

# تأثیر پارامترهای عملیاتی بر روی دقت جریان سنج توربینی با استفاده از شبیه‌سازی CFD

پژوهش نفت

سال بیست و دوم  
شماره ۷۱

صفحه ۹۲-۱۰۳، ۱۳۹۱

تاریخ دریافت مقاله: ۹۰/۱۰/۲۲

تاریخ پذیرش مقاله: ۹۱/۶/۱۶

احمد رستمی و سید حسن هاشم آبادی\*

آزمایشگاه تحقیقاتی CFD، دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه علم و صنعت ایران

Hashemabadi@iust.ac.ir

واژه‌های کلیدی: جریان سنج توربینی، ضریب اندازه‌گیری،  
نفت خام، شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی (CFD)

## چکیده

در این مقاله هدف بررسی تاثیر تغییرات دبی، دما و نوع نفت بر روی ضریب اندازه‌گیری جریان سنج توربینی با استفاده از تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) و مقایسه آن با داده‌های عملیاتی می‌باشد. معادلات پیوستگی و مومنتوم به همراه شرایط مرزی مناسب به صورت عددی و با استفاده از روش حجم محدود در شرایط پایا حل شده‌اند. وابستگی میدان سرعت و فشار از طریق الگوریتم سیمپل برقرار می‌گردد. برای شبیه‌سازی اغتشاش جریان از مدل RNG-k-ε و برای انفصال ترم‌های جا به جایی از روش اختلاف بالادست درجه دوم استفاده شده است. با استفاده از شبیه‌سازی عددی، مقدار نیروی دراگ و لیفت بر روی پره‌های توربین و از موازنه مومنتوم زاویه‌ای، مقدار ضریب جریان به دست می‌آید. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دبی، دقت اندازه‌گیری جریان سنج توربینی تقریباً ثابت مانده و با بالا رفتن دما دقت اندازه‌گیری افزایش می‌یابد. همچنین تغییر نوع نفت از سنگین به سبک باعث افزایش دقت اندازه‌گیری می‌شود.

## مقدمه

جریان سنج توربینی یک نوع دستگاه اندازه‌گیری است که استفاده از آن در صنعت نفت خیلی مرسوم است و اولین نوع آن در سال ۱۹۳۸ اختراع شد. اغلب این نوع جریان سنج به دیگر جریان سنج‌ها به دلیل مزایایی نظیر سادگی در نصب و دقت بالای آن در اندازه‌گیری ترجیح داده می‌شود. به همین دلیل از این دستگاه اغلب برای اندازه‌گیری مواد با ارزش مثل نفت خام، گاز و همچنین فراورده‌های نفت خام استفاده می‌شود. این نوع دبی سنج از نوع دبی سنج‌های سرعتی می‌باشد که سرعت جریان سیال را اندازه‌گیری می‌کند. اجزای اصلی یک جریان سنج

جریان سنج ندارد و فقط در دبی‌های پایین که خارج از محدوده اندازه‌گیری جریان سنج است، ضریب جریان سنج تغییر می‌کند. در یکی دیگر از کارهای انجام شده اثر کاوک‌زایی<sup>۷</sup> بر ضریب عملکرد جریان سنج توسط چن بررسی شده است [۱۰]. نتایجی که از این مطالعه به دست آمد نشان می‌دهد که پدیده کاویتاسیون بر عملکرد و دقت جریان سنج تأثیر زیادی دارد و باید در طراحی‌ها تا جایی که امکان دارد از به وجود آمدن این پدیده جلوگیری کرد. در مطالعاتی که تا کنون بر روی شبیه‌سازی CFD جریان سنج توربینی انجام شده، اثر پارامترهای عملیاتی مختلف از جمله دما (با توجه به تغییرات فصلی دما در شرایط بهره برداری از جریان سنج)، دبی و تغییر نوع نفت بر روی ضریب اندازه‌گیری<sup>۸</sup> جریان سنج بررسی نشده است، در حالی که این عوامل تأثیر زیادی بر روی دقت اندازه‌گیری جریان سنج دارد [۱۱ و ۱۲]. در این مطالعه به بررسی این پارامترها و تأثیر آنها بر روی ضریب اندازه‌گیری جریان سنج پرداخته شده است. لازم به ذکر است که ضریب اندازه‌گیری، نسبت دبی واقعی نفت گذرنده از جریان سنج به دبی اندازه گرفته شده می‌باشد. نکته حائز اهمیت دیگر، انجام شبیه‌سازی برای یک جریان سنج صنعتی برای نفت خام است که تا کنون هیچ گزارشی در این ارتباط منتشر نشده است.

### تئوری حاکم بر جریان سنج توربینی

هر جریان سنج توربینی داری یک مشخصه مهم به اسم ضریب اندازه‌گیری است که دقت اندازه‌گیری دبی توسط جریان سنج را نشان می‌دهد. هرچه این مقدار به یک نزدیک‌تر باشد، دقت جریان سنج بیشتر است. مقدار ضریب اندازه‌گیری از رابطه ۱ به دست می‌آید.

$$M.F = \frac{Q_{Actual}}{Q_{Measured}} \quad (1)$$

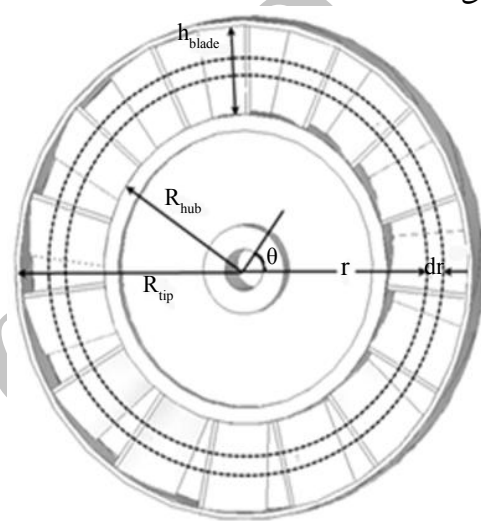
1. Rotor
2. Stator
3. Pickup Coil
4. Conventional
5. Helical Turbine Meter
6. K-factor
7. Cavitation
8. Meter Factor

