

Design and Analysis of a Waterjet Propulsion System for an Amphibious Vehicle

Hosseini, S.H.¹

Joudaki, J.^{2*}

Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

Arak University of Technology, Arak, Iran

(Received: 2022/07/23 ; revised: 2023/01/14 ; Accepted: 2023/02/18 ; published: 2023/03/02)

DOR: <https://dorl.net/dor/20.1001.1.23223278.1401.11.2.5.9>

ABSTRACT

In this article, the waterjet propulsion system is numerically designed and simulated for use in an amphibious vehicle with a design speed of 12 km/h. Cfturbo and PumpLinX software are used for 3D design and fluid flow simulation of the system, respectively. The proper value of propeller design parameters and other components are obtained by using the Cfturbo software, and applied according to the desired input parameters and based on valid references and experimental data. To evaluate the performance of the designed system, fluid flow simulation of the system is also performed by PumpLinX software, specifically software designed for turbomachinery simulations. The results of fluid simulation confirm the design parameters obtained by Cfturbo software to a great extent, which shows the high efficiency and accuracy of this software in the design of blades and waterjet systems. Finally, with the help of these two powerful software and considering the solid and fluid mechanics design, an optimal waterjet system with high efficiency is designed, which meets the desired need. The results show that the required propulsion force can be achieved by using a waterjet pump with 3 vanes impeller and 7 vanes stator. The amphibious vehicle will obtain the velocity of 12 km/h at 1700 rpm revolution speed. The flow field distribution after passing the stator section becomes axial and uniform which shows the proper design of the stator.

Keywords: Waterjet Propulsion System, Amphibious Vehicle, Axial Pump, Blade Design.

طراحی و تحلیل سیستم پیشرانش واترجت برای یک خودروی دوزیست

جلال جودکی^{۲*}

سیدهدای حسینی^۱

دانشگاه صنعتی اراک، اراک، ایران

دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

(دریافت: ۱۴۰۱/۰۵/۰۱، بازنگری: ۱۴۰۱/۱۰/۲۴، پذیرش: ۱۴۰۱/۱۱/۲۹، انتشار: ۱۴۰۱/۱۲/۱۱)

چکیده

در این مقاله، سیستم پیشرانش واترجت برای کاربرد در یک خودرو دوزیست با سرعت حرکت طراحی ۱۲ km/h به صورت عددی طراحی و شبیه سازی می شود. از نرم افزار سی اف توربو (Cfturbo) و پمپ لینکس (PumpLinX) به ترتیب برای طراحی سه بعدی و شبیه سازی سیالاتی سیستم استفاده می گردد. با کمک نرم افزار سی اف توربو، بهترین مقادیر پارامترهای طراحی پروانه و سایر اجزاء، متناسب با پارامترهای ورودی مورد نظر و بر اساس مراجع و نتایج تجربی معتبر استخراج و اعمال می شود. به منظور ارزیابی و اطمینان از عملکرد سیستم طراحی شده، شبیه سازی سیالاتی سیستم نیز به وسیله نرم افزار تخصصی پمپ لینکس برای توربوماشین ها انجام می شود. نتایج شبیه سازی سیالاتی، طراحی انجام شده توسط نرم افزار سی اف توربو را تأیید می کند که نشان از کارایی و دقت بالای این نرم افزار در طراحی پره و سیستم واترجت دارد. در نهایت به کمک این دو نرم افزار قدرتمند و ارتباط بین دو حوزه طراحی جامدات و سیالات، سیستمی بهینه با بازدهی بالا ارائه می شود که برطرف کننده نیاز مورد نظر است. نتایج تحلیل نشان می دهد که با استفاده از سه پره پروانه و هفت پره استاتور نیروی پیشرانش محاسبه شده در سرعت جت سیال ۱۲ km/h در دور ۱۷۰۰ rpm قابل دستیابی است. همچنین خطوط جریان پس از عبور از استاتور، به صورت محوری درآمدن است که نشان از عملکرد مناسب استاتور طراحی شده دارد.

واژه های کلیدی: سیستم پیشرانش واترجت، خودرو دوزیست، پمپ محوری، طراحی پره.

^۱ استادیار (نویسنده پاسخگو): joudaki@arakut.ac.ir

^۲ دکتری تخصصی: hadi_hosseini@mecheng.iust.ac.ir

فهرست علائم و اختصارات

a_{imp}	سطح مقطع خالص جریان، m^2
a_{out}	مساحت خروجی نازل، m^2
d_{imp}	قطر پروانه، m
f	نیروی پیشرانش، N
g	شتاب جاذبه، m^2/s
h	هد پمپ، m
\dot{m}	دبی جرمی، m^3/s
n	سرعت دوران پروانه، rpm
n_q	سرعت مخصوص پمپ، بدون بعد
p_{in}	فشار استاتیک در ورودی، pa
p_{out}	فشار استاتیک در خروجی، pa
Δp_t	اختلاف فشار کل دو سمت پروانه، pa
q	دبی حجمی، m^3/sec
v_{in}	سرعت ورودی، m/sec
v_{out}	سرعت خروجی، m/sec

علائم یونانی

δ	قطر مخصوص، بدون بعد
φ	ضریب جریان، بدون بعد
ρ	چگالی، kg/m^3
γ_w	وزن مخصوص سیال، N/m^3
ψ	ضریب کار، بدون بعد

۱- مقدمه

طراحی سیستم‌های پیشرانش خودروهای دوزیست (مانند نفربرها و تانک‌های آبی - خاکی) و شناورهای دریایی دارای پیچیدگی‌های خاص خود می‌باشد. به‌منظور ایجاد پیشرانش در آب، از سیستم پیشرانش پروانه باز و سیستم پیشرانش واترجت می‌توان استفاده نمود. سیستم پیشرانش واترجت در شناورهای پرسرعت و سیستم پروانه باز برای سرعت‌های حرکت پایین‌تر بازدهی بالاتری دارند [1]. با این وجود، سیستم واترجت از برتری‌هایی مانند ارتعاش کمتر، آسیب‌پذیری کمتر به دلیل قرارگیری درون بدنه شناور یا محفظه و قابلیت بالا در هدایت و مانورپذیری حتی در آب‌های کم‌عمق و سرعت‌های پایین برخوردار است [2]. پمپ پیشرانش سیستم واترجت به سه نوع سانتریفیوژ (برای سرعت‌های بالا و دبی کم)، محوری (سرعت‌های کم تا

متوسط و دبی بالا) و ترکیبی تقسیم می‌شوند. نوع سانتریفیوژ دیگر تقریباً کاربردی ندارد و نوع محوری متداول‌ترین و برترین پمپ واترجت است [3]. سیستم‌های پیشرانش واترجت محوری در دو نوع فلاش^۱ و پاد^۲ طراحی و ساخته شده‌اند. تفاوت این دو نوع سیستم، وجود کانال مکش در نوع فلاش است. به‌عبارت دیگر، در نوع فلاش، سیستم پیشرانش درون بدنه شناور قرار دارد و لذا آب به‌وسیله کانال مکش از زیر بدنه شناور به درون پمپ مکش می‌شود؛ ولی در سیستم پاد این‌گونه نبوده و سیستم در مجاورت شناور نصب شده و ورودی سیستم مستقیماً در معرض آب قرار دارد. در هر دو نوع سیستم واترجت معرفی شده، بعد از روتور، استاتور یا پره‌های راهنما نصب می‌شود که وظیفه محوری نمودن جریان چرخشی بعد از روتور را برعهده دارند. همچنین در هر دو نوع سیستم، جریان پس از استاتور وارد نازل شده که با افزایش مومنتوم جریان سبب ایجاد نیروی پیشرانش می‌شود.

خودروهای مجهز به سیستم حرکتی شنی نیز می‌توانند در آب حرکت کنند. بدین منظور، بر روی شنی‌ها، پره‌ها یا پارویی‌هایی تعبیه شده است که با چرخش شنی و جابه‌جایی آب به‌وسیله پره‌ها، تغییر مومنتوم آب و در نتیجه نیروی پیشرانش ایجاد می‌شود. حداکثر بازده پیشرانش به‌وسیله شنی ۱۵ درصد گزارش شده است [4]. این بازده پایین ناشی از ذات طراحی و عملکرد خودروهای شنی دوزیست است چرا که بخش عمده کارکرد شنی برای حرکت در خشکی است [4]. به همین جهت، خودروهای دوزیست شنی نیز اغلب نیاز به سیستم واترجت برای حرکت در آب دارند. به‌کارگیری سیستم واترجت در خودروهای دوزیست شنی در مراجع [6، 5] مورد مطالعه قرار گرفته است.

