

مدلسازی رفتار هیدرودینامیکی برس تمیز کننده

دوار

مهدي لوئی پور^۱

مربی

برای پنج دهه است که جریان در اطراف دیسک دوار به عنوان نمونه ای به منظور تحلیل جریان لایه مرزی سه بعدی در رژیم آرام- مغشوش مورد بررسی قرار می گیرد. مطالعه چنین جریانی به درک صحیح از فرآیند گذرا در این زمینه کمک نموده است. تحلیل هیدرودینامیکی برس تمیز کننده دوار که کاربرد آن در دستگاه تمیز کننده بدنه کشتی ها می باشد، به روش های متفاوتی قابل انجام است. در این مقاله، نتایج تحلیل عددی توسط نرم افزار *Fluent*، تحلیل ابعادی و آزمایشات میدانی مقایسه شده اند. در واقع، یک مطالعه نیمه تجربی به منظور بررسی جریان لایه مرزی در اطراف دیسک دوار در داخل آب توصیف گردیده است. داده های محاسباتی به منظور بررسی نحوه تغییرات نیروی مکش و گشتاور ایجاد شده تهیه تا راه برای یک طراحی بهینه هموار گردد. نتایج حاصل از آزمایش نه تنها با پیش بینی های تئوریک، بلکه با نتایج استخراج شده از مطالعات دیگران انطباق خوبی نشان داده است.

محمد علی بدری^۲

استادیار

واژه های راهنما: شبیه سازی عددی، تحلیل ابعادی، دیسک دوار، برس تمیز کننده

۱- مقدمه

بررسی رفتار هیدرو دینامیکی برس دوار در درون آب و استخراج حاکمیت های مربوط به نیروها و ممان های اعمال شده با توجه به گستردگی کاربردهای عملی آن از اهمیت خاصی برخوردار است. از جمله این کاربردها که در این مقاله مورد توجه قرار گرفته است، به کارگیری این مکانیزم در سیستم های تمیز کننده بدنه کشتی در آب [۱] و اندازه گیری مقاومت چسبندگی فولینگ های^۳ دریایی به سطوح قرار گرفته در زیر آب با جنس های متفاوت می باشد [۲ و ۳]. به دلیل طولانی بودن زمان قرارگیری کشتی در آب، کشتی همواره تحت تأثیر ناصافی های ناشی از جلبک های دریایی^۴ است. رنگ های دریایی زهرآلود^۵ معمول ترین سلاح در برابر رشد این روئیدنی های دریایی است که هم گران بوده

^۱ نویسنده مسئول، مربی، پژوهشگر علوم و تکنولوژی زیردریا، دانشگاه صنعتی اصفهان loueipour@cc.iut.ac.ir

^۲ استادیار، پژوهشگر علوم و تکنولوژی زیردریا، دانشگاه صنعتی اصفهان

^۳ Fouling

^۴ Marine barnacles

^۵ Toxic Paint

و هم بایستی در محل داک خشک^۱ استفاده شوند. دستگاه تمیز کننده بدنه کشتی در زیرآب را می توان یک سیستم نیمه اتوماتیک دانست. این دستگاه از یک منبع تغذیه که بر روی عرشه قرار دارد به همراه یک ارابه کوچک که بر روی بدنه کشتی حرکت می کند تشکیل شده است. بر روی ارابه تعدادی برس با جنس مخصوص قرار می گیرد که می توانند با سرعت دورانی مناسب از طریق موتور هیدرولیکی بچرخند. چرخهای ارابه نیز توسط همین سیستم به حرکت درمی آید. طراحی سیستم به گونه ای انجام شده که ارابه دارای شناوری تقریباً خنثی می باشد. در این میان غواص به عنوان راننده ارابه بدون هیچگونه نیروی اضافی، ارابه را بر روی دیواره های کشتی به حرکت درمی آورد. بنابراین، برسه های دوار از مهمترین ابزارهای سیستمهای تمیز کننده بدنه کشتی در آب جهت حذف فولینگها از روی بدنه کشتی ها و سازه های دریایی می باشند. در این راستا استخراج نیروی مکش ایجاد شده به علت چرخش برسه ها و همچنین گشتاور مورد نیاز این چرخش نقش کلیدی در طراحی این سیستم ها و همچنین صحت عملکرد آنها دارد. از طرف دیگر جهت حذف فولینگ های چسبیده بر روی بدنه کشتی ها لازم است میزان نیروی چسبندگی این موجودات استخراج گردد. از جمله روش های اندازه گیری مقاومت چسبندگی فولینگ های بر روی سطوح جهت طراحی ابزار تمیز کننده استفاده از مکانیزم دیسک دوار در سیال می باشد [۴ و ۵]. همچنین روابط هیدرودینامیکی استفاده شده در این مقالات و نتایج حاصله از اینکار پژوهشی انطباق لازم رانشان میدهد. بنابراین بدلیل اینکه یکی از مهمترین مسائل در زمینه حمل و نقل دریایی کاستن هزینه های جاری و هزینه های تعمیر و نگهداری کشتی ها و دیگر وسایل حمل و نقل می باشد، استفاده از این دستگاه بسیار اقتصادی می باشد.

در طی پنج دهه اخیر، جریان حول دیسک چرخان مطالعات نمونه در مورد جریان لایه مرزی سه بعدی در رژیم گذرا را به خود اختصاص داده است. مطالعه این نوع جریان به ارتقاء دانش بشر در مورد فرآیندهای گذرا و درک فیزیک آن کمک نموده است. یکی از آخرین مطالعات توسط Reed و Saric انجام شده است [۶ و ۷]. جریان روی دیسک چرخنده مورد توجه تئوریسین ها بوده است. جذابیت این مطالعه پس از بررسی وجود حل تشابهی توسط Karman [۸] که از حل دقیق معادلات ناویر استوکس ناشی شده بود آشکار گردید. سالیان درازی است که آشکار شده [۹-۱۲] دیواره ها می توانند رژیم گذرا را برای لایه مرزی دو بعدی به تعویق بیندازند. اگرچه مطالعات قبلی [۹ و ۱۰] بر روی لایه مرزی دو بعدی تحت تاثیر یک دیسک چرخان متمرکز بوده است، در اینجا جریان به صورت سه بعدی با فرضیيات ساده کننده ای مدل و نتایج از طریق عددی و تحلیل ابعادی مقایسه شده است. مطالعات Hansen و Hunston [۱۳]، Chung [۱۴] و Fitzgerald [۱۵] نیز در این زمینه قابل ارجاع هستند. این مطالعات صرفاً بر روی اندازه گیری گشتاور متمرکز بوده اند.

