



تحلیل پروانه ملخی بوسیله روش‌های المان پره - ممنوم و عددی برای وسیله پیشرونده زیرسطحی

سعید کرمی^{۱*}، صابر قلی‌نیا^۲ و روح‌الله هادی‌پور گودرزی^۳

^۱ مری، مهندسی دریا، هیدرودینامیک و جلوبرندگی، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، پژوهشکده علوم و فناوری شمال، مازندران، ایران

^۲ مری، مهندسی مکانیک، طراحی کاربردی، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، مازندران، ایران

^۳ مری، مهندسی دریا، معماری کشتی، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، پژوهشکده علوم و فناوری شمال، مازندران، ایران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۱۲/۱۹؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۰/۰۱/۳۱؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۵/۱۴

چکیده

امروزه استفاده از روندهای زیر سطحی خودمختار برای کاربردهای مختلف نظیر تحقیقات علمی، نظامی و تجاری افزایش یافته است. در این مقاله پروانه نوع ملخی برای یک وسیله خودمختار از جنبه‌های مختلف از قبیل عملکرد، ماده ساخت و هیدروآکوستیک مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج هیدرودینامیک و هیدروآکوستیکی پروانه مرجع مورد معتبرسازی قرار گرفت. عدم قطعیت عددی محاسبه و تخمین زده شد. برای انتخاب هندسه پروانه از کوپل روش المان پره - ممنوم و حلگر دینامیک سیالات محاسباتی استفاده شده است. در ادامه به وسیله روش المان محدود چند ماده متفاوت برای ساخت پروانه با قید تنش و حداقل جابجایی نوک پره بررسی شده است. به منظور بررسی پروانه از جنبه‌های مختلف یک روند نما پیشنهاد شد. پروانه‌ها از لحاظ عملکرد و استحکام، مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته و معیار جابجایی برای نوک تیغه در نظر گرفته شد. در بخش آخر نتایج هیدروآکوستیکی معتبرسازی و سطح فشار صوتی تخمین و مقایسه شده است.

کلمات کلیدی: پروانه ملخی، روش المان پره - ممنوم؛ دینامیک سیالات محاسباتی؛ المان محدود؛ نویز؛ سطح فشار صوتی؛ معادلات FW-H

Drone Propeller Analysis by Blade Element Momentum and Numerical Methodes for Autonomus Submarine Veichle

¹ Ma., Ocean. Eng., Hydrodynamic & Propulsion, Malek Ashtar University of Technology, North Research Center for Science & Technology, Mazandaran, Iran.

² Ma., Mech. Eng., Applied Design, Babol Noshirvani University of Technology, Mazandaran, Iran.

³ Ma., Ocean. Eng., NAVAL Architecture, Malek Ashtar University of Technology, North Research Center for Science & Technology, Mazandaran, Iran.

Abstract

Nowdays, the use of Autonomous Submarines has increased for Various applications such as, Scientific, military and commercial research. In this paper, a drone type propeller for autonomous vehicle is examined from various aspects such as: performance, product material and hydroacoustics. Hydrodynamic and hydroacoustic results are validated. Numerical uncertainty was calculated and estimated. To select propeller, the coupling of Blade Element Momentum Theory (BEMT) method and Computational Fluid Dynamics (CFD) solver have been used. In the following, by the finite element method, several different materials for product the propeller with stress and minimum displacement of the blade tip constraint have been investigated. In order to examine the propeller from different aspects, a flowchart was proposed. The propellers were analyzed in terms of performance and strength and the displacement criterion for the blade tip was considered. In the last section, the hydroacoustic results are validated and Sound pressure Level (SPL) is estimated and compared.

Keywords: Drone Propeller; Blade Element Momentum Theory; CFD; Finite Element; Noise; Sound Pressure Level; FW-H Equations.

۱- مقدمه

پروانه معتبرسازی نمودند. نتایج آن‌ها تطابق خوبی با مراجع داشت. رویجا [۴] تئوری ممنتوم، المان پره، ترکیب المان پره و ممنتوم را به همراه پارامترهای اثر گذار روی دقت از قبیل تلفات پراتل و ورتکس ارائه نمود. بینینی [۵] روش ترکیبی المان پره و ممنتوم را برای یک پروانه دریایی بکار بست. نتایج را برای یک پروانه سری بی، بواسطه روش المان پره و دینامیک سیالات محاسباتی با نتایج آزمایشگاهی مقایسه نمود. نتایج نسبت به نتایج آزمایشگاهی در روش‌های المان پره و دینامیک سیالات محاسباتی به ترتیب بالاتر و پایینتر از مقادیر پیش بینی گردید. گور و راسن [۶] روش‌های خط برا، ممنتوم و المان پره را با یکدیگر مقایسه کردند. آنها مزایا معایب هر روش را بیان نموده و در آخر روش ترکیبی المان پره و ممنتوم را به عنوان روش موثرتری از لحاظ دقت و هزینه محاسباتی معرفی نمودند. بوهرقز و همکاران [۷]، بهینه‌سازی روتور یک وسیله پرنده را بواسطه پارامتره کردن مقطع و الگوریتم‌های تکرار انجام دادند. آنها به منظور موثر نمودن چرخه از روش المان پره استفاده کردند. باتن و همکاران [۸]، عملکرد یک توربین دریایی را بوسیله روش المان پره پیش‌بینی نمودند. آن‌ها برای تایید نتایج در مقیاس مدل، توربین را در تونل کاویتاسیون تست کردند. پاول و همکاران [۹]، رویکرد المان پره و خط برا را برای پروانه آیرودینامیکی معرفی نمودند. فاواچو و همکاران [۱۰]، پروانه یک قایق کوچک را بوسیله روش المان پره طراحی و مورد آزمایش قرار دادند. سیدپاچ و ترنر [۱۱]، پروانه دابل عکس چرخنده را بوسیله روش المان پره طراحی و تحلیل نمودند. بالتراپ و همکاران [۱۲]، یک توربین جریان دریایی را با در نظر گرفتن سطح آزاد بررسی نمودند. آن‌ها از روش المان پره برای مدل‌سازی تیغه‌ها و تئوری موج مرتبه اول برای مدل‌سازی سطح آزاد استفاده و با نتایج تست حوضچه کشش مقایسه نمودند. فیلیس و تورناک [۱۳]، بوسیله کوپل روش المان پره و دینامیک سیالات محاسبات تست عددی خودرانش یک وسیله پیشرونده زیر سطحی خودمختار^۱ را بررسی نمودند. کاستگنارو [۱۴] تاریخچه‌ای از رویکردهای تئوری پروانه و عددی را ارائه نموده است. یانگ [۱۵] بهینه‌سازی یک توربین ادی دریایی را بواسطه روش المان پره انجام داده

روش‌های طراحی تجهیزات دوار از صد سال اخیر در حال توسعه هستند. کدهای دینامیک سیالات محاسباتی دارای مزایایی از قبیل استخراج ساختار ویسکوز جریان در نزدیک دیواره‌ها، استخراج ویک دنباله اجسام، پدیده جدایش جریان (استال) و مسائل اندرکنش است. یکی از مسائل مهم در توسعه روش سی اف دی پیچیده‌تر شدن و افزایش عدم قطعیت بواسطه استفاده از حلگرها و پارامترهای بیشتر است. امروزه با وجود اینکه منابع محاسباتی ارتقاء یافته‌اند، ولی باز اگر یک فرآیند چرخه‌ای در طراحی در نظر گرفته شود، رویکرد دینامیک سیالات محاسباتی نسبت به روش‌های دیگر هزینه بالایی دارد. در این راستا استفاده از روش المان پره یا روش تئوری نواری می‌تواند با سرعت بالاتر گره‌گشا باشد. در روش المان پره اثرات ویسکوزیته، برهمکنش تیغه‌ها روی یکدیگر و اثرات وجود هاب در نظر گرفته نمی‌شود. محمودین [۱] روش ترکیبی المان پره و ممنتوم را برای طراحی توربین بادی بکار گرفت. او در روش خود تلفات پراتل^۱ (ریشه و نوک تیغه) را نیز در نظر گرفته و نتایج خود را با کد تجاری QBlade مقایسه نمود. تطابق مناسبی بین نتایج ارائه شد. روش تئوری نواری یا المان پره برای ضرایب پیشروی پایین که استال در بیشتر مقاطع رخ می‌دهد، نتایج ضعیفی را ارائه می‌دهد، مک نیل و ورسنارته [۲]، برای روتور یک وسیله پرنده بدون سرنشین^۲ با ایجاد یک مدل محاسباتی سعی در بهبود نتایج در ضرایب پیشروی پایین نمودند. آنها از کد XFOIL و نتایج تست تونل باد برای استخراج شرایط استال استفاده نمودند که نتایج آنها بهبود یافت. به منظور بررسی مانور شناورها باید اثر حضور پروانه در تعیین ضرایب مانور در نظر گرفته شود. در این راستا استفاده از روش اصلاح شبکه در دینامیک سیالات محاسباتی هزینه‌زا است، بنابراین می‌توان از روش‌های ارزان قیمت‌تر مثل المان پره بهره برد، در این راستا فیلیس و همکاران [۳]، تست عددی خود رانش تانکر KVLCC2 و ضرایب مانور را بوسیله رویکرد کوپل روش المان پره و دینامیک سیالات محاسباتی انجام دادند. آن‌ها برخی از ضرایب تست استاتیکی دریافت و سکان را با حضور

^۱ Prandtl^۲ Unmanned Aerial Vehicles (UAVs)^۱ AUV (Autonomous Underwater Vehicle)

جدول ۱- مشخصات زیردریایی سابووف

$L_{OA}[m]$	4.356	$L_{BP}[m]$	4.261
$D_{hull}[m]$	0.508	$S[m^2]$	5.980
$\nabla[m^3]$	0.717		

در دهه‌های اخیر، استفاده از روش‌های عددی بیش از پیش افزایش یافته است. در این راستا سخت‌گیری استانداردها به منظور تایید نتایج دینامیک سیالات محاسباتی افزایش یافته و ارزیابی عدم قطعیت از قبیل اعتبارسنجی و تایید^۱ مورد نیاز است. در سال ۱۹۹۸ انستیتوی هوانوردی و فضاوردی آمریکا برای اولین بار روند بررسی عدم قطعیت دینامیک سیالات محاسباتی را ارائه نمود که شامل دو مرحله اعتبارسنجی و تایید بود [۱۹]. شن و همکاران [۲۰]، توزیع احتمال نتایج دینامیک سیالات محاسباتی و منابع عدم قطعیت عددی را مورد بررسی قرار دادند. سایمون و همکاران [۲۱]، آنالیز عدم قطعیت را برای شبیه‌سازی‌های حالت دائم معادلات ناویر استوکس بررسی نمودند. گرمی و همکاران [۲۲]، پارامترهای عدم قطعیت را برای یک کشتی کانتینربر کی سی اس برای تست عددی مقاومت بررسی و استخراج نمودند. در این مطالعه پارامترهای عدم قطعیت مطالعه شده است. برای اطلاعات بیشتر می‌توان به مراجع [۲۳-۲۷] رجوع نمود. در جدول ۲ مقادیر تعداد هر المان هر شبکه ارائه شده است. خطا بوسیله معادله ۱ محاسبه شده است که D مقدار تست مدل و S مقدار شبیه‌سازی را نشان می‌دهد. به منظور ایجاد شبکه‌های مختلف فاکتور رشد $\sqrt{2}$ در نظر گرفته شده است. با توجه به نتایج شاخص همگرایی در بازه $0 < R < 1$ قرار گرفت که همگرایی یکنواخت است و به معنای بهبود نتایج انتگرالی با افزایش تعداد سلول است. با بررسی نتایج، شبکه‌بندی با مقدار $4/3$ میلیون سلول حدود ۴ درصد با نتایج حوضچه کشش اختلاف داشت. چون از مدل آشفتگی رینولدز پایین استفاده شد، در تمامی شبیه‌سازی‌ها مقدار فاصله بی بعد از دیواره زیر یک در نظر رفته شده است (شکل ۲). مقدار C کوچکتر از یک و طبق ITTC می‌توان تنها از U_{GT} برای ارزیابی خطا استفاده کرد.

