیاس شده VP1304 در آب آزاد شبیه‌سازی می‌شود که در حوضچه کشش SVA در پوتسدام[2] آلمان تست شده است و هندسه، شرایط تست و نتایج آن در دسترس می‌باشد. در جدول ۱، مشخصات هندسی این پروانه آورده شده است. در شکل ۲ هندسه پروانه و مدل ساخته شده برای تست تجربی را نشان می‌دهد.

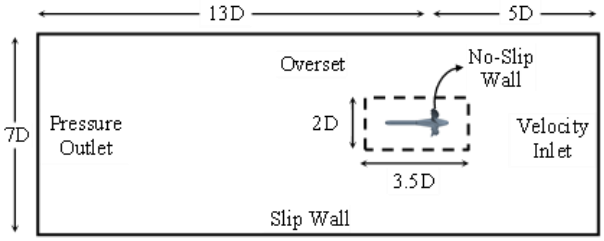
جدول ۱: پروانه VP1304 [23] [24]

پارامتر	نماد	مقدار
قطر	$D[m]$	0.25
نسبت توپی	d_h/D	0.30
تعداد پره	Z	5
جهت پرخش	-	راست‌گرد
سرعت زاویه ای	$n\,[\frac{1}{s}]$	15
چگالی آب	$\rho\,[\frac{kg}{m^3}]$	998.99



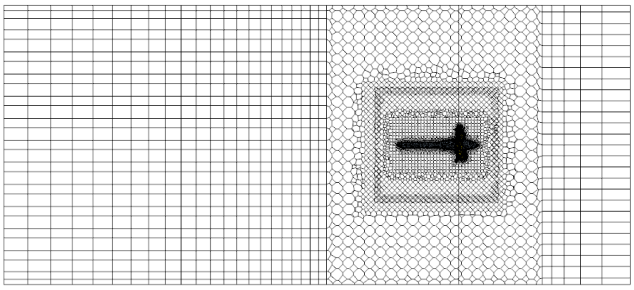
شکل ۱: پروانه VP1304 [23]

دامنه محاسباتی برای شبیه‌سازی پروانه در نرم‌افزار استار سی‌سی‌ام‌پلاس ساخته شده‌است. نمای جانبی دامنه محاسباتی و شرایط مرزی در شکل ۲ مشاهده می شود. ابعاد دامنه باید قدری بزرگ باشد که بر نتایج تأثیری نگذارد. ابعاد دامنه به صورت ضرایبی از قطر پروانه ذکر شده است.

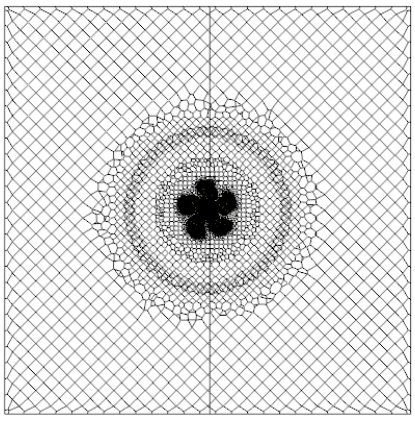


شکل ۲: دامنه محاسباتی و شرایط مرزی

شبکه در نرم‌افزار استار سی‌سی‌ام پلاس به روش تریمر تولید شده است. در این روش، تمام حجم هندسه با مش‌ها به عنوان پس‌زمینه پوشانده شده و سپس مش‌ها با سطوح جسم جامد بریده می‌شوند و در نهایت، مش حجم‌هایی که سیال در آن‌ها وجود ندارد، حذف می‌گردند. شبکه اطراف پروانه و ناحیه‌هایی که پارامترهای جریان (به‌خصوص سرعت و فشار) تغییرات زیادی دارند ریزتر شده تا حدی که تغییرات به خوبی دیده شوند. شکل ۴ و شکل ۵ شبکه‌بندی دامنه را نشان می‌دهد و همچنین در شکل ۳ نحوه شبکه بندی سطح پره نمایش داده شده است.



شکل ۴: شبکه بندی دامنه در نمای جانبی



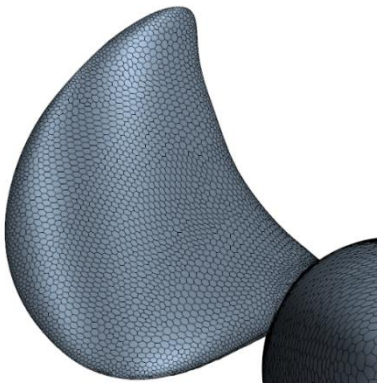
شکل ۵: شبکه بندی دامنه در نمای مقابل

[1] Blade

[2] Potsdam, Germany

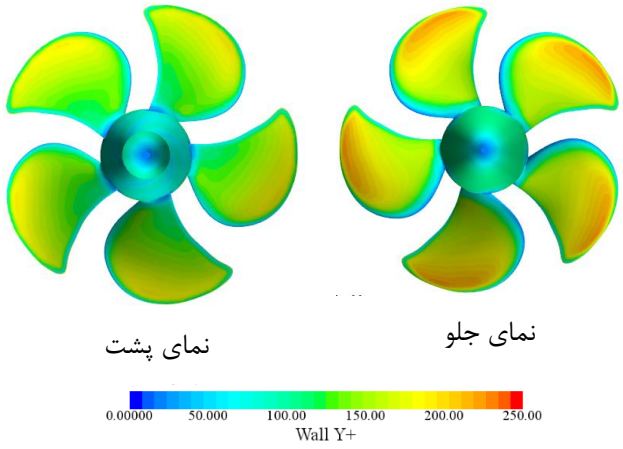
[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]



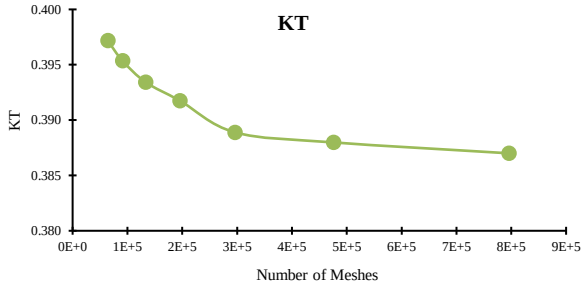
شکل ۶: شبکه بندی سطح پره

در این پژوهش تعداد المان‌های محاسباتی حدود 480 هزار می‌باشد. همچنین کل شبکه لایه‌مرزی 5 ردیف دارد که دارای ضخامتی برابر با 0.0036 m است و اولین ردیف المان‌های لایه‌مرزی در فاصله‌ی بسیار کمی از سطح ($7.58 \times 10^{-4}\ m$) قرار گرفته‌است. به گونه‌ای که مقدار y+ شبکه محاسباتی مقداری کمتر از 150 دارد (شکل ۷) که برای مدل اغتشاشی $k-\varepsilon\ Realizable$ مناسب است [25] [20]. این شبکه‌بندی با مطالعه شبکه بدست آمده است.

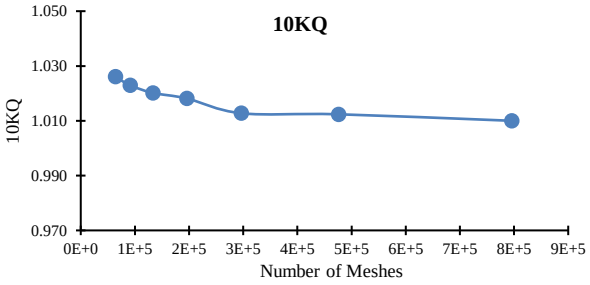


شکل ۷: کانتور y+ روی

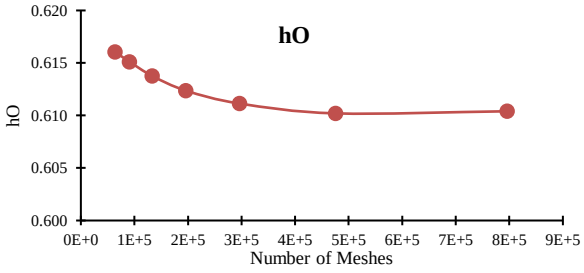
یافتن شبکه‌ای که از نظر هزینه محاسباتی و دقت در یک نقطه بهینه قرار داشته باشد، حائز اهمیت است. برای این کار، چندین شبیه‌سازی با شبکه‌بندی متفاوت انجام می‌گردد. شبکه محاسباتی تا جایی ریز می‌شود که نتایج تحلیل (در اینجا ضرایب نیرو و گشتاور و بازدهی)، از ابعاد سلول‌ها مستقل گردد. مطالعه شبکه در J=1 و شرایط تست تجربی انجام شده است. شبکه نهایی که در این بخش بدست می‌آید، در شبیه‌سازی‌های بعدی هم استفاده خواهد شد. نمودارهای مربوط به نتایج مطالعه شبکه در شکل ۸ تا شکل ۱۰ مشاهده می شود. مطابق نمودارها، حالت 6 با توجه به همگرایی شبکه در آن می‌تواند به عنوان شبکه نهایی انتخاب شود. تحلیل جریان به صورت آشفته، گذرا با چگالی ثابت تنظیم گردیده است که در جدول ۲ خلاصه‌ای از شرایط حل آمده است.



