مجله مهندسی مکانیک مدرس، تیر 1395، دوره 16، شماره 4، ص‌ص 163-174

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی عددی اثر جریان سیال بین پروانه و پوسته بر تلفات اصطکاکی در یک پمپ گریز از مرکز

محمدامین دهقانی[1]، امیرفرهاد نجفی[2*]، سید احمد نوربخش[3]، حسین شکوهمند[3]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران
2- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران
3- استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران
* تهران، صندوق پستی 11365-4563، afnajafi@ut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 07 دی 1394
پذیرش: 12 اسفند 1394
ارائه در سایت: 28 فروردین 1395

کلید واژگان:
پمپ گریز از مرکز
حفره سمت ریشه
تلفات اصطکاکی
حل عددی
توربوماشین

چکیده

پمپ‌ها یکی از تجهیزات صنعتی بوده که میزان انرژی مصرفی آن‌ها در حدود 20 درصد از انرژی الکتریکی تولیدی دنیا می‌باشد. یکی از پرکاربردترین نمونه‌های آن، پمپ‌های گریز از مرکز بوده که با انتقال توان به‌صورت اندازه حرکت زاویه‌ای، بر روی سیال کار انجام می‌دهد. با توجه به ساختمان داخلی این‌گونه از پمپ‌ها که در آن پروانه درون پوسته‌ی ثابت پمپ دوران می‌نماید، نوع رفتار جریان در فضای موجود میان پروانه و پوسته می‌تواند بر عملکرد پمپ اثرگذار باشد. در این تحقیق، یک پمپ گریز از مرکز همراه با حلزونی و حفره‌های سمت ریشه و نوک، توسط نرم‌افزاری تجاری به روش عددی تحلیل‌شده است. پس از مقایسه نتایج با داده‌های آزمایشگاهی موجود؛ با تحلیل خطوط جریان، تأثیر کیفی جریان سیال در حفره بر جریان موجود در حلزونی بررسی گردیده است که با استفاده از روابط تجربی برای تعیین فاصله مناسب میان صفحات ثابت و دوار، ظرفیت کاهش میزان گشتاور اصطکاکی حفره‌ها در حدود 10 درصد ملاحظه می‌شود. در ادامه تغییر الگوی جریان و مقدار توان اتلافی ناشی از اصطکاک در حفره‌های سمت نوک و ریشه برای دبی‌های مختلف بررسی و ملاحظه گردید که افزایش یا کاهش اصطکاک به الگوی اولیه جریان در حفره بستگی دارد. در نهایت برای تعیین ارتباط توان اتلافی با تغییر دبی، با استفاده از ضرایب بی‌بعدی استخراج شده، شیب تغییرات توان اتلافی با تغییر ناشی از تغییر فاصله صفحات مقایسه گردید. این ضرایب نشان می‌دهد روند تغییر توان اتلافی با تغییر دبی، مشابه روند آن با تغییر فاصله صفحات بوده اما شیب آن برابر نیست.

Numerical investigation on the effect of fluid flow between the impeller and the casing on disk friction for a centrifugal pump

Mohammad Amin Dehghani, Amir Farhad Najafi*, Seyed Ahmad Nourbakhsh, Hossein Shokoohmand

School of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran
*P.O.B. 11365-4563, Tehran, Iran, afnajafi@ut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 28 December 2015
Accepted 02 March 2016
Available Online 16 April 2016

Keywords:
Centrifugal pump
Hub side chamber
Disk friction
CFD
Turbomachinery

ABSTRACT

Pumps consume about 20% of whole electricity power in the world. Centrifugal pump is one of the most common pumps that works by the transfer of angular momentum to the fluid. The behavior of such a fluid flow in the side chamber may affect the pump performance. The side chamber is defined by the free space between the fixed (pump casing) and the rotating (pump impeller) parts. Steady, fully 3D computations of the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations using a commercial CFD code are conducted in order to study the flow field in the whole pump including both side chambers. Numerical results are validated by comparison with the existing experiments. The impact of fluid flow in hub and shroud side chambers with the volute is investigated qualitatively by using 2D stream lines. Evaluation of the empirical equations shows that the frictional torque may be decreased more than 10%, by using the proper gap size. Considering this situation, the changes in the flow pattern and the value of power loss resulting from friction in hub and shroud side chamber is studied. It is shown that the variation in friction depends on the initial flow pattern in cavity. Finally, in order to obtain the relationship between the power loss and the flow rate, nondimensional coefficients are derived. These coefficients show that the change in the power loss due to the volumetric flow rate is the same as its change with the gap changing, but their slopes are not equal.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

M. A. Dehghani, A. F. Najafi, S. A. Nourbakhsh, H. Shokoohmand, Numerical investigation of fluid flow between the impeller and the casing on disk friction for a centrifugal pump, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 16, No. 4, pp. 163-174, 2016 (in Persian)

1- مقدمه

پمپ‌های گریز از مرکز یکی از پرکاربردترین تجهیزات صنعتی می‌باشند که در صنایع مختلف ازجمله پالایشگاه‌ها، نیروگاه‌های تولید برق، کشاورزی و همچنین سیستم‌های آب‌رسانی خانگی کاربرد فراوان دارند.

یکی از ملاحظات دارای اهمیت در ساختمان داخلی این دسته از پمپ‌ها، وجود فاصله میان پروانه و پوسته پمپ بوده که موجب ورود سیال پرفشار خروجی از پروانه و همچنین حلزونی به داخل آن می‌شود. این سیال خروجی که تحت عنوان سیال نشتی نیز شناخته می‌شود، با نفوذ به حفره‌ی میان پروانه و پوسته می‌تواند باعث افزایش گشتاور اصطکاکی شود.

از این‌رو و به‌منظور شناخت رفتار جریان سیال حدفاصل پروانه و پوسته، مدل‌سازی سیال حدفاصل صفحه دوار و ثابت به‌عنوان یک نمونه ساده برای بررسی پارامترهای مهم و اثرگذار موردتوجه بوده است.

بررسی اولیه تحلیل سیال روی صفحه دوار از سال 1921 توسط فون کارمن [1] آغاز گردید، اما مطالعه آنچه در این تحقیق موردنظر می‌باشد، یعنی جریان سیال بین دو صفحه از سال 1935 توسط شولتز و همکاران [2] شروع شد.

یکی از کامل‌ترین تحقیقات پایه‌ای در این زمینه که به‌صورت آزمایشگاهی انجام‌گرفته است، فعالیت دیلی و همکاران [3] می‌باشد. در این تحقیق، الگوی جریان مابین دو صفحه با استفاده از دو پارامتر مؤثر یعنی عدد رینولدز محلی (رابطه 1) و فاصله بی‌بعد (رابطه 2)، به چهار ناحیه مطابق شکل 1 تقسیم‌بندی گردیدند.

$$\mathrm{Re_D} = \frac{\Omega r_2^2}{\nu} \tag{1}$$

$$\mathrm{G} = \frac{e}{r_2} \tag{2}$$

همان‌طور که در شکل 1 ملاحظه می‌شود، با این تعریف، الگوی جریان سیال می‌تواند دارای چهار حالت مختلف باشد.

رینولدز محلی پایین، فاصله بی‌بعد کم

رینولدز محلی پایین، فاصله بی‌بعد زیاد

رینولدز محلی بالا، فاصله بی‌بعد کم

رینولدز محلی بالا، فاصله بی‌بعد زیاد

از شکل 2 که توزیع سرعت دورانی و شعاعی میان دو صفحه ثابت را نشان می‌دهد، کاملا مشخص است که با کاهش فاصله صفحه دوار و ثابت، لایه‌مرزی تشکیل شده بر روی صفحات، می‌توانند با یکدیگر برخورد نمایند. زیلینگ [5] و موهرینگ [6] با در نظر گرفتن یک صفحه‌ی دوار با شعاع

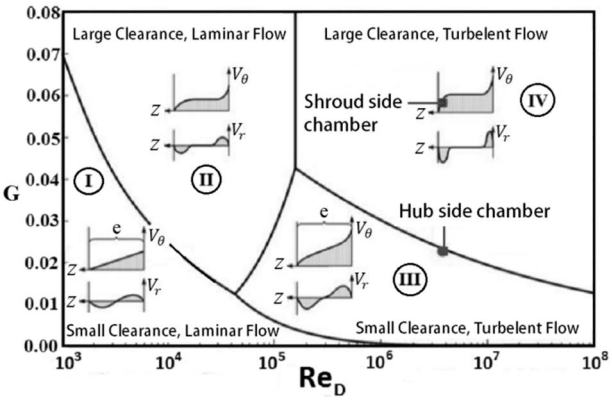

Fig. 1 Different velocity distribution in fluid flow zones between a fixed and a rotating surface[4]

شکل 1 توزیع متفاوت سرعت در نواحی بین یک صفحه‌ی ثابت و دوار [4]

بی‌نهایت، مقدار ضریب بی‌بعد سرعت مماسی:

$$\beta = \frac{V_\theta}{r_2 \times \Omega} \tag{3}$$

را به صورت تحلیلی برابر با 0.5 به دست آوردند. لازم به ذکر است پارامتر مذکور به نوعی بیانگر میزان تنش اصطکاکی روی صفحات بوده که چگونگی تغییرات آن حدفاصل صفحات دوار و ثابت می‌تواند پیش‌بینی مناسبی از رفتار دینامیکی جریان سیال ارائه نماید.

اوون [7] جریان در حفره (شکل 2) را برای جریان آرام و متلاطم به روش تحلیلی بررسی و مقادیر β را به ترتیب برای جریان آرام و متلاطم برابر 0.382 و 0.426 محاسبه نمود، در تحقیق فوق‌الذکر مقدار فاصله بی‌بعد (رابطه2) برابر 0.069 در نظر گرفته‌شده بود.

