



نشریه فنی آموزشی شرکت

صنایع پمپیران

بهار و تابستان ۱۳۹۳ = شماره ۴۶ = سال ۳۰

PUMPIRAN

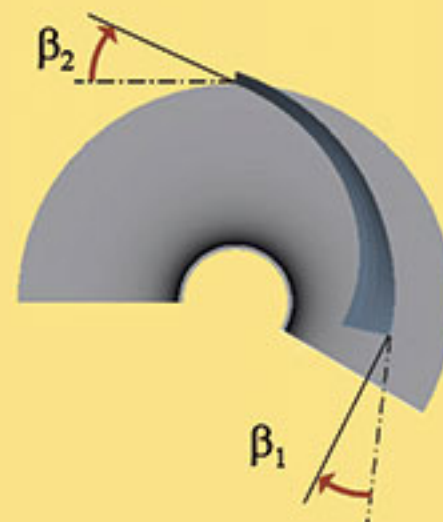
Meridional contour

Hub & Shroud
Leading & Trailing edge



Blade properties

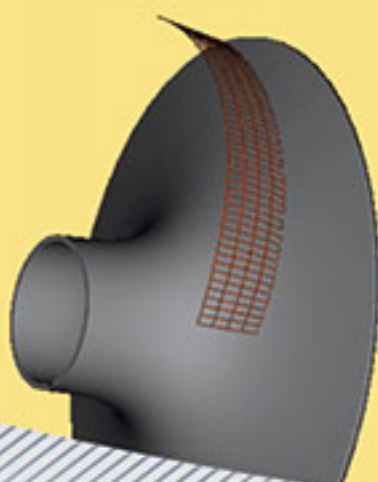
Blade shape
Velocity triangles
Leading & Trailing edge
angle



Mean lines

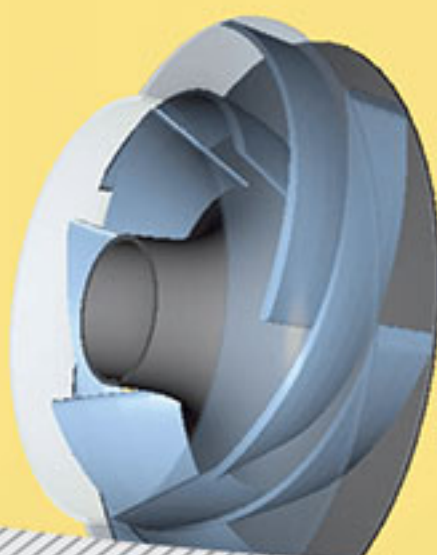
Blade angle distribution
Wrap angle

Mean lines



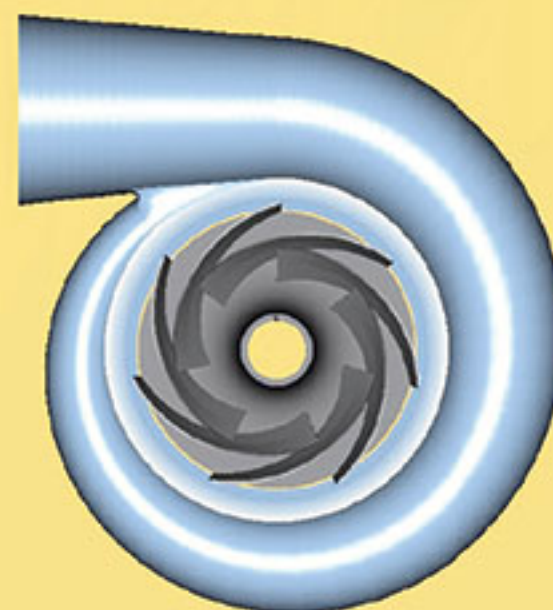
Blade profiles

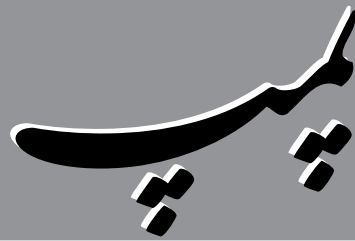
Blade thickness
Shape of Leading &
Trailing edge



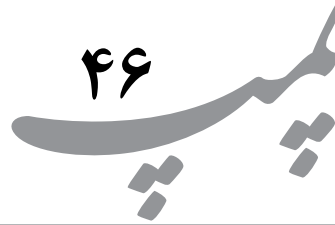
Stage

Complete design:
Impeller and Volute





www.pumpiran.com
info@pumpiran.com



● نشریه فنی آموزشی شرکت صنایع پمپیران
● بهار و تابستان ۱۳۹۳ ■ شماره ۴۶ ■ سال ۳۰

● صاحب امتیاز: شرکت صنایع پمپیران (سهامی خاص)
● مدیر مسئول: دکتر میر بیوک احقاقی
● سردبیر: مهندس سید بهزاد مبین
● هیئت تحریریه: گروه مهندسی شرکت صنایع پمپیران
● مدیر اجرایی: مهندس مهدی نجداقابابایی
● مدیر هنری: سعید ربیعی
● مسئول اشتراک و توزیع: صمد فائز

● تبریز، جنب قراملک، شرکت صنایع پمپیران ص.پ.۱۳۵-۵۱۸۴۵
● تلفن: ۰۴۱-۳۲۸۹۰۶۴۴-۳۲۸۹-۰۴۱ فاکس: ۰۴۱-۳۲۸۹۸۴۴۶

● تهران: خیابان ولی عصر، نبش میرداماد، برج دوم اسکان
● تلفن: ۰۲۱-۸۸۶۵۴۸۱۰-۱۴ فاکس: ۰۲۱-۸۸۷۹۸۹۴۲

● پست الکترونیکی نشریه: pump@magiran.co
● وب سایت: www.magiran.com/pump

- نشریه پمپ از عموم پژوهشگران، صاحب نظران و استادان، مقاله، ترجمه و گزارش می پذیرد.
- نقل و اقتباس مطالب و استفاده از نشریه پمپ با ذکر کامل منبع آزاد است.
- نشریه پمپ در رد، قبول، حذف، ویرایش و اصلاح مطالب آزاد است.
- نشریه پمپ به همکاری و همیاری شمارج نهاده و از مقاله‌های مفید شما استقبال خواهد نمود.
- لطفا با ارسال نکته نظرات و پیشنهادات سازنده و همچنین همکاری خود در تهیه مقالات فنی و علمی، ما را در ارائه هر چه بهتر مطالب و بالا بردن کیفیت نشریه یاری نمایید.

با تشکر

سردبیر

شرایط درج مقالات:

- ۱- محتوای مقاله باید فنی، صنعتی و علمی بوده و به طریقی با طراحی، تولید و یا کاربرد پمپ مربوط باشد.
 - ۲- نام و نام خانوادگی و درجه تحصیلی، شغل و آدرس کامل، مولف یا مترجم در صفحه اول قید شود. همچنین شماره تلفنی که بتوان در موقع لزوم تماس حاصل کرد.
 - ۳- عنوان مقاله با در نظر گرفتن فواصل کلمات از دو سطر تجاوز ننماید.
 - ۴- مطالب ارسالی باید تایپ شود در غیر این صورت، با خط خوش در یک طرف کاغذ نوشته و ارسال شود.
 - ۵- تصویرها، شکل‌ها و نمودارهای پیوست مقالات بر روی یک طرف کاغذ باشد.
 - ۶- توضیحات و زیر نویس‌ها به صورت مسلسل شماره گذاری و در پایان مقاله ذکر شوند.
 - ۷- مراجع و ماخذ اصلی در تالیف و تدوین مطلب ارسالی باید دقیقا مشخص و در پایان مقاله معرفی گردند.
 - ۸- مقالات ترجمه شده منظم به فتوکپی متون اصلی باشند.
 - ۹- مقالات ارسالی باید قبلا در هیچ یک از نشریات داخلی چاپ نشده باشند.
 - ۱۰- مقالات ارسالی برگشت داده نخواهد شد.
- ضمنا چون صحت مطالب و مقاله بر عهده نویسنده آن است لذا هر گونه تغییر و ویرایش در متن مقاله جهت تایید نهایی نویسنده قبل از چاپ ارسال خواهد شد.



سنة ١٤٤١ هـ





مهندس عیسی آزادوار

فیوز

۶



معرفی نرم افزارهای مرتبط با طراحی و شبیه سازی
عملکرد پروانه پمپ های سانتریفیوژ صنعتی

مهندس نیلوفر سرابچی

۱۵



مهندس سید پژمان طباطبایی حسینی

پمپاژ سیالات دوفازی گاز-مایع

۲۷

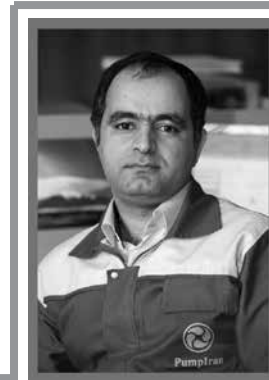


بررسی تحلیلی، عددی و تجربی پمپ های گریز از
مرکز در عملکرد معکوس

مهندس امیر بهرام شتربان

۳۷

● فیوز



◀ مهندس عیسی آزادوار
سرپرست طراحی الکتریکی



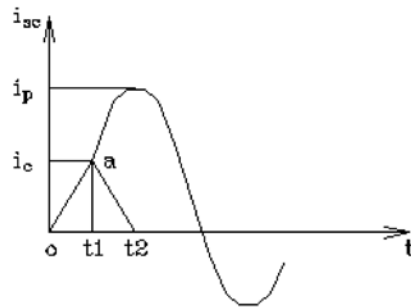
پمپ

سال ۳۰
بهار و تابستان
۱۳۹۳

۶

◀ فیوز ساده ترین وسیله برای حفاظت تجهیزات الکتریکی در برابر عبور جریان زیاد است و با توجه به سرعت عملکرد بسیار بالا، کاربرد زیادی در مدارات الکتریکی دارد. ساختمان فیوز به طور کلی متشکل از یک المان (سیم فیوز) احاطه شده توسط ماده خاموش کننده قوس، که نهایتاً توسط یک پوشش عایقی (حامل فیوز) محصور شده است. عملکرد فیوز (سوختن فیوز) طبق شکل ۱ در دو مرحله متمایز پیش جرقه و محله جرقه صورت می گیرد. جریان اتصال کوتاه در محل فیوز در حالیکه فیوز موجود نباشد، یا اینکه دو سر آن با مقاومت بسیار کم اتصالی شده باشد را جریان احتمالی می نامند.

i_{sc} : جریان اتصال کوتاه احتمالی
 i_c : جریان اتصال کوتاه عبوری
 0-t1: زمان پیش جرقه
 t1-t2: زمان جرقه
 0-t2: زمان عملکرد فیوز



شکل ۱: تغییرات جریان هنگام عملکرد فیوز

در شکل ۱ تغییرات جریان احتمالی بر حسب زمان رسم شده است. وقوع اتصال کوتاه در پایین دست فیوز سبب طی شدن مراحل زیر می گردد:

در مرحله پیش جرقه، المان فیوز به علت عبور جریان بیش از نرمال، آنقدر گرم می شود تا به نقطه ذوب سیم و زمان تداوم آن را زمان پیش جرقه می نامند. این جریان ماکزیمم i_c این جریان را جریان عبوری a برسد، نقطه جریانی است که فیوز اجازه عبور از مدار را

می دهد. در مرحله دوم که از نقطه ذوب شروع به و پارگی در یک یا چند محل از سیم ظاهر گردیده و جرقه در آن محل ها پدید می آید. به علت دمای زیاد جرقه، ذوب شدن در محل پارگی شدت یافته و باعث افزایش طول پارگی می گردد. بدین ترتیب مرتباً بر طول

جرقه و به عبارت دیگر بر مقاومت مسیر افزوده و از جریان المان کاسته می شود. و باعث تضعیف مجدد کاملاً خاموش گردیده و قطع جریان مدار توسط t جرقه (افزایش مقاومت مسیر) می گردد تا اینکه جرقه در زمان ۲ فیوز صورت می گیرد. زمان ذوب برای یک فیوز مقدار ثابتی نیست و هرچه مقدار جریان بیشتر باشد، گرم شدن المان سریع تر صورت گرفته و زودتر به نقطه ذوب و سپس به قطع کامل مدار می رسد. به طوریکه مشخصه زمان عملکرد جریان فیوز همواره از نوع معکوس است که در شکل ۲ رسم شده است.



مشخصات فیوز:

کمیات و مشخصات عمده ای که برای یک فیوز وجود دارد به شرح ذیل است:
۱-۲ جریان اسمی I_n : جریانی است که فیوز قادر به تحمل آن به صورت دائم است.
۲-۲ جریان عدم ذوب I_{nf} :
جریانی است که فیوز می تواند برای مدت قراردادی معینی بدون ذوب شدن تحمل کند. طبق مرجع ۱، روابط زیر برای فیوز نوع G برقرار است.

مدت قراردادی ۱ الی ۴ ساعت $I_{nf} = (1.5-1.25) I_n$
که زمانهای بزرگتر و ضریب کوچکتر برای فیوز با I_n بیشتر است.

جریان ذوب ۲-۳ I_f :

جریانی است که عبور آن بعد از مدت قراردادی معینی باعث سوختن فیوز می گردد:
مدت قراردادی ۱ الی ۴ ساعت $I_{nf} = (1.6-2.1) I_n$
که زمانهای بزرگتر و ضریب کوچکتر برای فیوز با I_n بزرگتر است. در برخی از مراجع جریان ذوب توسط کمیتی به نام ضریب فیوز تعریف گردیده که نسبت کمترین جریان ذوب به جریان اسمی فیوز است.

قدرت قطع اسمی:

جریانی است که فیوز قادر است آن را تحت ولتاژ و فرکانس اسمی و ضریب قدرت معین، قطع نماید. یک خصوصیت فیوزهای مدرن این است که قادرند جریان احتمالی را قبل از رسیدن به مقدار پیک قطع نموده (شکل-۱) و نتیجتاً اثرات مخرب حرارتی و دینامیکی وارد بر تجهیزات را کاهش دهند. لذا قدرت قطع اسمی فیوزها بستگی به مقدار جریان احتمالی (مولفه متقارن) دارد. برای فیوز قدرت وصل تعریف نشده است.

۲-۵ ولتاژ اسمی:

ولتاژی است که فیوز برای آن طراحی شده و قادر به تحمل آن به طور دائم می باشد.

۳- منحنی های فیوز:

برای مشخص شدن نحوه عملکرد و کاربرد فیوز، از منحنی های زیر استفاده می گردد: مشخص زمان- جریان:



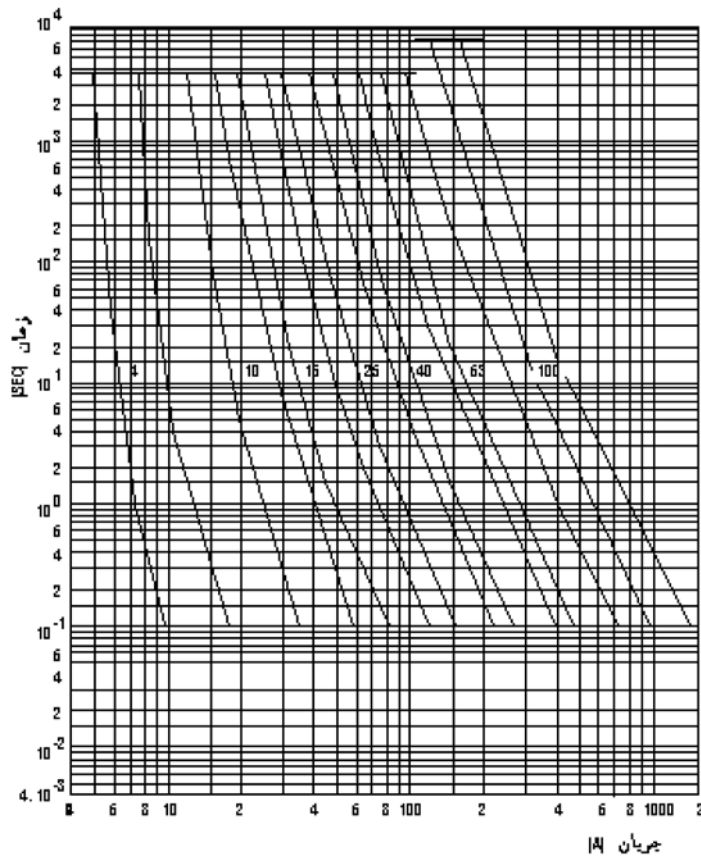
منحنی زمان عملکرد بر حسب جریان احتمالی
فیوز را مشخصه زمان-جریان می نامند.

پارامتر این مشخصه، جریان اسمی I_n است.

۱-۳ مشخصه زمان-جریان:

منحنی زمان عملکرد بر حسب جریان احتمالی فیوز را مشخصه زمان-جریان می نامند.

پارامتر این مشخصه، جریان اسمی I_n است که در شکل ۲ برای فیوز Gg بر اساس مرجع ۱ رسم شده است. تolerانس این مشخصه می تواند در حد $\pm 10\%$ درصد قرار گیرد و معمولاً به ازای دمای ۲۵ درجه سانتی گراد ارائه می شود.