شکل ۸: نمودار ضریب تراست برحسب تعداد سلول‌های شبکه



شکل ۹: نمودار ضریب گشتاور برحسب تعداد سلول‌های شبکه



شکل ۱۰: نمودار بازدهی آب آزاد برحسب تعداد سلول‌های شبکه

جدول ۲: تنظیمات شرایط حل

مورد	تنظیمات	توضیح
Space	Three-Dimensional	مدل سه‌بعدی
Time	Unsteady	زمان‌بندی در حالت ناپایا
Material	Liquid	ماده: مایع
Equation of State	Constant Density	معادله حالت: چگالی ثابت
Viscous Regime	Turbulent	نوع جریان: مغشوش
Turbulence Models	RANSE $k-\varepsilon\ Realizable$	مدل اغتشاشی: رنز
Motion	Rotation	حرکت: یک درجه آزادی چرخشی

شبیه‌سازی پروانه در ضرایب پیشروی 0 تا 1.65 مطابق تست تجربی انجام شد. نتایج شبیه‌سازی، نمودارهای ضریب تراست، گشتاور و راندمان بر حسب ضریب پیشروی هستند. پروسه حل عددی، مشابه آزمایش تجربی از ضریب پیشروی صفر شروع شده است و تا ضریب پیشروی که ضرایب تراست و گشتاور در آن صفر

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]
[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]

شوند (J=1.65)، ادامه داده شده است. نتایج شبیه‌سازی‌های عددی به همراه تست، در جدول ۳ و شکل ۱۱ مشاهده می شود. همچنین، نتایج با هم مقایسه شده اند و درصد خطای هر ضریب، حساب شده است. ضرایب پیشروی، تراست، گشتاور، بازدهی و درصد خطا از روابط زیر بدست آمده اند:

(۱) ضریب پیشروی $$J = \frac{U_\infty}{nD}$$

(۲) ضریب تراست $$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$$

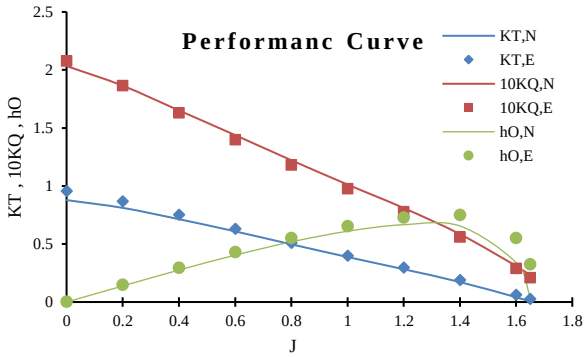
(۳) ضریب گشتاور $$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$$

(۴) بازدهی $$h_O = \frac{J}{2\pi}\frac{K_T}{K_Q}$$

(۵) درصد خطا $$\%Error = \left|\frac{A^{EXP} - A^{NUM}}{A^{EXP}}\right|$$

جدول ۳: نتایج شبیه‌سازی عددی و مقایسه با نتایج آزمایش

%Error			EXP			NUM			J
h_O	$10K_Q$	K_T	h_O	$10K_Q$	K_T	h_O	$10K_Q$	K_T	
-	2.04	8.08	0.00	2.08	0.96	0.00	2.03	0.88	0.00
6.36	0.01	6.35	0.15	1.86	0.87	0.14	1.86	0.81	0.20
6.26	1.35	4.99	0.29	1.63	0.75	0.28	1.65	0.71	0.40
6.03	3.01	3.21	0.43	1.40	0.63	0.40	1.44	0.61	0.60
5.96	3.71	2.46	0.55	1.18	0.51	0.52	1.22	0.50	0.80
6.45	3.85	2.85	0.65	0.97	0.40	0.61	1.01	0.39	1.00
8.20	4.36	4.20	0.73	0.78	0.29	0.67	0.81	0.28	1.20
12.48	4.72	8.36	0.75	0.56	0.19	0.66	0.59	0.17	1.40
38.20	7.44	33.60	0.55	0.29	0.06	0.34	0.31	0.04	1.60
85.81	10.98	84.25	0.32	0.21	0.03	0.05	0.23	0.00	1.65

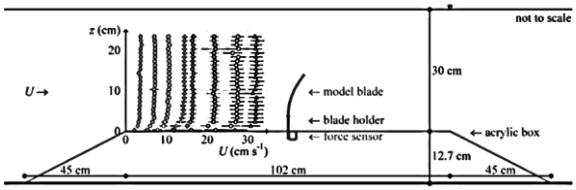


شکل ۱۱: مقایسه نتایج شبیه‌سازی عددی با آزمایش

در ضرایب پیشروی کمتر از 1.4، خطای محاسبه ضرایب کمتر از 5 درصد است. در ضرایب پیشروی بیشتر از 1.4، خطاهای حل عددی افزایش می‌یابد. در این محدوده، خصوصاً در J=1.65 مقدار ضرایب تراست و گشتاور کم می‌شود و مقدار آن‌ها در محدوده خطای حل قرار می‌گیرد. با توجه به نتایج می‌توان گفت خطای حل عددی در محدوده قابل قبولی است و روش حل، از اعتبار برخوردار است.

۳- آزمایش تیغه انعطاف‌پذیر

آزمایشی که برای اعتبارسنجی انتخاب شده است، تست یک تیغه انعطاف‌پذیر از جنس فوم سیلیکون[1] در جریان عمودی[2] آب می‌باشد. این آزمایش، در آزمایشگاه دانشگاه ام‌ای تی[3] [26] با هدف استخراج تغییر شکل‌های تیغه در اثر جریان آب و اندازه‌گیری ضریب درگ آن پس از تغییر شکل انجام شده است. شکل ۱۲، نمای جانبی مجموعه آزمایش را به صورت شماتیک نشان می‌دهد.



شکل ۱۲: تصویر شماتیک مجموعه آزمایش هیدروالاستیک [26]

آزمایش در یک کانال آب با جریان گردشی[4] انجام شده است. تیغه به صورت گیردار به یک نگه‌دارنده[5] متصل شده است. هدف از نصب تیغه روی نگه‌دارنده، قراردادن تیغه در معرض جریان یکنواخت خارج از لایه‌مرزی بستر است. جدول ۴ هندسه تیغه، مشخصات جریان و خواص سازه‌ای تیغه را نشان می‌دهد.

جدول ۴: مشخصات تیغه و جریان [4] [26]

پارامتر	نماد	یکا	مقدار
طول تیغه	l	$[mm]$	50
عرض تیغه	b	$[mm]$	10
ضخامت تیغه	h	$[mm]$	2
چگالی تیغه	ρ_s	$[\frac{kg}{m^3}]$	695
مدول الاستیک تیغه	E	$[kPa]$	500
نسبت پواسون تیغه	ν	0.4	نسبت پواسون تیغه
سرعت جریان	U_∞	$[\frac{m}{s}]$	0.16
لزجت سینماتیکی آب	ν	$[\frac{m^2}{s}]$	0.000001
چگالی آب	ρ_f	$[\frac{kg}{m^3}]$	1025

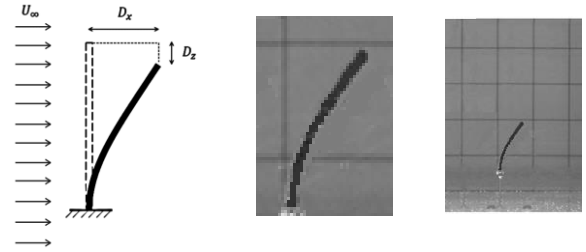
[1] Silicon Foam
[2] Cross Flow
[3] MIT (Massachusetts Institute of Technology)
[4] Recirculating Flume
[5] Blade Holder

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]
[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]

شـــکل ۱۳، تیغـه را پس از خمش همچنین جابـه‌جایی افقی و عمودی نوک تیغه پس از رسیدن به حالت پایا را نشان می‌دهد. در جدول ۵، ضریب درگ و جابه‌جایی‌های بی‌بعد نوک تیغه ذکر شده است. رابطه محاسبه ضریب درگ و جابه‌جایی بی‌بعد در این جدول مشاهده می‌شود. نیروی F_x از نیروسنج متصل به نگهدانده تیغه به دست آمده و مطابق اظهار نظر آزمایشگر، با توجه به کالیبراسیون تجهیزات آزمایشگاه، ۱۰درصد خطا دارد [26].

جدول ۵: نتایج آزمایش هیدروالاستیک تیغه [4] [26]

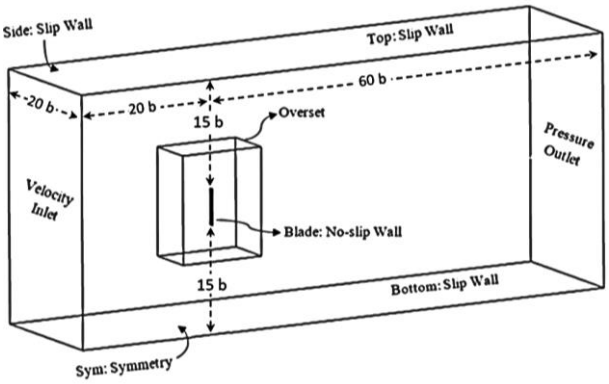
پارامتر	نماد	مقدار
ضریب درگ تیغه	$C_D = \frac{F_x}{0.5\rho_f U_0^2 bl}$	1.15 ± 0.115
نسبت جابه‌جایی افقی نوک تیغه به عرض	$\frac{D_x}{b}$	2.14
نسبت جابه‌جایی عمودی نوک تیغه به عرض	$\frac{D_z}{b}$	0.59



جابه‌جایی افقی و عمودی نوک تیغه — نمای نزدیک — نمای دور

شکل ۱۳: خمش تیغه و جابه‌جایی نوک تیغه [26]

دامنه حل هیدرودینامیکی یک مکعب مستطیل است که ابعاد آن در شکل ۱۴ مشاهده می‌شود. این ابعاد بر حسب عرض تیغه نوشته شـده‌اند. با توجه به تقارن هندسـه تیغه، شـرایط جریان و خواص سازه‌ای آن، شـبیه‌سازی به صورت متقارن انجام می‌شود. شـرایط مرزی دامنه محاسباتی نیز در این شکل نشان داده شده است.