است. گرمی و همکاران [۱۶، ۱۷] در مقاله‌ای طراحی پروانه سری استاندارد و اثرات داکت و تیغه‌های توپی فین را بررسی نمودند. آن‌ها پارامترهای جریان را استخراج و مدلسازی هندسی پروانه را شرح دادند. افزودن داکت ۶ درصد و افزودن تیغه توپی فین ۵ درصد بازدهی پروانه را افزایش داد. از آنجایی که پروانه‌های استاندارد برای شرایط معین در حوضچه و بصورت رگراسیون طراحی می‌شوند، لزوم طراحی پروانه با هندسه متفاوت ضروری می‌گردد. همچنین در اکثر منابع مطالعه عملکرد پروانه با ملاحظات سازه‌ای کمتر مورد توجه واقع شده است. در این مقاله پروانه نوع ملخی برای یک وسیله خودمختار بوسیله روش المان پره - ممنتوم و روش های عددی بوسیله یک چرخه تحلیل و انتخاب شده است. از لحاظ عملکرد هیدرودینامیکی، ماده ساخت و نوین پروانه مورد مطالعه قرار گرفته است. به منظور تایید نتایج دینامیک سیالات رویکرد اعتباربخشی و عدم قطعیت عددی بکار برده شده است.

۲- معتبرسازی

۲-۱- دینامیک سیالات محاسباتی

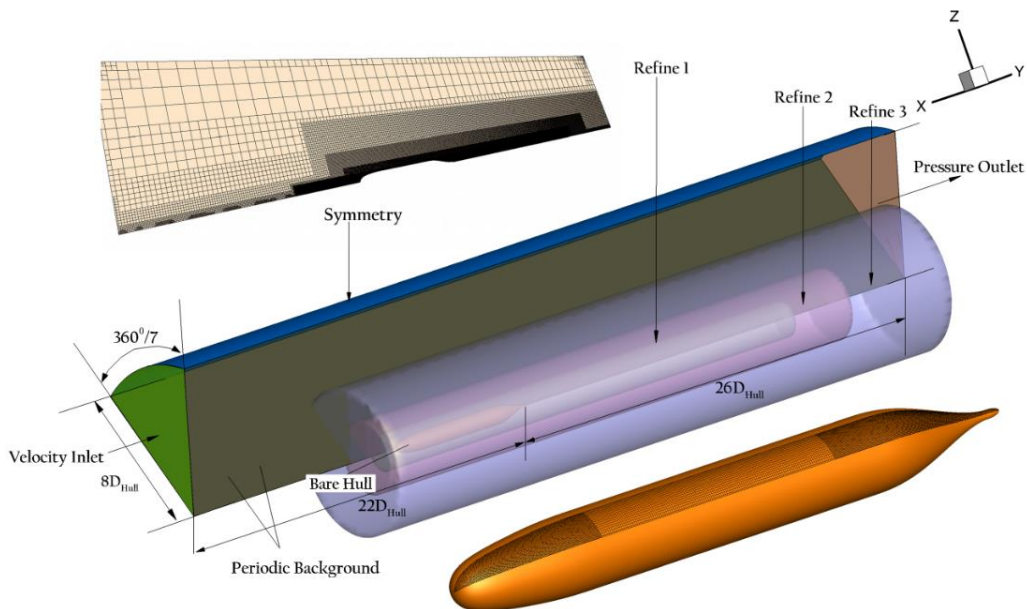
در اینجا به منظور تایید روش عددی از نتایج تجربی زیردریایی سابووف استفاده شده است. زیردریایی سابووف یک مدل مرجع در تست‌های مختلف زیرسطحی بوده و به عنوان مرجع اکثر مسائل عددی (در زمینه های مقاوت، دریامانی و مانور) در نظر گرفته می‌شود. به منظور تولید فرم بدنه از معادلات گزارش [۱۸] استفاده شده است. در جدول ۱ مشخصات کلی زیردریایی سابووف ارائه شده است.

به منظور شبیه‌سازی تست عددی درگ که تعیین کننده مقاومت وسیله است، طبق توصیه‌های ITTC ابعاد دامنه در نظر گرفته شده است. از آنجایی که هزینه محاسباتی روش دینامیک سیالات محاسباتی می‌تواند زیاد باشد، در این راستا از شروط مرزی پرودیک استفاده شده است، بطوریکه فقط یک قطاع از بدنه در نظر گرفته می‌شود. یکی از نواحی مهم در استخراج نیروها در قسمت سینه و پاشنه وسیله است که باید نسبت به سایر نواحی ریزتر شبکه‌بندی گردد؛ همچنین به منظور استخراج دقیق تر درگ فشاری دنباله جسم با اصلاحاتی نظیر Refine1-3 بهبود یافته است. تایید نتایج بر مبنای سه سطح شبکه بندی با کد G1-3 ایجاد شده است.

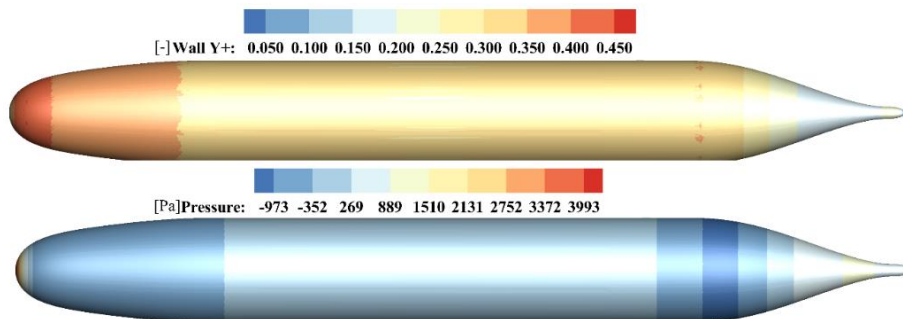
¹ Validation and Verification (V&V)

جدول ۲- مقایسه نتایج عددی و تجربی برای مقاومت، تراست و گشتاور با گرید ۱ الی ۳

Bare Hull SUBOFF						
Vs [m/s]		Cells	$R[N](CFD)$	Y+	Resis. [N](EFD)	$E[R]\%D$
3.046	G_1	4.38M	83.928	0.45	87.4	3.972
	G_2	3.11M	83.340	0.53		4.646
	G_3	2.11M	82.576	0.61		5.519
DTMB4119						
n [rps], J[-]			Kt, Kq [-] (CFD)	Y+	Kt, Kq [-] (EFD)	$E[Kt, Kq]\%D$
10 / 0.833	G_1	3.8M	0.1398, 0.0269	1.7	0.1468, 0.0264	4.768, 1.89
	G_2	2.7M	0.1375, 0.0271	2.8		6.335, 2.65
	G_3	1.9M	0.1323, 0.0279	3.5		9.877, 5.68



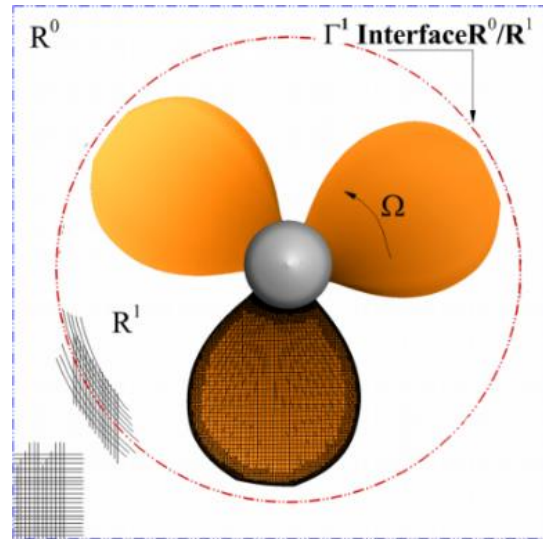
شکل ۱- ابعاد دامنه محاسباتی و اصلاحات و یک دنباله جسم



شکل ۲- خطوط همتراز فشار (Pa) و فاصله بی بعد از دیواره

نتایج S بر اساس شبکه G_1 ارزیابی شده است. برای عدم قطعیت تست مدل U_D طبق گزارش مقدار 1% در نظر گرفته شده است. عدم قطعیت تست مدل در برگزیده خطای تجهیزات داده برداری از قبیل سنسورها و دینامومترها است. طبق جدول ۴ مقدار $|E|$ کمتر از مقدار U_V است و اعتبارسنجی در سطح U_V صورت گرفته و نتایج قابل اعتماد است. عدم قطعیت اعتبارسنجی کمتر از ۶ درصد به دست آمده است. به منظور به منظور معتبرسازی نتایج شبیه‌سازی پروانه، از نتایج پروانه DTMB4119 استفاده شده است. برای اطلاعات بیشتر مربوط به هندسه به مراجع [۲۸-۳۰] رجوع شود. در شکل ۴ ابعاد دامنه محاسباتی برای پروانه ارائه شده است. به منظور شبیه‌سازی پروانه از دستگاه مختصات چندگانه استفاده شده است. در این روش تیغه‌ها ثابت و اثرات چرخش به جریان وارد می‌شود. طبق شکل ۳ اگر دامنه محاسباتی را به دو قسمت ثابت R_0 و چرخان R_1 تقسیم بندی نماییم و دو سیستم مختصات اینرسی I و متحرک R در نظر بگیریم برای یک المان سیال داریم:

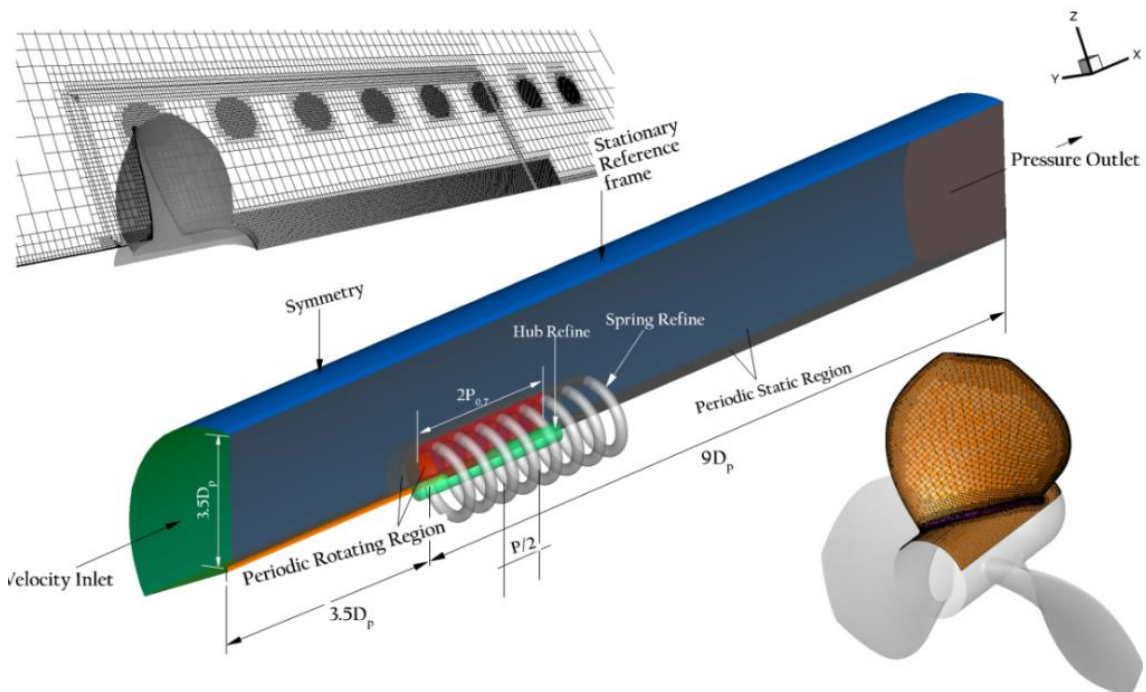
$$\left[\frac{d\vec{r}}{dt} \right]_I = \left[\frac{d\vec{r}}{dt} \right]_R + \Omega \vec{r} \quad (2)$$



شکل ۳- نواحی چرخان، ثابت و سطح اشتراکی

$$E\%D = (D - S)/D \times 100 \quad (1)$$

مقدار خطای تکرار U_I ناچیز بوده و $U_{SN} \approx U_{GT}$ است (جدول ۳). عدم قطعیت عددی کمتر از ۶ درصد بدست آمد. مقدار مطلق خطای مقایسه $|E|$ بر طبق داده‌های تست D و