شکل ۲ : منحنی زمان-جریان فیوزهای نوع Gg

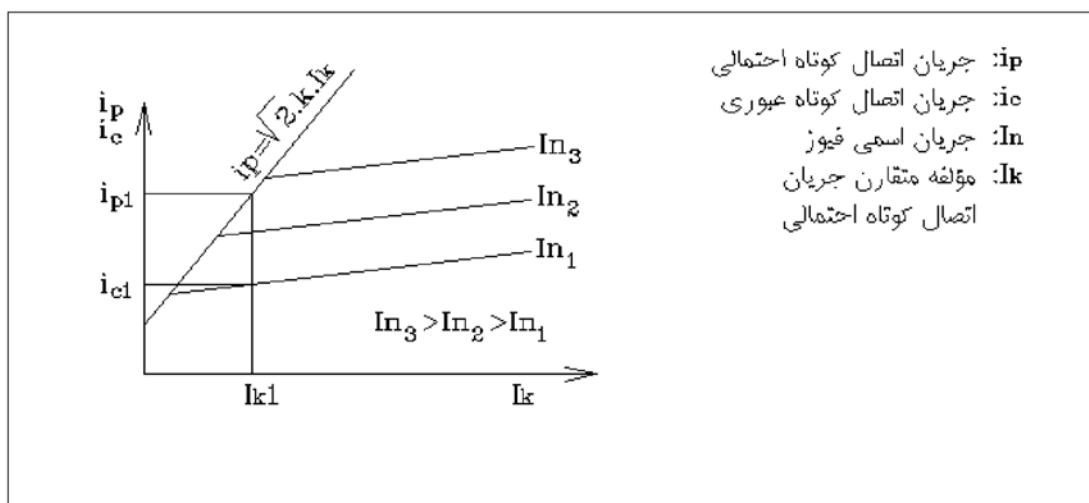


۲-۳ مشخصه $I^2 t$ مقدار $I^2 t$ مقیاسی است برای انرژی حرارتی ایجاد شده در فیوز طی مدت عبور جریان اتصال کوتاه که از رابطه $\int_0^t i^2 dt$ بدست می آید. مقدار $I^2 t$ بر حسب جریان اسمی I_n از طرف سازندگان ارائه می گردد. مقدار این انرژی طبق مرجع ۱ برای فیوز ۱۶ آمپر در مقدار ۱۰۰۰ و برای فیوز ۱۲۵۰ آمپر در مقدار 47×10^6 (مجذور آمپر × ثانیه) محدود شده است. از این کمیت برای هماهنگی بین فیوز های سری شده در یک مدار و همچنین هماهنگی با سایر تجهیزات، مثلاً کابل استفاده می شود

۳-۳ مشخصه فیوز محدود کننده:

اصطلاح محدود کننده به فیوزی اطلاق می گردد که جریان اتصالی را کمتر از یک چهارم سیکل قطع نموده و نتیجتاً مانع از رسیدن جریان به مقدار پیک (i_p) گردد (شکل ۱). می دانیم که جریان اتصالی در نیم سیکل اول به مقدار پیک می رسد و سپس میرا می شود و رابطه آن با مولفه متقارن جریان اتصالی (I_k'') طبق معادله $i_p = \sqrt{2k I_k''}$ تعیین می گردد.

ضریب k که می‌رایی مولفه dc جریان اتصالی را در نظر می‌گیرد، به ضریب قدرت اتصال کوتاه مدار و به دامنه ولتاژ در لحظه اتصال کوتاه بستگی دارد و مقدار آن بین ۱ و ۲ است. ضریب $k = 1.02 + 0.98 e^{-\frac{3R}{X}}$ محاسبه می شود که در آن R و X مقاومت و راکتانس مدار اتصال کوتاه شده می‌باشند.



شکل 3 - منحنی های فیوز محدود کننده جریان

همانطور که در شکل ۱ مشخص است، اگر مقدار پیک جریان احتمالی برابر (\dot{i}_p) باشد، نصب یک فیوز محدود کننده، حداکثر جریان عبوری از مدار را به مقدار (\dot{i}_c) کاهش می دهد. با استفاده از این نوع فیوز می توان در مدارهایی که جریان اتصال بالایی دارند از تجهیزات با قدرت تحمل اتصال کوتاه کمتری استفاده نمود. در شکل ۳ منحنی

$$\dot{I}_p = \sqrt{2k} I_k$$

به ازاء یک K مشخص (معمولاً به ازاء $\cos\phi$ کم مثلاً برابر 0.15 که $K=1.63$ را نتیجه می دهد). در یک دیاگرام لگاریتمی رسم شده است. در این دیاگرام، ناحیه ای که فیوز به صورت محدود کننده به ازاء جریان اتصال I_{KI} جریان پیک I_{PI} هنگام اتصال از مدار عبور خواهد کرد در حالیکه فیوز با جریان اسمی I_{NI} جریان مدار را به I_{CI} کاهش داده و نتیجتاً می توان قدرت تحمل اتصال کوتاه تجهیزات پایین دست فیوز را کمتر انتخاب نمود. از شکل ۳ مشاهده می گردد که فیوز از یک جریان مشخص به بالا (محل تلاقی منحنی فیوز با خط I_p به صورت محدود کننده و از این جریان کمتر به صورت غیر محدود کننده عمل می کند.

- کدشناسایی فیوز:

بر اساس مرجع ۱، شناسایی فیوزهای فشار ضعیف از نقطه نظر محدوده قطع و نوع کاربرد توسط دو حرف مشخص می گردد:

حرف اول: حرف اول می تواند g یا a باشد و مشخص کننده ظرفیت قطع فیوز است. محدوده قطع فیوز g از جریان ذوب I_R الی قدرت قطع اسمی فیوز است و به همین علت آن را فیوز با ظرفیت قطع کامل می نامند.

فیوز a دارای محدوده قطع کامل نمی باشد و آن را فیوز با ظرفیت قطع نسبی می نامند.

حرف دوم: حرف دوم که مشخص کننده نوع کاربرد فیوز است، می تواند G (کاربرد عمومی) یا M (کاربرد در مدارهای موتوری) یا حرف D (برای فیوز با تاخیر زمانی) و یا حرف N (برای فیوز بدون تاخیر زمانی باشد).

مثال: کد gG : مشخص کننده فیوزی است که با ظرفیت کامل جریان را قطع می کند و کاربرد عمومی دارد.

کد aM : مشخص کننده فیوزی است که با ظرفیت نسبی جریان را قطع می کند و برای حفاظت مدارهای موتوری کاربرد دارد.

در حال حاضر از فیوز gG در مدارهای موتوری استفاده می گردد، مشروط براین که منحنی فیوز بالاتر از منحنی راه اندازی موتور قرار گیرد، رجوع شود به شکل ۵



سال ۳۰

بهار و تابستان

۱۳۹۳

- نحوه انتخاب فیوز:

از فیوز جهت حفاظت تجهیزاتی نظیر ترانسفورمر، موتور الکتریکی، کابل و غیره استفاده به عمل می آید. برای انتخاب مناسب فیوز معمولاً سازندگان جداول و منحنی های لازم را ارائه می دهند که بسیار مفید است. ضمن استفاده از این نوع اطلاعات لازم است که حداقل ضوابط زیر به کار گرفته شوند.

۵-۱ حفاظت ترانسفورمر: در شکل - ۴ ضوابط عمده جهت انتخاب فیوز در مدار ترانسفورمر نمایش داده شده است.

پس از رسم محورهای افقی و عمودی با مقیاس لگاریتمی، محور زمان از ۰,۱ ثانیه به بالا و محور جریان برحسب جریان اولیه ترانسفورمر مندرج می گردد. ترتیب رسم منحنی ها جهت ایجاد هماهنگی حفاظتی به قرار ذیل است:

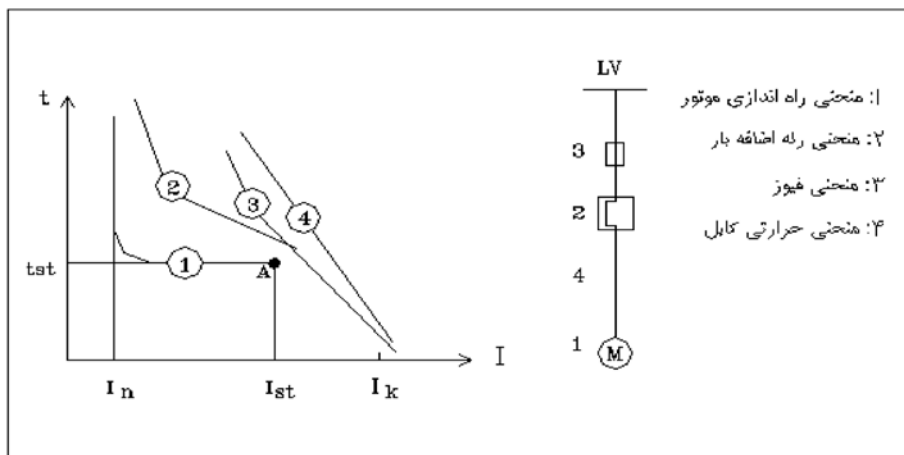
۱- تعیین جریان هجومی ترانسفورمر I_{inr} در زمان ۰,۱ ثانیه (نقطه A) همراه با تعیین جریان اسمی اولیه I_N و جریان اضافه بار I_{OVR} جریان هجومی می تواند حدود ۱۰ الی ۱۲ برابر جریان اسمی ترانسفورمر انتخاب گردد.

۲- انتخاب فیوز LV به نحوی که منحنی عملکرد آن در سمت راست نقطه A قرار گیرد. این منحنی بر حسب جریان اولیه ترانسفورمر رسم می شود.

۳- انتخاب فیوز HV به نحوی که منحنی ذوب آن در سمت راست منحنی شماره ۲ قرار گیرد و جریان اسمی فیوز بزرگتر از جریان اضافه بار ترانسفورمر I_{OVR} باشد.

۴- جریان اتصال کوتاه I_k در محل نصب وسیله حفاظت از جریان زیاد تعیین گردد. این جریان در طرف LV محاسبه و سپس به طرف HV رجوع داده شود.

۵- به طور کلی مطمئن تر است که از فیوز همه منظوره نوع G استفاده گردد.



شکل 5: هماهنگی حفاظتی موتور

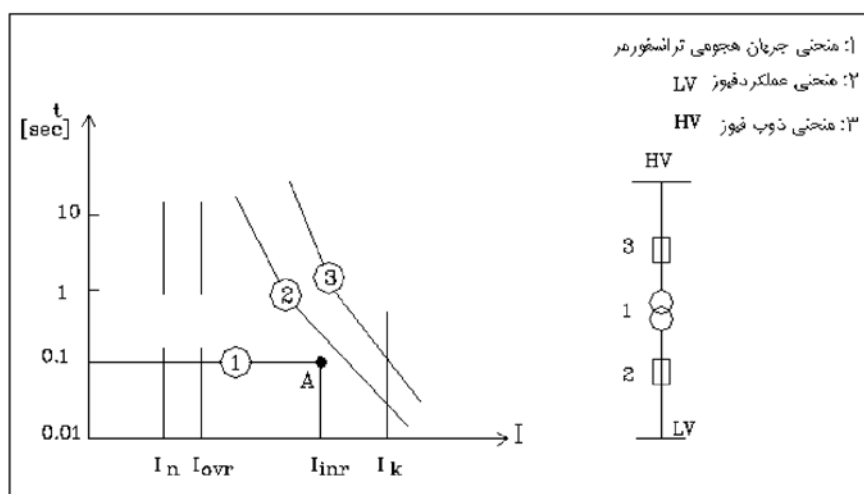


پارس

سال ۳۰
پهار و تابستان
۱۳۹۳

۲-۵ حفاظت موتور:

جهت حفاظت موتورهای الکتریکی توسط فیوز، معمولاً سازندگان جداولی ارائه می دهند که بر حسب قدرت موتور، فیوز مناسب انتخاب می گردد. ضمن استفاده از این نوع اطلاعات لازم است که ضوابط زیر مدنظر قرار گیرد. در شکل ۵ یک مدار موتوری مشتمل بر فیوز و رله اضافه بار و کابل رسم شده است. پس از رسم محورهای افقی و عمودی با مقیاس لگاریتمی منحنی ها به ترتیب ذیل رسم می شوند:



شکل 4: هماهنگی حفاظتی ترانسفورمر

- ۱- تعیین منحنی راه اندازی موتور: به کمک جریان راه اندازی I_{st} زمان راه اندازی I_{st} و جریان اسمی موتور I_n منحنی راه اندازی تعیین و نقطه A مشخص می گردد.
 - ۲- انتخاب منحنی رله اضافه بار: با در نظر گرفتن مقدار I_n این منحنی بایستی بالای نقطه A قرار گیرد.
 - ۳- انتخاب فیوز به نحوی که منحنی عملکرد آن بعد از منحنی راه اندازی قرار گیرد.
 - ۴- انتخاب مقطع کابل به نحوی که منحنی تحمل حرارتی آن در سمت راست منحنی فیوز قرار گیرد.
 - ۵- جریان اتصال کوتاه I_k مدار بایستی کوچکتر از قدرت قطع اسمی فیوز باشد.
- د رجداول ۱-۲-۱۱ فیوز پیشنهادی یک سازنده برای موتور اندوکسیونی سه فاز با راه اندازی مستقیم ارائه شده است. نوع فیوز gG ولتاژ موتور ۴۱۵ ولت و جریان راه اندازی ۷ برابر جریان اسمی به مدت ۱۰ ثانیه می باشد.

۶- مشخصات پلاک:

طبق استاندارد سازنده موظف است به ذکر مشخصات ذیل در روی فشنگ فیوز می باشد:
نام سازنده- ولتاژ اسمی- جریان اسمی - فرکانس- نوع تغذیه (متناوب، دائم)- (کد شناسایی

(...aM, gM)



جدول 1-2
فیوز پیشنهادی برای یک موتور

| فیوز gG [A] | موتور | |
|-------------------|-------------------|--------------------|
| | جریان اسمی [A] | قدرت خروجی [KW] |
| ۲۰۰ | ۱۰۰ | ۵۵ |
| ۲۵۰ | ۱۱۰ | ۶۰ |
| ۲۵۰ | ۱۲۰ | ۶۷ |
| ۲۵۰ | ۱۳۵ | ۷۵ |
| ۳۱۵ | ۱۶۰ | ۹۰ |
| ۴۰۰ | ۲۰۰ | ۱۱۰ |
| ۲۰۰ | ۲۳۰ | ۱۳۰ |
| ۵۰۰ | ۲۸۰ | ۱۶۰ |
| ۵۰۰ | ۲۹۰ | ۱۷۰ |
| ۵۶۰ | ۳۲۰ | ۱۸۰ |
| ۶۳۰ | ۳۵۰ | ۲۰۰ |

| فیوز gG [A] | موتور | |
|-------------------|-------------------|--------------------|
| | جریان اسمی [A] | قدرت خروجی [KW] |
| ۶ | ۲ | ۰/۷۵ |
| ۱۰ | ۳/۵ | ۱/۵ |
| ۲۰ | ۶/۵ | ۳ |
| ۳۲ | ۱۱ | ۵/۵ |
| ۴۰ | ۱۲ | ۷/۵ |
| ۵۰ | ۲۱ | ۱۰ |
| ۶۳ | ۲۸ | ۱۵ |
| ۸۰ | ۳۵ | ۱۸/۵ |
| ۱۰۰ | ۴۱ | ۲۲ |
| ۱۰۰ | ۴۸ | ۲۶ |
| ۱۲۵ | ۵۵ | ۳۰ |
| ۱۶۰ | ۶۹ | ۳۷ |
| ۲۰۰ | ۸۳ | ۴۵ |



مراجع:

• مبانی طراحی الکتریکی، فصل اول، قدس نیرو، ۱۳۸۵

- 2-IEC 2821985(1,2,3-): High Voltage Fuses
- 3- IEC 60644(1979): Specification For HV Fuses-For Motor Circuit Protection
- 4- IEC 60787(1989): Application Guide For Selection Of HV Fuses For Transformer Protection
- 5-IEC 61459(1996): Low Voltage Fuses Coordination Between FUSES & Contactors
- 6- Siemens Hand Book(2000): Electrical Installation Handbook
- 7- ABB Hand Book(2001): Switchgear Manual
- 8- Handbook Of Electrical Engineering(2003): By A.L. Sheldarke

● معرفی نرم افزارهای مرتبط با طراحی و شبیه سازی عملکرد پروانه پمپ های سانتریفیوژ صنعتی



◀ مهندس نیلوفر سراپچی
دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک-تبدیل انرژی
دانشگاه تبریز

مقدمه:

به منظور طراحی پروانه پمپ روش های محاسباتی مختلفی توسط محققان و نویسندگان ارائه شده است. این روش ها همگی در اصول یکسان هستند. یعنی سرعت دورانی پمپ، دبی و ارتفاع مانومتریک جز معلومات اصلی محسوب می گردند. بر اساس این داده ها و انتخاب سرعت مخصوص، ضرایب مختلف تشابه از منحنی ها و روابط تجربی بدست می آید که در نهایت منجر به تعیین ابعاد ثانویه پمپ خواهد شد. انتخاب بعضی از پارامترها نظیر زاویه خروجی یا ضخامت پره ها در اختیار طراح است. اما در جزئیات این روش ها با هم متفاوت هستند. انتخاب احسن معمولاً مبتنی بر تجربیات و آگاهی گروه طراح و حتی در بعضی مواقع مبتنی بر امکانات تولید واحد صنعتی است.

از آنجایی که طراحی پمپ پیچیده و وقت گیر است، نرم افزارهای مدرن و قدرتمندی لازم است تا امکان تولید و تحلیل هندسه های متعددی فراهم شده و به طرح بهینه ای دست یافت. در واقع هر کدام از نرم افزارها بخشی از روند طراحی را انجام می دهند. در این مقاله کاربرد نرم افزار CFturbo برای طراحی هیدرولیک پمپ توصیف شده است. همچنین نرم افزارهای مورد استفاده جهت تحلیل جریان پیچیده سیال بر مبنای روش های عددی دینامیک سیالات محاسباتی معرفی شده است. در نهایت دو نمونه از پروانه طراحی شده همراه با تحلیل های صورت گرفته ارائه گردیده است.