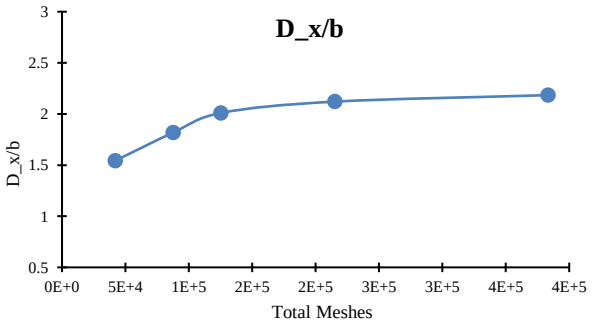


شکل ۱۴: شرایط مرزی و ابعاد دامنه در شبیه‌سازی تیغه انعطاف پذیر

با توجه به تحلیل همزمان دامنه جامد با دامنه سـیال، باید برای پره نیز شرایط مرزی انتخاب شود. در آزمایش، پره به صورت یک سر درگیر نصب شده است و صفحه تکیه گاه طوری مقید شده که هیچگونه جابه‌جایی ندارد. در شـبیه‌سـازی، برای صـفحه تکیه‌گاه تیغه شـرط مرزی از نوع جابه‌جایی ثابت با مقدار جابه‌جایی صـفر انتخاب شـده اسـت که اصـطلاحاً قید ثابت[1] نامیده می‌شـود. صـفحه تقارن تیغه نیز شرط مرزی تقارن دارد. برای سایر سطوح آن که با سیال در تماس هستند، شرط مرزی سطح مشترک از نوع تماسی[2] انتخاب می‌شود. این شرط مرزی، عامل ارتباط دامنه سیال و دامنه جامد است که تنش‌های سیال را به پره منتقل کرده و با جابه‌جایی سطح آن، جابه‌جا می‌شود.

در مسـائل هیدروالاسـتیک، دامنه مربوط به سـیال با سـلول‌های چندوجهی شـبکه‌بندی می‌شـوند که از نوع بی‌سـازمان اسـت. جزءبندی شـبکه سـازه ای، با اجزای 6 وجهی مکعبی خطی انجام می‌شود. با توجه به ساده بودن هندسـه تیغه، جزءبندی به صورت باسازمان انجام شده است.

همانند اعتبارسـنجی قبل، تعداد سـلول‌ها از مطالعه شـبکه بدسـت آمده است. برای مطالعه شبکه، چهار شبکه‌بندی با تعداد سلول‌های بین حدود 40 هزار تا 380 هزار تهیه شـده و شـبیه‌سـازی آن‌ها انجام شده است. نمودار تغییرات نتایج شبیه‌سازی‌ها (شامل نسبت جابه‌جایی‌های افقی و عمودی نوک تیر به عرض و ضـریب درگ) با تغییر تعداد شـبکه در شـکل ۱۵ تا شـکل ۱۷ ترسـیم شـده اسـت. محور افقی نمودارها تعداد کل سـلول‌ها اسـت که مجموع اجزای دامنه جامد و دامنه سیال هستند.



شکل ۱۵: جابه‌جایی افقی بی بعد نوک تیغه در شبکه‌بندی‌های مختلف

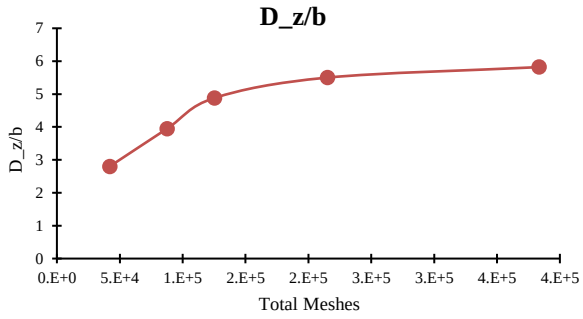
در تمامی نمودارها، از شـبکه‌بندی حالت 4 به بعد، نتایج تغییرات بسـیار کمی دارند. بنابراین، شـبکه‌بندی 4 به عنوان شـبکه نهایی انتخاب می‌گردد. مجموع شبکه در حالت 4، حدود 220 هزار المان است. تصاویری از شبکه بندی دامنه سیال و تیغه در شکل ۱۸ تا شکل ۲۰ مشاهده می شود.

[1] Fix Constraint

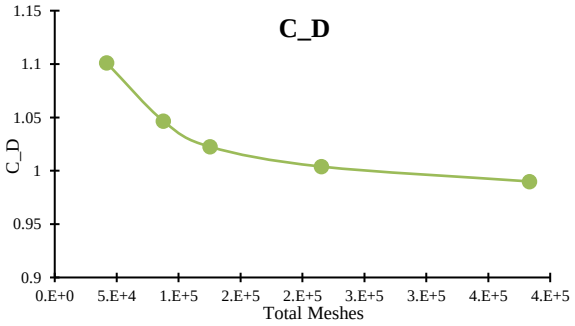
[2] Contact Interface Boundary Condition

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

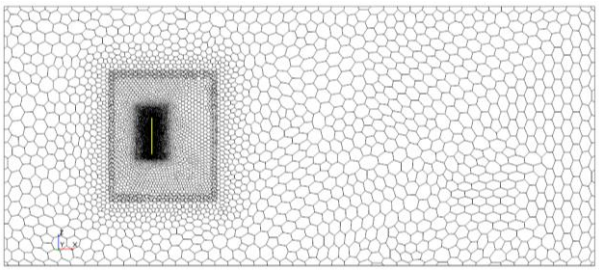
[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]



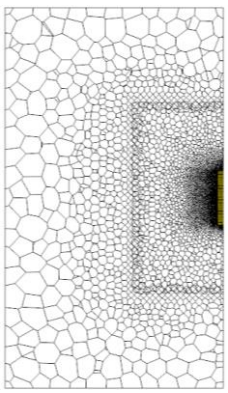
شکل ۱۶: جابه‌جایی عمودی بی بعد نوک تیغه در شبکه‌بندی‌های مختلف



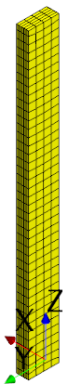
شکل ۱۷: ضریب درگ تیغه در شبکه‌بندی‌های مختلف



شکل ۱۸: نمای جانبی شبکه‌بندی دامنه سیال



شکل ۱۹: نمای مقابل شبکه دامنه سیال



شکل ۲۰: شبکه تیغه برای تحلیل سازه‌ای

تنظیمات مربوط به خواص سیال و جامد، مطابق تست تجربی انجام شده است. مطابق آزمایش، ماده جامد سازنده تیغه، همگن و الاستیک خطی فرض شده است. با توجه به جابه‌جایی نسبتاً بزرگ تیغه و تأثیر قابل توجه آن‌ها روی جریان، باید تعامل سازه و سیال از نوع دو طرفه انتخاب گردد. تنظیمات حلگر، در جدول ۶ مشاهده می شود.

جدول ۶: تنظیمات حل هیدرودینامیکی و سازه‌ای

توضیح	تنظیمات	مورد
مدل سه‌بعدی	Three-Dimensional	Space
زمان‌بندی در حالت ناپایا	Unsteady	Time
ماده: مایع	Liquid	Material
معادله حالت: چگالی ثابت	Constant Density	Equation of State
نوع جریان: مغشوش	Turbulent	Viscous Regime
مدل اغتشاشی: رنز	RANSE $k-\varepsilon$ *Realizable*	Turbulence Models
معادله مشخصه جامد: الاستیک خطی	Linear Elastic	Material Law Models
نوع ماده الاستیک: همسانگرد	Isotropic	Linear Elastic Material
تعامل سازه-سیال: دوطرفه	Two Way	Fluid Structure Coupling

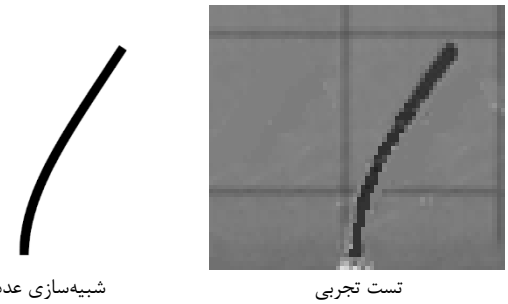
در جدول ۷ نتایج شبیه‌سازی با نتایج آزمایش مقایسه شده است و درصد خطای نتایج حل عددی محاسبه شده است. با توجه به 10% خطا در نیروی درگ، ضریب درگ می‌تواند هرعددی در بازه [1.035,1.265] باشد. به ازای هر عدد در این بازه، یک درصد خطا وجود دارد؛ پس درصد خطا هم یک عدد در بازه [-3.00,-20.63] است. مطابق جدول ۷، جابه‌جایی نوک تیر بیشتر از مقدار واقعی است. بیشتر بودن جابه‌جایی، باعث کم شدن سطح در مقابل جریان می‌شود. کاهش سطح مقابل جریان در حل عددی، به کمتر شدن ضریب درگ نسبت به آزمایش می‌انجامد که در نتایج شبیه‌سازی هم مشاهده می‌شود. در شکل ۲۱، نمای جانبی تیغه را پس از رسیدن حل به حالت پایا در تست تجربی و شبیه‌سازی عددی مقایسه شده است.