شکل ۴- ابعاد دامنه محاسباتی و اصلاحات

جدول ۳- نتایج تایید برای مقاومت بدنه لخت زیردریایی سابووف و ضرایب پروانه DTMB4119

Bare Hull SUBOFF										
	ϵ_{21}	ϵ_{32}	R	p	δ_{RE}^*	C	U_{GT}	U_I	U_{SN}	$U_{SN}(\%S)$
Res.	-0.588	-0.764	0.769	0.75	-1.964	0.215	6.99	5.3E-4	4.717	5.620
DTMB4119										
Kt	-0.0022	-0.0052	0.43	2.43	-0.0016	1.321	0.002	6.7E-4	2.8E-3	2.041
Kq	0.0002	0.0008	0.25	4	6.66E-5	3	3.3E-4	2.5E-4	4.1E-4	1.54

جدول ۴- نتایج اعتبارسنجی برای مقاومت بدنه لخت زیردریایی سابووف و ضرایب پروانه DTMB4119

Bare Hull SUBOFF				
	$ E (\%D)$	$U_D (\%D)$	$U_{SN} (\%S)$	$U_V (\%D)$
Resis.	3.972	1	5.620	5.708
DTMB4119				
Kt	4.768	1	2.041	2.272
Kq	1.89	1	1.548	1.842

است. در روابط زیر معادله پیوستگی و ناویر-استوکس برای هر ناحیه ارائه شده است.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \vec{u}_I}{\partial t} + \vec{u}_I \cdot \nabla \vec{u}_I &= -\nabla \left(\frac{p}{\rho} \right) + \nu \nabla \cdot \nabla (\vec{u}_I) \\ \nabla \cdot \vec{u}_I &= 0 \end{aligned} \right\} \text{in R0} \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \vec{u}_R}{\partial t} + (d\vec{\Omega} / dt) \times \vec{r} + \nabla \cdot (\vec{u}_R \otimes \vec{u}_R) \\ + 2\vec{\Omega} \times \vec{u}_R + \vec{\Omega} \times \vec{\Omega} \times \vec{r} \\ = -\nabla \left(\frac{p}{\rho} \right) + \nu \nabla \cdot \nabla (\vec{u}_R) \\ \nabla \cdot \vec{u}_R &= 0 \end{aligned} \right\} \text{in R1} \quad (9)$$

در سطح مشترک Γ^1 داریم:

$$\Gamma^1 = \partial R^0 \cap \partial R^1$$

$$\vec{u}_R = \vec{u}_I - \vec{\Omega} \times \vec{r} \text{ on } \Gamma^1 \quad (10)$$

این جمله‌ها به معادلات پیوستگی و ناویر-استوکس اضافه و برای هر سلول نوشته می‌شوند.

جریان در حول پروانه دریایی و بدنه‌های متحرکه دریایی مغشوش است، بنابراین باید اثرات آشفتگی در معادلات ناویر-استوکس اعمال گردد. از قاعده تجزیه رینولدز بهره گرفته و کمیت‌ها را بواسطه دو مولفه دائم و نوسانی تخمین زده و با متوسط گیری جمله‌های نوسانی را حذف و فقط جمله تنش

سپس:

$$\vec{u}_I = \vec{u}_R + \vec{\Omega} \times \vec{r} \quad (3)$$

در اینجا \vec{u}_R سرعت اندازه گیری شده در دامنه چرخان است و $\vec{r} = \vec{r}(x)$ مختصات نسبت به مرکز هاب یا چرخش است. u_I نیز سرعت مطلق در ناحیه ثابت است.

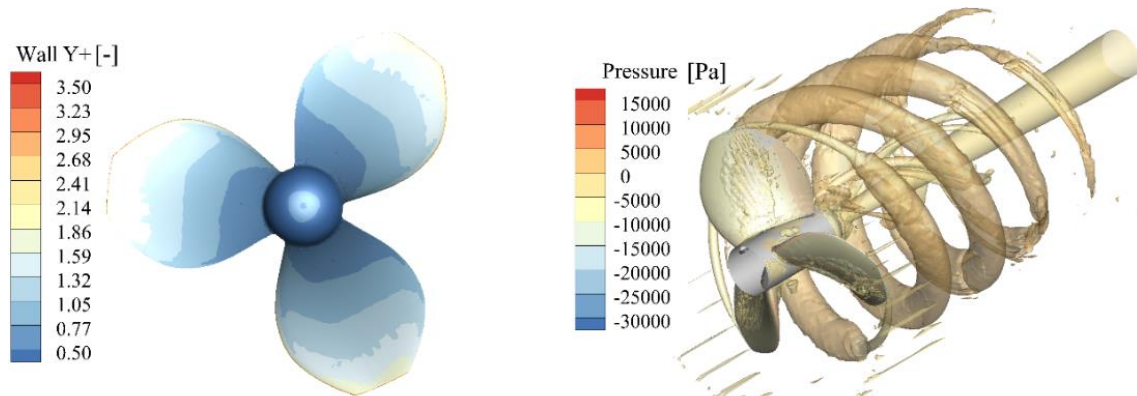
$$\left[\frac{d\vec{u}_I}{dt} \right]_I = \left[\frac{d\vec{u}_R}{dt} \right]_R + \vec{\Omega} \times \vec{u}_I \quad (4)$$

$$\left[\frac{d\vec{u}_I}{dt} \right]_I = \left[\frac{d[\vec{u}_R + \vec{\Omega} \times \vec{r}]}{dt} \right]_R + \vec{\Omega} \times [\vec{u}_R + \vec{\Omega} \times \vec{r}] \quad (5)$$

$$\left[\frac{d\vec{u}_I}{dt} \right]_I = \left[\frac{d\vec{u}_R}{dt} \right]_R + \frac{d\vec{\Omega}}{dt} \times \vec{r} + \vec{\Omega} \times \left[\frac{d\vec{r}}{dt} \right]_R + \vec{\Omega} \times \vec{u}_R + \vec{\Omega} \times \vec{\Omega} \times \vec{r} \quad (6)$$

$$\left[\frac{d\vec{u}_I}{dt} \right]_I = \left[\frac{d\vec{u}_R}{dt} \right]_R + \frac{d\vec{\Omega}}{dt} \times \vec{r} + 2\vec{\Omega} \times \vec{u}_R + \vec{\Omega} \times \vec{\Omega} \times \vec{r} \quad (7)$$

در رابطه بالا در سمت راست به ترتیب شتاب نسبی در مرجع متحرک، شتاب مماسی، شتاب کوریولیس و گریز از مرکز



شکل ۵- خطوط همتراز فشار (Pa) و فاصله بی بعد از دیواره

منظور استخراج میدان جریان فشاری دقیق تر در پایین دست پروانه یک اصلاح فنر قرار داده شده است. این فنر دارای گامی معادل نصف گام پروانه است. برای ورتکس پشت هاب نیز یک اصلاح در نظر گرفته شده است. دنباله پروانه به مقدار دو برابر گام پروانه ریزتر شده است. برای کاهش هزینه محاسباتی یک تیغه مدلسازی شد و مقادیر عدم قطعیت آن استخراج و در جدول ۲ ارائه شده است. ضرایب هیدرودینامیکی پروانه طبق روابط ۱۱ الی ۱۲ در محاسبات در نظر گرفته شده است.

$$K_{TP} = T_p / \rho n_p^2 D_p^4 \quad (11)$$

$$K_{QP} = Q_p / \rho n_p^2 D_p^5 \quad (12)$$

$$J = V_A / n_p D_p = V_s (1 - W) / n_p \cdot D_p \quad (13)$$

۳- تحلیل پروانه ملخی

۳-۱- روش ترکیبی المان پره و منتم

زمانیکه یک هیدروفویل در جریان دوبعدی واقعی قرار دارد، از سوی جریان به آن نیرویی اعمال می‌شود که جهت و مقدار آن وابسته به هندسه فویل و موقعیت قرارگیری آن نسبت به خطوط جریان (زاویه حمله) و مشخصات جریان است. با حرکت شناور، جریان با سرعت پیشروی V_a به سمت پروانه هدایت می‌شود و چون پروانه خود با سرعت دورانی n در حال چرخش است، پس جریان با سرعت نسبی به سمت مقطع هر پره (هیدروفویل) حرکت که با V_R ارائه می‌شود.

$$V_R = \sqrt{V_a^2 + (\pi n D)^2} \quad (14)$$

رینولدز $-\rho \overline{u_i' u_j'}$ در معادله ناویر استوکس اضافه می‌گردد. به منظور محاسبه ترم تنش رینولدز که خاصیت تمایزی بین جریان آرام و آشفته است. در این راستا از مدل توربولانسی کی-اومگا استفاده و پارامترهایی نظیر k و μ_t محاسبه و در رابطه تنش رینولدز قرار داده تا اثرات آشفتگی در محاسبات لحاظ شود [۳۱ و ۳۲]. از آنجایی که تخمین مقدار کمیت‌ها در نزدیک دیواره هزینه زیادی دارد، در این جا از توابع دیواره استاندارد ترکیبی^۱ برای محاسبه پارامترهای نزدیک دیواره از قبیل سرعت و آشفتگی بهره گرفته شده است. جریان حول بدنه وسایل زیرسطحی در قسمت سینه و پاشنه معمولاً با توجه به رژیم جریان معکوس شدگی پروفیل جریان رخ می‌دهد که باید سعی شود، پروفیل‌ها در این ناحیه صحیح پیش‌بینی تا جریان در بالادست و پایین دست نیز دقت مناسب داشت باشد. در این مطالعه از مدل رینولدز پایین انتقال تنش برشی (SST) استفاده و گره اول محاسباتی در محدوده فاصله بی بعد از دیواره زیر یک قرار داده شده است (شکل ۲). برای اطلاعات بیشتر در مورد مدل توربولانسی استفاده شده می‌توان به مراجع [۳۱-۳۳] رجوع کرد. در حالت شبیه‌سازی پروانه چون هندسه پروانه پیچیده بود و انحنای بیشتری داشته، کوچکتر نمودن فاصله بی بعد زیر یک موجب کاهش کیفیت شبکه شامل معیارهای از قبیل اسکيو و ... می‌گردد. مقدار این فاصله در محدوده زیر ۳/۵ در نظر گرفته شده تا کیفیت شبکه نیز حفظ گردد (شکل ۵). به

^۱ Blended Wall Functions

$$\alpha = \beta_i - \varphi \quad (18)$$

سرعت وارد شده بر فویل پره:

$$V_R = \frac{Va(1+a)}{\sin\beta_i} = \sqrt{(Va(1+a))^2 + (2\pi nr_i(1-\hat{a}))^2} \quad (19)$$

اکنون با توجه به تئوری فویل‌ها $dA = cdr$ که مساحت المان فویل c طول المان پره در شعاع r است؛ بنابراین نیروهای برآ و پسا وارد بر المان فوق عبارتند از:

$$dL = \frac{1}{2} \rho V_R^2 C_L dA = \frac{1}{2} \rho C_L [V_a^2(1+a)^2 + 4\pi^2 r^2(1-\hat{a})^2] c \cdot dr \quad (20)$$

$$dD = \frac{1}{2} \rho V_R^2 C_D dA = \frac{1}{2} \rho C_D [V_a^2(1+a)^2 + 4\pi^2 r^2(1-\hat{a})^2] c \cdot dr \quad (21)$$

