

Investigation of Continuous Changes in Output Speed and Torque in a Multi-Pass Radial Turbine

Seyed Mahmood Farmani^{1*} , Majid Alitavoli¹, Hamid Reza Nazif²

¹ Department of Mechanical Engineering, University of guilan, Rasht, Iran

² Mech. Eng, Imam Khomeini International University, qazvin, Iran

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Article History

Received: January 31, 2025

Revised: April 13, 2025

Accepted: June 03, 2025

ePublished: August 23, 2025

ABSTRACT

In this research, the design and construction of an innovative multi-pass radial turbine for use in a torque converter and the aim of investigating its performance in collision with a fluid jet have been studied experimentally and analytically. In the experimental method, the innovative design of a multi-pass radial turbine has been used to increase the fluid energy inside the turbine due to the reduction of centrifugal force in the inlet channels located at the smaller radii of the turbine. The turbine has been built in accordance with the software geometry. The number of revolutions and torque generated in the hydraulic pump coupled to the turbine shaft has been measured after the fluid jet collides with the turbine openings. Experimental modeling seeks to show the continuity of the torque transfer mode due to the change in the fluid entry path to the openings on the smaller radius of the turbine. An analytical model has been developed to investigate the changes in turbine speed and torque under the influence of changes in turbine radius and fluid mass flow rate, taking into account the effect of centrifugal force through the governing equation of the torque converter and the Euler equation. The results show that the amount of centrifugal force is reduced by the opening located in a smaller working radius, and the losses of the fluid impact front inside the turbine are reduced. The transmission torque of 70% is provided in the system under study at high speeds.

Keywords: Multi-Pass Radial Turbine, Continuous Speed and Torque, Centrifugal Force, Torque Transmission, Efficiency

How to cite this article

Farmani S.M, Alitavoli M, Nazif H.R, Investigation of Continuous Changes in Output Speed and Torque in a Multi-Pass Radial Turbine. Modares Mechanical Engineering; 2025;25(06):333-343.

*Corresponding author's email: Farmani.mahmood@yahoo.com

*Corresponding ORCID ID: 0009-0000-6675-5535



Copyright© 2025, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.



شاپا: ۶۹-۷۶۷۲؛ مهندسی مکانیک مدرس. ۳۴۳-۳۳۳۳(۲۰۲۵): ۱۴۰۴

مهندسی مکانیک مدرس

DOI: 10.48311/MME.25.6.333

صفحه اصلی مجله: www.mme.modares.ac.ir



بررسی تغییرات پیوسته دور و گشتاور خروجی در توربین شعاعی چند راهه

سید محمود فرمانی^{۱*}، مجید علیطاوی^۱، حمیدرضا نظیف^۲

^۱ مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

^۲ مهندسی مکانیک، دانشگاه بین المللی امام خمینی، قزوین

چکیده

در این تحقیق به طراحی و ساخت توربین چند راهه شعاعی ابتکاری با کاربرد در مبدل گشتاور و با هدف بررسی عملکرد آن در برخورد با جت سیال به روش تجربی و تحلیلی پرداخته شده است. در روش تجربی، از طرح ابداعی توربین شعاعی چند راهه برای افزایش انرژی سیال درون توربین در اثر کاهش نیروی گریز از مرکز در کانال‌های ورودی واقع در شعاع‌های کوچکتر توربین استفاده شده است. توربین، مطابق با هندسه نرم افزاری ساخته شده است. تعداد دوران و گشتاور ایجاد شده در پمپ هیدرولیک کوپل شده با محور توربین، پس از برخورد جت سیال با دهانه‌های توربین اندازه‌گیری شده است. مدل‌سازی تجربی به دنبال نشان دادن تداوم حالت انتقال گشتاور در اثر تغییر مسیر ورود سیال به دهانه‌های موجود روی شعاع کوچکتر توربین است. مدل تحلیلی برای بررسی تغییرات سرعت و گشتاور توربین تحت تاثیر تغییرات شعاع توربین و دبی جرمی سیال با در نظرگیری اثر نیروی گریز از مرکز از طریق معادله حاکم بر مبدل گشتاور و معادله اولر انجام شده است. نتایج نشان می‌دهند، میزان نیروی گریز از مرکز بر حسب دهانه واقع در شعاع کاری کوچکتر، کمتر شده و تلفات جبهه برخورد سیال درون توربین کاهش می‌یابد. گشتاور انتقال ۷۰ درصد در سیستم مورد بررسی در دوره‌های بالا تامین می‌شود.

اطلاعات مقاله

نوع مقاله

مقاله پژوهشی

تاریخچه مقاله

دریافت: ۱۴۰۳/۱۱/۱۲

بازنگری: ۱۴۰۴/۰۱/۲۴

پذیرش: ۱۴۰۴/۰۳/۱۳

ارائه آنلاین: ۱۴۰۴/۰۶/۰۱

کلیدواژه‌ها: توربین شعاعی چند راهه، دور و گشتاور پیوسته، نیروی گریز از مرکز، تداوم انتقال گشتاور، راندمان

نحوه ارجاع به این مقاله

فرمانی سید محمود، علیطاوی مجید، نظیف حمیدرضا، بررسی تغییرات پیوسته دور و گشتاور خروجی در توربین شعاعی چند راهه، مهندسی مکانیک مدرس. ۳۴۳-۳۳۳۳(۲۰۲۵): ۱۴۰۴.