بولتن [7] به بررسی عددی سیستم پیشرانش واترجت برای استفاده در کشتی‌ها پرداخته است. در بررسی‌های انجام شده مشخص شد که در کشتی‌ها، فرض غیریکنواخت بودن جریان ورودی در پمپ واترجت بهتر می‌تواند رفتار این پمپ را توصیف کند. با توجه به ماهیت آشفتگی جریان در پمپ واترجت (عدد رینولدز بالا) از روش ناویر - استوکس با

¹ Flush

² Pod

در مرجع [11]، محدوده سرعت شناور حدود ۳۹ تا ۷۸ km/h و در مرجع [12]، ۶۳ تا ۸۳ km/h بوده است. در حوزه شبیه‌سازی عددی شناورها با کمک اصول دینامیک سیالات محاسباتی مقالات فراوانی منتشر شده است. سالاری و همکاران [14] به بررسی هیدرودینامیکی شناورهای تندرو با پله‌های عرضی پرداخته که با کمک ایجاد پله‌های عرضی در محل مناسبی از کف بدنه، می‌توان مقاومت هیدرودینامیکی سازه را کاهش داده و امکان دستیابی به سرعت‌های بالاتر به‌ازای توان پیش‌برنده معین را فراهم نمود. میدان و الگوی جریان روی یک شناور تندرو تک پله‌ای و دوپله‌ای با کمک شبیه‌سازی عددی و استفاده از روش مدل دوفازی حجم سیال به دست آمده است و حساسیت رفتار هیدرودینامیکی شناورهای تندرو پله‌دار به بارگذاری، سرعت و زاویه تریم بسیار بیشتر از شناورهای بدون پله مورد بررسی قرار گرفته است. کاظمی مقدم و همکاران [15] به بررسی عددی یک شناور تک بدنه و تندروی مشخص که با حفظ پارامترهای هندسی، نظیر زاویه ددرایز^۵، خط کیل^۶، پهناي شناور و طول شناور به فرم تونل‌دار تبدیل شده است، با استفاده از طرح آزمایش تاگوچی پرداختند. برای بررسی اثرات پارامترها (دهانه تونل، ارتفاع تونل و ارتفاع گوشواره) شبیه‌سازی عددی به کمک روش حجم محدود با در نظر گرفتن شبکه متحرک، انجام شد. برای مدل‌سازی توربولانس از مدل k-ε و برای شبیه‌سازی سطح آزاد از مدل دوفازی حجم سیال استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد که با بهینه‌سازی بر اساس روش تاگوچی می‌توان نیروی پسا را تا حدود ۲۰ درصد کاهش داد. منفرد مسقانی و همکاران [16] به بررسی عددی تأثیر برهم‌کنش میان سامانه پیشرانش (یک ملخ سه پره) با پارامترهای یک شناور اثر سطحی شامل زاویه حمله شناور، جهت چرخش سامانه پیشرانش و تغییر مکان افقی و عمودی سامانه پیشرانش بر کیفیت آیرودینامیکی وسیله و در نهایت پایداری طولی شناور مطالعه شده است. با استفاده از نرم‌افزار انسیس سی‌اف‌ایکس، الگوریتم سیمپل^۷ برای در نظر گرفتن کوپل میدان سرعت و فشار و همچنین با توجه به وجود جدایش جریان به‌منظور پیش‌بینی رفتار آشفتگی،

رینولدز میانگین^۱ برای حل عددی مسئله استفاده شده است و تنش‌های رینولدز با حل معادله اغتشاش k-ε به دست آمده است. استفاده از مدل اغتشاش k-ε می‌تواند نیروی محوری و گشتاور را با دقت قابل قبولی تخمین بزند. کیم و همکاران [8]، تأثیر قطر پروانه بر بازدهی سیستم پیشرانش واترجت نوع فلاش مورد استفاده در خودرو دوزیست شنی با توان موتور ۲۵۰ اسب بخار را بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که قطر پروانه تأثیر زیادی بر بازده پیشرانش دارد. آن‌ها سه قطر پروانه ۲۸۰، ۳۲۰ و ۳۷۵ mm را بررسی کردند و دریافتند که قطر ۳۲۰ mm بهترین عملکرد را دارد طوریکه در این قطر میزان سرعت قابل‌دستیابی در یک توان یکسان، ۲ km/h بیشتر از قطر ۳۷۵ mm است. اما با کاهش بیشتر قطر به ۲۸۰ mm بازدهی کاهش یافت. کیم و همکاران [9]، سیستم واترجت نوع پاد را به‌صورت عددی و تجربی بررسی کردند. محدوده سرعت حرکت خودرو مورد مطالعه در آن مقاله، ۸ تا ۱۰ km/h است. در محدوده سرعت مورد بررسی، نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که نیروی مقاوم وارد بر نفربر با توان دوم سرعت آن رابطه مستقیم دارد.

وانگ و همکاران [10]، نازل خروجی را به‌صورت عددی با استفاده از نرم‌افزار انسیس سی‌اف‌ایکس^۲ و به‌صورت آزمایشگاهی مورد بررسی عددی قرار داده و تأثیر هندسه نازل و ابعاد آن را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها دریافتند که مقطع دایروی کارایی بالاتری نسبت به مقاطع بیضوی و مستطیلی دارد. بعلاوه، آن‌ها دریافتند که بهترین کارایی نازل در ایجاد پیشرانش وقتی است که قطر خروجی نازل ۰/۳ قطر کانال ورودی باشد. مطالعه عددی تأثیر کانال ورودی بر سیستم واترجت نوع فلاش و تأثیر پارامترهای مختلف این کانال نیز در مراجع مختلف از جمله [2, 7, 11-12] مطالعه شده است. گائو و همکاران [13]، به‌صورت عددی سیستم واترجت مورد استفاده در یک قایق سه‌بدنه^۳ را در سرعت‌های مختلف با استفاده از نرم‌افزار استار سی‌سی‌ام‌پلاس^۴ مورد بررسی قرار دادند. این مطالعات همگی کاربری غیرنظامی داشته و سرعت حرکت شناورهای مورد مطالعه در آن‌ها بالا بوده و جزء شناورهای تندرو هستند. برای مثال

⁵ Deadrise Angle

⁶ Keel Line

⁷ Simple

¹ Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS)

² Ansys-CFX

³ Trimaran

⁴ STAR-CCM+

لازم به ذکر است خط میانگین در صفحه محوری-شعاعی، خط نصف‌النهاری نامیده می‌شود. برای آشنایی با روش خط میانگین می‌توان به مراجع [17, 18] مراجعه نمود.

با توجه به اینکه طراحی این سیستم پیشران‌ش برای یک خودرو دوزیست با ساختار مشخص مورد توجه است، مشخصات و قیود خارجی طراحی عبارت از سرعت حرکت طراحی خودرو ۱۲ km/h، دور طراحی پروانه در محدوده ۱۵۰۰ تا ۳۰۰۰ rpm و ابعاد ریشه و پوسته در دسترس برای طراحی پروانه دواپر با قطر به ترتیب ۱۴۰ و ۳۴۴ mm است که بایستی در طراحی پروانه لحاظ شود. همان‌طور که ذکر شد، سرعت حرکت طراحی خودرو نیز ۱۲ km/h در نظر گرفته شده است که نیروی پیشران‌ش ۴۸۸۰ N مورد نیاز است. به‌منظور محاسبه نیروی پیشران‌ش، مدل خودرو دوزیست در نرم‌افزار انسیس فلونت ۱۹ شبیه‌سازی شده و حداکثر نیروی پسا با فرض غوطه‌وری کامل خودرو محاسبه شده است. ابعاد دامنه محاسباتی در سه جهت، چندین برابر ابعاد خودرو در نظر گرفته شده است تا اثر مرزها از بین رفته و جریان یکنواخت از خودرو عبور کند. شرط مرزی سرعت ورودی^۳ و فشار خروجی^۴ به ترتیب در ورودی و خروجی اعمال شده و بر روی سطوح خودرو نیز شرط عدم لغزش اعمال شده است.

تمامی این خواسته‌ها و مقادیر در طراحی پروانه که در ادامه بیان می‌شود بایستی اعمال و در نظر گرفته شود. همچنین به دلیل محدودیت‌های ابعادی محل نصب، حداکثر طول کل سیستم مورد نظر طراحی ۷۰۰ mm تعیین شده است که این موضوع در طراحی سیستم اعمال خواهد شد.

۲-۱- طراحی پروانه

نیروی پیشران‌ش تولیدی سیستم واترجت در اثر تغییر مومنتوم در خروجی نازل ایجاد شده و لذا برابر است با:

$$f = \dot{m}(v_{out} - v_{in}) \quad (1)$$

که در آن \dot{m} دبی جرمی و v_{in} و v_{out} به ترتیب سرعت ورودی و خروجی سیستم هستند و f نیروی پیشران‌ش است. دبی جرمی نیز به صورت زیر تعریف و محاسبه می‌شود:

$$\dot{m} = \rho v_{out} a_{out} \quad (2)$$

مدل آشفتگی $k-\omega$ SST به کار گرفته شده است. در نهایت با تعیین زاویه حمله مناسب، شرایط برای افزایش پایداری طولی شناور (کاهش نیروی پسای دم افقی و افزایش نیروی برآ) به دست آمده است.

