

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی عمران

گروه مهندسی آب و محیط زیست

پایان نامه کارشناسی ارشد

بررسی اثرات هیدرولیکی نصب هیدروپاور در خط انتقال آب شهر بجنورد

نگارنده: حسین لامع

اساتید راهنما:

دکتر احمد احمدی، دکتر رمضان واقعی

خرداد ۱۳۹۵



دانشکده : عمران و معماری

گروه : عمران

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای حسین لامع به شماره دانشجویی: ۹۲۳۳۲۴۴
تحت عنوان: بررسی اثرات هیدرولیکی نصب هیدروپاور در خط انتقال آب شهر بجنورد

در تاریخ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد
مورد ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :

تشکر و قدردانی

هر نفسی که فرو می‌رود ممدّ حیات است و چون برون می‌آید مفرّح ذات، پس در هر نفس دو نعمت موجود است و بر هر نعمت شکری واجب.

اول خدای را سپاس که لطف و بخشایش او نصیب این بنده حقیر گشت تا بتوانم این مجموعه را به تحریر در آورم.

سپس قبل از هر چیز، بر خود لازم می‌دانم تا از اساتید راهنمای ارجمندم، جناب آقای دکتر احمد احمدی و جناب آقای دکتر رمضان واقعی، به خاطر حمایت‌های پیوسته، آموزش‌ها و رهنمودهای ارزشمند، تشویق‌ها و دلگرمی‌هایشان در تمام مدت انجام این پژوهش، تقدیر و تشکر ویژه‌ای نمایم.

همچنین، از پدر خردمند و مادر پر مهرم که زحمات بسیاری را در طول سالیان برای من متحمل شده‌اند، سپاسگزارم. از برادر و خواهرم که همواره حامی و مشوق بنده بودند تشکر می‌کنم. در نهایت از همسر عزیزم، به دلیل مهربانی و شکیبایی بی‌مانندش قدردانی می‌کنم.

تعهد نامه

اینجانب حسین لامع دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی عمران - سازه‌های هیدرولیکی دانشکده عمران و معماری دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه بررسی اثرات هیدرولیکی نصب هیدروپاور در خط انتقال آب شهر بجنورد تحت راهنمایی دکتر احمد احمدی و دکتر رمضان واقعی متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده:

در دنیای امروز استفاده از انرژی‌های نو و تجدیدپذیر از اهمیت خاصی برخوردار است. در مناطقی که دارای دبی آب در حال جریان کافی و اختلاف ارتفاع مناسب باشد، می‌توان از این ظرفیت برای احداث نیروگاه برق‌آبی و تولید انرژی الکتریکی استفاده کرد. خط انتقال آب سد شیرین‌دره به شهر بجنورد نیز از پتانسیل بالایی برای احداث یک نیروگاه برق‌آبی برخوردار است. در این تحقیق با توجه به اختلاف ارتفاع و دبی آب موجود، به انتخاب یک توربین با ابعاد مناسب برای تولید انرژی پرداخته و سپس جریان گذرای ایجاد شده در خط لوله، ناشی از برداشت اضطراری بار نیروگاه، مورد بررسی و تحلیل عددی قرار گرفت.

برداشت اضطراری بار، حالت خاصی است که در هنگام جدا شدن نیروگاه از مدار رخ می‌دهد. در این هنگام، دریچه‌ی توربین با توجه به برنامه‌ای که از قبل برای آن تعریف شده است، شروع به بسته شدن می‌کند. بحرانی‌ترین حالت در شرایط برداشت اضطراری بار در نیروگاه به وجود می‌آید. افزایش سرعت دورانی توربین و افزایش فشار در توربین و خط لوله، می‌تواند موجب صدمه به تأسیسات شود. تحلیل جریان گذرای به وجود آمده، ناشی از شرایط برداشت اضطراری بار احتمالی، پیش از احداث نیروگاه امری ضروری است که در این پژوهش به آن پرداخته شده است. برای این امر با استفاده از روش مشخصه‌ها، یک برنامه‌ی تحلیلی در محیط ویژوال بیسیک نوشته شد. همچنین برای تأیید این نتایج از نرم‌افزار هم‌نیز استفاده شد. سپس نمودار هد فشار در نقاط مختلف خط لوله و نیز سرعت دورانی توربین که از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است، رسم شده است. این حالت از قطع جریان با حالتی مقایسه شد که جریان گذرا به دلیل بسته شدن تدریجی شیر در پایین‌دست اتفاق افتاده باشد و در این حالت توربینی در مدار حضور ندارد. هد فشار در نقاط مختلف خط لوله برای این دو حالت مقایسه و نتیجه‌گیری‌های لازم انجام شد.

در انتها، نتیجه‌گیری شد که در هنگام برداشت اضطراری بار در نیروگاه مورد مطالعه، بیشترین

افزایش فشار در پشت توربین ایجاد می‌گردد. در این پژوهش مشخص گردید که بیشینه‌ی افزایش فشار ایجاد شده در توربین، حدود ۲۹٪ فشار اولیه و نیز بیشینه‌ی افزایش سرعت به وجود آمده در توربین نیز حدود ۵۶٪ سرعت اولیه‌ی توربین شد. همچنین با مقایسه بین دو حالت برداشت اضطراری بار و بسته شدن تدریجی شیر و در نظر گرفتن دو نقطه، یکی در انتهای خط لوله و دیگری در میانه‌ی خط لوله، مشاهده شد که در طول زمان بسته شدن، فشار هیچ‌گاه از فشار اولیه کمتر نشده است.

کلمات کلیدی: ضربه‌ی قوچ؛ برداشت اضطراری بار؛ نیروگاه برق‌آبی؛ جریان غیرماندگار؛ روش

مشخصه؛ توربین؛

فهرست مطالب

۱- فصل اول: مقدمه.....	۱
۱-۱- مقدمه.....	۲
۲-۱- پدیده ضربه قوچ (چکش آبی).....	۳
۳-۱- اهداف پژوهش.....	۴
۴-۱- فصل بندی پایان نامه.....	۶
۹- فصل دوم: تاریخچه و مطالعات پیشین.....	۹
۱-۲- نیروگاه برق آبی.....	۱۰
۱-۱-۲- انرژی برق آبی.....	۱۰
۲-۱-۲- دسته بندی نیروگاه های برق آبی.....	۱۰
۳-۱-۲- انواع توربین های آبی.....	۱۲
۴-۱-۲- مبنای انتخاب توربین مناسب.....	۱۴
۵-۱-۲- مشخصات توربین.....	۱۶
۲-۲- روش های مطالعه جریان غیرماندگار در لوله ها.....	۱۷
۳-۲- تاریخچه مطالعه جریان غیرماندگار ناشی از بستن شیر.....	۱۸
۴-۲- جریان غیرماندگار در نیروگاه های برق آبی.....	۱۹
۲۱- فصل سوم: مدل ریاضی و حل عددی.....	۲۱

- ۳-۱- تشریح پدیده ضربه قوچ ۲۲
- ۳-۲- معادلات دیفرانسیل حاکم بر جریان غیرماندگار ۲۴
- ۳-۲-۱- معادلات پیوستگی ۲۴
- ۳-۲-۲- معادله مومنتم ۲۶
- ۳-۳- حل معادلات حاکم ۲۷
- ۳-۳-۱- حل معادلات حاکم به روش مشخصه ها ۲۸
- ۳-۴- شبیه سازی ریاضی نیروگاه برق آبی ۳۳
- ۳-۴-۱- مخزن بالادست با هد ثابت ۳۴
- ۳-۴-۲- مخزن آب در پایین دست ۳۴
- ۳-۴-۳- شبیه سازی توربین فرانسسیس ۳۵
- فصل چهارم: حل مسأله و ارائه نتایج ۳۹**
- ۴-۱- معرفی خط لوله مورد مطالعه ۴۰
- ۴-۱-۱- معرفی کلی ۴۰
- ۴-۱-۲- مشخصات جغرافیایی ۴۱
- ۴-۱-۳- مشخصات خط لوله ۴۳
- ۴-۱-۴- ویژگی های جریان در حالت ماندگار ۴۳
- ۴-۲- انتخاب نوع توربین و مشخصات مربوط به آن ۴۶
- ۴-۲-۱- انتخاب نوع توربین ۴۶
- ۴-۲-۲- محاسبه سرعت رانر ۴۷
- ۴-۲-۳- محاسبه قطر رانر ۴۸
- ۴-۲-۴- محاسبه ممان اینرسی توربین و ژنراتور ۴۹
- ۴-۲-۵- محاسبات گاورنر و چرخ طیار ۵۰

- ۳-۴- حل مسأله در حالت بدون وجود توربین و بسته شدن تدریجی شیر..... ۵۳
- ۴-۴- فرضیات مسأله برداشت اضطراری بار..... ۵۹
- ۵-۴- حل مسأله هنگام برداشت اضطراری بار و بسته شدن تدریجی دریچه توربین به وسیله برنامه کدنویسی شده (SLRP)..... ۶۱
- ۴-۵-۱- ویژگی های برنامه نوشته شده..... ۶۱
- ۴-۵-۲- منحنی مشخصه مربوط به توربین..... ۶۲
- ۴-۵-۳- مراحل طی شده در SLRP..... ۶۶
- ۴-۶- حل مسأله هنگام برداشت اضطراری بار و بسته شدن تدریجی دریچه توربین به وسیله نرم افزار هم..... ۷۰
- ۴-۶-۱- توضیحاتی در مورد نرم افزار هم..... ۷۰
- ۴-۶-۲- حل مسأله با نرم افزار هم..... ۷۱
- ۴-۷- نتایج به دست آمده از نرم افزار هم و SLRP..... ۷۲
- ۴-۸- مقایسه نتایج حل مسأله در حالت برداشت اضطراری بار و بسته شدن تدریجی شیر..... ۷۶
- فصل پنجم: نتیجه گیری و ارائه پیشنهادات برای ادامه کار..... ۸۵
- ۵-۱- مقدمه..... ۸۶
- ۵-۲- نتایج..... ۸۷
- ۵-۳- پیشنهادات برای ادامه پژوهش..... ۸۸
- منابع..... ۹۰

فهرست اشکال

- شکل ۱-۲ نمودار انتخاب توربین بر اساس دبی و هد ۱۵
- شکل ۱-۳ اثرات ناشی از پدیده ضربه قوچ در لوله، در یک سیکل بعد از بسته شدن ناگهانی شیر ۲۳
- شکل ۲-۳ تغییرات فشار با زمان در پشت شیر، الف) بدون اصطکاک، ب) با در نظر گرفتن اصطکاک ۲۳
- شکل ۳-۳ حجم کنترل اعمال شده بر آبراهه ۲۵
- شکل ۴-۳ المان استوانه ای سیال و نیروهای وارده بر آن ۲۷
- شکل ۵-۳ نمودار خطوط مشخصه ۳۰
- شکل ۶-۳ گره های خطوط مشخصه برای یک کانال ساده ۳۲
- شکل ۷-۳ توزیع انتشار اطلاعات در صفحه $(X-t)$ ۳۳
- شکل ۸-۳ توربین به عنوان شرط مرزی بین آبراهه بالادست و پایین دست ۳۵
- شکل ۹-۳ علامت گذاری شرایط مرزی برای یک توربین فرانسویس ۳۷
- شکل ۱-۴ تصویر هوایی از موقعیت جغرافیایی حد فاصل تصفیه خانه بجنورد تا مخزن فشارشکن ۴۲
- شکل ۲-۴ تراز ارتفاعی نقاط مختلف در خط لوله انتقال آب شهر بجنورد ۴۲
- شکل ۳-۴ تغییرات افزایش و کاهش فشار با زمان باز یا بسته شدن دریچه ۵۲
- شکل ۴-۴ نمودار منحنی تغییرات فشار پشت شیر ۵۵
- شکل ۵-۴ نمودار منحنی تغییرات فشار پشت شیر حاصل از SCVP ۵۵
- شکل ۶-۴ منحنی هد فشار در گره اول (یک گره پس از مخزن بالادست) در حالت بسته شدن تدریجی شیر ۵۷
- شکل ۷-۴ منحنی هد فشار در گره دوم (میانه خط لوله) در حالت بسته شدن تدریجی شیر ۵۷
- شکل ۸-۴ منحنی هد فشار در گره سوم (پشت شیر) در حالت بسته شدن تدریجی شیر ۵۸
- شکل ۹-۴ منحنی دبی در خروجی مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر ۵۸
- شکل ۱۰-۴ منحنی بسته شدن تدریجی توربین در حالت برداشت اضطراری بار ۶۰
- شکل ۱۱-۴ منحنی مشخصه یک توربین فرانسویس بر حسب سرعت واحد و دبی واحد ۶۳
- شکل ۱۲-۴ منحنی مشخصه یک توربین فرانسویس بر حسب سرعت واحد و توان واحد ۶۳
- شکل ۱۳-۴ منحنی مشخصه بی بعد توربین فرانسویس بر حسب سرعت واحد و دبی واحد ۶۵
- شکل ۱۴-۴ منحنی مشخصه بی بعد توربین فرانسویس بر حسب سرعت واحد و توان واحد ۶۵

- شکل ۴-۱۵ نمودار فلوچارت عملکرد برنامه کدنویسی شده برای حل مسأله برداشت اضطراری بار (SLRP) ۶۹
- شکل ۴-۱۶ منحنی مقایسه دبی در پشت دریچه توربین برای حالت برداشت اضطراری بار ۷۳
- شکل ۴-۱۷ منحنی مقایسه دبی در خروجی مخزن بالادست برای حالت برداشت اضطراری بار ۷۴
- شکل ۴-۱۸ منحنی مقایسه هد فشار در پشت دریچه توربین برای حالت برداشت اضطراری بار ۷۵
- شکل ۴-۱۹ نمودار مقایسه هد فشار در گره پس از مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار ۷۷
- شکل ۴-۲۰ نمودار مقایسه هد فشار در گره پس از مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار در زمان L/a ثانیه ۷۸
- شکل ۴-۲۱ نمودار مقایسه هد فشار در گره پس از مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار در زمان L/a ثانیه - با بزرگنمایی ۷۸
- شکل ۴-۲۲ نمودار مقایسه هد فشار در گره پس از مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار در زمان بین L/a ثانیه و $3L/a$ ثانیه ۷۹
- شکل ۴-۲۳ نمودار مقایسه هد فشار در گره پس از مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار در زمان $3L/a$ ثانیه ۷۹
- شکل ۴-۲۴ نمودار مقایسه هد فشار در گره پس از مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار در زمان $3L/a$ ثانیه - با بزرگنمایی ۸۰
- شکل ۴-۲۵ نمودار مقایسه هد فشار در گره میانی در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار ۸۱
- شکل ۴-۲۶ نمودار مقایسه هد فشار در گره پیش از دریچه توربین در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار ۸۲

فهرست جداول

- جدول ۱-۲ دسته بندی نیروگاه های برق آبی بر اساس اندازه ۱۱
- جدول ۲-۲ چهار نوع اصلی توربین و کاربرد آنها..... ۱۵
- جدول ۱-۴ مشخصات فیزیکی لوله فایبرگلاس به کار رفته در خط لوله..... ۴۳
- جدول ۲-۴ برخی مشخصات فیزیکی آب در دمای ۲۰ درجه سانتیگراد..... ۴۴
- جدول ۳-۴ محاسبات مربوط به توان خروجی ۴۶
- جدول ۴-۴ تغییرات ضریب گاورنر K با سرعت مخصوص..... ۵۰
- جدول ۵-۴ مشخصات آزمون آزمایشگاهی..... ۵۴
- جدول ۶-۴ اطلاعات ورودی برای حل مسأله بسته شدن تدریجی شیر..... ۵۶
- جدول ۷-۴ داده های مسأله برای حل در حالت برداشت اضطراری بار..... ۵۹
- جدول ۸-۴ مفهوم مقادیر واحد..... ۶۲
- جدول ۹-۴ مقایسه بیشترین هد فشار حاصل در دو حالت برداشت اضطراری بار و بسته شدن تدریجی شیر..... ۸۳

فصل اول: مقدمه

۱-۱- مقدمه

ضربه‌ی قوچ^۱ یا چکش آبی، پدیده‌ای است که همواره طراحان سیستم‌های هیدرولیکی را نگران می‌کند. این پدیده در اثر تغییر سرعت ناگهانی سیال در خط لوله بوجود می‌آید. زمانی که این پدیده اتفاق می‌افتد در خصوصیات جریان (دبی، فشار و غیره) تغییراتی ایجاد خواهد شد. به طوری که دبی جریان صفر و فشار نسبت به حالت پایدار قبل، به طور نوسانی به مقدار زیادی افزایش و کاهش می‌یابد. موج‌های فشاری به وجود آمده، ناشی از ضربه‌ی قوچ، می‌توانند فشاری چندین برابر فشار کار سیستم تولید کنند و موجب به وجود آمدن تنش‌های بسیار بزرگی در اجزای مدار شده و در برخی حالات قادر به ترکاندن لوله‌ها و شکستن اتصالات شوند. پدیده‌ی ضربه‌ی قوچ در نیروگاه‌های برق‌آبی در شرایط قبول بار^۲ یا برداشت بار رخ می‌دهد. بحرانی‌ترین حالت در شرایط برداشت اضطراری بار^۳ در نیروگاه است. در واقع یکی از عوامل ایجاد جریان غیرماندگار در سیستم‌های هیدرولیکی متصل به نیروگاه‌های برق‌آبی، برداشت اضطراری بار می‌باشد که هر چه دبی و فشار در حالت جریان ماندگار بیشتر باشد، به طبع آن ضربات ناشی از جریان غیرماندگار آن نیز بیشتر خواهد شد.

در هنگام برداشت اضطراری بار، با توجه به بسته شدن دریچه‌ها^۴ که خود تابعی از زمان و معمولاً به صورت خطی می‌باشد، افزایش فشار در سیستم و نیز افزایش سرعت دورانی توربین رخ می‌دهد که پس از مدتی بعد از بسته شدن کامل دریچه‌ها و نیز قطع کامل جریان، سرعت دورانی توربین شروع به کاهش می‌نماید و توربین از حرکت باز می‌ایستد.

در تحقیق حاضر که از نمونه‌ی نیروگاه برق‌آبی کوچک روی خط انتقال آب شهر بجنورد استفاده

¹ Water Hammer

² Load Acceptance

³ Sudden Load Rejection

⁴ Wicket Gates

شده است، با مدل کردن این خط انتقال آب، ابتدا نوع مناسب توربین را برای دبی^۱ و اختلاف ارتفاع^۲ مشخص شده، تعیین و سپس توان^۳ به دست آمده از آن محاسبه شده است. آن گاه به محاسبه‌ی قطر رانر^۴ توربین پرداخته شده و سپس ممان اینرسی^۵ توربین و نیز ژنراتور محاسبه شده است. ممان اینرسی مورد نیاز چرخ طیار^۶ نیز مورد مطالعه قرار گرفته است. در آخر به محاسبات مربوط به جریان غیرماندگار ناشی از برداشت اضطراری بار و نیز مقایسه‌ی آن با جریان غیرماندگار ناشی از بسته شدن تدریجی شیر در حالتی که هیچ توربینی در خط لوله نباشد، پرداخته شده است.

۱-۲- پدیده‌ی ضربه‌ی قوچ (چکش آبی)

در سیستم های آبرسانی مانند لوله‌ها، جریان سیال می‌تواند ماندگار^۷ یا غیرماندگار^۸ باشد. جریان غیرماندگار، جریانی است که خصوصیات آن (دبی، فشار و...) با گذشت زمان تغییر می‌کند. جریان غیرماندگاری که بین دو جریان ماندگار رخ می‌دهد، جریان میرا یا گذرا^۹ نامیده می‌شود. ضربه‌ی قوچ نیز جریان گذرای است که در اثر تغییر ناگهانی در سرعت سیال، مانند بستن سریع شیر یا توقف ناگهانی پمپ یا توربین رخ می‌دهد. توقف ناگهانی جریان، موجب افزایش قابل توجه فشار در سیستم لوله می‌شود. لذا ضربه‌ی قوچ شامل تغییرات زیاد و گذرای فشار می‌باشد که می‌تواند به سیستم لوله و اتصالات جانبی خسارت‌های زیادی را وارد نماید. (پارسا صدر، ۱۳۹۴)

¹ Discharge

² Head

³ Power

⁴ Runner

⁵ Moment Of Inertia

⁶ Flywheel

⁷ Steady

⁸ Unsteady

⁹ Transient Flow

۱-۳- اهداف پژوهش

این پژوهش به بررسی خط لوله‌ی انتقال آب شهر بجنورد جهت ایجاد یک نیروگاه برق‌آبی، محاسبه‌ی میزان بار قابل استحصال از آن، انتخاب توربین مناسب برای آن و همچنین بررسی پدیده‌ی برداشت اضطراری بار و بسته شدن دریچه‌ی توربین پرداخته است، که در پی آن ایجاد جریان غیرماندگار امری حتمی است. در ادامه، این پژوهش به مقایسه‌ی آن با جریان غیرماندگار در حالت عدم وجود توربین و بسته شدن تدریجی شیر به جای دریچه‌ی توربین می‌پردازد. در این پژوهش سعی شد تا به چند پرسش پاسخ داده شود:

۱- در هنگام برداشت اضطراری بار در کدام نقطه از خط لوله، بیشترین افزایش فشار رخ می‌دهد؟

• با پاسخ به این پرسش می‌توان دریافت که بحرانی‌ترین نقطه در هنگام ایجاد جریان غیرماندگار کدام نقطه است.