ازجمله تحقیقات آزمایشگاهی در این زمینه توسط ایتو و همکاران [8] برای جریان متلاطم و آرام به مقادیر 0.42 و 0.31 برای سرعت شعاعی بی‌بعد منجر شد، که مقدار فاصله بی‌بعد (رابطه2) برابر 0.08 لحاظ شده بود. چیه و همکاران [9] برای جریان متلاطم به مقدار 0.35 برای ضریب β رسیدند.

اندرسون و همکاران [10] با استفاده از روش عددی و استفاده از مدل توربولانسی LES[1] ، جریان سیال متلاطم در حفره را حل نمودند. در این تحقیق برای مقدار فاصله بی‌بعد صفحات (رابطه2) برابر با 0.1، ضریب بی‌بعد سرعت مماسی برابر 0.4 به دست آمده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود مقادیر به‌دست‌آمده برای سرعت مماسی بی‌بعد، در هر روش به مقدار 0.5 به‌دست‌آمده از مراجع [5, 6] نزدیک است.

در مورد آنچه سالیان اخیر در زمینه شناخت رفتار جریان سیال مابین صفحه ثابت و دوار در یک حفره موردتحقیق و بررسی قرارگرفته، می‌توان به پژوهش‌های تولیسکا و همکارانش [11, 12] نیز اشاره داشت که از تحقیقات جدید در این زمینه بوده و در آن جریان میان صفحات ثابت و دوار، به‌صورت غیر هم‌دما و برای یکی از مدل‌های توربولانس (LES) مورد تحلیل و بررسی قرارگرفته است.

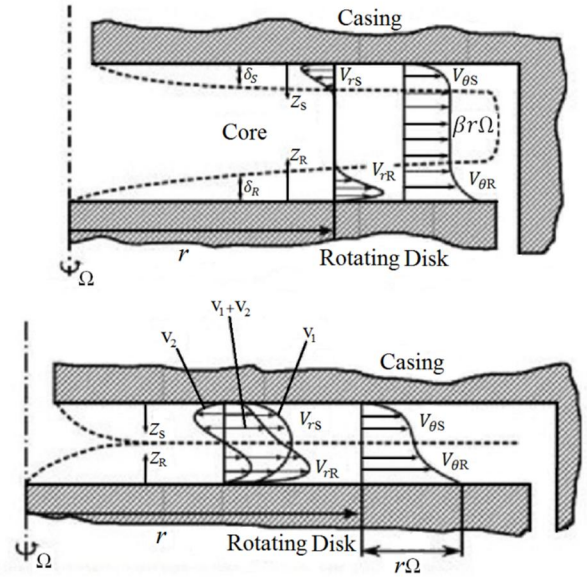

Fig. 2 Distribution of the boundary layer between a fixed and rotating surface[4]

شکل 2 توزیع لایه‌مرزی بین یک صفحه‌ی ثابت و یک صفحه‌ی دوار[4]

[1] Large Eddy Simulation

یکی از کامل‌ترین فعالیت‌های صورت گرفته در مورد پمپ‌های گریز از مرکز تحقیقات ویل [4] می‌باشد که جریان بین دو صفحه را برای حالات مختلفی ازجمله صفحات دوار بسته، جریان ورودی به سمت مرکز (از حلزونی به سمت محور پمپ)، جریان ورودی گریز از مرکز (از محور پمپ به سمت حلزونی)، مورد بررسی قرار داده است. لازم به ذکر است که در اکثر فعالیت‌های مورداشاره، تحقیقات صورت گرفته صرفا بر روی جریان سیال موجود حدفاصل صفحات دوار و ثابت، مستقل از دستگاه مورد نظر بوده، اما در کار ویل [4] این رفتار جریان برای هندسه‌ای همراه با جزئیات در پمپ و کمپرسور مدل‌سازی شده است.

با ارائه این مقدمه، انتظار اینکه پارامترهای متعددی در چگونگی رفتار جریان برای چنین فیزیکی موثر واقع شده و بر میزان تلفات نیز اثر گذار باشند، منطقی می‌نماید. در این خصوص می‌توان به تحقیق نمدیلی و همکاران [13] برای مطالعه اثر فاصله میان پروانه و پوسته پمپ، زبری سطوح و پهنای حلزونی و همچنین تحلیل عددی صورت گرفته توسط دقیق‌شیرازی و همکاران [14] به منظور بررسی تغییرات فاصله میان پروانه و پوسته پمپ بر میزان تلفات یک پمپ سانتریفیوژ اشاره داشت.

اما لی و همکاران [15] در تحلیل عددی جامعی، به بررسی فاصله میان پروانه و پوسته پمپ پرداخته‌اند. نتایج بدست آمده نشان داد که حتی تغییر کوچکی در این فاصله، باعث تغییر عملکرد پمپ خواهد شد. افزایش این فاصله باعث کاهش راندمان هیدرولیکی و ارتفاع تولیدی پمپ و تنها تغییر جزئی در توان محور دوار می‌شود. نتایج در این تحقیق همچنین نشان دادند که تغییر فاصله باعث تداخل جریان اصلی با جریان موجود در فضای میان پروانه و پوسته می‌گردد.

هدف از انجام این تحقیق مطالعه جریان سیال در فضای حفره‌ها، به‌منظور شناخت تأثیر رفتار جریان سیال با فرض یک فاصله مشخص میان پروانه و پوسته پمپ در دبی‌های مختلف با هدف پیش‌بینی میزان تلفات می‌باشد. از این‌رو با انجام تحلیل عددی برای یک پمپ مشخص و مقایسه نتایج با داده‌های آزمایشگاهی موجود [4]، به بررسی تغییرات دبی بر میزان تلفات هیدرولیک ناشی از سیال میان پروانه و پوسته یک پمپ پرداخته می‌شود. در این مسیر همچنین تلاش شده تا با تعریف پارامترهای بدون بعد مناسب و استفاده از نتایج تجربی موجود، فیزیک جریان به صورت مبسوطی مورد بررسی و توجه قرار گیرد.

2- شرح مسئله

برای مشخص شدن دقیق محدوده کاربرد این مسئله، شکل 3 به‌صورت شماتیک قرار داده‌شده است. هندسه این حفره بر نحوه‌ی توزیع سرعت سیال و درنتیجه توزیع فشار موجود در این بخش نیز اثرگذار بوده که این خود می‌تواند باعث تولید نیروی محوری قابل‌توجهی، البته در بعضی از انواع پمپ‌ها گردد [4].

طبق آنچه در مورد تقسیم‌بندی جریان سیال در حفره‌ها گفته شد، جریان سیال در پمپ مورد بررسی در این تحقیق با توجه به ابعاد پمپ، عدد رینولدز محلی (رابطه 1) و فاصله بی‌بعد صفحات (رابطه 2) محاسبه گردید. بر این اساس و مطابق شکل 1 مشخص شد که الگوی جریان سیال در حفره سمت ریشه و نوک ، به ترتیب در ناحیه سه و ناحیه چهار قرار داشته که در بخش هندسه به‌صورت دقیق ابعاد آن بیان‌شده است.

با تعریف ضریب اصطکاک به‌صورت رابطه ذیل:

$$C_M = \frac{2 \times T}{\frac{1}{2}\rho\Omega^2 r^5} \quad (4)$$

مقادیر تجربی آن توسط دیلی و همکاران [3] برای نواحی چهارگانه شکل 1 به‌صورت ذیل بیان گردید.

(5) رژیم جریان یک $C_M = 2\pi\, G^{-1} Re_D^{-1}$

(6) رژیم جریان دو $C_M = 3.7\, G^{\frac{1}{10}} Re_D^{\frac{-1}{2}}$

(7) رژیم جریان سه $C_M = 0.08\, G^{\frac{-1}{6}} Re_D^{\frac{-1}{4}}$

(8) رژیم جریان چهار $C_M = 0.102\, G^{\frac{1}{10}} Re_D^{\frac{-1}{5}}$

در مورد توربوپمپ‌ها با بهره‌گیری از رابطه (9) مشخص است که می‌توان با شناخت این جریان در حفره پشت و جلوی پروانه پمپ، موجبات افزایش بازده آن‌را فراهم نمود. متذکر می‌شود که در رابطه (9) ترم η_{sidecham} تلفات ناشی از اصطکاک صفحه ثابت و دوار با جریان سیال موجود در حفره‌ها را شامل می‌شود.

$$\eta = \eta_{\text{vol}} \cdot \eta_{\text{sidecha}} \cdot \eta_{\text{mech}} \cdot \eta_{\text{hydro}} \quad (9)$$

3- تحلیل عددی

3-1- هندسه

اطلاعات پمپی که مورد تحلیل عددی قرارگرفته در جداول 1 تا 5 و شکل 4 به‌صورت کامل گزارش شده است. ابعاد پمپ و شرایط عملکرد آن با هندسه مرجع [4] مطابقت دارد. جریان در داخل پمپ به‌صورت کامل مورد بررسی عددی قرارگرفته که در نرم‌افزار تمام قسمت‌ها شامل ورودی، پروانه، حلزونی و حفره‌ها تولید، شبکه‌بندی و حل‌شده است.

به‌منظور افزایش دقت در برآورد جریان ورودی به چشمه پمپ، از یک لوله بلند در ورودی آن استفاده شده تا توزیع سرعت ناشی از اثرات دوران پروانه در بالادست جریان دیده شود. همچنین با قرار دادن لوله‌ی خروجی پس از حلزونی به جریان فرصت داده‌شده تا در حالت یکنواخت خارج شود.

تولید هندسه بخش‌های مختلف پمپ شامل لوله‌ی ورودی، پروانه، کاهنده[1]، حفره سمت ریشه، حفره سمت نوک و حلزونی در نرم‌افزار سی اف توربو[2] انجام شده است (شکل 4).