سپهر
پهنا
سپهر
سپهر

۱- طراحی پروانه پمپ با نرم افزار CFturbo

نرم افزار CFturbo محصول شرکت CFturbo Software & Engineering GmbH آلمان می‌باشد. نرم افزار مذکور قابلیت طراحی هیدرولیک توربوماشین های جریان شعاعی و مختلط از جمله پمپ، توربین و کمپرسور را دارد. CFturbo از بهترین نمونه های نرم افزارهای طراحی بخصوص برای پمپ های سانتریفوژ می باشد که توسط آن می توان هندسه های مختلفی از پروانه و حلزونی را طراحی نمود و همزمان این طرح ها را می توان با یکدیگر مقایسه کرده و به منظور دستیابی به طرح بهینه اصلاحات لازم را انجام داد. برنامه مذکور بر پایه معادلات اساسی و روابط تجربی می باشد. در این بحث منظور ما از طراحی، طراحی هیدرولیکی می باشد. یعنی پمپی که بتواند هد و دبی خواسته شده را ارضا کند و در آن با رعایت شرایط صحیح نصب و کار، کاویتاسیون صورت نپذیرد و بازدهی افت نداشته باشد. در هر یک از مراحل طراحی، مفاهیمی نهفته است که طراحی بر اساس آنها صورت می پذیرد. دانستن و درک این اصول که از دانش پایه ای توربوماشین سرچشمه می گیرد که کلید رسیدن به طرح قابل قبول است. ابعاد اصلی مدل، صفحه نصف النهاری^۱ و پروفیل پره با وارد کردن پارامترهای ورودی توسط کاربر و یا به صورت خودکار قابل محاسبه و طراحی است. لازم به ذکر است که ابعاد محفظه حلزونی یا به صورت مستقل و یا نسبت به پروانه طراحی شده توسط CFturbo تعیین می گردد.

پس از ایجاد طرح هیدرولیکی و به منظور ساخت پمپ بایستی مدل ساز از قطعه مدلی تهیه کند که بتوان برای قالب گیری در فرآیند ریخته گری از آن بهره برد. واسط بین طرح هیدرولیک و مدل ساز ریخته گری، نرم افزارهای CAD هستند. به کمک این نرم افزارها می توان هیدرولیک طراحی شده با نرم افزار CFturbo را به یک هندسه سه بعدی و قابل فهم برای ماشین های تراش CNC و مدل ساز ریخته گری تبدیل نمود. از طرفی دیگر خروجی این نرم افزار را به راحتی می توان به محیط های CAE/CFD به منظور شبکه بندی و تحلیل عددی جریان سیال، بر پایه دینامیک سیالات محاسباتی، انتقال داد. طراحی های انجام شده توسط این نرم افزار بارها مورد تست قرار گرفته و تا حد زیادی انتظارات را برآورده کرده است. با این همه برای داشتن طرحی مناسب، تحلیل جریان پیچیده سیال داخل پمپ پیش از ساخت می تواند ما را در رفع نقایص احتمالی راهنمایی کند.

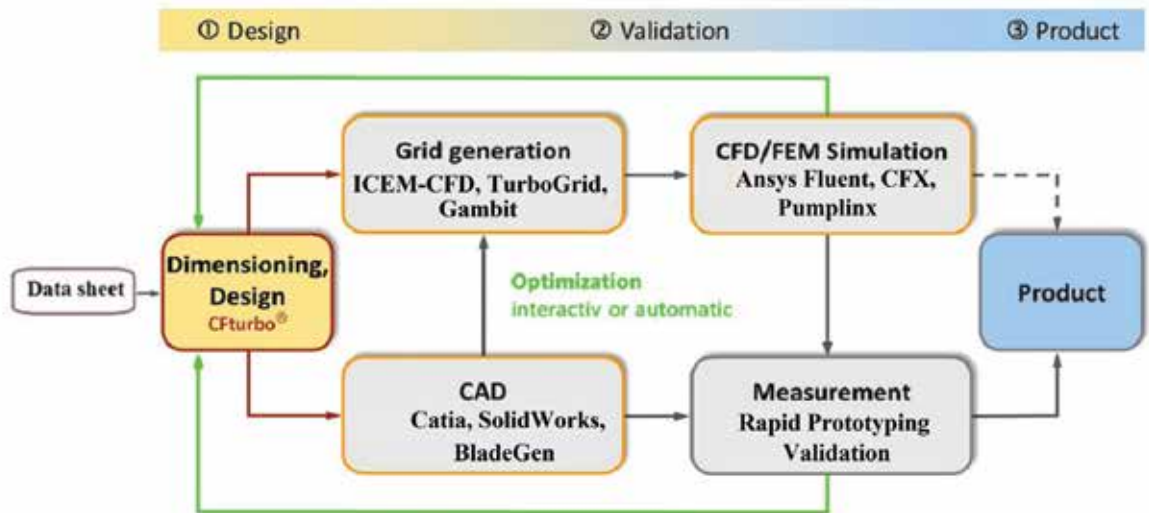


پسار و تابستان

سال ۳۰
پسار و تابستان
۱۳۹۳

۱۶

فرآیند طراحی هیدرولیک پمپ مطابق درخواست مشتری در نمودار شکل (۱) نشان داده شده است. همچنین شکل ۲، مراحل شبیه سازی هیدرولیک پمپ و میدان جریان سیال را نشان می دهد.



شکل ۱- فرآیند طراحی هیدرولیک پمپ

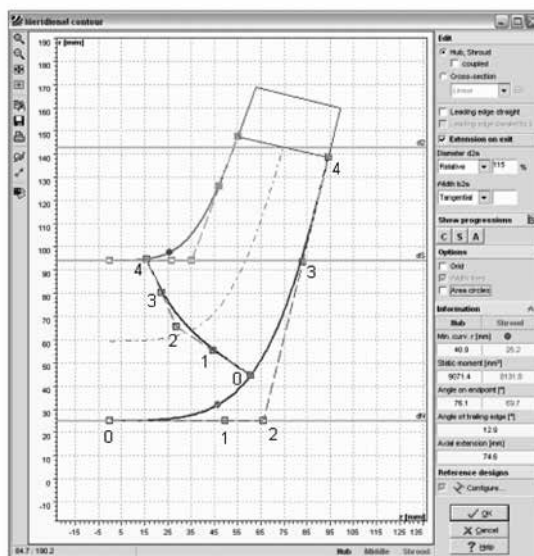


شکل ۲- مراحل شبیه سازی هیدرولیک پمپ و میدان جریان سیال



۱-۱- مراحل طراحی هیدرولیک پمپ در نرم افزار CFturbo

در مرحله اول طراحی مشخصات نقطه طراحی (H_{BEP} , Q_{BEP} , η) و مشخصات سیال تعیین می گردد. ابعاد اصلی پروانه بر مبنای پارامترهای تجربی محاسبه می شود. طرح صفحه نصف النهماری^۱ از منحنی های Bezeir برای پروفیل جلو پروانه^۲، پشت پروانه^۳ و لبه ورودی پره^۴ تشکیل شده است (شکل ۳). صفحه نصف النهماری بایستی طوری طراحی گردد که سطح مقطع عبور سیال از ورود تا خروج چرخ به صورت خطی تغییر کند. زوایای ورود پره با در نظر گرفتن ضریب انسداد پره محاسبه می شود. زوایای خروجی پره^۵ بر اساس معادله اولر و مدل های ضریب لغزش تعیین می شود.



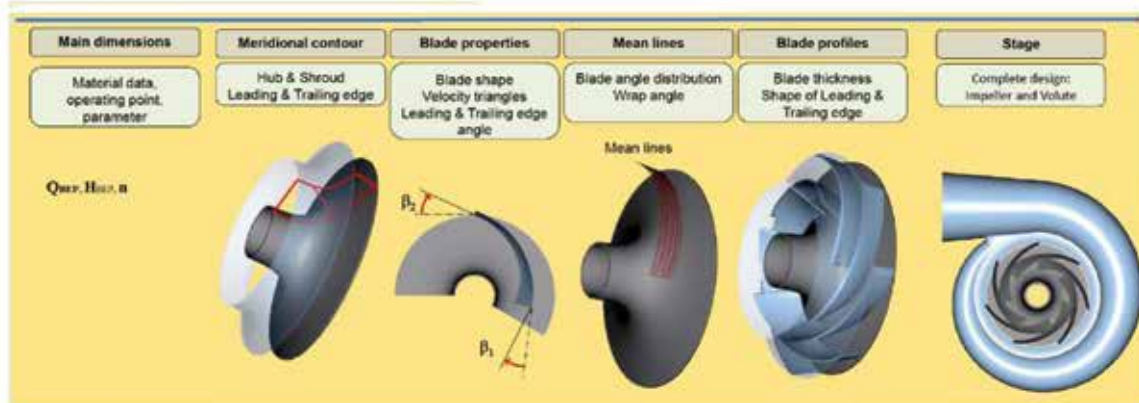
شکل ۳- صفحه نصف النهماری پروانه

از جمله قابلیت های دیگر نرم افزار نمایش خطوط سرعت در مقاطع مختلف، پروفیل پره، مثلث های سرعت، توزیع زاویه پیچش، تغییرات ضخامت پره، شکل لبه ورودی و خروجی پره و... می باشد. در مرحله آخر نمای سه بعدی پروانه طراحی شده بدست می آید. در شکل ۴ مراحل طراحی در CFturbo نمایش داده شده است.

- 1- Meridional section
- 2- Shroud
- 3- Hub
- 4- leading edge
- 5- Trailing edge



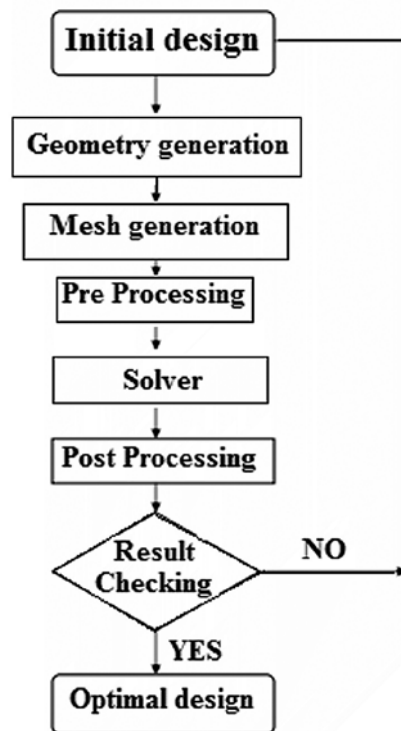
سال ۳۰
بهار و تابستان
۱۳۹۳



شکل ۴- مراحل طراحی هیدرولیک پمپ در نرم افزار CFturbo

۲- تحلیل جریان سیال بر پایه دینامیک سیالات محاسباتی (CFD)

فرآیند تحلیل جریان سیال بر پایه CFD در نمودار گردش زیر ارائه گردیده است.



CFD procedure

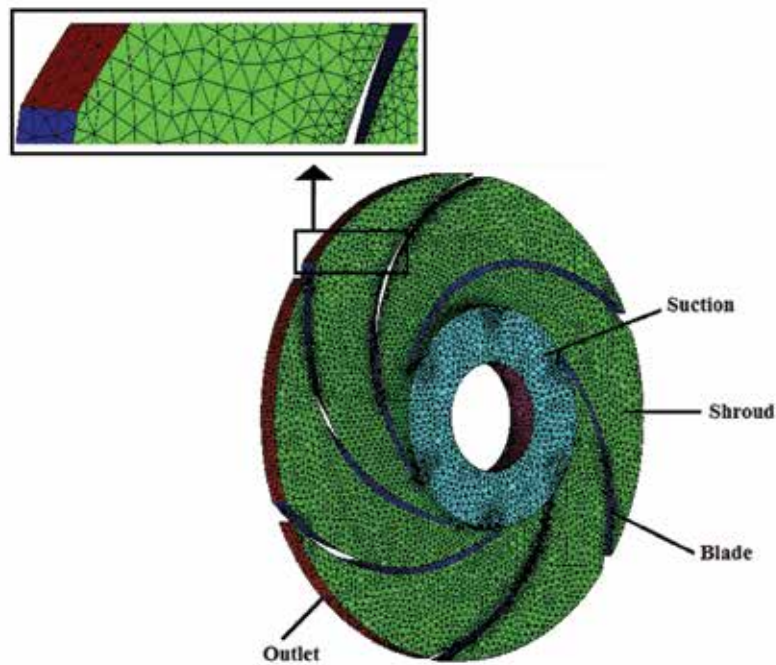
شکل ۵- نمودار گردش فرآیند تحلیل جریان سیال بر پایه CFD

هیدرولیک طراحی شده توسط CFturbo بعد از تولید هندسه سه بعدی در یکی از محیط های CAD، مطابق نمودار شکل ۱ به یکی از محیط های مش زنی (Ansys، Icem Turbogrid)، انتقال داده شده و سپس روش حل، نواحی ساکن و متحرک دامنه محاسباتی و شرایط مرزی مسئله تعیین می گردد (مرحله پیش پردازش). در نهایت پس از اتمام حل عددی میدان جریان پیچیده سیال توسط یکی از نرم افزارهای تحلیلی از جمله FLUENT و CFX وارد مرحله پس پردازش شده و به بررسی نتایج حاصل (توزیع فشار، توزیع سرعت، بردارهای سرعت، منحنی مشخصه، خطوط مسیر سرعت و...) می پردازیم و در نهایت طرح بهینه ای را انتخاب می کنیم.

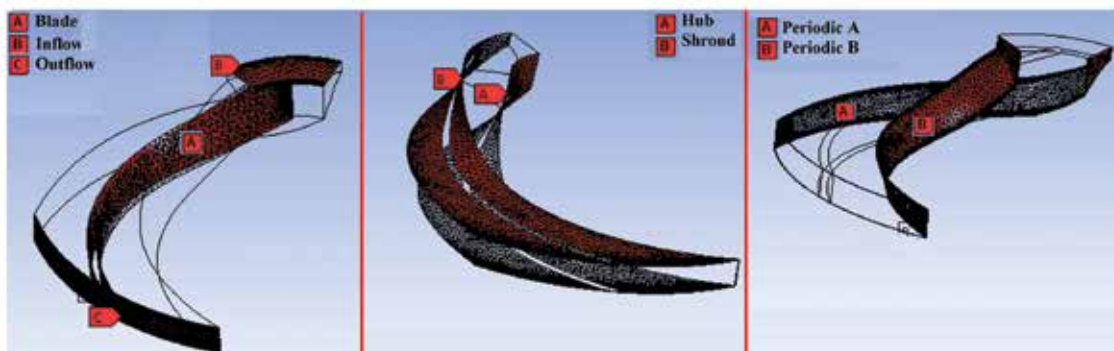


۱-۲- شبکه بندی دامنه محاسباتی

شکل ۶ نمونه ای از شبکه بندی (مش زنی) انجام یافته در نرم افزار ICEM را نشان می دهد. شایان ذکر است که به منظور تحلیل دقیق و سریع، دامنه محاسباتی را به صورت پرئودیک می توان شبکه بندی کرد. در شکل ۷ شبکه بندی و مزرهای (سطوح) مدل پرئودیک توسط Ansys mesh نشان داده شده است. دامنه جریان با استفاده از ساختار نامنظم و به صورت مثلثی شبکه بندی شده است.



شکل ۶- شبکه بندی پروانه پمپ در نرم افزار ICEM



شکل ۷- شبکه بندی دامنه محاسباتی به صورت پرئودیک در Ansys Mesh



طراحی و تحلیل جریان سیال پروانه پمپ دومکشه DSP 80-270 پمپ اتانرم EN150-400

در این بخش از مقاله، دو نمونه پروانه پمپ دومکشه DSP 80-270 و EN150-400 در نرم افزار Cfturbo طراحی گردیده و نمونه هایی از نتایج مختلف بدست آمده از تحلیل عددی در نرم افزارهای FLUENT و CFX ارائه شده است. همچنین تحلیل جریان به صورت پریودیک نیز آورده شده است.

برای طراحی پروانه پمپ دو مکشه، یک پروانه سانتریفیوژ تک مکشه (به ازای نصف دبی) در نظر گرفته شده است.

در جدول ۱ مشخصات پمپ DSP 80-270 آورده شده است.