۲- در هنگام برداشت اضطراری بار که موجب ایجاد جریان غیرماندگار می‌شود، چه میزان افزایش فشار در نقاط مختلف خط لوله و نیز پشت دریچه‌ی توربین ایجاد می‌شود؟ همچنین نحوه‌ی نوسانات فشار در این نقاط چگونه است؟

• این مطالعات به وسیله‌ی برنامه‌ی نوشته شده در محیط ویژوال بیسیک^۱ صورت می‌گیرد. نمودارهای مربوط به فشار در زمان‌های مختلف در پشت توربین و نیز در نقاط دلخواه در خط لوله رسم خواهد شد. همچنین با مدل‌سازی در نرم‌افزار همرا^۲ به تأیید این نتایج کمک خواهیم کرد.

۳- در هنگام برداشت اضطراری بار، چه میزان افزایش سرعت دورانی و نیز چه میزان افزایش

¹ Visual Basic (VB)

² Hammer

فشار در توربین ایجاد می‌شود؟

- در واقع میزان افزایش سرعت دورانی در توربین در اثر ایجاد جریان غیرماندگار بسیار مهم است. زیرا افزایش بیش از حد آن ممکن است موجب ایجاد خسارت در توربین و متعلقات آن شود. بنابراین بایستی این عامل نیز مورد مطالعه قرار گرفته و با توجه به دستورالعمل سازنده‌ی توربین رفتار شود.

۴- تفاوت بین الگوهای فشار در پشت دریچه‌ی توربین و در دیگر نقاط خط لوله در هنگام بسته شدن دریچه، با حالتی که توربین در سیستم وجود نداشته باشد و به جای آن بسته شدن تدریجی شیر موجب ایجاد جریان گذرا شود، چیست؟

- با پاسخ به این پرسش درمی‌یابیم که آیا وجود توربین در مسیر باعث تفاوت در میزان افزایش فشار می‌شود یا خیر. همچنین آیا زمان به وجود آمدن بیشینه‌ی فشارها در هر دو حالت یکسان است یا خیر.

برای پاسخ به پرسش‌های بالا، بایستی شرایط برداشت اضطراری بار در نیروگاه مورد نظر شبیه‌سازی شود. نرم افزار هم برای این شبیه‌سازی مناسب است اما در این پژوهش، برای انجام شبیه‌سازی شرایط برداشت اضطراری بار، یک برنامه‌ی کامپیوتری نوشته شده است. دلایل لزوم توسعه‌ی این برنامه‌ی کامپیوتری، در زیر آمده است:

- ۱- امکان وارد کردن منحنی مشخصه‌ی توربین به نحوی که دقیق تر از نرم‌افزار هم باشد.
- ۲- امکان وارد کردن سرعت مخصوص توربین به طور دقیق. در صورتی که در نرم‌افزار هم باستی از میان چند گزینه، نزدیکترین گزینه را انتخاب کرد و این از دقت محاسبات نرم‌افزار می‌کاهد.
- ۳- امکان نمایش منحنی تغییرات سرعت دورانی توربین، در حالی که در نرم‌افزار هم این امکان وجود ندارد.

۱-۴- فصل بندی پایان نامه

در فصل دوم این پایان نامه، که به بررسی تاریخچه و مطالعات پیشین در این زمینه اختصاص دارد، ابتدا معرفی نیروگاه برق آبی، انرژی حاصل از آن، انواع توربین‌ها، مشخصات آن‌ها و مبنای انتخاب یک توربین مناسب آورده شده است. سپس جریان غیرماندگار در لوله‌ها بررسی شده و به مرور تاریخچه مطالعات و دانشمندی که در این زمینه اثرگذار بودند، پرداخته شده است. در بخش بعدی توضیحاتی در مورد تاریخچه مطالعات جریان غیرماندگار ناشی از بسته شدن ناگهانی شیر ارائه شد. در آخر نیز پیشینه پژوهش‌های انجام شده در مورد جریان غیرماندگار در نیروگاه‌های برق آبی مورد بررسی قرار گرفت.

در فصل سوم که با عنوان مدل ریاضی و حل عددی آمده است، ابتدا توضیحاتی کلی در مورد پدیده‌ی ضربه‌ی قوچ ارائه شد. سپس معادلات دیفرانسیل حاکم بر جریان غیرماندگار بیان شد. پس از آن به حل معادلات حاکم با روش مشخصه‌ها پرداخته و در بخش بعد با شبیه‌سازی ریاضی نیروگاه برق آبی این فصل به پایان رسید.

فصل چهارم، عنوان حل مسأله و ارائه‌ی نتایج را دارد. در این فصل، ابتدا به معرفی مسأله‌ی مورد نظر پرداخته و همچنین فرضیات آن ارائه شده است. سپس با توجه به مطالعات صورت گرفته، به انتخاب توربین مناسب و مشخصات مربوط به آن رسیدگی شد. سپس مسأله در حالتی حل شد که به جای توربین، یک شیر در انتها وجود داشته باشد و با همان تابعی که در پیچه‌ی توربین بسته می‌شود، شیر نیز بسته شود. آن‌گاه مسأله‌ی برداشت اضطراری بار به وسیله‌ی برنامه‌ی کدنویسی شده برای این پژوهش حل شد. دوباره این مسأله به وسیله‌ی نرم‌افزار همر حل شده و به مقایسه‌ی نتایج این دو پرداخته شد. در بخش بعد از آن نتایج این مسأله با حالت قبل مقایسه می‌شود.

در فصل پنجم که با عنوان نتیجه‌گیری و ارائه‌ی پیشنهادات آمده است، ابتدا یک مقدمه ارائه شده و سپس به تشریح نتایج حاصل از پژوهش پرداخته شده است. در آخر نیز پیشنهاداتی ارائه می‌-

شود تا در آینده، افراد علاقه‌مند به این موضوع بتوانند از این ایده‌ها برای ادامه‌ی مطالعه استفاده نمایند.

فصل دوم: تاریخچه و مطالعات پیشین

۲-۱- نیروگاه برق آبی

۲-۱-۱- انرژی برق آبی

انرژی برق آبی یک منبع تجدیدپذیر انرژی است که به طور گسترده‌ای در جهان استفاده می‌شود و از آب در حال جریان نشأت می‌گیرد. وقتی آب توسط نیروی گرانش سقوط می‌کند، انرژی پتانسیل آن به انرژی سینتیک تبدیل می‌شود. این انرژی سینتیک آب در حال جریان، پره‌ها و تیغه‌ها را در توربین‌های هیدرولیکی به حرکت در می‌آورد، که این شکل از انرژی به انرژی مکانیکی تغییر می‌کند. توربین روتور ژنراتور را می‌چرخاند که سپس این انرژی مکانیکی به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود و سیستم به نام نیروگاه برق آبی نامیده می‌شود (Nasir, 2014).

انرژی برق آبی به دو عامل اصلی بستگی دارد: هد (یا فشار)، و دبی. بنابراین هر فرآیندی که موجب تخلیه‌ی آب شود، پایدار یا ناپایدار، و یک فشار استفاده نشده موجود باشد، یک منبع انرژی پتانسیل می‌باشد. این شرایط می‌تواند در شبکه‌های آب یافت شود، مانند:

- آب آشامیدنی
- آب کشاورزی
- فاضلاب خام
- فاضلاب تصفیه شده
- رواناب (European Small Hydropower Association, 2010).

۲-۱-۲- دسته بندی نیروگاه‌های برق آبی

انواع نیروگاه‌های برق آبی را می‌توان به چند دسته‌ی اصلی تقسیم بندی کرد:

- نیروگاه‌های جریان‌ی: از انرژی موجود در جریان آب رودخانه‌ها و نیز شبکه‌ی لوله‌کشی آب آشامیدنی و یا فاضلاب، می‌توان در چرخاندن پره‌های یک توربین آبی برای تولید انرژی مکانیکی و پس از آن تولید انرژی الکتریکی توسط ژنراتورها بهره‌جست.
- نیروگاه‌های مخزنی: انرژی مورد نیاز خود را از انرژی پتانسیل آب پشت یک سد تأمین می‌کنند. در این حالت انرژی تولیدی از آب، به حجم آب پشت سد و اختلاف ارتفاع بین منبع و محل خروج آب سد وابسته است. برای افزایش فاصله یا ارتفاع فشاری، آب معمولاً برای رسیدن به توربین فاصله‌ی زیادی را در یک لوله‌ی بزرگ (Penstock) طی می‌کند.
- نیروگاه‌های تلمبه-ذخیره‌ای: وظیفه‌ی یک نیروگاه آبی تلمبه-ذخیره‌ای، پشتیبانی شبکه‌ی الکتریکی در ساعات اوج مصرف است. این نیروگاه تنها آب را در ساعات مختلف بین دو سطح جابجا می‌کند. در ساعاتی که تقاضا برای انرژی الکتریکی پایین است با پمپاژ آب به یک منبع مرتفع، انرژی الکتریکی را به انرژی پتانسیل گرانشی تبدیل می‌کند. در زمان اوج مصرف، آب دوباره از مخزن به سمت پایین جاری می‌شود و با چرخاندن توربین آبی موجب تولید برق و رفع نیاز شبکه می‌شود. این نیروگاه‌ها با ایجاد تعادل در ساعات مختلف موجب بهبود ضریب بار شبکه و کاهش هزینه‌های تولید انرژی الکتریکی می‌شوند (خواجه پور و همکاران، ۱۳۹۰).

نیروگاه‌های برق‌آبی در نقاط مختلف دنیا بر اساس اندازه طبقه‌بندی می‌شوند. در ایران نیز بر

اساس جدول زیر این طبقه‌بندی صورت می‌گیرد (عنایتی و همکاران، ۱۳۹۱):

جدول ۱-۲ دسته‌بندی نیروگاه‌های برق‌آبی بر اساس اندازه (عنایتی و همکاران، ۱۳۹۱)

نوع نیروگاه		توان تولیدی
Micro HydroPower	میکرو هیدروپاور	کمتر از ۱۰۰ کیلووات
Mini HydroPower	مینی هیدروپاور	۱۰۰ کیلووات تا ۱۰۰۰ کیلووات
Small HydroPower	هیدروپاور کوچک	۱۰۰۰ کیلووات تا ۱۰۰۰۰ کیلووات

با توجه به گستردگی خطوط انتقال لوله‌های آبرسانی و موقعیت جغرافیایی و پستی و بلندی- های طبیعی در مسیرهای لوله‌های خطوط انتقال آب، در برخی موارد فشار آب داخل لوله‌های انتقال آب به علت توپوگرافی منطقه به حدی بالا می‌رود که از شیر فشارشکن^۱ برای تعدیل و خنثی سازی نیروی فشار اضافی داخل خطوط انتقال آب به منظور جلوگیری از ترکیدگی و شکستگی شبکه‌های آبرسانی استفاده می‌شود. به همین علت به نظر می‌رسد با استفاده از توربین‌های آبی ویژه در این مسیر، بتوان با استحصال انرژی الکتریکی از خطوط لوله‌ی انتقال آب، از برقی که تاکنون به هدر می- رفته بهره برداری کرد.

۲-۱-۳- انواع توربین‌های آبی

در توربین، انرژی پتانسیل آب به وسیله‌ی یکی از دو مکانیزم اصلی و اساسی متفاوت به انرژی مکانیکی تبدیل می‌شود:

- فشار آب می‌تواند یک نیرو به تیغه‌های گردنده^۲ وارد کند، که در حال پیش رفتن به سوی توربین کاهش می‌یابد. توربین‌هایی که به این شیوه عمل می‌کنند، توربین‌های واکنشی^۳ نام دارند. محفظه‌ی توربین به همراه قسمت گردنده‌ی^۴ آن که به طور کامل در آب مستغرق می- باشد، بایستی به اندازه‌ی کافی مستحکم باشد تا در برابر فشار عملیاتی مقاومت کند. توربین‌های فرانسسیس و کاپلان به این دسته تعلق دارند.
- فشار آب قبل از ورود به قسمت گردنده به انرژی سینتیکی تبدیل می‌شود. انرژی سینتیکی به

¹ Pressure Reducing Valve (PRV)

² Runner Blades

³ Reaction Turbines

⁴ Runner

شکل یک جت پرسرعت است که به تیغه‌های کاسه‌ای قوسی شکل که در پیرامون قسمت گردنده نصب شده‌اند، برخورد می‌کند. توربین‌هایی که به این شیوه عمل می‌کنند، توربین‌های ضربه‌ای^۱ نام دارند. معمول‌ترین توربین ضربه‌ای پلتون (Pelton) است.

۲-۱-۳-۱- توربین‌های ضربه‌ای

- پلتون: توربین‌های پلتون توربین‌های ضربه‌ای هستند که یک یا چند جت به چرخه برخورد می‌کنند که در پیرامون آن تعداد زیادی تیغه‌ی کاسه‌ای قوسی شکل^۲ وجود دارد. هر جت آب را از طریق یک نازل با یک شیر سوزنی بیرون می‌فرستد تا جریان را کنترل کند. این توربین‌ها برای هدای بالا از ۶۰ متر تا ۱۰۰۰ متر استفاده می‌شوند. محور نازل‌ها در صفحه‌ی قسمت گردنده قرار دارد. در موارد توقف اضطراری توربین (مثلاً در هنگام پس زدن بار)، ممکن است جت به وسیله‌ی یک صفحه‌ی منحرف کننده^۳ منحرف شود که در نتیجه به تیغه‌ی کاسه‌ای قوسی شکل برخورد نخواهد کرد و قسمت گردنده به سرعت فرار^۴ نخواهد رسید. با این روش شیر سوزنی می‌تواند بسیار آهسته بسته شود. بنابراین اضافه فشار سرچ در لوله‌ها در سطح قابل قبولی نگه داشته می‌شود. توربین‌های پلتون با یک یا دو جت می‌تواند محور افقی یا عمودی داشته باشد. توربین‌های با سه نازل و یا بیشتر، محور عمودی دارند. بیشترین تعداد نازل‌ها ۶ عدد می‌باشد. قسمت گردنده‌ی توربین معمولاً به صورت مستقیم به شفت ژنراتور کوپل شده و بایستی بالای تراز پایین‌دست قرار گیرد. بازده یک توربین پلتون خوب است به نحوی

¹ Impulse Turbines

² Bucket

³ Deflector

⁴ Runaway Speed

که از ۳۰٪ تا ۱۰۰٪ حداکثر دبی برای یک توربین با یک جت و از ۱۰٪ تا ۱۰۰٪ برای یک یا چند جت می‌باشد (Penche, 2004).

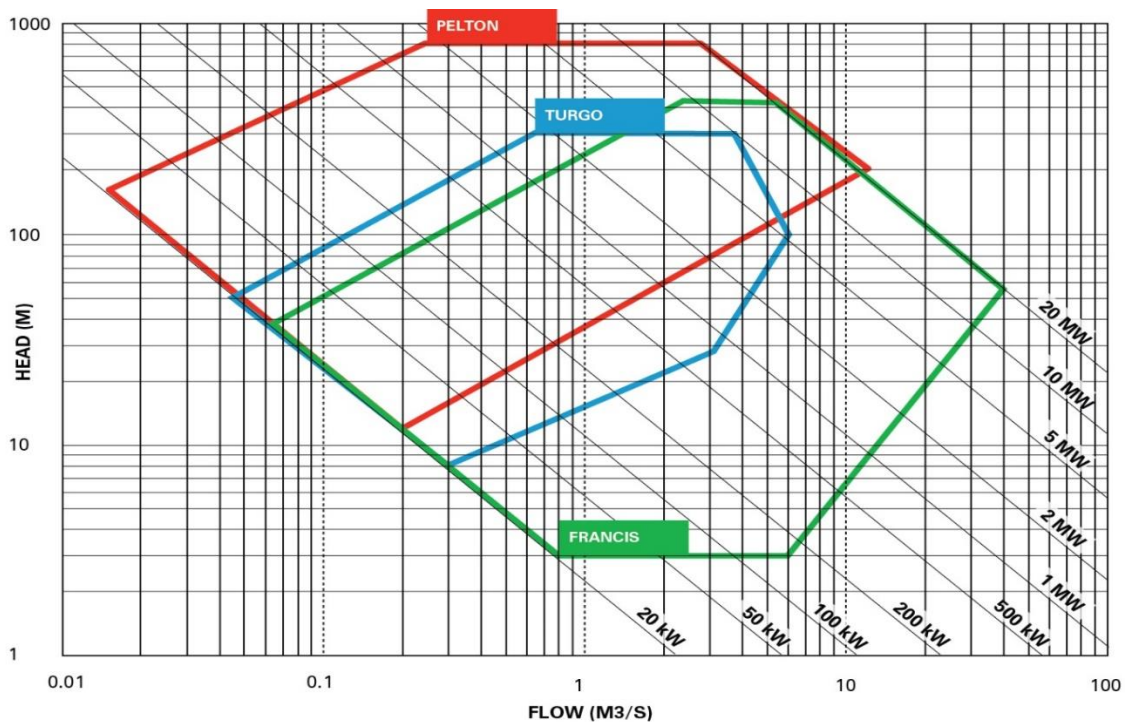
۲-۱-۳-۲- توربین‌های واکنشی

- فرانسس: توربین‌های فرانسس توربین‌های واکنشی هستند، به همراه تیغه‌های گردنده‌ی ثابت و پره‌های هدایت قابل تنظیم که برای هدهای متوسط استفاده می‌شود. در این توربین ورود همواره شعاعی اما خروج محوری است. به طور معمول حوزه‌ی کاربرد آن‌ها بین ۲۵ تا ۳۵۰ متر هد می‌باشد. همانند توربین‌های پلتون، توربین‌های فرانسس نیز می‌تواند دارای محور افقی یا عمودی باشد، که این پیکربندی در نیروگاه‌های برق‌آبی کوچک بسیار رایج می‌باشد. آب توسط محفظه‌ی حلزونی شکل وارد توربین می‌شود (Penche, 2004).

- کاپلان: توربین کاپلان یک توربین واکنشی با جریان محوری است؛ معمولاً برای هدهای پایین‌تر از ۲ متر تا ۴۰ متر استفاده می‌شود. توربین کاپلان تیغه‌های گردنده‌ی قابل تنظیم دارد و ممکن است پره‌های هدایت قابل تنظیم داشته باشد و یا نداشته باشد. انواع مختلف توربین کاپلان بین ۱۵٪ تا ۱۰۰٪ حداکثر دبی طراحی می‌توانند کار کنند (Penche, 2004).

۲-۱-۴- مبنای انتخاب توربین مناسب

انتخاب بهینه‌ی توربین برای یک نیروگاه به عوامل زیادی بستگی دارد، اما نمودار زیر می‌تواند در انتخاب سریع و تقریبی توربین مناسب مؤثر باشد. هرچند محدوده‌هایی وجود دارد که توسط دو یا چند نوع توربین همپوشانی می‌شوند (Penche, 2004).