جدول ۷: نتایج شبیه‌سازی عددی و مقایسه با نتایج آزمایش

پارامتر	Experimental	Numerical	%Error
C_D	[1.035,1.265]	1.004	[3.00,20.63]
$\frac{D_X}{b}$	2.14	2.12	0.6
$\frac{D_Z}{b}$	0.59	0.55	6.82

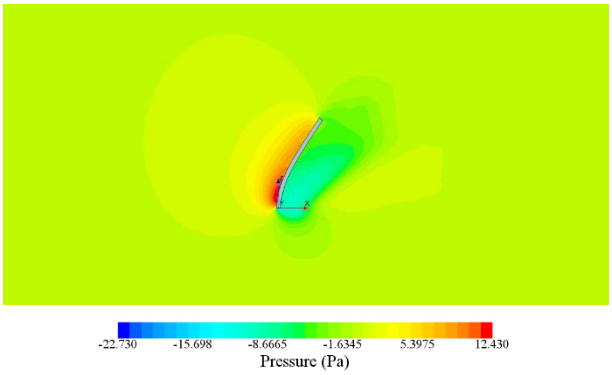
[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]

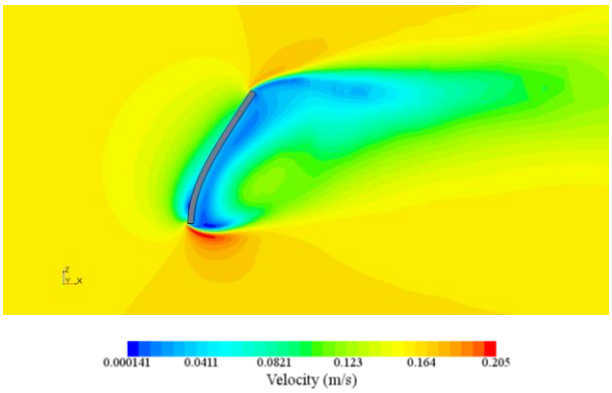


شکل ۲۱: نمای جانبی تیغه پس از تغییر شکل و مقایسه با نتیجه تست

شکل ۲۲ و شکل ۲۳ کانتور توزیع فشار و اندازه سرعت در صفحه تقارن دامنه حل را نشـــان می دهند. مطابق کانتورها، با برخورد جریان سـیال به سـطح جلوی تیغه، نقطه سـکون ایجاد شـده که موجب کاهش سرعت سیال و افزایش فشار شده است. پشت تیغه با جدایش جریان، فشار کاهش یافته است. اختلاف فشار دو سمت تیغه، به آن نیرو وارد کرده و شـــکل آن را تغییر می‌دهد. تغییر شکل نوک تیغه نسبت به تکیه‌گاه بیشتر بوده و اختلاف فشار آن ناحیه را کمتر کرده است.



شکل ۲۲: کانتور توزیع فشار در صفحه تقارن



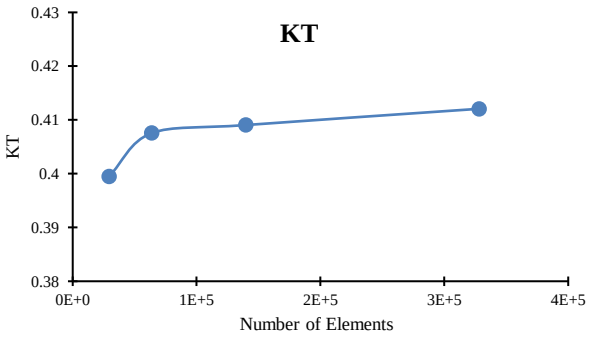
شکل ۲۳: کانتور اندازه سرعت در صفحه تقارن

۴- تحلیل سازه‌ای پروانه

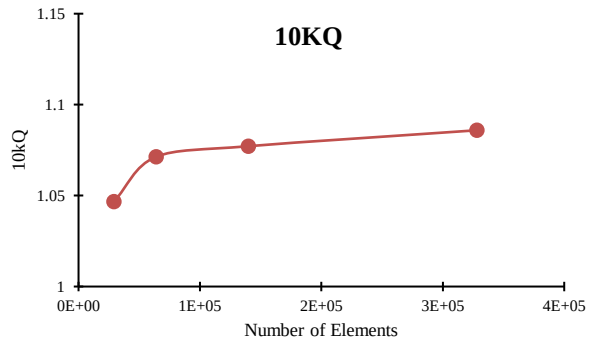
ماده جامد سـازنده پروانه، همگن و الاسـتیک خطی فرض شـده است. برای حل دقیق مسئله، تعامل سازه و سیال از نوع دو طرفه انتخاب می‌گردد. با توجه به چرخش پروانه، حرکت پروانه از برهم‌نهی حرکت چرخش صلب پروانه و تغییر شکل سازه‌ای آن بدست می‌آید. تمامی تنظیمات حلگر، مشابه اعتبارسنجی است.

دامنه تحلیل سازه‌ای پروانه به پره‌ها و بخشی از توپی محدود شده است. با وجود پیچیدگی در هندسه پره‌ها، استفاده از جزءبندی سازمان‌یافته ممکن نیست. از جمله این پیچیدگی‌ها، می‌توان به لبه‌های تیز مقطع اشاره کرد. با این پیچیدگی‌ها، امکان جزءبندی پره‌ها با اجزای مکعبی و سازمان‌یافته وجو ندارد. در اینجا از اجزای چهار وجهی (هرمی) خطی استفاده می‌شود در لبه پره‌ها و همچنین نزدیک نوک پره‌ها که ضخامت کمتر است، ابعاد اجزاء ریزتر شده‌اند برای مطالعه شبکه‌بندی سازه‌ای، شبیه‌سازی در $J = 1$ و $\nu = 0.33$ و $E = 1\ Gpa$ انجام شده است. خروجی‌های شبیه‌سازی‌ها، ضریب تراست، گشتاور، بازدهی و جابه‌جایی طولی دو نقطه P_1 و P_2 در راستای محور x هستند. این دو نقطه روی مقطع نوک پره هستند و P_2 در لبه حمله و P_1 در لبه فرار قرار دارد. نتایج مطالعه شبکه در نمودار شکل ۲۴ تا شکل ۲۷ نشان داده شده است. در شکل ۲۸ هندسه استفاده شده برای تحلیل سازه‌ای و موقعیت نقاط P_1 و P_2 نشان داده شده است.

مطابق نمودارها، در حالت 3 با حدود 140 هزار شبکه، نتایج از ابعاد شبکه مستقل شده است و به عنوان شبکه نهایی انتخاب می‌شود که در شکل ۲۹ نحوه شبکه بندی پروانه نمایش داده شده است.



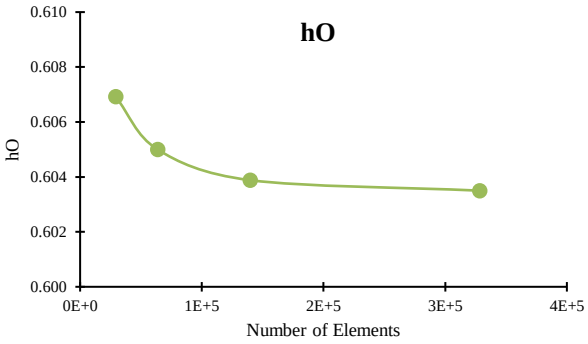
شکل ۲۴: ضریب تراست بر حسب تعداد اجزاء



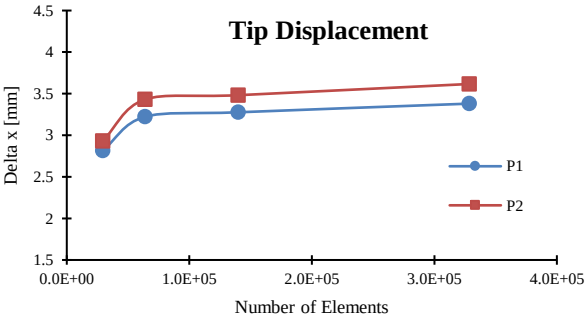
شکل ۲۵: ضریب گشتاور بر حسب تعداد اجزاء

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

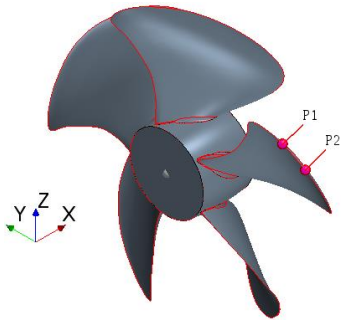
[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]