جدول ۱- مشخصات پمپ DSP80-270

| Double Entry | |
|----------------------|------------------|
| Q_{opt} | $56 \frac{l}{s}$ |
| H_{opt} | 90 m |
| n | 2900 rpm |
| سرعت مخصوص (n_q) | 16.6 |

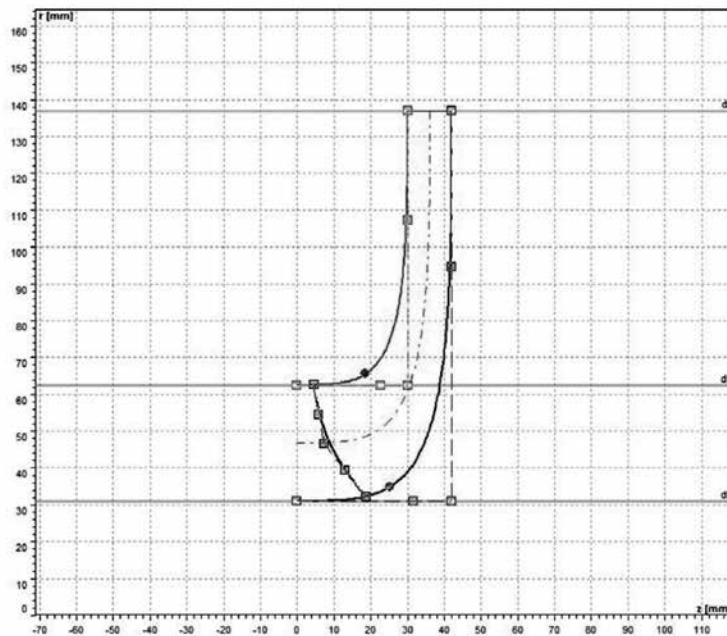
ابعاد اصلی پروانه پمپ DSP80-270 بدست آمده از محاسبات تئوری و نرم افزار Cfturbo در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲- ابعاد اصلی پروانه پمپ DSP 80-270

| | |
|--------|-----------------------------------|
| 274 mm | قطر خارجی چرخ (d_2) |
| 125 mm | قطر مکش ($d_{suction}$) |
| 62 mm | قطر توپی (d_{hub}) |
| 12 mm | نصف عرض کانال ($\frac{b_2}{2}$) |

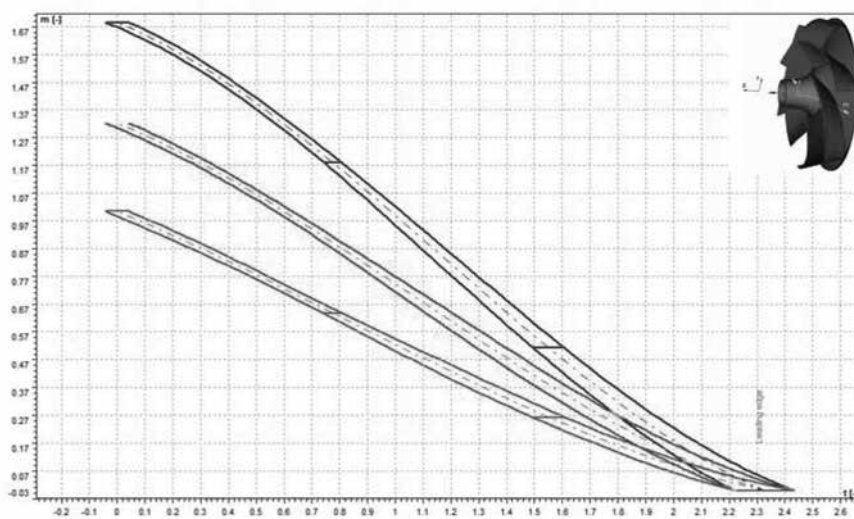


بعد از تعیین ابعاد اصلی پروانه، طراحی صفحه نصف‌النهاری می‌باشد که در آن شکل صفحه جلویی و پشتی چرخ تعیین می‌گردد. در شکل ۸ طرح صفحه نصف‌النهاری پروانه نشان داده شده است.



شکل ۸- صفحه نصف‌النهاری پروانه

در شکل ۹ پروفیل پره و تغییرات ضخامت پره در دستگاه مختصات $m-t$ نشان داده شده است.



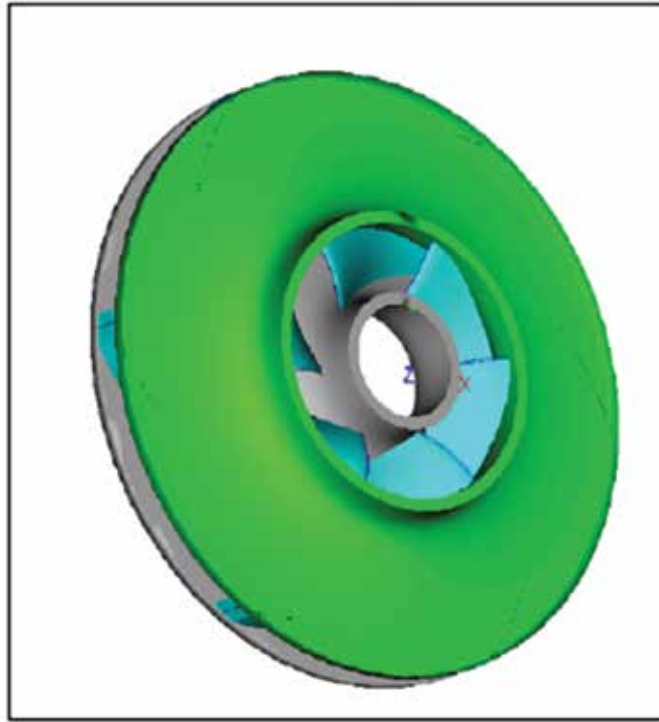
شکل ۹- پروفیل پره



پهناور و تابستان

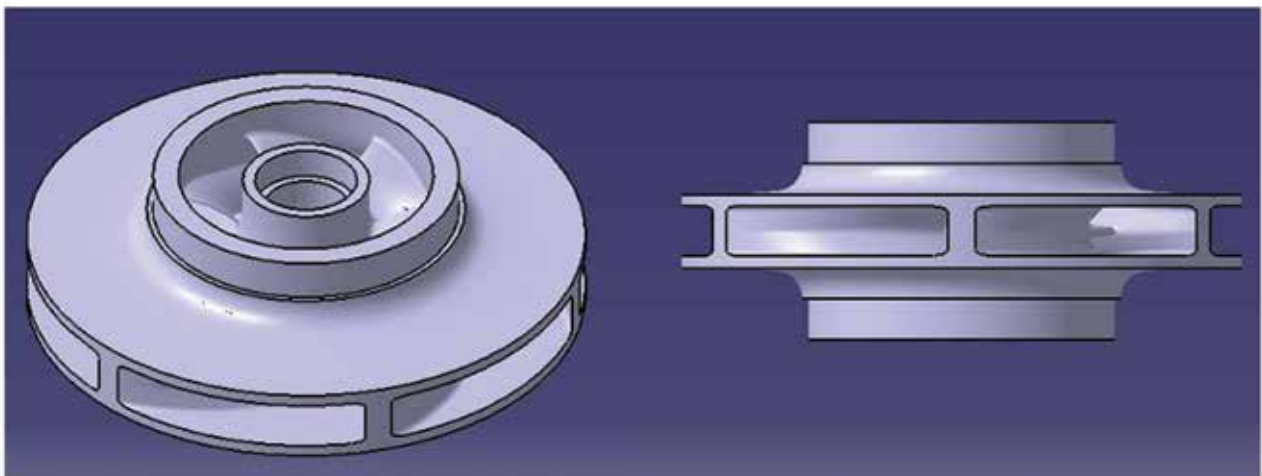
سال ۳۰
پهناور و تابستان
۱۳۹۳

در شکل ۱۰- مدل سه بعدی نصف پروانه دومکشه طراحی شده در نرم افزار CFturbo نشان داده شده است.



شکل ۱۰- مدل سه بعدی نصف پروانه دومکشه طراحی شده در نرم افزار CFturbo

پروفیل پروانه دو مکشه طراحی شده در نرم افزار CFturbo، در محیط CATIA با رعایت اصول طراحی قرینه شده و مدل سه بعدی کل پروانه مطابق شکل ۱۱ ایجاد شده است.

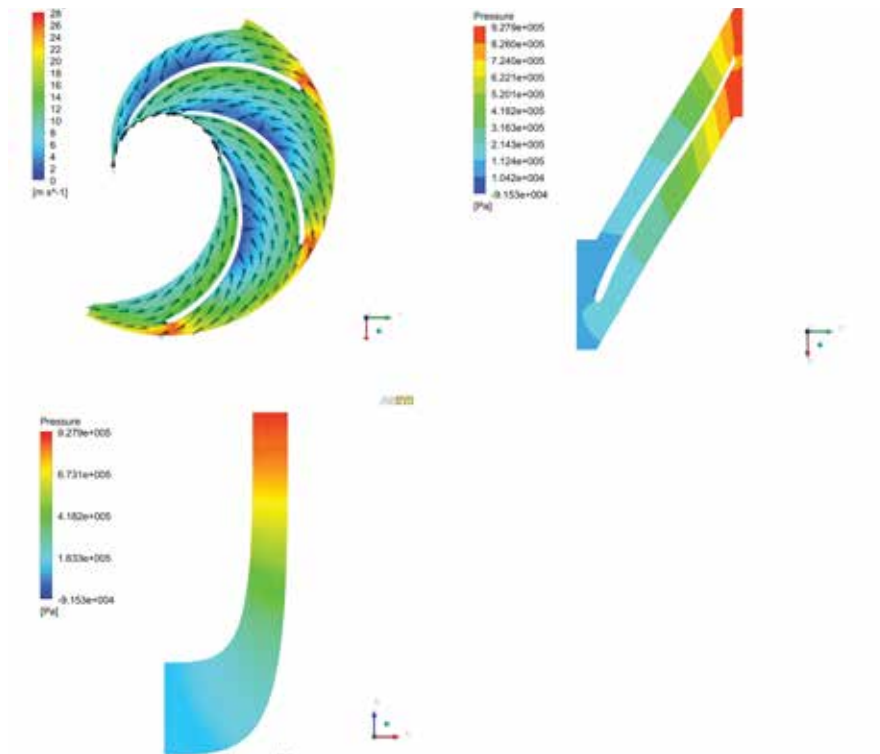


شکل ۱۱- طرح سه بعدی پروانه دومکشه IDSP 80-270



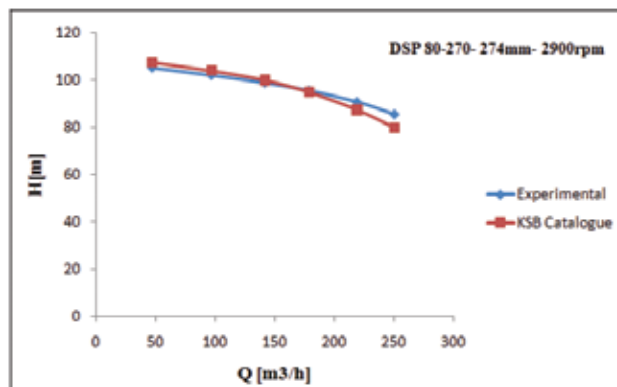
در شکل ۱۲- نمونه ای از نتایج حاصل از تحلیل سیالاتی در نرم افزار CFX نشان داده شده است.

در این شکل تغییرات فشار استاتیکی در صفحه نصف النهری و خطوط جریان سرعت در خروجی پره نشان داده شده است. همچنین توزیع فشار استاتیکی در صفحه میانی پروانه (50% Span) در شکل مذکور مشاهده می شود. همانطوریکه پیداست فشار بتدریج در جهت جریان در ناحیه بین پره ای افزایش می یابد.



شکل ۱۲- نتایج حاصل از تحلیل سیالاتی در نرم افزار CFX

در شکل ۱۳- منحنی مشخصه بدست آمده از تست آزمایشگاهی پروانه دومکشه طراحی شده با منحنی مشخصه موجود در کاتالوگ مقایسه گردیده و نشانگر تطابق خوبی بین این دو منحنی است.



شکل ۱۳- مقایسه منحنی مشخصه پمپ DSP 80-270 حاصل از تست آزمایشگاهی

و کاتالوگ KSB

1- blade - to - blade passage



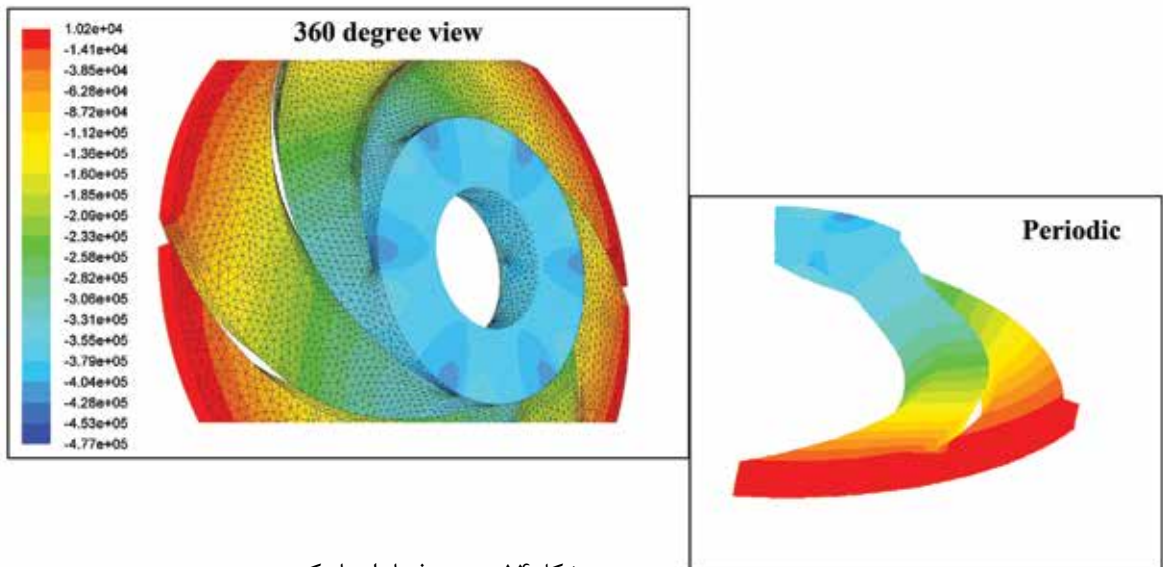
در جدول ۳- پروانه EN150-400 طراحی شده توسط CFturbo با پروانه ساخت شرکت صنایع پمپیران مقایسه شده است.

جدول ۳. مقایسه ابعاد اصلی پروانه پمپ EN 150-400

| شرکت صنایع پمپیران | CFturbo | $n = 1450rpm, Q_{opt} = 380 \frac{m^3}{h}, H_{opt} = 48m$ |
|--------------------|------------|---|
| 200 mm | 203 mm | قطر مکش ($D_{suction}$) |
| 404 mm | 408 mm | قطر پروانه (D_2) |
| 28 mm | 27 mm | عرض کانال (b_2) |
| 25° | 22° | زاویه خروجی پره (β_2) |
| 4 mm | 4-5 mm | ضخامت پره ($e_{LE} - e_{TE}$) |

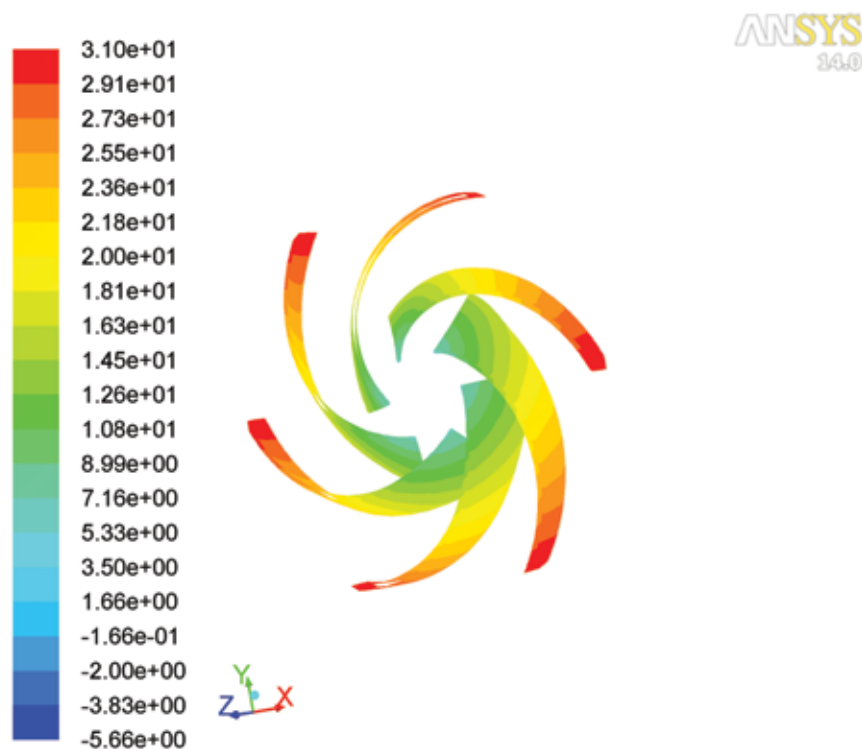


کانتور تغییرات فشار استاتیک پمپ گریز از مرکز EN 150-400 بدست آمده از نرم افزار FLuent در شکل ۱۴ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که کمترین فشار در ناحیه ورودی پروانه رخ می‌دهد که احتمال وقوع پدیده کاویتاسیون در این ناحیه زیاد است. همچنین افزایش تدریجی فشار از ورودی پروانه به سمت خروجی آن قابل رویت است.



شکل ۱۴- توزیع فشار استاتیکی

در شکل ۱۵-سرعت محیطی سیال در مجاورت پره‌ها نشان داده شده است که می‌توان از رابطه $u=r\omega$ بدست آورد.



Contours of Tangential Velocity (m/s) Jul 12, 2014
ANSYS FLUENT 14.0 (3d, dp, pbns, ske)

شکل ۱۵-توزیع سرعت محیطی سیال در مجاورت پره‌ها

در جدول ۴ مقدار هد مفید بدست آمده از تحلیل پروانه EN150-400 در Fluent با هد طراحی مقایسه شده است. مطابق آنچه در ادبیات فن آمده است، هد حاصل از شبیه سازی پروانه تنها بیشتر از هد مفید پمپ، پروانه به همراه حلزونی، می باشد. در نتیجه مسئله مذکور توجیه هد بیشتر بدست آمده از شبیه سازی پروانه می باشد.