شکل ۱-۲ نمودار انتخاب توربین بر اساس دبی و هد (Penche, 2004)

همچنین از جدول زیر نیز می توان کمک گرفت:

جدول ۲-۲ چهار نوع اصلی توربین و کاربرد آنها (European Small Hydropower Association, 2010)

طرح های چند منظوره										
سیستم های خنک کننده / گرم کننده	طرح های آب شیرین کن	انسداد های ناوبری و سد ها	سیستم گذر ماهی	جریان های معکوس و دی های جبرانی	سیستم جمع آوری آب های سطحی	شبکه های فاضلاب تصفیه شده	شبکه های فاضلاب تصفیه نشده	شبکه های آبیاری	شبکه های آب آشامیدنی	نوع توربین
	x				x	x	x	x	x	پلتون
	x		x	x	x	x	x	x	x	فرانسس
x		x	x	x	x	x	x	x	x	کاپلان
x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	پمپ های معکوس

۲-۱-۵- مشخصات توربین

منحنی‌هایی که رابطه بین پارامترهای مختلف توربین مانند هد خالص، دبی، توان خروجی، سرعت دورانی، بازشدگی دریچه و زاویه تیغه‌ی گردنده را مشخص می‌کند، مشخصات توربین نامیده می‌شود. اطلاعات محدودی در مورد مشخصات توربین در حالت جریان گذرا وجود دارد (کریوهنکو، ۱۹۷۱). بنابراین، مشخصات توربین بر اساس آزمایشات مدل جریان ماندگار، در شرایط جریان گذرا نیز معتبر فرض می‌شوند. همان‌طور که به وسیله‌ی پرکینز (۱۹۶۴) نشان داده شده است، به نظر می‌رسد که این فرض معتبر باشد (Chaudhry, 2010).

در اینجا به تعریف چند اصطلاح مورد نیاز خواهیم پرداخت:

هد حالت پایدار^۱ کمترین هدی است که در آن هد، بازشدگی کامل دریچه‌ی توربین ظرفیت حالت پایدار ژنراتور را ایجاد خواهد کرد. این اصطلاح گاهی به جای هد مؤثر^۲ به کار می‌رود. همچنین دبی حالت پایدار^۳ به دبی گفته می‌شود که در هد حالت پایدار، توان خروجی حالت پایدار^۴ توربین را ایجاد می‌کند (Warnick, 1984).

در این پژوهش هد حالت پایدار را با H_R ، دبی حالت پایدار را با Q_R ، توان خروجی حالت پایدار را با P_R ، گشتاور (تورک)^۵ حالت پایدار را با T_R و نیز سرعت دورانی حالت پایدار را با N_R نشان می‌دهیم.

¹ Rated Head

² Effective Head

³ Rated Discharge

⁴ Rated Output Power

⁵ Torque

۲-۲- روش‌های مطالعه‌ی جریان غیرماندگار در لوله‌ها

روش‌های مختلف تحلیل برای مسائل جریان گذرا در لوله‌ها توسعه داده شده‌اند. این روش‌ها، از شیوه‌های تحلیلی تقریبی که در آن‌ها ترم اصطکاک غیرخطی در معادله‌ی مومنوم^۱ صرفنظر شده و یا خطی‌سازی شده است، تا راه حل‌های عددی سیستم غیرخطی، تغییر می‌کنند. این روش‌ها می‌توانند به صورت زیر دسته‌بندی شوند:

- روش حسابی: این روش از اصطکاک صرفنظر می‌کند (Joukowski, 1904).
- روش ترسیمی: این روش از اصطکاک در توسعه‌ی تئوری خود صرفنظر می‌کند، اما شامل یک مقدار جزئی از آن با یک اصلاح می‌باشد (Parmakian, 1963).
- روش خطوط مشخصه^۲: این روش محبوب‌ترین روش برای بررسی جریان گذرای هیدرولیکی می‌باشد. خاصیت آن در این می‌باشد که توانایی تبدیل دو معادله‌ی دیفرانسیل جزئی^۳ پیوستگی^۴ و مومنوم به چهار معادله‌ی دیفرانسیل معمولی را دارد که با استفاده از تکنیک‌های تفاضل محدود به صورت عددی حل می‌شوند (Elansary et al., 1994).
- روش جبری: معادلات جبری در این روش اساساً دو معادله‌ی مشخصه برای موج‌ها در جهت‌های مثبت و منفی در مسیر یک لوله، طوری نوشته می‌شود که زمان یک عدد صحیح می‌باشد که زیرنویس می‌شود (Wylie & Streeter, 1993).
- روش تحلیل نقشه - موج: این روش از یک روند تحلیل نقشه - موج استفاده می‌کند که رد بازتاب‌ها را در مرزها نگه می‌دارد (Wood et al., 1966).

¹ Momentum

² Method Of Characteristics

³ PDE

⁴ Continuity

- روش ضمنی: این روش ضمنی از یک طرح تفاضل محدود برای مسائل جریان گذرا استفاده می‌کند. این روش به نحوی فرموله شده است که نیازهای نگهداری رابطه‌ای بین طول ورودی Δx و افزایش زمان Δt کم شده است (Amein & Chu, 1975).
 - روش‌های خطی: با خطی کردن ترم اصطکاک، یک راه حل تحلیلی می‌تواند برای دو معادله‌ی دیفرانسیل جزئی پیوستگی و مومنتوم برای نوسانات سینوسی موج پیدا شود. روش‌های تحلیل خطی در دو دسته‌بندی می‌تواند قرار گیرد: روش مقاومت، که اساساً تغییرات نوسانی ثابت تنظیم شده به وسیله‌ی چند تابع نیرو تنظیم شده‌اند، و روش لرزش‌های آزاد یک سیستم لوله‌کشی، که روشی است که فرکانس‌های طبیعی سیستم را تعیین می‌کند و نرخ تعدیل نوسانات را در زمان قطع نیرو تهیه می‌کند (Wylie & Streeter, 1993).
- روش آشفتگی: در این روش، گسترش آشفتگی به یک سری معادلات غیرخطی اعمال می‌شود تا یک سری معادلات خطی به دست آید که با روش‌های ماتریسی به راحتی حل می‌گردند. مزایای این روش در این است که راه حل به صورت مستقیم و بدون تکرار، تخمین‌های اولیه و مسائل همگرایی به دست می‌آید (Basha & Kassab, 1996).

۳-۲- تاریخچه‌ی مطالعه‌ی جریان غیرماندگار ناشی از بستن

شیر

در سال ۱۸۹۷ ژوکوفسکی بر اساس مطالعات نظری و آزمایشگاهی که انجام داد، گزارشی در مورد تئوری اساسی ضربه‌ی قوچ منتشر نمود. او رابطه‌ای جهت سرعت انتشار موج فشاری بدست آورد که در آن کشسان بودن سیال و جدار لوله در نظر گرفته شده بود. همچنین او با استفاده از معادلات پیوستگی و اندازه‌ی حرکت، رابطه‌ای بین کاهش سرعت و افزایش فشار ناشی از آن به دست آورد. وی

همچنین تحقیقاتی درباره اثرات سرعت بسته شدن یک شیر انجام داد و دریافت که افزایش فشار در لوله به زمان بسته شدن شیر ارتباط دارد.

گیسون (۱۹۱۹) براساس تئوری ژوکوفسکی رساله‌ای ارائه کرد که برای اولین بار در تحلیل جریان، افت‌های اصطکاکی به صورت غیرخطی در نظر گرفته شده بودند. وود روشی ترسیمی - تحلیلی جهت تحلیل جریان ضربه‌ی قوچ ارائه داد. لووی هم در سال ۱۹۲۸ روش ترسیمی مشابهی ارائه نمود و مسأله‌ی تشدید حاصل از عملکرد تناوبی شیرها و همچنین کاهش فشار ناشی از باز شدن آهسته‌ی شیرها را مورد بررسی قرار داد. وی در تحلیل خود تلفات اصطکاکی را با اضافه کردن جمله‌ی مربوط به اصطکاک در معادلات دیفرانسیل جزئی در نظر گرفت. در اجلاس سالانه‌ی انجمن مهندسين مکانیک آمریکا در سال ۱۹۳۷ مقالاتی در مورد تحلیل مخازن هوای تحت فشار و شیرها و مقایسه‌ی بین نتایج محاسبه شده و نتایج آزمایشگاهی ارائه گردید. رویس (۱۹۶۶) اولین شخصی بود که روشی برای تعیین مراحل بسته شدن شیر ارائه کرد که روش بسته شدن بهینه‌ی شیر نامیده شد. گری در بررسی افت انرژی در پدیده ضربه قوچ، روش مشخصه را در تحلیل کامپیوتری به کار برد.

کیبلاک و فرانک و استریتر از این روش در تحلیل کامپیوتری سیستم‌های لوله‌کشی پیچیده بهره گرفتند. گری (۱۹۵۳) روش مشخصه را در تحلیل کامپیوتری ضربه‌ی قوچ به کار برد. لای و استریتر (۱۹۶۳) در مقاله‌ای مشترک، برای نخستین بار روش مشخصه را در تحلیل جریان میرا، با استفاده از کامپیوتر تعمیم دادند. بعدها استریتر مقالات متعددی درباره‌ی روش مشخصه ارائه نمود. همچنین کتابی [۹] در مورد جریان‌های میرای هیدرولیکی منتشر کرد (پارسا صدر، ۱۳۹۴).

۲-۴- جریان غیرماندگار در نیروگاه‌های برق آبی

چندین حالت عملیاتی توربین، مانند شروع به کار، خاموشی، پذیرش و برداشت بار می‌تواند در نیروگاه‌های برق آبی باعث ایجاد جریان گذرا شود (Chaudhry, 2010). در نیروگاه‌های برق آبی،

پدیده‌ی ضربه‌ی قوچ در شرایط قبول یا برداشت بار ژنراتور به دلیل باز و بسته شدن پره‌های راهنما رخ می‌دهد. بحرانی‌ترین حالت در شرایط برداشت اضطراری بار در نیروگاه است (درخشان و ریاسی، ۱۳۹۳).

تغییر شرایط در بازار انرژی، به افزایش تقاضا برای تولید انرژی در بالاترین سطح، زمان واکنش کوتاه و تغییر سریع فرکانس منجر شده است. بنابراین نیاز برای شبیه‌سازی دقیق جریان گذرا در نیروگاه‌های برق‌آبی به وجود آمده است (Riasi & Nourbakhsh, 2010).

برای یک توربین هیدرولیکی شرایط مرزی مخصوصی نیاز است تا وابستگی متقابل هد توربین، دبی، سرعت دورانی و بازشدگی در پیچه را محاسبه کند (Chaudhry, 2010). در واقع با استفاده از منحنی‌های مشخصه‌ی مربوط به هر توربین، می‌توان این وابستگی‌های متقابل را مشاهده کرد و با استفاده از میانبایی در نقاط بین خطوط، می‌توان در هر نقطه از این منحنی‌ها استفاده کرد.

چادری در کتاب Applied Hydraulic Transients روشی را برای تحلیل جریان گذرا در نیروگاه‌های برق‌آبی برای حالات مختلف ارائه کرده است. همچنین شهرام درخشان و علیرضا ریاسی نیز در کتاب توربین‌های آبی روشی را ارائه کرده‌اند تا در حالت برداشت اضطراری بار بتوان تحلیل مناسبی از پارامترهای مختلف توربین و خط لوله ارائه کرد. در هر دو کتاب محاسبات به روش مشخصه انجام گرفته است.

پاپسکو نیز در کتابی پدیده‌ی ضربه‌ی قوچ را در نیروگاه‌ها و ایستگاه‌های پمپاژ کشور رومانی مورد بررسی و مطالعه قرار داد. او این کار را با استفاده از روش مشخصه‌ها جهت کمک به کارشناسان برای طراحی سیستم‌های هیدرولیکی نموده است (Popescu et al., 2003).

فصل سوم: مدل ریاضی و حل عددی

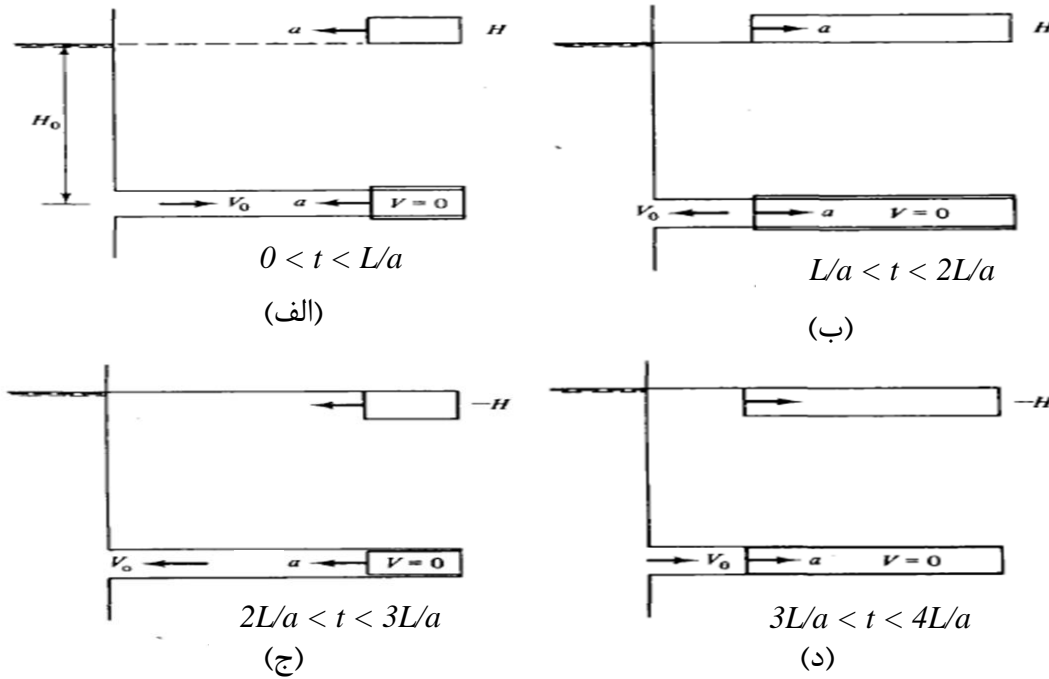
۱-۳- تشریح پدیده‌ی ضربه‌ی قوچ

برای توضیح و درک بهتر پدیده‌ی ضربه‌ی قوچ، این مکانیزم در سیستم مخزن-لوله-شیر بررسی می‌شود. شکل ۱-۳ را در نظر بگیرید. در این شکل اگر سیال در لوله‌ای به طول L با سرعت V_0 در حالت ماندگار در جریان باشد و ناگهان در لحظه $t = 0$ ، شیر واقع در پایین دست بسته شود، سرعت در پشت شیر برابر صفر خواهد شد. بر اساس رابطه‌ی برنولی، در این لحظه فشار در پشت شیر به اندازه H افزایش می‌یابد و موجب انبساط لوله خواهد شد. از آنجایی که هنوز از بالادست، سیال با سرعت V_0 به سمت شیر در جریان است، لایه‌های سیال یکی پس از دیگری متراکم شده و این موج فشار با سرعت a به سمت بالا دست منتقل و در لحظه $t = L/a$ به مخزن خواهد رسید به طوری که تمام سیال موجود در لوله تحت هد اضافی H قرار می‌گیرد (شکل ۱-۳ - الف)). در این لحظه به دلیل عدم توانایی موج فشار در تغییر هد مخزن، شرایط نامتوازنی رخ خواهد داد، این امر باعث می‌شود تا جریان معکوسی در لوله با سرعت V_0 شکل گیرد تا وضعیت جریان را به حالت قبل بازگرداند. موج کاهش فشار در لحظه‌ی $t = 2L/a$ به شیر خواهد رسید (شکل ۱-۳ - ب). پس از رسیدن موج کاهش فشار به شیر، از آنجایی که شیر بسته است و جریانی در آن شکل نمی‌گیرد، فشار در این لحظه در این محل به $(-H)$ خواهد رسید و موجب انقباض لوله خواهد شد. این موج فشار منفی با سرعت a به سمت بالادست حرکت خواهد کرد و در لحظه $t = 3L/a$ به مخزن خواهد رسید (شکل ۱-۳ - ج). در این حالت چنانچه فشار درون لوله از فشار بخار کمتر شود، سیال تبخیر، پدیده‌ی کاویتاسیون^۱ و جدایی ستون^۲ مایع رخ خواهد داد. پس از رسیدن موج فشار منفی به مخزن دوباره شرایط نامتوازنی ایجاد خواهد شد و سیال در درون لوله با سرعت V_0 به سمت جلو جاری می‌شود. در نتیجه، همزمان با انتشار موج به طرف پایین دست با سرعت a ، لوله و جریان سیال به شرایط عادی بر می‌گردند. در

¹ Cavitation

² Column Separation

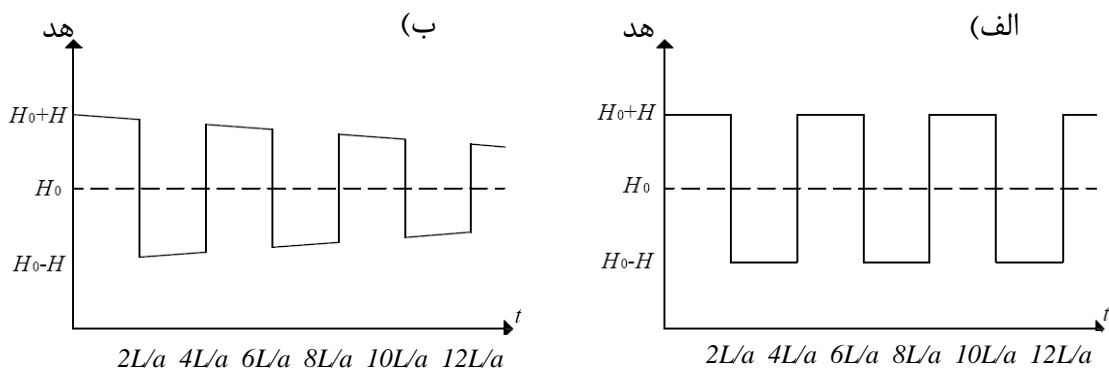
زمانی که موج به شیر می‌رسد $t = 4L/a$ ، شرایط دقیقاً همانند زمان بسته شدن شیر است. این فرایند در هر $4L/a$ ثانیه تکرار می‌شود (Wylie & Streeter, Fluid Transients, 1978).



شکل ۱-۳ اثرات ناشی از پدیده‌ی ضربه‌ی قوچ در لوله، در یک سیکل بعد از بسته شدن ناگهانی شیر (Wylie & Streeter, Fluid Transients, 1978)

در صورت وجود اصطکاک و سایر عوامل، با هر تکرار مقداری از فشار کاسته می‌شود تا به حالت

ماندگار و ساکن برسد (شکل ۲-۳ را ببینید) (پارسا صدر، ۱۳۹۴).



شکل ۲-۳ تغییرات فشار با زمان در پشت شیر، (الف) بدون اصطکاک، (ب) با در نظر گرفتن اصطکاک (پارسا صدر، ۱۳۹۴)

۳-۲- معادلات دیفرانسیل حاکم بر جریان غیرماندگار

رفتار جریان گذرا در داخل کانال‌های بسته، به وسیله‌ی معادلات پیوستگی و مومنوم توصیف می‌شود. در این قسمت نحوه‌ی استخراج این معادلات بیان شده است. برای نیل به این هدف فرض-های زیر را در نظر می‌گیریم:

۱- جریان داخل کانال یک بعدی بوده و توزیع پروفیل سرعت در مقاطع لوله یکنواخت فرض می‌شود.

۲- دیواره‌های کانال و سیال الاستیک خطی هستند. در این صورت تنش با کرنش در آن‌ها متناسب است.

۳- فرمول‌های استخراج شده برای محاسبه‌ی اتلافات اصطکاکی برای حالت دائمی در کانال برای حالت گذرا نیز دارای اعتبار باشد (Joukowski, 1904).