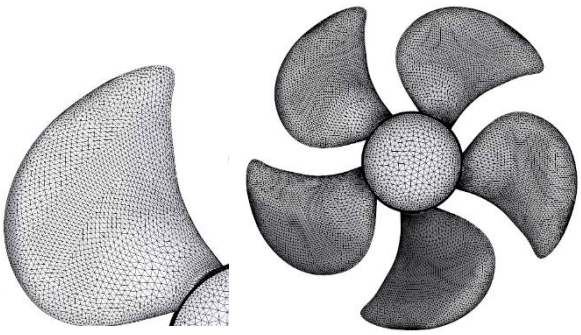
شکل ۲۶: بازدهی هیدرودینامیکی بر حسب تعداد اجزاء



شکل ۲۷: جابه‌جایی P_1 و P_2 در راستای محور x بر حسب تعداد اجزاء



شکل ۲۸: موقعیت نقاط P_1 و P_2



نمای کلی جزءبندی روی پره

شکل ۲۹: جزءبندی سازه پروانه در نمای مقابل

۵- اثر مدول الاستیک پره

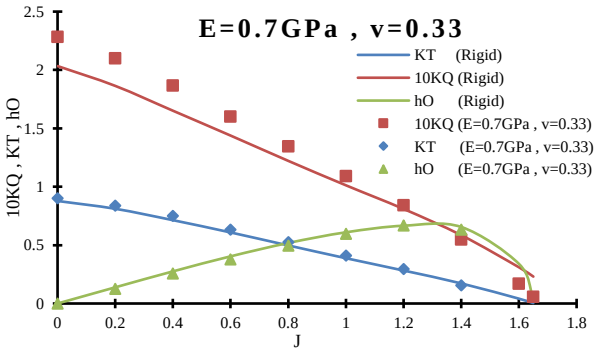
مواد الاستیک همسانگرد دو خاصیت مستقل دارند که مدول الاستیک و نسبت پواسون هستند و سایر خواص با معلوم بودن این دو خاصیت بدست می‌آیند. شبیه‌سازی پروانه در 3 حالت با مدول الاستیک متفاوت انجام می شود (جدول ۸).

جدول ۸: خواص سازه‌ای در بررسی اثر مدول الاستیک

حالت	$E[GPa]$	ν
1	0.700	0.33
2	6.80	0.33
3	68.00	0.33

در حالت اول، پروانه کم‌ترین مدول الاستیک را دارد. در مدول‌های کمتر از 0.7 GPa این جابه‌جایی آنقدر زیاد می‌شود که کیفیت شبکه‌بندی کم شده و سلول‌هایی تابیده یا دارای حجم صفر تولید می‌گردد. انجام شبیه‌سازی با مدول‌های الاستیک کمتر از 0.7 GPa ممکن نیست و این مدول الاستیک حالت حدی دارد. حالت سوم، بیشترین مدول الاستیک را داشته و خواص سازه‌ای آلومینیوم است. حالت حدی دیگر را می‌توان پروانه صلب در نظر گرفت که معادل مدول الاستیک بی‌نهایت می‌باشد. در ادامه نتایج شبیه‌سازی پروانه در حالت‌های سازه‌ای جدول ۸ ذکر می‌گردد که شامل ضریب تراست و گشتاور، بازدهی هیدرودینامیکی است. ضرایب و بازدهی پروانه با پروانه صلب مقایسه شده و برای مقایسه بهتر، در هر حالت، درصد تغییرات آن‌ها نسبت به حالت صلب محاسبه می‌شود. برای محاسبه درصد تغییر پارامتر دلخواه A نسبت به حالت صلب از رابطه زیر استفاده می‌شود:

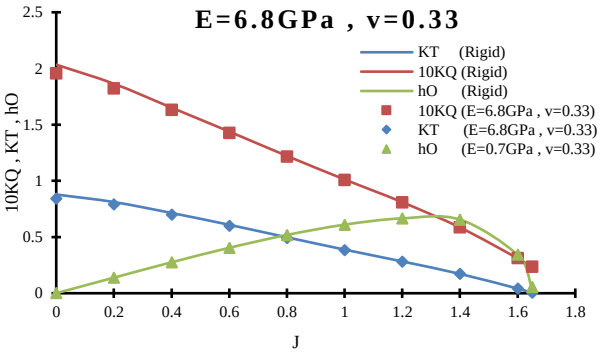
$$\%\,Change(A) = \frac{(A_{Elastic} - A_{Rigid})}{A_{Rigid}} \times 100 \qquad (۶)$$



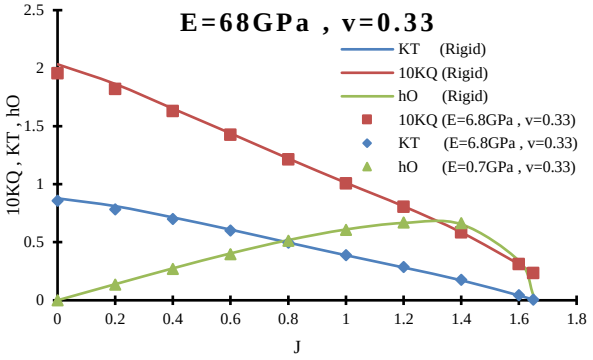
شکل ۳۰: عملکرد پروانه صلب و حالت ۱ ($E = 0.7GPa, \nu = 0.33$)

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]



شکل ۳۱: عملکرد پروانه صلب و حالت ۲ ($E = 6.8\ GPa, \nu = 0.33$)



شکل ۳۲: عملکرد پروانه صلب و حالت ۳ ($E = 68\ GPa, \nu = 0.33$)

جدول ۹: درصد تغییرات h_O , $10K_Q$, K_T در شبیه‌سازی با مدول الاستیک مختلف

$E = 68\ GPa, \nu = 0.33$			$E = 6.8\ GPa, \nu = 0.33$			$E = 0.7\ GPa, \nu = 0.33$			
$\%C(h_O)$	$\%C(K_Q)$	$\%C(K_T)$	$\%C(h_O)$	$\%C(K_Q)$	$\%C(K_T)$	$\%C(h_O)$	$\%C(K_Q)$	$\%C(K_T)$	J
-	-3.9	-4.2	-	-1.9	-2.5		12.3	2.7	**0.00**
-0.2	-2.3	-2.5	-2.0	-1.4	-3.4	-8.3	12.7	3.4	**0.20**
-0.7	-1.3	-2.0	-2.0	-0.1	-2.1	-6.9	13.1	5.3	**0.40**
-0.7	-0.9	-1.5	-1.6	0.5	-1.1	-6.6	11.3	4.0	**0.60**
-0.6	-0.7	-1.3	-0.9	0.7	-0.3	-4.2	10.2	5.6	**0.80**
-0.5	-0.6	-1.1	-0.4	0.7	0.3	-1.9	7.9	5.8	**1.00**
-0.4	-0.5	-0.9	0.4	0.6	0.9	0.4	4.1	4.5	**1.20**
-0.3	-0.1	-0.4	1.3	0.5	1.8	-3.2	-6.2	-9.2	**1.40**
0.6	0.7	1.3	4.9	-0.6	4.3	-	-	-	**1.60**

مطابق نتایج حالت اول در شکل ۳۰، در ضرایب پیشروی کمتر از 1.4، ضریب تراست و گشتاور برای پروانه با مدول الاستیک 0.7 بیشتر از پروانه صلب است. در یک ضریب پیشروی بین 1.2 و 1.4، ضریب تراست وگشتاور از پروانه صلب کمتر می‌شود. با توجه به اینکه بازدهی بیشینه پروانه در $1.2 \leq J \leq 1.4$ رخ می‌دهد، پروانه برای عملکرد در یکی از ضرایب پیشروی این بازه انتخاب می‌شود. در ضرایب پیشروی نزدیک 1.2، مقدار بازدهی حدود 0.4% نسبت به حالت صلب افزایش یافته است. در سایر ضرایب پیشروی کاهش بازدهی مشاهده می‌شود. با کاهش ضریب پیشروی و افزایش تغییر شکل‌های پره، بازدهی کاهش بیشتری دارد. در مدول الاستیک 0.7 GPa، در ضریب پیشروی کوچکتری بازدهی بیشینه رخ می‌دهد. همچنین در این حالت، بزرگترین ضریب پیشروی که بازدهی و تراست علامت مثبت دارند، بین 1.5 و 1.6 است در حالی که این ضریب پیشروی در پروانه صلب 1.65 می‌باشد؛ بنابراین محدوده عملکرد پروانه در حالت E=0.7 GPa کاهش می‌یابد.

از مقایسه نتایج حالت دوم در شکل ۳۱ با نتایج حالت اول می‌توان فهمید که با افزایش مدول الاستیک پروانه، درصد تغییر ضرایب تراست کاهش می‌یابد. تا ضریب پیشروی 0.8، ضریب تراست نسبت به حالت صلب کاهش می‌یابد. در این محدوده، هرچه ضریب پیشروی بیشتر می‌شود، درصد تغییرات ضریب تراست نسبت به حالت صلب کاهش کمتری دارد. در یک ضریب پیشروی بین 0.8 و1 علامت تغییرات ضریب تراست به مثبت تغییر می‌کند و با افزایش ضریب پیشروی، درصد تغییر ضریب تراست بیشتر می‌شود.