جدول ۴- مقایسه هد

| | هد طراحی | هد حاصل از CFD |
|--|----------|----------------|
| $H = \frac{(P_{tot2} - P_{tot1})}{\rho g}$ | 48 m | 51 m |

مراجع:

- 1-Gulich J-F, " centrifugal pumps" Springer, 2010
- 2- Cfturbo , Design Software for radial & Mixed Flow Pumps, Software Manual , 2005
- 3- www. Cfturbo.com
- 4- Anubala, Modeling and Simulation of centrifugal pump, 2011
- 5- Best pump works Improves cooling water pump performance, simerics, inc, 2011



سال ۳۰
پهار و تابستان
۱۳۹۳

۲۶

● پمپاژ سیالات دوفازی گاز-مایع



◀ مهندس سید پژمان طباطبایی
کارشناس تحقیقات بازار-دپارتمان نفت

چکیده:

پمپاژ سیالات چندفازی در صنایع نفت و گاز مسئله بسیار مهمی است، زیرا که حجم زیادی از گازها می توانند درون چاه های نفتی یافته شوند. این مقاله، نتایج شبیه سازی های عددی در پروانه یک پمپ مستغرق ($Ns=2063$) را معرفی می کند که برای انتقال مخلوط آب-هوا به کار می رود. نتایج ارائه شده شامل ارتفاع تولیدی توسط پروانه و زاویه نسبی جریان سیال در خروجی (2β) به صورت تابعی از دبی سیال و توزیع فازها در پروانه است. همچنین مطالعه ای بر روی کسر حجمی گاز (GVF) و قطر حباب انجام شده است. در نهایت، مقایسه ای با داده های تجربی انجام گرفته است، که نشان می دهد دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) ابزاری مناسب برای تحلیل توربوماشین است.

واژه های کلیدی: پمپ های مستغرق الکتریکی، سیالات دوفازی گاز-مایع، کسر حجمی گاز، زاویه نسبی خروجی

● مقدمه

در صنایع نفت و گاز، پمپ های مستغرق الکتریکی (ESP)، یک روش رایج برای بالا آوردن سیال در چاه های حجیم است.

این سیستم ها وقتی در حالت تک فازی هستند، با راندمان بالاتری کار می کنند. درحقیقت، وجود فاز دوم یا همان فاز گاز، افت هد تولیدی، راندمان پایین تر، و هزینه کارکرد بالاتری را برای هر چاه به همراه می آورد. به علاوه، اگر کسر حجمی گاز (GVF) از یک مقدار مشخصی فراتر رود، پمپ توسط گاز بلوکه شده و در نهایت متوقف می شود.

علی رغم اینکه مکانیزم فیزیکی این پدیده هنوز به صورت کامل مشخص نشده است، اما جدایش فازها و اختلاف سرعت بین فاز گاز و فاز مایع (لغزش) عامل اصلی افت هد در پمپ های ESP در شرایط دوفازی تعیین شده است. بررسی کارهای صورت گرفته در دو بخش اصلی به صورت زیر انجام گرفته است:



پسپا

سال ۳۰
بهار و تابستان
۱۳۹۳

الف) رفتار حباب در پروانه سانتریفیوژ

تحلیل حرکت یک حباب در یک میدان چرخشی در بسیاری از مسائل مهندسی دارای اهمیت زیادی است. کاویتاسیون، جوشش، و انتقال گرما و جرم نمونه های خوبی برای این مسئله هستند. اسکریچ و همکارانش (Schrage) [1] حرکت حباب دما ثابت در یک حلقه مایع راکه با سرعت زاویه ای بین 500 تا 1500rpm می چرخد را بررسی کرده اند. در این مطالعه، نیروهای اصلی موثر بر روی حباب بر سه بخش تقسیم شده اند: نیروهای شناوری، نیروی درگ و نیروهای مجازی جرم. بعدها در مقاله مینمورا و همکارانش (minemura) [2] نتایج حرکت حباب های هوا در پروانه یک پمپ سانتری فیوژ ارائه گردید. در این مطالعه هم نیروهای وترد بر حباب به صورت زیر بیان شدند:

- نیروی درگ به دلیل اختلاف سرعت بین آب و هوا (لغزش)
- نیروی ناشی از گرادیان فشار، که در اطراف حباب حضور دارد
- نیروی ناشی از اختلاف چگالی بین فازها
- نیروی ناشی از اثر جرم مجازی
- نیروی ناشی از شتاب

آن ها نشان دادند که نیروهای موثر آن هایی هستند که از لغزش و گرادیان فشار حاصل می شوند. به علاوه، نشان دادند که حباب ها از خط جریان منحرف می شوند که این انحراف با افزایش قطر حباب بیشتر می شود.

از طرف دیگر، استریت و همکارانش (sterret) [1]، روشی مشابه با روش اسکریچ و پرکینگ [۱] به کار بردند تا سینماتیک تک حباب گذرنده از پروانه پمپ سانتری فیوژ را توصیف کنند. در این مقاله ثابت شد که نیروهای غالب، نیروی درگ و نیروی شناوری (ناشی از گرادیان فشار) است و قطر حباب دارای اثر مهمی روی سینماتیک حباب است و برای شرایط معین، یک مقدار مشخص و معین برای قطر حباب وجود دارد که در مقادیر بالاتر از آن، حباب نمی تواند از پروانه خارج شود که این امر باعث توقف کار پمپ می شود.

ب) پمپ های سانتری فیوژ با سیال کاری دو فازی آب-هوا

پرادو و همکارانش (prado) [4]، یک مطالعه تجربی روی یک پمپ ۲۲ طبقه با استفاده از مخلوط آب و هوا به عنوان سیال کاری انجام دادند. موفقیت اساسی این کار اندازه گیری تغییرات فشار در هر مرحله از پمپاژ بود. نتیجه ای که گرفته شد این بود که بازده متوسط پمپ تقریباً متفاوت از مقداری است که هر طبقه از پمپ به تنهایی دارد.

هدف این مقاله، شناسایی کامل رفتار پروانه پمپ سانتری فیوژی در حالت جریان دوفازی است. برای دستیابی به این هدف، محاسبات CFD روی یک پروانه سانتری فیوژی با هندسه مشخص و معین انجام شده است تا به پارامترهایی نظیر هد تولیدی، زاویه جریان در خروجی (β_2) و توزیع فاز به صورت تابعی از دبی سیال، قطر حباب و کسر حجمی اشغال شده توسط گاز (GVF or Gas-Void Fraction) برسیم.



شبیه سازی های عددی

برای شناسایی کامل یک پروانه سانتریفیوژ با سیال کاری دوفازی، شبیه سازی های عددی روی یک پمپ ESP با هندسه مشخص و معین برای پروانه انجام شده است.

(۱-۱) هندسه مدل

یک پروانه سانتریفیوژ با هفت پره ($N_s=1960$) به عنوان هندسه مورد آزمایش انتخاب شده است که مشخصات این پروانه در جدول ۱ آمده است.

جدول ۱: مشخصات هندسی پروانه مورد مطالعه

| مشخصه | $H_N(m)$ | $Q_N \times 10^3 (m^3 / s)$ | $N(rpm)$ | D_2 / D_1 | N_s | Z | زاویه خروجی جریان |
|-------|----------|-----------------------------|----------|-------------|-------|---|-------------------|
| مقدار | ۸/۵ | ۴/۶ | ۳۰۰۰ | ۲/۲۲ | ۱۹۶۰ | ۷ | ۳۰ |



سال ۳۰

بهار و تابستان

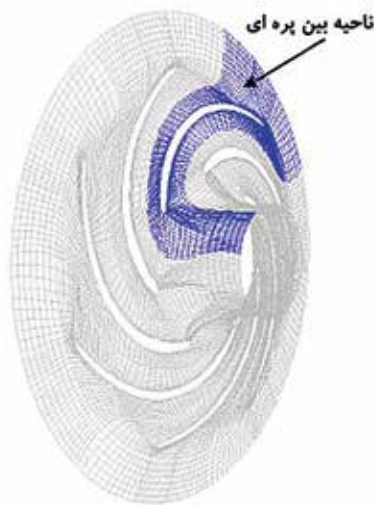
۱۳۹۳

۲۹

با توجه به اینکه محدوده محاسباتی هندسه مورد مطالعه متقارن است، بنابراین فقط ۱/۷ شکل مورد مطالعه شبیه سازی شده است تا زمان محاسبات کاهش یابد. مش شبیه سازی صورت گرفته شامل ۲۷۵۵۲ المان است که نمونه آن در شکل ۱ آمده است.

(۲-۱) وسعت دامنه مورد مطالعه

در مدل سازی توربوماشین ها از طریق CFD، لازم است یک مقدار از بالا و یک مقدار از پایین پاساژ پره پمپ به عنوان محدوده محاسباتی در نظر گرفته شود. در واقع محدوده محاسبات باید کمی بزرگتر از مقدار مورد نیاز در نظر گرفته شود تا مرزهای مورد مطالعه به اندازه کافی دورتر از پره ها باشند و در نتیجه این حاشیه اطمینان، هرگونه ناپیوستگی حاصل از کمیت های توربولانس که معمولاً ناشناخته هستند حذف شود. ولی اگر محدوده محاسباتی زیاد بزرگ در نظر گرفته شود، سرعت مماسی بسیار بزرگ تر از سرعت نصف النهاری می شود که این امر منجر به تقویت خطاهای محاسباتی می شود. به علاوه، مش بندی اضافی در این ناحیه، باعث افزایش محاسبات و در نتیجه پایین آمدن راندمان می شود. بنابراین، در انتخاب این ناحیه مازاد باید دقت کرد که در این مقاله، مقدار $(D_2-D_1)0.5$ به عنوان این مقدار مازاد در نظر گرفته شده است تا بر مشکلات مذکور غلبه کنیم.



شکل ۱: محدوده مورد مطالعه و مش بندی نهایی

۱- مدل‌ها

معادلات ناویر-استوکس توسط نرم افزار تجاری CFD با معادله پیوستگی کوپل شده و حل شده اند، و روش اویلر برای پیدا کردن توزیع فازها و اثر آن بر روی میدان های فشار و سرعت انتخاب شده است.

۱-۴) شرایط مرزی

معادلاتی که جریان سیال را در یک دامنه محاسباتی مشخص توصیف می کنند، به شرایط مرزی خاصی نیاز دارند.

برای ورودی دامنه محاسباتی مذکور، شرط فشار کل برقرار شده است. این شرط دقیق ترین شرط ورودی است که می توان به کار برد. برای خروجی هم شرط دبی جرمی معین شده است. برای دیواره های دامنه محاسباتی در نظر گرفته شده هم شرط عدم لغزش برقرار شده است. در نهایت، علاوه بر نتایج تک فازی، دو کسر حجمی متفاوت برای فضای اشغالی گاز ($GVF=10\%$) و $GVF=15\%$) و سه قطر متفاوت برای حباب (0.1mm ، 0.2mm و 0.3mm) تحلیل شده اند.

۲) نتایج

بر اساس روش ارائه شده در بالا، نتایج عددی که شامل ارتفاع تولیدی توسط پروانه، جدایش فازها و زاویه جریان در خروجی (β_2) می شوند، در اشکال ۲ تا ۶ نشان داده شده اند. شرایط شبیه سازی هم به صورت جزئی در جدول ۲ آمده است.



پرسپ

سیال ۳۰
پهناور و تابستان
۱۳۹۳

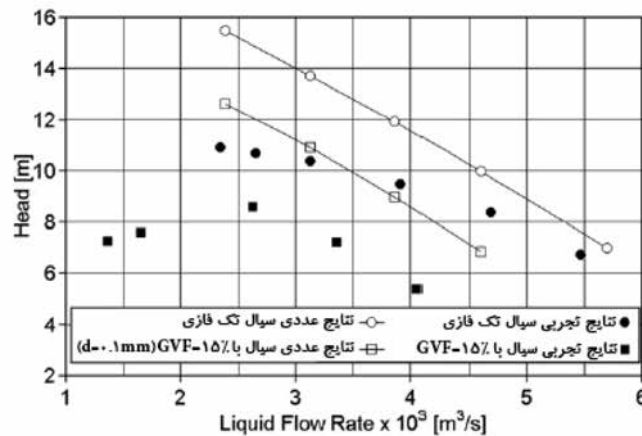
۳۰

جدول ۲: شرایط شبیه سازی

| قطر حباب (mm) | کسر حجمی گاز (%) | مدل چندفازی | مدل توربولانس | شرط مرزی خروجی | شرط مرزی ورودی | تعداد مش | دامنه محاسباتی |
|---------------|------------------|-------------|---------------|---------------------|--------------------|----------------|------------------------------------|
| 0.1, 0.3, 0.5 | 0, 10, 15 | دو سیالی | k-E | دبی جرمی (متغیر) | فشار کل (100000Pa) | ۲۷۵۵۲ المان | ناحیه بین پره ای (شرایط تناوبی) |

۲-۱) هد تولیدی توسط پروانه

هد تولیدی به صورت تابعی از دبی سیال در شکل ۲ نشان داده شده است (برای حالت تک فازی و $GVF=15\%$). منحنی های تجربی برای کل اجزای یک طبقه خاص (دیفیوزر و پروانه باهم) هم برای مقایسه بیشتر آورده شده است. این نتایج تجربی حاصل کاری است که آنز و همکارانش (anez) [5] در سال ۲۰۰۱ انجام داده اند.



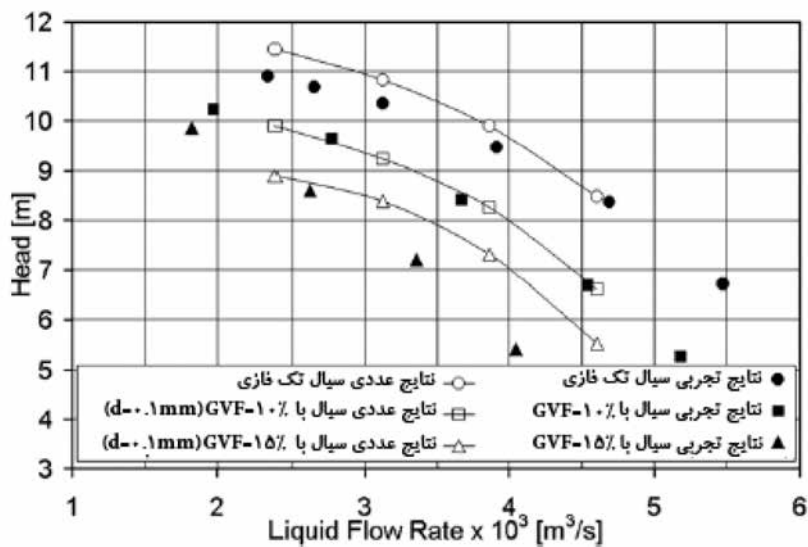
شکل ۲: نتایج عددی برای سیال تک فازی

ارتفاع تولیدی توسط پروانه از طریق رابطه زیر تخمین زده می شود، که در این رابطه X کیفیت مخلوط است و برحسب واحد جرم تعریف می شود.

$$H = (1 - X) \cdot \left[\frac{(P_2 - P_1)}{\gamma} + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2 \cdot g} \right]_{LIQ} + X \cdot \left[\frac{(P_2 - P_1)}{\gamma} + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2 \cdot g} \right]_{GAS}$$

منحنی های بدست آمده از شبیه سازی عددی منطبق بر نتایج تجربی هستند. هر چند که هد پیش بینی شده توسط CFD برای تمام حالت ها بزرگتر است. برای مثال، در مورد جریان تک فازی و دبی نامی، در حدود ۲۰٪ است. این تفاوت به دلیل تلفات موجود در دیفیوزر است که در محاسبات وارد نشده است.





در این مورد باستاردو (bastardo) [6] با استفاده از نتایج تجربی حاصل از کار آنز و همکارانش [15] به عنوان ورودی، نتایجی را به صورت تجربی برای حالت دوفازی یافته اند. با استفاده از نتایج بدست آمده از این دو مقاله تجربی و با احتساب تلفات دیفیوزر، شکل ۳ برای حبابی به قطر 0.1mm بدست می آید.

همان طور که از شکل مذکور برمی آید، در مورد جریان تک فازی و $\text{GVF}=10\%$ ، نتایج بدست آمده عالی است. ولی برای $\text{GVF}=15\%$ ، مقدار هد بدست آمده بیش از مقدار واقعی اش تخمین زده می شود و این نکته بیانگر این مطلب است که در شبیه سازی ها باید قطر حباب مورد مطالعه بزرگتر گرفته شود.

۲-۲) توزیع فاز

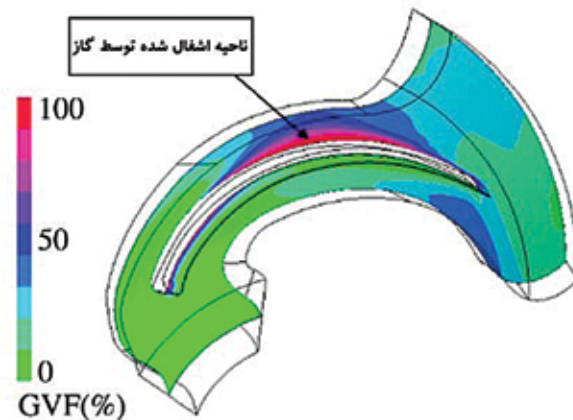
شکل ۴ نشان دهنده توزیع فاز در ناحیه بین پره ای برای $\text{GVF}=10\%$ و $d=0.5\text{mm}$ است. افت هدی که به دلیل چند فازی بودن جریان در پمپ های سانتری فیوژرخ می دهد، به دلیل جدایش فازها و اثر آن روی تلفات هیدرولیکی تشخیص داده شده، که برای یک دبی مشخص و ثابت، با افزایش GVF بیشتر می شود و دلیل آن افزایش اختلاف سرعت بین فاز گاز و مایع است کاریداد و همکارانش (caridad) [7].