۳-۲-۱- معادلات پیوستگی

با انتخاب یک حجم کنترل شکل ۳-۳ و اعمال قانون بقاء جرم بر آن و استفاده از رابطه‌ی نرخ

تغییرات سطح مقطع با تغییرات فشار و مدول الاستیسیته‌ی لوله، $\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} = \frac{D}{E} \frac{dP}{2e}$ ، به دست می‌آید:

$$V \frac{\partial H}{\partial x} + V \sin \theta + \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (1-3)$$

با استفاده از دبی به جای سرعت در معادله‌ی فوق داریم:

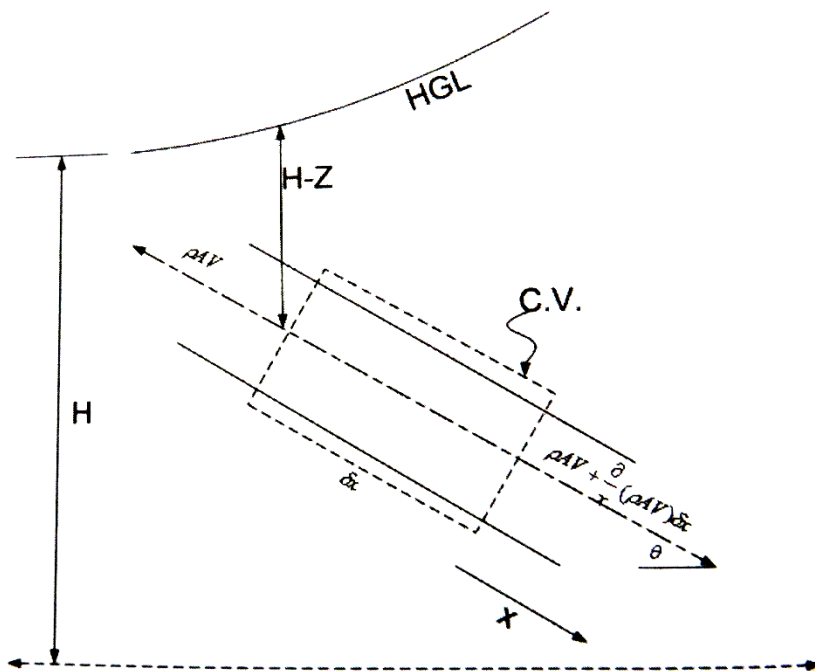
$$Q \frac{\partial H}{\partial x} + Q \sin \theta + A \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (2-3)$$

که در آن، H ، هد پیزومتریک و a ، سرعت انتشار موج آکوستیک است که از معادلات زیر به دست می‌آیند:

$$P = \rho g (H - Z) \quad (3-3)$$

$$a = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \left(\frac{K}{E}\right)\left(\frac{D}{e}\right)}} \quad (4-3)$$

که در آن، K مدول بالک الاستیسیته‌ی سیال، D قطر لوله، e ضخامت لوله، E مدول الاستیسیته‌ی لوله است (Joukowski, 1904).



شکل ۳-۳ حجم کنترل اعمال شده بر آبراهه (درخشان & ریاسی، ۱۳۹۳)

۳-۲-۲ - معادله‌ی مونتوم

با در نظر گرفتن یک حجم کنترل استوانه‌ای در مرکز کانال و اعمال قانون دوم نیوتن بر آن

داریم:

$$\frac{1}{\gamma} \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\partial Z}{\partial x} - \frac{4\tau_0}{\gamma D} = \frac{1}{g} \frac{dV}{dt} \quad (۵-۳)$$

در معادله‌ی اخیر τ_0 تنش برشی در دیواره است. از آنجا که تنش برشی مورد علاقه‌ی ما نیست،

ترجیح می‌دهیم که به جای استفاده از تنش برشی از ضریب اصطکاک داریسی - ویسباخ استفاده

کنیم:

$$\tau_0 = \frac{1}{g} + \rho V |V| \quad (۶-۳)$$

با توجه به هد پیزومتریک معادله‌ی حرکت به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{V}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{D} \frac{V |V|}{2g} = 0 \quad (۷-۳)$$

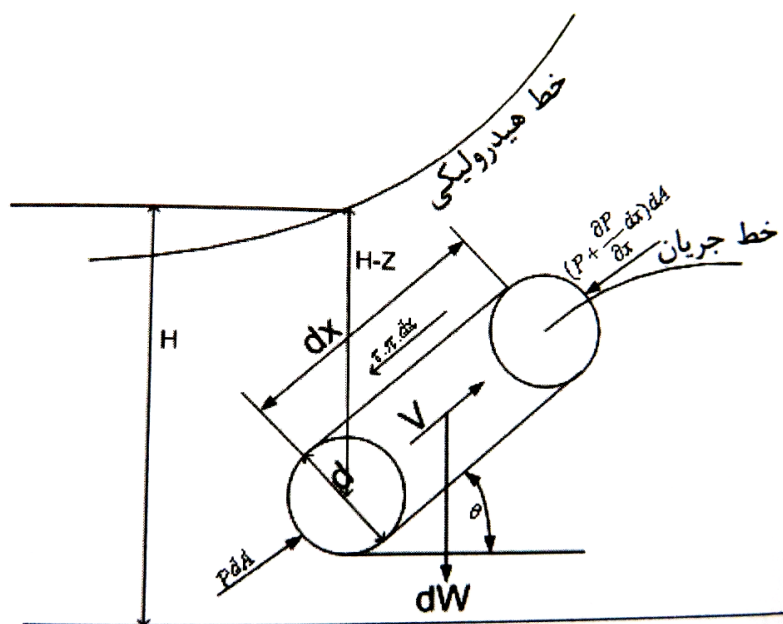
با استفاده از دبی به جای سرعت خواهیم داشت:

$$\frac{1}{gA} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{Q}{gA^2} \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{DA^2} \frac{Q |Q|}{2g} = 0 \quad (۸-۳)$$

شکل نهایی معادلات پیوستگی و حرکت به صورت زیر در می‌آیند (Chaudhry, 2010):

$$Q \frac{\partial H}{\partial x} + Q \sin \theta + A \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (۹-۳)$$

$$\frac{1}{gA} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{Q}{gA^2} \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{DA^2} \frac{Q |Q|}{2g} = 0$$



شکل ۳-۴ المان استوانه‌ای سیال و نیروهای وارده بر آن (درخشان و ریاسی، ۱۳۹۳)

۳-۳- حل معادلات حاکم

برای حل معادلات پیوستگی و حرکت در کانال‌های بسته و تحلیل جریان در آن‌ها روش‌های

مختلفی ارائه شده است؛ برخی از این روش‌ها عبارتند از:

- ۱- روش خطوط مشخصه؛
- ۲- روش امپدانس^۱؛
- ۳- روش تفاضل محدود^۲ صریح؛
- ۴- روش تفاضل محدود ضمنی.

امروزه از میان این روش‌ها دو روش امپدانس و مشخصه‌ها محبوبیت خاصی بین محققان برای شبیه‌سازی نیروگاه‌های آبی پیدا کرده‌اند. در روش امپدانس معادلات پیوستگی و حرکت در امتداد آبراهه‌ها به مجموعه‌ای از مدارهای الکتریکی RLC تبدیل و با حل این مدارها رفتار

¹ Impedance Method

² Finite Difference Method

نیروگاه در حالات گذرا بررسی می‌شود. مزیت این روش در شبیه‌سازی همزمان اجزاء هیدرولیکی، الکتریکی و کنترلی نیروگاه است. روش مشخصه‌ها نیز روشی توانا در حل معادلات پیوستگی و حرکت است. به ویژه هنگامی که شبیه‌سازی اجزاء هیدرولیکی نیروگاه آبی و بررسی رفتار هیدرولیکی آن مدنظر باشد، این روش بر روش امیدانس برتری دارد (درخشان و ریاسی، ۱۳۹۳).

۳-۳-۱- حل معادلات حاکم به روش مشخصه‌ها

با توجه به آنالیز ابعادی می‌توان از ترم‌های کم‌اهمیت‌تر در معادلات حرکت و پیوستگی صرف‌نظر کرد. شکل نهایی معادلات به شکل زیر بازنویسی می‌شود:

$$L_1 = \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2DA} Q |Q| = 0 \quad (10-3)$$

$$L_2 = a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} + gA \frac{\partial H}{\partial t} = 0$$

از نظر ریاضی، این معادلات یک جفت معادله‌ی مشتقات جزئی وابسته، هایپربولیک و شبه خطی است که از دو متغیر مستقل فاصله در امتداد آبراهه و زمان و دو متغیر وابسته‌ی دبی و هد تشکیل شده است. هدف از روش مشخصه‌ها جایگزین کردن معادلات مشتقات جزئی فوق با یک سری معادلات مرتبه‌ی اول معمولی است. با ترکیب خطی معادلات فوق داریم:

$$\lambda \left(\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2DA} Q |Q| \right) + \left(a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} + gA \frac{\partial H}{\partial t} \right) = 0 \quad (11-3)$$

ضریب ثابت λ ، در معادله‌ی فوق عامل ضریبی لاگرانژ نامیده می‌شود. با دسته‌بندی جملات

معادله (۱۱-۳) داریم:

$$\left(\lambda \frac{\partial Q}{\partial t} + a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} \right) + \left(gA \frac{\partial H}{\partial t} + \lambda gA \frac{\partial H}{\partial x} \right) + \frac{\lambda f}{2DA} Q |Q| = 0 \quad (12-3)$$

مشتق‌های مادی $H = H(x, t)$ و $Q = Q(x, t)$ عبارتند از:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{dx}{dt} \frac{\partial H}{\partial x} \quad (13-3)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{dx}{dt} \frac{\partial Q}{\partial x}$$

با جایگذاری معادلات فوق در معادله (۱۲-۳) داریم:

$$\lambda \frac{dQ}{dt} + gA \frac{dH}{dt} + \frac{\lambda f}{2DA} Q |Q| = 0 \quad (14-3)$$

با مقایسه‌ی معادلات (۱۴-۳) و (۱۲-۳) به دست می‌آید:

$$a^2 = \lambda \frac{dx}{dt} \quad (15-3)$$

$$\frac{dx}{dt} = \lambda$$

با حل معادلات بالا به دست می‌آید:

$$\lambda =_{-}^{+} a \quad (16-3)$$

با توجه به معادلات (۱۶-۳) و (۱۴-۳) داریم:

$$C^+ : \frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2DA} Q |Q| = 0, \quad \lambda = a \quad (17-3)$$

$$C^- : \frac{dQ}{dt} - \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2DA} Q |Q| = 0, \quad \lambda = -a \quad (18-3)$$

به این ترتیب مشتقات جزئی معادله (۱۰-۳) به دو جفت معادلات دیفرانسیل معمولی (۱۷-۳) و

(۱۸-۳) که بر حسب زمان متغیر است تبدیل می‌شوند. در واقع متغیر مکان از معادلات حذف شده

است. پر واضح است که معادلات فوق فقط بر روی خطوط $\frac{dx}{dt} = a$ و $\frac{dx}{dt} = -a$ صادق است. در

حالی که معادله (۱۰-۳) برای هر نقطه از میدان حل برقرار است. به این خطوط، خطوط مشخصه

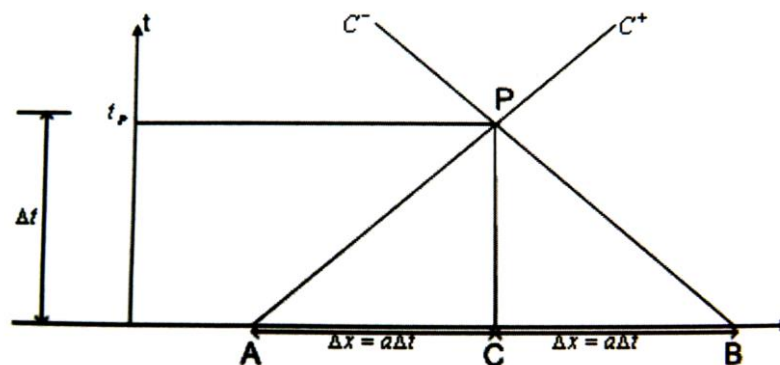
می‌گویند. به این دلیل، روش را مشخصه‌ها می‌گویند. از نظر ریاضی، این خطوط، صفحه را به دو

منطقه تقسیم می‌کنند، به گونه‌ای که بر هر منطقه روش حل خاصی حاکم است. این خطوط مرز

جدایی راه حل‌ها است. از نظر فیزیکی این خطوط مسیر طی شده توسط یک آشفتگی را نشان می‌-

دهد (Chaudhry, 2010).

برای این که نشان دهیم چگونه از این روش در حل یک مسأله استفاده می‌شود، از دستگاه مختصات زمان بر حسب مکان ($x-t$) استفاده می‌کنیم؛ به عنوان مثال برای پیدا کردن دبی و هد در نقطه‌ی دلخواه P در زمان Δt خطوط مشخصه‌ی مثبت و منفی را که از این نقطه عبور می‌کنند، ترسیم می‌کنیم. با امتداد این خطوط محور در دو نقطه در سمت‌های راست و چپ نقطه قطع می‌شود. این نقاط را مطابق زیر با اندیس‌های A و B مشخص می‌کنیم. معادله (۳-۱۷) در امتداد خط مشخصه‌ی مثبت و معادله (۳-۱۸) در امتداد خط مشخصه‌ی منفی برقرار است. اطلاعات مربوط به هد و دبی در امتداد این خطوط در طی زمان از نقاط A و B به سمت نقطه‌ی P منتشر می‌شود. با حل این معادلات مقادیر هد و دبی در نقطه‌ی P مشخص می‌شود (Chaudhry, 2010).



شکل ۳-۵ نمودار خطوط مشخصه (درخشان و ریاسی، ۱۳۹۳)

برای حل عددی، معادلات (۳-۱۷) و (۳-۱۸) به ترتیب به صورت تفاضل محدود نوشته می‌شوند:

$$C^+: \frac{Q_P - Q_A}{t_p - 0} + \frac{gA}{a} \frac{H_P - H_A}{t_p - 0} + \frac{f}{2DA} Q_A |Q_A| = 0 \quad (19-3)$$

$$C^-: \frac{Q_P - Q_B}{t_p - 0} - \frac{gA}{a} \frac{H_P - H_B}{t_p - 0} + \frac{f}{2DA} Q_B |Q_B| = 0 \quad (20-3)$$

در بسط این معادلات دو فرض مهم صورت گرفته است: اول اینکه به جای استفاده از دبی متوسط در طول بازه‌ی زمانی Δt از دبی در شروع بازه‌ی زمانی Δt در ترم اصطکاک استفاده شده است. در معادلات فوق فرض کرده‌ایم که ضریب اصطکاک حالت دائمی در جریان حالت گذرا نیز معتبر است.

واضح است که ضریب اصطکاک به عدد رینولدز سیال بستگی دارد و در جریان گذرا با تغییر عدد رینولدز ضریب اصطکاک نیز تغییر می‌کند. در نهایت معادلات فوق به شکل زیر در می‌آیند:

$$C^+:(Q_p-Q_A)+\frac{gA}{a}(H_p-H_A)+\frac{f\Delta t}{2DA}Q_A \quad |Q_A|=0 \quad (21-3)$$

$$C^-:(Q_p-Q_B)-\frac{gA}{a}(H_p-H_B)+\frac{f\Delta t}{2DA}Q_B \quad |Q_B|=0 \quad (22-3)$$

این معادلات به ترتیب بر روی خطوط مشخصه‌ی مثبت و منفی معتبر هستند. حال متغیرهای

جدید C_p و C_n و C_a را به صورت زیر تعریف می‌کنیم:

$$C_p=Q_A+\frac{gA}{a}H_A-\frac{f\Delta t}{2DA}Q_A \quad |Q_A| \quad (23-3)$$

$$C_n=Q_B-\frac{gA}{a}H_B-\frac{f\Delta t}{2DA}Q_B \quad |Q_B| \quad (24-3)$$

$$C_a=\frac{gA}{a} \quad (25-3)$$

مقادیر C_p و C_n و C_a از گام زمانی قبلی معلوم هستند. معادلات (۲۱-۳) و (۲۲-۳) با استفاده از

متغیرهای جدید به صورت زیر در می‌آیند:

$$C^+ : Q_p = C_p - C_a H_p \quad (26-3)$$

$$C^- : Q_p = C_n + C_a H_p \quad (27-3)$$

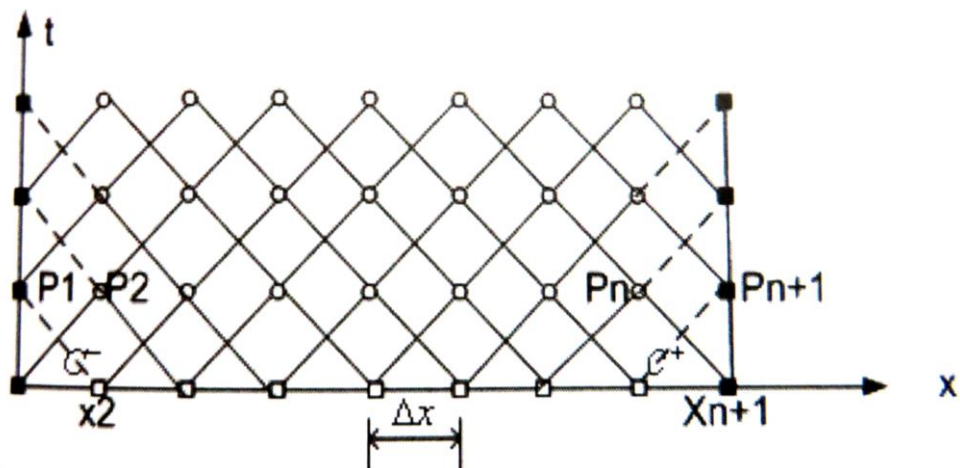
از رابطه‌های فوق، مجهولات مسأله، H_p ، Q_p به دست می‌آید (Chaudhry, 2010).

برای حل عددی، ابتدا طول لوله‌ی مورد نظر را به N قسمت می‌کنیم. بنابراین طول هر قسمت

$\Delta x = \frac{L}{N}$ خواهد بود. با مشخص شدن بازه‌ی مکانی، بازه‌ی زمانی نیز با توجه به رابطه‌ی

$\Delta x = \pm a \Delta t$ مشخص می‌شود. با معلوم شدن Δt و Δx گره‌های محاسباتی در صفحه $(x-t)$

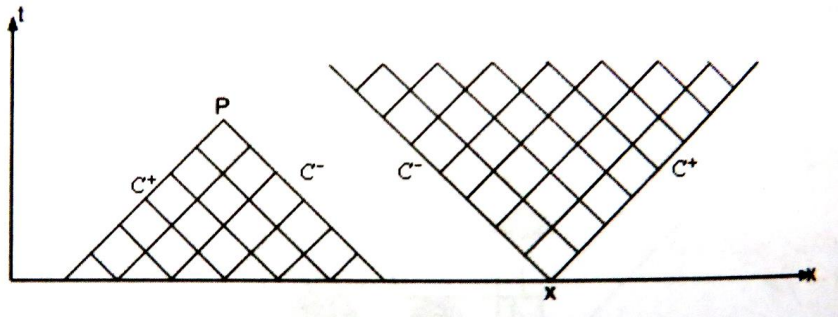
مشخص می‌شوند (Chaudhry, 2010).



شکل ۳-۶ گره‌های خطوط مشخصه برای یک کانال ساده (درخشان و ریاسی، ۱۳۹۳)

مقادیر هد و دبی وابسته به گره‌های روی محور، از شرایط اولیه‌ی مسأله به دست می‌آیند. حال با معلوم شدن مقادیر هد و دبی در نقاط A و B با حل همزمان معادلات (۳-۲۶) و (۳-۲۷) هد و دبی نقاط 2 تا N در زمان Δt به دست می‌آیند. با ترکیب شرایط مرزی در نقاط $x=0$ و $x=L$ با خطوط مشخصه، مقادیر هد و دبی در گره‌های 1 و N+1 حاصل می‌شوند. به همین ترتیب برای زمان‌های بعدی مقادیر H_p و Q_p به دست می‌آید (Chaudhry, 2010).

هر آشفتگی که در دبی یا فشار در یک نقطه از میدان ایجاد شود، در صورتی در سایر نقاط میدان احساس می‌شود که موج فشاری که با سرعت موج آکوستیک منتشر می‌شود، زمان کافی برای رسیدن به آن نقطه را داشته باشد. این اثر در شکل نشان داده شده است. این شکل نشان می‌دهد که اغتشاش ایجاد شده در نقطه‌ی x در چه زمان و مکان‌هایی از میدان حل احساس می‌شود. نتیجه‌ی فرعی این بحث را می‌توان این‌گونه بیان کرد که مقادیر هد و دبی وابسته به نقطه‌ی P مطابق شکل زیر از حوادث فضای مابین خطوط مشخصه‌ی C^+ و C^- متأثر می‌شوند (Chaudhry, 2010).



شکل ۷-۳ توزیع انتشار اطلاعات در صفحه‌ی $(x-t)$ (درخشان و ریاسی، ۱۳۹۳)

با استفاده از معیار پایداری ون - نیومن شرط پایداری حل عددی فوق عبارت است از:

$$a \frac{\Delta t}{\Delta x} \leq 1 \quad (28-3)$$

۳-۴ - شبیه‌سازی ریاضی نیروگاه برق آبی

در این بخش یک مدل ریاضی برای تحلیل حالت گذرای نیروگاه برق آبی در کارکرد برداشت اضطراری بار ارائه شده است. به این منظور برخی جزئیات شبیه‌سازی ریاضی یک سیستم نیروگاه برق آبی بیان شده است که عبارتند از:

۱- آبراهه‌ها

۲- مخزن آب در بالادست

۳- مخزن آب در پایین دست

۴- توربین

برای شبیه‌سازی آبراهه‌ها از روش مشخصه‌ها که در قسمت قبل بیان شد، استفاده می‌شود.