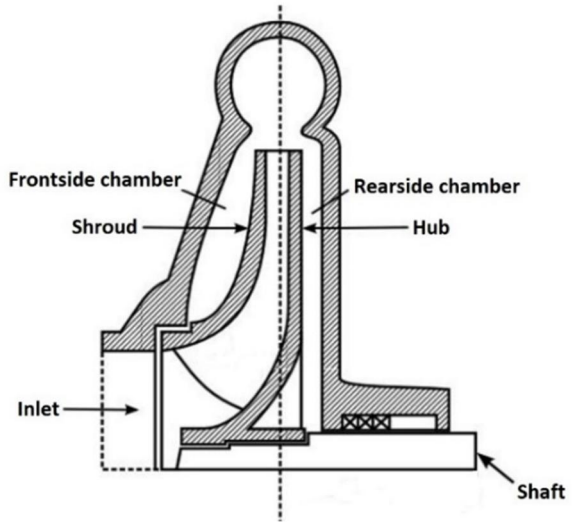

Fig. 3 Schematic of a pump impeller (Rotor) and casing (Stator)

شکل 3 تصویر شماتیک از پروانه (صفحه دوار) و پوسته (صفحه ثابت) در پمپ

[1] Diffuser
[2] CF Turbo

3-2- معادلات حاکم و شرایط مرزی

در حل جریان سیال از آب به‌عنوان سیال محاسباتی استفاده شده و چون انتقال حرارت مورد بررسی نبوده لذا معادله انرژی جز معادلات حاکم بر مسئله در نظر گرفته نشده است. از آنجا که مسیر و همچنین الگوی جریان سیال در داخل پمپ دارای انحنا و چرخش می‌باشد، برای مدل‌سازی جریان مغشوش از روش RNG $K-\varepsilon$ استفاده شده است [16].

معادله پیوستگی برای سیالات تراکم ناپذیر:

$$(\vec{\nabla}\cdot\vec{V})=0 \tag{10}$$

معادله مومنتوم:

$$\rho\frac{DV}{Dt}=\rho f-\nabla P+\mu\nabla^2 V \tag{11}$$

که در آن V بردار سرعت، P بیانگر فشار، f نیروهای حجمی و μ ویسکوزیته می‌باشد.

جدول 1 اطلاعات ابعادی پروانه

Table 1 Impeller geometry

عنوان	نماد	مقدار
تعداد پره	Z	7
عرض پروانه در خروج	b_2	14 میلی‌متر
شعاع پروانه در خروج	r_2	130 میلی‌متر

جدول 2 اطلاعات ابعادی حلزونی پمپ

Table 2 Volute geometry

عنوان	مقدار (mm)
شعاع دایره مبنا	140
عرض حلزونی در شعاع مبنا	25
قطر مقطع حلزونی	64
شکل مقطع حلزونی	دایره‌ای[1]
نوع مقطع	متقارن[2]

جدول 3 اطلاعات ابعادی حفره بین پروانه و پوسته

Table 3 Cavities geometry

عنوان	فاصله بی‌بعد حفره (G)	مقدار (mm)
حفره سمت نوک	0.058	7.57
حفره سمت ریشه	0.023	3

جدول 4 اطلاعات نقطه عملکرد پمپ

Table 4 Operating condition

دبی سیال	80 مترمکعب بر ساعت
سرعت زاویه‌ای محور گردان	1450 دور بر دقیقه

جدول 5 لیست محل تماس قسمت‌های مختلف در حل عددی

Table 5 List of interfaces in different parts of the numerical solution

شماره محل تماس[3]	ناحیه اول	ناحیه دوم
1	لوله ورودی	پروانه
2	حفره جلو (نوک)	کاهنده
3	پروانه	کاهنده
4	حفره عقب (ریشه)	کاهنده
5	کاهنده	حلزونی

[1] Circle
[2] Symmetric
[3] Interface Number

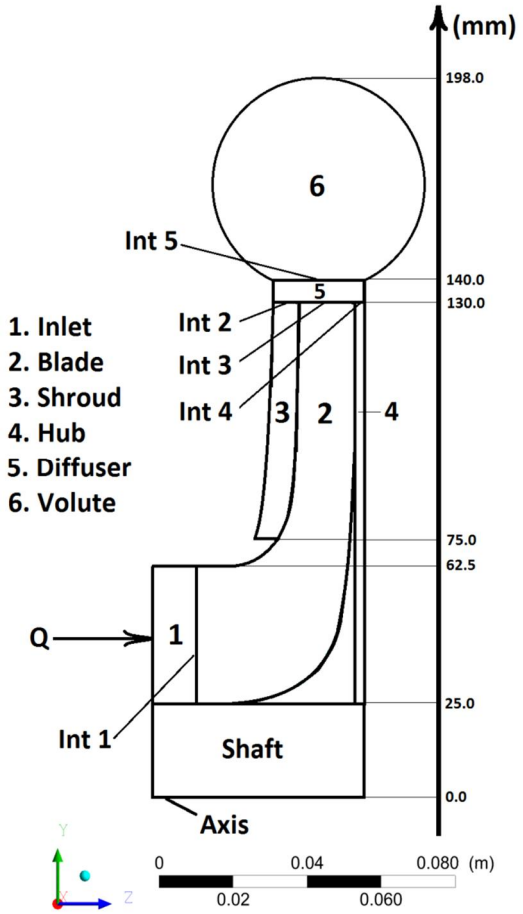

Fig. 4 Geometry dimensions and location of interfaces

شکل 4 اطلاعات ابعادی هندسه و مکان صفحات تماس

در تحلیل حاضر بخش‌های مختلف هندسه پمپ توسط صفحات تماس[4] در بخش ورک بنچ انسیس[5] به یکدیگر متصل شده‌اند. در خروجی مجموعه پمپ (لوله متصل به خروجی حلزونی) از شرط فشار استاتیک برابر 30 متر آب و در ورودی، از شرط سرعت ورودی[6] استفاده شده است. همچنین در این تحقیق از پنج دبی مختلف برای حل استفاده‌شده است که شامل موارد اشاره‌شده در جدول 6 است.

3-3- شبکه بندی و تحلیل عددی

محاسبات عددی در آزمایشگاه توربوماشین دانشگاه تهران توسط رایانه‌ای با 24 هسته، حافظه با دسترسی تصادفی[7] برابر 16 گیگابایت و پردازنده 2.93 گیگاهرتز زئون اینتل[8] انجام شده است.

شبکه‌بندی پروانه و سیال مرتبط با آن با نرم‌افزار انسیس توربوگرید[9] و کاهنده، حلزونی، لوله ورودی و حفره‌های سمت ریشه و نوک توسط انسیس مش[10] صورت گرفته است. شبکه‌بندی به صورتی انجام‌شده که المان‌های محاسباتی نزدیک به دیواره‌ها کوچک‌تر شده است به‌نحوی‌که مقدار y^+ روی دیواره‌ها کوچک‌تر از 30 باشد [17]. به این دلیل تراکم تعداد شبکه در نزدیکی دیواره‌ها بالا در نظر گرفته شده تا توزیع سرعت در این نواحی که

[4] Interfaces
[5] ANSYS Workbench
[6] Velocity Inlet
[7] RAM
[8] Intel® Xeon® CPU
[9] ANSYS TURBO-GRID
[10] ANSYS MESH

تغییرات آن زیاد می‌باشد، به‌صورت صحیح محاسبه گردد. شکل 5 تراکم زیاد شبکه‌ها نزدیک به دیواره را نشان می‌دهد.

برای خاتمه فرآیند تکرار در محاسبات عددی، از دو معیار کنترلی استفاده شده است. کاهش خطای باقیمانده[1] هریک از معادلات تا کمتر از 10^{-5} و ثابت ماندن مقدار ارتفاع خالص پمپ در بیش از 50 تکرار آخر در هریک از مراحل حل، مورد توجه بوده است.

برای اطمینان از عدم وابستگی جواب‌های عددی به تعداد شبکه، توزیع سرعت مماسی جریان سیال در حفره سمت ریشه برای تعداد مختلفی از شبکه در شکل 6 دیده می‌شود که نشان‌دهنده‌ی اختلاف اندک میان پیش‌بینی سرعت مماسی در تعداد شبکه‌بندی‌های 2.3 و 3.3 میلیون می‌باشد. با توجه به توزیع مناسب‌تر سرعت حاصل از شبکه‌بندی 3.3 میلیون (شکستگی نمودار در تعداد شبکه‌بندی با 2.3 میلیون شبکه مشهود است)، برای تحلیل عددی استفاده شده است. از آنجا که افزایش تعداد شبکه‌بندی اثری جز افزایش هزینه محاسباتی نداشته و لذا از رسم توزیع سرعت برای تعداد 5.1 میلیون شبکه‌بندی که پروفیلی مانند تعداد 3.3 میلیون شبکه داشت، جهت وضوح بیشتر شکل 6 خودداری شده است. جدول 7 تعداد شبکه‌بندی مربوط به هر قسمت پمپ را به صورت دقیق نشان می‌دهد.