طراحی خودروهای دوزیست یکی از مهم‌ترین موضوعات در ایران است و با توجه به نیاز کشور به طراحی و ساخت این نوع خودروها، بررسی سیستم‌های انتقال قدرت بخصوص در محیط آبی برای خودروهای آبی - خاکی از اهمیت بالایی برخوردار است. در این پژوهش، به طراحی و شبیه‌سازی سیستم پیشران‌ش واترجت برای کاربرد در خودرو دوزیست در سرعت حرکت طراحی ۱۲ km/h پرداخته خواهد شد و پس از انجام محاسبات طراحی، مدل‌سازی سه‌بعدی پمپ و سایر اجزاء سیستم با کمک نرم‌افزار سی‌اف‌توربو^۱ انجام خواهد شد و در نهایت شبیه‌سازی سیالاتی مدل طراحی شده با استفاده از نرم‌افزار پمپ‌لینکس^۲ انجام و نتایج ارائه خواهد شد. مهم‌ترین نوآوری این پژوهش طراحی سیستم واترجت برای کاربری در یک خودرو دوزیست است، لذا طراحی بر اساس اطلاعات و نیازهای واقعی و کاربردی است. در همین راستا، محدودیت‌های طراحی از جمله توان قابل تأمین و ابعاد هندسی مورد نظر طراحی در نظر گرفته شده است که سبب شده است پژوهش حاضر علاوه بر جنبه‌های شبیه‌سازی عددی از لحاظ کاربردی نیز ارزشمند باشد.

۲- الزامات طراحی سیستم پیشران‌ش

طراحی سیستم توسط نرم‌افزار سی‌اف‌توربو انجام شده و سپس مدل‌سازی سیالاتی در نرم‌افزار پمپ‌لینکس انجام می‌شود. برای طراحی اجزای سیستم پیشران‌ش مانند پره-های پروانه از روش خط میانگین که در نرم‌افزار سی‌اف‌توربو گنجانده شده استفاده می‌شود. خط میانگین در طراحی پروانه، خط جریانی است روی پره در وسط فاصله بین ریشه (یا تویی) و پوسته (لفاف) که به‌عنوان تقریب و میانگینی از تغییرات کل جریان در عبور از پروانه در نظر گرفته می‌شود. در این روش، از تغییرات سرعت در راستای مماسی (دوران) صرف‌نظر می‌شود. معادله مومنتوم حاکم بر روی خط میانگین، معادلات اوپلر است که در کنار معادله بقای جرم برای محاسبه مجهولات طراحی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

³ Velocity Inlet

⁴ Pressure Outlet

¹ CFturbo

² PumpLinX

$$a_{out} = \frac{1}{2} a_{imp} \left(1 + \frac{v_{in}}{v_{out}} \right) \quad (۸)$$

$$\Rightarrow a_{out} = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{4} \times (0.344)^2 - (0.14)^2 \right) \times \left(1 + \frac{12/3.6}{11.7} \right)$$

$$\Rightarrow a_{out} = 0.04982 \text{ m}^2 \Rightarrow d_{out} \cong 252 \text{ mm}$$

بنابراین، دبی حجمی q که پروانه باید ایجاد کند برابر است با:

$$q = v_{out} a_{out} = 11.7 \times 0.04982 = 0.5822 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cong 2100 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (۹)$$

هد پمپ h و فشار پمپ Δp_t مطابق رابطه (۱۰) با یکدیگر مرتبط هستند:

$$h = \frac{\Delta p_t}{\gamma_w} \quad (۱۰)$$

γ_w وزن مخصوص سیال (آب) می‌باشد. با جای‌گذاری رابطه (۱۰) در رابطه (۳) هد پمپ بدست می‌آید:

$$f = \Delta p_t a_{imp} \Rightarrow h = \frac{f}{a_{imp} \gamma_w} = \frac{4880}{\left(\frac{\pi}{4} \times (0.344)^2 - (0.14)^2 \right) \times 9790.38} = 6.43 \text{ m}$$

این مقدار هد، در حالت ایده آل و برای سیستم نامحصور است. با توجه به تلفات سیستم واترجت مانند افت فشار ناشی از پره‌های استاتور، افت فشار ناشی از تغییرات هندسی سطح در ورودی، خروجی و به‌ویژه توپی سیستم، افت اصطکاکی دیواره، افت در لبه پره و افت فشار ناشی از چرخش جریان، مقدار هد موردنیازی که پروانه بایستی تولید کند، بیشتر از مقدار ایده‌آل می‌باشد. مقدار هد واقعی مورد نیاز پس از طراحی سیستم و بررسی نتایج شبیه‌سازی سیالاتی به دست می‌آید که با توجه به ارزیابی‌های انجام شده، مقدار هد واقعی که پروانه بایستی تولید حدود ۸ m است.

که a_{out} مساحت خروجی سیستم (مساحت خروجی نازل) و ρ چگالی سیال (آب) و برابر با 998 kg/m^3 است. سیستم واترجت مورد طراحی از نوع پاد بوده و لذا سرعت ورودی برابر با سرعت حرکت خودرو دوزیست در نظر گرفته می‌شود. از سوی دیگر، رابطه فشار کل تولیدی پروانه و نیروی پیشرانش به‌صورت زیر است:

$$f = \Delta p_t a_{imp} \quad (۳)$$

a_{imp} سطح مقطع خالص جریان است و با صرف نظر کردن از اتلافات هیدرولیکی سیستم (جریان ایده‌آل)، اختلاف فشار کل دو سمت پروانه Δp_t با استفاده از رابطه برنولی به‌صورت زیر قابل بیان است:

$$\Delta p_t = \left(p_{out} + \frac{1}{2} \rho v_{out}^2 \right) - \left(p_{in} + \frac{1}{2} \rho v_{in}^2 \right) \quad (۴)$$

از طرفی فشار استاتیک در ورودی p_{in} و فشار استاتیک در خروجی p_{out} با یکدیگر برابر و برابر با فشار اتمسفر محیط است، لذا:

$$\Delta p_t = \frac{1}{2} \rho (v_{out}^2 - v_{in}^2) \quad (۵)$$

بنابراین، با جای‌گذاری در رابطه (۳)، نیروی پیشرانش را می‌توان به‌صورت زیر بیان کرد:

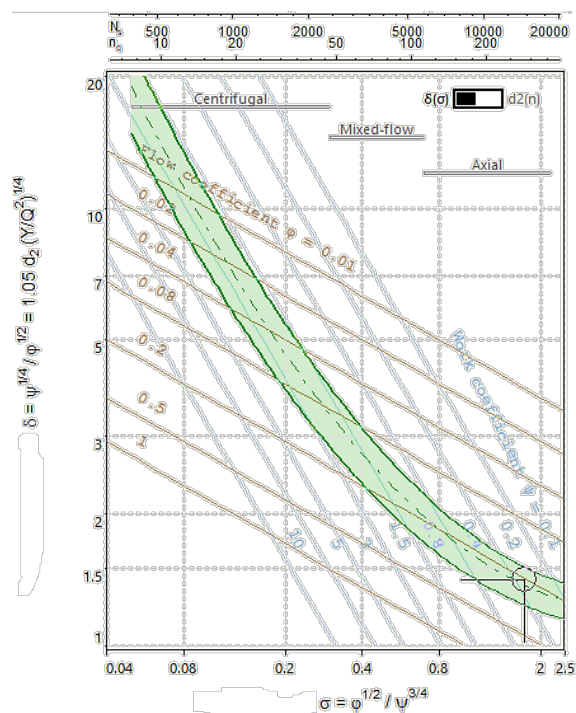
$$f = \frac{1}{2} \rho a_{imp} (v_{out}^2 - v_{in}^2) \quad (۶)$$

بنابراین، در حالت ایده‌آل سرعت خروجی مطابق فرمول (۷) محاسبه می‌شود:

$$v_{out}^2 = v_{in}^2 + \frac{2f}{\rho a_{imp}} \quad (۷)$$

$$\Rightarrow v_{out}^2 = (12/3.6)^2 + \frac{2 * 4880}{998 * \pi / 4 * (0.344^2 - 0.14^2)} \Rightarrow v_{out} = 11.7 \text{ m/s}$$

از طرفی، با برابر قراردادن روابط (۱) و (۶) و انجام محاسبات جبری در رابطه (۲)، مقادیر فرمول (۸) برای مساحت و در نتیجه قطر خروجی نازل به دست می‌آید:



شکل (۱): نمودار گردیر^۱ و انتخاب قطر پروانه و توپی بهینه [19].