مخزن آب در بالادست و پایین دست به عنوان شرایط مرزی خارجی در حل معادلات پیوستگی و حرکت مطرح می‌باشند. فقط یکی از خطوط مشخصه مثبت و یا منفی در گره‌های مجاور این مخازن معتبر می‌باشد. و معادله‌ی دوم با توجه به شرایط مسأله استخراج می‌شود.

توربین نیز در میان آبراهه‌های یک نیروگاه، به عنوان یک شرط مرزی داخلی در محاسبات مطرح

است. برای شبیه‌سازی توربین احتیاج به روابط بین هد و دبی توربین است.

۳-۴-۱- مخزن بالادست با هد ثابت

با صرف نظر کردن از افت‌های موضعی، سطح آب در مخزن بالادست و هد پیزومتریک لوله با هم

برابرنند. بنابراین:

$$H_p = HWL \quad (29-3)$$

معادله‌ی مشخصه‌ی منفی برای گره عبارت است از:

$$Q_p = C_n + C_a H_p \quad (30-3)$$

با حل معادلات فوق، مجهولات به دست می‌آیند (Chaudhry, 2010).

۳-۴-۲- مخزن آب در پایین‌دست

به طور مشابه فرض می‌کنیم که آب در مخزن پایین‌دست ثابت باشد:

$$H_p = TWL \quad (31-3)$$

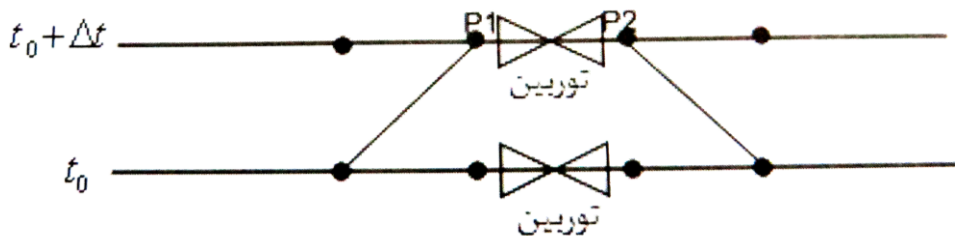
معادله‌ی مشخصه‌ی مثبت برای گره مرزی عبارت است از:

$$Q_p = C_p - C_a H_p \quad (32-3)$$

مانند حالت قبل، با حل این معادلات می‌توان مجهولات را به دست آورد (Chaudhry, 2010).

۳-۴-۳- شبیه‌سازی توربین فرانسویس

اساساً دبی یک توربین بستگی به هد خالص توربین، سرعت دورانی توربین، و بازشدگی دریچه‌های راهنما دارد. منحنی‌هایی که ارتباط این پارامترها را با یکدیگر نشان می‌دهند، مشخصه‌های توربین نامیده می‌شوند. هیچ داده‌ای در منابع برای مشخصه‌های توربین در حالت گذرا ارائه نشده است. بنابراین فرض می‌کنیم مشخصه‌های توربین در حالت پایدار برای شرایط گذرا نیز معتبر باشد (درخشان و ریاسی، ۱۳۹۳).



شکل ۳-۸ توربین به عنوان شرط مرزی بین آبراهی بالادست و پایین‌دست (درخشان و ریاسی، ۱۳۹۳)

مطابق شکل بالا، توربین در میان آبراهی بالادست و پایین‌دست یک شرط مرزی داخلی است.

برای حل این شرط مرزی باید مراحل زیر طی شود:

- ۱- هد خالص توربین حدس زده می‌شود. برای این منظور می‌توان از هد خالص مرحله‌ی زمانی قبل استفاده کرد.

$$H_n = H_{P1} - H_{P2} + \frac{Q_{\text{Turbine}}^2}{2g} \left(\frac{1}{A_{P1}^2} - \frac{1}{A_{P2}^2} \right) \quad (3-33)$$

- ۲- با داشتن هد خالص توربین و سرعت دورانی توربین در مرحله‌ی زمانی قبل، سرعت واحد توربین (N11) قابل محاسبه است.

- ۳- بازشدگی ویکت گیت‌ها (T)، در زمان جدید بر اساس منحنی بسته شدن دریچه‌های راهنما محاسبه می‌شود.

- ۴- با داشتن سرعت واحد و بازشدگی دریچه‌های راهنما مقادیر دبی تخلیه‌ی واحد (Q11) و

گشتاور واحد (T11) با توجه به منحنی‌های مشخصه محاسبه می‌شوند.

۵- با توجه به تعریف گشتاور واحد، گشتاور توربین واقعی عبارت است از:

$$T_{\text{Turbine}} = T_{11} \cdot H_n \cdot Q^3 \quad (34-3)$$

بر اساس قانون دوم نیوتن داریم:

$$\Sigma T = I \cdot \alpha \quad (35-3)$$

یا

$$T_{\text{Turbine}} = I \cdot \frac{2\pi}{60} \left(\frac{N_p - N}{\Delta t} \right) \quad (36-3)$$

در رابطه‌ی فوق، I ممان اینرسی مجموع قسمت‌های گردنده و N_p سرعت دورانی توربین است. به

این ترتیب سرعت دورانی توربین در مرحله‌ی زمانی جدید محاسبه می‌شود:

$$N_p = \frac{60 T_p \cdot \Delta t + 2 \pi I N}{2 \pi I} \quad (37-3)$$

۶- خطوط مشخصه‌ی مثبت و منفی در نقاط P1 و P2 عبارتند از:

$$Q_{P1} = C_{pP1} - C_{aP1} H_{P1} \quad (38-3)$$

$$Q_{P2} = C_{pP2} + C_{aP2} H_{P2} \quad (39-3)$$

از قانون بقاء جرم داریم:

$$Q_{P1} = Q_{P2} = Q_P \quad (40-3)$$

حال با توجه به تعریف دبی تخلیه، و هد خالص داریم:

$$Q_P = Q_{11} D^2 H_n^{0.5} \quad (41-3)$$

$$H_n^p = H_{p1} - H_{p2} + \frac{Q_p^2}{2g} \left(\frac{1}{A_{p1}^2} - \frac{1}{A_{p2}^2} \right)$$

با داشتن شش معادله‌ی فوق، مجهولات H_{p1} ، H_{p2} ، Q_{p1} و Q_{p2} ، H_n^p و N_p به دست می‌آیند.

۷- با داشتن هد خالص و سرعت در مرحله‌ی جدید به گام یک باز می‌گردیم و محاسبات را یک

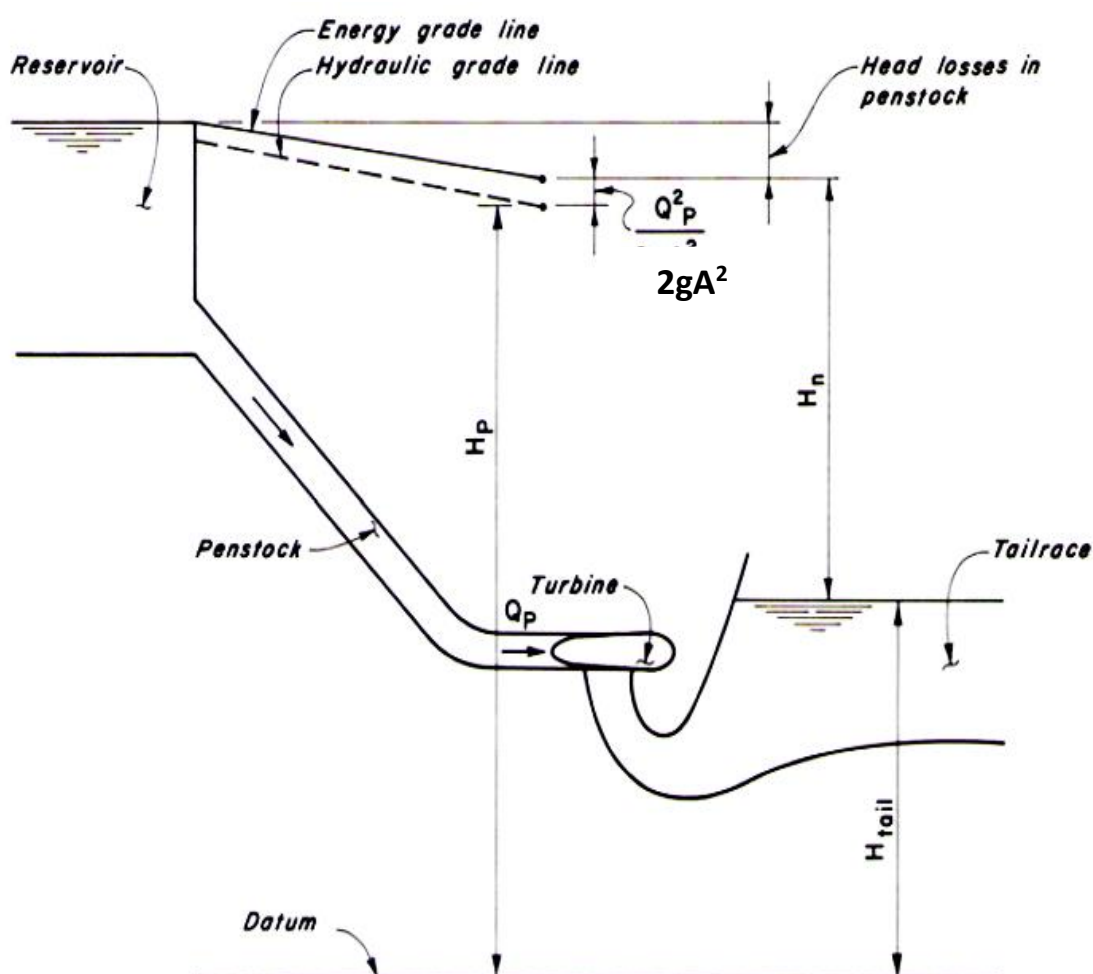
بار دیگر تکرار می‌کنیم. با توجه به کوچک بودن گام زمانی، یک بار تکرار کافی است. به این

ترتیب سرعت، هد و دبی توربین در مرحله‌ی زمانی جدید محاسبه می‌شود (درخشان و

ریاسی، ۱۳۹۳).

اگر مطابق شکل زیر، توربین در انتهای آبراهه‌ی بالادست و پیش از مخزن پایین دست قرار داشته

باشد، در معادلات بالا کمی تغییر ایجاد می‌گردد.



شکل ۳-۹ علامت گذاری شرایط مرزی برای یک توربین فرانسسیس (Chaudhry, 2010)

با توجه به شکل بالا، معادله‌ی زیر برای توربین تعریف می‌شود:

$$H_p = H_n + H_{tail} - \frac{Q_p^2}{2gA^2} \quad (۴۳-۳)$$

که در آن:

H_p = هد پیزومتریک آبی در ورودی توربین

H_n = هد خالص آبی

H_{tail} = سطح پایاب در بالای خط مبنا

Q_p = دبی آبی در ورودی توربین

A = مساحت سطح مقطع ورودی توربین

توجه کنید که در معادله‌ی بالا برای محاسبه‌ی هد خالص، از هد سرعت در خروجی صرف‌نظر شده است. این فرض، از آن جایی که هد سرعت در خروجی ناچیز است، معمولاً معتبر است

(Chaudhry, 2010).

فصل چهارم: حل مسأله و ارائه‌ی نتایج

۴-۱- معرفی خط لوله‌ی مورد مطالعه

۴-۱-۱- معرفی کلی

طرح آبرسانی به شهر بجنورد در حد فاصل سد شیرین‌دره و شهر بجنورد به طول ۴۸ کیلومتر قرار گرفته است. راه دسترسی به محل تصفیه‌خانه در ۵ جاده‌ی اصلی بجنورد-آشخانه می‌باشد. هدف این طرح تأمین بخشی از نیاز آبی شهر بجنورد به میزان ۱۸ میلیون مترمکعب در سال و تأمین آبی تعدادی از روستاهای مسیر به میزان ۲/۵ میلیون مترمکعب در سال از محل سد شیرین‌دره می‌باشد.

اجزای طرح شامل موارد زیر می‌باشد:

- ۱- احداث خط انتقال، ایستگاه‌های پمپاژ، مخازن و تصفیه‌خانه‌ی آب شرب شهر بجنورد
- ۲- عملیات تکمیلی خط انتقال، ایستگاه‌های پمپاژ، مخازن و تصفیه‌خانه‌ی آب شرب شهر بجنورد
- ۳- احداث مخزن سی هزار مترمکعبی بجنورد
- ۴- عملیات خرید و اجرای پست ۱۳۲/۲۰ کیلوولت شیرین‌دره و خط ۱۳۲ کیلوولت ارتباطی
- ۵- احداث شبکه‌ی ۲۰ کیلوولت دومی‌مداره‌ی تأمین برق طرح انتقال آب سد شیرین‌دره به شهر بجنورد
- ۶- پروژه‌ی تکمیل عملیات باقیمانده‌ی اتوماسیون و بهره‌برداری از پروژه‌ی تأمین برق طرح آب-رسانی به شهر بجنورد
- ۷- بهره‌برداری از تصفیه‌خانه، ایستگاه‌های پمپاژ، و خط انتقال آب از سد شیرین‌دره به شهر
- ۸- احداث رینگ شمالی شهر بجنورد و سایر کارهای باقیمانده

همچنین مشخصات فنی پروژه‌ی آب‌رسانی به شهر بجنورد شامل موارد زیر است:

- ۱- خطوط انتقال ثقلی آب به طول حدود ۲۳ کیلومتر از جنس فایبرگلاس و به قطر ۳۶ اینچ
 - ۲- خطوط انتقال تحت پمپاژ به طول حدود ۲۵ کیلومتر از جنس فولادی و چدن-داکتیل، به قطر ۴۰ اینچ
 - ۳- چهار ایستگاه پمپاژ هر کدام به ارتفاع پمپاژ ۱۸۰ متر و به همراه مخازن مکش ۳۰۰۰ مترمکعبی
 - ۴- تصفیه‌خانه‌ی آب شرب به ظرفیت ۹۵۰ لیتر بر ثانیه
 - ۵- مخزن فشارشکن و تعادلی به ظرفیت ۳۰۰۰ مترمکعب
- مخزن ذخیره و توزیع به ظرفیت ۳۰۰۰۰ مترمکعب (شرکت آب منطقه ای خراسان شمالی،

(۱۳۹۳)

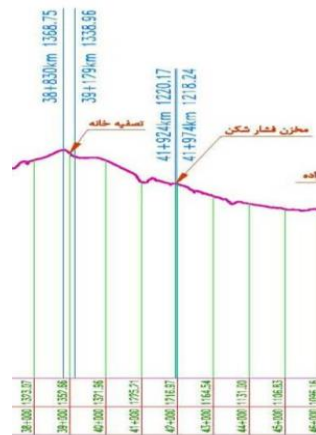
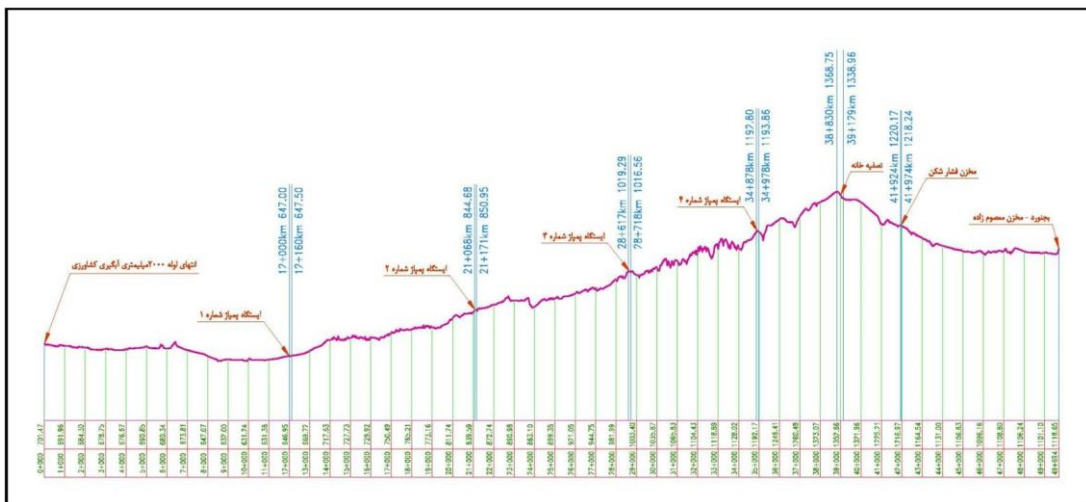
با توجه به ثقلی بودن جریان آب در خط لوله در بخشی از مسیر، یعنی از تصفیه‌خانه تا شهر بجنورد، شرکت آب منطقه‌ای خراسان شمالی در نظر دارد پیش از محل فعلی مخزن فشارشکن، نسبت به احداث یک نیروگاه برق‌آبی کوچک اقدام کند تا از نیروی برق حاصل در شبکه‌ی توزیع برق استفاده کند. بنابراین، این تحقیق با مدل کردن این قسمت از خط لوله، در نظر گرفتن پروفیل طولی خط لوله، در نظر گرفتن تصفیه‌خانه به عنوان مخزن بالادست و نیز در نظر گرفتن مخزن فشارشکن به عنوان مخزن پایین‌دست، به مطالعه‌ی اثر برداشت اضطراری بار خواهد پرداخت.

۴-۱-۲- مشخصات جغرافیایی

اختلاف ارتفاع بین مخزن بالادست و پایین‌دست که هد استاتیکی نام دارد، در حدود ۱۳۵ متر می‌باشد. همچنین طول این قسمت از خط لوله حدود ۲۱۰۰ متر می‌باشد. در شکل‌های زیر مشخصات جغرافیایی خط لوله نشان داده شده است.



شکل ۴-۱ تصویر هوایی از موقعیت جغرافیایی حد فاصل تصفیه خانه بجنورد تا مخزن فشار شکن



شکل ۴-۲ تراز ارتفاعی نقاط مختلف در خط لوله‌ی انتقال آب شهر بجنورد

۴-۱-۳- مشخصات خط لوله

طبق اطلاعات گرفته شده از شرکت آب منطقه‌ای خراسان شمالی، خط لوله‌ی ثقلی طرح از جنس فایبرگلاس و به قطر ۳۶ اینچ می‌باشد که مشخصات فیزیکی آن در جدول زیر ذکر شده است (AMIPOX):

جدول ۱-۴ مشخصات فیزیکی لوله‌ی فایبرگلاس به کار رفته در خط لوله

مشخصه	نماد	مقدار	واحد
قطر داخلی	D	۰/۹	m
مساحت مقطع	A	۰/۶۳۶۱۷۲۵	m ²
ضخامت خارجی	e	۰/۰۲	m
زبری	ξ	۰/۰۰۰۰۰۵	m
مدول یانگ الاستیسیته	E	۷۵	GPa

۴-۱-۴- ویژگی‌های جریان در حالت ماندگار

همان‌طور که در شرح پروژه‌ی طرح آبرسانی شهر بجنورد ذکر شد، دبی ۹۵۰ لیتر بر ثانیه در حالت ماندگار به صورت ثقلی به سمت توربین روانه می‌شود. با توجه به قطر خط لوله که ۹۰۰ میلی‌متر می‌باشد، سرعت جریان آب با توجه به رابطه‌ی زیر در حدود ۱/۴۹۳۳ متر بر ثانیه به دست می‌آید.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.95}{\pi \cdot \frac{0.9^2}{4}} = 1.49330564 \text{ (m/s)}$$

که در آن A مساحت مقطع لوله می‌باشد.

با توجه به این که برای حل این مسأله فرض شده است که دما در حدود ۲۰ درجه‌ی سانتیگراد

باشد، مشخصات آب در دمای ۲۰ درجه‌ی سانتیگراد در جدول زیر نشان داده شده است:

جدول ۲-۴ برخی مشخصات فیزیکی آب در دمای ۲۰ درجه‌ی سانتیگراد

مشخصه‌ی فیزیکی	نماد	مقدار	واحد
مدول بالک الاستیسیته	K	۲/۱۹	GPa
دانسیته (چگالی جرمی)	ρ	۱۰۰۰	Kg/m ³
ویسکوزیته‌ی سینماتیکی	ν	۰/۰۰۰۰۰۰۱	m ² /s

از طرفی با توجه به رابطه‌ی رینولدز می‌توان نوع جریان را از نظر آرام و یا آشفته بودن مشخص

کرد (Streeter & Wylie, 1998).