جهت استخراج نیروهای گفته شده، می توان از سه روش حل تحلیلی، حل عددی و انجام آزمایش های میدانی استفاده نمود. در روش اول بطور کاملاً اصولی و بر مبنای تئوری های حاکم بر مساله، سیستم تحلیل شده و انواع نیروها و گشتاورهای وارد بر آن در شرایط متفاوت کاری شناسایی می شوند. منتها به

¹ Dry dock

دلیل پیچیده بودن شرایط هیدرودینامیکی مساله، استخراج روابط صریحی که بیانگر تمامی نیروها و گشتاورهای شناخته شده باشند نیازمند تحلیل های عددی می باشند. بویژه که برخی از معادلات حاکم بر مساله با توجه به شرایط مرزی موجود، قابل حل پارامتری نبوده و مجبور به حل عددی آنها در شرایط خاص خواهیم بود [۷ و ۱۶ و ۱۷]. روش دوم سعی در بدست آوردن تمامی نیروها و گشتاورهای شناخته شده در روش اول به طریق مدلسازی عددی و روش سوم از طریق آزمایشات میدانی دارد. در این روش علاوه بر آنکه تنها تعدادی از این نیروها و گشتاورها در آزمایش های معمولی قابل حصول بوده و بقیه به تجهیزات پیشرفته تری احتیاج دارند، انواع خطاهای موجود در شرایط آزمایشگاهی و دستگاههای مورد استفاده موجب محدودیت هایی در بدست آوردن مقادیر مورد نیاز خواهند شد. از سوی دیگر نتایجی که این دو روش ارائه می دهند، متفاوت خواهند بود. از این رو در بخش ۲ ابتدا محاسبه نیروی مکش انجام شده تا در هنگام انجام تحلیل بعدی نیز استفاده شود. معادلات پیوستگی و ممنتوم در دستگاه مختصات استوانه ای مورد استفاده قرار گرفته اند. این معادلات مبنای استفاده در تحلیل ابعادی اشاره شده می باشند تا به همراه مدل عددی (بخش ۳)، روابط تجربی معتبر (بخش ۴) و نتایج حاصل از آزمایشات انجام شده در بخش ۵ امکان مقایسه نتایج فراهم گردد. بنابراین به منظور در دست داشتن امکان مقایسه، پس از استفاده از قابلیت های نرم افزار، نتایج بدست آمده با نتایج حاصل از تحلیل ابعادی مقایسه گردیده است. مقایسه خروجی های متفاوت حاصل از این سه روش در بخش نتایج ارائه و تطابق خوبی ملاحظه شده است.

۲- معادلات حاکم و آنالیز بعدی

برای بررسی مسئله، دیسکی به شعاع R در نظر گرفته شده است که توسط شافتی به شعاع R' با سرعت زاویه ای ω در آب به گردش می آید. حل دقیق این مساله بسیار مشکل است و معمولاً با فرضیاتی انجام می شود. به عنوان مثال اگر سرعت نقاط روی دیسک از رابطه $V = r \cdot \omega$ به دست آید و رابطه برنولی روی سطح زیرین دیسک به صورت $p(r) = p_0 - 0.5 \rho \cdot r^2 \cdot \omega^2$ در نظر گرفته شود، نیروی وارد شده به سطح بالایی دیسک برابر $F' = \pi \cdot p_0 \cdot (R^2 - R'^2)$ و نیروی وارد شده از سطح در حال تمیز کاری به دیسک برابر خواهد بود با $F'' = \int_0^R (p_0 - 0.5 \rho \cdot r^2 \cdot \omega^2) (2\pi r \cdot dr)$ و لذا $F'' = \pi \cdot R^2 \cdot p_0 - 0.25 \rho \cdot \pi \cdot R^4 \cdot \omega^2$ بنابراین نیروی وارد شده بردیسک برابر $F = F' - F'' = 0.25 \rho \pi R^4 \omega^2 - p_0 \pi R^2$ این رابطه برای نیروی مکش موجود بین دیواره و سطح زیرین دیسک که در هنگام انجام تحلیل ابعادی نیز استفاده شده است نشان میدهد که با افزایش قطر دیسک، این نیرو افزایش می یابد. در اینجا به ترتیب معادلات پیوستگی و ممنتوم در دستگاه مختصات استوانه ای در جهات r, θ, z مورد استفاده قرار گرفته اند.

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (R u_r) + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} - \frac{u_r}{r^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) = \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} - \frac{u_\theta}{r^2} \right) \quad (۳)$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \quad (۴)$$

در شکل (۱-الف) هندسه مسئله مورد بررسی ارائه گردیده است. بر اساس این شکل، شرایط مرزی در $u_\theta \approx r\omega$ ، $z \approx \delta$ ، $r \approx R$ در نظر گرفته شده و اعمال گردیده است و مهمترین پارامترهای مؤثر در این مسئله ρ (دانسیتة سیال)، μ (لزجت سیال)، ε (زبری نسبی سطح)، D (قطر خارجی برس)، μ_s (ضریب اصطکاک استاتیکی سطح)، f_s (نیروی اصطکاک سطح)، ω (سرعت زاویه ای برس)، T_d (گشتاور مورد نیاز برس بر روی شفت)، F (نیروی فشاری یا مکشی بر روی برس) و δ (فاصله برس تا سطح) در نظر گرفته شده اند.

با توجه به پارامترهای مؤثر، اعداد بدون بعد در چهار دسته $\text{Re}_D = \frac{\rho\omega D^2}{\mu}$ ، $\pi_1 = \frac{\rho\omega D^2}{\mu}$ ، $\pi_2 = \frac{\delta}{D}$ ، $\pi_3 = \frac{F}{\rho\omega^2 D^4}$ و $\pi_4 = \frac{f_s}{\rho\omega^2 D^4}$ تعیین شده اند. لذا حاکمیت $\pi = \frac{F}{\rho\omega^2 D^4} = G \left[\text{Re}_D, \frac{\delta}{D} \right]$ در این تحلیل مورد توجه قرار گرفته است.

با توجه با اعداد بدون بعد معرفی شده و با استفاده از معادلات پیوستگی و ممنوم در جهت r خواهیم داشت:

$$\frac{U_r}{R} = -\frac{U_z}{\delta} \quad (۵)$$

$$\rho \frac{U_r^2}{R} - \rho R \omega^2 = -\frac{P}{R} + \mu \frac{U_r}{\delta^2} \quad (۶)$$

همچنین از معادله ممنوم در جهت θ داریم:

$$U_r = \frac{R \cdot \mu}{\delta^2 \cdot \rho} \quad (۷)$$

با جایگذاری در رابطه (۶)، فشار از رابطه $P \sim R^2 \left(\frac{\mu^2}{\delta^2 \cdot \rho} - \rho \cdot \omega^2 \right)$ و سپس از طریق انتگرال گیری از