*پست الکترونیکی نویسنده عهده دار مکاتبات: Farmani.mahmood@yahoo.com

*شناسه اراکید نویسنده عهده دار مکاتبات: ۵۵۳۵-۶۶۷۵-۰۰۰۰-۰۰۰۹

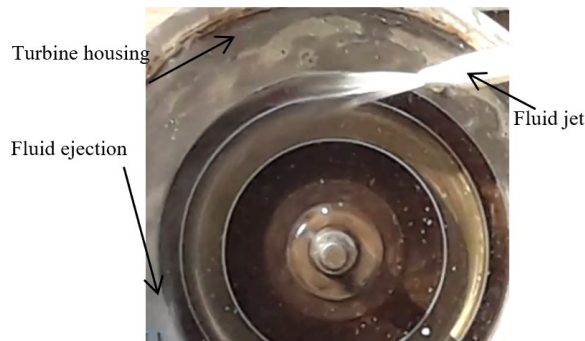


Copyright© 2025, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

۱- مقدمه

مبدل گشتاور، تجهیزاتی است که بر پایه جابجایی انرژی سیال بین پمپ و توربین عمل می‌کند. که عمدتاً در ماشین‌های مکانیکی (صنعتی، دریایی و خودروها و ...)، جایی که عملکرد خودکار و شروع بدون شوک در حرکت نیاز باشد استفاده می‌شود. مبدل گشتاور اصولاً به عنوان وسیله‌ای برای افزایش گشتاور بازای کاهش سرعت و جایگزین کلاچ مکانیکی بکار گرفته می‌شود. با پیشرفت علوم دینامیک سیالات محاسباتی و مشخص شدن تأثیر مبدل گشتاور بر کارایی و عمر سیستم‌های انتقال توان، محققین مطالعات بسیاری بر روی مبدل‌های گشتاور انجام داده‌اند. جانداک و همکاران به طراحی مبدل گشتاور یک مرحله‌ای و ۳ قسمتی پرداخته‌اند. آنها با بکارگیری تعدادی از پارامترهای اولیه مانند گشتاور و اماندگی (تبدیل گشتاور) و همچنین نسبت سرعت در ورودی و خروجی مبدل گشتاور، پارامترهای هندسی این تجهیز را بدست آورده‌اند [۱]. اندرسون و همکاران روش کلی برای تحلیل مبدل‌های گشتاور چند عنصری را ارائه نموده‌اند. پایه اصلی تحقیق آنها استفاده از ماتریس‌ها بوده است که یک روش عمومی برای حل مسئله بصورت محاسباتی ارائه می‌دهد. در این مقاله معادلات حاکم بر مبدل گشتاور بر پایه روش خط میانگین می‌باشد [۲]. ایشیهارا و ایموری [۳] به بررسی مبدل گشتاور به عنوان یک تعدیل کننده ارتعاشات پرداخته‌اند. در مطالعه آنها معادلات حرکت ناپایدار در یک مبدل گشتاور حاصل شده است. آنها تأثیرات میرایی مبدل گشتاور بر ارتعاشات پیچشی را با خطی‌سازی معادلات حول نقطه عملکرد پایا مشخص نموده‌اند. گوfo و همکاران [۴] به منظور تست عملکردی مبدل‌های گشتاور دو توربینه، از کاربرد سیستم عصبی - فازی برای تحلیل استفاده نموده‌اند. کسی و همکاران [۵] به بررسی روند طراحی اجزای مبدل گشتاور هیدرودینامیکی برای سیستم‌های انتقال توان پرداخته‌اند. در مطالعه آنها فرآیند طراحی به دو مرحله تقسیم می‌شود: الف، طراحی به روش ایجاد مدل هندسی و انجام محاسبات عددی ب، انجام آزمایش تجربی با ساخت نمونه اولیه. ژیانگ چن و همکاران [۶] به بررسی روش پاسخ سطح بر اساس رویکرد عملکرد مطلوب و به منظور به دست آوردن یک طرح بهینه از هندسه پره مبدل گشتاور خودرو پرداخته‌اند. در این مطالعه ارتباط مهم بین شش پارامتر طراحی شامل تعداد پره پروانه، ضخامت پره، زاویه تمایل، زاویه پیمایش، زاویه ورودی و زاویه خروجی با استفاده از طراحی متعامد بررسی شده است. چنگ و همکاران [۷] به توسعه و اعتباربخشی یک روش بهینه‌سازی مبتنی بر دینامیک سیالات محاسباتی برای طراحی مبدل گشتاور پرداخته‌اند. لی او و همکاران [۸] با تحقیقات عددی، به بررسی نوسان ناشی از جریان در مبدل گشتاور پرداخته‌اند. آنها نوسان ناشی از جریان مبدل گشتاور سه عنصری را به روش عددی تحت شرایط مختلف عملیاتی مورد بررسی قرار داده‌اند. حسینی

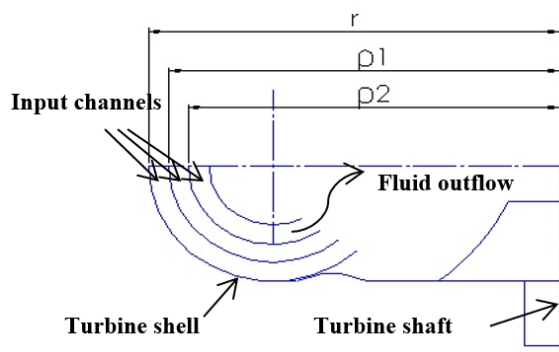
مقدم و همکاران به بررسی عددی و تجربی رفتار توربین هیدرواسکرو با گام متغیر که به صورت افقی نصب می‌شود، پرداخته‌اند. در این تحقیق ابتدا اثرات تغییر گام متغیر پره به صورت عددی بررسی شده و براساس نتایج حاصله مشخص شده است که توربین با ضریب گام مارپیچ ۱/۵ بهترین عملکرد را دارد. بر همین اساس مدل کوچک این توربین در آزمایشگاه ساخته و آزمایش شده است. نتایج حاصل از این پژوهش در قالب منحنی‌های استاندارد عملکرد توربین ارائه شده و دقت نتایج با مقایسه نتایج عددی و آزمایشگاهی مطابقت داده شده است. نتایج به دست آمده گویای بازده بیشینه توربین بین ۶۲٪ تا ۶۸٪ هستند [۹]. گوانگ و همکاران [۱۰] به مطالعه مبدل‌های گشتاور باریک‌تر با هدف کاهش وزن و بهبود عملکرد آن پرداخته‌اند. در این تحقیق چهار مبدل گشتاور با نسبت‌های تختی مختلف برای بررسی اثرات نسبت تخت بودن بر عملکرد کلی آنها (بازده، نسبت گشتاور و ضریب گشتاور پروانه) طراحی و شبیه‌سازی شده‌اند. در بخش تحلیلی این مقاله شش پارامتر هندسی (زاویه ورودی و خروجی پمپ، توربین و استاتور) به روش DOE مورد بررسی واقع شده‌اند. نتایج نشان می‌دهند که زوایای ورودی و خروجی نقش مهمی در تعیین ویژگی‌های عملکرد مبدل گشتاور ایفا می‌کنند. به طور کلی، زاویه خروجی توربین و استاتور بیشترین تأثیر بر ویژگی عملکرد مبدل را دارند. در مقایسه با مبدل‌های معمول، عرض مبدل گشتاور تخت (بهینه شده) حدود ۲۰٪ کاهش می‌یابد در حالی که مقادیر نسبت گشتاور استال و راندمان نهایی به ترتیب ۰/۴٪ و ۱/۷٪ کاهش می‌یابند. ونژینگ و همکاران [۱۱] با انجام آزمایش سرعت سنجی به مطالعه جریان‌های داخلی نوعی مبدل گشتاور هیدرودینامیکی که پره‌های راهنمای آن قابل تنظیم هستند، پرداخته‌اند. در این مقاله جریان‌های گردابی در استاتور قابل تنظیم، به صورت تجربی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته‌اند. با استفاده از روش تک فریم و نوردهی سه‌گانه، تصاویری از میدان‌های جریان در استاتور قابل تنظیم، ثبت شده است. با توجه به مسیر ذرات روی تصاویر در شرایط کاری مختلف، جابجایی‌ها و بردارهای سرعت مربوطه با الگوی جریان داخلی مبدل گشتاور در دو حالت حاصل شده است. در نهایت میدان‌های برداری سرعت داخلی مبدل گشتاور به دست آمده که مبنایی برای بهبود درک میدان‌های جریان آن فراهم می‌کند. ژیانگ پان و همکاران [۱۲] به کاربرد تیغه‌های شکاف دار (شیاردار) در بهبود کارایی مبدل گشتاور پرداخته‌اند. در این مطالعه با توجه به اصل جداسازی جریان (فلپ فاولر هواپیما)، تیغه‌های استاتور مبدل گشتاور به عنوان قطعه اساسی در نظر گرفته می‌شود که دارای شکاف می‌باشند. با انجام محاسبات دینامیک سیالات در تحلیل جریان روی مختصات تیغه‌ها و شیار تیغه‌ها مشخص شد که در مقایسه با مرکز مختصات اصلی تیغه‌ها، جداسازی جریان تیغه‌های شیار دار پدیده‌ای موثر است. نتایج این طرح نشان دادند که انرژی جنبشی مغشوش کاهش



شکل ۱ پرتاب سیال از توربین به بیرون در دور بیش از دور واماندگی
Fig. 1 Fluid ejection from the turbine at a greater than stall speed

با توجه به وابستگی نیروهای مجازی به دور و شعاع چرخ، هدف اصلی از این طراحی کاهش نیروی گریز از مرکز به دلیل استفاده از کانال‌های ورودی تعبیه شده در شعاع کوچکتر و در دورهای بیشتر از دور واماندگی (Stall) است. در این مرحله ابتدا سازوکار حاکم بر مسئله از طریق طرح‌واره شکل (۲) تعریف می‌شود. در این شکل مقطع عرضی توربین شعاعی چندراهه مورد نظر نشان داده شده است. دهانه کانال‌های ورودی توربین در راستای شعاع توربین بطور مجزا قرار گرفته‌اند. پوسته بیرونی یکپارچه برای توربین در نظر گرفته شده است. همچنین پوسته توربین دارای شعاع r و کانال‌های ورودی دیگر واقع در شعاع‌های $\rho_1, \dots, \rho_n$ هستند. در این مکانیزم، ابتدا سیال خروجی جت سیال از طریق کانال واقع در بزرگترین شعاع ρ_i وارد توربین می‌شود و پس از برخورد با پره‌های توربین سبب چرخش آن می‌شود.