از آنجایی که مقطع پره از لحاظ هندسی مشخص است، می‌توان C_L و C_D را نیز از داده‌های تجربی استخراج نمود. با معلوم بودن V_R مقادیر dL و dD تعیین و با جمع‌نمودن مولفه‌های آن‌ها در راستای x و y مقدار dT و dK را بدست می‌آید. به عبارت دیگر:

$$dT = dL \cos\beta_i - dD \sin\beta_i \quad (22)$$

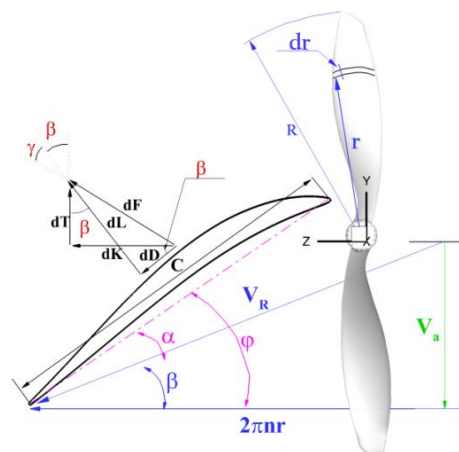
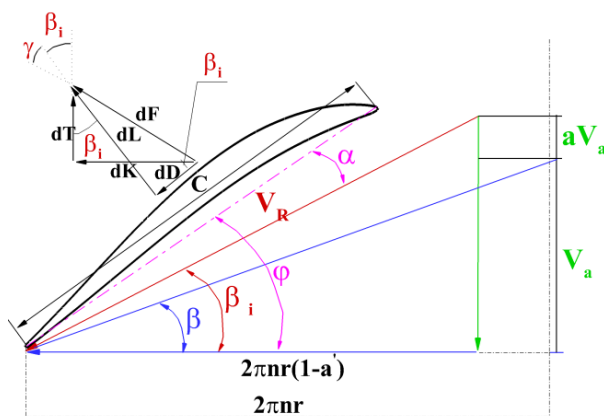
$$dK = dL \sin\beta_i + dD \cos\beta_i \quad (23)$$

طبق شکل ۶ اگر یک مقطع از پره با ضخامت dr و در فاصله r در نظر بگیریم و مثلث سرعت رسم شود، با توجه به شکل فویل در این مقطع و زاویه حمله جریان نسبت به فویل، نیروی dF از طرف سیال به پره وارد می‌شود. این نیرو را می‌توان به دو مولفه عمود بر هم dT در راستای حرکت زیرسطحی و dK در صفحه دیسک پروانه تجزیه کرد که این نیروی جانبی گشتاور $dQ = r dr$ را بر محور پروانه وارد می‌کند. با انتگرال گیری dQ و dT در طول یک پره از ریشه تا نوک و ضرب آن در تعداد پره‌ها می‌توان Q و T کل وارد بر پروانه را بدست آورد. طبق این پارامترها، اهمیت بررسی سرعت دورانی، سرعت پیشروی، زاویه حمله و سایر عوامل موثر بر مثلث سرعت در بررسی هیدرودینامیک پروانه مشخص می‌شود. برای طراحی پروانه از ترکیب روش المان پره و ممتوم (روش فرود و اصلاحات پرنتل) استفاده شده است. در مدل اولیه فرود مقدار سرعت‌های القایی (اثر لغزش) در نظر گرفته نشده بود، سپس فرود مدل اصلاحی را ارائه نمود و زاویه β را با β_i جایگزین کرد که سرعت‌های القایی محوری و دورانی را نیز در بر می‌گرفت. براساس شکل ۶ α زاویه حمله، φ زاویه گام هندسی پیچ، β_i زاویه گام هیدرودینامیکی در هر مقطع و β زاویه پیشروی است.

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{Va}{2\pi nr_i} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{1+a}{1-\hat{a}} \right) \quad (15)$$

$$\beta_i = \tan^{-1} \left(\frac{Va(1+a)}{2\pi nr_i(1-\hat{a})} \right) \quad (16)$$

$$\varphi = \tan^{-1} (p/2\pi r_i) \quad (17)$$



شکل ۶- نمایش یک المان از پره در شعاع r و پارامترهای موثر؛ راست) بدون سرعت القایی و چپ) با در نظر گرفتن سرعت القایی

$$\frac{dQ}{dr} = \frac{1}{2} \rho c r V a^2 (1+a)^2 C_L \left(\frac{\sin(\beta_i + \gamma)}{\sin^2 \beta_i \cos \gamma} \right) \quad (32)$$

با انتگرال گیری از المان گشتاور به مقدار گشتاور پره می‌رسیم:

$$Q = \int_{r_{hub}}^R \frac{1}{2} \rho c r V a^2 (1+a)^2 C_L \left(\frac{\sin(\beta_i + \gamma)}{\sin^2 \beta_i \cos \gamma} \right) r dr \quad (33)$$

اگر این گشتاور در تعداد پره‌ها ضرب شود، گشتاور کل پروانه بدست می‌آید. در نهایت ضرایب پروانه و بازدهی تعیین می‌گردد.

به منظور در نظر گرفتن اثرات چگالی و ویسکوزیته که منجر به لغزش تیغه و تلفات سرعت می‌شود، فاکتورهای a و \hat{a} در نظر گرفته می‌شود. a ضریب القایی محوری که باعث افزایش Va و \hat{a} ضریب القایی کاهش سرعت دورانی n است که هر چقدر مقدار a بیشتر و مقدار \hat{a} کمتر باشد، پروانه بازدهی بیشتری را ارائه می‌دهد. مقادیر ضرایب القایی در چرخه اول طراحی صفر سپس در مراحل بعد بوسیله روابط پرناتل تا یک تیرانس مشخص اصلاح و همگرا می‌شوند [۳۴ و ۳۵]. روابط پرناتل:

$$a = \frac{1}{\frac{4F \sin^2 \beta_i}{\sigma C T + 1} + 1} \quad (34)$$

$$\hat{a} = \frac{1}{\frac{4F \sin \beta_i \cos \beta_i}{\sigma C K + 1} + 1} \quad (35)$$

$$C T = C L \cos \beta_i - C D \sin \beta_i \quad (36)$$

$$C K = C L \sin \beta_i + C D \cos \beta_i \quad (37)$$

$$\sigma = \frac{c(r) \times N}{2\pi R} \quad (38)$$

σ پارامتر صلیبیت پره را نشان می‌دهد و اگر مقدار آن زیاد باشد، پارامترهایی نظیر: گشتاور پروانه، زوایای تیغه، هزینه و ماده ساخت افزایش، همچنین بازدهی پره نیز کاهش می‌یابد. $c(r)$ وتر موضعی در هر شعاع، N تعداد تیغه پروانه و R شعاع پروانه است. F تابع تصحیح پرناتل برای تلفات ورتکس نوک تیغه است.

$$F = \frac{2}{\pi} \arccos(e^{-f}) \quad (39)$$

$$f = \frac{N R - r}{2 r \sin \beta_i} \quad (40)$$

در شکل ۹ روند نمای طراحی و تحلیل پروانه ارائه شده است.

گشتاور حاصل از المان فوق نسبت به محور دوران:

$$dQ = dK \times r = (dL \sin \beta_i + dD \cos \beta_i) \times r \quad (24)$$

داریم:

$$\begin{aligned} dT &= dL \left(\cos \beta_i - \frac{dD}{dL} \sin \beta_i \right) \\ &= dL \left(\cos \beta_i - \frac{C_D}{C_L} \sin \beta_i \right) \end{aligned} \quad (25)$$

از طرفی:

$$\frac{C_D}{C_L} = \tan \gamma \quad (26)$$

بنابراین:

$$dT = dL (\cos \beta_i - \tan \gamma \times \sin \beta_i) \quad (27)$$

با توجه به:

$$\begin{aligned} dT &= dL \left(\frac{\cos \beta_i \cos \gamma - \sin \beta_i \times \sin \gamma}{\cos \gamma} \right) \\ dT &= dL \left(\frac{\cos(\beta_i + \gamma)}{\cos \gamma} \right) \\ \frac{dT}{dr} &= \frac{1}{2} \rho c \left(\frac{V a (1+a)}{\sin \beta_i} \right)^2 C_L \left(\frac{\cos(\beta_i + \gamma)}{\cos \gamma} \right) \end{aligned} \quad (28)$$

در نهایت برای تراست:

$$\frac{dT}{dr} = \frac{1}{2} \rho c V a^2 (1+a)^2 C_L \left(\frac{\cos(\beta_i + \gamma)}{\sin^2 \beta_i \cos \gamma} \right) \quad (29)$$

مقدار بدست آمده مولفه المان نیروی تراست هر مقطع از مقاطع تیغه است که با انتگرال گیری از آن در راستای شعاعی می‌توان به مقدار تراست کل هر سطح تیغه رسید.

$$T = \int_{r_{hub}}^R \frac{1}{2} \rho c V a^2 (1+a)^2 C_L \left(\frac{\cos(\beta_i + \gamma)}{\sin^2 \beta_i \cos \gamma} \right) dr \quad (30)$$

این مقدار باید در تعداد تیغه‌ها ضرب شود تا تراست کل پروانه بدست آید. در ادامه برای گشتاور داریم:

$$\begin{aligned} dQ &= dL \left(\sin \beta_i + \frac{dD}{dL} \cos \beta_i \right) \times r \\ dQ &= dL \left(\frac{\sin \beta_i \cos \gamma - \sin \gamma \cos \beta_i}{\cos \gamma} \right) \times r \\ dQ &= dL \left(\frac{\sin(\beta_i + \gamma)}{\cos \gamma} \right) \times r \end{aligned} \quad (31)$$

۳-۲- محاسبات ورودی طراحی

پروانه مورد طراحی برای یک وسیله پیشرونده است که مشخصات آن در جدول ۵ ارائه شده است. به منظور استخراج ورودی‌های طراحی پروانه باید محاسبات مقاومت بدنه صورت گیرد. در این راستا از توصیه‌های بخش ۱-۲ ابعاد دامنه محاسباتی و شبکه‌بندی در نظر گرفته شده است. در شکل ۷ شبکه‌بندی استفاده شده برای پاشنه بدنه و قسمت دیسک ویک ارائه شده است. در ناحیه سینه و پاشنه شبکه‌بندی ریزتر در نظر گرفته شده است. مقدار ویک بوسیله رابطه ۴۱ محاسبه می‌شود. \bar{V} سرعت متوسط در صفحه پروانه، V_{AUV} سرعت در مرز ورودی دامنه محاسباتی است.

$$\bar{w} = 1 - \bar{V}/V_{AUV} \quad (41)$$

در شکل ۸ مقادیر ویک در سرعت‌های مختلف ارائه شده است که با افزایش سرعت مقدار ویک کاهش یافته است. دلیل این امر افزایش آشفتگی و در نهایت فرصت کمتر برای جدایش جریان است [۳۶].

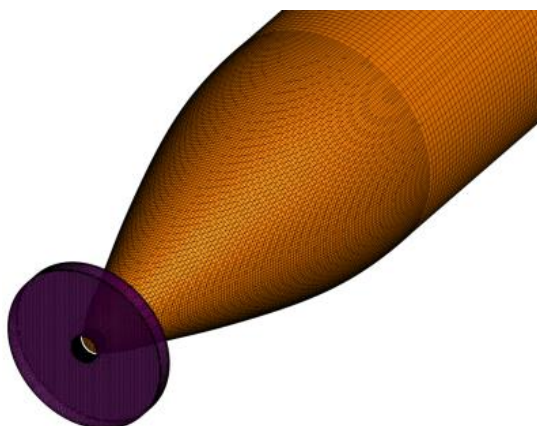
با توجه به اینکه مقدار کسر تراست در ابتدا پروانه‌ای موجود نیست از رابطه تجربی تخمین زده شد. کسر تراست اثر افزایش درگ خود سطح تیغه و درگ القایی به پاشنه وسیله

است. این رابطه تابعی از قطر، طول و ضریب خیزی سطح زیردریایی است.

$$t = |1 - 0.632 - 1.3766| \times \left[\frac{\frac{D_{prop.}}{D_{Hull}}}{\sqrt{C_{ws} \frac{LOA}{D_{Hull}}}} \right] \quad (42)$$

و مقدار ضریب سطح خیس:

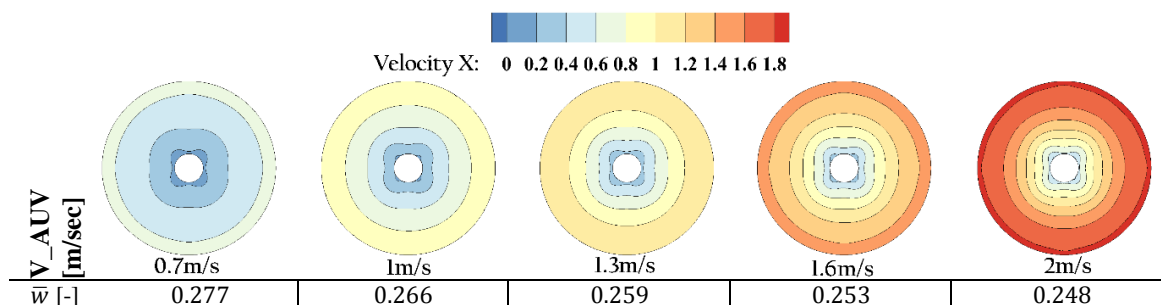
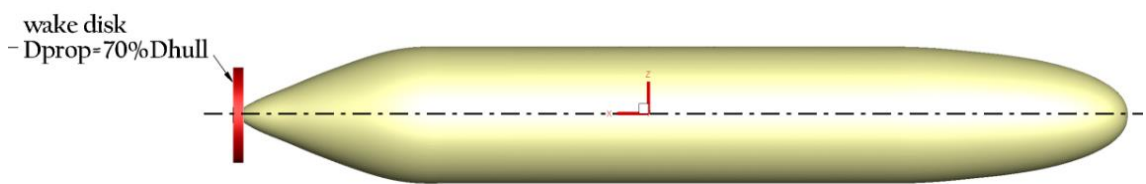
$$C_{ws} = \frac{S_{Hull}}{\pi \times LOA \times D_{Hull}} \quad (43)$$



شکل ۷- شبکه بندی در پاشنه و دیسک استخراج ویک

جدول ۵- مشخصات هندسی زیرسطحی خودمختار

$L_{overall}$ [m]	8.5	KG [m]	0.6	U_{max} [m/sec]	2
D_{Hull} [m]	1.3	S_w [m ²]	31.07	LCG/LCB(from stern) [m]	4.2
T [m]	0-50	∇ [m ³]	9.28	Prop.Plane (from stern) [m]	0.065



شکل ۸- مقادیر ویک در سرعت‌های مختلف

جدول ۷- نتایج عملکرد پروانه ۱ به دو روش متفاوت

	BEMT	CFD
prop rpm	150 rpm	160rpm
T	260.6 N	260.89
Q	32 N.m	30 N.m
eff	77.61%	75.7

گشتاور پروانه برابر با گشتاور رول هیدرواستاتیکی باشد. طبق رابطه:

$$K_{prop} = -K_{HS} = (y_g W - y_b B) \cos \theta \cos \varphi + (z_g W - z_b B) \cos \theta \sin \varphi \quad (46)$$

با توجه به این زاویه پیچ θ صفر است، اگر یک زاویه دائم رول حدود ۱- درجه را در نظر بگیریم و سیستم مختصات بدنی را روی مرکز گرانش در نظر بگیریم. برای K_{HS} مقدار ۷۹ نیوتن متر را داریم که بسیار بزرگتر از محدوده حدکثر گشتاور پروانه یعنی ۳۶ نیوتن متر است؛ بنابراین مقدار رول القایی کمتر از ۱ درجه بوده و فقط باید قید گشتاور موتور را در روند طراحی القاء نماییم.

$$-K_{HS} = -0.093(-z_b B) = -79.31 N.m \quad (47)$$

ورودی‌های طراحی به شرح جدول ۸ است. با توجه به محدوده قطر پروانه از ۴۰ تا ۶۰ درصد قطر بدنه چندین نمونه پروانه بوسیله روش BEMT تولید گردید. در شکل ۹ تغییرات دور و قطر برای برخی از مدل‌ها ارائه شده است. با توجه به فرم هندسی نحوه تغییرات قطر و دور ارائه شده است. با توجه به اینکه در روش المان پره-ممنتم اثرات برهمکنش بین تیغه‌ها و مقاطع هر تیغه، هاب و ویسکوزیته در نظر گرفته نمی‌شود [۳۴ و ۳۵] نتایج دست پایین‌تر از نتایج دینامیک سیالات محاسباتی است. برای مثال طبق شکل ۹ اگر پروانه‌ها را از چپ به راست ۱-۷ بنامیم، در جدول ۷ نتایج پروانه ۱ بوسیله روش المان پره - ممنتم و دینامیک سیالات محاسباتی ارائه شده است.

۴- بررسی استحکام سازه ای

پروانه در محیط دریا تحت نیروهای متعددی قرار دارد به همین دلیل اطمینان از استحکام پروانه‌های شناور برای تحمل نیروهایی وارده بر آن یکی از مهمترین پارامترها در

جدول ۶- محاسبه سطح گسترش یافته

	Wag.	Kel.
Z=1-5 P/D=0.2-1.4	0.033-0.1	-
Z=1-5 K=0.1	-	0.107-0.122

از آنجایی که بدنه در حالت لخت است، مقادیر درگ ملحقات نیز در نظر گرفته شده است.

برای تخمین سطح گسترش یافته که به منظور اجتناب از کاویتاسیون است. از رابطه بی وگنینگ و کلر استفاده شده است. رابطه وگنینگ بصورت زیر است که برای نسبت گام ۰/۲ الی ۱/۴ محاسبه و در روند طراحی در نظر گرفته شده است.

$$A_E/A_{0Wag} \geq \frac{0.629T}{D^2(P_0 - P_v)^{0.75} V_A^{0.5} (1.067 - 0.229 \frac{P}{D})}$$

$$P_v = 2380 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

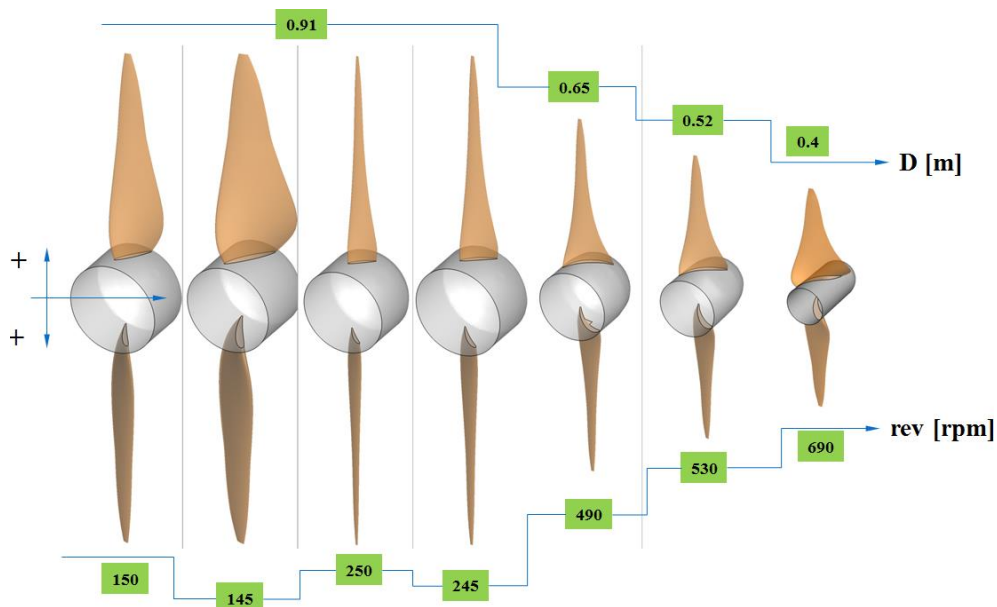
$$P_0 = P_{atm} + \rho g H(2.5m) \quad (44)$$

$$A_E/A_{0Kell} = \frac{(1.3 + 0.3Z)T}{D^2(P_0 - P_v)} + k \quad (45)$$

با توجه به این که این روابط تخمینی هستند و در روابط آنها اثر دور پروانه لحاظ نشده است، معمولاً ۱۰ الی ۱۵ درصد احتمال کاویتی رو سطح پروانه وجود دارد؛ بنابراین باید مقدار بیشتری برای سطحی گسترش یافته به عنوان ضریب اطمینان در نظر گرفته شود. مسئله دیگر این است که برای تخمین سطح گسترش یافته عمق نزدیک سطح ۲/۵ متری در نظر گرفته شده که اگر عمق‌های بالاتر در نظر گرفته شود، بواسطه افزایش مقدار H احتمال کاویتی کمتر است. برای این وسیله بالک کنترلی فرد و از نوع Y است که باید تعداد تیغه‌ها فرد نباشد. با توجه ارزانی، ساخت راحت و همچنین بازدهی بالاتر در تمامی مدل‌ها در فرآیند طراحی پروانه با دو تیغه در نظر گرفته شده است. تعداد تیغه زیاد باعث افزایش برهمکنش جریان در ریشه تیغه‌ها شده که ورتکس هاب را افزایش می‌دهد. با توجه به گشتاور پروانه تک و مسئله رولینگ و همچنین محدودیت گشتاور موتور الکتریکی در نظر گرفته شده است. در این راستا یک روش کنترلی استفاده از خاصیت هیدرواستاتیکی است [۳۷]. باید

جدول ۸- ورودی های اولیه پروانه ملخی

V_{AUV} [knot]	V_{AUV} [m/s]	\bar{w}	VA@prop [m/s]	t	Resis.	T
3.887	2	0.248	1.504	0.291	184.02	259.861
Ae/A0 wag.	Hub diam. [m]	Section Hydrofoil		β_1 [deg.] 0.7R	ϕ [deg.] hub-tip	
0.033-0.1	0.167Dp	Clark Y, E193, Cl, CD		15-25	60-15	
v [m ² /s]		ρ [kg/m ³]		Sound speed [m/s]		
1.4053e-6		1025		1530		
P_{max} [kw]		Rpm max.		Q max. [N.m]		
1		1200		36		



شکل ۹- روند تغییر قطر و دور پروانه برای برخی از پروانه های بررسی شده

روش BEM-FEM و بررسی اثرات متقابل سازه و سیال برای ارزیابی عملکرد هیدرودینامیکی پروانه P5475 و P5479 استفاده نمودند. ها جی لین [۳۹] و همکارانش به بررسی و ارزیابی استحکام پره‌های پروانه کامپوزیتی از جنس کربن پرداختند. بعلاوه در این مطالعه استحکام پره‌ها با استفاده از ترکیب لایه چینی متوازن و غیر متوازن مورد بررسی قرار گرفت. آنها برای این کار از روش VLM-FEM با استفاده از المان‌های پوسته بهره گرفتند. قاسمی و فدوی [۴۰]، به بررسی هیدرواستاتیکی پروانه تحت فشار هیدرودینامیکی پرداختند. آنها برای این کار از روش المان محدود و حجم محدود برای ارزیابی عملکرد هیدرودینامیکی پروانه سری B

عملکرد یک شناور است. از طرف دیگر، ایجاد استحکام بیش از حد موجب افزایش وزن و ضخامت بیشتر مقاطع پروانه‌ها می‌شود که این امر می‌تواند منجر به کاهش بازده و کارایی پروانه شود. در طراحی سازه بدنه تنش‌های وارد بر آن، تغییر شکل محدودیت‌هایی برای سازه ایجاد می‌کند که طراح سازه باید به همه این موارد توجه کند. تحلیل هیدرواستاتیکی پروانه در واقع محاسبه نیروهای وارد بر پروانه ناشی از جریان سیال و تاثیر آن بر سازه است. تحقیقات گسترده‌ای در این مورد صورت گرفته است. هیونگسوک و همکارانش [۳۸]، به تحلیل هیدرواستاتیکی یک پروانه کامپوزیتی با روش تحلیل اجزا محدود پرداختند. او برای ارزیابی استحکام پره‌های پروانه از

چون پروانه در عمق‌های بالاتر از ۱۰ متر نیز قرار دارد و فشار هیدرواستاتیک بالاتر است، باید تحلیل تنش برای تخمین ضخامت بررسی گردد. در این راستا از نرم افزار Abaqus به منظور تحلیل تنش و کرنش در پروانه طراحی شده، استفاده شده است. طبق شکل ۱۱ و ۱۲ نتایج تنش و جابجایی برای دو نمونه پروانه ارائه شده است. قطر این پروانه‌ها ۰/۹ و ۰/۴ متر است که معیار جابجایی ارضاء نشده و دوباره سیکل طراحی تکرار گردید. با تکرار روند طراحی در نهایت پروانه ای با قطر ۰/۷ متر و نسبت گام ۱ پیشنهاد شده است که حداکثر ضخامت در نوک آن ۳/۱ میلی‌متر و در حین حال دارای بازدهی ۶۶ درصدی است. در جدول ۱۰ برخی از نتایج تحلیل پروانه‌ها ارائه شده است. مشخصات پروانه مدل پیشنهادی در جدول ۹ ارائه شده است.