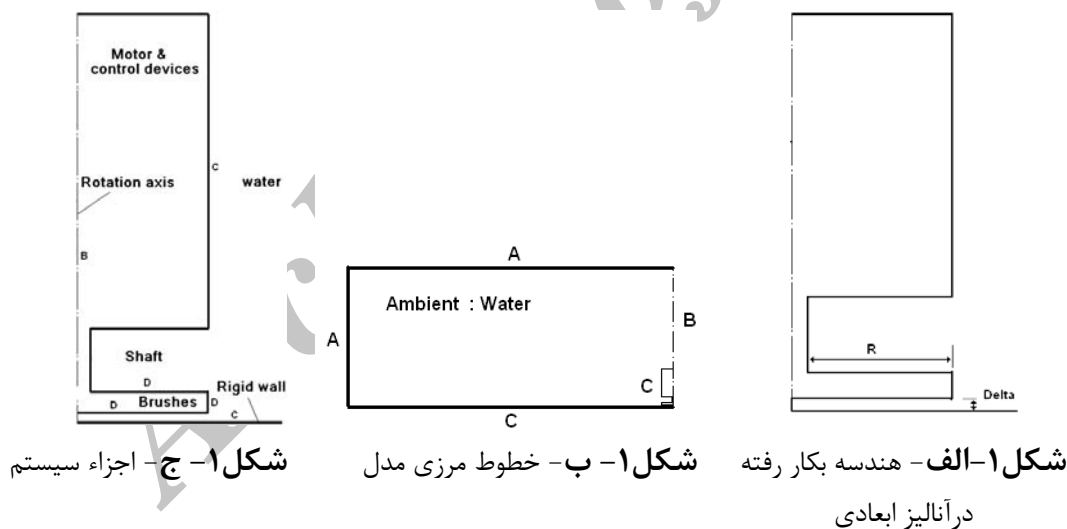
فشار $F \sim \int_0^R 2\pi r \cdot P \cdot dr$ ، نیرو از طریق رابطه $F \sim \pi R^4 \left(\frac{\mu^2}{\delta^2 \cdot \rho} - \rho \cdot \omega^2 \right)$ محاسبه گردیده است. به منظور

انجام تحلیل ابعادی برای گشتاور وارد بر صفحه از رابطه $T_d = \int_0^R 2\pi r^2 \tau_{z\theta} dr$ استفاده شده که در این

رابطه $\tau_{z\theta} = \mu \frac{\partial u_{\theta}}{\partial z} \sim \frac{\mu R \omega}{\delta}$ می باشد. بنابراین گشتاور از رابطه $T_d \sim \frac{2}{3} \pi \frac{\mu \omega}{\delta} R^4$ معرفی و محاسبه گردیده است. بنابراین، مهمترین پارامترهای مؤثر عبارت از ω ، T_d ، δ و F می باشند.

۳- مدل تحلیل عددی و الگوریتم حل

در حل عددی سیستم، مساله بصورت دو بعدی معرفی شده و با استفاده از قابلیت های نرم افزار Fluent مدل گردیده است. شکل های (۱-ب) و (۱-ج) شرایط مرزی مدل و اجزاء سیستم را نشان می دهد. برای بررسی تاثیر عوامل مختلف هندسی بر روی عملکرد سیستم و نیروهای وارده، تحلیل براساس دیسک با سرعت های زاویه ای متفاوت وشعاع های مختلف انجام شده است. شعاع های ۱۲/۵، ۱۴، ۱۸ و ۲۰ سانتی متر و سرعت های زاویه ای ۳۰۰، ۵۰۰، ۸۰۰، ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰ دور بر دقیقه در مدل در نظر گرفته شده و فاصله دیسک از دیواره برابر ۱ سانتی متر لحاظ گردیده است. سیال مورد استفاده آب با مشخصات چگالی kg/m^3 و لزجت $10^{-4} \times 8.0 \text{ Kg/m.s}$ بوده و خواص آب دردمای ۲۰ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است. تحلیل با فرض سیال غیر قابل تراکم و بدون نیاز به معادله انرژی انجام گردیده است. برای مدل سازی جریان اغتشاشی از مدل $k - \epsilon$ دو معادله ای استفاده شده و ضرایب با توجه به پیش فرض های نرم افزار در نظر گرفته شده است.



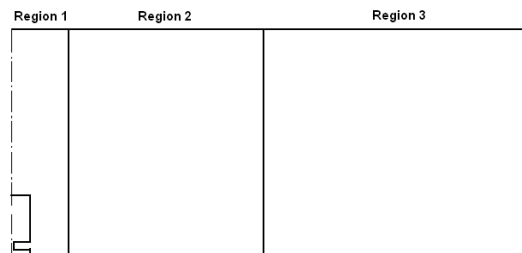
شرایط مرزی بکار رفته براساس هندسه نمایش داده شده در شکل (۱-ب)، در جدول شماره (۱) آورده شده است. درحلهای نهایی از الگوریتم ساده SIMPLE برای حل و QUICK برای گسسته سازی استفاده شده است. برای استخراج مقدار عددی نیروها و گشتاورها پس از خارج کردن مقادیر مربوط به گره ها (Node values) روی سطوح متحرک از این مقادیر با استفاده از الگوریتم ذوزنقه ای انتگرال گیری شده است. همچنین اندازه سلول های شبکه و میدان حل و نواحی مختلف به منظور المان بندی مدل به ترتیب در جدول (۲) و شکل (۲) آورده شده است.

جدول ۱- شرایط مرزی

A	Pressure Outlet
B	Axis Of Rotation
C	Stationary Wall
D	Rotating Wall

جدول ۲ - اندازه سلولهای شبکه بر حسب سانتیمتر

ناحیه ۱	ناحیه ۲	ناحیه ۳
0.25×0.25	2×0.25	3×0.25



شکل ۲- میدان حل و نواحی مختلف به منظور المان بندی مدل

۴- روابط تجربی

علاوه بر روشهای معرفی شده روابط تجربی ذیل نیز جهت محاسبه گشتاور پیچشی وارد بر یک دیسک دوار قابل استفاده می باشد. جریانی که توسط یک دیسک دوار در یک سیال بی نهایت ایجاد می گردد از طریق حل دقیق با معادله ناویر- استوکس قابل تعیین می باشد دیسکی که با سرعت زاویه ای ω می چرخد باعث تولید یک جریان سه بعدی شعاعی (r)، مماس یا محیطی (φ) موازی سطح دیسک و محوری (Z) به سمت عمود بر وجه دیسک می گردد. تنش برشی در حرکت آرام ($Re < 3 \times 10^5$) با توجه به روابط تجربی عبارتست از [۲ و ۱۸]:

$$\tau_{zr} = 0.51\rho(\gamma.\omega^3)^{\frac{1}{2}}r \quad (8)$$

$$\tau_{z\theta} = -0.616\rho(\gamma.\omega^3)^{\frac{1}{2}}r$$

که $Re = r^2.\omega/\gamma$ ، عدد رینولدز و γ لزجت سینماتیکی می باشد. همچنین تنش برشی در حرکت مغشوش ($Re > 3 \times 10^5$) برابر است با:

$$\tau_{zr} = 0.0225\rho\left(\frac{\gamma}{8}\right)^{1/4}.C^{7/4}\left[1+\left(\frac{r\omega}{c}\right)^2\right]^{3/8} \quad (9)$$

$$\tau_{z0} = 0.0225\rho\left(\frac{\gamma}{\delta}\right)^{1/4} \cdot C^{7/4} \left[1 + \left(\frac{C}{r\omega}\right)^2\right]^{3/8} \quad (10)$$