با افزایش تدریجی دور توربین و با حرکت نازل به سمت مرکز توربین، بتدریج مسیر ورود سیال به کانال‌های واقع در شعاع‌های کوچکتر روی توربین، تغییر داده شده و رفتار توربین با اندازه‌گیری تعداد دوران و سطح گشتاور تحت بار مقاوم هیدرولیکی توصیف می‌شود. بنابراین با توجه به هندسه شکل (۲)، علاوه بر پارامترهای کلی (جرم، دبی جرمی و...) اثر پارامترهای مرتبط با توربین چند راهه مانند نیروی گریز از مرکز، تغییرات شعاع، نیروی پسای پره، سطح دهانه ورودی توربین، گشتاور و راندمان در ادامه تشریح شده‌اند.



شکل ۲ طرح‌واره مقطع توربین شعاعی چند راهه
Fig. 2 Cross-sectional diagram of a multi-pass radial turbine

یافته، جریان پایدار است و تلفات نیز کاهش پیدا می‌کند. همچنین در شبیه سازی تیغه‌های شیاردار در مبدل گشتاور، نرخ گشتاور تا ۲۴۵٪ در صد افزایش یافته و کارایی نیز ۵٪ بهبود یافت. شاب و دستیارانش [۱۳]، عملکرد یک مبدل گشتاور را با استفاده از سیال ویسکوز پائین توسط یک نرم افزار محاسبات سیالات CFD به صورت عددی مورد بررسی قرار داده‌اند و از مدل آشفتگی استاندارد استفاده می‌شود. هدف این مطالعه بررسی جریان سه بعدی سیال در داخل استاتور (و سایر اجزا) است. در این بررسی هیچ اثری از جداسازی جریان در استاتور مشاهده نشده است. همچنین این تحقیق نشان می‌دهد که استفاده از سیال انتقال توان با ویسکوزیته پائین در مبدل گشتاور، به طور قابل توجهی نسبت گشتاور (و بازده) را تحت تأثیر قرار می‌دهد. عملکرد مبدل گشتاور با استفاده از کاهش تنش برشی سیال افزایش می‌یابد و با افزایش شاخص سیال، نرخ گشتاور و کارایی هر دو کاهش می‌یابد. تحقیقات پیشین در زمینه مبدل‌های گشتاور ۳ عنصری متداول و یا نوع تخت با محوریت موضوع طراحی، بهبود راندمان با تغییر زاویه پره، میرایی ارتعاشات، هندسه پره استاتور، تغییر روش تغذیه و میزان فشار داخلی و... انجام شده است. در تحقیق حاضر به طراحی و ساخت توربین شعاعی ابتکاری با هندسه ورودی چندراهه پرداخته شده است. در ادامه عملکرد آن با طرح آزمون تغییرات دور و گشتاور تحت تاثیر نیروی جت سیال در راهگاه‌های (کانال‌های) ورودی مختلف مورد بررسی واقع شده است. هدف از انجام این تحقیق بررسی تداوم حالت انتقال گشتاور و شتابگیری با استفاده از راهگاه‌های تعبیه شده در شعاع‌های کوچکتر توربین در دورهای بالا می‌باشد که بصورت راندمان تعریف شده است.

۲- بیان مسئله

رفتار یک مبدل گشتاور در ابتدا بستگی به هندسه ساختاری قطعات و سطح کارکرد آن دارد. تحقیقات بسیاری در زمینه بهبود راندمان و شرایط کاری سیستم مبدل گشتاور تاکنون صورت گرفته است اما همچنان راندمان این تجهیز در دورهای زیاد رشد قابل توجهی نداشته است [۱۴]. بررسی دلایل این اشکال از موضوعات مهمی است که در مبدل‌های گشتاور مورد توجه واقع شده است. یکی از عوامل اصلی این مسئله، افزایش نیروی گریز از مرکز در توربین بدلیل افزایش تعداد دوران آن است که سبب بوجود آمدن جبهه برخورد بین سیال ورودی به توربین و سیال داخلی توربین می‌شود (شکل ۱).

مطابق با بررسی‌ها و نتایج تجربی، تفاوت‌های گوناگونی از نظر راندمان تئوری و عملی در این تجهیز وجود دارد. در این تحقیق عملکرد و رفتار یک توربین شعاعی چندراهه پس از طراحی و ساخت آن، تحت جریان خروجی از یک نازل در نظر گرفته شده است.

۳- بررسی تحلیلی

۳-۱- اثر نیروی گریز از مرکز در توربین

مطابق با شکل (۱) در دورهای کم، حرکت سیال به درون توربین، شرایط پایداری حالت استال را تامین می‌کند. در مقابل، نیروی گریز از مرکز در توربین در خلاف جهت جریان داخلی توربین عمل می‌کند و سرعت حرکت سیال به درون پره‌های توربین را کندتر می‌کند. نیروی گریز از مرکز F در یک جسم دوار (مانند توربین) در شعاع دلخواه بصورت رابطه (۱) بیان می‌شود.

$$F = \frac{m_1 V^2}{r} = \rho_t r_2 \omega^2 \quad (1)$$

که در آن ρ_t دانسیته ماده چرخ، r_2 شعاع چرخ، ω سرعت زاویه‌ای و m_1 جرم جسم، در نظر گرفته می‌شود. با توجه به شکل (۳) المان جرم طبق رابطه (۲) تعریف می‌گردد. رابطه (۳) از ترکیب روابط (۱) و (۲) حاصل می‌شود. در حالت کلی نیروی گریز از مرکز در سطح معین از تیغه از رابطه (۴) به دست می‌آید [۱۵].

$$\delta m_1 = \rho_t A \delta r \quad (2)$$

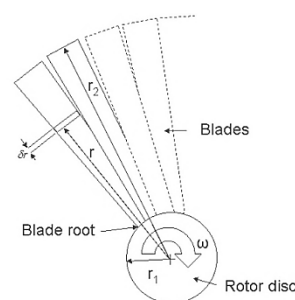
$$\delta F = \rho_t \omega^2 A r_2 \delta r \quad (3)$$

$$F = \rho_t A \omega^2 \int_{r_n}^{r_2} r dr \quad (4)$$

از رابطه اخیر، نیروی گریز از مرکز بر حسب مقطع پره توربین که متناسب با سطح پره A در شعاع معین r_n است، محاسبه می‌شود که با فرض یکنواختی ضخامت t در تیغه، عرض تیغه X از شکل (۴) بصورت رابطه (۵) تعریف می‌شود. همچنین سطح مقطع پره بصورت رابطه (۶) بیان می‌شود.