نمودار شکل ۱، نمودار گردیر نام دارد که بر اساس نتایج و تحلیل‌های تجربی بسیار گسترده استخراج شده و برای طراحی بهینه انواع پمپ‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد. محور افقی نمودار سرعت مخصوص است. این سرعت در سیستم اروپایی یا SI با n_q ، در سیستم آمریکایی با N_s و در سیستم ایزو (ISO) با σ نشان داده می‌شود که تفاوت آن‌ها در واحد مورد استفاده برای دبی، دور و هد است. برای مثال واحد هد در N_s باید بر حسب فوت و در n_q بر حسب متر باشد. محور عمودی نیز قطر مخصوص δ نام دارد و مطابق رابطه (۱۳) تعریف می‌شود:

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\phi^{1/2}} = \frac{d_{imp} (gh)^{1/4}}{\sqrt{q}} \quad (13)$$

که d_{imp} قطر پروانه است. ψ و ϕ به ترتیب ضریب کار (یا ضریب هد) و ضریب جریان نامیده و مطابق رابطه (۱۴) و (۱۵) تعریف می‌شوند:

$$\psi = \frac{gh}{d_{imp}^2 n^2} \quad (14)$$

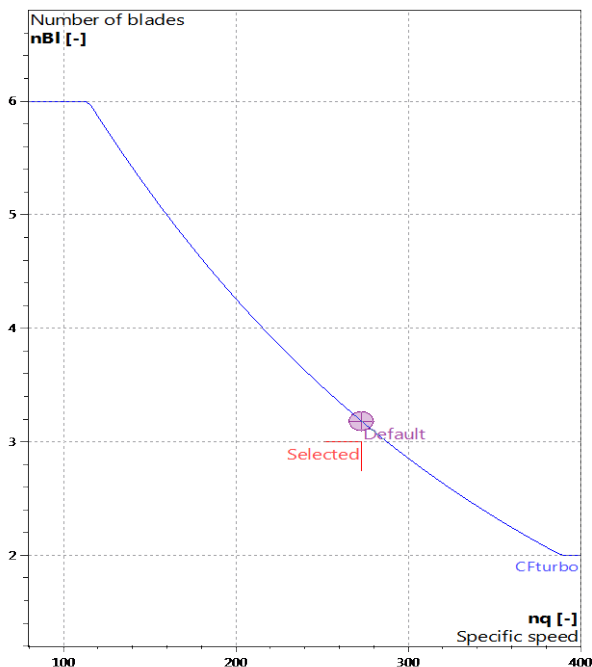
مشخص کردن نوع پمپ بر اساس سرعت مخصوص n_q انجام می‌گیرد که پارامتری بی‌بعد و مهم بوده و مطابق رابطه (۱۲) تعریف می‌شود:

$$n_q = \frac{n\sqrt{q}}{(gh)^{3/4}} \quad (12)$$

که در آن g شتاب جاذبه و n سرعت دوران پروانه است. مقدار سرعت مخصوص، نوع پمپ مناسب را مشخص می‌کند. با توجه به محدودیت دور طراحی اعلام شده، با انتخاب دور ۱۷۰۰ rpm، مقدار سرعت مخصوص طراحی در واحد SI (دبی بر حسب m^3/s ، هد بر حسب m و دور بر حسب rpm)، ۲۷۳ بدست می‌آید. محدوده سرعت مخصوص برای نوع پمپ محوری ۱۴۰ تا ۴۰۰ گزارش شده است [14]. بنابراین، یکی از علت‌های انتخاب این مقدار برای دور پروانه، مقدار سرعت مخصوص و قرارگیری پمپ در نوع محوری است. انتخاب این مقدار دور، علت‌های دیگری نیز دارد. از آنجا که قطر پروانه بایستی تقریباً برابر با قطر کانال یعنی ۳۴۴ mm و قطر ریشه نیز باید ۱۴۰ mm باشد، لذا مقدار دور پروانه ۱۷۰۰ rpm به گونه‌ای انتخاب شده است که علاوه بر قرارگیری پمپ در نوع محوری، قطر پروانه و توپی بهینه ارائه شده توسط نرم‌افزار نزدیک به مقادیر طراحی مذکور باشد. شکل ۱ نشان می‌دهد که برای مشخصات پمپ وارد شده در قسمت قبل، قطر ریشه ۱۴۰ mm و قطر پوسته ۳۴۴ mm مورد نظر طراحی، مطلوب و بهینه است. زیرا نقطه طراحی که با دایره و خطوط مشکی متعامد در نمودار نشان داده شده است در ناحیه پمپ محوری بوده و در محدوده سبز رنگ که بیانگر حالت بهینه عملکردی است نیز قرار گرفته است. مقدار لقی پیشنهادی نرم‌افزار برای مشخصات ورودی مورد نظر ۱/۸ mm است که همین مقدار لحاظ می‌شود. شایان ذکر است که این میزان لقی بر عملکرد پایدار سیستم تأثیر خواهد داشت. در شرایطی که این عدد صفر باشد موجب جدایش و انسداد جریان در سمت مکش می‌شود و اگر از میزان بهینه بیشتر شود موجب ایجاد گردابه در نوک پره‌ها و عدم پایداری می‌شود که در هر دو حالت موجب افت عملکرد سیستم و یا عدم عملکرد پمپ می‌شود.

^۱ Cordier

اطلاعات مهم میدان جریان و زاویه پره در ورودی (لبه حمله) و خروجی (لبه فرار) پره و همچنین اطلاعات مهم دیگر مانند توان مورد نیاز روتور را محاسبه نمود.



شکل (۲): انتخاب تعداد پره پروانه بر اساس مقدار سرعت مخصوص طراحی به دست آمده از نرم افزار سی اف توربو.

معادله مومنتوم حاکم بر روی خط میانگین، معادلات اوپلر است که در کنار معادله‌ی بقای جرم برای محاسبه مجهولات طراحی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در روش خط میانگین، از تغییرات سرعت در راستای مماسی (دوران) صرف نظر می‌شود و تنها تغییرات در راستای طولی مورد ارزیابی و مبنا قرار می‌گیرد. لذا زوایای لبه حمله و فرار مطابق جدول ۱ بر اساس حل معادلات فوق‌الذکر و قیود هندسی تعریف شده برای نرم‌افزار به دست می‌آیند و از لحاظ طراحی مورد تأیید قرار می‌گیرند.

جدول (۱): زوایای پره در لبه حمله و فرار در پنج مقطع.

شماره مقطع	زاویه حمله	زاویه فرار
۱ (روی توپی)	-۵۶/۴	-۳۴/۸
۲	-۶۴	-۵۰/۱
۳ (وسط)	-۶۹	-۵۸/۱
۴	-۷۲/۴	-۶۳/۷
۵ (لبه پره)	-۷۴/۸	-۶۸/۲

$$\phi = \frac{q}{d_{imp}^3 n} \quad (۱۵)$$

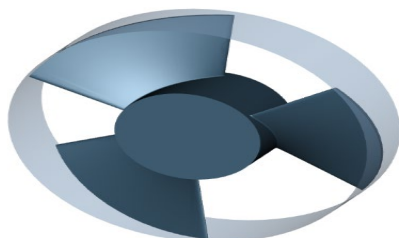
در گام بعدی طراحی پروانه، خط نصف‌النهاری و طول قسمت پروانه و پره در راستای محوری را می‌توان تنظیم نمود. با توجه به اینکه در قسمت قبل شعاع توپی ۷۰ mm و پوسته ۱۷۲ mm مشخص شده است، لذا طول پروانه برابر با ۸۵/۴ mm و طول وتر پره ۶۸/۳ mm به دست می‌آید که همین مقادیر حفظ و انتخاب می‌شود. با توجه به اینکه اختلاف شعاع توپی و پوسته ۱۰۲ mm و طول پروانه ۸۵/۴ mm است، از تقسیم طول پروانه در راستای محوری بر اختلاف شعاع، عدد ۰/۸۳۷ به دست می‌آید که با توجه به نوع پمپ مورد استفاده عدد مطلوبی است. قطر ریشه و پوسته نیز در ورودی و خروجی یکسان بوده و لذا خط نصف‌النهاری در صفحه محوری - شعاعی یک خط افقی است.

گام بعدی طراحی پروانه مربوط به تنظیم مشخصات پره مانند تعداد پره‌ها، ضخامت پره، تعداد خطوط میانگین (مقاطع پره) و بهبود و بهینه‌سازی پروفیل پره و زوایای پره است.