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (۱-۴)$$

که در معادله‌ی بالا D نشان دهنده‌ی قطر لوله می‌باشد. بر این اساس عدد رینولدز برابر

$$Re = ۱۳۴۳۹۷۵/۰۷۶$$

به دست می‌آید. این مقدار نشان می‌دهد که جریان آشفته است.

برای به دست آوردن ضریب اصطکاک مربوط به حالت آشفته بایستی از رابطه‌ی کلبروک

استفاده نمود (Colebrook & White, 1937).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\xi}{3.71 \cdot D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad (۲-۴)$$

که در این رابطه ξ ضریب زبری لوله می‌باشد.

پس از انجام چندین سعی و خطا و با در نظر گرفتن مشخصات ذکر شده برای لوله و جریان آب،

ضریب اصطکاک دارسی ویسباخ برابر $f = ۰/۰۱۱۲۲۹$ به دست می‌آید. گفتنی است بر طبق فرضیات

مربوط به تئوری کلاسیک ضربه‌ی قوچ، این عدد برای حالت جریان گذرا نیز معتبر است.

طبق معادله (۴-۳) برای به دست آوردن سرعت موج فشاری در ضربه‌ی قوچ، بایستی با توجه به

ضخامت دیواره‌ی لوله، مدول بالک الاستیسیته‌ی سیال، قطر لوله، مدول الاستیسیته‌ی لوله و

دانسیتته‌ی سیال، به تعیین این پارامتر پرداخت. طبق این رابطه سرعت موج فشاری برابر با 973 m/s می‌باشد.

همان‌گونه که پیش‌تر گفته شد، زمان رسیدن موج از دریچه به مخزن برابر L/a ثانیه می‌باشد و دو برابر این زمان طول می‌کشد تا موج دوباره به سمت دریچه بازتاب کرده و به آن برسد. بنابراین داریم:

$$L/a \approx 2.1 \text{ s}$$

$$2L/a \approx 4.2 \text{ s}$$

با توجه به $\frac{dx}{dt} \geq \pm a$ که رابطه‌ای بین گام مکانی، گام زمانی و سرعت موج فشاری ایجاد می‌کند، و با توجه به معلوم بودن سرعت موج فشاری، بایستی با انتخاب گام زمانی و یا مکانی مناسب و معقول، دیگر پارامتر مجهول را به دست آورد. در این تحقیق، با انتخاب گام مکانی ۱ متر، میزان گام زمانی بیش از ۱ هزارم ثانیه به دست می‌آید که جهت تسهیل در محاسبات عدد 0.001 ثانیه انتخاب می‌شود.

$$\Delta x = 1 \text{ m}$$

$$\Delta t = 0.001 \text{ s}$$

بر این اساس، تعداد کل گره‌های مکانی برابر با ۲۱۰۰ گره می‌باشد.

همچنین با توجه به زمان کل محاسبات که برابر با ۲۰ ثانیه در نظر گرفته شده است، ۲۰۰۰۰ گام زمانی را پشت سر خواهیم گذاشت.

۴-۲- انتخاب نوع توربین و مشخصات مربوط به آن

۴-۲-۱- انتخاب نوع توربین

توان خروجی عملی با توجه به این حقیقت که توربین در هنگام انتقال انرژی پتانسیل و سینتیک به انرژی مکانیکی دچار افت می‌شود، کاهش می‌یابد. بنابراین ترم η معمولاً به عنوان بازده کلی شناخته شده و برای محاسبه‌ی معادله‌ی توان استاندارد معرفی می‌شود (Warnick, 1984):

$$P = \rho g Q H \eta \quad (۳-۴)$$

در جدول زیر مشخصات مربوط به محاسبه‌ی توان خروجی هیدروپاور را مشاهده می‌کنید.

جدول ۳-۴ محاسبات مربوط به توان خروجی

مشخصه	نماد	مقدار	واحد
دبی	Q	۰/۹۵	m ³
هد	H	۱۳۵	m
شتاب گرانش	g	۹/۸۰۶	m/s ²
دانسیته (چگالی جرمی)	ρ	۱۰۰۰	Kg/m ³
بازده مجموع نیروگاه	η	۰/۸۵	---
توان خروجی	P	۱۰۶۸/۹۷۷	kW

با توجه به ویژگی‌های جریان موجود می‌توان به انتخاب توربین مناسب پرداخت. طبق شکل ۱-۲ و با توجه به جدول بالا که محاسبات مربوط به توان خروجی می‌باشد چند توربین را می‌توان برای این امر انتخاب کرد، که در نهایت با توجه به منابع مطالعاتی موجود برای بررسی جریان گذرا توربین فرانسویس برای این نیروگاه برق‌آبی انتخاب شد. توربین فرانسویس از نوع توربین‌های واکنشی است.

۴-۲-۲- محاسبه‌ی سرعت رانر

برای انجام محاسبات لازم برای تعیین سرعت رانر، از روشی خاص برای تعیین سرعت هماهنگ با حرکت ژنراتور بایستی استفاده شود. اگر توربین به طور مستقیم به ژنراتور متصل باشد، سرعت توربین، n باید یک سرعت هماهنگ باشد. برای این که سرعت توربین، n ، هماهنگ باشد، معادله‌ی زیر بایستی ارضا شود (Warnick, 1984):

$$n = \frac{120 (f)}{N_p} \quad (4-4)$$

که در آن n ، سرعت دورانی بر حسب دور در دقیقه (rpm) و f ، فرکانس جریان الکتریسیته، بر حسب هرتز (Hz) است. لازم به ذکر است که در ایران معمولاً این عدد معادل ۵۰ هرتز می‌باشد. N_p تعداد قطب‌های ژنراتور است که معمولاً ضریبی از ۴ می‌باشد. در این پژوهش این عدد را برابر ۴ فرض کرده و محاسبات ادامه یافته است. بدیهی است که تعداد انتخابی قطب‌های ژنراتور بر عهده‌ی طراح است و با توجه به سرعت و ابعاد به دست آمده می‌توان در آن تغییر ایجاد نمود. با انتخاب تعداد ۴ قطب برای ژنراتور نتایج قابل قبولی حاصل شده است.

$$n = \frac{120 \times 50}{4} = 1500 \text{ rpm}$$

معادل

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} = \frac{2 \times \pi \times 1500}{60} = 157.0796 \text{ m/s}$$

سرعت مخصوص نیز با رابطه‌ی زیر تعریف می‌گردد:

$$N_s = \frac{n \sqrt{P}}{H^{1.25}} \quad (5-4)$$

که در آن توان بر حسب kW است. بنابراین داریم:

$$N_s = \frac{1500 \sqrt{1068.977}}{135^{1.25}} = 106.5757$$

گشتاور حالت پایدار توربین را نیز می‌توان به دست آورد. از این رو طبق معادله‌ی زیر T_R این

گونه است:

$$T_R = \frac{P_R}{\omega} \quad (۶-۴)$$

که با جای‌گذاری به دست می‌آید:

$$T_R = \frac{1068.977}{157.079} = 6805.316 \text{ N.m}$$

۴-۲-۳- محاسبه‌ی قطر رانر

دسیروو و دلوا در سال ۱۹۷۶ رابطه‌ی زیر را برای توربین فرانسویس ارائه کردند:

$$D = (26.2 + 0.211 N_s) \frac{\sqrt{H}}{n} \quad (۷-۴)$$

که در آن D قطر رانر بر حسب متر می‌باشد. بنابراین داریم:

$$D = (26.2 + 0.211 \times 106.5757) \frac{\sqrt{135}}{1500} = 0.377 \text{ m}$$

برای توربین فرانسویس، وزارت کشور آمریکا رابطه‌ی مشابهی را ارائه کرده است:

$$D = (104.65 \times N_s^{2/3}) \frac{\sqrt{H}}{n} \quad (۸-۴)$$

البته در این رابطه، واحدها بر اساس سیستم آمریکایی می‌باشد (Warnick, 1984).

طبق معادله‌ی بالا، برای مسأله‌ی مورد نظر عدد نزدیکی به دست می‌آید که خود تأیید کننده‌ی

درستی محاسبات می‌باشد. اما معیار ما برای ادامه‌ی محاسبات، همان قطر رانر برابر با ۳۷۷ میلی‌متر

می‌باشد.

۴-۲-۴- محاسبه‌ی ممان اینرسی توربین و ژنراتور

قبل از محاسبه‌ی ممان اینرسی ژنراتور بایستی به معرفی پارامتر kva بپردازیم. این پارامتر به این

صورت معرفی می‌شود:

$$kva = \frac{MW \times 10^3}{\text{Power Factor}} \quad (9-4)$$

که با توجه به داده‌های مسأله نتیجه می‌شود:

$$kva = \frac{1068.977}{0.85} = 1257.62$$

حال ممان اینرسی ژنراتور این گونه تعریف می‌شود:

$$I_{\text{generator}} = 15000 \times \left(\frac{kva}{N_R^{1.5}} \right)^{1.25} \quad (10-4)$$

که نتیجه می‌دهد:

$$I_{\text{generator}} = 15000 \times \left(\frac{1257.62}{1500^{1.5}} \right)^{1.25} = 124.5537 \text{ kg.m}^2$$

اکنون به محاسبه‌ی ممان اینرسی توربین پرداخته می‌شود. طبق رابطه داریم:

$$I_{\text{turbine}} = 1446 \times \left(\frac{kW}{N_R^{1.5}} \right)^{1.25} \quad (11-4)$$

که طبق محاسبات ممان اینرسی توربین به دست می‌آید:

$$I_{\text{turbine}} = 1446 \times \left(\frac{1068.977}{1500^{1.5}} \right)^{1.25} = 9.7996 \text{ kg.m}^2$$

۴-۲-۵- محاسبات گاورنر^۱ و چرخ طیار

با توجه به برخی پارامترهای موجود، می‌توان افزایش فشار ناشی از بسته شدن دریچه را محدود کرد. یکی از عوامل تأثیرگذار روی افزایش فشار، ممان اینرسی کل قسمت‌های گردنده است که از مجموع ممان اینرسی توربین، ژنراتور و چرخ طیار به دست می‌آید. با توجه به ممان اینرسی کل مورد نیاز، می‌توان کمبود ممان اینرسی را از طریق اضافه کردن یک چرخ طیار با جرم تعیین شده، تأمین کرد. برای این منظور بایستی چند پارامتر را معرفی کنیم.

اثر چرخ طیار^۲ می‌تواند به پارامتر زمان شتاب^۳، T_m ، بستگی داشته باشد. همچنین باید به زمان شروع ستون آب^۴، T_w ، که به عمل ضربه‌ی قوچ ارتباط دارد و نیز زمان بسته شدن دریچه، T_C ، اشاره کرد (Warnick, 1984).

$$\frac{\Delta n}{n} = \sqrt{1 + \frac{K T_C (1 + \Delta H)^{3/2}}{T_m}} \quad (12-4)$$

که در معادله‌ی بالا $\frac{\Delta n}{n}$ افزایش سرعت توربین و نیز ΔH افزایش فشار ناشی از بسته شدن دریچه است. K نیز ضریبی است که با توجه به سرعت مخصوص به دست می‌آید. با توجه به جدول زیر ضریب K در حدود ۰/۹۷ به دست می‌آید.

جدول ۴-۴ تغییرات ضریب گاورنر K با سرعت مخصوص (Warnick, 1984)

NS					
سرعت مخصوص	76.3	133.6	190.8	286.3	381.7
K	0.98	0.96	0.92	0.84	0.77

¹ Governor

² Flywheel Effect

³ Accelerating Time

⁴ Water Starting Time

افزایش سرعت^۱ به دلیل برداشت بار به توجه ویژه‌ای نیازمند است. افزایش سرعت، بالا رفتن سرعت از سرعت حالت پایدار است. اگر ژنراتوری که در سرعت حالت پایدار کار می‌کند، ناگهان و به طور کامل از بار جدا شود در حالی که توربین تحت کنترل گاورنر باشد، این حالت رخ می‌دهد. برای به حداقل رساندن لرزش‌های ناشی از آن، این افزایش سرعت نبایستی بیش از شصت درصد سرعت حالت پایدار باشد (United States Bureau of Reclamation, 1976).

با توجه به معیارهای مورد نظر USBR، داریم:

$$\Delta n = 0.6 \times N_R = 0.6 \times 1500 = 900$$

$$\Rightarrow \frac{\Delta n}{n} = 0.6$$

$$\Rightarrow N_2 = 2400 \text{ rpm}$$

$$T_w = \frac{L V_0}{g H_R} \quad (13-4)$$

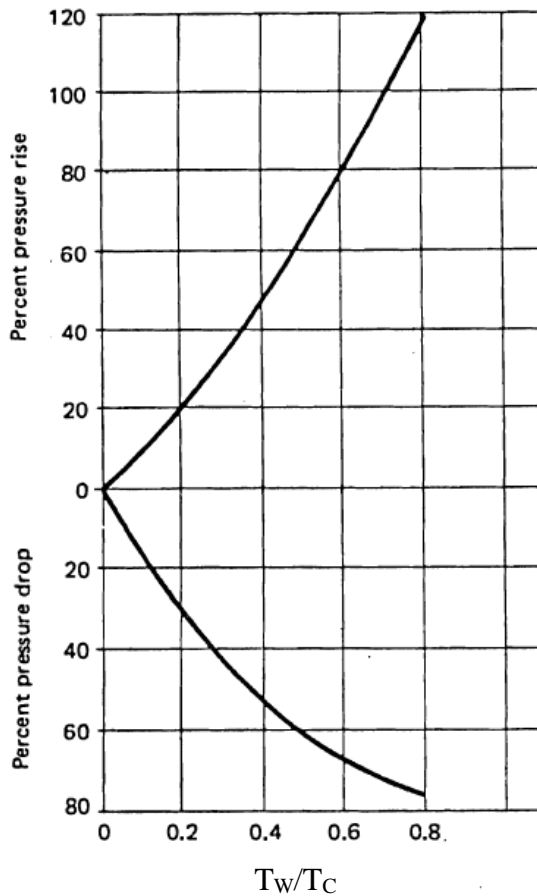
در این رابطه L طول لوله، V_0 سرعت اولیه یعنی در حالت ماندگار و H_R نیز هد ارتفاعی موجود می‌باشد.

طبق این رابطه داریم:

$$T_w = \frac{2100 \times 1.4933}{9.806 \times 135} = 2.3689 \text{ s}$$

برای محاسبه‌ی افزایش فشار مورد انتظار نیز از نمودار زیر کمک می‌گیریم (Warnick, 1984):

¹ Speed Rise



شکل ۳-۴ تغییرات افزایش و کاهش فشار با زمان باز یا بسته شدن دریچه (United States Bureau of Reclamation, 1976)

با توجه به محاسبات و فرضیات، داریم:

$$T_c = 11.85 \text{ s}$$

$$\Rightarrow T_w / T_c = 0.2$$

که با توجه به شکل بالا افزایش فشاری حدود ۲۰ درصد خواهیم داشت. پس: $\Delta H = 0.2$.

حال با توجه به معادله (۴-۱۲) می‌توان T_m را به دست آورد:

$$T_m = 9.6858 \text{ s}$$

البته بایستی حداقل T_m را نیز در نظر گرفت. طبق رابطه‌ای که هادلی (1970) ارائه کرده است،

برای توربین‌های فرانسویس و کاپلان، حداقل T_m بایستی سه برابر T_w باشد (Warnick, 1984). پس

داریم:

$$\text{Minimum } T_m = 3 \times 2.3689 = 7.1067 \text{ s}$$

پس چون این شرط برقرار است، نیازی برای تغییر در پارامترهای دیگر وجود ندارد و می‌توان محاسبات را ادامه داد.

رابطه‌ی زیر نیز بین اثر چرخ طیار که با WR^2 نشان داده شده است و T_m وجود دارد:

$$T_m = \frac{WR^2}{6.7 \times 10^4} \times \frac{N_R^2}{P_{kW}} \quad (14-4)$$

حال اثر چرخ طیار محاسبه می‌شود:

$$WR^2 = 308.3172 \text{ Kg.m}^2$$

اکنون می‌توان مجموع اینرسی توربین، ژنراتور و چرخ طیار را محاسبه نمود:

$$I_{\text{Total}} = I_{\text{Turbine}} + I_{\text{Generator}} + I_{\text{Flywheel}} (WR^2) = 9.7996 + 124.5537 + 308.3172 = 442.6705 \text{ kg.m}^2$$

۴-۳- حل مسأله در حالت بدون وجود توربین و بسته شدن

تدریجی شیر

قبل از حل مسأله‌ی برداشت اضطراری بار، ابتدا مسأله را در حالتی حل می‌کنیم که توربینی در مسیر وجود نداشته باشد و به جای توربین، شیری در انتهای پایین دست مسیر به صورت تدریجی و با همان تابع بسته شدن دریچه‌ی توربین بسته شود. در ادامه می‌توان با مقایسه‌ی نتایج حالت برداشت اضطراری بار و بسته شدن تدریجی شیر به مقایسه‌ی این دو حالت و بررسی اثر وجود توربین پرداخت. برای حالت بسته شدن تدریجی شیر، با استفاده از روش مشخصه‌ها، برنامه‌ای در محیط ویژوال بیسیک نوشته شده و درستی آن با نتایج آزمایشگاهی برگانت و سیمسون که در سال ۱۹۹۴ انجام شد، صحت سنجی شد. در این پژوهش برای این برنامه که برای حل مسأله‌ی بسته شدن

تدریجی شیر کدنویسی شده است، نام اختصاری^۱ SCVP انتخاب شده است.

مشخصات و پارامترهای آزمایش انجام شده توسط برگانت و سیمسون به شکل زیر

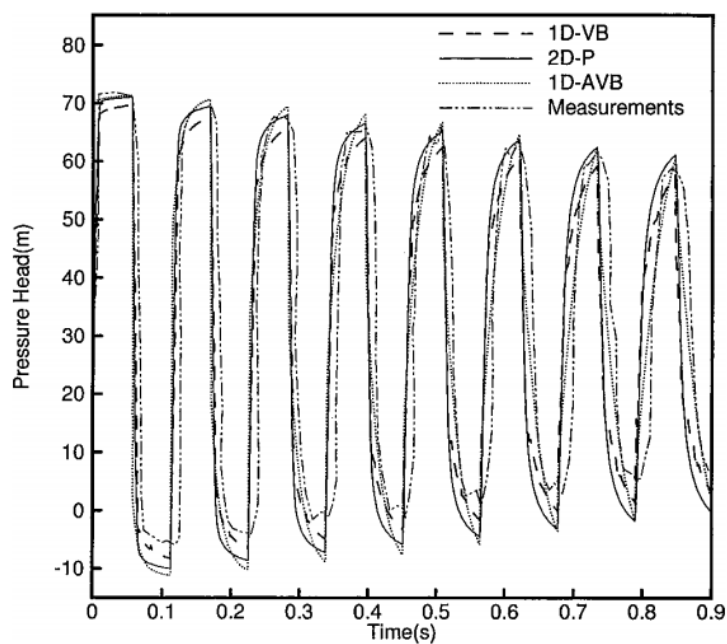
می باشد (معصومی نیا، ۱۳۹۱):

جدول ۵-۴ مشخصات آزمون آزمایشگاهی

پارامتر	نماد	مقدار	واحد
طول لوله	L	۳۷/۲	m
قطر لوله	D	۰/۰۲۲	m
ضریب اصطکاک	f	۰/۰۳۴	
ضریب اصطکاک ناپایدار		۰	
سرعت موج فشاری	a	۱۳۱۹	m/s
ارتفاع مخزن بالادست	H _{Res}	۳۲	m
دبی جریان ماندگار اولیه	Q _R	۰/۰۰۰۱۱۴	m ³ /s
سرعت جریان	V	۰/۳	m/s
چگالی سیال	ρ	۱۰۰۰	Kg/m ³

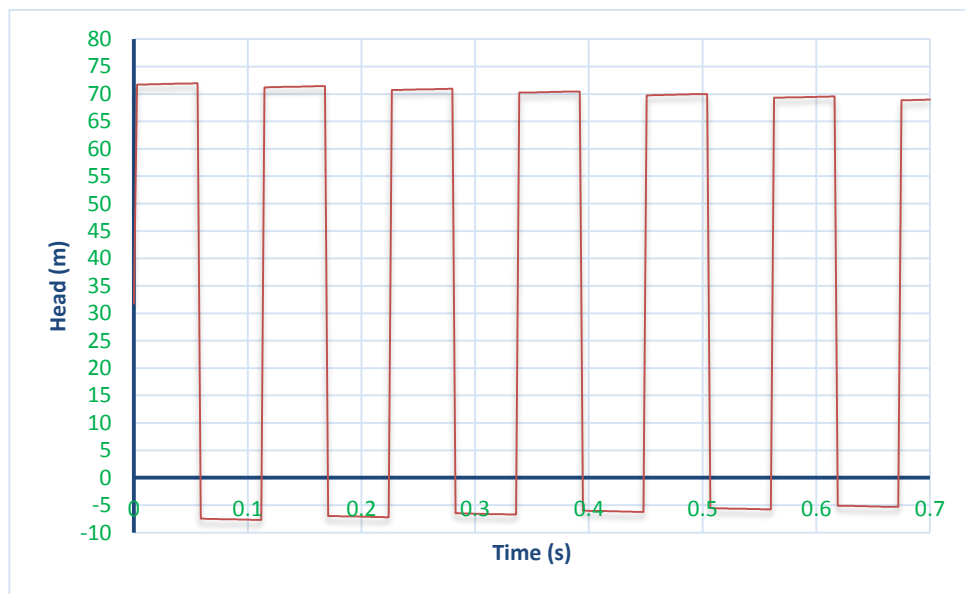
نتایج آزمایشگاهی به دست آمده برای تغییرات فشار در محل شیر نمودار زیر ارائه شده است:

¹ Slow Closing Valve Program



شکل ۴-۴ نمودار منحنی تغییرات فشار پشت شیر (Ghidaoui & Mansour, 2002)

پس از حل به وسیلهی SCVP نتایج زیر حاصل می‌گردد:



شکل ۴-۵ نمودار منحنی تغییرات فشار پشت شیر حاصل از SCVP

همان گونه که مشاهده می‌شود، با مقایسه‌ی دو نمودار بالا، برنامه از دقت کافی برای حل مسأله برخوردار است.

