



## بررسی عددی کاویتاسیون در توربین های فرانسیس سد شهید عباسپور

مهرداد تقی زاده منظری، استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف\*

مهدی بهزاد، استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف\*\*

سیامک کاظم زاده حنانی، استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

محمودرضا توکلی، مدیریت تولید نیروگاه برق آبی سازمان آب و برق خوزستان

مهدی صنیعی نژاد، دانشجوی دکتری دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

\*تلفن: ۶۱۶۵۶۸۹، ۶۰۵۷۱۶-۰۲۱، فاکس: ۶۰۰۰۲۱-۰۲۱، پست الکترونیکی: mtmanzari@sharif.edu

\*\*تلفن: ۶۱۶۵۵۰۹، ۶۱۶۵۵۷۶-۰۲۱، فاکس: ۶۰۰۰۲۱-۰۲۱، پست الکترونیکی: m\_behzad@sharif.edu

### چکیده

در این مقاله مسئله بروز کاویتاسیون در چرخ توربینهای فرانسیس سد شهید عباسپور با استفاده از شبیه سازی عددی جریان مورد بررسی قرار گرفته است. هندسه دو توربین سد شامل یک توربین ۱۳ پره و یک توربین ۱۵ پره با اندازه گیری مستقیم بدست آمده و شبکه محاسباتی لازم برای هر یک تهیه شده است. جریان داخل توربین ها بازای سه مورد شرایط کاری مختلف برای هر توربین از نظر بروز پدیده کاویتاسیون مورد تحلیل قرار رفته و راندمان هیدرولیکی هر مورد محاسبه شده است. نتایج تحقیق نشان می دهند که برآوردهای انجام شده تطابق خوبی با بررسی های تجربی در این رابطه دارند.

**کلید واژه ها:** توربین فرانسیس، کاویتاسیون، رانر، روشهای عددی

### ۱- مقدمه

یکی از مشکلات عمده در بهره برداری از نیروگاههای آبی بروز پدیده کاویتاسیون می باشد که قادر است صدمات زیادی به تجهیزات نیروگاه اعم از چرخ توربین و ملحقات آن وارد نماید. مهندسین بهره برداری یک نیروگاه آبی معمولاً با پرهیز از شرایط کاری بحرانی و عبور سریع از این محدوده تلاش می نمایند تا توربین را در برابر چنین صدماتی حفظ نمایند. این امر در اکثر موارد منجر به کارکرد توربین در خارج از نقطه طراحی شده و بر راندمان نیروگاه و کارکرد سایر اجزای آن تاثیر منفی باقی می گذارد. بررسی دلایل وقوع و شرایط لازم برای بروز کاویتاسیون از دشوارترین مسایل مکانیک سیالات بوده و گروههای زیادی در جهان بکمک روشهای آزمایشگاهی

و عددی در حال انجام مطالعات بر روی این مشکل هستند [1,2]. نیروگاه سد شهید عباسپور دارای چهار واحد (توربین فرانسیس) هریک با ظرفیت ۲۵۰ مگا وات میباشد که دو عدد از این توربین ها ۱۵ پره و دو توربین دیگر ۱۳ پره می باشند. با توجه به وجود مشکل در بعضی از این واحدها مسئولین نیروگاه بر آن شدند تا با انجام بررسیهای علمی عملکرد واحدها را از نظر وقوع کاویتاسیون مورد مطالعه قرار داده و از این طریق مقایسه ای بین دو چرخ ۱۳ پره و ۱۵ پره انجام دهند. در مقاله حاضر مطالعه مورد نظر در سه دبی مختلف جریان و یا بعبارت دیگر در سه زاویه مختلف برای پره های راهنما انجام میشود. روش تحلیل در مقاله حاضر استفاده از شبیه سازی عددی جریان آب در بین پره های توربین می باشد [3,4]. به این منظور از نرم افزار Fluent برای محاسبات CFD و حل معادلات حاکم استفاده خواهد شد. در این میان تولید شبکه مناسب که بتواند تمامی جنبه های فیزیک جریان را نمایش دهد و همچنین انتخاب روش عددی مناسبی که قادر به حل معادلات جریان توربولانت باشد از اهمیت خاصی برخوردار است. این کار با استفاده از نرم افزار Gambit انجام می پذیرد.