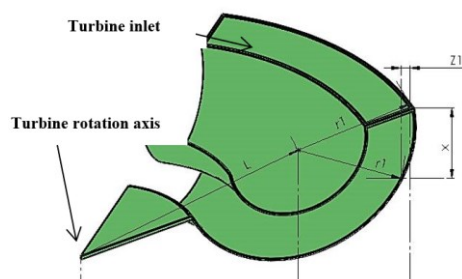
$$X^2 = r_1^2 - (r_1 - Z_1)^2 \quad (5)$$

$$A = t \cdot X \quad (6)$$



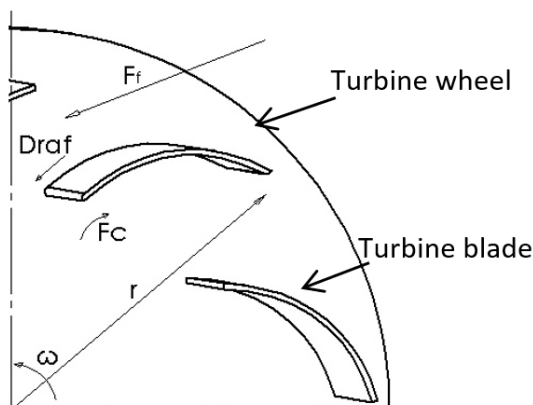
شکل ۳ المان جرم در توربین

Fig. 3 Turbine mass element



شکل ۴ عرض پره در شعاعی معین از توربین

Fig. 4 Blade width at a given radius of the turbine



شکل ۵ طرح واره نیروهای جت سیال، پسا و گریز از مرکز

Fig. 5 Schematic of fluid jet, drag and centrifugal forces

تحلیل نیرویی در یک توربین در حال دوران مطابق با طرح واره شکل (۵) تعریف شده که در آن نیروی جت سیال خروجی از نازل F_f ، نیروی پسای روی پره توربین F_d و نیروی گریز از مرکز F_c در نظر گرفته شده است. در شرایط استال، به دلیل کم بودن نیروی گریز از مرکز، حجم سیال خروجی از مرکز توربین زیاد است که با گذشتن از استاتور، زاویه ورود سیال با زاویه ورودی پره پمپ تصحیح شده و به ورودی پمپ می‌رسد. بدین ترتیب با توجه به سرعت و حجم سیال ورودی به پمپ، راندمان آن افزایش یافته و شرایط استال در مبدل گشتاور نیز حاکم است. بنابراین برقراری رابطه (۷) پایداری حالت استال را در پی خواهد داشت.

$$-\frac{1}{2} \rho_t A \omega^2 (r_2^2 - r_n^2) - C_D \frac{\sum A_s}{2} \rho_f (V_f^2 - v_n^2) < F_f \quad (7)$$

که در رابطه فوق C_D ضریب پسا، v_n سرعت خطی توربین در شعاع دلخواه، v_f سرعت سیال و A_s سطوح کانال ورودی روی توربین و A_n سطح دهانه نازل است. که نیروی سیال مطابق رابطه (۸) محاسبه شده است.

$$F_{fluid} = \rho_f A_n V_f^2 \quad (8)$$

همچنین در دوره‌های بالاتر از دور استال، تنها نیروی مقاوم در برابر نیروی گریز از مرکز، نیروی پسای سیال روی پره توربین است که جهت آن به داخل توربین می‌باشد و از پرتاب سیال به بیرون از توربین حین دوران، جلوگیری می‌کند. بنابراین از تقابل مقدار نیروی پسا و نیروی گریز از مرکز، می‌توان شرایط پس از حالت استال را در یک توربین متداول بصورت رابطه (۹) تعریف نمود. در این حالت بدلیل کاهش حجم سیال ورودی به پمپ، انرژی و نیروی سیال بطور عمده‌ای کاهش می‌یابد.

$$-\frac{1}{2} \rho_t A \omega^2 (r_2^2 - r_n^2) - C_D \frac{\sum A_s}{2} \rho_f (V_f^2 - v_n^2) \approx F_f \quad (9)$$

در نتیجه، با توجه به بوجود آمدن جبهه برخورد سیال داخل توربین و کاهش مقدار دبی ورودی به آن از سوی پمپ (در اثر بالا رفتن تعداد دوران توربین) و رابطه مستقیم نیروی گریز از مرکز با شرایط

می‌توان راندمان کل را از رابطه (۱۶) محاسبه نمود. η_{ω} با رابطه (۱۷) محاسبه می‌شود [۱۸].

$$\eta_{Tot} = \eta_{\omega} \cdot \eta_T \quad (16)$$

$$\eta_{\omega} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (17)$$

که در این مطالعه راندمان بر حسب رابطه (۱۷) بیان شده است. توربین‌هایی که برای کاربرد گشتاور زیاد طراحی شده‌اند سرعت استال بالاتری نسبت به توربین‌های دیگر دارند. بنابراین سیستم محرک سریعتر به باند قدرت وارد شده و راندمان افزایش می‌یابد. رفتار و عملکرد مبدل گشتاور بر حسب توان و دور خروجی توسط پارامتر k (نسبت دور خروجی به ریشه دوم گشتاور) توصیف می‌شود (رابطه ۱۸) [۱۹].

$$k = \frac{N}{\sqrt{T}} \quad (18)$$

۵- بررسی تجربی

۵-۱- طرح نرم‌افزاری

به منظور امکان سنجی ساخت توربین شعاعی چند راهه، ابتدا طرح اولیه پروفیل پره توربین مورد نظر در نرم افزار انسیس (Ansys) در بخش ساخت پره (Blad gen) طراحی گردید. سپس با استفاده از نرم افزار طراحی، طرح ۳ بعدی توربین مورد نظر مطابق شکل (۶) با تقسیم بندی طول پره در راستای شعاعی مدل‌سازی شده است. بررسی تغییرات دور و گشتاور توربین چند راهه با استفاده از سایر دهانه‌های موجود در راستای شعاعی به همراه تغییر حجم جریان ورودی به توربین علت اجرای آزمایش تجربی است.

در کاربرد توربین‌ها به عنوان تجهیز برای تبدیل و انتقال توان، عوامل دیگری که تاثیر مستقیم بر راندمان و توان خروجی دارند عبارتند از دبی جرمی سیال، سرعت سیال انتقال یافته به توربین، شعاع هندسی موثر توربین، و زاویه برخورد سیال با توربین و هندسه پره توربین است. در این مطالعه، کلیه آزمایش‌ها با در نظر گرفتن شرایط حاکم برای ایجاد دور و گشتاور در توربین توسط دبی خروجی از یک نازل صورت گرفته است. برای انجام این آزمایش‌ها مجموعه‌ای شامل پمپ هیدرولیک (دنده‌ای با جابجایی مثبت) به عنوان بار مقاوم فشاری، توربین چند راهه شعاعی، محفظه توربین، نازل جریان آب بعنوان سیستم محرک، سنسور فشار و سیستم اندازه‌گیری و ثبت نتایج در نظر گرفته شده است. محفظه مورد نظر به شکل استوانه‌ای از جنس ورق فولادی به ضخامت ۲ میلیمتر با مقطع دایروی و به قطر ۳۴۰ میلیمتر و ضخامت ۱/۵ میلیمتر برای سطوح جانبی آن در نظر گرفته شده است. در مرکز سطح محفظه توربین، محل نصب یاتاقان‌ها به صورت پوش‌های فلزی ماشین‌کاری شده با قطرهای ۳۰ میلیمتر تعبیه گردیده است.

تبدیل در مبدل گشتاور، اتلاف انرژی بر اثر هرجرگدی و اصطکاک بین سیال با پوسته توربین به وجود آمده و گشتاور خروجی از توربین مبدل گشتاور کاهش می‌یابد. با در نظرگیری موارد ذکر شده، وضعیت گشتاور در توربین شعاعی چندراهه بررسی می‌شود.