همان‌طور که ذکر شد، تعداد پره در طراحی پروانه، بر اساس سرعت مخصوص مطابق نمودار شکل ۲ انتخاب می‌شود که عددی نزدیک به ۳ را نشان می‌دهد. بنابراین، با توجه به مقدار سرعت مخصوص، تعداد پره بهینه، ۳ عدد است که ساخت آن (با استفاده از ماشین کاری پنج محوره) آسان بوده و دارای ضخامت ریشه مطلوبی است، لذا منطبق بر نیاز و خواست طراحی است. بنابراین، علت دیگر انتخاب مقدار دور ۱۷۰۰ rpm و در نتیجه سرعت مخصوص ۲۷۳، کم بودن تعداد پره ۳ خواسته شده در صورت مسئله است. افزایش تعداد پره‌ها منجر به ضعیف شدن ریشه و افزایش زمان و هزینه ساخت می‌شود.

در جدول ۱ زوایای پره مناسب طراحی در لبه حمله و فرار در پنج مقطع محاسبه شده به روش خط میانگین آورده شده است. در روش خط میانگین، معادلات بر روی خط جریان عبور نموده از وسط فاصله بین ریشه (با توپی) و لفاف (پوسته) مورد بررسی و حل قرار خواهد گرفت. این خط جریان، به‌عنوان تقریب و میانگینی از تغییرات کل جریان در عبور از پره است. با استفاده از معادلات تحلیلی مکانیک سیالات حاکم بر روی این خط جریان، می‌توان

توسط سطح مکش و سطح فشار کمک می‌کند. سپس لبه‌های حمله و فرار از حالت صاف به صورت بیضوی گرد می‌شوند. شکل ۴ پروانه نهایی سه‌بعدی طراحی شده را نشان می‌دهد.

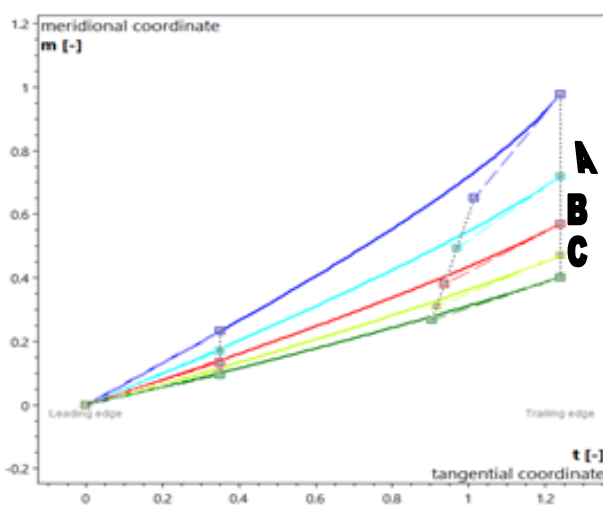


شکل (۴): پروانه طراحی شده.

۲-۲- طراحی استاتور و بدنه

شکل ۵ سیستم نهایی طراحی شده را در صفحه محوری - شعاعی را نشان می‌دهد. استاتور از پره‌های ثابت تشکیل شده است که وظیفه آن‌ها هدایت جریان است. به عبارت دیگر، جریان پس از پروانه چرخشی است و لذا پره‌های راهنمای استاتور وظیفه محوری کردن دوباره جریان و هدایت آن را برعهده دارند. به منظور کاهش تغییرات سطح مقطع در نازل، پروفیل پوسته استاتور از حالت یکنواخت به منحنی تغییر داده شده است که در آن شعاع پوسته از ۱۷۲ mm به ۱۵۵ mm می‌رسد. زاویه پره‌ها با جهت نصف-النهاری در خروجی تقریباً صفر انتخاب شده است تا جریان هماهنگ با جهت پروفیل پوسته و ریشه حرکت کند که سبب منظم شدن جریان و جلوگیری از افت فشار آن می‌شود. تعداد پره‌های استاتور پیشنهادی نرم‌افزار با توجه به شرایط جریان و تعداد پره‌های پروانه و به منظور از بین بردن ارتعاشات، ۱۱ عدد است، اما با توجه به اطلاعات نرم‌افزار، تعداد پره ۷ عدد نیز کار آیی قابل قبولی داشته و انتخاب شده است. شکل ۵ استاتور طراحی شده در صفحه محوری - شعاعی و نمای سه‌بعدی آن را نشان می‌دهد. طول مجموعه استاتور ۲۰۴ mm و طول پره آن ۱۶۴ mm انتخاب شده است. ضخامت پره نیز به صورت یکنواخت ۴ mm است. در بخش قبل، قطر خروجی نازل برابر با ۲۵۲ mm محاسبه گردید. لذا پروفیل نازل توسط یک منحنی هموار^۳ طراحی شده، از شعاع ۱۵۵ mm در خروجی استاتور شروع شده و

در گام بعدی طراحی پره با نرم‌افزار، منحنی این پنج خط میانگین (بین لبه‌های حمله و فرار) که شکل سه‌بعدی پره را مشخص می‌کنند، قابل مشاهده و تنظیم است. شکل ۳ خطوط میانگین را در صفحه مماسی - نصف‌النهاری (محوری) نشان می‌دهد. این خطوط توسط نرم‌افزار با توجه به اطلاعات به دست آمده از گام‌های قبلی ارائه می‌شود و این خطوط شکل سه‌بعدی پره را می‌سازند. در صورت طراحی مناسب در گام‌های قبلی، خطوط ارائه شده برای طراحی پره در این گام، مطلوب و بدون اشکال و هشدار خواهد بود که در طراحی حاضر این چنین بوده و لذا خطوط میانگین ارائه شده توسط نرم‌افزار حفظ و انتخاب می‌شود. زاویه پیچش^۱ هر پره در راستای مماسی ۷۱° در نظر گرفته شده است. این زاویه میزان پیچش زاویه‌ای هر پره در راستای مماسی (دوران) است.



شکل (۳): خطوط میانگین پره‌های پروانه در صفحه مماسی - نصف‌النهاری (خطوط A، B و C به ترتیب بیانگر پروفیل تویی، وسط پره و لفاف هستند).

در گام بعد، پروفایل (ضخامت) پره قابل تنظیم و تغییر است. ضخامت پره پیش فرض مقدار ثابت ۳/۴ mm توسط نرم‌افزار انتخاب و تأیید شده است. ضخامت پره پیش فرض بر اساس انسدادی^۲ که پره‌ها ایجاد می‌کنند، توسط نرم‌افزار و بر اساس روابط تجربی پیشنهاد می‌گردد. در این گام، این ضخامت یکنواخت را می‌توان مقداری از حالت یکنواخت به حالت متغیر تغییر داد که به عمل مکش و فشار به ترتیب

¹ Wrap Angle

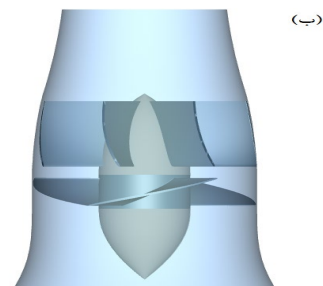
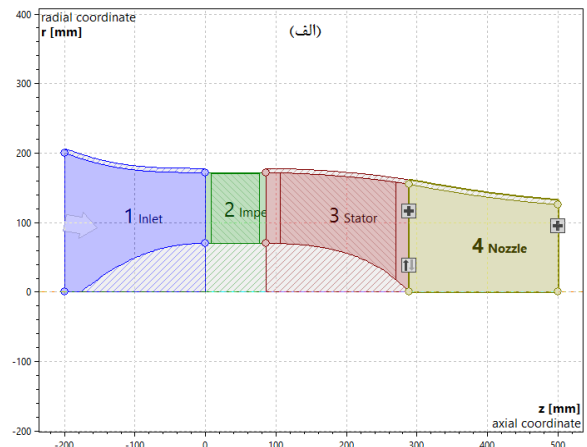
² Blockage

³ Smooth

افزار پمپلینکس ارائه شده توسط شرکت سیمیریکس^۱ که به صورت ویژه برای شبیه سازی و ارزیابی سیالاتی پمپها طراحی شده انجام می شود. بدین منظور، سیستم طراحی شده با نرم افزار سی اف توربو، به فرمت نرم افزار سیالاتی خروجی گرفته می شود. از مزایای بسیار ارزشمند این دو نرم افزار ارتباط و همخوانی بسیار خوب آن ها با یکدیگر است، طوریکه نرم افزار پمپلینکس علاوه بر مدل جامداتی سیستم، به صورت خودکار شرایط مرزی ورودی و خروجی و مرزهای جامد ثابت و متحرک و سایر اطلاعات را از نرم افزار سی اف توربو دریافت می کند. شبکه بندی سیستم، حل گر و تنظیمات آن ها و معیار همگرایی نیز همگی در تنظیمات خروجی انجام می شود. شبکه بندی نزدیک مرزها نیز به صورت خودکار بهبود می یابد. حلگر از مدل آشفتگی k-ε استفاده کرده و شرایط پایا در نظر گرفته می شود. از مدل سیمپل برای کوپل میدان سرعت و فشار استفاده شده است. شرط همگرایی نیز برای پیوستگی، مومنتوم و جریان آشفتگی همگی 10^{-3} در نظر گرفته شد. با توجه به اینکه در سیستم های پیشرانش واترجت جریان از نوع آشفتگی و با عدد رینولدز بالا است و با توجه به سرعت مخصوص و هد پمپ، استفاده از مدل آشفتگی k-ε به خوبی می تواند معادلات مربوط به مومنتوم را حل کند. همچنین این مدل به دلیل سادگی و توان محاسباتی بالاتر نسبت به سایر مدل ها و تعیین ضرایب آن بر اساس تطابق با مطالعات تجربی توسط بسیاری از نویسندگان از جمله [7, 15] برای تحلیل جریان مورد استفاده قرار می گیرد.