## ۲- تولید شبکه محاسباتی

به منظور حل مسئله از روش عددی، ابتدا هندسه توربینها به همراه مسیر کامل جریان شامل اجزای عمده سیستم نظیر درافت تیوب، حلزونی توزیع آب و پره های راهنما و ثابت پس از اندازه گیری دقیق و با کمک نقشه های موجود بر روی نرم افزار Solidworks تولید شد. سپس هندسه مورد نظر به داخل نرم افزار Gambit وارد گردید و شبکه محاسباتی لازم تولید گردید.

انتخاب شبکه محاسباتی مناسب یکی از کلیدهای مهم در حل عددی صحیح مسائل جریان سیالات می باشد. طبیعتاً بدلیل محدودیتهای سخت افزاری ظرفیت رایانه مورد استفاده محدود بوده و برای استفاده صحیح از منابع محاسباتی لازم است شبکه محاسباتی حتی الامکان کوچکتر انتخاب گردد. یکی از راههای بهینه سازی شبکه استفاده از منطق تطبیق شبکه است. در این روش پس از تولید یک شبکه اولیه نسبتاً درشت اما قابل قبول، محاسبات جریان یک بار انجام می شود و سپس با تعیین میزان گرادیان یک متغیر مناسب (مثلاً فشار جریان) در نقاط مختلف ناحیه حل، ابعاد سلولهای محاسباتی به نسبت این گرادیان اصلاح می شود. در نتیجه این امر، در نواحی دارای گرادیانهای شدید شبکه ریز شده و در نواحی با مقادیر نسبتاً هموار اندازه سلولها تغییر نمی یابد.

تکنیک تشریح شده در بالا جهت تصحیح شبکه تولید شده برای توربین مورد نظر بکار گرفته شد. در اینجا ابتدا یکبار جریان داخل توربین بصورت غیر لزج حل شد و گرادیانهای فشار در میدان جریان تعیین گردید و سپس شبکه تطبیقی با استفاده از این گرادیانها بدست آمد. نمایی از شبکه سطحی برای توربین ۱۵ پره در شکل ۱ نشان داده شده است.

### ۳- مشخصات جریان

در این بخش اطلاعات مربوط به شرایط کاری توربین ها ارائه می گردند. این داده ها بصورت شرایط مرزی مناسب به نرم افزار منتقل شده و به همراه داده های هندسه توربین مجموعه کاملی از داده ها را برای حل جریان شکل می دهند. اطلاعات مورد نیاز برای محاسبه در جدول ۱ داده شده اند.

جدول ۱: مشخصات کاری توربین

اندازه	کمیت
$184 m^3 / hr$	دبی آب
$167 rpm$	سرعت دوران توربین
$165 m$	هد توربین

#### ۳-۱- تکرار محاسبات برای چند وضعیت مختلف کار توربین

محاسبات مربوط به هر توربین بازای سه حالت مختلف (زاویه) باز بودن پره های راهنما انجام شده است. در اینجا میزان باز بودن پره راهنما بر اساس حداکثر و حداقل سطح عبور جریان تعیین شده است. عبارت دیگر بهترین شرایط باز بودن مسیر جریان و زاویه مربوط به آن تعیین شده و سپس زاویه مربوط به حالت کاملاً بسته بودن پره های راهنما تعیین شده است. زوایای ۶۰ درصد و ۴۰ درصد مربوط به میانمایی خطی بین این دو زاویه می باشند. بمنظور دستیابی به یک حل دقیق و بدون انجام فرضیات اضافی، علاوه بر محاسبات فوق جریان داخل توربین کامل مورد مطالعه و تحلیل قرار گرفت. این جریان شامل مسیر عبور آب از مقطع ورود به پره های ثابت تا انتهای درافت تیوب می باشد. شبکه های محاسباتی تولید شده برای توربین ۱۵ پره حدود ۲۶۴۵۱۸ گره محاسباتی و ۹۸۴۴۶۶ سلول محاسباتی دارند. نتایج بدست آمده از محاسبات برای توربین ۱۵ پره بصورت توزیع فشار و سرعت در مقاطع مختلف جریان در شکل های ۲ الی ۴ نشان داده شده اند. حل جریان در داخل توربین بترتیب طی مراحل ذیل انجام شده است:

۱. حل جریان غیر لزج
۲. حل جریان لایه ای با شروع از حل غیر لزج
۳. حل جریان آشفته با شروع از حل جریان لایه ای