توربینی شامل بدنه توربین<sup>۱</sup>، یاتاقان گرد، نگهدارنده<sup>۲</sup> شافت، بدنه و سنسور مغناطیسی<sup>۳</sup> می‌باشد. اغلب این اجزاء از فولاد ضد زنگ ساخته شده‌اند. جریان سنج‌های توربینی از نظر نحوه عملکرد دو نوع هستند که با توجه به جهت شافت روتور نصب شده نام‌گذاری می‌شوند. اگر جهت شافت توربین در راستای جریان باشد، به آن جریان سنج توربینی محوری یا همان جریان سنج توربینی می‌گویند، ولی اگر جهت شافت نصب شده عمود بر جهت جریان باشد، به آن جریان سنج توربینی مماسی گفته می‌شود. در این نوع جریان سنج‌ها، با استفاده از انرژی جنبشی جریان سیال، توربین جریان سنج به چرخش درمی‌آید [۱-۴]. دو نوع مختلف توربین ممکن است مورد استفاده قرار گیرد. نوع اول که به عنوان توربین معمولی<sup>۴</sup> شناخته می‌شود، بیشتر در صنایع نفت و گاز کاربرد دارد و معمولاً برای اندازه‌گیری‌های مربوط به نفت سبک و فرآورده‌های نفتی استفاده می‌شود. نوع دوم این جریان سنج‌ها به عنوان توربینی ملخی<sup>۵</sup> شناخته می‌شود که طبق استاندارد API در اندازه‌گیری دبی نفت سنگین و فرآورده‌های سنگین مثل مازوت مورد استفاده قرار می‌گیرد [۵-۷].

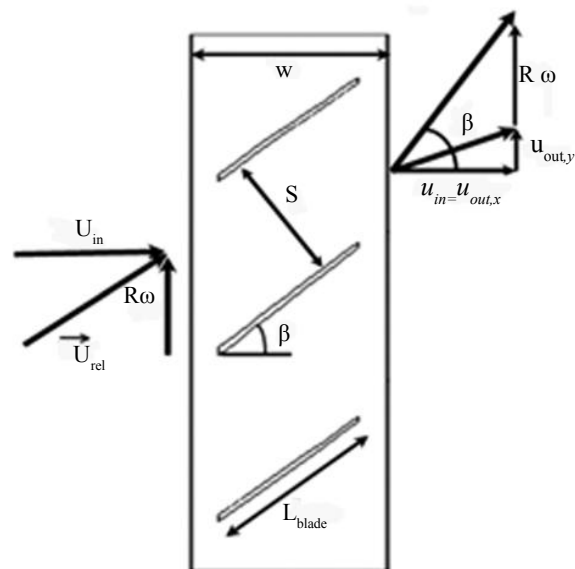
مطالعات کمی به صورت تئوری روی جریان سنج توربینی انجام و یا منتشر شده است که در اینجا چند نمونه از این مطالعات مورد بررسی قرار گرفته است. در یکی از کارهای تحقیقاتی که توسط ژن در سال ۱۹۹۸ انجام گردید، جریان سنج توربینی از نوع مماسی شبیه‌سازی شد که هدف آن بررسی تأثیر تغییرات دبی بر روی ضریب جریان سنج<sup>۶</sup> و همچنین نیروی گشتاور تولید شده توسط توربین در جریان سنج توربینی با استفاده از شبیه‌سازی CFD است [۸]. نتایج به دست آمده در این مطالعه نشان می‌دهد که تغییرات دبی بر ضریب جریان سنج تأثیر چندانی نداشته و تابعیت ضریب جریان سنج بر حسب دبی تقریباً خطی است. یکی دیگر از کارهایی که در این زمینه انجام شده تخمین ضریب جریان سنج توربینی نوع محوری با استفاده از شبیه‌سازی عددی توسط چن در سال ۲۰۰۸ می‌باشد [۹]. در این مطالعه نیز تأثیر تغییرات دبی بر روی ضریب جریان سنج بررسی شده است. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که تغییرات دبی تأثیر چندانی بر روی ضریب

در رابطه ۱، دبی واقعی همان دبی داده شده در شبیه‌سازی و دبی اندازه گرفته شده دبی محاسبه شده بر اساس عملکرد جریان سنج می‌باشد. لازم به ذکر است که ضریب اندازه‌گیری عملیاتی نسبت حجم بشکه‌های گذشته از پروور<sup>۱</sup> به حجم بشکه نفت خام عبور کرده از جریان سنج می‌باشد که سعی شده همان منطق ضریب اندازه‌گیری عملیاتی در شبیه‌سازی CFD نیز لحاظ شود. شکل ۱ شماتیکی از توربین جریان سنج در دو نمای مختلف را نشان می‌دهد.

در رابطه ۱، دبی واقعی همان دبی داده شده در شبیه‌سازی و دبی اندازه گرفته شده دبی محاسبه شده بر اساس عملکرد جریان سنج می‌باشد. لازم به ذکر است که ضریب اندازه‌گیری عملیاتی نسبت حجم بشکه‌های گذشته از پروور<sup>۱</sup> به حجم بشکه نفت خام عبور کرده از جریان سنج می‌باشد که سعی شده همان منطق ضریب اندازه‌گیری عملیاتی در شبیه‌سازی CFD نیز لحاظ شود. شکل ۱ شماتیکی از توربین جریان سنج در دو نمای مختلف را نشان می‌دهد.



الف



ب

شکل ۱- توربین جریان سنج (الف-سه بعدی ب-دو بعدی) [۴]

$$u_{in,x} dA_{in} = u_{out,x} dA_{out} \quad (2)$$

با توجه به اینکه سطح المان در ورودی و خروجی یکسان است، سرعت جهت X در ورودی ( $u_{in,x}$ ) و خروجی ( $u_{out,x}$ ) برابری می‌باشد. با استفاده از معادله مومنتوم، مقدار نیروی وارد از طرف توربین به سیال با توجه به شکل (۱-ب) از معادله (۳) به دست می‌آید. لازم به ذکر است که سیال در بدو ورود به توربین، فقط تحت تاثیر سرعت چرخش توربین قرار می‌گیرد و در خروج از توربین به خاطر انحنای پره‌های توربین، مؤلفه سرعت در جهت Y نیز خواهد داشت.

$$\rho((u_{out,y} + r\omega)u_{out,x} dA_{out} - u_{in,x} \cos\alpha dA_{in}) = dF_{bf,y} \quad (3)$$

که در آن  $\rho$  دانسیته سیال و  $dF_{bf,y}$  مقدار نیروی خالص وارد از طرف توربین بر سیال در المان مورد نظر است. همچنین از شکل (۱-ب) می‌توان نتیجه گرفت:

$$u_{out,y} = u_{out,x} \tan(\beta) - r\omega \quad (4)$$

که در آن  $\beta$  زاویه پره با محور افقی می‌باشد. با قرار دادن معادله ۴ در معادله ۳ مقدار نیروی وارد شده بر سیال در جهت Y به دست می‌آید.

$$\rho(u_{out,x}^2 \tan(\beta) dA_{out} - u_{in,x} \cos\alpha dA_{in}) = dF_{bf,y} \quad (5)$$