به منظور بررسی استقلال از شبکه، بخش ورودی و روتور توسط سه شبکه بندی درشت^۲، متوسط^۳ و ریز^۴ توسط نرم افزار شبکه بندی شده است. شکل ۶ شبکه متناظر هر یک از این سه شبکه بندی بر روی مسئله مورد ارزیابی را نشان می دهد. اندازه المان در حالت شبکه بندی درشت ۱/۵ mm، در حالت شبکه بندی متوسط ۰/۷۵ mm و در حالت شبکه بندی ریز ۰/۳ mm تعیین شده است. شکل ۷ نتایج هد ایجاد شده توسط پروانه برای سه شبکه مذکور نشان داده شده است. مقدار هد حاصل از شبکه درشت، متوسط و ریز به ترتیب ۸/۴۵ m، ۸/۱۳ و ۸/۰۵ به دست آمده است که با

به شعاع ۱۲۶ mm در خروجی نازل ختم می شود. پروفیل پوسته و ریشه و طول ریشه نازل به گونه ای طراحی شده است که حداقل اتلاف رخ دهد. طول نازل نیز ۲۱۰ mm است.



شکل (۵): (الف) ابعاد و مشخصات سیستم نهایی، (ب) مدل سه بعدی نهایی سیستم.

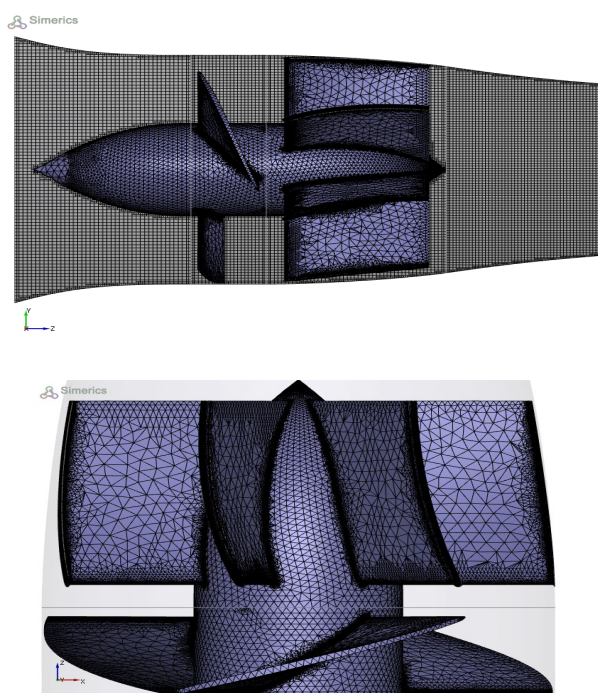
طراحی قسمت ورودی به منظور مکش بهتر جریان، به صورت شیپور طراحی شده است که پروفیل و طول آن هم به گونه ای طراحی شده که جریان به نرمی و با کمترین افت فشار روبرو شود. تغییرات منحنی توپی نیز در قسمت ورودی به صورتی طراحی شده که از لحاظ هیدرولیکی سیال با نرمی بیشتری حرکت کند و افت فشار اندک باشد. طول قسمت ورودی ۲۰۰ mm است. لازم به ذکر است محدودیت حداکثر طول ۷۰۰ mm برای کل سیستم نیز که در ابتدای مقاله ذکر شد، در طراحی اعمال شده است.

۳- ارزیابی عملکرد با کمک مدل سازی سیالاتی

به منظور صحت سنجی و ارزیابی عملکرد سیستم طراحی شده در بخش قبل، نتایج شبیه سازی سیالاتی در این بخش ارائه خواهد شد. شبیه سازی سیالاتی سیستم به وسیله نرم-

¹ Simierics
² Coarse
³ Middle
⁴ Fine

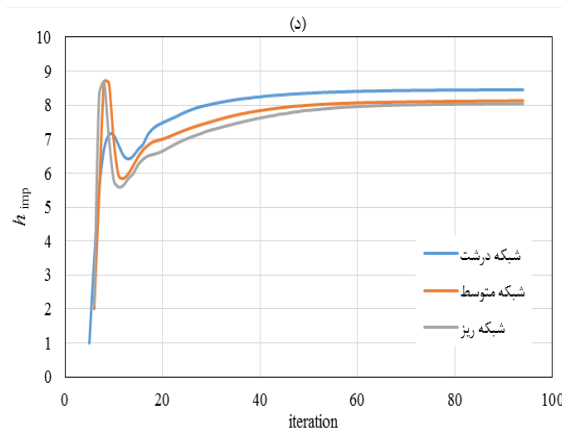
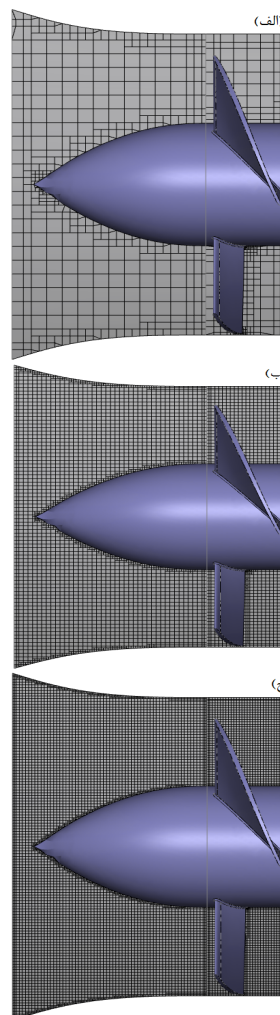
اکنون با استفاده از شبکه‌بندی متوسط، کل سیستم واترجت شبکه‌بندی شده که در شکل ۷ نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، در لبه‌های پره‌ها و مرزهای جامد که تغییرات خواص جریان بیش‌تر و شدیدتر است، شبکه‌بندی به‌خوبی ریز شده است. بعلاوه، همان‌طور که ملاحظه می‌شود، از شبکه‌بندی غیرمنظم^۱ روی سطح جسم و شبکه‌بندی منظم^۲ در ناحیه جریان استفاده شده است که بسیار مناسب بوده و کمک شایانی به حل معادلات جریان و روند همگرایی آن‌ها می‌کند.



شکل (۷): شبکه‌بندی کل سیستم در دو نمای کلی و بزرگ‌نمایی شده با استفاده از شبکه نامنظم روی توپی، پروانه و استاتور و شبکه منظم در میدان جریان.