قابل ذکر است که دستیابی به یک حل پایدار بخصوص برای جریان غیر لزج کار دشواری بوده و نیاز به تغییر تعدادی از پارامترهای نرم افزار از جمله پارامتر relaxation می باشد که در مراحل مختلف پیشرفت حل انجام می پذیرد. همچنین در اکثر موارد حل با تقریب مرتبه اول بدست آمده و سپس حل با مرتبه دقت بالا محاسبه شده است. در ضمن توزیع فشار بدست آمده از حل لایه ای تا حد زیادی نظیر حل آشفته بوده و لذا از این حل برای رسم نتایج استفاده شده است. برای بدست آوردن نتایج ارائه شده در این قسمت زمان محاسباتی قابل ملاحظه ای صرف شده است ولی در صورت ادامه محاسبات همچنان می توان انتظار بهبود در نتایج را داشت. از نتایج تحلیل عددی نکات زیر را میتوان استنتاج نمود:

۱. توزیع فشار در طرف مکش پره ها بگونه ای است که احتمال بروز کاویتاسیون در لبه حمله پره و نزدیک به حلقه باند وجود دارد. در حالت دریچه های ۱۰۰ درصد باز، توزیع فشار در روی طرف فشاری پره یکنواخت تر است درحالیکه از این دیدگاه فرق عمده ای بین توربین سیزده پره و پانزده پره وجود ندارد.
  ۲. در حالت توربین ۱۵ پره با دریچه های ۱۰۰ درصد باز، بیشترین احتمال وقوع کاویتاسیون در لبه حمله پره و در طرف مکش آن و در محل اتصال پره با باند وجود دارد ولیکن در حالت دریچه های ۶۰ درصد باز، این نقطه به سمت نقاط میانی پره و در حالت دریچه های ۴۰ درصد باز، این نقطه کاملاً بسمت محل اتصال پره با کراون منتقل شده است.
  ۳. در حالت توربین ۱۳ پره با دریچه های ۱۰۰ درصد باز، اگرچه احتمال وقوع کاویتاسیون در لبه حمله پره و در محل اتصال با باند است، ولیکن حرکت این نقطه بسمت محل اتصال با کراون در اثر بسته شدن دریچه ها به کندی صورت گرفته، بطوریکه در حالت دریچه های ۴۰ درصد باز، این نقطه در میانه پره، یعنی نقطه ای بین باند و کراون، مشاهده می شود.
  ۴. در لبه فرار هر دو توربین احتمال وقوع کاویتاسیون مشاهده می شود.
- از نظر اندازه ورتکس های ثانویه در جریان و افت ناشی از این پدیده، توربین ۱۵ پره رفتار بهتری از خود نشان می دهد هرچند که اندازه ورتکسها برای هر دو رنر بقدر کافی بزرگ هست که بر روی سطح فشاری پره بعدی تاثیر بگذارد.

#### ۴- محاسبه راندمان هیدرولیکی

عملکرد توربینهای آبی معمولاً از طریق محاسبه راندمان هیدرولیکی آن  $\eta$  تعیین می گردد. برای این منظور از فرمول کلی زیر استفاده می شود.

$$\eta = \frac{T \cdot \omega}{\gamma Q H} \quad (1)$$

در اینجا  $T$  گشتاور دورانی (نیوتن-متر) وارده به پره (ضربدر تعداد پره ها)،  $\omega$  سرعت زاویه ای دوران چرخ (رادیان بر ثانیه)،  $\gamma = \rho \cdot g$ ،  $Q$  دبی جریان (متر مکعب در ثانیه) و  $H$  هد آب ورودی به توربین (متر) است. محاسبه  $T$  از طریق انتگرالگیری نیروی فشاری وارد بر پره حول محور دوران توربین صورت می گیرد. این انتگرالگیری روی هر دو سطح فشاری و مکشی پره انجام می شود. همچنین برای تعیین شرایط مختلف کاری از دو کمیت ضریب دبی حجمی  $\varphi$  و ضریب انرژی  $\psi$  با تعاریف زیر استفاده می شود:

$$\varphi = \frac{Q}{\pi \cdot \omega \cdot R^3} \quad (2)$$

$$\psi = \frac{2E}{\omega^2 \cdot R^2} \quad (3)$$

در روابط فوق  $E$  بصورت زیر تعریف میشود و در معادله (۱) می تواند جایگزین  $H$  شود.

$$E = \frac{P_l}{\rho} + \frac{Q_l^2}{2A_l^2} + gZ_l - \frac{P_r}{\rho} - \frac{Q_r^2}{2A_r^2} - gZ_r \quad (4)$$

در رابطه فوق اندیس  $l$  معرف شرایط ورودی ماشین و اندیس  $r$  معرف شرایط خروجی از آن است که در این تحقیق خروجی درافت تیوب فرض می شود. مساحت هر مقطع توسط حرف  $A$  مشخص شده است.