4- نتایج

4-1- ارتفاع تولیدی و اعتبار سنجی حل

مقدار ارتفاع تولیدی پمپ از اختلاف فشار کل در ورودی و خروجی به دست می‌آید که با تقسیم شدن بر وزن مخصوص آب، برحسب متر بیان می‌شود.

$$H = \frac{P_{0,\mathrm{Out}} - P_{0,\mathrm{In}}}{\rho g} \tag{12}$$

در این قسمت به‌منظور اطمینان از صحت حل عددی حاضر، نتایج به‌دست‌آمده با نتایج عددی و آزمایشگاهی ویل [4] مقایسه شده است که

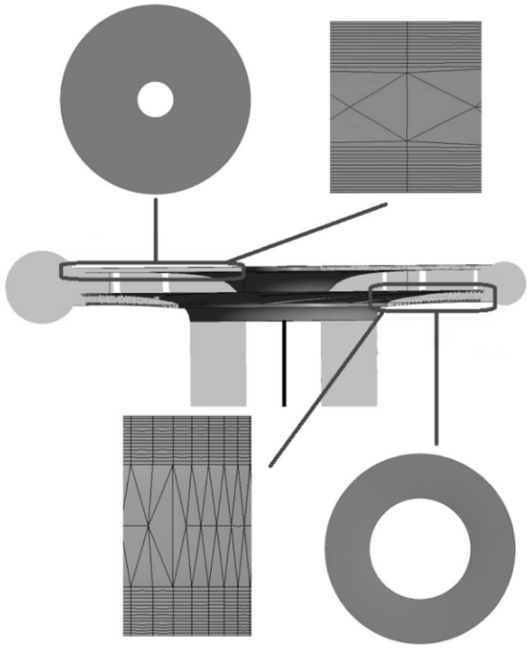

Fig. 5 Cross section and mesh (up: hub side chamber, down: shroud side chamber)

شکل 5 سطح مقطع و شبکه‌بندی (بالا: حفره سمت ریشه؛ پایین: حفره سمت نوک)

[1] Residual Error

جدول 6 دبی‌های مختلف برای محاسبات عددی

Table 6 Different volumetric flow rates for CFD

نوع	مقدار دبی (مترمکعب بر ساعت)	درصد دبی نسبت به دبی بهینه
1	64	80
2	72	90
3	80	100
4	88	110
5	96	120

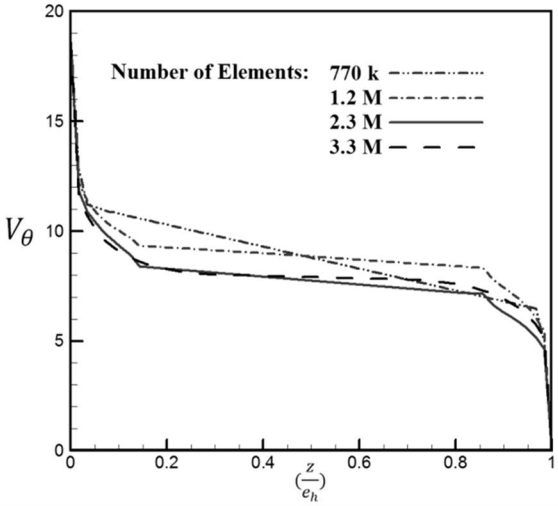

Fig. 6 The tangential velocities in the hub side chamber for different number of mesh elements.

شکل 6 سرعت مماسی در حفره سمت ریشه برای تعداد شبکه‌بندی مختلف

جدول 7 تعداد شبکه محاسباتی در هر ناحیه محاسباتی

Table 7 Computational elements number in each computing area

ناحیه محاسباتی	تعداد شبکه
پروانه	653800
حفره سمت ریشه	902073
لوله ورودی	337773
حفره سمت نوک	400425
کاهنده	450601
حلزونی	518422
مجموع	3263094

خلاصه آن در جدول 8 آمده است. همانگونه که ملاحظه می‌شود، نتایج به‌دست‌آمده به نتایج عددی و آزمایشگاهی مرجع [4] بسیار نزدیک بوده و اختلاف کمی تا نقطه مورد نظر در طراحی اولیه پمپ دارد. با توجه به‌دقت مناسب جواب‌های حاصله، می‌توان از نتایج تحلیل عددی برای بررسی جریان در حفره‌ی میان پروانه و پوسته پمپ استفاده نمود.

برای پمپی با شرایط کارکرد مشخص‌شده در جدول 1 تا 5، عدد رینولدز محلی (رابطه 1) برای نواحی میان چرخ و پوسته مقداری یکسان و برابر 2.57×10^6 دارد. اما مقادیر متفاوت G که طبق جدول 3 برای حفره سمت ریشه و نوک به ترتیب 0.023 و 0.058 می‌باشد، پروفیل سرعت حفره سمت ریشه را در ناحیه سه و سمت نوک را در ناحیه چهار (شکل 1) می‌دهد. توجه شود که هر دو حفره در ناحیه جریان متلاطم قرار دارند.

شکل 7 نشان می‌دهد حل حاضر در شعاع‌های مختلف نسبتا با نتایج آزمایشگاهی با دقتی مناسب هم‌خوانی دارد. همان‌طور که مشخص است این

تطابق در نقاط میانی بیشتر می‌باشد. در نواحی نزدیک به دو دیواره، علیرغم تعداد زیاد شبکه‌بندی در لایه‌مرزی، با توجه به غیر همگن بودن خواص جریان مغشوش، مدل توربولانسی در پیش‌بینی دقیق جریان سیال ناتوان است [16]. در این شکل، پارامتر $\left(\frac{z}{e_h}\right)$ بیانگر فاصله بی‌بعد از صفحه سمت ریشه پره می‌باشد؛ به صورتی که هرچه این مقدار افزایش می‌یابد از صفحه‌ی سمت ریشه به سمت پوسته[1] رفته که نتیجه آن کاهش سرعت سیال شده است تا جایی که روی پوسته پمپ سرعت محیطی به دلیل شرط عدم لغزش روی دیواره به صفر رسیده است.

منطقا با توجه به ارتباط توزیع سرعت در شکل 7 (حدفاصل میان صفحه دوار تا صفحه ثابت) با میزان تنش برشی بر روی صفحات که گشتاور اصطکاکی را به وجود می‌آورد، بازده پمپ می‌تواند (رابطه 8) ناشی از چگونگی این توزیع سرعت تحت تأثیر قرار گیرد [4].

مطابق شکل 1 و 2، تغییر در فاصله بین صفحات موجب تغییر در فرم پروفیل سرعت در این ناحیه می‌شود. کاهش این فاصله موجب برخورد لایه‌های مرزی شده و یا افزایش آن بیش از مقداری مشخص، می‌تواند موجب تشکیل یک ناحیه بین لایه‌های مرزی شود. تشکیل ناحیه‌ای از سیال که با سرعتی کمتر از سرعت پروانه و در همان جهت دوران می‌نماید.

این ناحیه که هسته مرکزی[2] نامیده می شود موجب افزایش اصطکاک در حفره‌ها می‌شود. ازاین‌رو در بخش بعدی تأثیر تغییر در فاصله صفحات بر الگوی جریان در حفره‌ها بررسی خواهد شد.

کوروکاوا و همکاران [18-21] با حل تحلیلی جریان مابین صفحه ثابت و دوار، چندین رابطه ارائه داده‌اند که خلاصه حل وی به همراه حل ویل [4] در **شکل** 8، با حل حاضر مقایسه شده است که در آن p^* به‌صورت زیر تعریف می‌شود.

$$P^* = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho\Omega^2 r_2^2} \tag{13}$$

همان‌طور که در شکل 8 ملاحظه می‌شود، هرچند روابط حاصل از حل تحلیلی کوروکاوا و همکاران [18-21] در برخی فواصل شعاعی به نتایج آزمایشگاهی نزدیک می‌باشد، اما در پیش‌بینی روند تغییرات فشار بی‌بعد موفق نبوده است. نتایج حل عددی حاضر با دقت مناسبی توانسته است روند تغییرات فشار بی‌بعد (گرادیان فشار) را پیش‌بینی کند.

4-2- بررسی کیفی تأثیر جریان سیال موجود در حفره‌ها روی سایر اجزای پمپ

در این قسمت سعی شده است تا با استفاده از کیفیت خطوط جریان، رفتار سیال در حفره‌ها موردبررسی قرار گیرد. در شکل 9 سیال در لایه‌مرزی تشکیل‌شده روی صفحه دوار[3] به سمت بیرون حفره یا همان حلزونی؛ ناشی از

جدول 8 مقایسه حل عددی حاضر با مقادیر آزمایشگاهی ارتفاع تولیدی پمپ

Table 8 Comparison of the numerical solution (CFD) and the experimental data for the head of pump.

نتایج مختلف برای ارتفاع تولیدی پمپ	مقدار (متر آب)
نتایج آزمایشگاهی [4]	18.74
حل عددی [4]	19.00
حل عددی حاضر	19.07
ارتفاع موردنظر در طراحی	20.00

[1] Casing
[2] Core Rotation
[3] Rotor

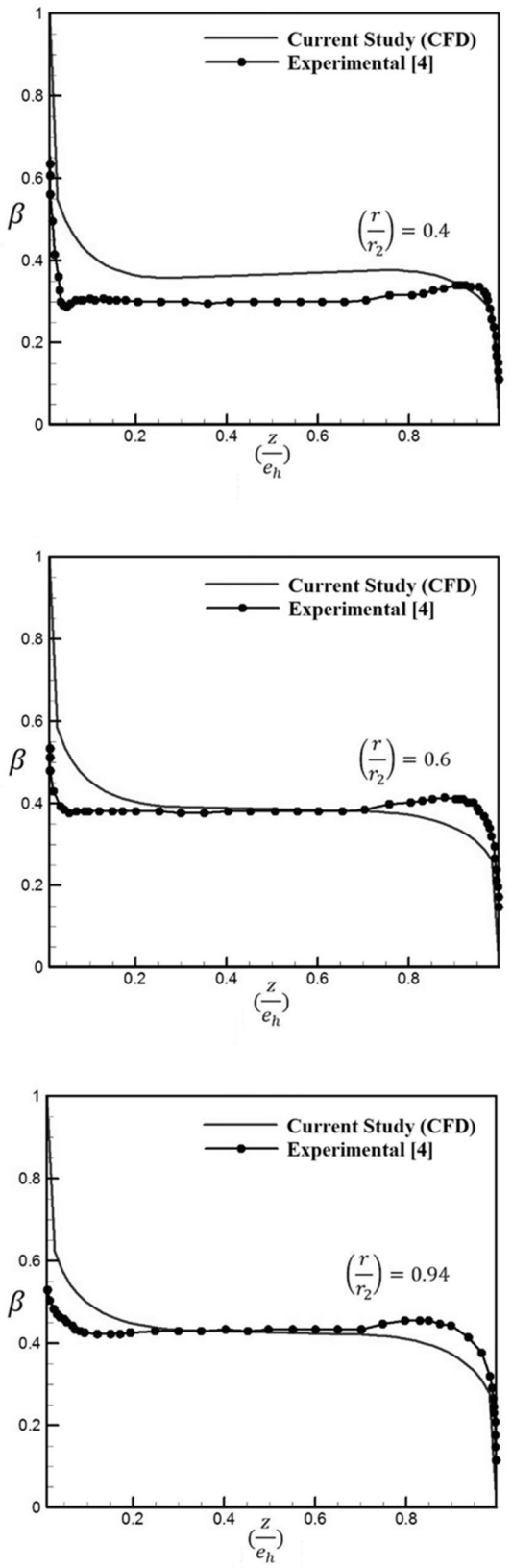

Fig. 7 Dimensionless tangential velocity profiles in hub side chamber (rotor to stator) and its comparison with experimental results in three different distances from the rotation axis of the pump