شکل ۸ نتایج توزیع فشار و خطوط جریان را نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، در سطح مکش پره‌های پروانه، کاهش فشار و در سطح فشار پره، اعمال فشار انجام شده است که دو اصل پایه‌ای طراحی و عملکرد پروانه سیستم پیش‌رانش است. همچنین، با توجه به خطوط جریان نشان داده شده، جریان پس از عبور از استاتور به‌خوبی دوباره به‌صورت محوری درآمدگی است که نشان از عملکرد

توجه به نزدیکی نتایج مربوط به شبکه‌بندی متوسط و ریز پس از تعداد ۵۰ تکرار (شکل ۶-د)، شبکه‌بندی متوسط از این پس برای شبیه‌سازی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

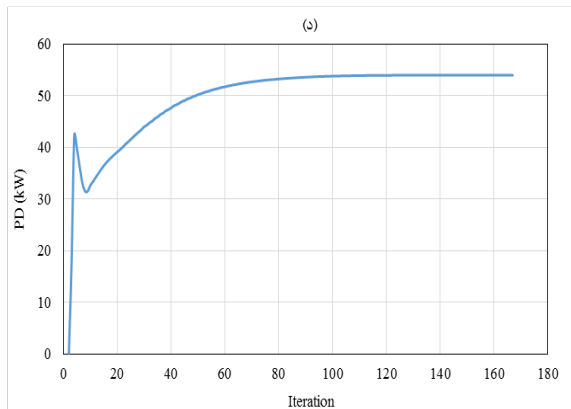
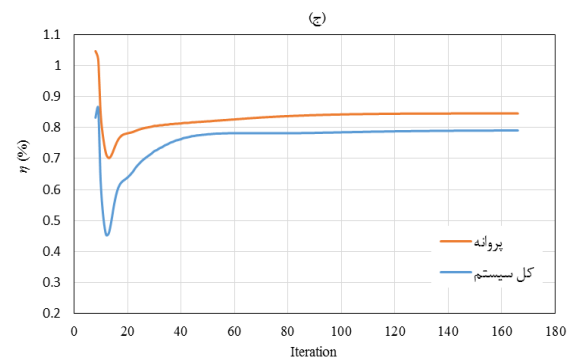
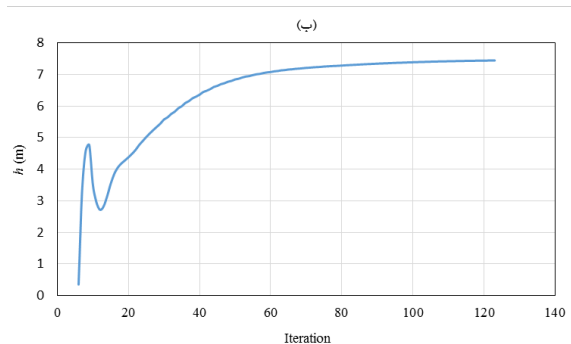
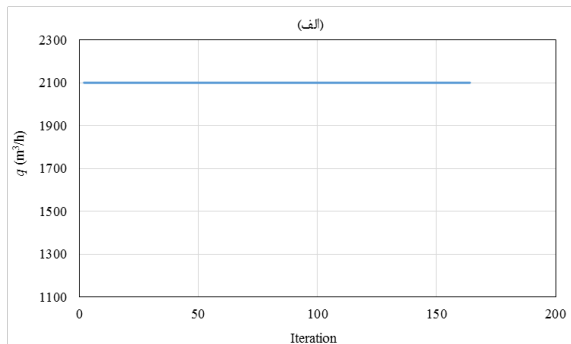


شکل (۶): هندسه و سه شبکه (الف) درشت، (ب) متوسط و (ج) ریز اعمال شده برای بررسی استقلال از شبکه، (د) نتایج هد تولیدی پروانه برای سه شبکه‌بندی مختلف.

¹ Unstructured grid

² Structured grid

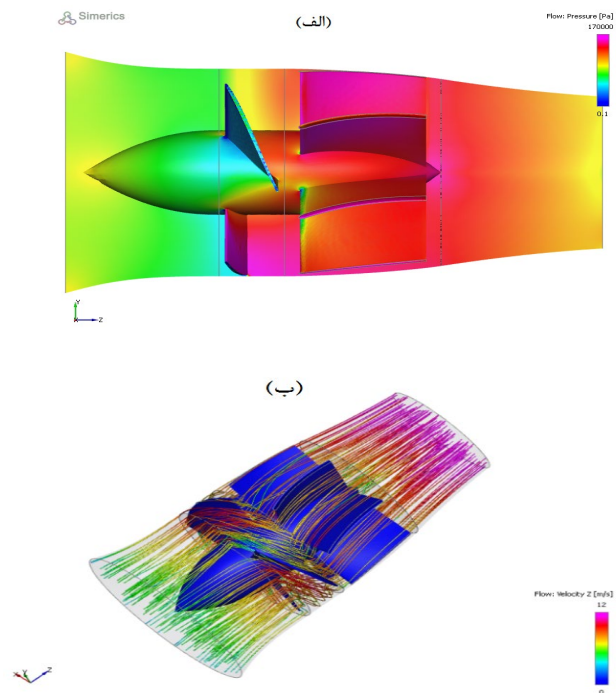
شده‌اند، نشان می‌دهد که مدل تهیه شده از دقت مناسبی برخوردار است.



شکل (۹): نمودارهای عملکردی پروانه در نقطه طراحی،

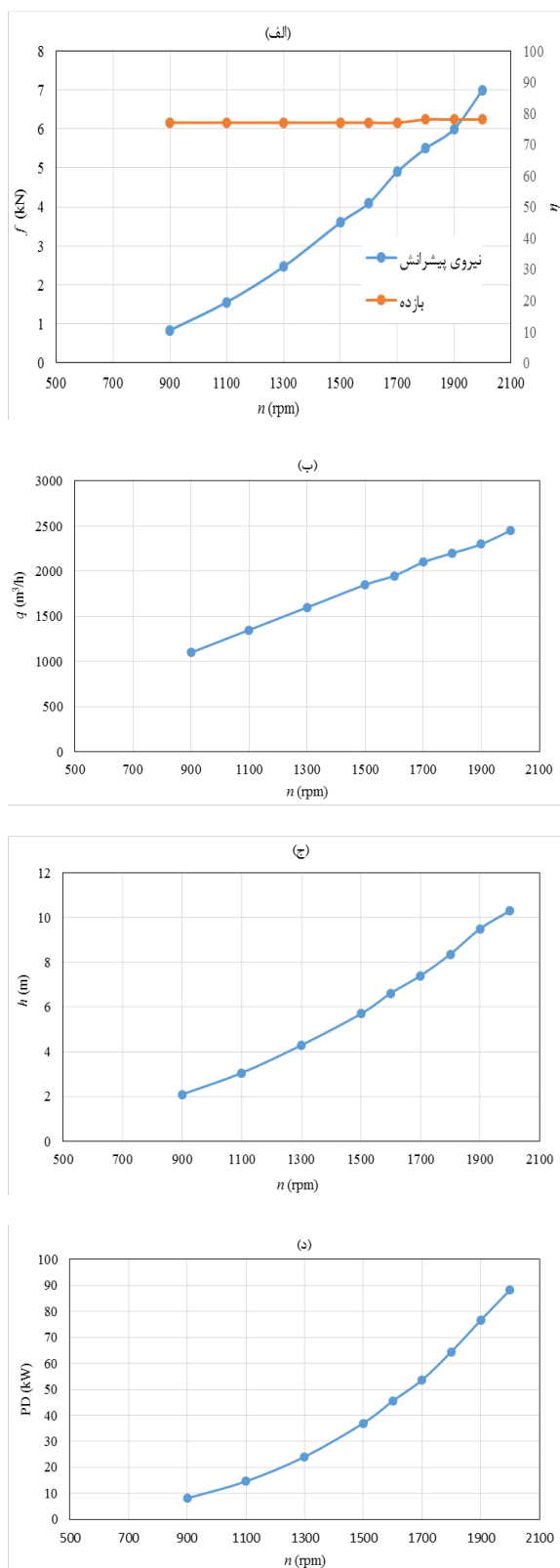
(الف دبی، ب هد، ج بازده، د توان مورد نیاز).

مناسب استاتور طراحی شده دارد. رنگ خطوط با توجه به مقدار سرعت محوری تغییر کرده است. سرعت جریان هم در خروجی نازل حداکثر شده و به مقدار حدود ۱۲ m/s مورد نظر طراحی رسیده است.



شکل (۸): (الف) توزیع فشار، (ب) خطوط جریان رنگ‌بندی شده با توجه به مقدار سرعت محوری.

شکل ۹ نیز نمودارهای عملکردی سیستم را در نقطه طراحی نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، دبی و هد مدنظر به خوبی توسط پروانه طراحی شده ایجاد شده است که نشان از طراحی مناسب آن دارد. هد سیستم مقداری کمتر از هد پروانه است که به دلیل اتلافات سیستم است. بازده پروانه و کل سیستم نیز به ترتیب ۰.۸۴ و ۰.۷۸ است. این بازده پروانه بسیار نزدیک به مقدار ۰.۸۵ محاسبه شده توسط نرم‌افزار سی‌اف‌توربو است که نشان از طراحی مناسب و کارآمد پروانه دارد. توان مصرفی پروانه نیز حدود ۵۴ kW است. مقایسه دبی پمپ و هد پمپ نشان داده شده در شکل ۹ با مقادیر محاسبه شده در بخش ۲-۱ (طراحی پروانه) که بر اساس روابط پایه دینامیک سیالات محاسبه



شکل (۱۰): نقاط عملکردی سیستم در دورهای مختلف، الف) نیروی پیشرانش و بازده، ب) دبی، ج) هد، د) توان مورد نیاز.