نتایج بدست آمده در رابطه با راندمان هیدرولیکی توربین در جدول ۲ خلاصه شده اند. این نتایج نشان می دهند که در مجموع راندمان توربین ۱۳ پره نسبت به توربین ۱۵ پره بیشتر بوده و در ضمن تغییرات آن (بالاخص افت راندمان در اثر بسته شدن دریچه ها) نسبت به شرایط کاری کمتر است. این خصوصیت بویژه از دیدگاه بهره برداری دارای اهمیت زیادی می باشد. در ضمن در هر دو حالت ۱۵ و ۱۳ پره با کاهش درصد باز بودن دریچه ها راندمان افت نشان می دهد. نکته قابل توجه دیگر این است که برای درصد گشودگی مختلف دریچه نرخ کاهش راندمان در توربین ۱۳ پره کمتر از توربین ۱۵ پره می باشد.

جدول ۲: نتایج مربوط به تغییرات راندمان

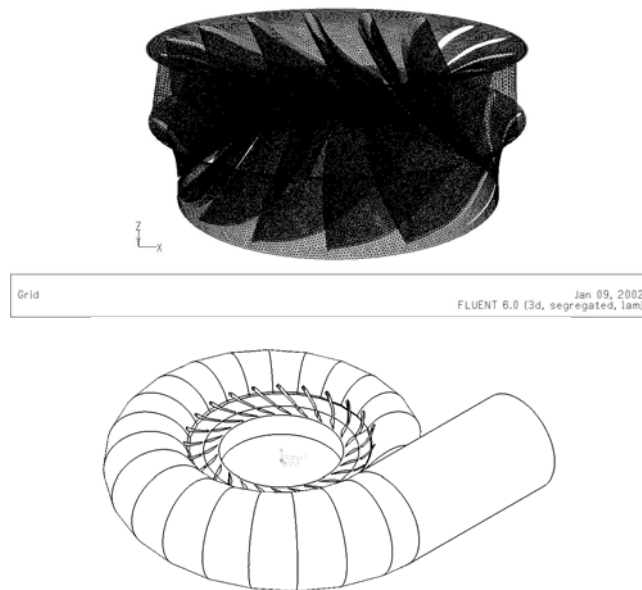
حالت	نوع توربین	درصد گشودگی دریچه	راندمان هیدرولیکی (%)
T15A	۱۵ پره	100	63.4
T15B	۱۵ پره	60	59.4
T15C	۱۵ پره	40	56.1
T13A	۱۳ پره	100	70.4
T13B	۱۳ پره	60	69.4
T13C	۱۳ پره	40	68.7

## ۵- نتیجه گیری

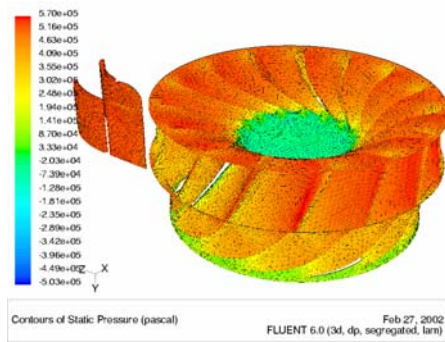
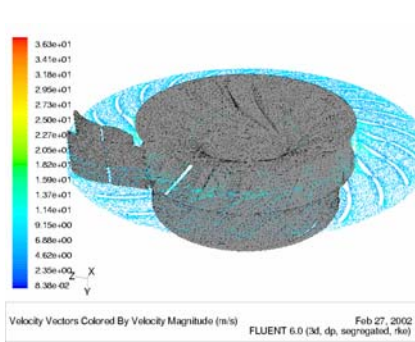
در این مقاله جریان در دو چرخ یک توربین ۱۵ پره و ۱۳ پره فرانسیس با یکدیگر مقایسه شد و وقوع کاویتاسیون با بررسی وضعیت فشار بر روی پره ها انجام گردید. نتایج حاصل حاکی از آن است که روش بکار رفته شده قادر است برای این منظور با دقت مطلوب بکار آید و تاثیر شرایط کاری توربین و شکل پره های آن را در تحلیل ها لحاظ نماید. همچنین نتایج بدست آمده تایید مینماید که در شرایط مشابه کاری توربین ۱۳ پره از نظر راندمان و بروز کاویتاسیون وضعیت مطلوبتری نسبت به توربین ۱۵ پره از خود نشان میدهد.