نیرویی که سیال بر توربین وارد می‌کند، برابر نیروی فوق و در جهت عکس می‌باشد، بنابراین داریم:

$$dF_{bf,y} = -dF_{fb,y}$$

این نیرو باعث ایجاد یک گشتاور چرخشی در توربین می‌شود که از معادله ۶ به دست می‌آید.

$$dT_d = r \cdot dF_{fb,y} \quad (6)$$

1. Prover

2. Momentum Approach

در ابتدا با استفاده از دو دیدگاه، مقدار نیروی گشتاوری که سیال بر پره‌های توربین وارد می‌کند را به دست آورده

$$F_y = n(-F_L \cos \phi + F_D \sin \phi) \quad (۸)$$

که در آن  $n$  تعداد پره‌های توربین،  $F_L$  نیروی لیفت،  $F_D$  نیروی دراگ و  $\phi = \beta - \alpha$  (زاویه برخورد جریان ورودی به توربین) است. می‌توان از  $\alpha$  در مقابل  $\beta$  صرف نظر کرد و زاویه  $\phi$  را با  $\beta$  برابر در نظر گرفت. مقدار گشتاور چرخشی که از نیروهای لیفت و دراگ حاصل می‌شود از معادله ۹ قابل محاسبه است.

$$T_d = Rn(-F_L \cos \phi + F_D \sin \phi) \quad (۹)$$

که در آن  $R$  فاصله مرکز برآیند نیروهای دراگ و لیفت از مبدأ مختصات است (برآیند نیروها بر روی مرکز سطح جسم وارد می‌شود که در اینجا فاصله مرکز از سطح  $R=0/119M$  می‌باشد). با برابر قرار دادن دو معادله (۷) و (۹) و محاسبه نیروهای لیفت و دراگ و همچنین توزیع سرعت در ورودی و خروجی توربین جریان سنج، مقدار سرعت دوران توربین را می‌توان محاسبه نمود. کلیه محاسبات با استفاده از شبیه‌سازی CFD جریان سنج انجام شده است [۱۳].

پره‌های جریان سنجی که در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته، دارای انحنا است که در این حالت زاویه پره جریان سنج تابع شعاع می‌باشد. مقدار زاویه پره نسبت به محور افقی با توجه به شکل ۱ از معادله ۱۰ به دست می‌آید [۱۳]:

$$\cos \beta = \frac{w}{L_{blade}(r)} \quad (۱۰)$$

همچنین داریم:

$$L_{blade}(r) = L_{blade}(r_{hub}) + \frac{L_{blade}(r_{tip}) - L_{blade}(r_{hub})}{h_{blade}}(r - r_{hub}) \quad (۱۱)$$

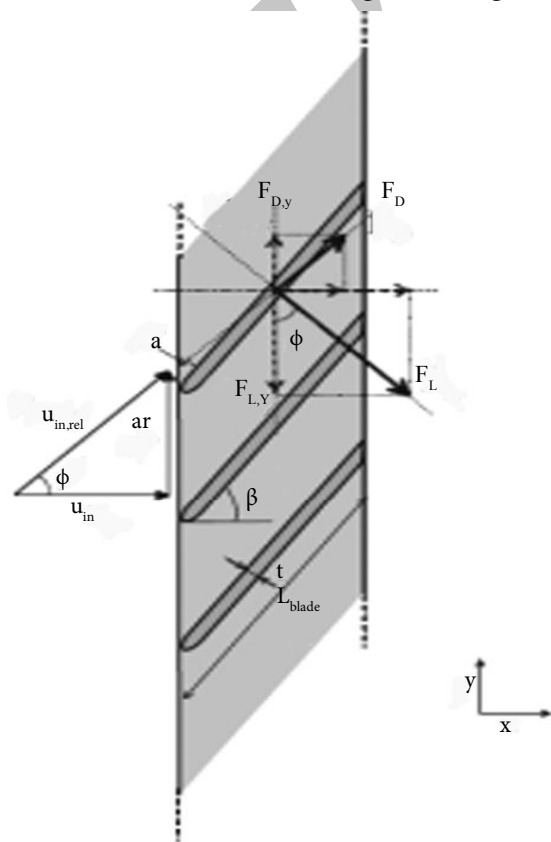
در معادلات ۱۰ و ۱۱،  $w$  پهنای توربین،  $L_{blade}$  طول پره‌های توربین و  $h_{blade}$  ارتفاع پره توربین می‌باشد (به شکل ۱ رجوع شود). با توجه به مشخص بودن ساختار هندسی جریان سنج، می‌توان تابعیت زاویه پره را نسبت به شعاع به دست آورد [۱۳]. ابعاد هندسی جریان سنج بر حسب میلی‌متر در جدول ۱ آورده شده است.

با انتگرال‌گیری معادله ۶ از  $r_{hub}$  تا  $r_{tip}$  (شعاع داخلی و خارجی حلقه توربین)، گشتاور چرخشی در کل توربین محاسبه می‌شود.

$$T_d = - \int_{r_{hub}}^{r_{tip}} \rho u_{out,x}^2 (\tan \beta) r dA_{out} + \quad (۷)$$

$$\int_{r_{hub}}^{r_{tip}} \rho u_{in,x} \omega r^2 dA_{in}$$

در دیدگاه دوم که به دیدگاه ایرفویل<sup>۱</sup> مشهور است [۱۵]، نیروی دراگ و لیفت وارد از طرف سیال بر توربین که عامل چرخش توربین است محاسبه شده و سپس گشتاور چرخشی به دست می‌آید.



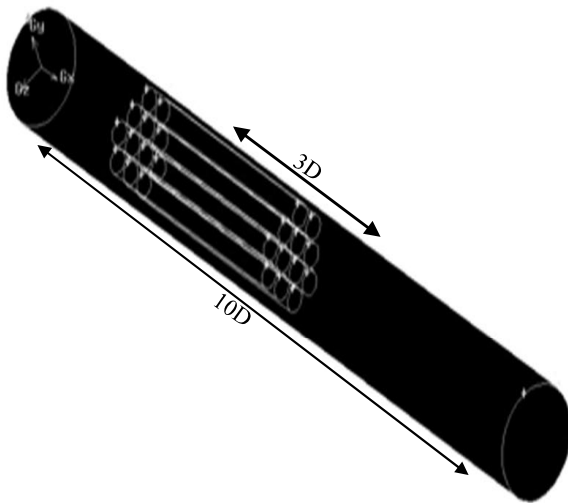
شکل ۲- نیروهای دراگ و لیفت وارد شده از طرف سیال بر توربین در حالت دو بعدی [۴]

با توجه به شکل ۲ مقدار نیروی برآیند در جهت  $y$  عامل چرخش توربین می‌باشد، که از معادله ۸ به دست می‌آید.