پس

سال ۳۰
بهار و تابستان
۱۳۹۳

۳۲

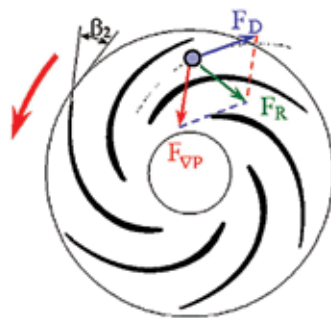


شکل ۴: توزیع فاز در ناحیه بین پره ای ($Q_1=3.1E-03$, $GVF=10\%$ و $d=0.5mm$)

تجمع گاز در قسمت پرفشار پروانه می تواند به وسیله نیروهای عمل کننده روی حباب منفرد توجیه می شود. همان طور که قبلا هم گفته شد، این نیروها، همان نیروی درگ (F_D) و نیروی حاصل از گرادیان فشار (F_R) هستند. هردوی این نیروها به صورت شماتیک در شکل ۵ نشان داده شده اند. F_D به دلیل لغزش، حباب را به سمت بیرون می کشد (سرعت مایع بیشتر از سرعت حباب است). از طرف دیگر، (به دلیل گرادیان فشار معکوس) باعث کند شدن حرکت حباب می شود. به علاوه، نیروی برابندی که بر روی حباب اثر می کند (F_{VP})، در جهت پرفشار پره عمل می کند و در نتیجه به دلیل سرعت نسبی پایین مایع تجمع گاز شکل می گیرد.

۲-۳) زاویه نسبی جریان

جدایش فازها، علاوه بر افزایش تلفات هیدرولیکی، باعث کاهش زاویه نسبی جریان (β_2) هم می شود. زاویه نسبی جریان در خروجی به صورت تابعی از دبی جریان مایع در شکل ۶ نشان داده شده است. برای یک دبی ثابت، β_2 با افزایش GVF کاهش می یابد.



شکل ۵: نیروهای عمل کننده بر روی تک حباب حرکت کننده در پروانه سانتری فیوژ

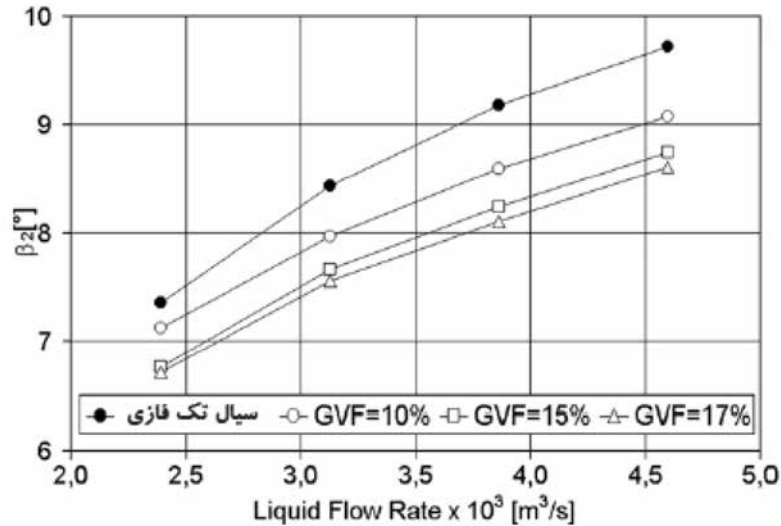


سال ۳۰

بهار و تابستان

۱۳۹۳

۳۳



شکل ۶: زاویه نسبی جریان در خروجی به صورت تابعی از دبی مایع (d=0.1mm)

اثر این نتیجه از طریق مفهوم هد هیدرولیکی برای تعداد مشخصی از پره ها (HT) که به صورت زیر تعریف می شود، قابل فهم است:

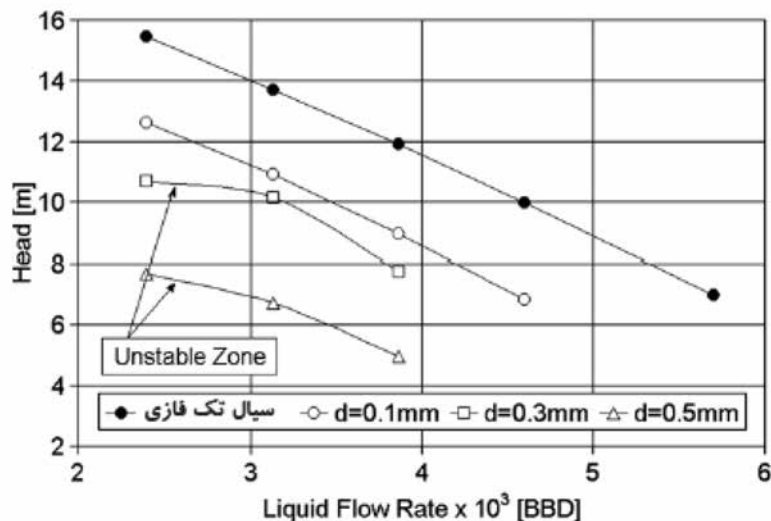
$$H_T = U_2 \cdot (U_2 - V_M \cdot \cot(\beta_2))$$

در رابطه مذکور، HT بیانگر مقدار هدی است که یک پروانه می تواند آن را تامین کند (بدون در نظر گرفتن تلفات هیدرولیکی). بنابراین، با افزایش HT، GVF کاهش می یابد. لازم به ذکر است که کاهش β_2 بیانگر تلفات نیست، بلکه نشانگر کاهش توانایی پروانه برای تغییر مومنوم جنبشی سیال کاری است.

۲-۴) اثر قطر حباب

اثر قطر حباب در شکل ۷ نشان داده شده است. همان طور که در این شکل دیده می شود، کاهش هد برای اقطار بزرگتر حباب برجسته تر است. نکته مهم دیگر اینکه، برای $d=0.3\text{mm}$ و $d=0.5\text{mm}$ ناحیه ناپایدار برای دبی های پایین مایع، در حالت دوفازی پدیدار می شود.





شکل ۷: اثر قطر حباب بر روی هد تولیدی پروانه (GVF=15%)

این رفتار بازهم از طریق نیروهای عمل کننده بر روی حباب منفرد قابل توجیه است. همان طور که FD متناسب با سطح حباب است ($\sim d^2$)، $F_{\nabla p}$ هم متناسب با حجم آن است ($\sim d^3$). به همین علت، برای قطرهای بزرگتر حباب، نیروی حاصل از گرادیان معکوس فشار خیلی سریع تر از نیروی درگ رشد می کند و در نتیجه اندازه فضای اشغال شده توسط گاز بیشتر می شود. بنابراین، تلفات هیدرولیکی تقویت شده و زاویه نسبی جریان در خروجی (2β) کاهش می یابد.

نتیجه گیری

در این مقاله، مطالعه چند فاز پروانه یک پمپ سانتری فیوژ با استفاده از ابزارهای CFD انجام گرفته است.

افت هد مشخصی که توسط مطالعات تجربی گزارش شده است، به تجمع فاز گازی در قسمت پرفشار پروانه مربوط است. به علاوه، فضای اشغال شده توسط گاز باعث افزایش تلفات هیدرولیکی و کاهش ظرفیت پروانه برای تغییر مومنتوم جنبشی سیال می شود. در نتیجه، هد تحویلی توسط پمپ کاهش می یابد.

جدایش فاز گازی و مایع، با استفاده از نیروهای عمل کننده روی تک حباب گذرنده از پروانه یک پمپ سانتری فیوژ توجیه می شود. این نیروها همان نیروهای درگ (FD) و نیروی حاصل از گرادیان فشار ($F_{\nabla p}$) است. همچنین در این مقاله ثابت شد هرچه قطر حباب بزرگتر شود، افت هد بیشتر می شود. این رفتار دوباره از طریق نیروهای FD و $F_{\nabla p}$ توجیه شد. همچنین، ناحیه ناپایدار مشاهده شده در مطالعات تجربی در دبی های پایین در مورد $d=0.3\text{mm}$ و $d=0.5\text{mm}$ مشهود بود.



نتایج عددی بدست آمده انطباق بسیار خوبی با نتایج تجربی حاصل از کارهای صورت گرفته قبلی داشت، که نشان دهنده قابلیت و کارایی CFD در پیش بینی بازده پمپ های سانتری فیوژی است.

مراجع:

- [1] Schrage, D.L., Perkins Jr, H.C., 1972. Isothermal bubble motion through a rotating liquid. J. Basic Eng. 187–192 March.
- [2] Minemura, K., Murakami, M., 1980. A theoretical study on air bubble motion in a centrifugal pump impeller. ASME J. Fluids Eng. (JFE) 102, 446–455.
- [3] Sterret, J.D., Knight, R.W., Reece, J.W., 1996. Fluids engineering division conference. FED 236, 365–372.
- [4] Pessoa, R., Prado, M., 1999. Experimental Investigation of Two-Phase Flow Performance of Electrical Submersible Pump Stages. SPE, p. 71552.
- [5] Añez, D., Kenyery, F., Escalante, S.I., Teran, V.M., 2001. ESP's performance with twophase and viscous flow. Proceedings of ETCE 2001, Petroleum Production Technology Symposium, Houston, USA.
- [6] Bastardo, R., 2003. Simulación Numérica del Flujo Bifásico Líquido-Gas en el Difusor de una Bomba Centrífuga Multietapa. M.S. Thesis, (in Spanish), Universidad Simón Bolívar, Venezuela.
- [7] Caridad, J., Kenyery, F., 2004. CFD analysis of Electric Submersible Pumps (ESP) handling two-phase mixtures. ASME J. Energy Resour. Technol. 126, 99–104 JUNE.



سال ۳۰
پهار و تابستان
۱۳۹۳

۳۶

● بررسی تحلیلی، عددی و تجربی پمپ‌های گریز از مرکز در عملکرد معکوس



◀ مهندس امیربهرام شتربان
کارشناس مهندسی فروش-دپارتمان نفت

مطالعه رفتار هیدرولیکی پمپ‌ها در عملکرد معکوس می‌تواند بسیار مفید باشد. در این مطالعه ابتدا بهترین نقطه‌ی کاری یک پمپ صنعتی گریز از مرکز که به عنوان توربین مورد استفاده قرار گرفته، با استفاده از آنالیز تحلیلی را به دست می‌آوریم و در گام بعدی رفتار پمپ در مد مستقیم و معکوس توسط دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) شبیه‌سازی می‌کنیم. معادلات سه‌بعدی ناویر-استوکس نیز توسط نرم‌افزار Fine Turbo V.7 حل کرده‌ایم. با استفاده از نتایج روش عددی، منحنی رفتاری پمپ‌ها در مد مستقیم و معکوس به دست آمد و در نهایت نتایج حاصل از روش‌های تحلیلی و عددی با داده‌های تجربی مورد مقایسه قرار گرفت.



سال ۳۰

بهار و تابستان

۱۳۹۳

۳۷

۱- مقدمه:

یک روش جایگزین ارزان و جذاب در منابع کم‌توان آبی کوچک، استفاده از پمپ در عملکرد معکوس می‌باشد. بدین صورت که پمپ به منزله‌ی یک توربین مورد استفاده قرار می‌گیرد. این روند از سال ۱۹۳۰ شروع شد که با افزایش تقاضای انرژی، استفاده از یک چنین منبعی در آینده نیز مقرون به صرفه گردید. بر اساس مشاهدات تجربی، در خروجی‌های کم‌توان و پمپ‌های با استانداردهای فنی مطلوب در عملکرد معکوس می‌توانند با توربین‌ها از نظر ماکزیمم کارایی رقابت کنند ولی باید توجه داشت که سازندگان پمپ‌ها معمولاً منحنی رفتارهای پمپ‌ها را در عملکرد معکوس ارائه نمی‌دهند. این امر استفاده از پمپ‌ها را به عنوان توربین با مشکل مواجه می‌کند. از آنجایی که رفتار پمپ در عملکرد معکوس تغییر می‌کند، پیش‌بینی منحنی مشخصه امری دشوار است. هرچند مقالات متعددی در این زمینه ارائه گردیده است. استپانوف، شارما و دیگر دوستان روابطی را برای تعیین بهترین نقطه‌ی کاری (BEP) این نوع پمپ‌ها ارائه کرده‌اند ولی نتایج حاصل از این روابط با نتایج تجربی به اندازه ۲۰٪ اختلاف داشته است.

اکثر تلاش‌های اخیر جهت پیش‌بینی کارایی پمپ‌های [Pump as Turbine] PAT با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) صورت پذیرفته است. با این حال، بدون حجم‌گذاری نتایج CFD با داده‌های تجربی، این نوع معادلات غیرقابل اعتماد است.

در این مقاله نقطه‌ی BEP یک پمپ صنعتی گریز از مرکز PAT با استفاده از آنالیز تحلیلی مبنای روش «تسبت مساحت» ارائه شده به دست آمد. این روش مولفه‌های هیدرولیکی توربین را با استفاده از مشخصات پمپ تخمین می‌زند. هم‌چنین در این تحقیق، رفتار پمپ در مد مستقیم و معکوس توسط روش CFD شبیه‌سازی گردیده و معادلات سه‌بعدی ناویر-استوکس نیز توسط Fine Turbo v.7 حل شده است. با استفاده از نتایج حاصل از روش عددی، منحنی پمپ در مد مستقیم و معکوس ترسیم شد.

به منظور صحت‌گذاری نتایج تحلیلی و عددی با یک آزمایش هیدرولیکی کوچک صورت پذیرفت و پمپ به منزله‌ی یک توربین مورد استفاده و تست قرار گرفت و تمام پارامترهای مورد نیاز جهت ترسیم منحنی مشخصه پمپ معکوس اندازه‌گیری شد. در نهایت نتایج تحلیلی و عددی با نتایج تجربی مورد مقایسه قرار گرفت.

۲ - آنالیز تحلیلی (تئوری):

وقتی یک پمپ به عنوان توربین کار می‌کند، جهت‌های جریان و دوران معکوس می‌گردد. یک مجرای عبوری (passage) با جهت جریانی و دورانی معکوس وجود دارد. با استفاده از روش نسبت مساحت، یک ارتباط بین مد پمپ مستقیم و معکوس بایستی پیدا شود. جهت محاسبه ارتفاع، تخلیه و کارایی پمپ PAT در نقطه‌ی BEP، افت هیدرولیکی در پره و محفظه‌ی حلزونی و افت مکانیکی در قطعه‌ی عینکی و بدنه‌ی یاتاقان، افت اصطکاکی ناشی از گپ بین روتور و استاتور و افت حجمی ناشی از سستی در فاصله افقی بین روتور و استاتور بایستی تعیین گردد.

شکل (۱) مثلث سرعت‌های ورودی و خروجی را در مد پمپ و توربین نشان می‌دهد. در شکل (۱.a) مثلث سرعت خاکستری به پدیده‌ی لغزش در مد پمپ مربوط است. و [۱] ضریب لغزش می‌باشد که به دلیل کوچک بودن زاویه جریان نسبی (β_p) در خروجی پره نسبت به زاویه‌ی پره (β_p) است. زاویه‌ی جریان مطلق در موقعیت ۲ (α_p) تقریباً در هر دو مد مستقیم و معکوس با توجه به شکل حلزونی یکسان است. یک تخمین خوب برای این زاویه، زاویه‌ی حلزونی (α_p) می‌باشد. در مد معکوس، زاویه‌ی جریان در خروجی پره (β_p) نزدیک زاویه ورودی پره‌ی (β_p) فرض می‌گردد. با استفاده از تئوری گشتاور و مثلث سرعت‌های ورودی و خروجی، ارتفاع اویلر در مد توربین محاسبه می‌گردد.

$$H_t'' = \frac{u_2 c_{u2} - u_3 c_{u3}}{g}$$

با استفاده از مثلث سرعت‌ها معادله (۱) می‌تواند به صورت زیر در بیاید.

$$H_t'' = \frac{u_3 Q_t''}{g} \left[\frac{m \cdot \cot \alpha_v}{a_2} + \frac{\cot \beta_1'}{a_1} \right] - \frac{u_3^2}{g}$$

تخلیه بدون شوک با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$Q_t'' = C_m \cdot a_2 = \frac{u_2 \cdot a_2}{\cot \alpha_v + \cot \beta_2'}$$

به منظور جلوگیری از افت مربوط به شوک، بایستی زاویه‌ی سرعت نسبی ورودی (β_p) تا حد ممکن نزدیک به زاویه‌ی ورودی پره باشد. جریان بعد از افت هیدرولیکی در حلزونی به پره می‌رسد که این اتلافات هم بایستی در ارتفاع اویلر مد نظر قرار گیرد. از آنجایی که محاسبه‌ی اتلاف هیدرولیکی دشوار است، این اتلافات در مد پمپ تخمین زده شد. کارایی هیدرولیکی یک پمپ در نقطه BEP می‌تواند با استفاده از کارایی کلی محاسبه گردد.

$$\eta_{hp} \approx \sqrt{\eta_p}$$

مقدار نشتی برای عملکرد پمپ با استفاده از روش Thorne تعیین می‌گردد. کارایی حجمی برابر است با

$$\eta_{ip} = 1 - \frac{Q_{lp}}{Q_p + Q_{lp}}$$



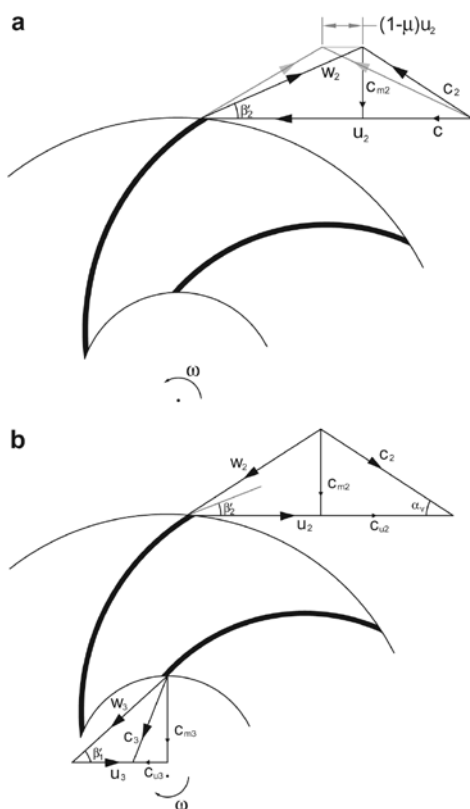


Fig. 2. 3D model of simulated centrifugal pump.