مشابه ضریب تراست، با افزایش مدول الاستیک پروانه، درصد تغییر ضرایب گشتاور کم می‌شود. در $E = 6.8\ GPa$ با افزایش ضریب پیشروی تا 1.6، درصد تغییرات ضریب گشتاور از یک مقدار منفی افزایش می‌یابد و در بازه $0.4 < J < 0.6$ تغییر علامت رخ می‌دهد. در بازه $1.4 < J < 1.6$ در ضریب گشتاور مجدداً تغییر علامت به منفی مشاهده می‌شود.

روند تغییر بازدهی نسبت به پروانه با مدول الاستیک 0.7 GPa متفاوت است. در $E = 6.8\ GPa$ درصد تغییرات بازدهی نیز مشابه ضرایب تراست و گشتاور از یک مقدار منفی شروع شده و با افزایش ضریب پیشروی درصد تغییرات بازدهی نسبت به حالت صلب بیشتر می‌شود و در یک ضریب پیشروی در بازه 1 تا 1.2 علامت آن مثبت می‌شود و روند افزایشی تا پایان ادامه می‌یابد. بازه $1.2 \leq J \leq 1.4$ به دلیل در برداشتن ضریب پیشروی بیشترین بازدهی اهمیت بیشتری دارد. در این بازه، بازدهی از 0.4% تا 1.3% نسبت به حالت صلب بیشتر است.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

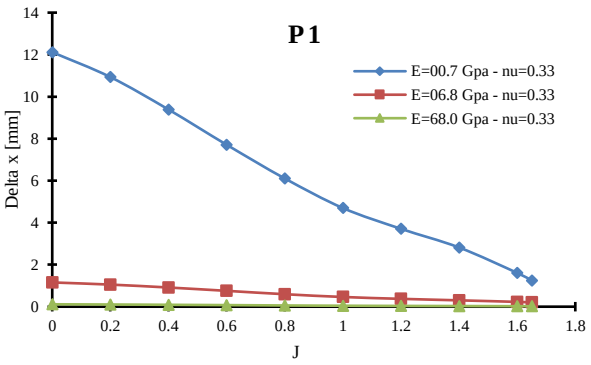
[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]

درصد تغییرات ضریب تراست و گشتاور در حالت سوم نسبت به حالت دوم بیشتر بوده ولی نسبت به حالت اول کمتر است. مشابه حالت دوم، درصد تغییر ضریب تراست و گشتاور از مقداری منفی آغاز گردید و با افزایش ضریب پیشروی، افزایش می‌یابد و در بازه $1.4 \leq J \leq 1.6$، علامت درصد تغییر ضرایب مثبت می‌شود.

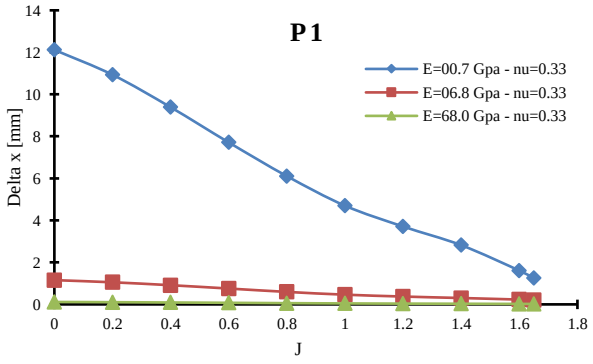
درصد تغییر بازدهی در ضرایب پیشروی کم منفی است و در ضرایب پیشروی بین 0.2 تا 0.4 دچار نزول می‌شود و پس از این بازه سیر صعودی دارد. علامت درصد تغییر بازدهی در بازه $1.4 \leq J \leq 1.6$، به مثبت تغییر می‌کند. تا ضریب پیشروی حدود 1.5، افزایش بازدهی نسبت به حالت صلب مهم و با ارزش است و در ضرایب بیشتر از 1.5، با توجه به افت بازدهی و کاهش آن نسبت به بازدهی بیشینه، افزایش بازدهی چندان مفید نیست.

۵-۱- جابه‌جایی نوک پره

دلیل تفاوت رفتار هیدرودینامیکی پروانه‌های غیر صلب با خواص سازه‌ای متفاوت، تغییر شکل‌های پره است. در اینجا فقط جابه‌جایی دو نقطه از پره (یعنی P_1 و P_2) بررسی می‌شود. با توجه به قرارگرفتن این نقاط در نوک پره، بیشترین جابه‌جایی را در پره دارند. شکل ۳۳ و شکل ۳۴ نمودارهای جابه‌جایی این نقاط بر حسب ضریب پیشروی در سه مدول الاستیک هستند.

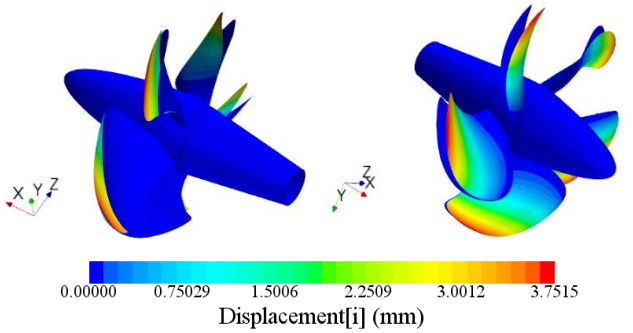


شکل ۳۳: جابه‌جایی نقطه P_1 در هر ضریب پیشروی



شکل ۳۴: جابه‌جایی نقطه P_2 در هر ضریب پیشروی

در تمامی حالت‌ها، جابه‌جایی نقطه P_2 واقع در لبه حمله، از نقطه P_1 که در لبه فرار قرار دارد، بیشتر است. تفاوت جابه‌جایی این نقاط، نشان‌دهنده چرخش مقاطع پره و تغییر زاویه حمله مقاطع است. با نزدیک شدن به ریشه پره، جابه‌جایی کاهش می‌یابد و در ریشه و توپی تقریباً صفر است. شکل ۳۵ کانتور جابه‌جایی پره‌های پروانه با مدول الاستیک 0.7 GPa در J=1.2 را نشان می‌دهد. در این شکل، برای نمایش بهتر جابه‌جایی‌ها، از بزرگنمایی 3 استفاده شده است.



شکل ۳۵: کانتور جابه‌جایی x در J=1.2، E=0.7 GPa و $\nu = 0.33$

۶- اثر تغییر نسبت پواسون

خاصیت دیگری که در مکانیک جامدات علاوه بر مدول الاستیک برای یک ماده همسانگرد و الاستیک خطی استفاده می‌شود، نسبت پواسون است. در این بخش، مشابه بخش قبل، اثر نسبت پواسون در سه حالت مختلف که فقط مقادیر نسبت پواسون متفاوتی دارند، بررسی می‌شود. در مکانیک جامدات و تئوری الاستیسیته، اثبات می‌شود که ماده الاستیک خطی، نمی‌تواند هر نسبت پواسونی داشته باشد و نسبت پواسون آن باید در بازه زیر قرار گیرد [۲۳]:

$$-1 < \nu < \frac{1}{2} \qquad (۷)$$

نتایج آزمایش‌های تجربی بیانگر این واقعیتند که نسبت پواسون مواد حقیقی که در کاربردهای مهندسی استفاده می‌شوند، مقادیری مثبتند [۲۳]؛ بنابراین

$$0 < \nu < \frac{1}{2} \qquad (۸)$$

در انتخاب نسبت پواسون، این محدودیت رعایت شده است. در جدول ۱۰ خواص سازه‌ای استفاده شده در مطالعه اثر نسبت پواسون ذکر شده است.

جدول ۱۰: خواص سازه‌ای در بررسی اثر نسبت پواسون

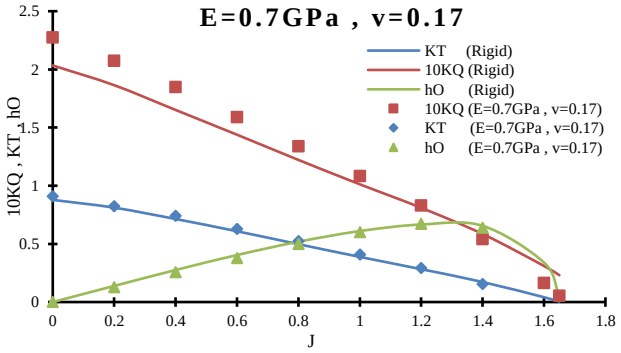
حالت	$E[GPa]$	ν
1	0.70	0.17
2	0.70	0.33
3	0.70	0.49

شبیه‌سازی حالت دوم، در بخش قبل انجام شده و نتایج آن درشکل ۳۰ و جدول ۹ موجود است. در ادامه، نتایج شبیه‌سازی دو

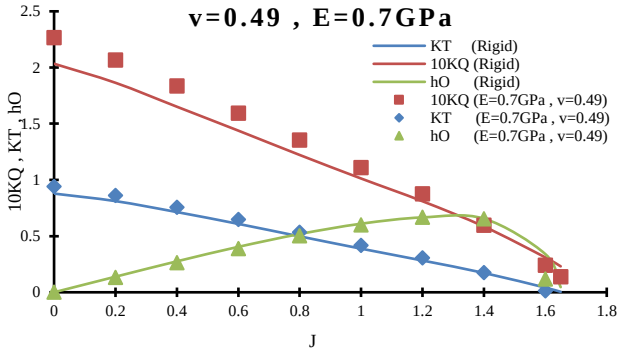
[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]

حالت باقیمانده ذکر می‌گردد. روند ارائه نتایج، مشابه بررسی اثر مدول الاستیک است.