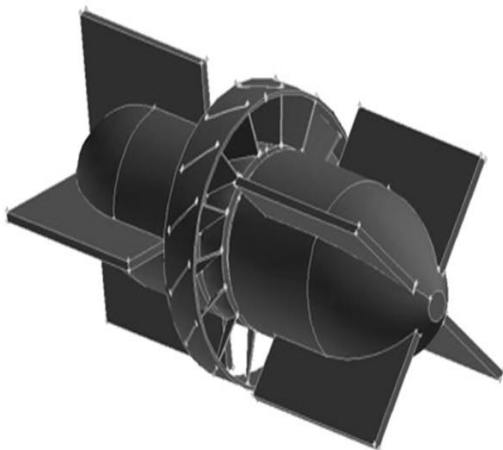
جدول ۱- ابعاد هندسی جریان سنج توربینی مدل K2DKAXXX03001 به میلی‌متر واقع در پایانه‌های نفتی جزیره خارک

$L_{blade}(r_{hub})$	$L_{blade}(r_{tip})$	$r_{tip}$	$w$	$r_{hub}$	$h_{blade}$
۵۲/۳۴	۵۷/۶	۱۴۶/۵	۴۴	۹۲/۶	۵۳/۶۵

TGrid و بقیه لوله از نوع Cooper می‌باشد.



شکل ۳- هندسه مجموعه لوله‌های یکنواخت کننده جریان قبل از مش‌بندی



شکل ۴- هندسه جریان سنج قبل از مش‌بندی

شرط مرزی ورودی<sup>۲</sup> برای مجموعه لوله‌ها و شرط مرزی خروجی<sup>۳</sup> برای جریان سنج اعمال شده است. معادلات حاکم به همراه شرایط مرزی به صورت عددی و با استفاده از روش حجم محدود حل می‌شوند. سیال گذرنده نفت می‌باشد که خصوصیات آن در جدول ۲ ارائه شده است. وابستگی میدان سرعت و فشار از طریق الگوریتم سیمپل<sup>۴</sup> (SIMPLE) برقرار می‌گردد. برای انفصال‌سازی ترم‌های جا به جایی از روش اختلاف بالادست<sup>۵</sup> درجه دوم استفاده شده است.

1. Boussinesq
2. Mass flow inlet
3. Outflow
4. Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
5. Upwind

بعد از قرار دادن داده‌های جدول ۱ در معادلات ۱۰ و ۱۱، تابعیت زاویه پره بر حسب شعاع توربین به دست می‌آید. تابعیت  $\tan\beta$  بر حسب شعاع، پس از قرار دادن مشخصات هندسی جریان سنج به صورت معادله ۱۲ درمی‌آید [۱۳].

$$\tan \beta = \sqrt{(1.189 + 2.22(r - 0.0926))^2 - 1} \quad (12)$$

برای به دست آوردن مقدار نیروهای دراگ و لیفت و همچنین توزیع سرعت جریان در ورودی و خروجی توربین، باید معادله پیوستگی و معادلات ممتوم در سه جهت حل شوند.

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (13)$$

$$\rho \nabla \cdot (\mathbf{u}\mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau} + \boldsymbol{\tau}^t) + \rho \mathbf{g} \quad (14)$$

که  $\tau$  تنش ناشی از جریان ویسکوز و  $\tau^t$  تنش ناشی از اغتشاش یا همان تنش رینولدز می‌باشد که در این شبیه‌سازی با استفاده از مدل اغتشاش  $k-\epsilon$  به دست آمده است. در این دیدگاه با حل معادلات انرژی جنبشی  $k$  و نرخ تلفات انرژی جنبشی  $\epsilon$ ، مقدار ویسکوزیته اغتشاش  $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$  محاسبه می‌شود ( $C_\mu = 0.09$ ) و با تئوری بوسینسک<sup>۱</sup> مقدار مؤلفه‌های تنسور تنش توربولانسی  $\tau^t$  به دست می‌آید [۱۵].

### شرایط مرزی و شبیه‌سازی عددی

در این مطالعه جریان سنج توربینی در درون لوله ای به قطر ۱۲ اینچ و طول ۴m قرار گرفته است. جریان سنج متشکل از ۱۵ پره دارای انحنا است و جریان قبل از رسیدن به توربین به منظور یکنواخت کردن جریان و بهبود عملکرد جریان سنج، طول لوله‌ای به اندازه ده برابر قطر لوله (10D) را که در داخل آن مجموعه‌ای از لوله‌ها به طول 3D قرار دارد، طی می‌کند. این جریان سنج توربینی به ازای هر دور کامل، ۶۸ پالس ایجاد می‌نماید. دامنه محاسباتی و زمان انجام محاسبات در حالتی که هم جریان سنج و هم مجموعه لوله‌ها شبیه‌سازی شود، خیلی زیاد است. بنابراین این دو ناحیه به صورت جداگانه شبیه‌سازی شده است. هندسه مجموعه لوله و قبل جریان سنج به ترتیب در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شده است. تعداد مش‌ها برای مجموعه لوله‌ها ۲۰۱۱۸۴ و برای جریان سنج برابر ۱۱۹۸۸۰۱ می‌باشد. برای مش‌بندی، حجم کل لوله به چند قسمت تقسیم شده است. قسمتی که شامل جریان سنج و مجموعه لوله‌ها است از نوع

جدول ۲- خصوصیات سیال نفت در دماهای مختلف

درجه API	دانسیتة (Kg/m <sup>3</sup> )	ویسکوزیتة (Kg/(m.s))	دما (°C)	نوع نفت
۳۳	۸۵۶	۰/۰۰۸۵۶	۲۱	نفت ۱
۲۷	۸۸۰	۰/۰۱۳	۳۴/۵	نفت ۲
۲۹	۸۸۵	۰/۰۳۴	۱۰	نفت ۳
۲۹/۶	۸۷۵	۰/۰۲۱	۲۰	
۳۰/۳	۸۷۱	۰/۰۱۷۵	۲۱	
۳۰/۸	۸۵۵	۰/۰۱	۴۰	

که از جدول ۳ مشخص است، با افزایش تعداد مش‌ها دقت محاسبات بیشتر می‌شود ولی از طرف دیگر زمان محاسبات نیز افزایش می‌یابد. برای مش‌های بالاتر از ۱۲۰۰۰۰۰، دقت محاسبات نسبت به زمان انجام محاسبات تغییر چندانی نمی‌کند. در این مطالعه از مش ۱۲۰۰۰۰۰ استفاده شده است. برای شبیه‌سازی جریان ناآرام از مدل اغتشاش  $k-\epsilon$  و برای پیش‌بینی رفتار سیال در کنار دیواره از تابع دیواره<sup>۱</sup> استفاده شده است. همان‌طور که از شکل ۵ مشخص است، مقدار  $y^+$  در نزدیکی دیواره برای همه مدل‌ها بزرگتر از ۳۰ می‌باشد. بنابراین، شبکه محاسباتی در نظر گرفته شده شرایط استفاده از تابع دیواره در شبیه‌سازی اغتشاش را دارد.