که در این رابطه مقادیر δ, C از این قرار هستند:

$$\delta = 0.526r(\gamma/r^2 \cdot \omega)^{1/5} \quad (11)$$

$$C = 0.162r\omega \quad (12)$$

مجموعه روابط بالا، ρ_w چگالی سیال (آب دریا)، γ ویسکوزیته سینماتیکی آن، r فاصله از مرکز دیسک، ω سرعت دورانی برس و δ ضخامت لایه مرزی تشکیل شده بر روی دیسک می باشد. با جایگذاری روابط (۱۱) و (۱۲) در رابطه (۱۰) خواهیم داشت:

$$\tau_{z0} = 26.678 \times 10^{-3} \rho \gamma^{1/5} \omega^{9/5} r^{8/5} \quad (13)$$

با انتگرال گیری از این تنش برشی در کل سطح دیسک به شعاع R و استفاده از رابطه $\gamma = \frac{\mu}{\rho}$ خواهیم داشت:

$$T_d = 36.44 \times 10^{-3} (\rho^4 \mu \omega^9 R^{23})^{1/5} \quad (14)$$

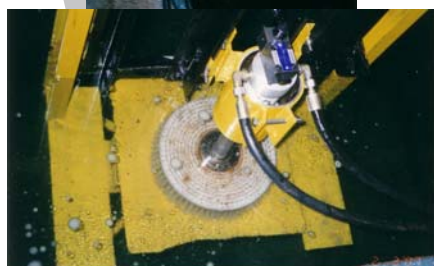
T_d در رابطه بالا گشتاور پیچشی است که بر یک طرف دیسکی که در سیال دوران می کند اعمال می شود.

۵- تست های آزمایشگاهی

همانگونه که ذکر شد، یکی از روشها جهت استخراج حاکمیت های مربوط به نیروها و ممان های اعمال شده به سیستم برس دوار، انجام مجموعه ای از آزمایش های میدانی است. در این مرحله دو مجموع آزمایشی با محرک های هیدرولیکی و الکتریکی ساخته شد و مدل هایی با ابعاد واقعی از برس دوار بکار رفته در سیستم تمیز کننده بدنه کشتی ساخته شد. پارامترهای متغیر در این آزمایشها عبارت بودند از سرعت چرخش برس، فاصله برس تا سطح و قطر برس. پارامترهای اندازه گیری شده نیز عبارتند از نیروی مکش، گشتاور پیچشی و نیروی جانبی.

مجموعه آزمایشی اول (شکل ۳-الف) با موتور الکتریکی و برس نایلونی به قطر ۳۰ سانتیمتر ساخته شده است. گرچه سیستم الکتریکی دارای معایبی می باشد که انجام تست با این نیروی محرکه را محدود میسازد، لیکن این مجموعه به عنوان قدم اول در آزمایشات طراحی و ساخته شد، ساده بودن طراحی و ساخت سیستم مزیت اصلی آن می باشد. در سیستم الکتریکی، دستیابی به سرعت های دورانی مختلف به سادگی امکان پذیر نبود و نیز میزان گشتاور تولیدی متغیر بود و همچنین موتور الکتریکی در حین انجام آزمایش و در مدت زمان بسیار کم، داغ شده و امکان سوختن آن وجود داشت. این در حالی است که در سیستم

هیدرولیک این مشکلات ناچیز است. در ضمن، سیستم هیدرولیکی، سیستمی است که میزان گشتاور حاصله مستقل از تعداد دور بر دقیقه می باشد و امکان ایجاد محدوده وسیعی از سرعتهای دورانی بدون تغییر در راندمان سیستم وجود دارد. علاوه بر آن، امکان تغییر جهت چرخش در سیستم هیدرولیک بسیار آسان است. همچنین هیدروموتور به راحتی قادر است در زیر آب کار کند. با توجه به موارد و مزایای ذکر شده در مرحله دوم مجموعه آزمایشی الکترو هیدرولیکی (شکل ۳-ب) طراحی و ساخته شد. مشخصات این مجموعه آزمایشی در ضمیمه ۱ آمده است. پارامتر متغیر در این آزمایش، فشار سیستم هیدرولیک و نتیجتاً سرعت دورانی دیسک دوار بوده و بدین واسطه گشتاور پیچشی مورد نیاز سیستم و نیروی مکش ایجاد شده بعلت چرخش برس اندازه گیری شده‌اند. در مجموع نتایج حاصل از سیستم الکترو هیدرولیکی ملاک مقایسه قرار گرفت. مقایسه نتایج حاصل از آزمایشات میدانی در بخش نتایج ارائه شده است. در این آزمایشها از مجموعه ای از دیسک ها با شعاع های ۱۲/۵، ۲۰، ۱۸، ۱۴ سانتی متر استفاده شد. در مجموعه تستهای اول نیروی مکش و گشتاور پیچشی در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه اندازه گیری شد. در مرحله بعد با استفاده از دیسک با شعاع ۱۲/۵ سانتی متر در سرعتهای ۳۰۰، ۵۰۰، ۸۰۰، ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰ دور بر دقیقه نیروی مکش و گشتاور پیچشی وارده بر دیسک اندازه گیری گردید. این آزمایشات با برس با قطر ۳۰ سانتی متر نیز انجام گرفت و اثر برس بر عملکرد دستگاه ثبت و در قسمت نتایج ارائه گردیده است.