برای مدل نهایی جنس‌های مختلف بررسی شد که خواص هر جنس در جدول ۱۱ ارائه شده است. در جدول ۱۲ مقادیر حداکثر تنش و جابجایی برای هر جنس به تفکیک ارائه شده است. در شکل ۱۲ و ۱۳ نتایج المان محدود پروانه نهایی برای دو جنس متفاوت ارائه شده است. برخی از پروانه‌های بررسی شده در جدول ۱۰ ارائه شده است.

جدول ۹- مشخصات پروانه پیشنهادی

β_i [deg.] 0.7R	Chord [mm]	Dp [m]
25.3	146-27.3	0.7
Max t [mm]	a	a'
21.5-3.1	0.026-0.24	0.17-0.01
α [deg.]	P/D 0.7R [-]	Z[-]
1.7-3.4	1	2

جدول ۱۰- خروجی تحلیل المان پره - ممتوم برای چند نمونه پروانه

Dp	P/D	c.	t.	α	a	\dot{a}	β_i	Q	Rpm	η
0.9	0.9	100-11.3	13-1.2	3.9-2	0.035-0.12	0.086-0.007	60.3-15.4	32.6	148	76
0.9	0.6	54-4.5	6.5-0.5	3.8-2.1	0.059-0.098	0.05-0.002	45.7-9.9	21.2	250	69
0.65	0.55	81-5.5	10.5-0.5	3.4-1.6	0.15-0.24	0.07-0.003	38.5-8	11.5	490	68
0.52	0.6	79.3-5.3	10.3-0.6	3.9-1.9	0.16-0.27	0.11-0.005	44.7-9.5	11.3	530	65
0.4	0.6	97.8-7.7	12.4-0.8	3.9-1.4	0.22-0.43	0.17-0.009	48-10.4	9.5	690	57

استفاده نمودند. آن‌ها در این مطالعه به بررسی تاثیر تغییر شکل پروانه بر عملکرد هیدرودینامیکی پروانه‌ها پرداختند. ژانگ و همکاران [۴۱]، با استفاده از روش FSI تأثیر تغییر شکل پره‌های پروانه را بر فشار سطح، میدان جریان اطراف و عملکرد آن در آب آزاد را بررسی کردند؛ همچنین، موراوایسکی [۴۲] به تجزیه و تحلیل پره‌های پروانه با استفاده از روش عددی مبتنی بر روش المان محدود استفاده نموده است. در این مطالعه جنس، وزن و جابجایی نوک تیغه بررسی شده است.

۴-۱- رویکرد آنالیز سازه‌ای

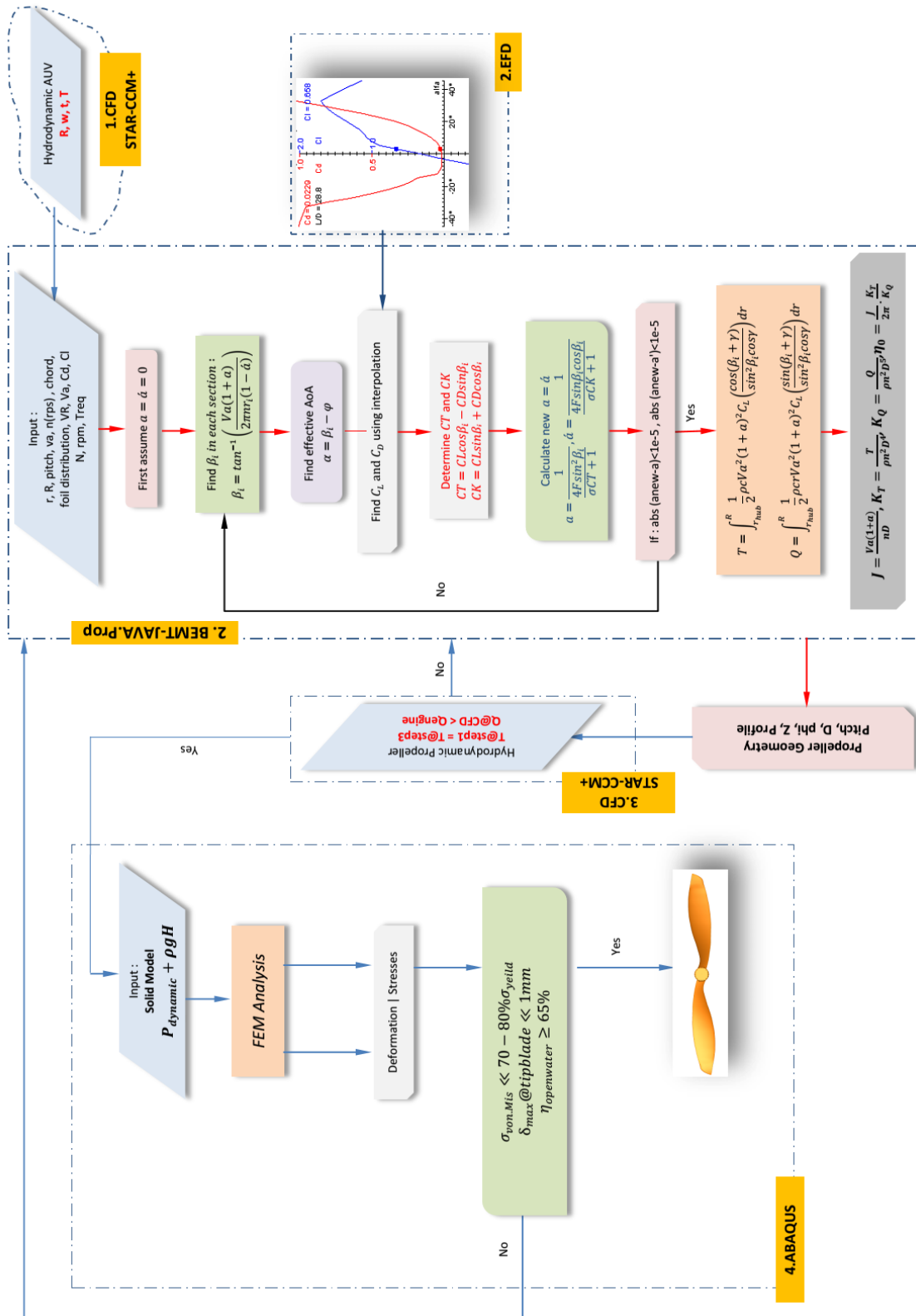
معادله حرکت سازه تغییر شکل یافته تحت نیرو مطابق زیر است.

$$M_S \ddot{x} + C_S \dot{x} + K_S x = F_{ST}$$

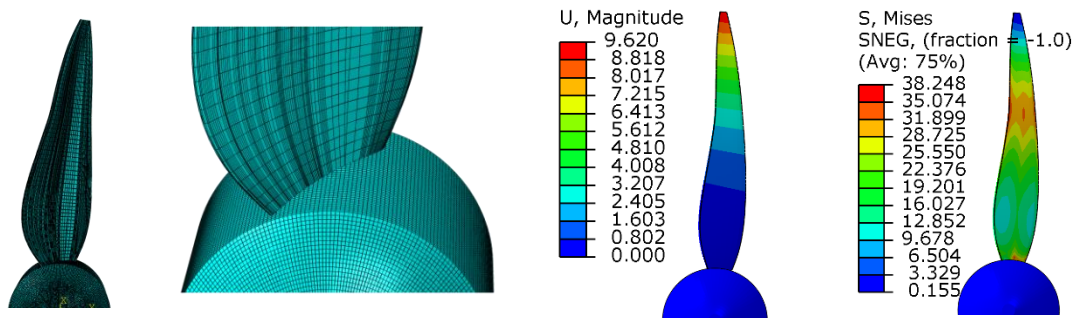
$$F_{ST} = F_{hp} + F_{cori} + F_{cent} + F_{fs} = F_s + F_{fs}$$

(۴۸)

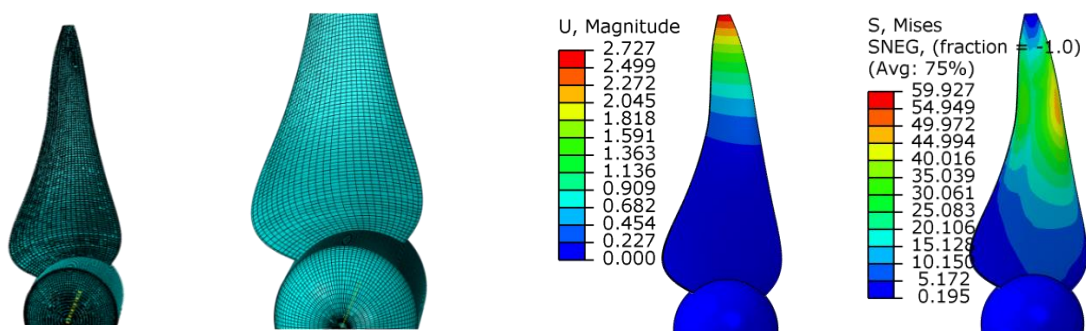
که در آن M_S ضریب جرم و C_S ضریب میرایی و K_S ضریب سختی که وابسته به جرم، میرای و سختی پروانه کامپوزیتی است و همچنین \dot{x} ، \ddot{x} و x به ترتیب شتاب، سرعت و جابه‌جای سازه‌ای است و F_{ST} مجموع تمام نیروهای اعمالی به پروانه است که شامل نیروهای هیدرودینامیکی فشاری F_{hp} ، نیروی که بر اثر چرخش به جسم وارد می‌شود (نیروی کریولیس F_{cori} ، نیروی گریز از مرکز F_{cent} و F_{fs} نیروی اندرکنش ساز سیال) است. طراحی مستقیم سازه‌ای یک پروانه با استفاده از تجزیه و تحلیل واقعی دشوار است؛ زیرا برای این کار نیاز به محاسبات پیچیده و زمان بر است. برای ساده سازی و کاهش حجم محاسبات برای المان بندی پروانه، از نرم افزار Abaqus استفاده شده است. در این مطالعه



شکل ۱۰- فلوجارت روند طراحی و تحلیل پروانه ملخی



شکل ۱۱- تنش (Mpa) و کرنش (mm) برای پروانه با قطر ۰/۹ متر و نسبت گام ۰/۹ در ۱۵۰ دور بر دقیقه



شکل ۱۲- تنش (Mpa) و کرنش (mm) برای پروانه با قطر ۰/۴ متر و نسبت گام ۰/۶ در ۶۹۰ دور بر دقیقه

جدول ۱۱- ویژگی مواد در نظر گرفته شده برای تحلیل المان محدود پروانه

Material Name	ρ [kg/m ³]	E [Mpa]	G[Mpa]	θ [-]
Carbon/Epoxy	1.6E3	Ex	1.35E5	v_{xy} 0.3
		Ey	1.5E4	v_{yz} 0.02
		Ez		v_{xz} 0.02
Ni-AL - Br	7.4E3	1.24E5		0.33
FG	2.1E3	2E4		0.18
Cu	8.3E3	1.1E5		0.34
Ti	4.62E3	9.6E4		0.36
AL	2.7E3	7E4		0.33

جدول ۱۲- مقادیر خروج تحلیل سازه برای پروانه پیشنهادی

Material Name	M. (kg)	σ_{max} (Mpa)	$\delta_{max}@tip$ (mm)
Carbon/Epoxy	3.74	8.326	$7.89e^{-1}$
Ni-AL - Br	17.3	4.405	$3.487e^{-2}$
FG	4.91	4.78	$2.2e^{-1}$
Cu	19.4	4.38	$3.92e^{-2}$
Ti	10.8	4.33	$4.46e^{-2}$
AL	6.32	4.405	$6.176e^{-2}$