۳-۲- گشتاور توربین چندراهه

معادله اوپلر، رابطه اساسی تبادل انرژی بین سیال و روتور است که از قانون دوم نیوتن بدست می‌آید و به معادله توربین اوپلر رابطه (۱۰) نیز معروف است.

$$M = \iint rv \cos \alpha (p v dA) \quad (10)$$

که در آن کار تولیدی یا مصرفی به جای آنکه مرتبط با اختلاف آنتالپی باشد به سرعت‌های سیال و سرعت پره در حال دوران نسبت داده می‌شود و برای توربوماشین تولید کننده توان از رابطه (۱۱) بدست می‌آید [۱۶].

$$M = \dot{m}(r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (11)$$

بنابراین معادله کلی حاکم بر مبدل گشتاور از معادله اوپلر بصورت رابطه (۱۲) بیان می‌شود [۱۷].

$$T = \sum \left[r \times \frac{d}{dt} (mv) \right] \quad (12)$$

بسط این رابطه بیان می‌کند که خواص مبدل گشتاور وابسته به مشخصات پمپ و توربین، میزان دبی جرمی و سرعت، اثر نیروهای مجازی و انتقال انرژی سیال بین آنهاست. براین اساس بر حسب هردهانه (دهانه‌های ورودی در راستای شعاع توربین)، تغییرات گشتاور (بدون کسر تاثیر گشتاور حاصل از نیروی گریز از مرکز $F_c r_n$ در شعاع معین از توربین) بصورت رابطه (۱۳) بیان می‌شود.

$$\frac{dT}{dr} = 2r_n(\dot{m}\omega + m\alpha) + m\omega\dot{r}_n \quad (13)$$

همچنین در ادامه تغییرات گشتاور بر حسب دبی انتقالی به توربین با رابطه (۱۴) بدست می‌آید.

$$\frac{dT}{d\dot{m}} = r_n^2 \omega \quad (14)$$

و میزان تغییرات دبی جرمی بر حسب تغییرات شعاع توربین بصورت رابطه (۱۵) ارائه می‌شود.

$$\frac{d\dot{m}}{dr_n} = \frac{1}{r} \left(2\dot{m} + \frac{2m\alpha}{\omega} + \frac{\dot{r}_n m}{r_n} \right) \quad (15)$$

۴- راندمان

راندمان در یک مبدل گشتاور به عواملی مانند اصطکاک بین سیال و دیواره‌ها، زاویه پرها، طراحی فرم پره، تعداد پرها، فشار داخلی مبدل گشتاور، استاتور و طرح تیغه‌های آن، گردابه‌های ایجاد شده، نوع جریان و حجم جریان داخلی بستگی دارد. اثر تلفات ناشی داخلی، ناشی خارجی، تلفات مکانیکی هر یک بصورت کسری از توان تولید شده توسط مبدل گشتاور، بیان می‌شوند. بطور خاص راندمان یک توربوماشین بصورت راندمان هیدرولیکی، مکانیکی، داخلی، مانومتريک و راندمان کل در نظر گرفته می‌شود که در نهایت از حاصلضرب راندمان گشتاوری η_T و راندمان سرعت زاویه‌ای η_{ω} ،

مکانیزم یک الکتروپمپ با دبی ۱۵ لیتر بر دقیقه به عنوان محرک هیدرودینامیکی با تامین فشاری برابر با ۲۰۰ بار و توانی معادل ۵/۵ کیلووات در نظر گرفته شده است. جریان سیال خروجی از الکتروپمپ توسط یک نازل به توربین برخورد می‌کند. قطر دهانه نازل در این آزمایش ۲ میلی‌متر است. دبی الکتروپمپ در تعداد دوران ۱۴۵۰ دور بر دقیقه، برابر با ۷-۸ لیتر بر دقیقه می‌باشد. نازل از طریق یک اتصال منعطف (شیلنگ) به الکتروپمپ محرک دینامیکی متصل می‌باشد. شکل (۷) ساختار و اجزای سیستم در آزمایش تجربی را نشان می‌دهد. مطابق شکل (۸) یک پمپ هیدرولیک دنده‌ای به محور توربین کوپل شده است که حرکت دورانی خود را از شفت توربین دریافت می‌نماید. ورودی پمپ هیدرولیکی به یک مخزن حاوی سیال هیدرولیکی متصل گردیده است و سیال هیدرولیکی روغنی را به جریان در می‌آورد که با ایجاد مقاومت در برابر سیال خروجی از آن، فشار حاصل می‌شود.

میزان فشار ایجاد شده در دهانه خروجی پمپ دنده‌ای به عنوان بار مقاوم، توسط سنسور فشار ثبت می‌شود. همچنین کانال خروجی آن به یک شیر کنترل فشار متصل گردیده است. در جدول (۱) مشخصات مربوط به اجزاء مورد استفاده در این تحقیق بر حسب آورده شده است. در ابتدا الکتروپمپ با تعداد دوران ۱۴۵۰ دور بر دقیقه شروع به حرکت نموده و دبی خروجی از نازل به حالت پایدار می‌رسد. جریان خروجی پایدار از طریق نازل به دهانه‌های ورودی توربین وارد شده و آنرا حرکت می‌دهد. در این سری از آزمایش‌ها از حسگر فشار با دقت ۰/۲ درصد، با قابلیت اندازه‌گیری ۰-۱۰۰ بار به همراه پردازنده ۱۴ss2 با ورودی و خروجی دیجیتال، سرعت ۱۰۰۰ KHz و با قابلیت نصب ماژول‌های اندازه‌گیری استفاده شده است. زمان نمونه برداری در سیستم ثبت اطلاعات ۰/۱ ثانیه و نرخ دیتا برداری ۱۰^۵ تعریف شده است.

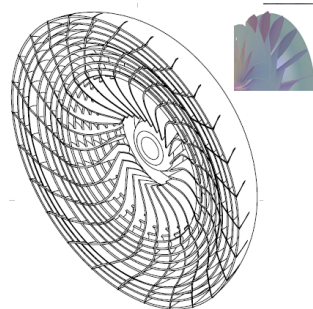
جدول ۱ مشخصات فنی تجهیزات آزمایش

Table 1 Technical Characteristic of testing equipment

Unit	Value	Characteristic
Kw	5.5	Electropump power
RPM	1450	Maximum electropump speed
Lit/m	15	Driver pump flow rate
Bar	200	Driver pump pressure
M/Sec	36	Average fluid velocity in nozzle
Lit/m	42	Hydraulic pump flow rate
Bar	0-30	Hydraulic pressure variation range

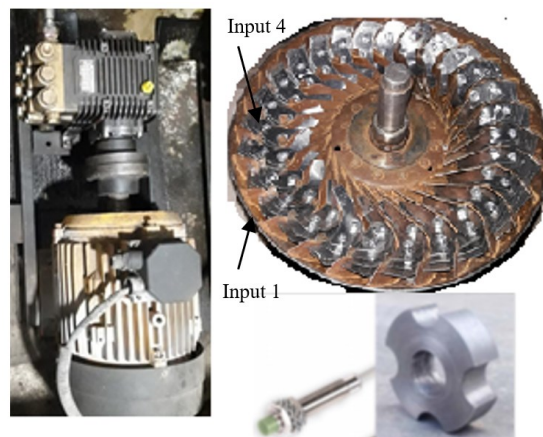
۲-۵- روش انجام آزمایش تجربی

در این مرحله جریان سیال خروجی از نازل ابتدا از طریق دهانه واقع در شعاع بزرگتر (دهانه ۱) وارد توربین شده و سبب چرخش آن می‌شود. دوران محور پمپ هیدرولیک تابع دوران توربین بوده و مقدار فشار ایجاد شده در خروجی پمپ هیدرولیکی توسط سنسور فشار و سیستم اندازه‌گیری ثبت می‌شود. سپس جریان