ب) دستگاه الکترو هیدرولیک



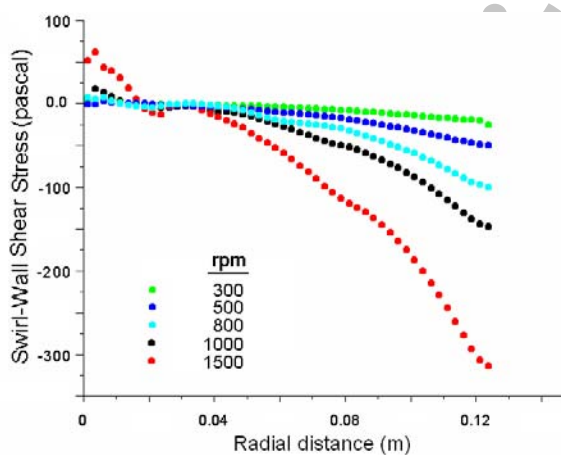
الف) دستگاه الکتریکی

شکل ۳- نمایش دستگاه های آزمایشی ساخته شده

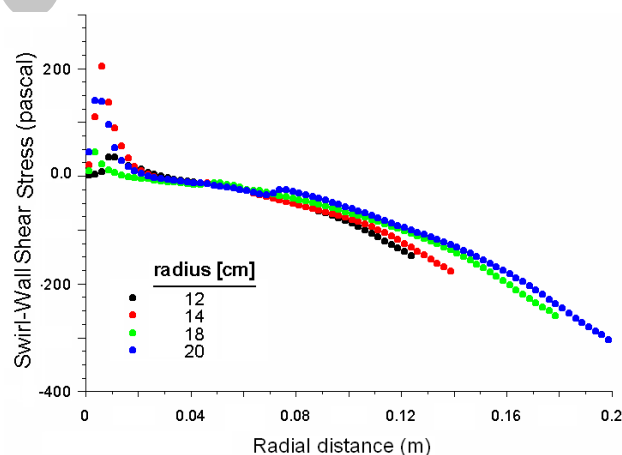
۶- نتایج

در تحلیل های عددی انجام شده ابتدا از طریق کانتور فشار، نیروی مکشی اعمال شده بر برس و به واسطه کانتور سرعت دورانی، گشتاور درگ وارد شده بر دیسک محاسبه گردیده است. در شکل های (۴-الف) و

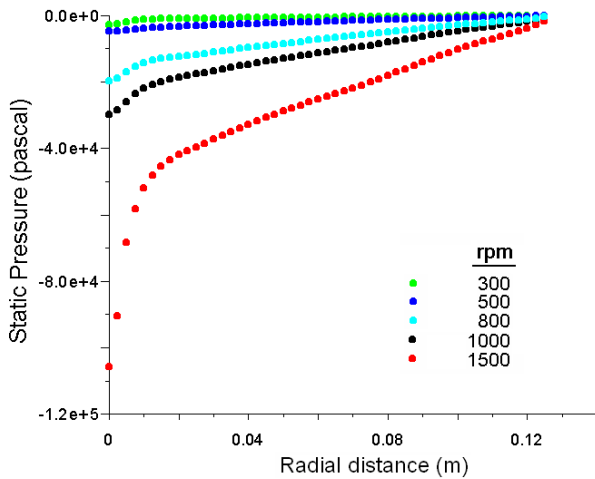
(۴-ب) که نتایج تحلیل های عددی می باشد، به ترتیب تنش برشی در شعاع های گوناگون دیسک و سرعت های دورانی مختلف نمایش داده شده است. همچنین شکل های (۵-الف) و (۵-ب) به ترتیب تنش فشاری در شعاع های گوناگون دیسک و سرعت های دورانی مختلف دیسک را نمایش می دهند. چنانچه در شکل (۴-الف) ملاحظه می شود، میزان تنش برشی وارده بر یک نقطه بر روی سطح دیسک دوار و در شعاع خاص مستقل از ابعاد دیسک بوده و در هر دیسک با افزایش شعاع مقدار این تنش افزایش می یابد. با انتگرال گیری روی سطح هر دیسک، گشتاور پیچشی محاسبه می شود. در شکل (۵-الف) تنش فشاری وارده به نقاط سطح دیسک بدست آمده است. همانگونه که مشاهده می شود مقدار تنش فشاری با ابعاد دیسک تناسب داشته است. به عبارت دیگر مقدار این تنش در یک نقطه با شعاع خاص بر روی سطح دیسک، با افزایش قطر دیسک افزایش داشته است. در هر دیسک نیز با افزایش شعاع میزان این تنش کاهش داشته است. چنانچه در شکل (۴-ب) ملاحظه می شود، میزان تنش برشی وارده بر یک نقطه بر روی سطح دیسک دوار و در شعاع خاص با افزایش سرعت دورانی افزایش داشته است. از طرف دیگر در هر دیسک نیز با افزایش شعاع مقدار این تنش افزایش می یابد. با انتگرال گیری روی سطح هر دیسک، گشتاور پیچشی محاسبه می شود. در شکل (۵-ب) تنش فشاری وارده به نقاط سطح دیسک بدست آمده است. همانگونه که مشاهده می شود مقدار تنش فشاری نیز با افزایش سرعت دوران، افزایش نشان می دهد. به عبارت دیگر مقدار این تنش در یک نقطه با شعاع خاص بر روی سطح دیسک، با افزایش سرعت دوران افزایش داشته است. در هر دیسک نیز با افزایش شعاع میزان این تنش کاهش داشته است. در یک نگاه کلی، نتایج موید آنالیز ابعادی انجام پذیرفته می باشد.



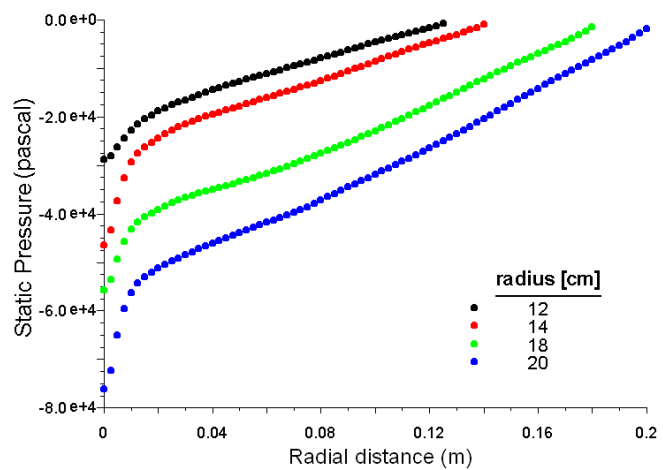
شکل ۴-ب مقایسه تنش برشی در سرعت های دورانی مختلف



شکل ۴-الف مقایسه تنش برشی برای شعاع های مختلف



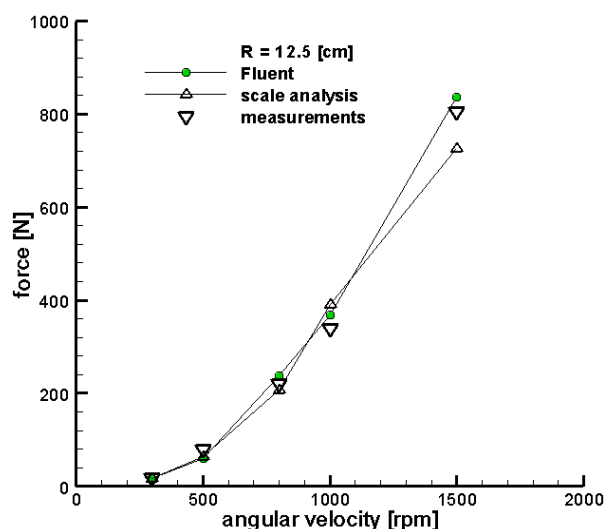
شکل ۵-ب مقایسه تنش فشاری در سرعت‌های دورانی مختلف