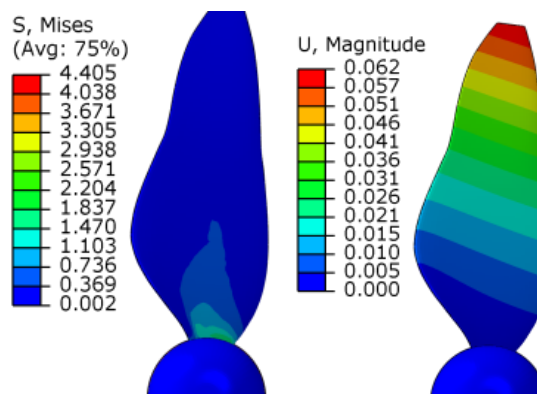
جمله دما، چگالی و فشار دارد [۳۴]. فشار آکوستیک یک فشار نوسانی و از مرتبه بسیار پایین است. این فشار در محاسبات آکوستیک بوسیله آنالوژی^۱ هیدرو آکوستیک تصحیح می‌شود. در روش سی اف دی از دو حلگر هیدرودینامیک و آکوستیک استفاده می‌شود. حلگر هیدروآکوستیک اثرات تراکم‌پذیری را به حلگر هیدرودینامیکی تراکم ناپذیر اضافه می‌کند. معادلات حاکمه کلی بر این مسئله به سه بخش تقسیم می‌شوند که شامل: معادلات پایه سیال تراکم ناپذیر، معادله فاکس - ویلیامز هاوکینگ و معادلات مربوط به خواص هیدرودینامیکی و هیدروآکوستیکی است. معادله کلی تولید و انتشار امواج آکوستیکی بصورت:

$$\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 P'}{\partial t^2} - \nabla^2 P' = q \quad (49)$$

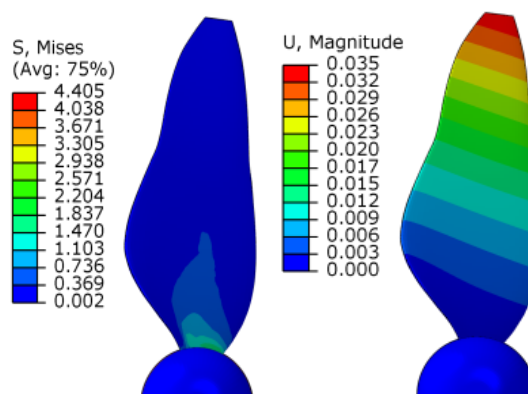
q منابع تولید نویز، P' نوسانات فشار در جریان سیال است که برابر با $P' = P - P_0$ که P_0 فشار دور دست و برابر با فشار اتمسفر است. a_0 سرعت صوت. سه منبع اصلی تولید نویز شامل: تولید جرم، تغییر ممتوم و اغتشاش است. به منظور محاسبه تغییرات چگالی در میدان سیال از معادله موج غیرهمگن لاپتیهیل استفاده می‌شود که:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (50)$$

$\rho' = \rho - \rho_0$ تغییرات نوسانی چگالی است و به صورت معمولاً در ρ_0 چگالی میدان سیال در دور دست و معمولاً در آب شور دریا ۱۰۲۵ در نظر گرفته می‌شود. T_{ij} تانسور تنش لاپتیهیل است. برای اطلاعات بیشتر به مراجع [۴۳ و ۴۴] مراجعه شود. فاکس ویلیامز در سال ۱۹۶۹، فرمول لاپتیهیل را در حالتی که صفحات جامد در جریان وجود دارند توسعه داد که به فرمول FW-H معروف است. در این مطالعه برای تخمین سطح فشار صوتی از روش انتگرالی فاکس ویلیامز - هاوکینگ استفاده شده است. معمولاً در پروانه دریایی منابع نویز شامل: نویز مونوپول (تک‌قطبی): ناشی از جابجایی سیال به وسیله دوران تیغه‌های پروانه است. اگر سرعت دورانی پروانه پایین باشد، مقدار این جمله کوچک است. این نویز را با نام نویز جریان یا ضخامت نیز شناخته می‌شود و معمولاً در سرعت‌های بالا غالب است. نویز دیپول (دوقطبی): ناشی از



شکل ۱۳- تنش (Mpa) و کرنش (mm) برای AL



شکل ۱۴- تنش (Mpa) و کرنش (mm) برای Ni - AL - Br

با توجه نتایج تنش‌ها برای تمامی مواد به غیر از فیبر کربن در یک محدوده قرار دارد، ولی جابجایی برای جنس نیکل - آلومنیوم - برنز حداقل تر است. در زمینه وزن نیز فیبر کربن حداقلی است. در شکل ۱۳ تنش و کرنش برای جنس آلومنیوم و آلیاژ برنز-نیکل - آلومنیوم ارائه شده است.

۵- بررسی هیدروآکوستیکی

وقتی سطح جسمی مرتعش می‌شود، چگالی ذرات سیال مجاور سطح در نتیجه فشار صوت، متناوباً افزایش و کاهش می‌یابد. در این حالت بخشی از انرژی موجود در ذرات مرتعش، تبدیل به حرارت گردیده و بخشی دیگر به ذرات مجاور منتقل می‌گردد و بدین‌سان این انرژی درون محیط سیال بدون جابجایی ذرات منتشر می‌شود. به فرآیند انتقال انرژی از طریق ارتعاش سیال، انتشار صوت گفته می‌شود. سرعت انتشار صوت در محیط بستگی به عوامل متعددی از

¹ Analogy

۱۰ rps مقدار چگالی و سرعت صوت در آب به ترتیب 1000 kg/m^3 و 1480 m/s در نظر گرفته شده است [۴۸-۵۰]. در شبیه‌سازی صورت گرفته با توجه به غیردائم بودن حل، به‌منظور مدل‌سازی دقیق تغییرات نسبت به زمان، گام زمانی برابر با $R^0/(n \times 360)$ در نظر گرفته شد که R^0 چرخش به درجه و به ازای هر گام زمانی است. در این شبیه‌سازی مقدار 0.54 درجه لحاظ و برای ده دوره تناوب شبیه‌سازی صورت گرفت [۵۱]. به‌وسیله معادله ۵۱ مقدار سطح فشار صوتی محاسبه می‌شود که برای هر باند عرضی فرکانس Δf و فرکانس f بدست می‌آید.

$$SPL(f, \Delta f) = 20 \log_{10} \left(\frac{p_{rms}(f, \Delta f)}{p_{ref}} \right) \quad (51)$$

در این رابطه p_{ref} فشار صوتی مرجع برابر آستانه شنوایی انسان ($1 \mu\text{Pa}$) در نظر گرفته شد.

موقعیت قرارگیری هیدروفون‌ها در شبیه‌سازی در پشت هاب پروانه و با فاصله $5D$ و $x/D=0$ در نظر گرفته شد. قطر پروانه 0.3048 متر است. در شکل ۱۵ نتایج سطح فشار صوتی برای نشان داده شده است. نتایج تطابق نزدیکی با سایر مراجع را نشان می‌دهند. در شکل ۱۶ مقایسه سطح فشار صوتی برای پروانه با قطر 0.4 متر (دور ۶۹۰ دور بر دقیقه) و پروانه با قطر 0.9 متر (دور ۱۵۰ دور بر دقیقه) و پروانه با قطر 0.7 متر (دور ۱۹۰ دور بر دقیقه) شده است. با توجه به نتایج سطح فشار صوتی برای پروانه‌های با قطر بالاتر در بیشتر فرکانس‌ها به غیر فرکانس چرخش پروانه پایین تر است.

۶- نتیجه گیری

جریان حول زیردریایی Suboff و پروانه DTMB4119 معتبرسازی شد. مقدار عدم قطعیت و تایید عددی طبق توصیه‌نامه ITTC استخراج گردد. در این راستا از مدل آشفتگی رینولدز پایین بهره برده و اصلاحات متناسب با گرادیان‌های فشار در نظر گرفته شد. نتایج تطابق مناسبی با نتایج مرجع را ارائه نمود و مقدار عدم قطعیت برای بررسی درگ بدنه کمتر از ۶ درصد و برای ضرایب پروانه کمتر از ۳ درصد بوده است. بوسیله روش المان پره - ممنتم چند نمونه پروانه ملخی از لحاظ هیدرودینامیکی طراحی گردید. محدوده بازدهی پروانه از ۵۵ الی ۷۶ درصد بود. پروانه‌ها از

اختلاف فشار بین سطح مکشی و فشاری پروانه، نوسانات حجمی رخ داده روی تیغه‌ها ناشی از افت فشار روی سطح مکش و فشار پروانه (کاویتاسیون صفحه‌ای) است. این نویز ناشی از دیواره‌ها است. نویز کوادرچر (چهار قطبی): این نویز دارای پیچیدگی بیشتر و در صورت وجود (اثرگذاری بیشتر) است این نویز با نام حجمی نیز شناخته می‌شود که شامل فرآیند رشد و فروپاشی حباب‌های کاویتی در یک‌لحظه سریع از زمان که موجب القاء فشار ناگهانی به دامنه سیال می‌شود. این نویز در بارگذاری‌های سنگین (ضرایب پیشروی پایین) غالب است. این نویز در میدان سیال بوده و از دیواره اثر نمی‌گیرد (مثل ورتکس نوک پروانه در درون جریان). معمولاً چون سرعت اسمی پروانه نسبت به سرعت صوت در زیر آب ناچیز است و در نهایت عدد ماخ کوچک است، تقریباً صفر و از این جمله صرف‌نظر می‌شود. طبق عدد ماخ پروانه $(Ma = Va/a)$ چون کوچک‌تر از 0.3 بوده، جریان فروصوتی و این جمله در فرآیند شبیه‌سازی محاسبه نمی‌گردد. پورانا و همکاران [۴۵]، سطح نویز را برای یک پروانه سری بی پیش‌بینی نمودند. آن‌ها نتایج خود را با نتایج رگراسیون مقایسه و سپس در بررسی خود سطح فشار صوتی را برای انواع ضرایب پیشروی و سرعت‌های دورانی مختلف بررسی نمودند. وو و همکاران [۴۶]، نویز یک پروانه کاویتی را شبیه‌سازی و معتبرسازی نمودند. آن‌ها از ویک غیریکنواخت استفاده نموده و فشارهای نوسانی روی تیغه‌ها را مورد بررسی قرار دادند. سازمان بین‌المللی دریایی IMO [۴۷] در گزارشی برخی توصیه‌ها را برای کاهش نویز شناورها ارائه نموده است. کرمی و همکاران [۴۳]، عملکرد پروانه دریایی را لحاظ هیدرودینامیکی و آکوستیکی در دو نقطه عملکرد مطالعه نمودند. گرجی و همکاران [۴۸]، نویز هیدروآکوستیکی را برای یک پروانه مرجع بررسی کردند.

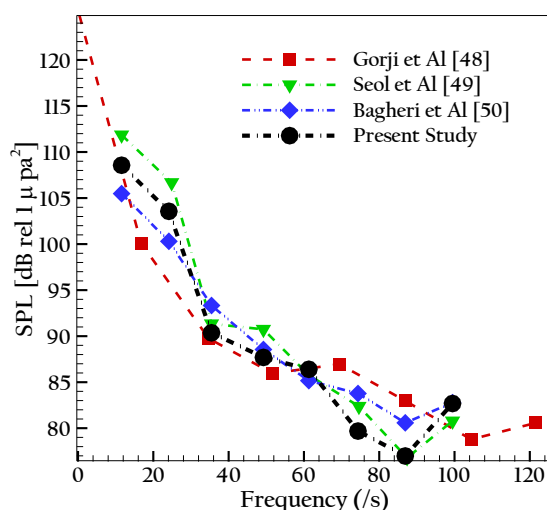
۵-۱- اعتبارسنجی

به‌منظور تایید روش عددی از داده‌های آزمون آزمایشگاهی استفاده شده است. در این راستا به منظور اعتبارسنجی از نتایج پروانه گام ثابت DTMB 4119 استفاده شده است، برای اطلاعات بیشتر به مراجع [۲۸ و ۳۰] رجوع شود. برای تایید نتایج میدان فشار صوتی از پروانه مرجع DTMB 4119 استفاده شد. شبیه‌سازی در ضریب پیشروی 0.833 و دور

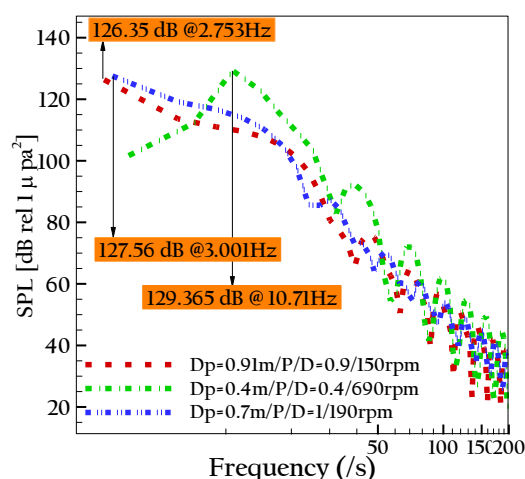
جنس فیبر کربن مناسبترین جنس می‌تواند باشد. در بخش آخر نیز نویز پروانه DTMB4119 معتبرسازی شد. در اکثر فرکانس‌ها تطابق سطح فشار صوتی نزدیک بود. سه نمونه پروانه با قطرهای مختلف از لحاظ آکوستیکی بررسی شد که پروانه با قطر ۰/۷ و ۰/۹ متر سطح نویز نزدیک به یکدیگر و پایینتری را ارائه نمودند. مطالعه پروانه در اکثر منابع بیشتر محدود به تحلیل هیدرودینامیکی بوده و تحلیل سازه‌ای را پوشش نمی‌دهند. فلوجارت ارائه شده در این مطالعه برای طراحی پروانه بصورت موثر واقع شد.