به منظور ارزیابی عملکرد سیستم در نقاط عملکردی دیگر به غیر از نقطه طراحی، شبیه سازی سیالاتی برای چندین دور روتور مختلف انجام و نتایج آن استخراج شده است. شکل ۱۰ نمودار نیروی پیشرانش تولیدی توسط هر واحد سیستم واترجت و بازدهی کل آن را در دورهای مختلف روتور نشان می دهد. همان طور که ملاحظه می شود، با افزایش دور روتور، نیروی پیشرانش تولیدی افزایش می یابد بدون آنکه بازدهی کل سیستم تغییر محسوسی کند. به عبارت دیگر، طبق نتایج، بازده کل سیستم در دورهای مختلف ثابت و در محدوده ۷۷ تا ۷۸٪ است که نشان از مناسب بودن و کار آیی بالای سیستم طراحی شده در محدوده وسیعی از نقاط عملکردی دارد. همان طور که ملاحظه می شود، نیروی پیشرانش طراحی مورد نیاز ۴/۹ kN برای هر واترجت، در دور ۱۷۰۰ rpm توسط سیستم طراحی شده تأمین شده است که نشان از طراحی مناسب سیستم دارد. لازم به ذکر است با توجه به نتایج برازش منحنی، نیروی پیشرانش با توان دوم دور تغییر می کند ($f \propto n^2$) که با نتایج مراجع دیگر [9] نیز هم خوانی دارد. همچنین با توجه به رابطه نیرو و توان، توان مورد نیاز سیستم با توان سوم دور روتور رابطه مستقیم دارد. با توجه به محاسبات انجام شده، خودرو مذکور در دور ۱۷۰۰ rpm به سرعت ۱۲ km/h می رسد، در حالی که اگر از دورهای بالاتر موتور استفاده شود، امکان دستیابی به سرعت های بالاتر حرکت در محیط آبی نیز وجود دارد.

شایان ذکر است که در طراحی پروانه پارامترهای مهمی همچون نسبت گام، کورد، سطح گسترش یافته، اتصال به هاب، زوایای گوناگون نقش دارند و از آنجایی که هدف این مقاله، بررسی روند طراحی و ارتباط بین نرم افزارهای سی-اف توربو و پمپ لینکس با در نظر گرفتن سایر ملاحظات که ذکر نشده است، می باشد، لذا بررسی و تحلیل اثر

پارامترهای فوق نیازمند مطالعات تکمیلی است که ارائه آن در این مقاله میسر نیست.

۴- نتیجه گیری

در این مقاله به بررسی طراحی یک سیستم پیشرانش واترجت با توجه به الزامات یک خودرو دوزیست مورد نیاز پرداخته شده است. با مدل سازی بدنه خودرو در نرم افزار انسیس فلونت ۱۹، میزان نیروی پیشرانش به دست آمده است و با کمک روابط تحلیلی پایه، ویژگی های اصلی پمپ شامل دبی، هد پمپ و سرعت مخصوص تعیین شده است و با کمک محاسبات انجام شده در نرم افزار سی اف توربو تعداد پره های روتور و استاتور جهت دستیابی به مشخصات و الزامات طراحی مشخص گردیده است. سپس با شبیه سازی مجموعه پمپ در نرم افزار پمپلینکس، به بررسی رفتار سیالاتی و خطوط جریان پرداخته شده است. مهم ترین نتایج این مقاله عبارت است از:

- ۱- سیستم طراحی شده تمامی ورودی ها و محدودیت های طراحی را با موفقیت پوشش داده و با بازدهی بالایی امکان تأمین نیروی پیشرانش طراحی را دارد.
- ۲- با کمک سه پره پروانه و هفت پره استاتور نیروی پیشرانش مورد نیاز با بازدهی % ۷۸ و سرعت جت سیال ۱۲ km/h در دور ۱۷۰۰ rpm قابل دستیابی است.
- ۳- بازده پیشرانش سیستم طراحی شده در نقاط عملکردی مختلف تغییر محسوسی نمی کند و در محدوده ۷۷ تا ۷۸٪ در دورهای مختلف باقی می ماند.
- ۴- در سطح مکش پره های پروانه، کاهش فشار و در سطح فشار پره، اعمال فشار مشاهده می شود که دو اصل پایه ای طراحی و عملکرد پروانه سیستم پیشرانش است.
- ۵- پس از عبور جریان از استاتور، خطوط جریان به خوبی به صورت محوری درآمد است که نشان از عملکرد مناسب استاتور طراحی شده دارد.

۵- مراجع

- Analysis of Waterjet Propulsion System”, Ocean Eng. Vol. 32, pp. 1740–1761, 2005.
3. Pump-jet - Wikipedia. <https://en.wikipedia.org/wiki/Pump-jet>, 2021
4. Kilgore, U. “Hydrodynamic Aspects of Tracked Amphibians”, University of Michigan; 1969 May 1.
5. Chun, H. H., Ahn B. H., and Cha S. M. “Self-Propulsion Test and Analysis of an Amphibious Tracked Vehicle with Waterjet”; Proc. World Maritime Technol. Conf. and SNAME Annual Meet., USA, 2003.
6. Kim, M. C., Jun, J. G., Park, W. G., and Chun, H. H. “Flow Analysis on the Inside of Duct for the Waterjet System of Tracked Vehicle with Consideration of Interaction of Rotor and Stator”; Proc. Spring Meet. Soc. Nav. Arch. Korea. Korea, 2002.
7. Bulten N. W. “Numerical Analysis of a Waterjet Propulsion System”, PhD Dissertation, Eindhoven University of Technology, Faculty of Engineering and Applied Science, 2006.
8. Kim, M. C., Chun, H. H., Kim, H. Y., Park, W. K., and Jung U. H. “Comparison of Waterjet Performance in Tracked Vehicles by Impeller Diameter”, Ocean Eng. Vol. 36, pp. 1438–1445, 2009.
9. Kim, M. C., Park, W. G., Chun, H. H., and Jung, U. H. “Comparative Study on the Performance of Pod Type Waterjet by Experiment and Computation”, Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng. Vol. 2, pp. 1–3, 2010.
10. Wang, C., He, X., Cheng, L., Luo, C., Xu, J., Chen, K., and Jiao, W. “Numerical Simulation on Hydraulic Characteristics of Nozzle in Waterjet Propulsion System”, Processes. Vol. 7, pp. 915, 2019.
11. Cao, P., Wang, Y., Kang, C., Li, G., and Zhang, X. “Investigation of the Role of Non-Uniform Suction Flow in the Performance of Water-Jet Pump”, Ocean Eng. Vol. 140, pp. 258–269, 2017.
12. Huang, R., Ye, W., Dai, Y., Luo, X., Wang, Y., Du, T., Huang, C. “Investigations into the Unsteady Internal Flow Characteristics for a Waterjet Propulsion System at Different Cruising Speeds”, Ocean Eng. Vol. 203, pp. 107218, 2020.
13. Guo, J., Chen, Z., and Dai Y. “Numerical Study on Self-Propulsion of a Waterjet Propelled Trimaran”, Ocean Eng. Vol. 195, pp. 106655, 2020.
14. Salari, M., Kazemi, H., and Doustdar, M. M. “Hydrodynamic Analysis of Stepped Planning
1. Costa, I., Maêda, S. M. d. N., Teixeira, L. F., Gomes, C. F. S., Santos, M., Diniz, P. M., Gimenez, A., and Corriça, J. V. d. P. “Comparative Analysis Between Waterjet and Conventional Propulsion: A New Possibility for Use in Brazilian Navy Ships”, Int. Conf. Prod. Res. (ICPR2020), Bahía Blanca, Argentina:, 2020.
2. Park, W. G., Jang, J. H., Chun, H. H., and Kim, M. C. “Numerical Flow and Performance

- Effects on the Aerodynamic Characteristics of a WIG Craft”, Fluid Mech. Aerodynamics. J. Vol. 8, No:2, pp. 73–86, 2020.
17. Veres, J. P. “Centrifugal and Axial Pump Design and Off-Design Performance Prediction”, 1994 Joint Subcommittee and User Group Meetings, USA, 1994.
 18. Coull, J. D., and Hodson, H. P. “Blade Loading and its Application in the Mean-Line Design of Low Pressure Turbines”, J. Turbomach. Vol. 135, pp. 021032, 2013.
 19. CFturbo user manual.
 - Vessels - Sensitivity Analysis of Loading Condition to Air Breathing of Transverse Steps”, Fluid Mech. Aerodynamics. J. Vol. 6, No:1, pp. 1–12, 2017.
 15. Kazemi, H., Shafaghat, R., and Hajiabadi, A. “Numerical Optimization of Weight and Velocity of a Tunneled High Speed Hull, Using Taguchi Method”, Fluid Mech. Aerodynamics. J. Vol. 8, No:1, pp. 15–24, 2019.
 16. Monfared, M., Binesh, A., and Abdollahifar, A. “Numerical Study of the Propulsion System