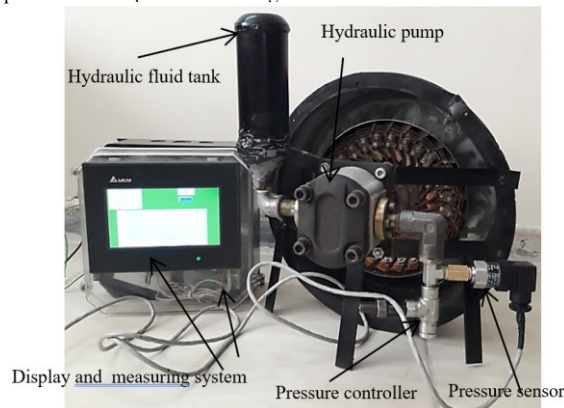
شکل ۶ مدل ۱/۴ انحنا ی پره طراحی شده با نرم افزار انسیس (راست) و توربین چند راهه شعاعی طراحی شده با نرم افزار طراحی (چپ)

Fig. 6 1/4-blade curvature model designed with ANSYS software



شکل ۷ پمپ محرک، سنسور دورسنج، توربین بهینه‌سازی شده بشکل چندراهه برای تست تجربی

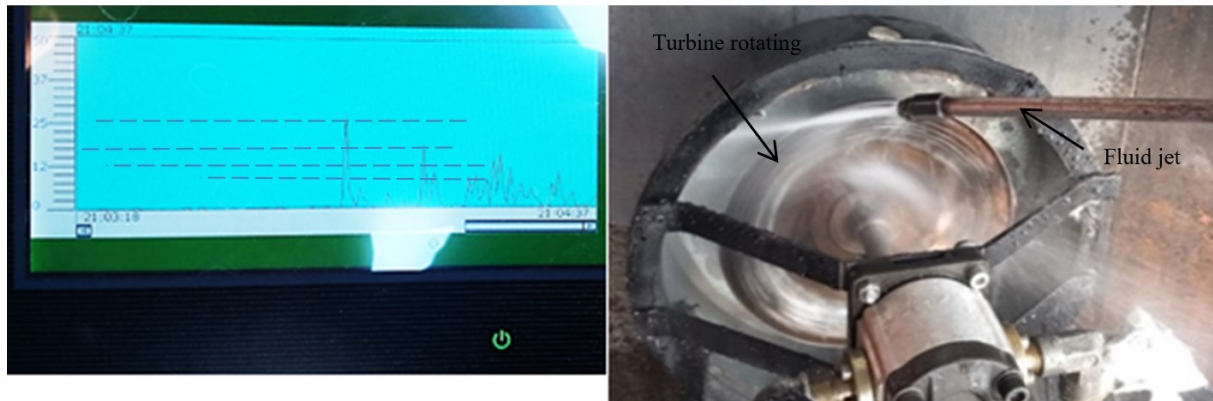
Fig. 7 Drive pump, tachometer sensor, optimized turbine in multi-pass form for experimental testing



شکل ۸ توربین، پمپ، سیستم اندازه‌گیری، کنترلر فشار و سنسور فشار

Fig. 8 Turbine, pump, measuring system, pressure controller and pressure sensor

پمپ و توربین به کار رفته در این طرح نوع بهینه شده و تغییر یافته توربین موجود در مبدل‌های گشتاور است که بر اساس طرح نرم‌افزاری اصلاح شده است. قطر خارجی توربین ۲۳۰ میلی‌متر و تعداد مسیرهای ورودی سیال به توربین مطابق با شکل (۷) ۴ عدد است. توربین توسط شفت و یاتاقان‌ها روی محفظه مونتاژ شده و حرکت طولی آن توسط یک یاتاقان محوری کنترل می‌شود. در این



شکل ۹ انجام آزمایش تجربی (راست) و ثبت مقادیر اندازه گیری شده فشار (چپ)

Fig.9 Conducting an experimental test (right) and recording the measured pressure values (left)

۶- نتایج و بحث

با توجه به ثبت مقادیر فشار، تعداد دوران توربین و همچنین مقدار گشتاور استخراج شده بر پایه دور، دهانه موجود در شعاع موثر توربین و مشخصه پمپ هیدرولیک، نتایج بصورت جدول (۲) ارائه شده است. توان داده شده به محور توربین P_{w1} ، از رابطه $P_{w1} = F.V.\cos\theta$ در جت سیال و $P_{w2} = \frac{E_K}{t}$ بر حسب انرژی جنبشی در چرخ توربین، محاسبه می شود. بنابراین با توجه به ثابت بودن دبی سیال خروجی از نازل و تغییرات توان ناشی از سرعت دوران توربین (به دلیل تغییر دهانه ورودی سیال روی توربین)، متوسط توان در محور توربین ۱/۱ کیلووات تعیین گردید. بر این اساس ۴/۷ کیلووات از توان الکتروپمپ به منظور تحت فشار قرار دادن سیال در سیستم پمپ و جت سیال مستهلک می شود. لازم بذکر است دور و گشتاور محور توربین و پمپ هیدرولیک در زمان انجام آزمایش تجربی برابر هستند. مطابق با نتایج جدول (۲)، با افزایش دور محور توربین (استفاد از قطر موثر کوچکتر در توربین)، فشار در خروجی پمپ هیدرولیک نیز کاهش میابد.

جدول ۲ داده های حاصل از آزمایش تجربی برای یک نازل

Table 2 the experimental test data of the for a nozzle flow rate

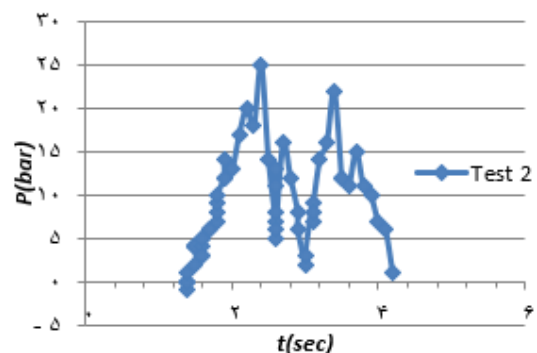
imom	η_{ω} %	kfac	T1 (N.M)	T2 (N.M)	ϕ_T (mm)	n (rpm)	P2 (bar)	TEST CODE
1.87:1	72	285	7.2	13.6	230	1053	28	1
1.24:1	81	394	6.45	9	225	1184	18	
0.9:1	86	489	8.4	6.53	220	1250	13	
0.71:1	90	580	8	5.1	215	1310	10	
1.77:1	66.7	270	10.9	12.8	230	967	25	
0.97:1	76	417.2	9.5	7	225	1104	14	2
0.75:1	82	509.7	8.8	5.45	220	1190	11	

از مقایسه سرعت خطی سیال و سرعت توربین، تداخل جریان داخلی در توربین، اینرسی جرمی و کاهش حجم جریان در ورودی به توربین، باعث افت راندمان کلی در محور خروجی آن می گردد

نازل از توربین برداشته می شود و پس از توقف توربین، جریان نازل از طریق دهانه دوم به توربین وارد می شود و شیر تنظیم فشار بتدریج بسته می شود تا بیشینه فشار ایجاد شده در پمپ هیدرولیک بوسیله سیستم تعیین گردد و تفاوت تغییرات فشار در پمپ هیدرولیک در اثر تغییر مسیر ورود جت سیال به دهانه های مختلف توربین در هر مرحله ثبت شود (شکل ۹).