شکل 7 پروفیل بی‌بعد سرعت مماسی در حفره سمت ریشه از صفحه دوار تا صفحه ثابت و مقایسه آن با نتایج آزمایشگاهی در سه فاصله مختلف از محور دوران پمپ

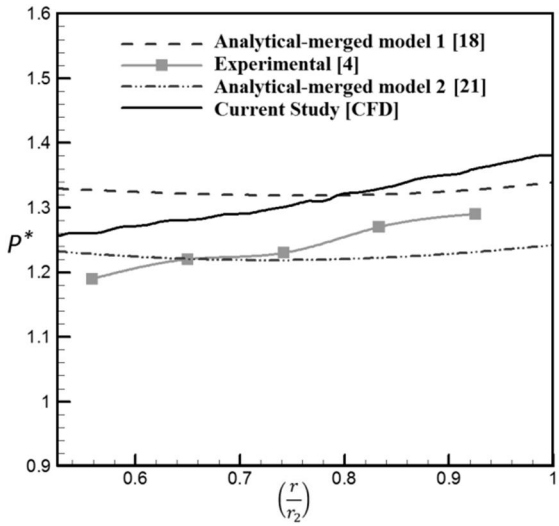

Fig. 8 Comparison of the radial pressure variation among the current study, experimental values and analytical equations

شکل 8 مقایسه تغییرات فشار در راستای شعاعی بین حل حاضر، نتایج آزمایشگاهی و حل تحلیلی

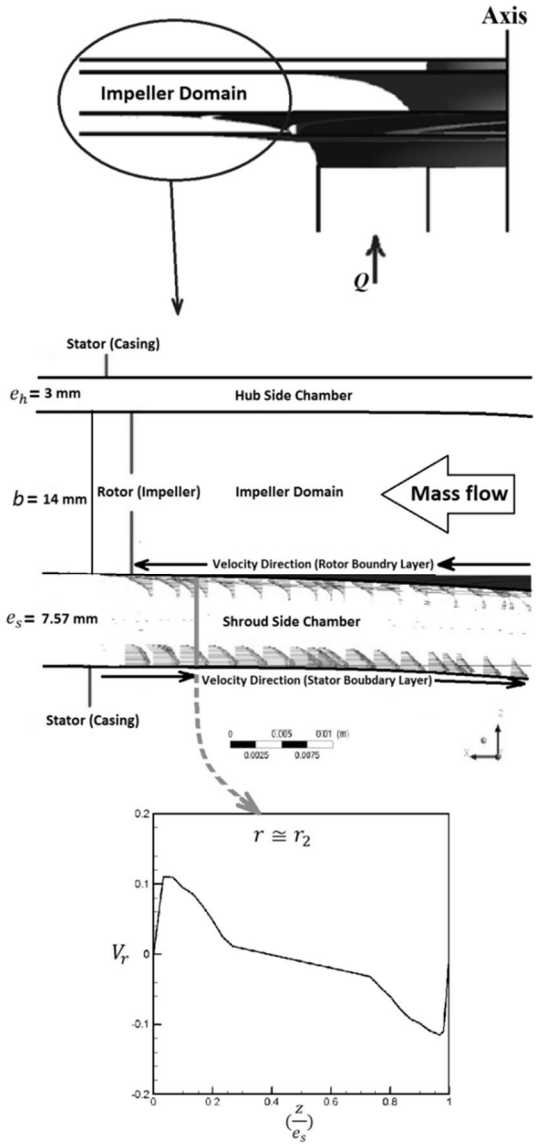

Fig. 9 Velocity direction in boundary layer at shroud side chamber

شکل 9 جهت سرعت در لایه‌مرزی در حفره سمت نوک

سرعت دورانی پرتاب می‌شود. اما در لایه‌مرزی تشکیل‌شده روی صفحه ثابت[1] سیال به سمت داخل حرکت می‌کند.

در نواحی نزدیک به خروجی پروانه، نمودار سرعت شعاعی برای حفره سمت نوک رسم شده است. الگوی جریان در حفره سمت ریشه به حفره سمت نوک شباهت دارد. به این صورت که جریان سیال روی صفحه دوار به‌صورت شعاعی به سمت خارج (به سمت حلزونی) و روی صفحه ثابت شعاعی به سمت داخل (به سمت محور پمپ) است.

تأثیر سیال موجود در حفره‌ها روی سایر اجزای پمپ ازنقطه‌نظر تغییر الگوی اصلی جریان سیال موردتوجه است. در شکل 10 تأثیر ورود و خروج سیال موجود در حفره سمت نوک روی جریان سیال موجود در کاهنده[2] و حلزونی[3] قابل‌مشاهده است.

همان‌طور که در شکل 10 دیده می‌شود، این سیال پرسرعت تشکیل‌شده در لایه‌مرزی صفحه دوار پس از خروج از حفره، ایجاد گرداب در جریان سیال موجود در حلزونی را شدت بخشیده و باعث به وجود آمدن تلفات اندازه حرکت و کاهش بازده می‌شود. در شکل 11 سعی شده است که با رسم خطوط جریان دوبعدی در حفره سمت نوک کیفیت حرکت سیال مورد بررسی قرار گیرد.

تصویر دوبعدی خطوط جریان در شکل 11، مسیر حرکت سیال را نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، سیال از نواحی نزدیک به دیواره ثابت با تغییر جهت حرکت، به سمت صفحه دوار رفته و از حفره خارج می‌گردد.

علی‌رغم آنچه که در خطوط جریان دوبعدی در شکل 11 دیده می‌شود، باید توجه داشت که سیال پس از پیمودن مسیری بسیار طولانی‌تر از عرض حفره e_s که حدود چند میلی‌متر است، از سمت دیواره ثابت به سمت مقابل خود خواهد رسید. برای درک بهتر این موضوع بهتر است از خطوط جریان سه‌بعدی کمک گرفته شود. شکل 12 نشان می‌دهد سیال موجود در حفره در مسیری حلزونی[4] شکل، برای رسیدن از نزدیک به صفحه ثابت تا لایه‌ی

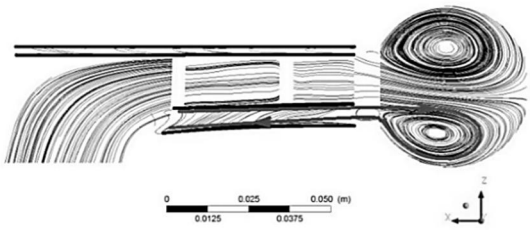

Fig. 10 Impact of the boundary layers flow in the shroud side chamber on the volute fluid pattern and vortex production

شکل 10 تأثیر جریان در حفره‌ها روی جریان در حلزونی و تولید گردابه‌ها در ناحیه حلزونی

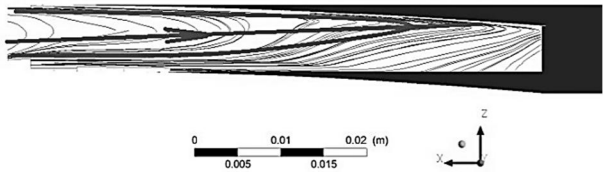

Fig. 11 Shroud surface stream line (Meridional view)

شکل 11 خطوط جریان دوبعدی حفره سمت نوک (نمای نصف‌النهاری)

[1] Diffuser
[2] Stator
[3] Volute
[4] Spiral

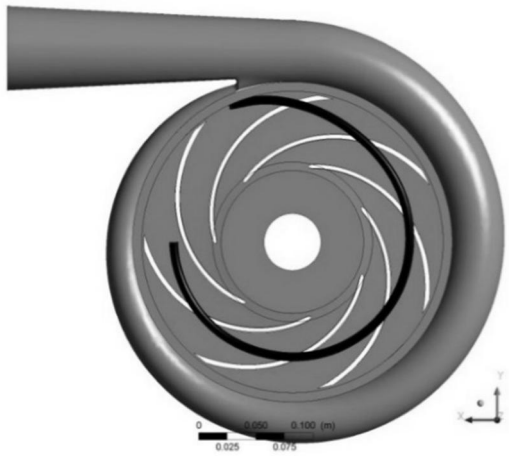

Fig. 12 Shroud 3D stream line

شکل 12 خط جریان سه‌بعدی در حفره سمت نوک

مرزی صفحه دوار مسیری حدود چند صد میلی‌متر را در حفره سمت نوک طی نموده که این حرکت، اثری جز اتلاف انرژی در مجموعه ندارد.

4-3- تعیین سهم اصطکاک صفحه‌ای[1] در کاهش بازده پمپ

اگر هدف، کاهش گشتاور اصطکاکی وارد بر صفحه سمت ریشه و صفحه سمت نوک باشد، برای یک پمپ خاص با کاربری مشخص، چگالی سیال، سرعت دورانی پمپ و اندازه پروانه غالبا ثابت است. درواقع مخرج کسر برای ضریب گشتاور اصطکاکی که در رابطه (4) تعریف شد مقداری ثابت خواهد بود. از این‌رو تنها پارامتر مؤثر C_M بوده که آن نیز به مقدار G برای هر هندسه، بستگی دارد.