حال مسأله‌ی بسته شدن تدریجی شیر در حالتی حل می‌شود که در انتهای خط لوله‌ی انتقال آب

شهر بجنورد از از سد شیرین دره به سمت شهر، پس از تصفیه‌خانه که به عنوان مخزن بالادست در نظر گرفته شده است، و مخزن فشارشکن که به عنوان مخزن پایین دست فرض شده است، قبل از مخزن پایین دست شیر به تدریج بسته شود. اطلاعات ورودی به SCVP برای حل این مسأله به صورت زیر می‌باشد:

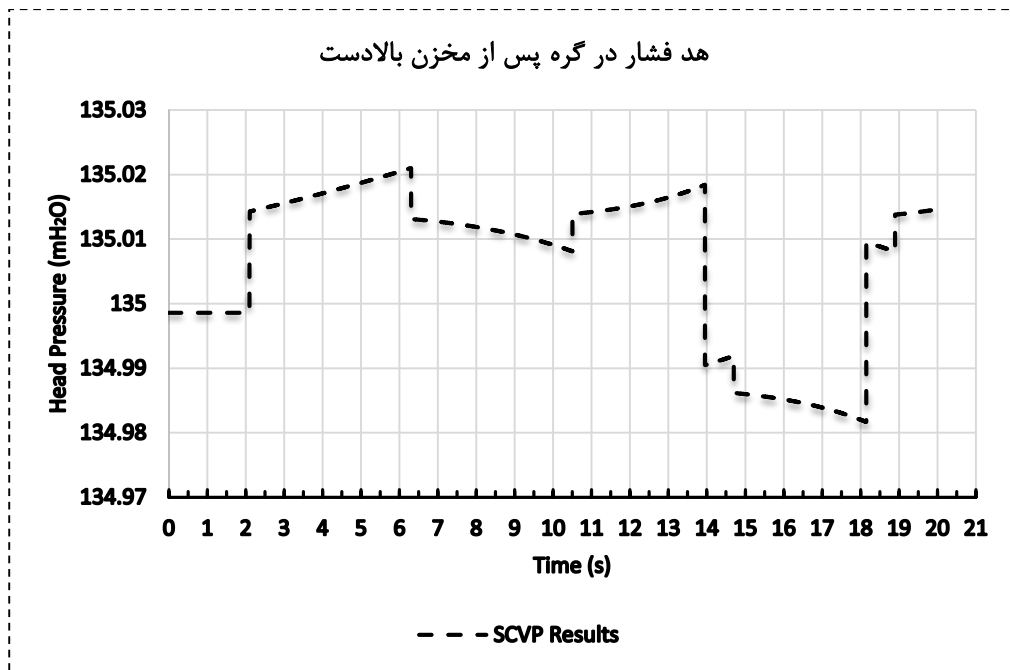
جدول ۴-۶ اطلاعات ورودی برای حل مسأله‌ی بسته شدن تدریجی شیر

واحد	مقدار	نماد	پارامتر
m	۲۱۰۰	L	طول خط لوله
m	۰/۹	D	قطر لوله
	۰/۰۱۱۱۲۵۴۵	f	ضریب اصطکاک
m/s	۹۷۳	a	سرعت موج فشاری
s	۲۰	T _{Total}	زمان کل محاسبات
m	۱۳۵	H _{Res}	ارتفاع مخزن بالادست
s	۱۱/۸۵	TC	زمان بسته شدن دریچه
	۱	Em	توان معادله بسته شدن شیر
m/s ²	۹/۸۰۶	g	شتاب گرانش
	۲۱۰۰	N	تعداد قطعات تقسیم شده
m ³ /s	۰/۹۵	Q ₀	دبی اولیه

با اجرای SCVP برای این مسأله، نتایج هد فشار در سه گره نمایش داده شده است. گره اول، یک

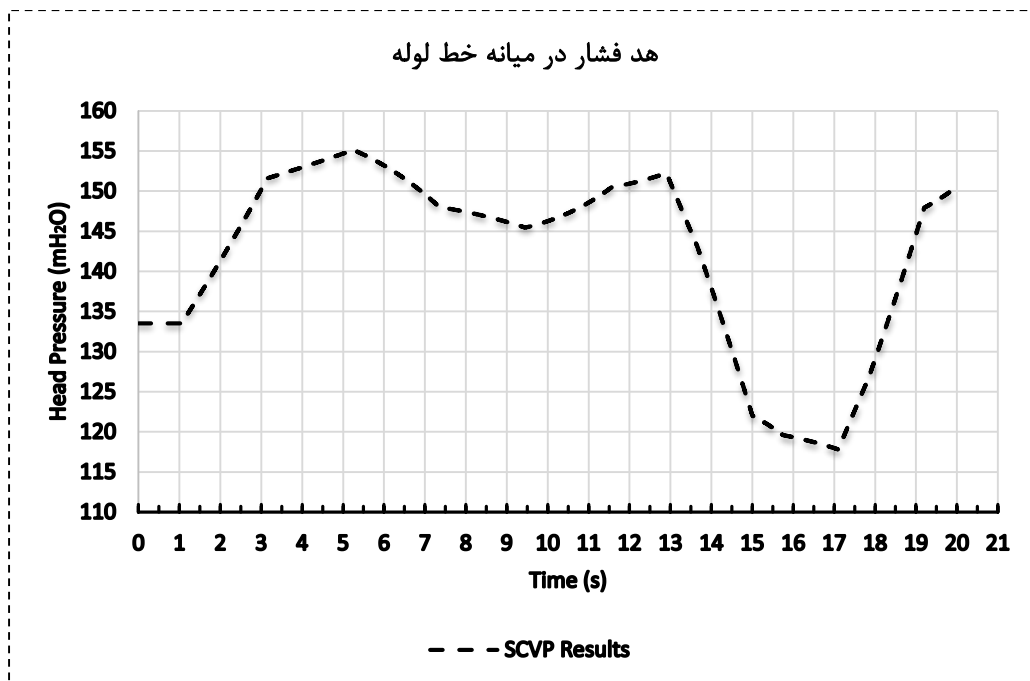
گره پس از مخزن بالادست، گره دوم، گره میانه‌ی خط لوله، و گره سوم، گره پشت شیر می‌باشد.

- منحنی هد فشار در گره اول (یک گره پس از مخزن بالادست)



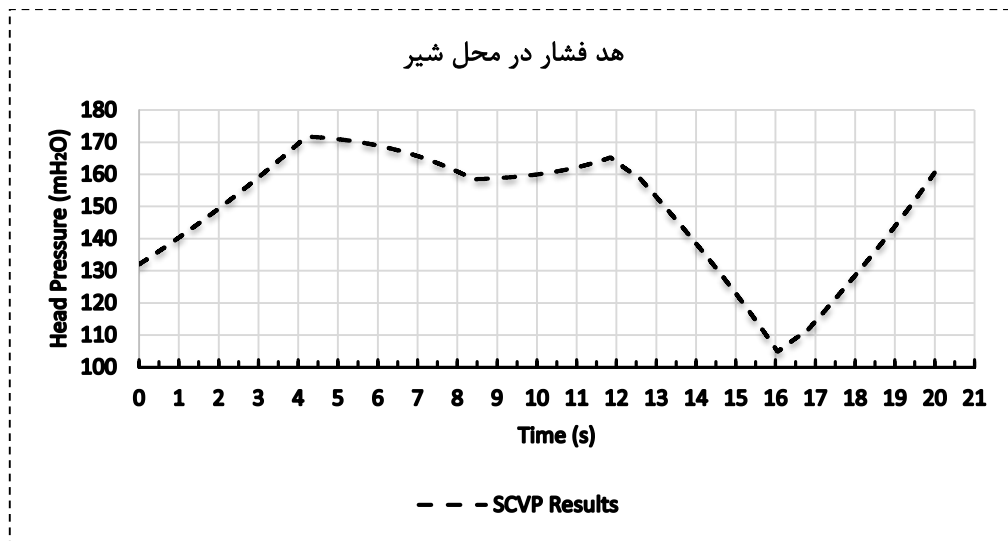
شکل ۴-۶ منحنی هد فشار در گره اول (یک گره پس از مخزن بالادست) در حالت بسته شدن تدریجی شیر

- منحنی هد فشار در گره دوم (میانه‌ی خط لوله)



شکل ۴-۷ منحنی هد فشار در گره دوم (میانه‌ی خط لوله) در حالت بسته شدن تدریجی شیر

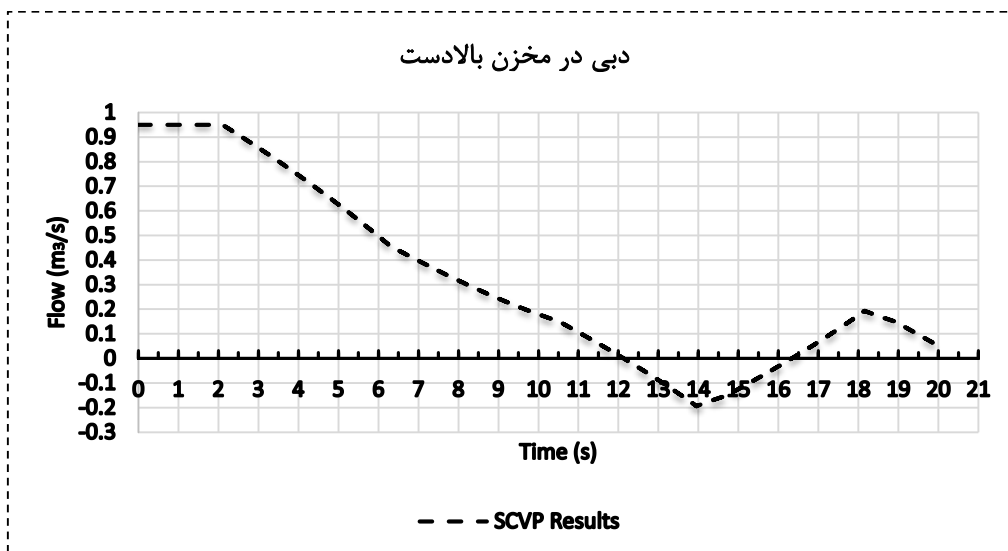
- منحنی هد فشار در گره سوم (پشت شیر)



شکل ۴-۸ منحنی هد فشار در گره سوم (پشت شیر) در حالت بسته شدن تدریجی شیر

همان گونه که در نمودار بالا ملاحظه می‌شود، پس از این که شیر شروع به بسته شدن می‌کند، فشار افزایش پیدا می‌کند. این افزایش تا $2L/a$ ثانیه ادامه پیدا می‌کند. سپس شروع به کاهش می‌کند. این کاهش هم تا $2L/a$ ثانیه بعد ادامه دارد. این چرخه تا انتهای بسته شدن شیر ادامه دارد. پس از بسته شدن کامل شیر نیز همانند حالت قبل، نوسان تا استهلاك کامل ادامه پیدا می‌کند.

- منحنی دبی در خروجی مخزن بالادست



شکل ۴-۹ منحنی دبی در خروجی مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر

۴-۴- فرضیات مسأله‌ی برداشت اضطراری بار

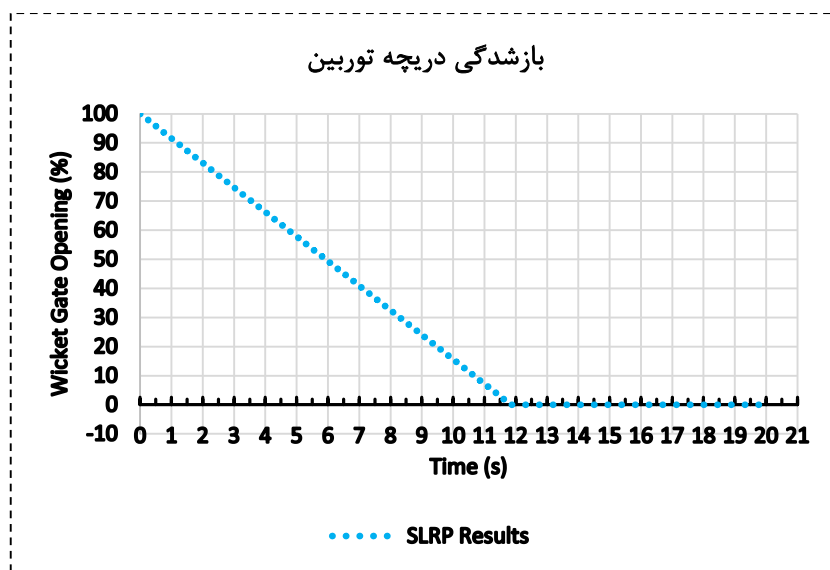
ابتدا داده‌های اولیه و فرضیات مسأله‌ی برداشت اضطراری بار را در جدول زیر مرور می‌کنیم:

جدول ۴-۷ داده‌های مسأله برای حل در حالت برداشت اضطراری بار

واحد	مقدار	نماد	پارامتر
m	۲۱۰۰	L	طول خط لوله
m	۰/۹	D	قطر لوله
m ²	۰/۶۳۶۱۷	A	مساحت مقطع لوله
	فایبرگلاس	-----	جنس لوله
	۰/۰۱۱۱۲۵۴۵	f	ضریب اصطکاک
m/s	۹۷۳	a	سرعت موج فشاری
s	۲۰	T _{Total}	زمان کل محاسبات
s	۰/۰۰۱	DT	گام زمانی
	۲۰۰۰۰	NT	تعداد کل گام‌های زمانی
m	۱	DX	گام مکانی
	۲۱۰۰	NX	تعداد کل گام‌های مکانی
m	۱۳۵	H _{Res}	ارتفاع مخزن بالادست
m	۰	H _{Tail}	ارتفاع مخزن پایین‌دست
s	۱۱/۸۵	TC	زمان بسته شدن دریچه
kg.m ²	۹/۷۹۹۶	I _{Turbine}	ممان اینرسی توربین
kg.m ²	۱۲۴/۵۵۳۷	I _{Generator}	ممان اینرسی ژنراتور
kg.m ²	۳۰۸/۳۱۷۲	I _{Flywheel}	ممان اینرسی چرخ طیار
kg.m ²	۴۴۲/۶۷۰۵	I _{Total}	ممان اینرسی کل
m	۰/۳۷۷	D _{Runner}	قطر رانر توربین

	۰/۸۵	η	بازده نیروگاه
rpm	۱۵۰۰	N_R	سرعت دورانی حالت پایدار
	۱۰۶/۵۷۵۷	N_S	سرعت مخصوص
kW	۱۰۶۸/۹۷۷	P_R	توان حالت پایدار
m ³ /s	۰/۹۵	Q_R	دبی حالت پایدار
m/s	۱/۴۹۳۳	V_0	سرعت اولیه
N.m	۶۸۰۵/۳۱۶	T_R	گشتاور حالت پایدار
s	۲/۳۶۸۹	T_W	زمان شروع ستون آب
s	۹/۶۸۵۸	T_m	زمان شتاب

• منحنی بسته شدن دریچه



شکل ۴-۱۰ منحنی بسته شدن دریچه توربین در حالت برداشت اضطراری بار

این نمودار، منحنی بسته شدن دریچه است که جزء داده‌های مسأله می‌باشد. محور افقی زمان بر حسب ثانیه و محور عمودی میزان بازشدگی دریچه بر حسب درصد می‌باشد. همان طور که مشاهده می‌کنید، از زمان ۰ تا ۱۱/۸۵ ثانیه به صورت خطی، دریچه از حالت کاملاً باز به صورت کاملاً بسته می‌رسد.

۴-۵- حل مسأله هنگام برداشت اضطراری بار و بسته شدن

تدریجی دریچه‌ی توربین به وسیله‌ی برنامه‌ی کدنویسی

شده (SLRP)

۴-۵-۱- ویژگی‌های برنامه‌ی نوشته شده

برای حل این مسأله به روش مشخصه، برنامه‌ای در محیط ویژوال بیسیک نوشته شده است که خط لوله‌ی مورد نظر، در آن شبیه‌سازی شده است. در این برنامه، به فاصله‌های دلخواه که در اینجا هر یک متر تعریف شده است، می‌توان گره‌هایی در نظر گرفت. با تابع و زمان دلخواه می‌توان دریچه‌ی توربین را بست. دبی و هد ارتفاعی اولیه را می‌توان وارد نمود. قطر لوله، قطر رانر توربین، سرعت موج، ضریب اصطکاک، گام‌های زمانی، زمان کل محاسبات (در اینجا ۲۰ ثانیه فرض شده است)، سرعت و توان اولیه‌ی توربین، ممان اینرسی و بقیه‌ی مشخصات قابل ارائه به این برنامه می‌باشد. همچنین با دستکاری در هریک از موارد فوق، نتایج به کلی دچار تغییر خواهد گشت. از این رو، این برنامه از دقت و انعطاف‌پذیری کافی برای حل مسائل مختلف با ویژگی‌های متفاوت برخوردار می‌باشد.

شایان ذکر است که همان گونه که پیش‌تر بیان شد، هر توربین، با توجه به ویژگی‌های مخصوص به خود، دارای منحنی‌های مشخصه‌ی ویژه‌ای می‌باشد که بایستی برای این برنامه تعریف شود تا از این راه در هر لحظه محاسبات به درستی انجام شود.

در این پژوهش برای این برنامه که برای حل مسأله‌ی برداشت اضطراری بار کدنویسی شده است، نام اختصاری^۱ SLRP انتخاب شده است.

^۱ Sudden Load Rejection Program

۴-۵-۲- منحنی مشخصه‌ی مربوط به توربین

برای داشتن درک درست از منحنی مشخصه، بایستی ابتدا به تعریف چند پارامتر پرداخت. این پارامترها در نحوه‌ی بیان منحنی‌های مشخصه کاربرد دارند.