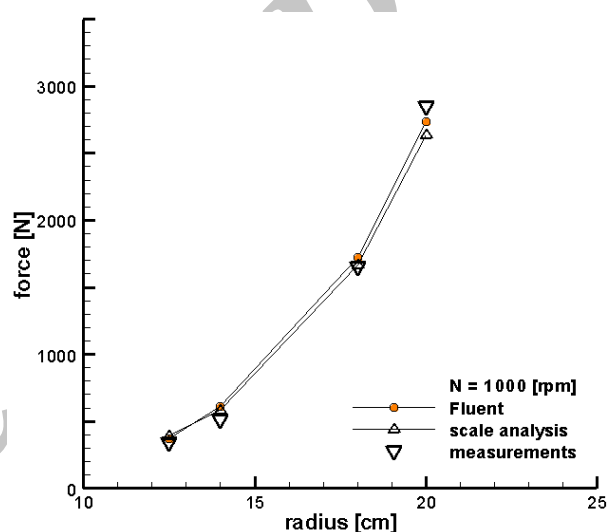
شکل ۵-الف مقایسه تنش فشاری برای شعاع‌های مختلف

در ادامه نتایج حاصله از تحلیل عددی، تست‌های آزمایشگاهی، آنالیز عددی و نتایج تجربی با هم مقایسه شده است. همانگونه که ذکر شد در تمام روش‌های فوق و برای بررسی تاثیر عوامل مختلف، دیسک با شعاع‌های ۱۲/۵، ۱۴، ۱۸ و ۲۰ سانتی متر و سرعت‌های دورانی ۳۰۰، ۵۰۰، ۸۰۰، ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰ دور بر دقیقه در نظر گرفته شده است. نمودار مقایسه‌ای این نتایج در شکل‌های مربوطه آورده شده است. در یک نگاه کلی تغییرات نیروی مکش بوجود آمده و گشتاور مورد نیاز برای چرخاندن شفت دیسک صعودی می‌باشند. شکل‌های (۶) و (۷) نیروی مکش ایجاد شده و شکل‌های (۸) و (۹) گشتاور مورد نیاز را بر مبنای تغییرات سرعت دورانی دیسک و شعاع آن نشان می‌دهند. در شکل (۶) نحوه تغییرات نیروی مکش دیسک بر حسب شعاع دیسک‌های مختلف نمایش داده شده است. سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و شعاع دیسک ۱۲/۵ سانتی متر (شکل ۷) به عنوان مبنای مقایسه نتایج تحلیل از طریق نرم افزار Fluent و تحلیل ابعادی و نیز داده‌های اندازه‌گیری از طریق مجموعه آزمایشی قرار گرفته‌اند. مقایسه نتایج آزمایش نشان می‌دهد که این نتایج بیشتر با نتایج شبیه‌سازی به وسیله نرم افزار Fluent همخوانی داشته و به دلیل برخی فرضیات ساده‌کننده در تحلیل ابعادی، اختلاف حاصله در بازه ۲/۵ تا ۱۵ درصد می‌باشد. بیشترین انحراف در دور ۱۵۰۰ دور بر دقیقه اتفاق می‌افتد که در طراحی دستگاه واقعی سعی گردیده نقطه طرح، از این سرعت دورانی فاصله داشته باشد. نحوه تغییرات گشتاور مورد نیاز نسبت به سرعت دورانی دیسک و نیز شعاع آن در شکل‌های (۸) و (۹) آورده شده‌اند. خاطر نشان می‌گردد، این گشتاور توسط مکانیزم طراحی شده از طریق برس به سازه دستگاه و در نهایت به load cell مربوطه انتقال یافته و اندازه‌گیری می‌شود. مقایسه نتایج نشان می‌دهد که داده‌های اندازه‌گیری و داده‌های تجربی در مجموع همخوانی بیشتری دارند. دلیل این نکته اعمال برخی فرضیات ساده‌کننده که مهمترین آن وجود برس بر روی دیسک است می‌باشد. در مدل ساخته شده در نرم افزار Fluent و تحلیل ابعادی، این واقعیت اغماض گردیده است و لذا گشتاور محاسبه شده از این دو طریق به میزان کمتری محاسبه شده است. در این مورد، انحراف نتایج از ۰/۵ تا ۱۴ درصد مشاهده شده است. همچنین مقدار گشتاور مورد نیاز برای دیسک‌هایی با شعاع ۱۵ سانتی

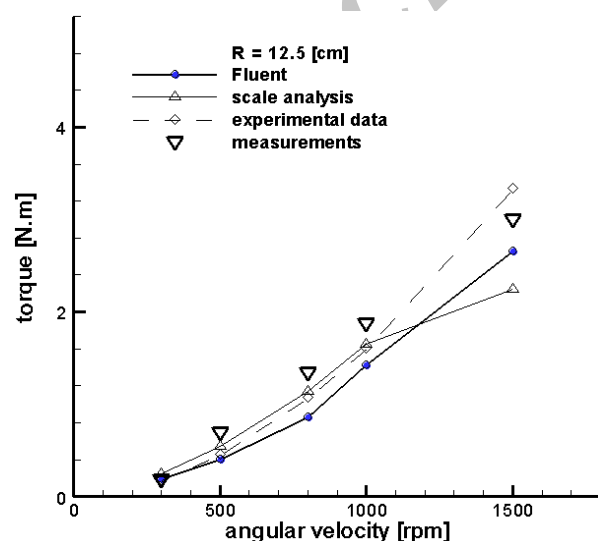
متر در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برابر ۳/۸ نیوتن متر محاسبه شده است. این در حالی است که نتایج تحلیل عددی در همین شرایط گشتاور ۳/۱۹ نیوتن متر با حدود ۱۵ درصد انحراف را ارائه نموده اند. نمودار مربوط به تغییرات کوپل پیچشی بر حسب سرعت دورانی برس و فاصله برس با سطح در شکل (۱۰) نمایش داده شده‌اند. فاصله $d=0$ مربوط به حالتی است که سیستم در جهت عمودی آزاد بوده تا فاصله خود را با سطح تنظیم کند. همچنین نمودار مربوط به تغییرات نیروی مکش ایجاد شده بر اثر چرخش برس بر حسب سرعت دورانی برس و فاصله برس با سطح در شکل (۱۱) نمایش داده شده‌اند. بعلاوه نتایج بدست آمده در محدوده دقت سنسورها، تنها یک منحنی برای نشان دادن رفتار آنها کافی می‌باشد. لازم به ذکر است برای نمایش تغییرات نتایج آزمایش از یک منحنی درجه ۲ استفاده شده و نتایج تا دور ۸۰۰ دور بر دقیقه برون یابی شده‌اند تا پیش بینی نتایج امکان پذیر گردد.