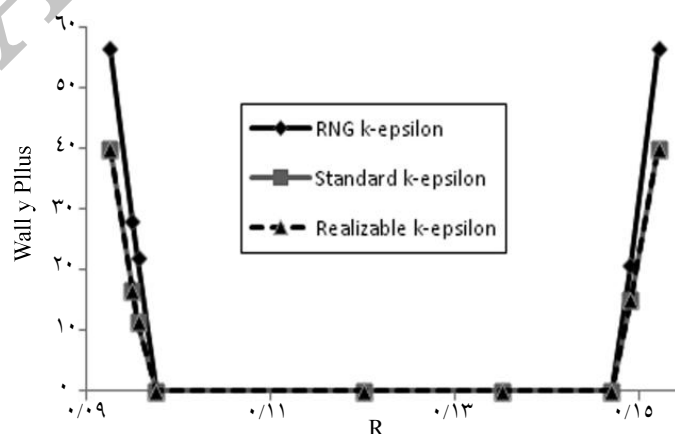
### تجزیه و تحلیل نتایج

**بررسی تأثیرات تغییرات دبی بر روی عملکرد جریان سنج**  
در این بخش به بررسی تأثیر تغییرات دبی بر روی عملکرد جریان سنج می‌پردازیم. سیال مورد استفاده، نفت شماره ۲ در دمای  $34/5^\circ\text{C}$  می‌باشد (جدول ۲). از حل معادلات حاکم، مقدار نیروهای دراگ و لیفت وارد بر دیواره پره‌های توربین و همچنین توزیع سرعت در ورودی و خروجی توربین در دبی‌های مختلف نفت به دست می‌آید. جواب‌ها مستقل از تعداد مش بوده و با افزایش تعداد مش، تغییری در نتایج حاصل نشد.

جدول ۳ نتایج به دست آمده برای مش‌های مختلف را در دبی  $2000 \text{ bbl/hr}$  و برای نفت ۲ نشان می‌دهد. همان‌گونه

جدول ۳- نتایج به دست آمده برای مش‌های مختلف

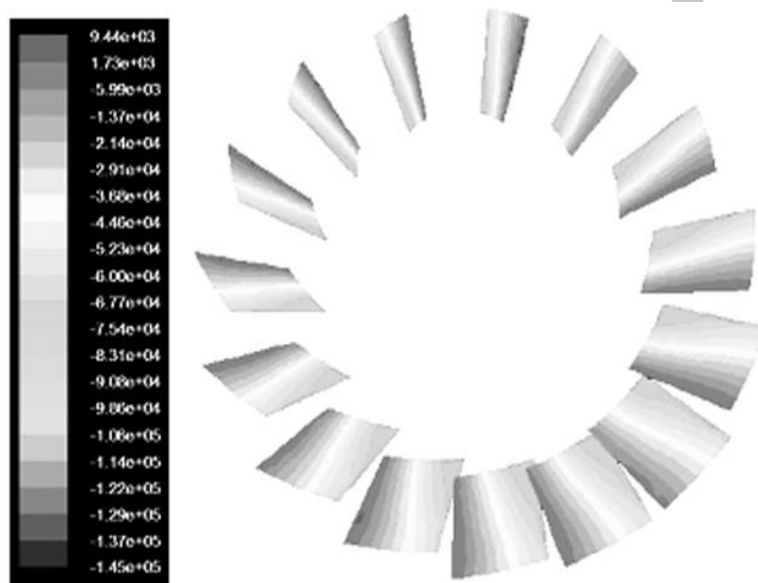
تعداد مش	۴۳۵۰۰۰	۶۵۰۰۰۰	۹۱۰۰۰۰	۱۲۰۰۰۰۰	۱۵۵۰۰۰۰
ضریب اندازه‌گیری	۰/۴۲	۰/۵۳	۰/۶۲	۰/۶۶	۰/۶۷۵

شکل ۵- نمودار  $y^+$  بر حسب موقعیت node در مدل‌های اغتشاش مختلف رو نگهدارنده ( $x = 9/3 \text{ m}$ )

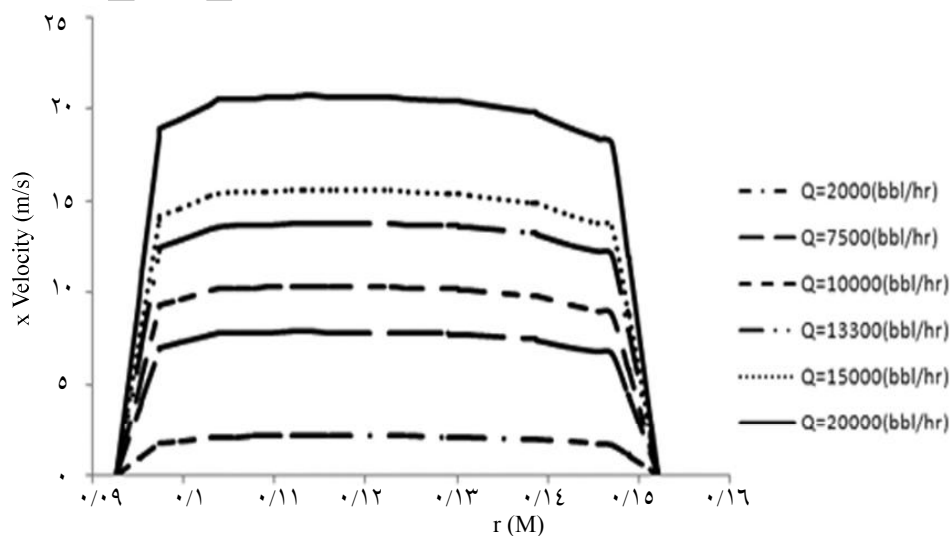
برابر هستند. با داشتن پروفایل سرعت ورودی و خروجی بر حسب شعاع از معادله ۷، مقدار گشتاور چرخشی بر حسب  $\omega$  به دست می‌آید. برای محاسبه دبی اندازه‌گیری شده توسط جریان سنج با توجه به شکل ۱ و البته با در نظر گرفتن حالت ایده‌آل ( $u_{out,y} = 0$ )، ابتدا با استفاده از رابطه ۱۵ سرعت سیال و سپس دبی اندازه‌گیری شده به دست می‌آید [۱۴ و ۱۵]:

$$u = \frac{r \cdot \omega}{\tan \beta} \quad (15)$$

کانتور فشار بر روی پره‌ها در شکل ۶ نشان می‌دهد که در ابتدای پره فشار زیاد بوده و هرچه به انتهای پره، می‌رسیم به دلیل تبدیل فشار به سرعت، فشار بر روی پره کم می‌شود نیرویی که به پره وارد می‌شود. بنابراین، در ابتدای پره بیشتر است. شکل ۷ پروفایل سرعت ورودی به توربین جریان سنج در جهت عمود بر جریان در چند دبی مختلف که از نتایج شبیه‌سازی به دست آمده را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه دبی ورودی به جریان سنج زیاد می‌باشد، پروفایل سرعت در ورودی و خروجی تقریباً یکنواخت و