برای هرکدام از این نواحی، ضریب اصطکاک C_M با توجه به رینولدز محلی و فاصله بی‌بعد صفحات به‌صورت تجربی محاسبه‌شده است که نتایج تجربی آن در شکل 13 قابل‌رؤیت است.

همان‌طور که در نمودار شکل 13 ملاحظه می‌شود، در حرکت از ناحیه اول به سمت ناحیه چهارم همواره ضریب اصطکاک کوچک می‌شود. تنش اصطکاکی در ناحیه آرام، بزرگ‌تر از ناحیه متلاطم[2] بوده، از این‌رو همواره سعی می‌شود جریان سریع‌تر متلاطم شده تا اصطکاک کاهش یابد. شکل 13 علی‌رغم اینکه نشان می‌دهد که در حالت کلی با افزایش عدد رینولدز محلی ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد، اما مشخص نمی‌نماید که در یک رینولدز ثابت، چگونه ضریب اصطکاک با تغییر در فاصله صفحات[3] تغییر می‌نماید.

ازآنجایی‌که معمولا پمپ‌ها با دور ثابت کار می‌کنند و یا قطر پروانه به‌سادگی قابل‌تغییر نیست، عدد رینولدز محلی برای یک سیال مشخص همچون آب، ثابت خواهد بود. در این حالت استفاده از شکل 13 کمکی به پیش‌بینی فاصله‌ای مناسب برای کاهش ضریب اصطکاک نمی‌کند، چرا که شکل 13 برای یک فاصله بی‌بعد G مشخص رسم شده است. برای نشان‌دادن تغییرات گشتاور اصطکاکی نسبت به تغییر فاصله صفحات ثابت و دوار بهتر است از روابط تجربی استفاده شود.

طبق روابط (5) تا (8)، توان منفی عدد رینولدز برای هر چهار ناحیه وجود دارد که نشان می‌دهد که در هر حالتی افزایش عدد رینولدز موجب کاهش ضریب اصطکاک می‌شود. برای کاهش اصطکاک ابتدا باید عدد رینولدز از مقدار تقریبی 10^5 بزرگ‌تر فرض شود که در بسیاری از پمپ‌های صنعتی این مقدار وجود دارد. آنچه باید موردتوجه قرار بگیرد این است که روند تغییرات در ناحیه سه و چهار با تغییرات در فاصله صفحات (e) به چه صورت است.

با فرض ثابت بودن اندازه پمپ، سیال و سرعت دورانی پمپ، معادله ضریب اصطکاکی برای ناحیه سوم و چهارم خلاصه می‌شود که در آن A_3 و A_4 ضرایب ثابت هستند.

$$C_M = A_3 \times e^{\frac{-1}{6}} \quad (14)$$

$$C_M = A_4 \times e^{\frac{1}{10}} \quad (15)$$

همان‌طور که از روابط (14) و (15) مشخص است، برای فرضیات مذکور، ضریب اصطکاکی C_M ، تنها تابع فاصله صفحه‌ی دوار تا صفحه‌ی ثابت[4] (e) است. از روابط (14) و (15) مشخص است که در ناحیه سوم (شکل 1) با افزایش فاصله صفحات ضریب اصطکاکی C_M کاهش می‌یابد اما در ناحیه چهارم افزایش می‌یابد.

پمپ گریز از مرکز مورد بررسی در این تحقیق، دارای مشخصات فیزیکی و ابعادی مشخصی است که در جدول 1 تا 4 به آن اشاره شد. با قرار دادن این اعداد در رابطه (1) عدد رینولدز محلی[5] به دست می‌آید. در مورد خواص سیال از خواص فیزیکی آب استفاده می‌شود.

با به دست آمدن مقدار 2.57×10^6 برای عدد رینولدز محلی طبق رابطه(1) می‌توان اصطکاک را برحسب فاصله صفحات محاسبه کرد. برای این منظور از ترکیب رابطه (4) و (7) رابطه‌ای برای ناحیه سوم و از ترکیب رابطه (4) و (8) رابطه‌ای برای ناحیه چهارم به دست می‌آید.

$$2 \times T = 0.606883 \times e^{\frac{-1}{6}} \quad \text{(16) ناحیه سوم}$$

$$2 \times T = 2.788651 \times e^{\frac{1}{10}} \quad \text{(17) ناحیه چهارم}$$

از روابط (16) و (17) نتیجه می‌شود که افزایش فاصله صفحات در ناحیه سوم موجب کاهش گشتاور اصطکاکی و در ناحیه چهارم موجب افزایش آن می‌گردد. حال باید بررسی شود که حالت بهینه در چه فاصله‌ای رخ می‌دهد. برای این منظور فواصل مختلف را در معادلات (16) و (17) قرار داده تا میزان گشتاور اصطکاکی محاسبه شود. از شکل 1 مشخص است که حفره سمت ریشه[6] روی مرز ناحیه سوم و چهارم قرار دارد. پس به‌صورت تقریبی فاصله سه میلی‌متر مرز ورود از ناحیه سوم به چهارم است.

رسم گشتاور اصطکاکی حاصل از روابط تجربی برای هندسه مورد تحلیل، در فاصله‌ی متفاوت صفحات در شکل 14 نشان می‌دهد که در دو ناحیه‌ی سه یا چهار، با فاصله گرفتن از نقطه بهینه، گشتاور اصطکاکی افزایش می‌یابد اما شیب تغییرات یکسان نیست. افزایش اصطکاک در ناحیه سه ناشی از برخورد لایه‌های مرزی با یکدیگر بوده، درحالی‌که افزایش اصطکاک در ناحیه چهار ناشی از تشکیل هسته مرکزی[7] سیال دوار می‌باشد که با توجه به دوران بی‌نتیجه سیال حول محور دوار، موجب اتلاف انرژی در پمپ می‌شود. همان‌طور که از شکل 14 مشخص است تغییرات گشتاور اصطکاکی ناشی از برخورد لایه‌مرزی با شیب بیشتری صورت می‌گیرد.

همان‌طور که در بخش هندسه اشاره شد فاصله صفحه ثابت و دوار در حفره سمت ریشه 3 میلی‌متر و در حفره سمت نوک 7.57 میلی‌متر است. با توجه به این فواصل و حل عددی حاضر، مقدار توان اتلافی در دو حفره مشخص می‌گردد. از حل عددی مقدار توان کل پمپ برابر 4856 وات

[1] Disk friction
[2] Turbulent
[3] Gap size
[4] Gap size
[5] Local Reynolds number
[6] Hub side chamber
[7] Core rotation

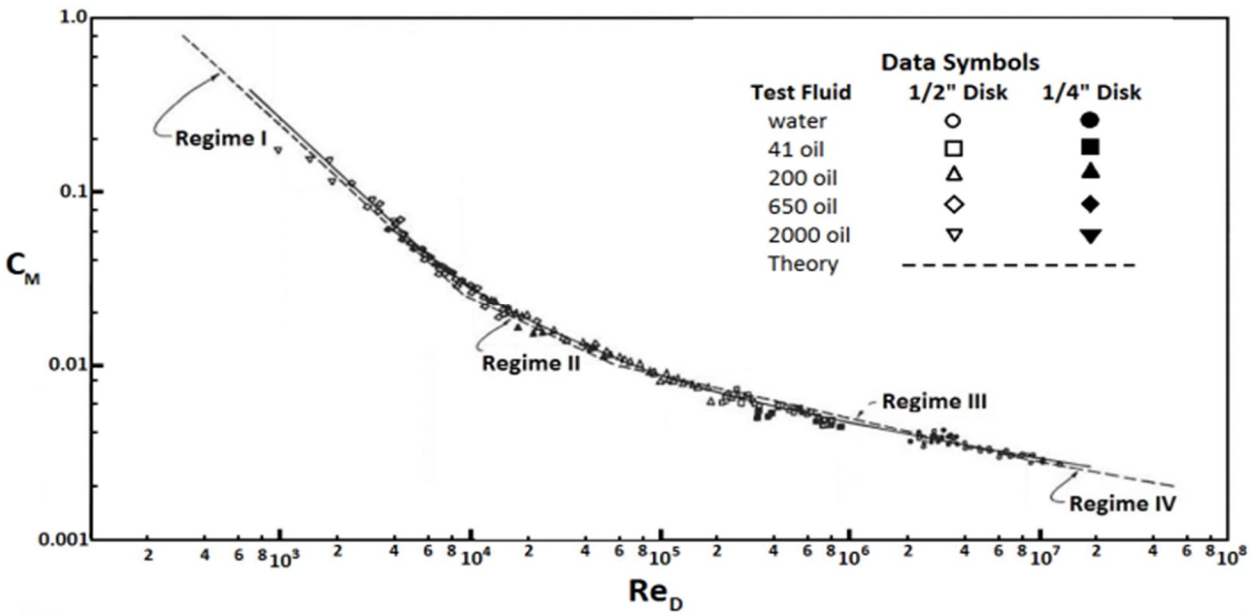

Fig. 13 Experimental values based on the friction coefficient of the local Reynolds [3]

شکل 13 نتایج تجربی ضریب اصطکاکی برحسب رینولدز محلی [3]

محاسبه شده است که با این مقدار سهم هریک از حفره‌ها در کاهش بازده مشخص است(جدول 9).

با توجه به ساختمان پمپ گریز از مرکز بسته، حفره سمت ریشه و نوک وجود خواهد داشت. اما باید طراحی به‌گونه‌ای صورت پذیرد که تلفات در این نواحی به حداقل برسد. از طرفی در بخش بعد اثر تغییرات دبی بر گشتاور اصطکاکی محاسبه شده است.