پارامتر مهم بازده کلی مکانیکی است که شامل افت توان ناشی از اصطکاک دیسک، افت عینکی و بلبرینگ می‌باشد. بازده مکانیکی کل به صورت زیر محاسبه می‌شود.
راندمان هیدرولیکی پره در مد پمپ و توربین نیز برابر است با:

$$1 - \eta_{it} = 0.9(1 - \eta_{ip})$$

افت هیدرولیکی در مد توربین به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$P_{it} = (1 - \eta_{it}) \cdot (\gamma \cdot Q_t \cdot H_t - P_{vt} - P_{it} - P_{et})$$

توان خالص توربین برابر است با:

$$P_{nt} = \gamma \cdot Q_t \cdot H_t - P_{vt} - P_{it} - P_{et} - P_{it} - P_{mt}$$

ماکزیمم راندمان توربین برابر است با:

$$\eta_t = \frac{P_{nt}}{\gamma \cdot Q_t \cdot H_t} = \frac{\gamma \cdot Q_t \cdot H_t - P_{vt} - P_{it} - P_{et} - P_{it} - P_{mt}}{\gamma \cdot Q_t \cdot H_t}$$

با استفاده از فرضیات ساده، نقطه‌ی BEP پمپ PAT تعیین شد.

۳ - شبیه‌سازی عددی

مدل سه‌بعدی پمپ که شامل کل پره و حلزونی می‌باشد ایجاد شد (مطابق شکل ۲). البته این مدل میزان جریان را در فضای بین هاب پره و نشست‌بندی در نظر می‌گیرد. اندازه‌گیری تقریباً برابر ۷۰۰۰۰۰ سلول بود. حس‌گر Fine Turbo v.7 که توسط نومکا ارایه شده مورد استفاده قرار گرفت و گرید حلزونی توسط IGG ۵,۵ و گرید پره توسط اتو گرید ۵ ایجاد شد.

fine turbo یک نرم‌افزار یک‌پارچه بر مبنای حجم محدود برای گریدهای سازه‌ای چند بلوکه می‌باشد. مدل فیزیکی مورد استفاده در حل‌گر مربوطه معادلات ناویر-اتوکس در چارچوب دورانی کریل شده با مدل‌های

توربولانس برای مدل‌سازی با رینولدز کوچک می‌باشد. بدون هیچ محدودیتی مدل توربولانس استاندارد



رینولدز $K-E$ می‌تواند با استفاده از توابع wall انتخاب گردد [۱۸ - ۱۶]
 به منظور هم‌گرایی سریع‌تر، نرخ شارش، جهت سرعت، انرژی جنبشی توربولانس k و
 چرخش توربولانس E در مرز ورودی منظور شد در حالی که در مرز خروجی فشار
 استاتیکی اعمال گردید. بین دو پره نیز شرایط مرزی متناوب اعمال شد.
 به منظور بررسی اینکه گرید مورد استفاده مناسب است یا نه، شبیه‌سازی‌ها با یک کانال
 پره و دو گرید مختلف انجام شد که یکی شامل ۷۰۰۰۰ سلول و دیگری شامل ۲۰۰۰۰۰
 سلول می‌باشند. نتایج شبیه‌سازی‌ها بیان‌گر اختلافی کوچک‌تر از ۱٪ برای راندمان و ارتفاع
 می‌باشد.

۴ - set-up آزمایشگاهی

مدل آزمایشگاهی کامل برای نیروگاه، هیدرو پاور کوچک در دانشگاه تهران [۹] نصب
 شده [مطابق شکل ۳]

بازده هیدرولیکی در پره و Volute (حلزونی) می‌تواند به صورت زیر محاسبه گردد: (۶)
 که H'' و H' به ترتیب ارتفاع اویلر، پره و واقعی هستند. می‌توان فرض نمود که افت
 اصطکاک در پره و volute یکسان هستند. هم‌چنین افت شوک [shock losses] در پره برابر
 افت نفوذ [diffusion] در volute می‌باشد [۵]

بنابراین افت کل در etulov و پره با هم برابر هستند: $H'' - H' = H' - H$
 بازده حلزونی (volute) و پره (impeller) به صورت زیر محاسبه می‌شوند: معادله (۷)

$$\eta_{vp} = \frac{2\eta_{hp}}{1 + \eta_{hp}}, \quad \eta_{ip} = \frac{1 + \eta_{hp}}{2}$$

به طور کلی، افت‌های انقباضی (contraction) کوچک‌تر از افت‌های انبساطی هستند.
 بنابراین افت هیدرولیکی volute در مد معکوس کوچک‌تر از مد مستقیم است [در شرایط
 یکسان]. عبارتتی:

$$1 - \eta_{vt} = k(1 - \eta_{vp}), \quad k < 1$$

هیچ معادله‌ی کاربردی برای افت انقباضی و k وجود ندارد با این حال، ویلیامز [۵] فرض
 کرد که $k = ۹\%$ است.

در خروجی پره‌ی توربین، یک انرژی کوچک غیرقابل تغییر به فرم انرژی جنبشی وجود
 دارد.

فاکتور utilization به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\varepsilon = \frac{H_t''}{H_t'' + \frac{c_{u3}^2}{2g}}, \quad c_{u3} = \frac{Q_t''}{a_1 \tan \beta_1} - u_3$$

ارتفاع واقعی در نقطه‌ی BEP توربین برابر است با:

$$H_t = \varepsilon \cdot \eta_{vt} \cdot H_t''$$



پرسش

سال ۳۰
 بهار و تابستان
 ۱۳۹۳

تخلیه‌ی توربین در BEP می‌تواند به صورت تخلیه‌ی بدون شوک و مقدار نشتی محاسبه گردد. با استفاده از نشتی پمپ، نشتی توربین می‌تواند به صورت زیر تخمین زده شود:

$$Q_{lt} = Q_{lp} \cdot \sqrt{\frac{H_t}{H_p}}$$

تخلیه در BEP در مد توربین برابر است با: $Q_t = Q''_t + Q_{vt}$ به منظور محاسبه ماکزیمم راندمان پمپ TAP، ائتلاف کل بایستی محاسبه گردد. در سرعت‌های دورانی یکسان، افت‌های مکانیکی در مد پمپ و توربین با هم یکسان است. افت توان ناشی از نشتی عبارت است از:

$$P_{lt} = \gamma \cdot Q_{lt} \cdot (H_t \times \eta_{vt})$$

افت توان حلزونی در مد توربین برابر است با:

$$P_{vt} = (1 - \eta_{vt}) \cdot \gamma \cdot Q_t \cdot H_t$$

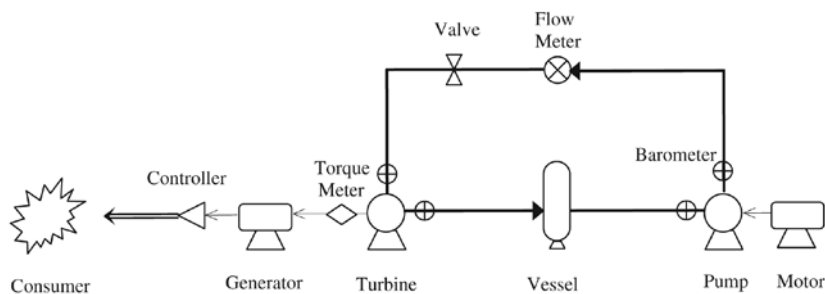
با ترکیب معادلات (۱۲) و (۱۳)، افت انرژی جنبشی در خروجی پره‌ی توربین به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$P_{et} = (1 - \varepsilon) \cdot (\gamma \cdot Q_t \cdot H_t - P_{vt} - P_{lt})$$

تخلیه و ارتفاع پمپ (PAT) به منزله‌ی توربین ایجاد شد.

وقتی که یک پمپ به عنوان توربین کار می‌کند، یک سیستم کنترل برای تنظیم فرکانس مورد نیاز است. گاورنر متداول در توربین‌ها گران بوده و برای نیروگاه‌های آبی کوچک توصیه نمی‌شود. از آنجایی که این نوع نیروگاه‌ها در محل‌های دور از دسترس مورد استفاده قرار می‌گیرند، یک کنترلر الکتریکی نیرو با بارشنی ساخت و جهت تنظیم فرکانس در آزمایش‌ها مورد استفاده قرار گرفت. یک ژنراتور همگام برای تولید برق نصب شد.

به منظور اندازه‌گیری گشتاور شفت توربین، ژنراتور به وضعیت تعلیق در آمد و با استفاده از یک بازوی مقیاس‌بندی‌شده و وزنه‌های مختلف، گشتاور اندازه‌گیری شد. تخلیه با استفاده از قانون تخلیه و صفحات سوراخ‌دار مختلف اندازه‌گیری شد. فشار نیز با استفاده از بارومترهایی در محدوده‌ی ۰ تا ۵ بار اندازه‌گیری شد. یک پمپ صنعتی گریز از مرکز کم‌سرعت با سرعت مخصوص $23.5 \text{ mm}^2/\text{s}$ برای تست انتخاب شد که حداکثر توان شفت و روده‌ی توربین، حداکثر ارتفاع و تخلیه‌ی آن به ترتیب، ۲۰ kw، ۲۵m و ۱۲۰ L/S می‌باشد. جهت تست PAT، پمپ تغذیه، لوله‌ها، منفذ، ژنراتور و بارشنی مطابق شکل (۳) نصب شد.



بایستی در نظر داشت که اگر ژنراتور به صورت مستقیم کوپل شود، سرعت نامی در رنج ۱۰۰۰، ۷۵۰، ۱۵۰۰ یا ۳۰۰۰ بایستی انتخاب شود. برای ژنراتورها و موتورهای القایی بایستی پدیده لغزش نیز در نظر گرفته شود (پمپ مورد تست با سرعت ۱۴۵۰ rpm دوران می‌کند) در عمل ژنراتورهای همگام اغلب مورد استفاده قرار می‌گیرند. پمپ PAT (پمپ توربینی) نیز در $Nt = 1500$ rpm تست می‌شود. بعد از اندازه‌گیری تمام پارامترها؛ ارتفاع TAP، تخلیه، توان خروجی و بازده (راندمان) به دست آمدند. آنالیز عدم قطعیت مرتبه‌ی اول با استفاده از روش adds combination در سطح اطمینان ۹۵٪ انجام شد. عدم قطعیت مربوط به ارتفاع، نرخ شارش، توان و بازده به ترتیب برابر با $\pm 5/5\%$ ، $\pm 3/4\%$ ، $\pm 5/5\%$ و $\pm 5/1\%$ می‌باشد.

۵ - نتایج

جدول (۱) BEP به دست آمده توسط تئوری و آزمایش را نشان می‌دهد. ϕ و π به صورت زیر تعریف می‌شود: معادله (۱۹)

$$\psi = \frac{gH}{n^2 D^2}, \quad \phi = \frac{Q}{n D^3}, \quad \pi = \frac{P}{\rho n^3 D^5}$$

روش تحلیلی مقادیر عدد تخلیه، ارتفاع، توان و بازده را به ترتیب به میزان ۱/۱٪، ۴/۷٪، ۵/۲۵٪، ۲/۱٪ کمتر از مقادیر تجربی به دست آورده است. مقادیر کمتر توان و ارتفاع به خاطر اتلاف پره و حلزونی می‌باشد. منحنی‌های مشخصه‌ی مربوط به ارتفاع، تخلیه، توان و بازده در مدهای پمپ و توربین که توسط روش CFD و تجربی به دست آمده‌اند در شکل‌های (۴) تا (۷) نشان داده شده است. روش CFD قادر به شبیه‌سازی نشتی، اصطکاک دیسک و اتلاف مکانیکی نمی‌باشد چرا که مدل عددی میزان شارش را در فضای بین هاب پره و هم‌چنین گپ میان محفظه و نشت‌بند در نظر نمی‌گیرد.

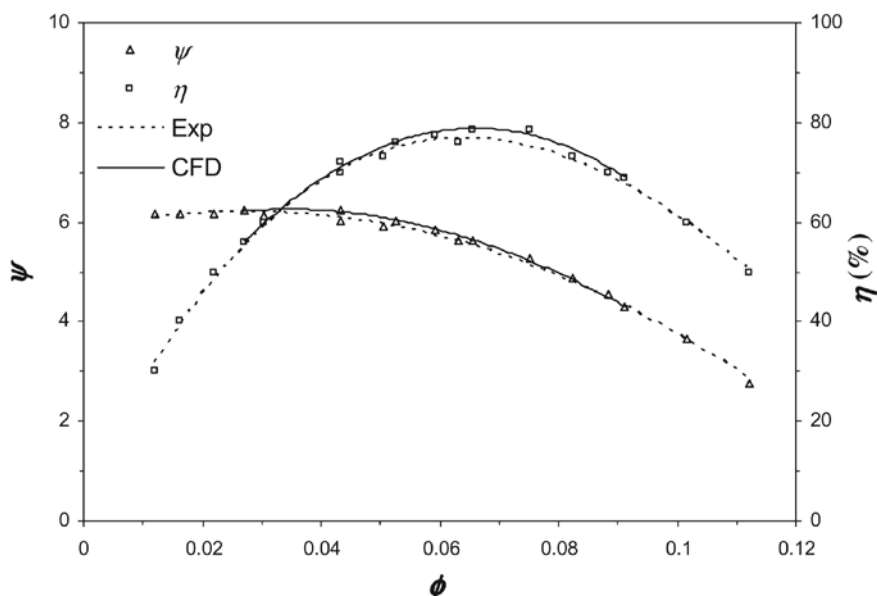


Fig. 4. Measured and numerical head number and efficiency curves of pump mode.



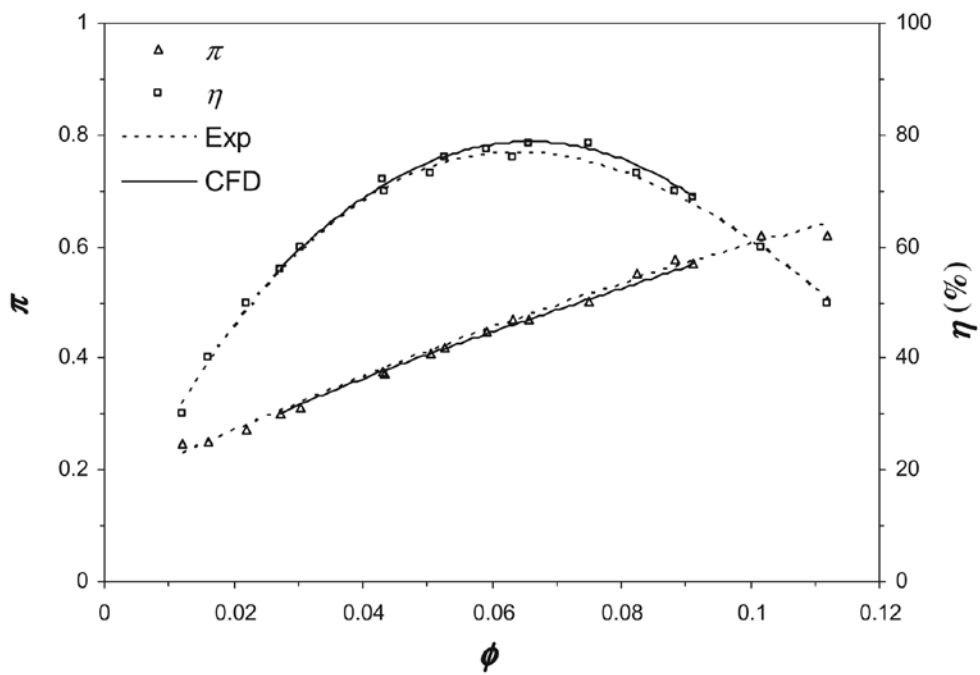


Fig. 5. Measured and numerical power number and efficiency curves of pump mode.

S. Derakhshan, A. Nourbakhsh / Experimental Thermal and Fluid Science 32 (2008) 1620–1627

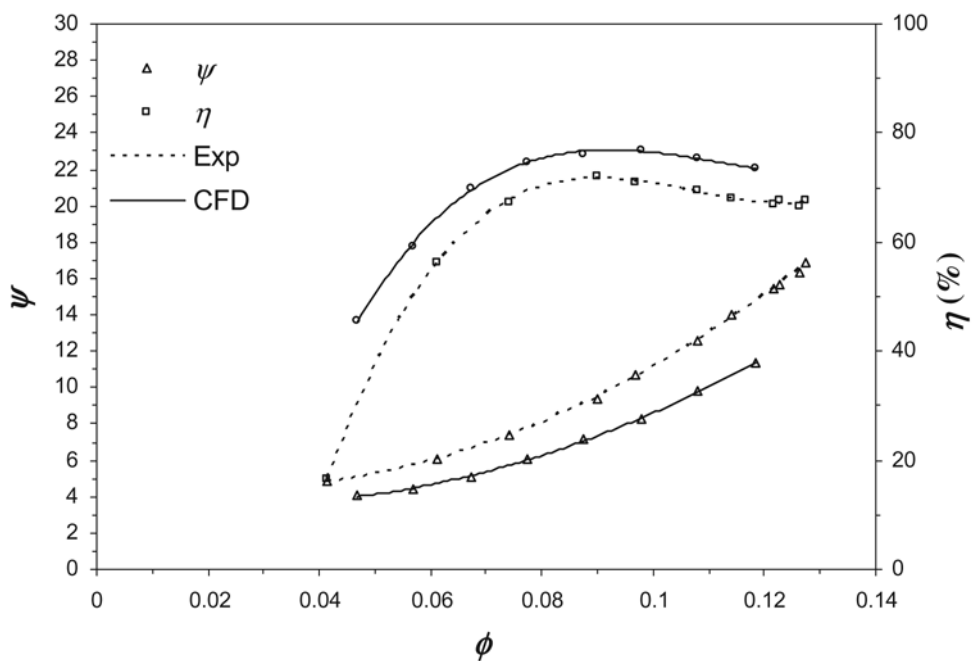


Fig. 6. Measured and numerical head number and efficiency curves of turbine mode.