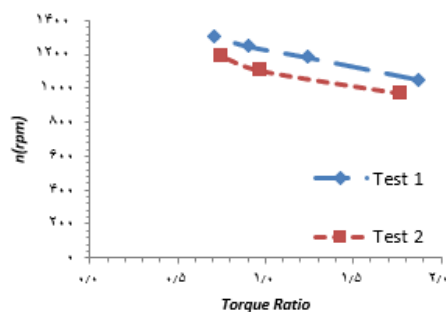
در مرحله دوم (آزمایش ب) جریان سیال خروجی از نازل در امتداد شعاع توربین ابتدا از دهانه ۴ به سمت دهانه ۱ حرکت کرده و مجدداً از دهانه ۱ (واقع در شعاع بزرگتر) بطور پیوسته و بتدریج بسمت مرکز توربین حرکت داده می شود. در این آزمایش حجم جریان خروجی از نازل و بار مقاوم (تنظیم شیر کنترل فشار) متغیر هستند (نمودار شکل ۱۰). حرکت نازل بسمت مرکز توربین، سبب افزایش سرعت دوران توربین می گردد. در مراحل فوق مقادیر فشار توسط حسگر فشار و دور شفت توربین توسط سنسور دورسنج اندازه گیری شده اند. در نهایت مقادیر بدست آمده از اندازه گیری فشار و دور پمپ هیدرولیک بوسیله رابطه عمومی حاکم بر پمپ ها

$$power_{(KW)} = \frac{P.Q}{550} \text{ مورد بررسی واقع شده اند.}$$



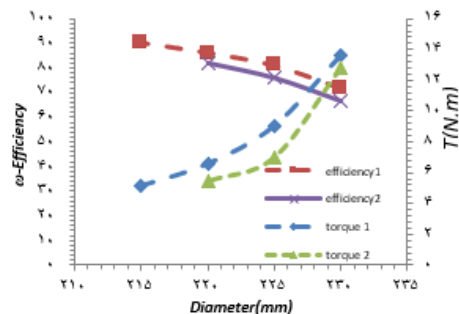
شکل ۱۰ ثبت مقادیر فشار در سیستم اندازه گیری (آزمایش ب)

Fig. 10 Recording pressure values in the measurement system (Test B)



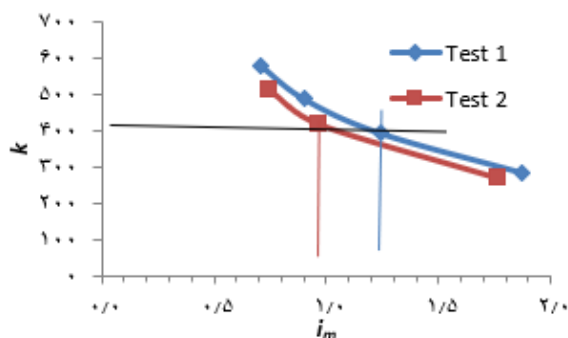
شکل ۱۱ نسبت گشتاور - تعداد دوران توربین چند راهه

Fig. 11 que ratio - number of revolutions of a multi-pass turbine



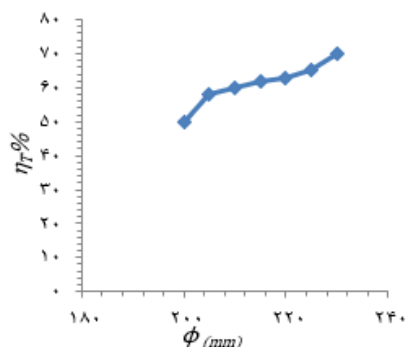
شکل ۱۲ راندمان دورانی و گشتاور توربین چندراهه - قطر

Fig. 12 Multi-pass turbine rotational efficiency and torque - diameter



شکل ۱۳ ضریب k توربین چندراهه - نسبت گشتاوری

Fig. 13 Multi-pass turbine k-factor - torque ratio



شکل ۱۴ راندمان توربین چندراهه در شعاع مختلف از توربین

Fig. 14 Multi-pass turbine k-factor - torque ratio

(نمودار شکل ۱۱). در نمودار شکل (۱۱) در هر دو آزمایش، با افزایش دوران توربین تا ۱۲۰۰ دور بر دقیقه، نسبت گشتاوری i_{mom} به ۷۰ کاهش میابد. با در نظرگیری شرایط یکسان هندسه تجهیز، دبی و...، اختلاف مقادیر دور و گشتاور نقطه به نقطه ایجاد شده با ورود سیال به دهانه‌ها در شعاع یکسان در دو نمودار، بیانگر تاثیر نیروی گریز از مرکز و روند کاهشی i_{mom} می‌باشد. از مفهوم و رابطه لغزش (کوچک بودن مقدار پارامتر s کاهش عملکرد را به همراه دارد) $s = 1 - \eta_{\omega}$ [۲۱] و با در نظرگیری η_{ω} در این مطالعه، اختلاف لغزش بین دو آزمایش (۲۱) در قطر ۲۳۰ میلیمتر ۰/۰۵ و در قطر ۲۲۰ میلیمتر، به ۰/۰۴ می‌رسد. با کاهش قطر توربین، بیشینه اختلاف لغزش بین قطر ۲۳۰ در آزمایش (۱) و قطر ۲۲۰ میلیمتر در آزمایش (۲) ۰/۱۰ می‌باشد که بیانگر کاهش اثر نیروی گریز از مرکز در این قطر است.

نمودار شکل (۱۲) راندمان دورانی توربین - گشتاور تولیدی بر مبنای قطر را نشان می‌دهد. در دورهای استال، توربین بیشینه راندمان را دارد. استفاده از توربین با شعاع بزرگتر، گشتاور بیشتری بدست می‌دهد و این در حالیکه نسبت حجمی آن نیز افزایش میابد. با کاهش قطر توربین، راندمان دورانی روند صعودی در پیش می‌گیرد بطوریکه تا ۸۰٪ راندمان در دور استال را تولید می‌کند. نسبت انحراف مقدار گشتاور در هر دو آزمایش در قطر ۲۲۵ میلیمتر ۷/۸/۵ می‌باشد. این میزان در قطر ۲۲۰ میلیمتر ۶/۲ : ۵/۸ است. بعبارتی اختلاف گشتاور در قطر کوچک توربین در هر دو آزمایش ۲۱، کمتر از ۷٪ است. همچنین انحراف راندمان دورانی در این ناحیه نیز ۵٪ را نشان می‌دهد. با توجه باینکه رفتار توربین در دو آزمایش ۲۱ (توقف توربین در هر مرحله و حرکت دورانی بدون توقف در زمان جابجایی نازل) بررسی شده است، مقایسه نسبت‌های فوق در قطرهای کوچک و بزرگ توربین بیانگر کاهش نیروهای مجازی در آزمون ۲ می‌باشند.

نمودار شکل (۱۳) مشخصه توربین k با زای نسبت گشتاوری i_m در هر دو آزمون ارائه شده است. داده‌های آماری نشان می‌دهند تغییرات تدریجی گشتاور نسبی بر حسب مقادیر معنی‌دار با زای افزایش i_m در دورهای پایین، روند کاهشی را نشان می‌دهد. در این نمودار شکل (۱۳) شاخص عملکرد توربین در کانال‌های واقع در قطرهای کوچکتر با انحراف ۴ درصد با نسبت گشتاوری ۱/۹ : ۱/۷ ملاحظه می‌شود.

اختلاف نسبت گشتاوری در دهانه دوم برای هر دو آزمون (۲۱) در شاخص k ، (۴۲۰-۴۳۰) برابر با ۰/۳ می‌باشد که تاثیر تعداد دوران در دو منحنی را نشان می‌دهد. اختلاف این پارامتر در دهانه اول ۰/۱ و در دهانه سوم ۰/۱۵ می‌باشد. انرژی سیال درون توربین با افزایش دور و تحت نیروی گریز از مرکز کاهش یافته که این پدیده کاهش سطح گشتاور انتقالی را به همراه دارد.