ترکیب نتایج شکل 14 حاصل از روابط تجربی و نتایج گزارش‌شده در جدول 9 که حاصل تحلیل عددی است، به نتیجه مهمی منجر می‌شود. نمودار شکل 14 نشان می‌دهد که با توجه به حداقل مقدار توان اتلافی (حدود 240 وات)، انتخاب نادرست فاصله صفحات دوار و ثابت، می‌تواند بیش از 10 درصد (در هر یک از نواحی سوم و چهارم) توان اتلافی را افزایش دهد که نتایج جدول 9 نیز نشان می‌دهد که برای هندسه مورد تحلیل، توان اتلافی حدود 10 درصد از توان کل می‌تواند باشد. این نتایج بیانگر اهمیت انتخاب مناسب برای فواصل میان پروانه و پوسته را نشان می‌دهد.

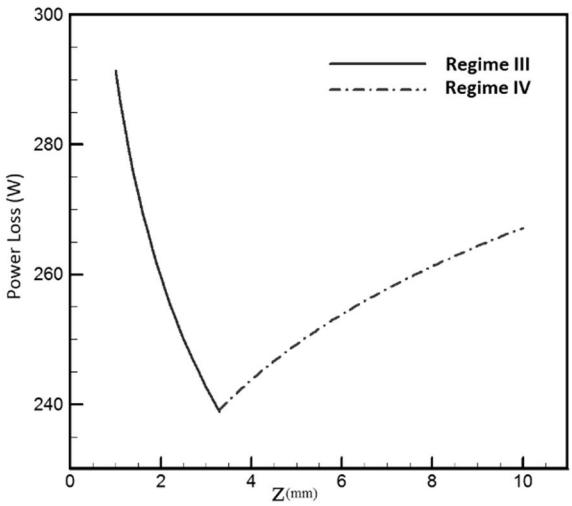

Fig. 14 Power losses due to changes in the gap size

شکل 14 میزان توان اتلافی ناشی از تغییرات در فاصله بین صفحه دوار و ثابت

4-4- بررسی تغییرات سرعت زاویه‌ای بی‌بعد با تغییرات دبی و تأثیر آن روی گشتاور اصطکاکی

در بخش اعتبارسنجی حل، طبق رابطه (3) ضریب سرعت زاویه‌ای بی‌بعد β معرفی شد. این ضریب، تغییرات سرعت زاویه‌ای را نشان می‌دهد که پس از تغییر شدید، در نواحی نزدیک به دیواره به دلیل وجود لایه‌مرزی، به یک ناحیه میانی رسیده که مقدار آن تقریبا ثابت است. همان‌طور که در بخش مقدمه نیز بدان اشاره شد، محققان زیادی برای محاسبه این ضریب تلاش کرده‌اند زیرا مقدار آن به محاسبه‌ی تقریبی تغییرات شدید سرعت در لایه‌های مرزی کمک می‌کند. در شکل 15 تغییرات این ضریب نسبت به تغییر دبی نیز ترسیم‌شده است.

همان‌طور که از شکل 15 مشخص است در ناحیه میانی حفره که از دیواره‌ها فاصله دارد ضریب β تقریبا ثابت است و مقدار آن برای دبی نقطه عملکرد بیشترین است. مقدار 0.5 برای این ضریب مقدار بهینه می‌باشد، زیرا تغییرات سرعت در لایه‌مرزی در دو طرف با کمترین شیب ممکن رخ می‌دهد و موجب می‌شود مقدار تنش اصطکاکی در حداقل مقدار ممکن باقی بماند. از محاسبات ریاضی مشخص است که مجموع تنش در دو دیواره زمانی کمینه می‌شود که اختلاف سرعت لایه دورانی در میانه‌ی حفره، با هر دو دیواره مقداری برابر داشته باشد که همان مقدار 0.5 است.

همان‌طور که در شکل 15 دیده می‌شود در دبی نقطه عملکرد بیشترین نزدیکی به مقدار 0.5 دیده می‌شود. زیرا همان‌طور که در بخش‌های قبل نیز گفته شد حفره سمت ریشه به مقدار بهینه طراحی نزدیک بوده اما در مورد حفره سمت نوک که از مرز ناحیه سوم و چهارم (شکل 1) فاصله دارد، نتایج متفاوت می‌باشد.

جدول 9 سهم توان اتلافی حفره‌ها در کاهش بازده پمپ

Table 9 The portion of side chambers power loss to reducing pump efficiency

نوع حفره	توان اتلافی	سهم از بازده(درصد)
حفره سمت ریشه	253.07	5.21
حفره سمت نوک	264.95	5.46
مجموع	518.02	10.67

برخلاف نتایج شکل 15 که با افزایش$\left(\frac{z}{e}\right)$ از صفحه دوار به سمت پوسته‌ی پمپ یا همان صفحه ثابت رسم شده است، در شکل 16$\left(\frac{z}{e}\right)$ برابر یک، روی صفحه دوار قرار دارد.

شکل 16 نشان می‌دهد که با کاهش دبی، سرعت بی‌بعد مماسی افزایش‌یافته است چراکه در حفره سمت نوک در حالت ابتدایی، عرض حفره 7.57 میلی‌متر بوده که بزرگ‌تر از مقدار توصیه‌شده در شکل 14 می‌باشد. بزرگ‌تر بودن آن باعث شده است سیال موجود در حفره سمت نوک در ناحیه چهار (شکل 1) قرار گیرد. یک ناحیه از سیال دورانی به نام هسته دوار[1] بین دو لایه‌مرزی تشکیل‌شده است.

کاهش دبی موجب کاهش دبی نشتی به این ناحیه شده است. به دنبال کاهش دبی لایه‌های مرزی روی صفحات دوار و ثابت رشد می‌کند و عرض ناحیه هسته‌ی دوار را کاهش می‌دهد. کاهش یافتن عرض این ناحیه یعنی

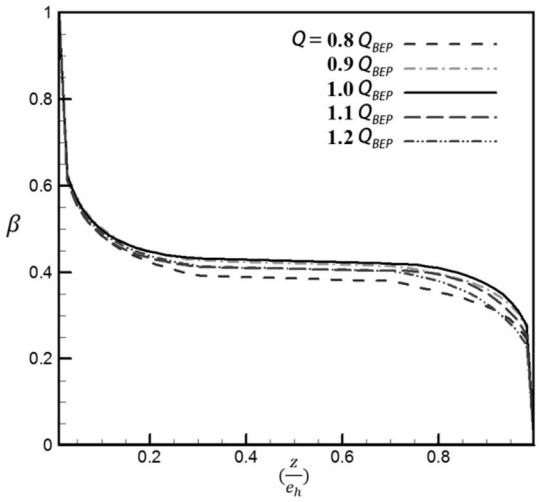

Fig. 15 Dimensionless tangential velocity changes with respect to the change in the volumetric flow rate at hub side chamber

شکل 15 تغییرات سرعت بی‌بعد مماسی نسبت به تغییرات دبی ورودی به پمپ در حفره سمت ریشه

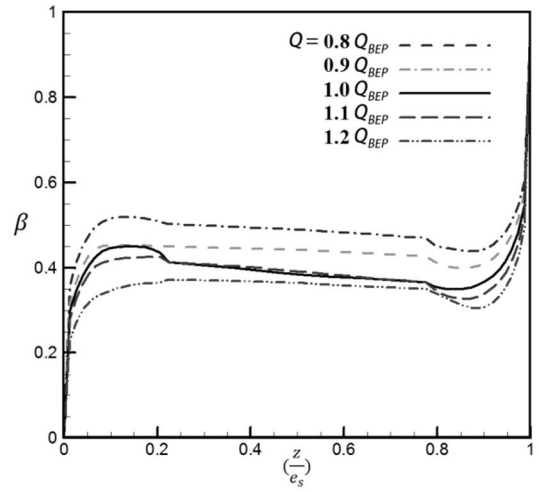

Fig. 16 Dimensionless tangential velocity changes with respect to the change in the volumetric flow rate at shroud side chamber

شکل 16 تغییرات سرعت بی‌بعد مماسی نسبت به تغییرات دبی ورودی به پمپ در حفره سمت نوک

[1] Core rotation

نزدیک شدن به حالت بهینه که تنش اصطکاکی کاهش می‌یابد.

برای مشخص شدن تأثیر فاصله صفحات و تغییرات دبی پمپ روی توان اتلافی در حفره‌ها بهتر است با بی‌بعد سازی پارامترهای مؤثر، فاصله صفحات e و دبی Q در یک پارامتر ترکیب شود.

$$P = f(\rho, \mu, Q, e) \tag{18}$$

$$\pi_1 = \frac{\rho Q}{\mu e} = \frac{\rho\left(\frac{Q}{e^2}\right)e}{\mu} = \mathrm{Re_g} \tag{19}$$

$$\pi_2 = \frac{P}{\frac{\rho Q^3}{e^4}} = \frac{P}{(\rho Q)\left(\frac{Q}{e^2}\right)^2} = \mathrm{P'} \tag{20}$$

نتایج حاصل از بی‌بعد سازی در شکل 17 به‌صورت لگاریتمی رسم شده است تا اثر تغییر فاصله صفحات که برگرفته از نتایج تجربی است با تغییرات دبی پمپ که حاصل حل عددی حاضر است هم‌زمان رسم شود. شکل 17 نشان می‌دهد روند تغییرات فشار اتلافی برای کاهش فاصله صفحات با روند تغییر فشار اتلافی برای کاهش دبی هم‌جهت است درواقع کاهش عدد رینولدز فاصله صفحات موجب افزایش توان اتلافی حفره‌ها می‌گردد، اما شیب تغییرات برابر نیست.

از نقاط به دست آمده از حل عددی (تغییر دبی) یک تابع عبور داده شده که معادله آن برای حفره سمت ریشه و نوک در شکل نمایش داده شده است. نکته قابل‌توجه اینکه شیب دو معادله تقریبا برابر است. اما ضریب ثابت معادلات برابر نیست که موجب انتقال نمودار به سمت بالا یا پایین می‌شود. این ضریب به مقدار فاصله صفحات وابسته است به صورتی که افزایش این فاصله موجب افزایش این ضریب شده است.