شکل ۶- کانتور فشار نسبی به پاسکال بر روی پره‌های توربین جریان سنج برای نفت ۲ (T= ۹۴ °F)



شکل ۷- پروفایل سرعت ورودی به توربین جریان سنج بر حسب شعاع توربین در دبی‌های مختلف ( $x = 9/3$  m در بالا دست توربین)

میان‌گیری شده است. با داشتن سرعت متوسط مقدار دبی به دست می‌آید.

$$u = 3.34 \frac{m}{s} \quad A = 0.04m^2 \rightarrow Q = u \times A = 0.134 \frac{m^3}{s} = 3030 \frac{bbl}{hr}$$

با استفاده از معادله ۱ مقدار ضریب اندازه‌گیری به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$M.F = \frac{Q_{Actual}}{Q_{Measured}} = \frac{2000}{3030} = 0.66 \quad (19)$$

خطایی که در ضریب اندازه‌گیری به دست آمده از نتایج شبیه‌سازی مشاهده می‌شود، به دلیل در نظر نگرفتن تاثیر عوامل اصطکاک شامل اصطکاک یاتاقان و اصطکاک بین پره‌های توربین با سنسور مغناطیسی و همچنین ثابت در نظر گرفتن توربین جریان سنج می‌باشد.

### اعتبارسنجی نتایج

مقدار ضریب  $k$  جریان سنج که تابعی از ضریب اندازه‌گیری می‌باشد، یکی از پارامترهایی است که در واحدهای عملیاتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. ضریب  $k$  از معادله زیر به دست می‌آید.

$$k = \frac{Pulse}{Q} \quad (20)$$

ضریب  $k$  جریان سنج با ضریب اندازه‌گیری رابطه عکس دارد. با استفاده از دیدگاه فوق جریان سنج توربینی مدل K2DKAXXX03001 شبیه‌سازی گردید. در این شبیه‌سازی از نفت ۲ (جدول ۲) در دمای  $34/5^\circ C$  استفاده شده است.

مقدار نیروهای لیفت و دراگ مربوط به یک پره، سرعت دوران و ضریب اندازه‌گیری به دست آمده از نتایج شبیه‌سازی در جدول ۴ آورده شده است. همان گونه که از جدول ۴ مشخص است، در شبیه‌سازی تغییرات دبی تأثیر چندانی بر روی ضریب اندازه‌گیری جریان سنج ندارد اما همین تغییرات کوچک در اندازه‌گیری دبی واقعی سیال خیلی مهم است و باید در نظر گرفته شود.

### نحوه محاسبه ضریب اندازه‌گیری

چنانچه دبی عبوری از جریان سنج  $Q=2000$  bbl/hr باشد، ابتدا با استفاده از معادله ۷ مقدار نیروی گشتاور بر حسب سرعت دوران به دست می‌آید. توزیع سرعت در ورودی و خروجی توربین توسط نرم افزار محاسبه شده است. پس از به دست آوردن مقدار انتگرال‌ها و ساده‌سازی، معادله ۷ بر حسب سرعت دوران به صورت زیر خلاصه می‌شود:

$$T_d = 0.148w - 3.17 \quad (16)$$

از طرف دیگر، با استفاده از مقدار نیروی لیفت و دراگ که از طریق شبیه‌سازی و توسط نرم‌افزار به دست آمده مقدار نیروی گشتار با استفاده از معادله ۹ به دست می‌آید:

$$T_d = 5.84 \quad (17)$$

با برابر قرار دادن دو معادله بالا مقدار سرعت دوران به دست می‌آید.

$$0.148w - 3.17 = 5.84 \rightarrow w = 18 \frac{rad}{s} \quad (18)$$

حال با استفاده از معادله ۱۵، مقدار سرعت  $u$  قابل محاسبه است. البته با توجه به وابستگی زاویه  $\beta$  به شعاع (طبق رابطه ۱۲) مقدار سرعت در نقاط مختلف محاسبه و سپس

جدول ۴- نیروی لیفت و دراگ، سرعت دوران و ضریب اندازه‌گیری جریان سنج در دبی‌های مختلف (نفت ۲، جدول ۲)

ضریب اندازه‌گیری	سرعت دوران (rad/s)	نیروی لیفت (نیوتن)	نیروی دراگ (نیوتن)	دبی (bbl/hr)
۰/۶۶	۱۸	۹/۹	۷/۷	۲۰۰۰
۰/۶۴۵	۷۰/۰۸	۲۷/۱۴۳	۲۵/۱۱۰	۷۵۰۰
۰/۶۵	۹۲	۸۵/۲۴۹	۳۵/۱۹۵	۱۰۰۰۰
۰/۶۵۳	۱۲۲	۴۵۵	۳۴۷	۱۳۳۰۰
۰/۶۴۵	۱۴۰	۵۷۳	۴۳۸	۱۵۰۰۰
۰/۶۴۷	۱۸۶	۱۰۱۷	۷۷۸	۲۰۰۰۰

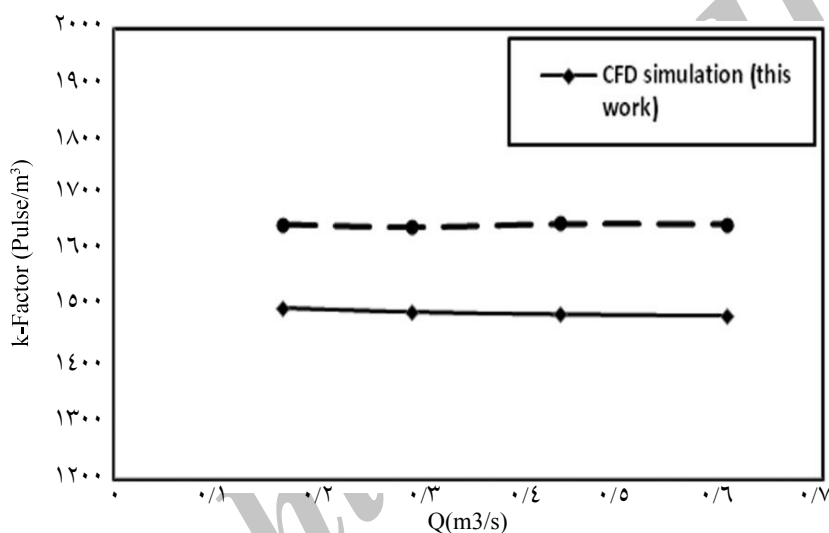


ویسکوزیته و دانسیته می‌شود، تکرار شده و ضریب اندازه‌گیری جریان سنج به دست آمده است. نحوه محاسبات مشابه قبل می‌باشد، با این تفاوت که در اینجا خواص سیال نفت تغییر کرده است. در شبیه‌سازی مربوط به این قسمت از نفت ۳ در دماهای مختلف استفاده شده است (جدول ۲). مقدار ضریب اندازه‌گیری در دبی ۷۵۰۰ bbl/hr محاسبه شده است. شکل ۹ منحنی تغییرات ضریب اندازه‌گیری بر حسب دما را نشان می‌دهد.