## ۶- مراجع

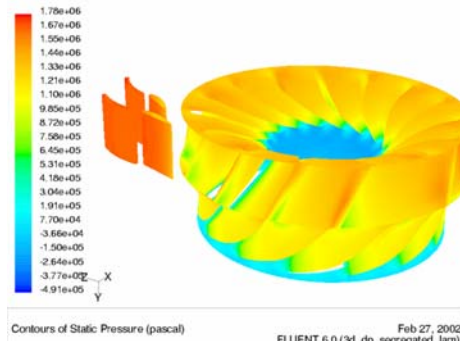
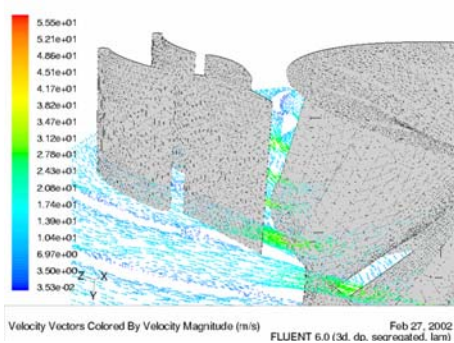
- [1] Senocak, E. and Shyy, W., "A pressure-based method for Turbulent Cavitating Flow Computations", *J. Comp. Physics*, 176, pp. 363-383, 2002.
- [2] Nilsson, H., "Numerical Investigation of Turbulent Flow in Water Turbines", PhD Thesis, Chalmers University of Technology, 2002.
- [3] Zoran, C., "Complete Francis Turbine Flow Simulation Using Fluent Software", <http://www.simtec.gr>.
- [4] [www.ftd.chalmers.se](http://www.ftd.chalmers.se).



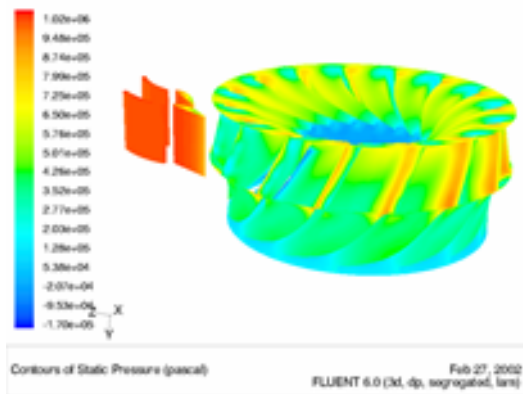
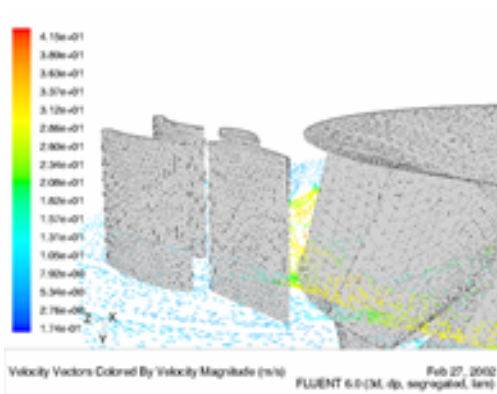
شکل ۱: نمایی از شبکه محاسباتی مربوط به سطح توربین پس از تطبیق و حازونی آن



شکل ۲: توزیع فشار (راست) و بردارهای سرعت (چپ) برای زاویه ۱۰۰ درصد باز چرخ ۱۵ پره



شکل ۳: توزیع فشار (راست) و بردارهای سرعت (چپ) برای زاویه ۶۰ درصد باز چرخ ۱۵ پره



شکل ۴: توزیع فشار (راست) و بردارهای سرعت (چپ) برای زاویه ۴۰ درصد باز چرخ ۱۵ پره