ω_2 سرعت زاویه ای توربین (rad/sec)
 ω_1 سرعت زاویه ای پمپ (rad/sec)
 f_{ac} فاکتور

زیر نویس ها

منابع

- [1] V.J.Jandasek, " The Design of a SingleStage ThreeElement Torque Converter, " SAE Technical Paper 610576, 1961. [DOI:doi.org/10.4271/610576](https://doi.org/10.4271/610576).
- [2] S. Andersson, " Analysis of multi-element torque converter transmissions, " Int. 3. Mech. Sci, Vol. 28, No. 7, pp. 431~41, 1986. [doi.org/10.1016/0020-7403\(86\)90063-9](https://doi.org/10.1016/0020-7403(86)90063-9)
- [3] T. Ishihara and R. I. Emori, "Torque Converter as a Vibration Damper and Its Transient Characteristics, "SAE Technical Paper 660368, 1966. [DOI: https://doi.org/10.4271/660368](https://doi.org/10.4271/660368)
- [4] G. Tian, S. Sun and R. Ren, " Application of Neural-Fuzzy System in Twin-Turbo Hydraulic Torque Converters Performance Testing, " Elsevier, Procedia Engineering 15 (2011),pp 1282 - 1287, 2011. doi.org/10.1016/j.proeng.2011.08.237
- [5] A. Kesy, "Improvement in hydrodynamic torque converter design process," International Review of Mechanical Engineering , January 2008. <https://www.researchgate.net/publication/282252256>
- [6] Chen.X, "Optimization of the Impeller Geometry for an Automotive Torque Converter Using Response Surface Methodology and Desirability Function, "Open Journal of Applied Sciences , 10,pp 455-475. 2020, doi.org/10.4236/ojapps.2020.107032
- [7] F.Zhang, " Application of slotted blade in the improvement of turbomachinery performance, " AIP Advances 11, 045017, doi.org/10.1063/5.0041144
- [8] B .Liu, " Numerical investigations of the flow induced oscillation of a torque converter, " Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics,pp 270-281,2017. doi.org/10.1080/19942060.2017.1419149
- [9] H. M. Omami, Yassi .Y, Nourbakhsh.A and Najafi. A, "Numerical and Experimental Analysis of Hydro Screw Turbine with Variable Pitch, " ISSN: 2476-6909; Modares Mechanical Engineering. 2019;19(2):457-466, [20.1001.1.10275940.1397.19.2.20.2](https://doi.org/10.1001.1.10275940.1397.19.2.20.2)
- [10] Wu. G. Q, Chen.j and Zhu. W. J, "Performance Analysis and Improvement of Flat Torque Converters Using DOE Method Chin," J. Mech. Eng. (2018) 31:60, doi.org/10.1186/s10033-018-0262-1
- [11] Wenxing.M, Hao.L, Chunbao.L and Changsuo.L , "Measurement and analysis of the internal flow field in the hydrodynamic torque converter with adjustable guide vanes, "Advances in Mechanical Engineering, 2015, Vol. 7(6) 1-13, [DOI: 10.1177/1687814015589669](https://doi.org/10.1177/1687814015589669).
- [12] Shoab A.Talukder and B.P.Huynh, " Numerical Study of Performance of a Torque Converter Employing a Power-law Fluid,"18th Australasian Fluid Mechanics Conference Launceston , Australia 3-7 December 2012. Corpus ID : 67854205
- [13] Pan.X, Xinyuan.C, Hongjun.S, Zhong Jiping , "Effect of the blade shaped by Joukowski airfoil transformation on the characteristics of the torque converter Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, " Part D, Journal of Automobile Engineering 235(1),2021, [DOI:10.1177/09544070211014291](https://doi.org/10.1177/09544070211014291)

نمودار شکل (۱۴)، اثر هندسه ابعادی توربین بر راندمان کلی آن را نشان می‌دهد. تغییرات راندمان در میانه قطر توربین اختلاف کمی (۵٪) را نشان می‌دهد. بیشینه افت راندمان در دهانه واقع در قطر ۲۰۰ میلی‌متر ملاحظه می‌شود. هر چند در این تحقیق نوع سیال و حالت جریان (اغتشاش جریان)، اختلاف ابعاد توربین، محفظه و تنش برشی بین این دو عضو مد نظر واقع نشده، اما روند تغییرات راندمان در مقایسه با ساختار توربین مبدل‌های گشتاور [۲۱] مشابه (از نظر ابعادی) قابل قبول است.

۷- نتیجه‌گیری

در این مقاله به مطالعه عملکرد و راندمان توربین چند راهه شعاعی بر پایه مدل طراحی شده با کاربرد در مبدل گشتاور بصورت تجربی و تحلیلی پرداخته شد. با در نظر گرفتن میزان متداول نرخ گشتاور استال در مبدل‌های گشتاور (۱/۸-۲/۲) [۲۱]، ملاحظه می‌شود که گشتاور انتقالی ۷۰٪ در سیستم مورد بررسی تا نسبت دوران $\frac{n_2}{n_1} = 0/8$ تامین می‌شود. نتایج نشان می‌دهند بدلیل وجود کانال‌های ورودی مختلف در راستای شعاع توربین، اثر گشتاور اصل از نیروی گریز از مرکز بر حسب شعاع کاری کوچکتر، کمتر شده و تلفات جبهه برخورد سیال درون توربین کاهش می‌یابد. هندسه توربین پیشنهادی به دلیل امکان انتقال سیال به دیگر دهانه‌ها که بازی کاهش ۲۰٪ گشتاور نسبت به حالت استال آن ($1.87 T_i$)، با افزایش دور ۲۰ درصد تحت بار مقاوم متغیر همراه است. مشخصا، افزایش تعداد دهانه‌های ورودی توربین (تعداد تیغه‌ها) افزایش ظرفیت جذب انرژی سیال را به همراه دارد. نتایج نشان می‌دهند که گشتاور انتقال یافته در دوره‌های بالا حداکثر تا ۱۰ درصد بهبود یافته است. مشخص شد، استمرار تامین گشتاور در مبدل گشتاور، وابسته به ابعاد و هندسه توربین و کاهش نیروهای مقاوم در برابر انتقال انرژی سیال در دهانه‌های توربین است.

تاییدیه اخلاقی: محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی و غیر ایرانی منتشر نشده است.

تعارض منافع: تعارض منافعی برای اظهار وجود ندارد.

فهرست علائم

مشخصه k	K_{fac}
دور پمپ (rpm)	n_1
دبی پمپ (lit/min)	Q_{pum}
نسبت گشتاوری	i_{mom}
دور شفت توربین (rpm)	n_2
توان خروجی (w)	P_T
توان داده (w)	P_p
سرعت مطلق سیال در ورودی (m/sec)	C_{u1}
سرعت مطلق سیال در خروجی (m/sec)	C_{u2}
دبی جرمی (Kg/min)	$\dot{m}$
فاصله از محور دوران در چرخ توربین (mm)	L

علائم یونانی

قطر لایه های توربین (mm)	φ_T
راندمان کل	η_{Tot}

- [14] M. Martinez, "Report on how things work , "2021, www/reports/torque_converter/torque_converter.htm.
- [15] B. John, "Forces on Large Steam Turbine Blades RWE power, " Elsevier ltd ,Engineering mathematics , fifth edition, 2007.
- [16] G.F. Wislicenus , "Fluid Mecanics of Turbomachinary, "McGraw-Hill , NewYork,1974.
- [17] R.K. Turton, "Principles of Turbomachinery, " Chapman & Hall, Second edition, pp. 305-320,1995.
- [18] M.Hamrick , " Hydrodynamic analysis And design of centrifugal pumps, " pp. 305-320 ASME, New York,1970.
- [19] D. Robinette, " Transient Heat Transfer and Energy Balance Model for Hydrodynamic Torque Converters While Operating at Extreme Speed Ratio, International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery Hawaii, Honolulu, " 10-15, April 2016.
- [20] Bertsche. B, Ryborz. J and Novak. W "Automotive Transmissions Fundamentals, Selection, Design and Application", Published by springer, Second Edition,2011. doi.org/10.1007/978-3-642-16214-5
- [21] P. J. Strachan, " The hydrodynamic modeling of torque converters, " N&O Joernaal , april 1992