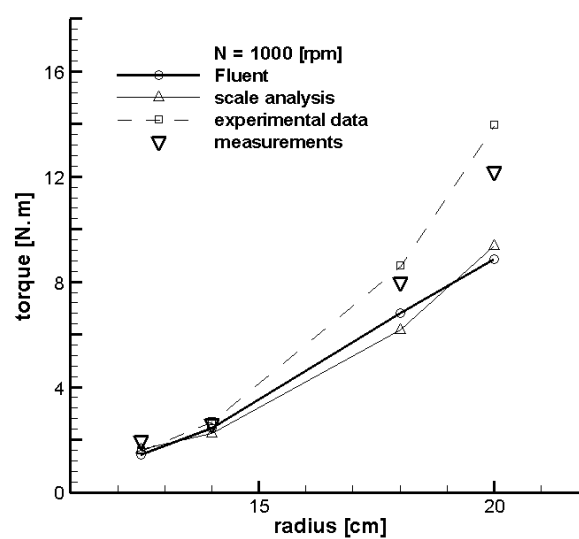
شکل ۷- مقایسه نیرو در سرعت‌های دورانی گوناگون



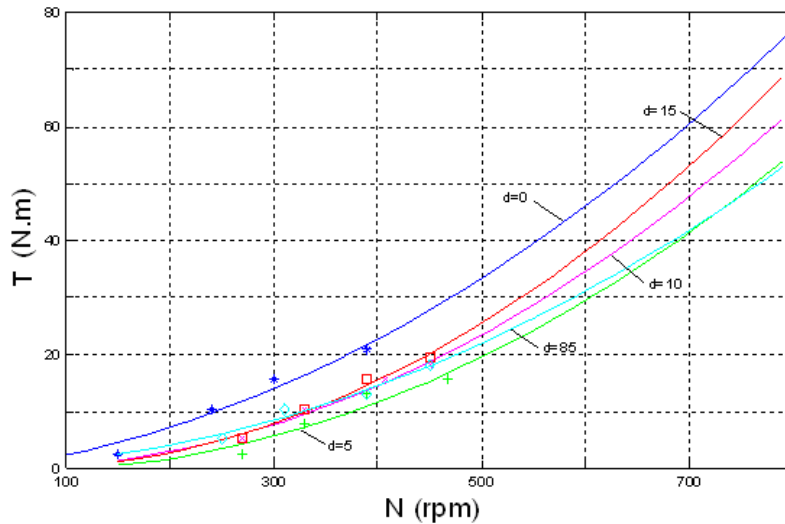
شکل ۶- مقایسه نیروها در دیسک با شعاع‌های متفاوت



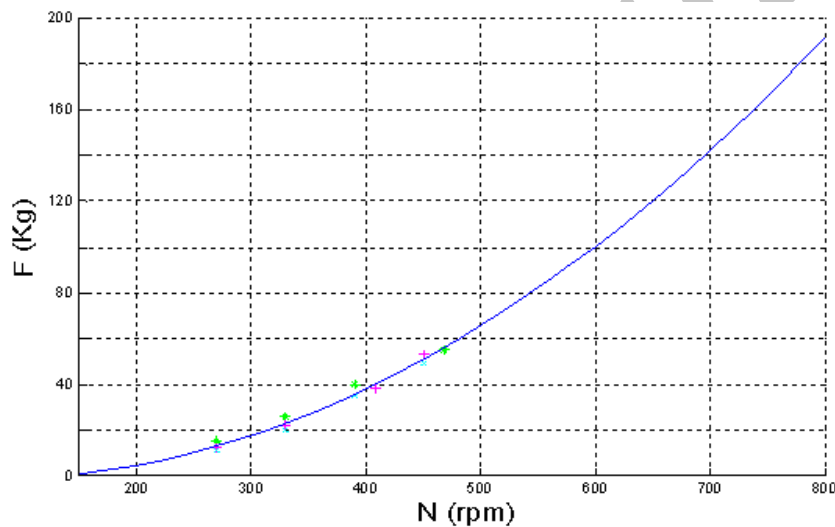
شکل ۹- مقایسه گشتاور در سرعت‌های دورانی متفاوت



شکل ۸- مقایسه گشتاورها در دیسک با شعاع‌های متفاوت



شکل ۱۰- تغییرات کوپل پیچشی مورد نیاز سیستم بر حسب سرعت دورانی دیسک و فاصله آن تا سطح



شکل ۱۱ - تغییرات نیروی مکش ایجاد شده توسط سیستم بر حسب سرعت دورانی دیسک و فاصله آن تا سطح

۷- جمع بندی و نتیجه گیری

به کمک کانتور فشار و سرعت دورانی مقادیر نیروی مکش و گشتاور درگ به ترتیب بدست آمده اند. با توجه به نتایج حاصل از مدل، بیشینه نیروی مکش در سرعت دورانی ۱۵۰۰ دور بر دقیقه و شعاع دیسک ۱۲/۵ سانتی متر، تقریباً برابر با ۸۲/۸ کیلوگرم و گشتاور درگ برابر ۲/۸ نیوتن متر بدست آمده است. این مقادیر کمتر از نتایج پیش بینی شده حاصل از داده های نتایج آزمایش و نیز نتایج تجربی می باشند. علت این امر ایجاد دیسک بجای برس در مدل می باشد. وجود فرچه ها در برس باعث می گردد که جریان مغشوش تر از جریان اطراف یک دیسک شده و در نتیجه نیروی مکش و گشتاور درگ، بیش از نیرو و گشتاور یک دیسک بدون برس محاسبه شود. از این رو اعداد بدست آمده برای حل یک دیسک معقول به نظر می رسند. مطلب قابل توجه اینکه با توجه به نتایج آزمایش، نیروی مکش توسط طراح و به صورت بهینه با استفاده از پارامترهای سرعت زاویه ای محور برس و فاصله برس از سطح که در قالب اعداد بدون بعد قبلاً معرفی

گردیدند انتخاب شده و در این صورت نقطه کار دستگاه بدست می آید. نکته مهم دیگر اینکه بر اساس همخوانی نتایج محاسباتی، تجربی و آزمایشی نقطه طرح دستگاه در نزدیکی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه در نظر گرفته شده است. این نکته به حصول نتایج مدل و محاسباتی به صورت کاربردی کمک شایانی نموده است، به طوری که به عنوان یک استنتاج کلی می توان گفت نیروی مکش با توان دوم سرعت زاویه ای و گشتاور با توان چهارم آن تغییر می کند.