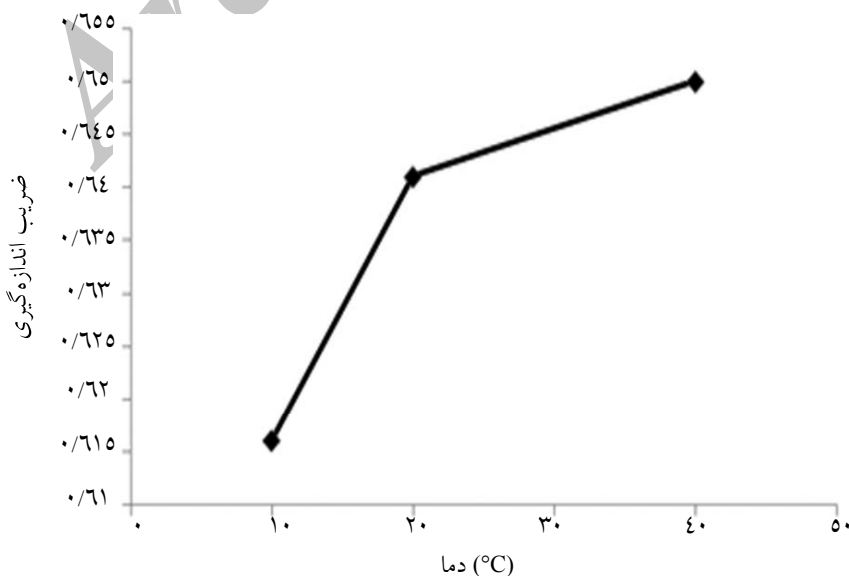
در شکل ۸ تأثیر تغییرات دبی بر ضریب k جریان سنج حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های تجربی مقایسه شده است. لازم به ذکر است که داده‌های تجربی اطلاعاتی است که تحت عنوان منحنی کالیبراسون توسط سازنده جریان‌سنج ارائه شده است. پیش‌بینی مدل تقریباً ۱۰٪ خطا دارد که به نظر می‌رسد دقت خیلی خوبی در شبیه‌سازی باشد [۱۷].

#### بررسی تأثیر تغییرات دما بر روی عملکرد جریان سنج

در اینجا شبیه‌سازی‌ها در دماهای مختلف که باعث تغییر



شکل ۸- نمودار مقایسه ضریب k جریان سنج (مدل K2DKAXXX03001) تجربی و عددی بر حسب دبی حجمی



شکل ۹- منحنی تغییرات ضریب اندازه‌گیری جریان‌سنج بر حسب دما

### نتیجه‌گیری

در این مطالعه مدل CFD جریان سنج توربینی ۱۲ اینچ مورد استفاده در پایانه‌های صادراتی نفت خام (مدل K2D-KAXXX03001) با استفاده از موازنه سرعت زاویه‌ای توسعه یافته است. برای شبیه‌سازی جریان مغشوش نفت خام گذرنده از جریان سنج، از مدل اغتشاش  $k-\epsilon$  استفاده شده است. تأثیر شرایط عملیاتی مختلف شامل تغییرات دبی، دما و نوع نفت بر عملکرد جریان سنج توربینی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که تغییرات دبی بر روی ضریب اندازه‌گیری جریان سنج تأثیر دارد. همچنین نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که تغییرات دما در فصول مختلف تأثیر زیادی بر دقت عملکرد آن دارد. در دماهای بالاتر که ویسکوزیته نفت کاهش پیدا می‌کند، دقت اندازه‌گیری بالاتر است و با کاهش دما، خطای اندازه‌گیری بیشتر می‌شود. همین رفتار برای تغییر در نوع نفت گذرنده از جریان سنج نیز مشاهده می‌شود. جریان سنج برای نفت ۱ که دارای ویسکوزیته کمتری است، دقت بالاتری دارد و در یک دبی ثابت با بالارفتن ویسکوزیته در نفت ۳، دقت اندازه‌گیری کاهش می‌یابد. این مطالعه نشان دهنده توانمندی شبیه‌سازی CFD برای پیش‌بینی عملکرد جریان سنج‌های مورد استفاده در صنعت نفت می‌باشد. لذا می‌توان با این ابزار تأثیر شرایط مختلف عملیاتی از جمله تغییر نوع نفت، تغییر ساختار هندسی جریان سنج، تأثیرات کاوک‌زایی و ... را روی دقت اندازه‌گیری این جریان سنج‌ها با هزینه کمتر بررسی کرد و از عواملی که باعث افزایش خطای اندازه‌گیری در واحدهای عملیاتی می‌شود، جلوگیری نمود.

### قدردانی و تشکر

از حمایت مالی شرکت پایانه‌های نفتی ایران در انجام این مطالعه قدردانی و تشکر می‌شود.

### فهرست علائم و نشانه‌ها

$A_m$ : سطح مقطع ورودی به توربین جریان سنج روی نگهدارنده ( $m^2$ )

همان گونه که از شکل ۹ مشخص است، افزایش دما باعث افزایش ضریب اندازه‌گیری جریان سنج و در نتیجه افزایش دقت اندازه‌گیری می‌شود. به عبارت دیگر این نوع جریان سنج در دماهای بالاتر (فصول گرم سال نسبت به فصول سرد) عملکرد دقیق‌تری دارد. علت افزایش دقت جریان سنج توربینی در دماهای بالاتر به کم شدن ضخامت لایه مرزی تشکیل شده در دو طرف پره‌های توربین مربوط می‌شود که باعث افزایش سطح مؤثر عبور جریان در این نوع جریان سنج می‌گردد. همچنین افزایش دما باعث کاهش ویسکوزیته سیال می‌شود که این کاهش ویسکوزیته باعث کاهش نیروی ویسکوز سیال بر پره و به دنبال آن کاهش سرعت دوران توربین می‌شود. با توجه به رابطه مستقیم سرعت دوران با دبی اندازه‌گیری شده توسط جریان سنج و با توجه به رابطه ۱، ضریب اندازه‌گیری جریان سنج زیاد می‌شود.