5- جمع‌بندی

پس از تحلیل یک پمپ گریز از مرکز به صورت عددی و مقایسه آن با نتایج آزمایشگاهی موجود، نتایج زیر به دست آمده است:

- با استخراج اعداد بدون بعد، مشخص شد که توان اتلافی تابعی از میزان دبی و فاصله صفحات دوار و ثابت بوده که البته حساسیت توان اتلافی به تغییر فاصله صفحات نسبت به تغییر دبی بیشتر

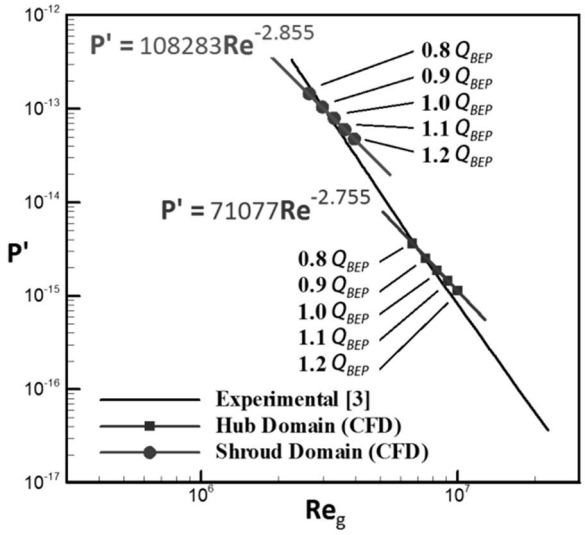

Fig. 17 the non-dimensional power loss in terms of gap Reynolds number

شکل 17 رسم توان اتلافی بی‌بعد شده برحسب عدد رینولدز فاصله صفحات دوار و ثابت

می‌باشد. این موضوع در نتایج عددی حاصله نیز بخوبی قابل رویت بوده است.

- کاهش دبی موجب افزایش ضخامت لایه مرزی می‌شود از این‌رو عملکردی شبیه به کاهش فاصله صفحات دارد (نزدیک‌شدن لایه‌مرزی تشکیل‌شده روی صفحه ثابت و دوار) و افزایش دبی عملکردی شبیه به افزایش فاصله صفحات.
- از آنجایی که تغییر دبی طبق شکل 17 عملکردی شبیه به تغییر فاصله صفحات دارد، روند تغییر توان اتلافی نسبت به دبی شبیه به شکل 14 خواهد شد. پیش‌بینی کاهش یا افزایش توان اتلافی با تغییر دبی به حالت اولیه جریان بستگی دارد. در واقع اگرجریان سیال موجود در حفره‌ای مانند حفره سمت ریشه در ناحیه سه (شکل 1) قرار گیرد کاهش دبی موجب تداخل بیشتر و افزایش توان اتلافی می‌شود که در فاصله گرفتن ضریب بی‌بعد سرعت مماسی از مقدار 0.5 نمود می‌کند (شکل 15). اما همین مقدار کاهش دبی برای حفره سمت نوک که در دبی عملکرد در ناحیه چهار (شکل 1) قرار دارد باعث نزدیک شدن لایه‌مرزی، کاهش هسته دوار (شکل 2) و کاهش توان اتلافی می‌شود و در نزدیک شدن سرعت مماسی بی‌بعد به مقدار 0.5 نمود پیدا کرده است (شکل 16).

6- فهرست علائم

b	عرض کانال پروانه (mm)
C_M	ضریب بی‌بعد گشتاور اصطکاکی
e	فاصله صفحه ثابت و دوار (mm)
e_s	فاصله دیواره سمت ریشه تا پوسته پمپ (mm)
e_h	فاصله دیواره سمت نوک تا پوسته پمپ (mm)
G	فاصله بی‌بعد صفحه ثابت تا دوار
g	شتاب گرانش (ms^{-2})
H	ارتفاع تولیدی پمپ (m)
P	فشار (Pa)
P^*	فشار بی‌بعد شده
Q	دبی عبوری سیال از پمپ (m^3s^{-1})
r_2	شعاع خروجی پروانه (mm)
Re_D	عدد رینولدز محلی
Re_g	عدد رینولدز فاصله صفحات
T	گشتاور اصطکاکی (Nm)
V_θ	سرعت محیطی (ms^{-1})
V_r	سرعت شعاعی (ms^{-1})
Z_S	فاصله از صفحه ثابت (mm)
Z_R	فاصله از صفحه دوار (mm)
Z	تعداد پره‌های پروانه

علائم یونانی

ν	ویسکوزیته دینامیکی (m^2s^{-1})
Ω	سرعت زاویه‌ای پروانه (rpm)
η	راندمان
β	سرعت محیطی بی‌بعد
ρ	چگالی سیال (kgm^{-3})
δ	ضخامت لایه‌مرزی (mm)
μ	ویسکوزیته (Pas)

زیرنویس‌ها

BEP	بهترین نقطه کارکرد پمپ
Hydro	هیدرولیکی
In	ورودی مجموعه پمپ
Mech	مکانیکی
0	فرض نقطه سکون (فشار کل)
Out	خروجی مجموعه پمپ
R	صفحه دوار
S	صفحه ثابت
Sidecha	حفره‌ها
vol	حجمی

7- مراجع

[1] T. V. Kármán, über Laminare und Turbulente Reibung, *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, Vol. 1, No. 4, pp. 233-55, 1921.

[2] F. Schultz-Grunow, Der Reibungswiderstand rotierender Scheiben in Gehäusen, *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, Vol. 15, No. 4, pp. 191-204, 1935.

[3] J. W. Daily, W. D. Ernst, V. V. Asbedian, *Enclosed rotating disks with superposed throughflow : mean steady and periodic unsteady characteristics of the induced flow*, Cambridge, Mass.: Hydrodynamics Laboratory, Department of Civil Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Report No. 64, 1964.

[4] B.-C. Will, F.-K. Benra, H.-J. Dohmen, Investigation of the flow in the impeller side clearances of a centrifugal pump with volute casing, *Journal of Thermal Science*, Vol. 21, No. 3, pp. 197-208, 2012.

[5] H. Zilling, *Untersuchung des Axialschubs und der Strömungsvorgänge in den Radseitenräumen einer einstufigen radialen Kreiselpumpe mit Leitrad*, phd Thesis, Universität Karlsruhe, 1973.

[6] U. K. Möhring, *Untersuchung des radialen Druckverlaufes und des übertragenen Drehmomentes im Radseitenraum von Kreiselpumpen bei glatter ebener Radseitenwand und bei Anwendung von Rückenschaufeln*, phd Thesis, TU Braunschweig, 1976.

[7] J. M. Owen, An Approximate Solution for the Flow Between a Rotating and a Stationary Disk, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 111, No. 3, pp. 323-332, 1989.

[8] M. Itoh, Y. Yamada, S. Imao, M. Gonda, Experiments on turbulent flow due to an enclosed rotating disk, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 5, No. 3, pp. 359-368, 1992.

[9] S. Cheah, H. Iacovides, D. Jackson, H. Ji, B. Launder, Experimental investigation of enclosed rotor-stator disk flows, *Experimental thermal and fluid science*, Vol. 9, No. 4, pp. 445-455, 1994.

[10] H. I. Andersson, M. Lygren, LES of open rotor–stator flow, *International journal of heat and fluid flow*, Vol. 27, No. 4, pp. 551-557, 2006.

[11] E. Tuliszka-Sznitko, A. Zielinski, W. Majchrowski, LES of the non-isothermal transitional flow in rotating cavity, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 30, No. 3, pp. 534-548, 2009.

[12] E. Tuliszka-Sznitko, W. Majchrowski, K. Kiełczewski, Investigation of transitional and turbulent heat and momentum transport in a rotating cavity, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 35, No. 1, pp. 52-60, 2012.

[13] A. Nemdili, D.-H. Hellmann, Development of An Empircal Equation to Predict the Disk Friction Losses of a Centrifugal Pump, in *The Sixth International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, BP*, Timisoara, Romania, October 21-22, 2004.

[14] M. DaqiqShirazi, R. Torabi, A. Riasi, A. Nourbakhsh, Impeller gap width effect on losses in a water pump; numerical study, in *Proceedings of The 23rd Annual International Conference on Mechanical Engineering*, Tehran, Iran, May 12-14, 2015. (in Persianفارسی)

[15] C. Lei, Z. Yiyang, W. Zhengwei, X. Yexiang, L. Ruixiang, Effect of axial clearance on the efficiency of a shrouded centrifugal pump, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 137, No. 7, pp. 071101, 2015.

[16] A. Najafi, M. Saidi, M. Sadeghipour, M. Souhar, Numerical analysis of turbulent swirling decay pipe flow, *International communications in heat and mass transfer*, Vol. 32, No. 5, pp. 627-638, 2005.

[17] K. Yu, X. Yang, Z. Yue, Aerodynamic and heat transfer design optimization of internally cooling turbine blade based different surrogate models, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Vol. 44, No. 1, pp. 75-83, 2011.

[18] J. Kurokawa, T. Toyokura, Study on the axial thrust of the radial flow turbomachinery, in *The second international JSME Symposium Fluid Machinery and Fluidics*, Tokyo, Japan, 1972, pp. 31-40.
[19] J. Kurokawa, T. Toyokura, Axial thrust, disk friction torque and leakage loss of radial flow turbomachinery, in *International Conference on Pump and Turbine Design and Development*, Glasgow, England, 1976.
[20] J. Kurokawa, T. Toyokura, M. Shinjo, K. Matsuo, Roughness effects on the flow along an enclosed rotating disk, *Bulletin of JSME*, Vol. 21, No. 162, pp. 1725-1732, 1978.
[21] J. Kurokawa, M. Sakuma, Flow in a narrow gap along an enclosed rotating disk with through-flow, *Japan Society of Mechanical Engineers, Series II*, Vol. 31, No. 2, pp. 243-251, 1988.