شکل ۳۶: عملکرد پروانه صلب و حالت ۱ ($E = 0.7\ GPa, \nu = 0.17$)



شکل ۳۷: عملکرد پروانه صلب و حالت ۳ ($E = 0.7\ GPa, \nu = 0.49$)

جدول ۱۱: درصد تغییرات $K_T, 10K_Q, h_O$ در شبیه‌سازی با نسبت پواسون مختلف

$E = 0.7\ GPa, \nu = 0.49$			$E = 0.7\ GPa, \nu = 0.33$			$E = 0.7\ GPa, \nu = 0.17$			
$\%C(h_O)$	$\%C(K_Q)$	$\%C(K_T)$	$\%C(h_O)$	$\%C(K_Q)$	$\%C(K_T)$	$\%C(h_O)$	$\%C(K_Q)$	$\%C(K_T)$	J
-	11.3	6.9		12.3	2.7	-	11.8	3.5	**0.00**
-4.4	10.9	6.0	-8.3	12.7	3.4	-8.7	11.2	1.5	**0.20**
-4.8	11.2	5.9	-6.9	13.1	5.3	-7.2	12.0	3.9	**0.40**
-4.3	10.8	6.1	-6.6	11.3	4.0	-6.7	10.4	3.0	**0.60**
-3.1	10.7	7.2	-4.2	10.2	5.6	-4.0	9.5	5.1	**0.80**
-2.1	9.6	7.3	-1.9	7.9	5.8	-1.4	6.8	5.3	**1.00**
-0.1	8.0	8.0	0.4	4.1	4.5	0.8	2.3	3.1	**1.20**
-0.5	1.6	1.1	-3.2	-6.2	-9.2	-2.4	-7.6	-9.8	**1.40**

در حالت اول، برای درصد تغییرات ضریب تراست نمی‌توان نظم و الگوی خاصی یافت. می‌توان گفت که تا یک ضریب پیشروی در بازه 1.2 تا 1.4 درصد تغییر ضریب تراست مثبت است و در آن، تغییر علامت مشاهده می‌شود. درصد تغییرات ضریب گشتاور تقریباً سیر نزولی دارد؛ از مقداری منفی شروع شده، و در بازه $1.2 < J \leq 1.4$ به منفی تغییر علامت می‌دهد. در ضرایب پیشروی 1.4 به بعد، اندازه درصد تغییرات ضریب تراست و گشتاور خیلی زیاد می‌شود.

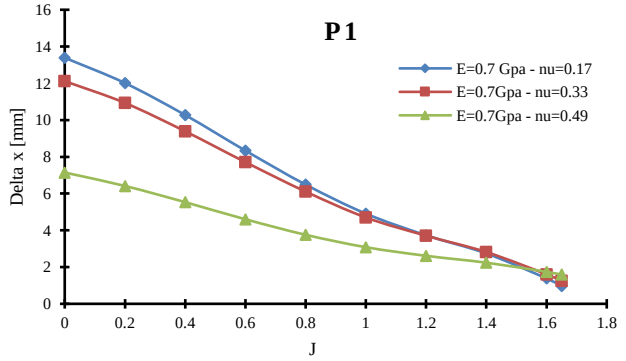
درصد تغییرات بازدهی تا بازه $1.4 < J < 1.6$ سیر صعودی دارد. در ضرایب پیشروی نزدیک صفر، درصد تغییرات بازدهی نسبت به پروانه صلب حدود 9% است و با افزایش ضریب پیشروی، افزایش می‌یابد تا در بازه $1 < J < 1.2$ علامت آن مثبت می‌شود. در برخی از ضرایب پیشروی بین1 تا 1.4، بازدهی پروانه نسبت به حالت صلب بیشتر شده است. همچنین بعد از $J = 1.2$، دوباره درصد تغییر بازدهی منفی می‌شود.

در حالت سوم، تا یک ضریب پیشروی در بازه 1.4 تا 1.6 ضریب تراست و گشتاور نسبت به پروانه صلب بیشتر شده‌اند. در ضرایب پیشروی بیشتر از این مقدار، درصد تغییرات ضرایب منفی است.

درصد تغییرات بازدهی پروانه در همه ضرایب پیشروی منفی است. با توجه با سیر تقریباً صعودی درصد تغییرات تا $J = 1.2$ و نزول شدن آن، ممکن است در بازه $1.4 \leq J \leq 1.2$ دارای نقطه بیشینه‌ای با مقدار مثبت باشد.

۶-۱- جابه‌جایی نوک پره

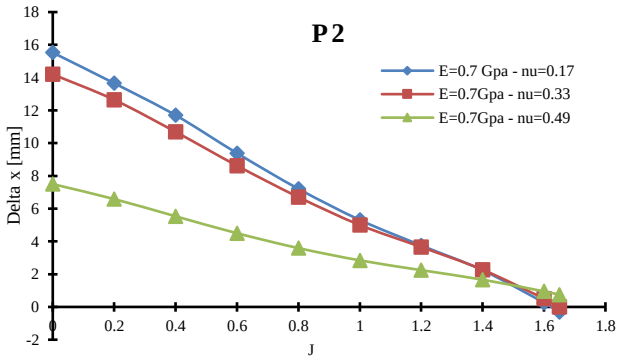
در شکل ۳۸ و شکل ۳۹، نمودارهای جابه‌جایی نقاط P_1 و P_2 در نسبت‌های پواسون مختلف بر حسب ضریب پیشروی نشان داده شده است.



شکل ۳۸: جابه‌جایی نقطه P_1 در هر ضریب پیشروی درتغییر نسبت پواسون

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]



شکل ۳۹: جابه‌جایی نقطه P_2 در هر ضریب پیشروی در تغییر نسبت پواسون

نمودارهای جابه‌جایی نقاط در شکل ۳۸ و شکل ۳۹، روَند نزولی دارند و در هر سه حالت، با افزایش ضریب پیشروی، جابه‌جایی نقاط کم می‌شود. تا قبل از یک ضریب پیشروی خاص بین 1.4 و 1.6، در هر ضریب پیشروی، پروانه با نسبت پواسون بزرگتر، جابه‌جایی کمتری دارد اما در ضرایب پیشروی بزرگتر از این مقدار خاص، پروانه با نسبت پواسون بزرگتر، جابه‌جایی بیشتری دارد. به بیان دیگر، با افزایش نسبت پواسون، شیب نمودارها کمتر می‌شوند و نمودارها با نسبت پواسون مختلف، تقریباً در یک نقطه برخورد دارند.

۷- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

عملکرد هیدرودینامیکی پروانه از جنبه‌های مختلفی قابل ارزیابی است و چندین معیار دارد. یکی از معیارهایی که برای بیان عملکرد پروانه استفاده می‌شود، بازدهی است. در بازدهی پروانه، ضریب پیشروی (در بردارنده سرعت‌های دورانی و خطی) ضریب نیروی تراست تولید شده توسط پروانه و ضریب گشتاور مورد نیاز برای تولید این تراست موثر هستند.

اثر خواص سازه‌ای بر بازدهی پروانه کشتی‌ها با شبیه‌سازی عددی بر روی یک پروانه مغروق با نام VP1304 مورد مطالعه قرارگرفته است. شبیه‌سازی در حالت‌های سازه‌ای مختلف انجام شده و ابزار شبیه‌سازی، نرم‌افزار استار سی‌سی‌ام پلاس می باشد. تمامی مراحل شبیه‌سازی هیدروالاستیک پروانه، از جمله تحلیل میدان سیال، تحلیل میدان سازه و کوپل آن‌ها در این نرم‌افزار انجام شده است. با دو اعتبارسنجی، دقت حلگرهای سازه، سیال، روش کوپل و روند حل مسئله بدست آمد و معتبر بودن نتایج اثبات شد.

برای بررسی اثر مدول الاستیک، سه حالت مشابه با $E = 0.7، 6.8$ و 68 GPa شبیه‌سازی شد. مطالعه اثر نسبت پواسون نیز با شبیه‌سازی پروانه در سه حالت با $\nu =$ 0.49 و 0.33، 0.17 انجام شد. تغییر شکل‌های سازه پروانه در اثر نیروهای هیدرودینامیکی پروانه بر عملکرد آن اثر می‌گذارد. تغییر عملکرد پروانه با مقدار تغییر شکل‌ها نسبت مستقیم دارد و با افزایش جابه‌جایی‌های پروانه، عملکرد آن تغییرات بیشتری نسبت به پروانه صلب خواهد داشت. در یک پروانه با کاهش ضریب پیشروی، تغییر شکل‌ها افزایش می‌یابد. در یک ضریب پیشروی خاص، با کاهش مدول الاستیک و یا کاهش نسبت پواسون نیز تغییر شکل‌ها افزایش می‌یابد. مطابق نتایج مطالعه اثر ν و E، علامت تغییرات ضرایب هیدرودینامیکی نسبت به پروانه صلب نظم خاصی ندارد. علاوه بر علامت تغییرات، برای مقدار تغییرات نیز نظم و الگوی خاصی یافت نشد. با افزایش مدول الاستیک و یا نسبت پواسون، تغییر شکل‌های پره کاهش یافته و تغییرات ضرایب نسبت به حالت صلب بسیار کم می‌شود که قابل صرف نظر است. در حالت‌هایی که مدول الاستیک یا نسبت پواسون کم است، تغییرات ضرایب زیاد می‌شود.