### بررسی تأثیر نوع نفت بر روی عملکرد جریان سنج

در این قسمت به بررسی تأثیر نوع نفت بر روی عملکرد جریان سنج پرداخته شده است. محاسبات در دبی‌های مختلف برای دو نوع نفت ۱ و ۲ در دمای  $21^\circ C$  انجام شده است. مقدار ضریب اندازه‌گیری جریان سنج که از نتایج شبیه‌سازی به دست آمده، در جدول ۵ آورده شده است.

جدول ۵- ضریب اندازه‌گیری به دست آمده از نتایج شبیه‌سازی در دبی‌های مختلف برای دو نوع نفت ۱ و ۲

دبی (bbl/hr)	ضریب اندازه‌گیری (نفت ۳)	ضریب اندازه‌گیری (نفت ۱)
۷۵۰۰	۰/۶۴	۰/۶۵
۱۰۰۰۰	۰/۶۴۱	۰/۶۵۲
۱۵۰۰۰	۰/۶۳۹	۰/۶۵

نتایج ارائه شده در این جدول، نشان می‌دهد که هرچه نفت سبک‌تر باشد ضریب اندازه‌گیری بیشتر و در نتیجه دقت محاسبات بیشتر می‌باشد. در نتیجه می‌توان گفت که دقت در اندازه‌گیری جریان سنج‌های توربینی برای سیالات با ویسکوزیته پایین بیشتر است. بنابراین، پیشنهاد می‌شود که این نوع جریان سنج، برای سیالات با ویسکوزیته پایین به کار برده شود.

محور توربین ( $m.s^{-1}$ )  
 $u_{out,x}$ : سرعت خروجی از توربین جریان سنج و در جهت  
 محور توربین ( $m.s^{-1}$ )  
 $u_{out,y}$ : سرعت خروجی از توربین جریان سنج و در جهت  
 عمود بر محور توربین ( $m.s^{-1}$ )  
 $w$ : بهنای توربین (m)

#### یونانی

$\rho$ : چگالی ( $Kg.m^{-3}$ )  
 $\omega$ : سرعت دوران ( $Rad.s^{-1}$ )  
 $\beta$ : زاویه پره توربین با محور افق ( $^{\circ}$ )  
 $\phi$ : زاویه برخورد جریان ورودی با توربین ( $^{\circ}$ )  
 $\alpha = \beta - \phi$   
 $\varepsilon$ : نرخ تلفات انرژی جنبشی (N)  
 $\mu_t$ : ویسکوزیته اغتشاش ( $Kg.m^{-1}.s^{-1}$ )  
 $\tau$ : تنش ناشی از جریان ویسکوز ( $N.m^{-2}$ )  
 $\tau_t$ : تنش ناشی از اغتشاش ( $N.m^{-2}$ )

$A_{out}$ : سطح مقطع خروجی از توربین جریان‌سنج روی  
 نگهدارنده ( $m^2$ )  
 $F_{b,y}$ : نیروی وارد از طرف پره بر سیال (N)  
 $F_D$ : نیروی دراگ (N)  
 $F_L$ : نیروی لیفت (N)  
 $h_{blade}$ : ارتفاع پره توربین (m)  
 $k$ : انرژی جنبشی (N)  
 $L_{blade}$ : طول پره توربین (M)  
 $n$ : تعداد پره‌های توربین -  
 $p$ : فشار (Pa)  
 $r$ : شعاع توربین (m)  
 $r_{hub}$ : شعاع توربین در ابتدای پره و روی نگهدارنده (m)  
 $r_{tip}$ : شعاع توربین در انتهای پره (m)  
 $R$ : فاصله مرکز برآیند نیروهای دراگ و لیفت از مبدا  
 مختصات (m)  
 $T_d$ : گشتاور چرخشی (N.m)  
 $u_{in,x}$ : سرعت ورودی به توربین جریان‌سنج و در جهت

#### مراجع

- [1] Merzkirch W., *Fluid Mechanics of Flow Metering*, Springer Berlin Heidelberg New York., 2005.
- [2] Miller R.W., *Flow measurement engineering handbook*, McGraw-Hill Book Company., March, 1996.
- [3] Baker RC., "Turbine flowmeters: Theoretical and experimental published information", *Flow Measurement and Instrumentation.*, 4, pp. 123-44, 1993.
- [4] White F. M., "Fluid Mechanics", University of Rhode Island., Fourth Edition, Chapter 7.
- [5] Tang P. W., *Getting the best measurement from your turbine meters*, Terasen Measurement Surrey., BC, Canada, 2010.
- [6] Sextro D., *Application of turbine meters in liquid measurement*, 81<sup>st</sup> Annual International School of Hydrocarbon Measurement., Oklahoma, USA, 2006.
- [7] Mangell A., "Flow measurement techniques", *World Pumps*, Issue 507, pp. 32-34, 2008.
- [8] Zhen W., "Computational study of the tangential type turbine flowmeter", *Flow Measurement and Instrumentation.*, 19, pp. 233-239, 1998.
- [9] Chen G., *Prediction on meter factor of the turbine flow meter with unsteady numerical simulation*, ASME Fluids Engineering Conference., Florida, USA, 2008.
- [10] Chen G., *Prediction on meter factor of the turbine meter considering the effects of cavitation*, ASME Fluids Engineering Conference., Colorado, USA, 2009.

- [11]. Zhu H.P., Xiao G.X., Zhou Z.Y., Yu A. B., Xu D. L., "Numerical simulation of the interaction forces between turbine meter and particles in a standpipe", pp.193-199, Granular Matter, 2004.
- [12] Sun L., Zhang T., Zhou Z., Numerical simulation of turbine flowmeter's three-dimensional flow fields, Proceedings of the 6th World Congress on Intelligent Control and Automation., Dalian, China, 2006.
- [13] Stoltenkamp P.W., Dynamics of turbine flow meters, Technische Universiteit Eindhoven., 2007.
- [14] Wadlow D., Turbine flowmeters, Sensors Research Consulting., 1998.
- [15] Rubin M., Miller R. and Fox W., "Driving torques in a theoretical model of a turbine meter", Journal of Basic Engineering., Transactions of the ASME., 87(2), pp. 413-420, 1965.
- [16] Versteeg H., Malalasekera W., "An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite" Vol. Method (2<sup>nd</sup> Edition) ", Pearson Prentice Hall, 2007.
- [17] API Manual of Petroleum Measurement Standards (MPMS), Chapter 5, Section 3, Measurement of Liquid Hydrocarbons by Turbine Meters., September 2000.

Archive of SID