۷- فهرست علائم

دینامیک سیالات تجربی	EFD
تئوری المان پره - ممتوم	BEMT
اندرکنش سازه - سیال	FSI
مدل انتقال تنش برشی	SST
کنفرانس حوضچه کشش جهانی	ITTC
دور پروانه	np
قطر پروانه	Dp
تراست پروانه	Tp
ضریب تراست پروانه	KTp
گشتاور پروانه	Qp
سرعت پیشروی پروانه	VA
سرعت وسیله پیشرونده	Vs
ویک	w
سطح خیس بدنه	Shull
قطر بدنه	Dhull
طول سرتاسری وسیله پیشرونده	LOA
فشار بخار	Pv
فشار کل	p0
عمق غوطه وری پروانه	H



شکل ۱۵- طیف SPL نسبت در ضریب پیشروی ۰/۸۳۳ و در Z/D=5



شکل ۱۶- طیف SPL نسبت در نقطه طراحی در با فاصله محور ۲ متر پشت هاب پروانه

لحاظ سازه‌ای با توجه به فشار هیدرودینامیک و هیدرواستاتیکی وارده بررسی شدند. پروانه‌های با ضخامت کمتر از مقدار قید از حلقه طراحی حذف شدند و یک پروانه با کمترین جابجایی و تنش پیشنهاد گردید. برای این پروانه پیشنهادی چند جنس مختلف مورد تحلیل سازه‌ای صورت گرفت. به ترتیب برای جنس آلیاژ آلومینیوم-نیکل-برنز و فیبر کربن کمترین و بیشترین جابجایی را ارائه نمود. برای مقادیر تنش به غیر فیبر کربن همگی در یک محدوده بودند. از لحاظ وزنی نیز فیبر کربن ارجحیت دارد. با توجه به نتایج

- [6] Gur O, and Rosen A (2008) Comparison between blade-element models of propellers. *Aeronaut Journal* 112: 689-704. روش المان مرزی BEM
- [7] Bohorquez F, Pines D, and Samuel P. D (2010) Small rotor design optimization using blade element momentum theory and hover tests. *J Aircr* 47: 268-283. روش المان محدود FEM
- [8] Batten W, Bahaj A, Molland A, and Chaplin J (2008) The prediction of the hydrodynamic performance of marine current turbines. *Renew Energy* 33: 1085-1096. روش شبکه گرادی VLM
- [9] Pavel H, Jan K, and Nikola Z (2018) Wing and propeller aerodynamic interaction through nonlinear lifting line theory and blade element momentum theory. *MATEC Web Conf* 27. فاکس ویلیامز - هاوکینگ FW-H
- [10] Favacho BI, Vaz JRP, Mesquita LA, Lopes F, Moreira ALS, Soeiro NS (2016) Contribution to the marine propeller hydrodynamic design for small boats in the Amazon region. *Acta Amaz* 46: 37-46. مختصات مرکز جرم (xg,yg,zg)
- [11] Siddappaji K, Turner MG (2015) Counter rotating propeller design using blade element momentum theory. in *Proceedings of the 22nd ISABE Conference*. مختصات مرکز بویانسی (xb,yb,zb)
- [12] Barltrop N, Varyani K, Grant A, Clelland D, and Pham X (2007) Investigation into wave—current interactions in marine current turbines. *JPEE* 221: 233-242. نیروی وزن W
- [13] Phillips AB, Turnock SR, Furlong M (2008) Comparisons of CFD simulations and in-service data for the self propelled performance of an autonomous underwater vehicle. *ONR*. نیروی بویانسی B
- [14] Castegnaro S (2018) Aerodynamic design of low-speed axial-flow fans: A historical. *MDPI Design Journal* 2: 20. ارتفاع مرکز جرم از کف بدنه KG
- [15] Yang K (2020) Geometry design optimization of a wind turbine blade considering effects on aerodynamic performance by linearization. *Energies*. MDPI Energies Journal 13: 2320. محدوده عمقی فعالیت وسیله پیشرونده T
- [16] Kermi S, Melki E, Haddipour Goudarzi R, Alizadeh A (2020) طراحی و بررسی عددی جریان پایا و ناپایا حول پروانه باز و بسته در آب آزاد به وسیله مدل‌های SRANS و URANS. *مجله مهندسی مکانیک تبریز* ۵۰: ۱۸۰-۱۹۴. طول مرکز جرم / بویانسی از پاشنه LCG/LCB
- [17] Kermi S, Mirzayee Q, Melki E (2020) تحلیل عددی جریان حول یک پروانه گام ثابت و PBCF به روش CFD. *فصلنامه علمی پژوهشی دریا فنون* ۱۱۱-۹۸: ۷(۳). حجم غوطه وری وسیله ∇
- [18] Groves NC, Huang TT, Chang MS (1989) Geometric characteristics of DARPA (Defense Advanced Research Projects Agency) SUBOFF models (DTRC model numbers 5470 and 5471). انرژی جنبشی آشفستگی k
- [19] Mahmuiddin F (2017) Rotor blade performance analysis with blade element momentum theory. *Energy Procedia* 105: 1123-1129. ویسکوزیته آشفستگی μ_t
- [20] MacNeill R, Verstraete D (2017) Blade element momentum theory extended to model low Reynolds number propeller performance. *The Aeronaut Journal* 121: 835-857. نسبت گام P/D
- [21] Phillips A. B, Turnock S. R, and Furlong M (2009) Evaluation of manoeuvring coefficients of a self-propelled ship using a blade element momentum propeller model coupled to a Reynolds averaged Navier Stokes flow solver. *Ocean Eng* 36: 1217-1225. فشار جذر متوسط مربع Prms
- [22] Rwigema MK (2010) Propeller blade element momentum theory with vortex wake deflection. in *27th ICOS* p. 2.3.
- [23] Benini E (2004) Significance of blade element theory in performance prediction of marine propellers. *Ocean Eng* 31: 957-974.

۸- مراجع

- [36] Schlichting H, Gersten K (2016) Boundary layer theory. Springer Sci.
- [37] Prestero T (2001) Verification of a six-degree of freedom simulation model for the REMUS autonomous underwater vehicle. Master, Massachusetts.
- [38] Lee H, Song M, Suh J, Chang B (2014) Hydro-elastic analysis of marine propellers based on a BEM-FEM coupled FSI algorithm. *Int J Nav Archit* 6: 562-577.
- [39] Lin H. J, Lin J, Chuang T (2005) Strength evaluation of a composite marine propeller blade. *J Reinf Plast Compos* 24: 1791-1807.
- [40] Ghassemi H, Fadavie M, Nematy D (2015) Hydro-structure analysis of composite marine propeller under pressure hydrodynamic loading. *Am J Mech Eng* 3: 41-46.
- [41] Yu K, Yan P, Hu J (2020) Numerical analysis of blade stress of marine propellers. *JJMSA* 19: 436-443.
- [42] Murawski L (2018) Methodology of propeller strength calculations in settled and emerging work conditions. *JMCM*.
- [۴۳] کرمی س، هادی پور گودرزی ر (۲۰۲۰) بررسی عددی عملکرد هیدرودینامیکی و آکوستیکی یک پروانه دریایی در دو ضریب پیشروی متفاوت. فصلنامه علمی پژوهشی دریا فنون ۸۵-۷۰: ۸(۲).
- [44] Stanko T (2010) Modelling a sound radiated by a turbulent jet. Doctor, Environmental and Material Engineering University of Leeds School of Process.
- [45] Purwana A, Ariana IM, Handani DW, Wardhana W (2018) Performance and noise prediction of marine propeller using numerical simulation. *IPTEK*: 20-25.
- [46] Wu Q, Huang B, Wang G, Cao S, Zhu M (2018) Numerical modelling of unsteady cavitation and induced noise around a marine propeller. *Ocean Eng* 160: 143-155.
- [47] IMO (2014) Guidelines for the reduction of underwater noise from commercial shipping to address adverse impacts on marine life.
- [48] Gorji M, Ghassemi H, Mohamadi J (2019) Effect of rake and skew on the hydrodynamic characteristics and noise level of the marine propeller. *Iran J Sci Technol - Trans Mech Eng* 43: 75-85.
- [49] Bagheri M, Seif M, Mehdigholi H (2014) Numerical simulation of underwater propeller noise. *JOMase* 4.
- [50] Seol H, Jung B, Suh JC, Lee S (2002) Prediction of non-cavitating underwater propeller noise. *J Sound Vib* 257: 131-156.
- David Taylor Research Center Bethesda MD Ship Hydromechanics Dept.
- [19] AIO (1998) Aeronautics and Astronautics, AIAA guide for the verification and validation of computational fluid dynamics simulations. AIAA.
- [20] Shen H, Yao Z, Wu B, Zhang N, Yang M (2010) A new method on uncertainty analysis and assessment in ship CFD. *Sh Mech* 14: 1071-1083.
- [21] Simonsen CD, Stern C (2003) Verification and validation of RANS maneuvering simulation of Esso Osaka: effects of drift and rudder angle on forces and moments. *Comput fluids* 1325-1356.
- [۲۲] کرمی س، هادی پور گودرزی ر (۲۰۲۰) مطالعه تایید و اعتبارسنجی در روش دینامیک سیالات محاسباتی برای نتایج مقاومت کشتی کانتینربر KCS بوسیله مدل توربولانسی انتقال تنش برشی. فصلنامه علمی پژوهشی دریا فنون ۸۵-۷۰: ۸(۲).
- [23] ITTC (2011) Guidelines: Practical Guidelines for Ship CFD Applications. 7: 02-03.
- [24] Manual IQ (1999) Uncertainty analysis in CFD uncertainty assessment methodology. The 22nd ITTC, Seoul and Shanghai, Report.
- [25] Procedures IR (1999) ITTC-recommended procedures-performance, propulsion 1978 ITTC performance prediction method. ITTC: 7.5-02.
- [26] Procedures IR (2002) Uncertainty analysis in CFD, uncertainty assessment methodology and procedures. ITTC-Quality Manual, 8-14: 7.5-02.
- [27] Procedures IR (2017) Uncertainty analysis in CFD, verification and validation methodology and procedures. ITTC-Recommended Procedures and Guidelines 7.5-03-01-01: 7.5-02.
- [28] Jessup S (1998) Experimental data for RANS calculations and comparisons (DTMB P4119). in 22nd ITTC Propulsion Committee Propeller RANS/Panel Method Workshop, Grenoble.
- [29] Jessup SD (1990) Measurement of multiple blade rate unsteady propeller forces. DTNSRDC.
- [30] Kulczyk J, Skraburski L, Zawislak M (2007) Analysis of screw propeller 4119 using the Fluent system. *Arch Civ Mech Eng* 7: 129-137.
- [31] CD-adapco™, (2017) STAR-CCM+ User Guid.
- [32] Versteeg HK, Malalasekera W (2007) An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. Pearson Education.
- [33] Bertram V (2012) Practical ship hydrodynamic. Elsevier sci.
- [34] Carlton J (2012) Marine propellers and propulsion. Butterworth-Heinemann.
- [35] Ghose J (2004) Basic ship propulsion. Allied Publishers.

Proceedings of sustainable Research and
Innovation Conference: 126-133.

[51] Omweri OE, Amisi JO, Long SH (2017)
Performance predication of marine propeller using
steady and unsteady flow approaches. in