در بیشتر حالت‌ها با تغییر خواص سازه‌ای، بازدهی هیدرودینامیکی پروانه کاهش یافته است. در حالتی که $E = 6.8\ GP$ و $\nu = 0.33$ است، در بازه‌ای از ضرایب پیشروی که بیشینه بازدهی رخ می‌دهد، افزایش بازدهی مشاهده شد. در این حالت، بازدهی در ضرایب پیشروی بزرگتر از 1.2 نسبت به پروانه صلب و آلومینیومی بیشتر شده است. مقدار افزایش بازدهی در J=1.2، 0.4%+ و در J=1.4، 1.3%+ است.

در مدول‌های الاستیک و نسبت‌های پواسون کم، افزایش یا کاهش بازدهی در اثر تغییر شکل‌ها به شرایط عملکرد پرولنه، خواص سازه‌ای و احتمالاً هندسه پروانه بستگی دارد. پروانه انتخاب شده در شرایط خاصی بازدهی بیشتری دارد که نشان‌دهنده وجود پتانسیل افزایش بازدهی با تغییر خواص سازه‌ای است. اینکه آیا این نتیجه عمومیت دارد یا برای این پروانه خاص معتبر است، به بررسی بیشتری نیازمند است. با تغییر خواص سازه‌ای، مسائل و شرایط جدیدی رخ می دهد. در این مقاله، اثر تغییر سازه فقط از منظر هیدرودینامیکی بررسی شده است. سایر جنبه‌ها نیاز به مطالعه بیشتری دارد که فراتر از موضوع این مقاله است و در پژوهش‌های آینده به آن پرداخته می شود.

۸- مشارکت نویسندگان

این پژوهش توسط هر دو نویسنده انجام شده که سهم هرکدام در پژوهش، ۵۰ درصد است.

۹- بیانه دسترسی به داده‌ها

تمامی داده‌های این پژوهش، برای پژوهشگران در دسترس است و استفاده از آن با ذکر منبع، بلامانع می باشد. پژوهشگران در صورت نیاز به اطلاعات بیشتر می توانند از طریق رایانامه نویسندگان، با ایشان مکاتبه کنند.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]

۱۰- بیانیه ناشر

هرگونه دیدگاه و اطلاعات بیان‌شـــده در این نشـــریه متعلق به نویسندگان است و لزوماً دیدگاه‌های ناشر را منعکس نمی‌کند.

۱۱- مراجع

1- P. J. Maljaar and M. L. Kaminski, (2015), Hydro-elastic Analysis of Flexible Propellers: an overview, Maritime Technology and Engineering, vol. 2, no. 11, pp. 15-17.
https://doi.org/10.1201/b17494-76

2- T. Søntvedt, (1974), Propeller blade stresses, application of finite element methods, Computers & Structures, vol. 4, no. 1, pp. 193-204.
https://doi.org/10.1016/0045-7949(74)90082-0

3- S. Zhiqiang and G. Rixiu, (1996), Hydroelasticity of rotating bodies—theory and application, Marine structures, vol. 9, no. 6, pp. 631-646.
https://doi.org/10.1016/0951-8339(95)00010-0

4- H.-J. Lin and J. Jyi Lin, (1996), Nonlinear hydroelastic behavior of propellers using a finite-element method and lifting surface theory, Journal of Marine Science and Technology, vol. 1, no. 2, pp. 114-124.
https://doi.org/10.1007/bf02391167

5- H. Ghassemi, G. Ghassabzadeh and M. G. Saryazdi, (2013), Effect of material on hydro-elastic behaviour of marine propeller by using BEM-FEM hybrid softwaren, Polish Maritime Research , vol. 20, no. 4, pp. 62-70.
https://doi.org/10.2478/pomr-2013-0042

6- Y. Ashkenazi, I. Gol'fman, L. Rezhkov and N. Sido, (1974), Glass-Fiber-Reinforced Plastic Parts in Ship Machinery, Sudostroyeniye Publishing House, pp. 138-152.
https://doi.org/10.4271/550155

7- A. P. Mouritz, E. Gellert, P. Burchill and K. Challis, (2001), Review of advanced composite structures for naval ships and submarines, Composite structures, vol. 53, no. 1, pp. 121-142.
https://doi.org/10.1016/s0263-8223(00)00175-6

8- H. Lee, M. C. Song, S. Han, B. J. Chang and J. C. Suh, (2017), Hydro-elastic aspects of a composite marine propeller in accordance with ply lamination methods, Journal of Marine Science and Technology, vol. 22, no. 1, pp. 479-493.
https://doi.org/10.1007/s00773-016-0428-4

9- W. Zhang, F. Li, J. Ma, X. Ning, S. Sun and Y. Hu, (2022), Fluid-structure interaction analysis of the rudder vibrations in propeller wake, Ocean Engineering, vol. 265, no. 112673.
https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.112673

10- V. R. Krishnaa, S. P. Sanaka, N. Pardhasaradhi and B. R. Rao, (2024), Hydro-elastic computational analysis of a marine propeller using two-way fluid structure interaction, Journal of Ocean Engineering and Science, vol. 7, no. 3, pp. 280-291.
https://doi.org/10.1016/j.joes.2021.08.010

11- L. Feng , G. Ding, Y. Hu, W. Song and Z. Lei, (2025), Identification of distributed loads on propellers based on strain modal, Applied Ocean Research, vol. 162, no. 104712.
https://doi.org/10.2139/ssrn.5229549

12- E. Yari, M. H. Karimi and S. Kamin, (2025), Fluid-Structure Interaction Investigation and Skew Angle Effect on Stress - In Persian, Journal of Marine Engineering, vol. 21, no. 47, pp. 14-24.
http://marine-eng.ir/article-1-1144-fa.html

13- S. Kim and S. Shin, (2025), Improved unsteady fluid–structure interaction analysis using the dynamic mode decomposition on a composite marine propeller, Ocean Engineering, vol. 319, p. 120255.
https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2024.120255

14- A. M. Nebiewa, A. M. Abdelsalam, I. M. Sakr, W. A. El-Askary, H. A. Abdalla and K. A. Ibrahim, (2026), Static load and structural analysis of a small horizontal axis wind turbine blade: Experimental and theoretical studies using the fluid-structure interaction method, Renewable Energy, vol. 256, no. 124385.
https://doi.org/10.2139/ssrn.5204925

15- A. Hajivand and S. Mousavizadegan, (2015), Virtual maneuvering test in CFD media in presence of free surface, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, vol. 7, no. 3, pp. 540-558.
https://doi.org/10.1515/ijnaoe-2015-0039

16- H. Rusche, (2003), Computational fluid dynamics of dispersed two-phase flows at high phase fractions, Phd thesis in Imperial College London (University of London).
https://doi.org/10.1007/978-3-642-01273-0_1

17- T.-L. Liu and Z.-M. Guo b, (2013), Analysis of wave spectrum for submerged bodies moving near the free Surface, Ocean Engineering, vol. 58, no. 15, pp. 239-251.
https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2012.10.003

18- J. H. Ferziger and P. Milovan, (2002), Computational methods for fluid dynamics, New York: Springer.
https://doi.org/10.5772/7110

19- M. Saniee Nejad, (2019), Fundamentals of turbulent flows and turbulence modeling- In Persian, Trhran: Danesh Negaar.
https://doi.org/10.1007/978-3-031-94016-3_3

20- Star CCM+ Software, (2018), Simcenter STAR-CCM+ Documentation Version 13.04, New York: Siemens.
https://doi.org/10.2514/6.2020-2736

21- M. H. Saad, (2009), Elasticity: theory, applications, and numerics, Massachusetts, Academic Press.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]

https://doi.org/10.1007/978-3-0348-8370-2_8

22- O. Bordbar and M. Rostami V., (2020), Numerical Simulation of Hydrodynamic Performance of the Submerged Propeller with Lifting Line and Finite Volume Methods - In Persian, Iranian Journal of Marine technology (Daryafonoon), vol. 15, pp. 50-59. https://doi.org/10.23967/marine.2023.120

23- U. Barkmann, (2011), Potsdam Propeller Test Case (PPTC)-Open Water Tests with the Model Propeller VP1304, Potsdam, Germany.
https://doi.org/10.7546/engsci.lxi.24.01.02

24- U. Barkmann, H. J. Heinke and L. Lübke, (2011), Potsdam Propeller Test Case (PPTC), The Second International Symposium on Marine Propulsors-smp 11, vol. 11, pp. 36-38.
https://doi.org/10.1007/s11804-018-0008-6

25- M. Sanieinejad, (2009), Fundamentals of turbulent flows and turbulence modeling - In Persian, Tehran: Daneshgar.
https://doi.org/10.1007/978-3-031-94016-3_3

26- M. Luhar and H. M. Nepf, (2011), Flow-induced reconfiguration of buoyant and flexible aquatic vegetation, Limnology and Oceanography, vol. 56, pp. 2003-20017.
https://doi.org/10.4319/lo.2011.56.6.2003

27- F. B. Tian, H. Dai, H. Luo, J. F. Doyle and B. Ro, (2014), Fluid–structure interaction involving large deformations: 3D simulations and applications to biological systems, Journal of computational physics, vol. 258, pp. 451-469.
https://doi.org/10.1016/j.jcp.2013.10.047

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-25]

[DOI: 10.66224/marineeng.21.48.46]