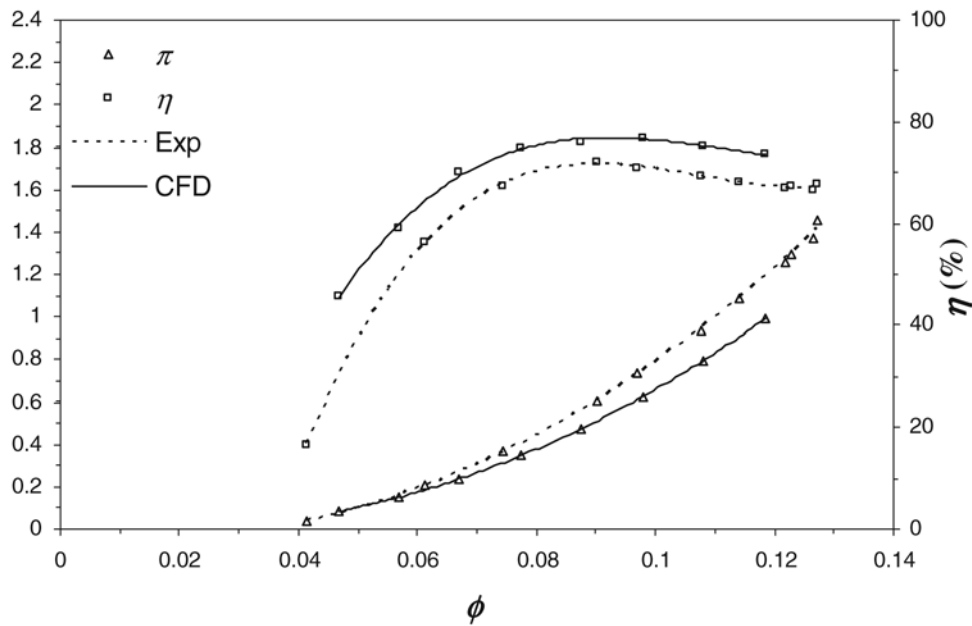


Fig. 7. Measured and numerical power number and efficiency curves of turbine mode.

به منظور مقایسه نتایج CFD و نتایج تجربی، مقدار نشتی که توسط روش Throne (۱۴) تخمین زده شد، از مقدار به دست آمده برای تخلیه در مد پمپ کاسته شد. همچنین افت مربوط به اصطکاک دیسک و افت‌های مکانیکی که توسط روش stepanoff (۲) محاسبه شد به مقدار توان ورودی پمپ اضافه شد. جدول (۲) BEP به دست آمده توسط روش CFD و روش تجربی را نشان

Table 2
Pump dimensionless BEP predicted by CFD and experiment

| | CFD | Experimental | CFD error (%) |
|--------|-------|--------------|---------------|
| ϕ | 0.067 | 0.064 | +4.1 |
| ψ | 5.66 | 5.64 | +0.3 |
| π | 0.49 | 0.47 | +4.2 |
| η | 0.78 | 0.77 | +1.3 |

می‌دهد. مقادیر پیش‌بینی شده توسط CFD برای عدد تخلیه، عدد ارتفاع، توان و بازده به ترتیب ۴/۱٪، ۰/۳٪، ۴/۲٪، ۱/۳٪ بیشتر از مقادیر تجربی می‌باشد. نتایج CFD در مد توربین، تطابق خوبی با نتایج تجربی نداشت. در حالت توربین، تخلیه‌ی اندازه‌گیری شده بیشتر از تخلیه‌ی واقعی است که از پره عبور می‌کند. با استفاده از معادله‌ی (۱۱) مقدار نشتی توربین به مقدار تخلیه به دست آمده توش روش CFD اضافه شد. افت ناشی از اصطکاک دیسک و افت مکانیکی در مد معکوس (توربینی) در سرعت‌های دوران مشابه تقریباً



Table 3
PAT dimensionless BEP predicted by CFD and experiment

| | CFD | Experimental | CFD error (%) |
|--------|-------|--------------|---------------|
| ϕ | 0.089 | 0.09 | -1.1 |
| ψ | 7.4 | 9.6 | -22.9 |
| π | 0.51 | 0.61 | -16.4 |
| η | 0.765 | 0.725 | +5.5 |

برابر با مد مستقیم می باشد (۵) این افتها از مقدار توان خروجی محاسبه شده توسط روش CFD کاسته شد. شکل های ۶ و ۷ نتایج پمپ PAT را نشان می دهد. جدول ۳ مقادیر BEP روش CFD و تجربی را در مد توربین نشان می دهد. اختلاف نتایج CFD و روش تجربی برای تخلیه، ارتفاع، توان و بازده به ترتیب $۱/۱\%$ ، $۲۲/۹\%$ ، $۱۶/۴\%$ و $۵/۵\%$ است که این اختلاف به خاطر مکانیزم های افت در نواحی مختلف پمپ می باشد.

اختلاف نتایج CFD و تجربی برای پمپ توربینی، هم چنین به علت مقدار کمتر محاسبه شده برای گشتاور دورانی خالص می باشد که از اشتباه نادرست افت هیدرولیکی ناشی شده است. نتایج CFD و تجربی در حالت پمپ شبیه هم می باشد ولی در مد توربین تطابق خوبی ندارند این اختلاف در مقالات دیگر نیز گزارش شده است (۲۱). اختلاف بین هندسه واقعی پمپ و مدل DFC فقط در ناحیه ی برهم کنش بین حلزونی و پره می باشد (مطابق شکل ۸) چرا که در مدل CFD ناحیه ی شارش را در فضای بین هاب پره و shroud و casing را در نظر نمی گیرد. اشتباه در افت های محاسبه شده توسط CFD به خاطر گشتاور دورانی کمتر در تمامی نواحی تخلیه است.

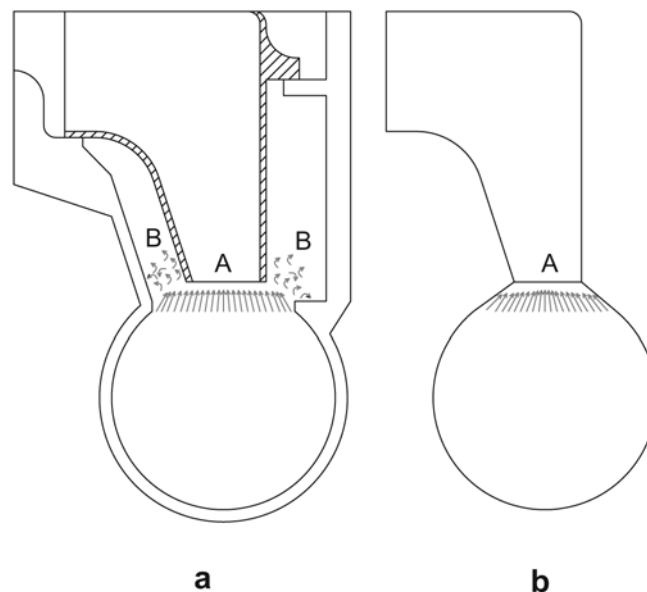


Fig. 8. Volute and impeller interaction: (a) real- and (b) CFD-model.



احتمالا دو پدیده در شبیه‌سازی CFD وجود دارد (مطابق شکل ۸). از طرف دیگر، تاثیر ساده‌سازی هندسی مدل در مد توربینی بیشتر است زیرا تاثیر آن در جریان رو به پایین بیشتر از جریان رو به بالاست (جریان از پره) جدول (۴) اختلاف نتایج تجربی و عددی را در part-load point نشان می‌دهد.

| | CFD | Experimental | CFD error (%) |
|--------|-------|--------------|---------------|
| ϕ | 0.06 | 0.06 | - |
| ψ | 4.6 | 6.0 | -23.3 |
| π | 0.18 | 0.2 | -10 |
| η | 0.633 | 0.55 | +15.1 |

در شبیه‌سازی، جریان پره با زاویه‌ی شارش بزرگ‌تری در نقطه‌ی BEP وارد می‌شود (شکل ۴). اختلاف در ناحیه‌ی B توسط روش CFD در تمام نواحی تخلیه اشتباه محاسبه شده است. جدول ۵ نتایج تحلیلی، عددی را برای روش تجربی و سایر روش‌ها مقایسه می‌کند. روش‌های تحلیلی و عددی مقدار تخلیه را به خوبی پیش‌بینی می‌کنند. ارتفاع پیش‌بینی‌شده توسط روش تحلیلی نزدیک داده‌های تجربی است ولی روش عددی قادر به تخمین دقیق مقدار ارتفاع نیست.

استپانوف (۲)، شارما (۳) و آن‌تور-فیزیک (۷) نتایج قابل قبولی را برای ارتفاع و تخلیه در مقایسه با نتایج تجربی به دست نیاوردند.

۶ - نتیجه‌گیری

در این مقاله یک روش تحلیلی برای محاسبه‌ی بهترین (بیشترین) بازده و کارایی پمپ معکوس بر مبنای منحنی‌های مشخصه پمپ ارائه شد. مقادیر پیش‌بینی‌شده توسط این روش اندکی کمتر از داده‌ها تجربی است. در واقع مقدار افت‌ها در پره و حلزونی بایستی به دقت محاسبه شود. در گام بعدی، پمپ گریز از مرکز با $Ns = 23/5 \text{ mm}^2/\text{s}$ در مدهای مستقیم و معکوس توسط روش CFD شبیه‌سازی شد. به منظور صحت‌گذاری نتایج عددی، پمپ شبیه‌سازی‌شده به منزله‌ی یک توربین مورد تست قرار گرفت. نتایج CFD تطابق خوبی با نتایج تجربی در مد پمپ (مستقیم) داشت (هم در نقطه‌ی BEP و هم در نواحی over-load و part-load) ولی این نتایج در مد معکوس (توربینی) تطابق خروجی با نتایج تجربی نداشت. ارتفاع و توان محاسبه‌شده توسط CFD برای توربین کمتر از مقادیر تجربی بود (در تخلیه‌ی مشابه) تنها تفاوت مدهای مستقیم و معکوس در جهت‌های جریان و دورانی می‌باشد (flow and rotating direction). تفاوت بین هندسه‌ی واقعی و مدل CFD در ناحیه‌ی برهم کنش بین پره و حلزونی است چرا که ناحیه‌ی شار در فضای بین هاب پره و casing در مدل عددی منظور نشده بود. تاثیر ساده‌سازی هندسه در مد توربینی بیشتر است چون که تاثیرش در جریان رو به پایین بیشتر از جریان رو به بالاست. مشخصات نقطه‌ی BEP پیش‌بینی‌شده توسط روش CFD تطابق خوبی با نتایج تجربی نداشت و مستلزم مطالعات بیشتر به ویژه در نواحی مرزی توربین می‌باشد.





- [1] A. Williams, Pumps as Turbines Users Guide, International Technology Publications, London, 1995.
- [2] A. Tomm, A. Braten, B. Stoffel, G. Ludwig, Analysis of a standard pump in reverse operation using CFD, in: 20th IAHR Symposium, 2000, Charlotte North Carolina, USA, Paper No. 5.
- [3] A. Rodrigues, P. Singh, A. Williams, F. Nestmann, E. Lai, Hydraulic analysis of a pump as a turbine with CFD and experimental data, in: ImechE, Seminar Proc. of Advances of CFD in Fluid Machinery Design, 2003, London, England.
- [4] H.H.Anderson, Anderson, Modern developments in the use of large single entry centrifugal pumps, Proc. Inst. Mech. Eng. 177 (31) (1993).
- [5] E.W. Thorne, Design by the area ratio method, in: Sixth Technical Conference of the BPMA, 1979.
- [6] AutoGrid v.5 User Guide, Numeca, 2006.
- [7] N. Hakimi, Preconditioning methods for time dependent Navier-Stokes equations, PhD thesis, Vrije Universiteit Brussel, 1997.
- [8] B. Launder, D. Spalding, The numerical computation of turbulent flow, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 3 (1974) 269–289.
- [9] FineTurbo v.7 User Guide, Numeca, 2006.
- [10] R.J. Moffat, Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis, ASME J. Fluids Eng. 104 (1982) 250–260.
- S. Derakhshan, A. Nourbakhsh / Experimental Thermal and Fluid Science 32 (2008) 1620–1627 1627



شرکت صنایع پمپیران
«سهامی خاص»

فرم تقاضای خرید کتاب

اینجانب جهت دریافت کتابهای مشروحه ذیل طی فیش نقدی / حواله بانکی
شماره مبلغ ریال را به حساب جام ۶۹۰۵۹۲۶/۰۵ بانک ملت شعبه تبریز
(کد ۱۳۴۲/۵) در وجه شرکت پمپیران واریز نموده ام و ضمن ارسال اصل فیش تقاضای دریافت
نسخه کتاب پمپهای گریز از مرکز و پمپاژ و نسخه کتاب «ضربت قوچی آب» را دارم.
خواهشمندم این کتابها را به نشانی: استان
شهر
کد پستی ارسال فرمائید.

▪ پمپهای گریز از مرکز: ۱۲۰۰۰ ریال

▪ ضربت قوچی آب: ۱۲۰۰۰ ریال

▪ هزینه پست سفارشی: ۲۰۰۰۰ ریال جمع قیمت: ریال

امضاء

تاریخ

آدرس نشریه: تبریز، قراملک، صندوق پستی ۱۳۵-۵۱۸۴۵، کد پستی ۵۱۹۳۶۱۳۱۱۱

شرکت صنایع پمپیران، امور مهندسی، واحد نشریه پمپ، فاکس مهندسی: ۳۲۸۸۸۳۵۳

فرم اشتراک نشریه پمپ

شماره اشتراک
.....

توجه:

- بهاء هر جلد نشریه پمپ ۱۲۰۰۰ ریال می باشد.
- آیا مایل به اشتراک هستید؟
بله خیر
- هزینه اشتراک (برای ۴ شماره بعدی) ۴۸۰۰۰ ریال می باشد.
- جهت تمدید ارسال نشریه حتما شماره اشتراک خود را (که قبلا از طرف نشریه اعلام شده) ذکر نمائید.

▪ مشخصات مشترک:

فردی سازمان / اداره جدید تمدیدی

سازمان / اداره بخش / قسمت

نام نام خانوادگی شغل

▪ نشانی دقیق پستی:

استان شهر

کد پستی صندوق پستی

تلفن نمابر

اینجانب جهت دریافت نشریه پمپ طی فیش نقدی / حواله بانکی
شماره مبلغ ریال را به حساب جام
۶۹۰۵۹۲۶/۰۵ بانک ملت شعبه تبریز (کد ۱۳۴۲/۵) در وجه شرکت پمپیران واریز نمودم و
ضمن ارسال اصل فیش مایل به دریافت
 شماره های قبلی (لطفا مشخص نمایید).....
 یک جلد ویژه نامه
 ۴ شماره بعدی، جمعا به تعداد جلد می باشم.

امضاء

تاریخ

▪ آدرس نشریه:

تبریز، قراملک، صندوق پستی ۱۳۵-۵۱۸۴۵، کد پستی ۵۱۹۳۶۱۳۱۱۱

شرکت صنایع پمپیران، امور مهندسی، واحد نشریه پمپ، فاکس مهندسی: ۳۲۸۸۸۳۵۳

دفتر مرکزی:

تهران، خیابان ولی عصر، نبش میر داماد، برج دوم اسکان، طبقه اول
تلفن: ۸۸۶۵۴۸۱۰ (۰۲۱) شماره: ۸۸۷۹۷۹۴۲ (۰۲۱)

کارخانه: تبریز، صندوق پستی ۱۳۵-

تلفن: ۵۱۸۴۵-۹-۲۸۹۰۶۴۴ (۰۴۱۱) شماره: ۲۸۹۸۴۴۶ (۰۴۱۱)

دفتر فروش و بازاریابی:

تبریز، تلفن: ۲۸۹۰۷۰۷-۸ (۰۴۱۱) و ۲۸۹۰۴۱۱ شماره: ۲۸۷۲۲۳۳ (۰۴۱۱)

مهندسی فروش:

تبریز، تلفن: ۲۸۸۱۲۸۶ (۰۴۱۱) شماره: ۲۸۷۲۲۳۳ (۰۴۱۱)

E-mail: sales_eng@pumpiran.com

دفتر امور نفت، گاز، پتروشیمی:

تبریز، تلفن: ۲۸۹۱۴۴۸ (۰۴۱۱) شماره: ۲۸۸۸۳۵۳ (۰۴۱۱)

مهندسی فروش نفت، گاز، پتروشیمی:

تبریز، تلفن: ۲۸۹۱۲۱۶ (۰۴۱۱) شماره: ۲۸۸۸۳۵۳ (۰۴۱۱)

E-Mail: petro.sale@pumpiran.com

آب، نفت، انرژی