مراجع

- [۱] مهدی لوئی پور، "سیستم تمیز کننده بدنه کشتی درآب"، تهران، دومین کنفرانس ملی صنایع دریایی ایران، ص ۹۹-۸۹، دی ماه (۱۳۷۹).
- [2] Ackerman, J. D., Ethier, C. R., Allen, D. G., and Spelt, J. K., "Investigation of Zebra Mussel Adhesion Strength using Rotating Disks", *Journal of Environmental Engineering*, Vol. 118, No. 5, pp. 708-724, (1992).
- [۳] مهدی لوئی پور، "بررسی اثرات مخرب ارگانسیم های دریایی بر روی سازه و تجهیزات دریایی و ارائه روش های حذف موجودات"، بندرعباس، پنجمین کنفرانس علوم و فنون دریایی و جوی ایران، اسفند (۱۳۷۹).
- [4] Crisp, D. J., Walker, G., Young, G. A. and Yule, A. B., "Adhesion and Substrate Choice in Mussels and Barnacle", *Journal of Colloid Interface Science*, Vol. 104, pp. 40-50, (1985).
- [5] Loeb, G. I., Laster, D., and Gracik, T., "The Influence of Microbial Fouling Films on Hydrodynamic Drag of Rotating Discs", *Marine Biodeterioration, an Inter-disciplinary Study*, J. D. Costlow and R. C. Tipper, eds., Naval Ins. Press, Annapolis, Md., pp. 88-94, (1984).
- [6] Reed, H. L. and Saric, W. S., "Stability of 3 Dimensional Boundary Layers" *Annual Rev. Fluid Mech.* Vol. 21, pp. 235-284, (1989).
- [7] Colley, A. J., Thomas, P. J., Carpenter, P. W., and Cooper, A. J., "An Experimental Study of Boundary-layer Transition Over a Rotating", *Fluid Dynamics Research Centre, School of Engineering, University of Warwick, Coventry, CV4 7AL, United Kingdom*, Vol. 11, pp. 3340-3352, (1999).
- [8] Ersoy, H. V., "Unsteady Flow Due to Concentric Rotation of Eccentric Rotating Disks," *Meccanica*, Vol. 38, No. 3, pp. 325-334, (2003).
- [9] Carpenter, P. W., and Thomas, P. J., "Flow Over Compliant Rotating Disks", *Journal of Engineering Mathematics*, Vol. 57, pp. 303-315, (2007).

- [10] Lingwood, R. J., "Absolute Instability of the Boundary Layer on a Rotating Disk", *Journal of Fluid Mech.*, Vol. 299, pp. 17-34, (1995).
- [11] Erdogan, M. E., "Unsteady Flow between Eccentric Rotating Disks Executing Non-torsional Oscillations," *International Journal of Non-Linear Mechanics*, Vol. 35, No. 4, pp. 691-699, (2000).
- [12] Jarre, S., Gal, P. Le, and Chauve, M. P., "Experimental Analysis of the Instability of the Boundary Layer over a Rotating Disk", *Europhys. Lett.* Vol. 14, pp. 649-654, (1991).
- [13] Jana, R., Maji, M., Das, S., Maji, S. L., and Ghosh, S. K., "Hydrodynamic Flow between Two Non-coincident Rotating Disks Embedded in Porous Media", *World Journal of Mechanics*, Vol. 1, pp. 50-56, (2011).
- [14] Guria, M., Jana, R. N., and Ghosh, S. K., "Unsteady MHD Flow between Two Disks with Non-coincident Parallel Axes of Rotation," *International Journal of Fluid Mechanics Research*, Vol. 34, No. 5, pp. 425-433, (2007).
- [15] Fitzgerald, J. W., Martin, J. E., and Modert, E. F., "Blubber and Compliant Coatings for Drag Reduction in Fluids", in *Proceedings of the International Symposium on Seawater Drag Reduction*, Newport, Rhode Island, pp. 543-550, (1998). (unpublished).
- [16] Cooper, A. J., and Carpenter, P. W., "The Stability of the Rotating-disk Boundary-layer Flow over a Compliant Wall", Type I & Type II Instabilities, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 350, pp. 261-270, (1997).
- [17] Lucey, A. D., and Carpenter, P. W., "Boundary-layer Instability over Compliant Walls", Comparison Between Theory and Experiment, *Phys. Fluids* Vol. 7, pp. 2355-2364, (1995).
- [18] Colley, A. J., "An Experimental Investigation of the Flow in the Boundary Layer above a Rotating Disk, with Compliant Characteristics, in Water", Ph.D. Dissertation, Department of Engineering, University of Warwick, Coventry, England, (1997).

فهرست نمادهای انگلیسی

قطر دیسک	:	d
نیروی کل وارد شده بر دیسک دوار	:	F
نیروی وارد شده بر سطح بالایی دیسک	:	F'
نیروی وارد شده بر سطح زیرین دیسک	:	F''
توزیع فشار بر روی دیسک	:	$P(r)$
فشار حداکثر موتور الکتریکی	:	P_{max}
دبی موتور الکتریکی	:	Q
شعاع دیسک	:	R

شعاع شفت	: R'
گشتاور وارد بر دیسک دوار	: T_d
مولفه سرعت زاویه ای	: u_θ
مولفه سرعت شعاعی	: u_r
مولفه سرعت قائم	: u_z
بردار سرعت روی نقاط دیسک	: V
سرعت زاویه ای گردش دیسک	: w
مختصات در راستای قائم رو به بالا	: Z

نمادهای یونانی

ضخامت لایه مرزی	: δ
لزجت سیال	: μ
چگالی سیال	: ρ
تنش شعاعی وارد بر دیسک دوار	: $\tau_{z\theta}$
تنش زاویه ای وارد بر دیسک دوار	: τ_{zr}

ضمیمه ۱ - مشخصات تجهیزات استفاده شده در مجموعه تست

مشخصات	نوع دستگاه / تجهیز	ردیف
$Q = 14 [cc/t]$ و $P_{max} = 100 [bar]$	موتور هیدرولیک	۱
از نوع پراکسیمیتی با دقت $\pm 1 [rps]$	سنسور سرعت زاویه ای	۲
از نوع خمشی با نشانگر دیجیتال و دقت $\pm 1 [Kg]$	لودسل	۳
حداکثر فشار ۱۵۰ بار، دبی متغیر ۱۲-۶۴ لیتر بر دقیقه	منبع قدرت	۴
ابعاد گوناگون ۱۲/۵ تا ۲۰ سانتی متر	دیسک	۵

Abstract

Over last 5 decades, flow over a rotating-disk has provided a paradigm for the study of laminar-turbulent transition in three-dimensional boundary-layer flows. The study of such flows has made major contributions to our knowledge of the flow associated with the transition process. It is possible to analysis of such disks due to the hydrodynamic aspects in different ways. In this paper, three different approaches are invoked. Numerical solution by FLUENT is compared with the scale analysis and test results obtained by field data using an experimental set up. Also, a comparison with other experimental results is presented. In fact, a semi-experimental study is considered which investigates the laminar-turbulent transition of the boundary layer over rigid and compliant under-water-rotating-disks. Data are presented and analyzed to produce the change of force and torque along some typical disks to optimize our designation procedure. Such disks are used in under-water cleaners applying cleaning of ship hulls. It is the first time that such data has become available and collected for a compliant disk. The experimental observations are not only in qualitative agreement with our theoretical predictions, but confirm the results of previous authors as well.

Archive of SID