سرعت واحد^۱، که با ϕ نشان داده می‌شود، دبی واحد^۲، که با q نشان داده می‌شود و توان واحد^۳ که با p نشان داده می‌شود، طبق جدول زیر تعریف می‌شوند (Chaudhry, 2010):

جدول ۴-۸ مفهوم مقادیر واحد (Chaudhry, 2010)

سرعت واحد	ϕ	$\frac{DN}{84.59 \sqrt{H_n}}$
دبی واحد	q	$\frac{Q}{D^2 \sqrt{H_n}}$
توان واحد	p	$\frac{P}{D^2 H_n^{3/2}}$

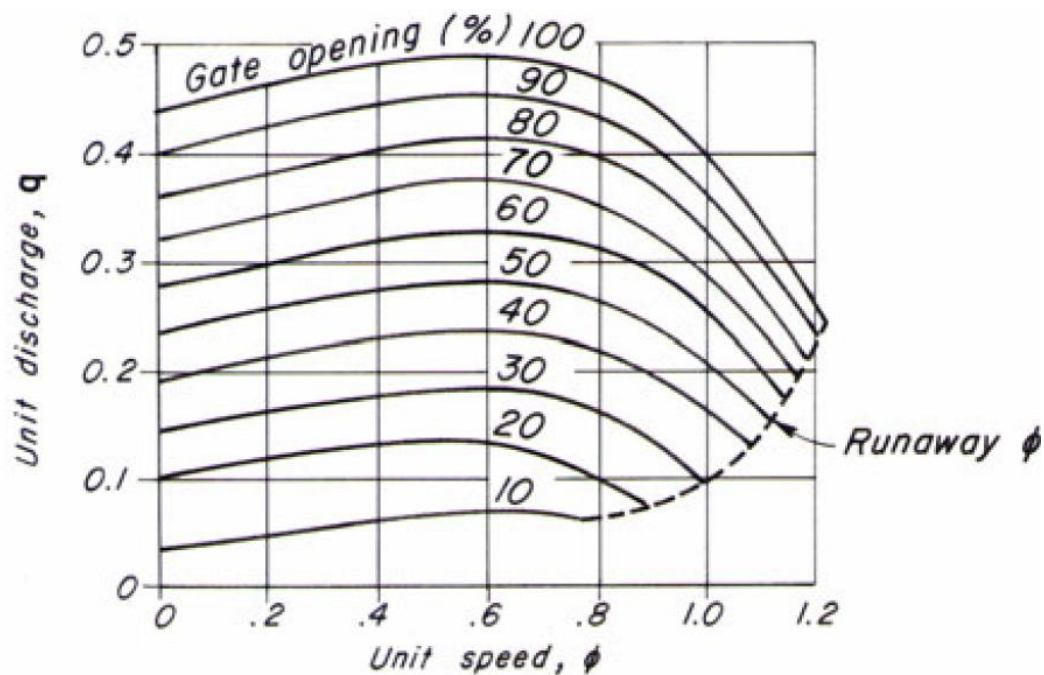
در شکل‌های زیر منحنی‌های مشخصه‌ی متداول برای یک توربین فرانسویس که توسط سازنده تهیه شده، نشان داده شده است. در این شکل‌ها، محور افقی سرعت واحد و محور عمودی نیز دبی واحد و توان واحد هستند.

در شکل زیر می‌توان سرعت‌های واحد و دبی‌های واحد را در بازشدگی‌های مختلف دریچه مشاهده کرد.

¹ Unit Speed

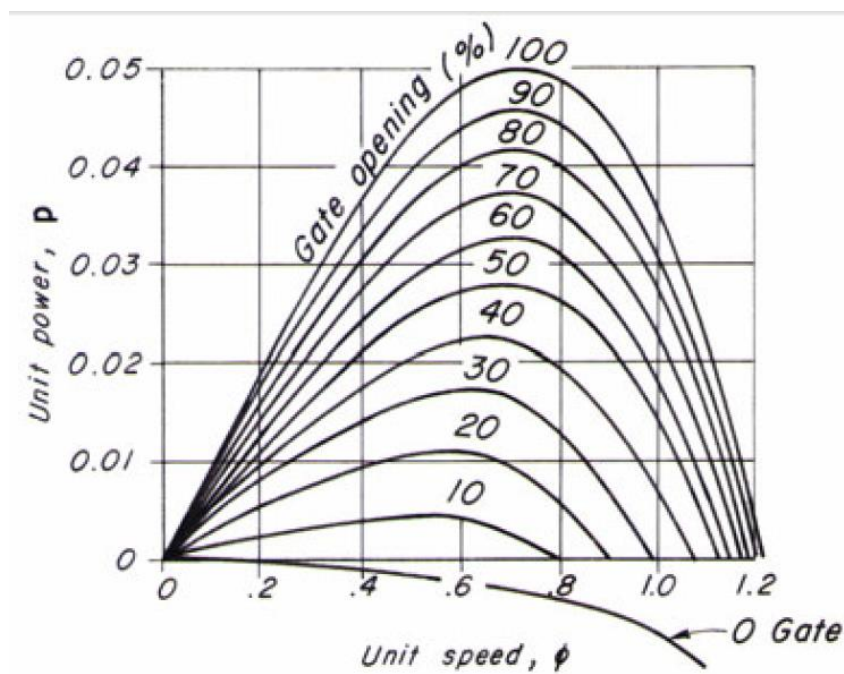
² Unit Flow

³ Unit Power



شکل ۴-۱۱ منحنی مشخصه‌ی یک توربین فرانسویس برحسب سرعت واحد و دبی واحد (Chaudhry, 2010)

در این شکل نیز می‌توان سرعت‌های واحد و توان‌های واحد را در بازشدگی‌های مختلف دریچه مشاهده کرد.



شکل ۴-۱۲ منحنی مشخصه‌ی یک توربین فرانسویس برحسب سرعت واحد و توان واحد (Chaudhry, 2010)

همان گونه که مشاهده می‌شود، از این نمودارها می‌توان دبی واحد حالت پایدار، سرعت واحد

حالت پایدار و توان واحد حالت پایدار را به صورت تقریبی به دست آورد. یادآوری می‌شود که این مقادیر در واقع همان مقادیر در حالت بازشدگی کامل دریچه می‌باشند که بر اساس جدول ۴-۸ به صورت واحد در آمده‌اند. این مقادیر در زیر نشان داده شده است:

$$q_{\text{Rated}} = 0.495$$

$$p_{\text{Rated}} = 0.048$$

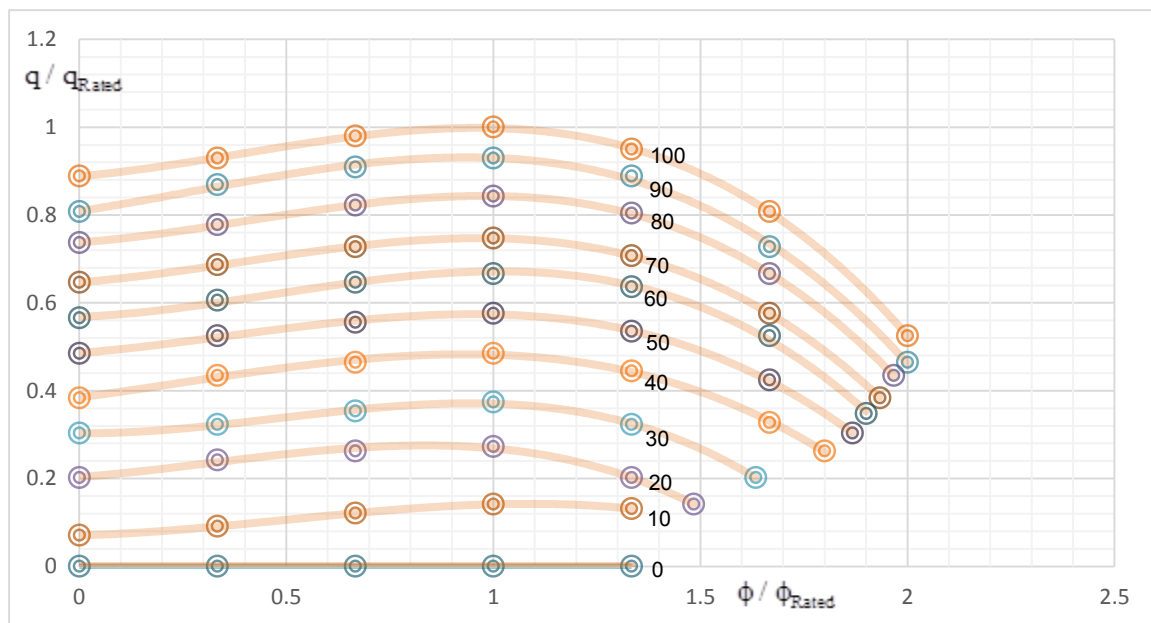
$$\phi_{\text{Rated}} = 0.6$$

این منحنی‌ها مختص استفاده برای توربینی با مشخصات ذکر شده در بالا می‌باشد. اما می‌توان از روی این منحنی‌ها، برای یک توربین جدید منحنی مشخصه‌ی جدیدی به دست آورد و در محاسبات از آن استفاده نمود.

به این منظور ابتدا باید این منحنی‌ها را به صورت بی‌بعد درآورد. یعنی ابتدا با در نظر گرفتن چندین نقطه روی نمودار، خواندن مقادیر واحد روی هر منحنی بازشدگی از صفر تا صد درصد و تقسیم آن بر مقادیر واحد حالت پایدار، می‌توان اعداد بی‌بعدی به دست آورد. سپس برای هر منحنی بازشدگی، معادله‌ی مربوط را به دست آورد. حتی می‌توان برای بازشدگی‌های دیگر که بین دو منحنی قرار دارد، با میان‌یابی، معادلات مربوط به آن‌ها را به دست آورد و به همین شیوه، این منحنی‌ها را رسم کرد. به این شیوه نرمالیزه کردن^۱ منحنی‌ها گویند. به منظور استفاده از منحنی‌های مشخصه برای توربین جدید، چون برای هر نقطه، معادلات مربوط موجود است، کافی است در برنامه‌ی نوشته شده، ضرایب مربوط را وارد کرده تا SLRP به صورت خودکار به محاسبات پردازد.

در شکل زیر منحنی مشخصه‌ی بی‌بعد توربین فرانسویس بر حسب سرعت واحد و دبی واحد نشان داده شده است.

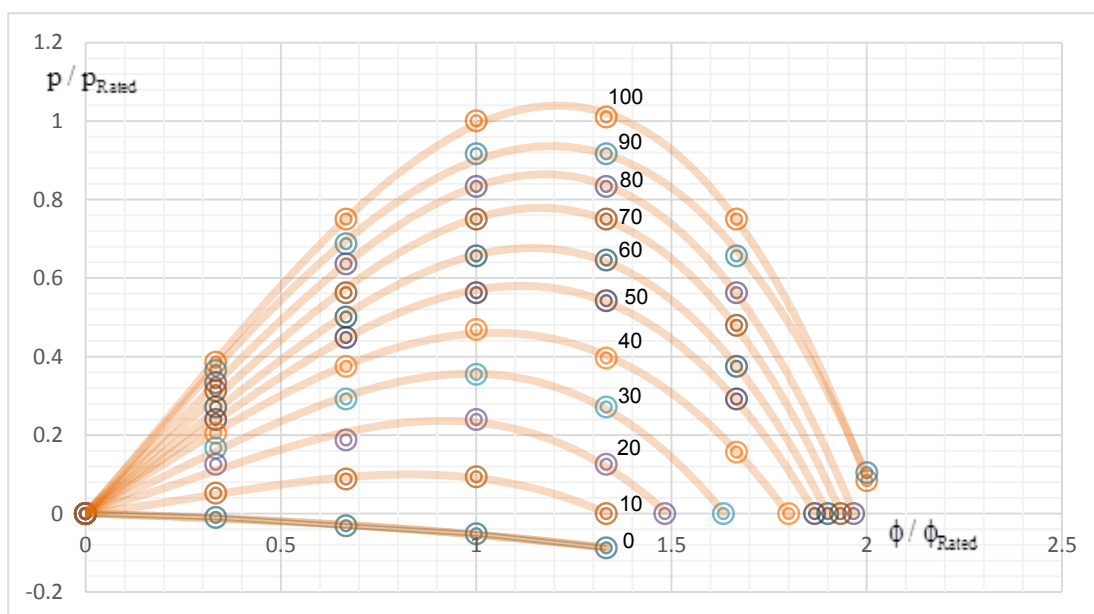
¹ Normalize



شکل ۴-۱۳ منحنی مشخصه‌ی بی بعد توربین فرانسویس بر حسب سرعت واحد و دبی واحد

همچنین در شکل زیر نیز منحنی مشخصه‌ی بی بعد توربین فرانسویس بر حسب سرعت واحد و

توان واحد نشان داده شده است.



شکل ۴-۱۴ منحنی مشخصه‌ی بی بعد توربین فرانسویس بر حسب سرعت واحد و توان واحد

برای مسأله‌ی مورد نظر مقادیر واحد حالت پایدار به صورت زیر می‌باشند:

$$q_{\text{Rated}} = 0.5749$$

$$p_{\text{Rated}} = 4.7916$$

$$\phi_{\text{Rated}} = 0.5756$$

۴-۵-۳- مراحل طی شده در SLRP

SLRP پس از گرفتن ورودی‌های مسأله که شامل اعداد ثابت، ویژگی‌های خط لوله، دبی اولیه و اختلاف ارتفاع دو مخزن می‌شود، به محاسبه‌ی هد فشار اولیه در نقاط مختلف لوله می‌پردازد. سپس شرایط مرزی به برنامه داده می‌شود. این اعداد شامل ارتفاع مخزن بالادست (۱۳۵ متر) و ارتفاع مخزن پایین دست (صفر) است.

سپس از گام زمانی شماره‌ی یک تا گام زمانی قبل از بسته شدن کامل دریچه‌ی توربین، محاسبات زیر در برنامه اجرا می‌شود:

- محاسبه‌ی میزان بازشدگی دریچه با توجه به رابطه‌ی در نظر گرفته شده.
- محاسبه‌ی دبی در مخزن بالا دست. همان گونه که می‌دانید در این گره هد فشار همواره ثابت است و از مشخصه‌ی مثبت برای محاسبه‌ی دبی استفاده می‌شود.
- محاسبه‌ی دبی و هد فشار در گره‌های پس از مخزن بالادست تا قبل از دریچه‌ی توربین، با حل همزمان معادلات مشخصه‌ی مثبت و منفی.
- محاسبه‌ی دبی، فشار، سرعت توربین، توان تولید شده و گشتاور در گره مربوط به توربین. این محاسبات با توجه فرآیند توضیح داده شده در بخش شبیه‌سازی نیروگاه‌های برق‌آبی فصل سوم می‌باشد.

حال از گام زمانی بسته شدن کامل دریچه تا گام زمانی پایان محاسبات، مراحل بالا تکرار می‌-

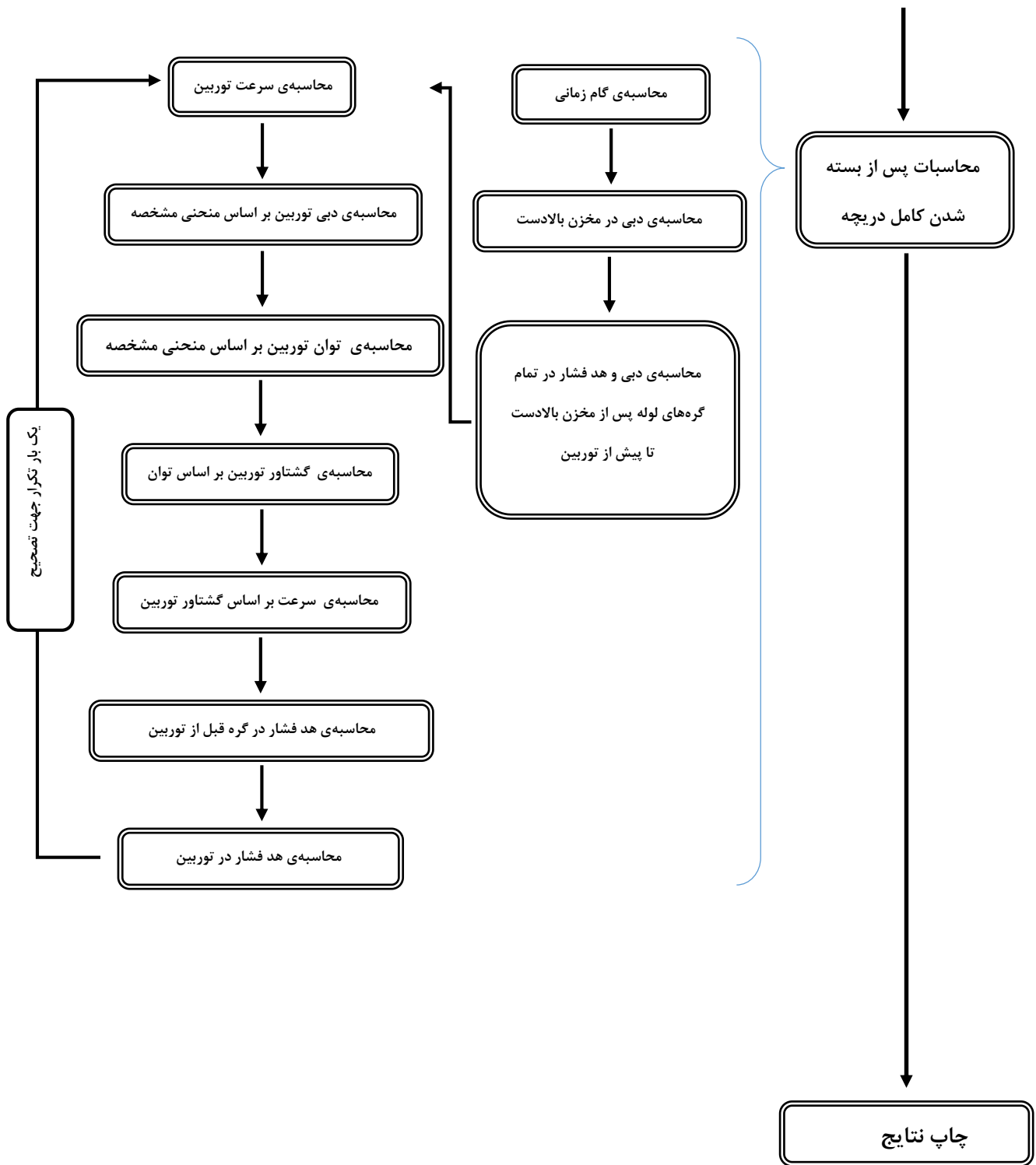
شود. البته واضح است که پس از بسته شدن کامل دریچه، دبی ورودی به توربین صفر می‌شود و محاسبات مانند حالت شیر کاملاً بسته ادامه پیدا می‌کند. سپس نتایج مربوطه در محیط برنامه‌ی اکسل^۱ چاپ شده و نمودارهای مربوطه رسم می‌گردد.

نمودار فلوچارت^۲ مربوط به SLRP در شکل زیر نشان داده است:

^۱ Excell

^۲ Flowchart





شکل ۴-۱۵ نمودار فلوچارت عملکرد برنامه‌ی کدنویسی شده برای حل مسأله‌ی برداشت اضطراری بار (SLRP)

۴-۶- حل مسأله هنگام برداشت اضطراری بار و بسته شدن

تدریجی دریچه‌ی توربین به وسیله‌ی نرم‌افزار هم

۴-۶-۱- توضیحاتی در مورد نرم افزار هم

نرم‌افزار هم یکی از قدرتمندترین ابزارها با کاربرد آسان است که به مهندسان در تحلیل سیستم-های مرکب از پمپ‌ها و شبکه‌های لوله، هنگام انتقال از یک حالت ماندگار به حالت دیگر کمک می‌کند. نرم‌افزار هم به مهندسان در درک و فهم بهتر سیستم پمپاژ و شبکه‌های لوله کمک می‌کند و آن‌ها را قادر می‌سازد تا سیستم‌های کنترلی و ایمنی اقتصادی و مطمئن‌تری را طراحی کنند.

هم مبتنی بر تکنولوژی است که اصالتاً توسط کمیته‌ی هیدرولیک محیطی (EHG) و متخصصان ضربه‌ی قوچ ایجاد شده و با همکاری طولانی مدت بین EHG و سیستم‌های Bentley پشتیبانی شده است.

صفحه‌ی گرافیکی محیط هم یک مدل شماتیک است شامل شبکه‌ی ترکیبی از لوله‌ها، تانک‌ها، پمپ‌ها و تجهیزات کنترل که ضربه را آسان می‌کند.

این نرم‌افزار بخش‌های زیر را شامل می‌شود که تحلیل و بررسی جریانات میرا را با دقت بیشتری

می‌سر می‌کند:

- محاسبات جریان پایدار
- یکپارچه کردن دو یا چند لوله
- انتخاب گام زمانی
- نشان دادن سرعت امواج
- ترسیم نمودار فشارها

- عملکرد بهبود یافته‌ی توربین‌ها

- تأمین تکیه‌گاه‌های انتقال و انتشار نیروهای ناپایدار لوله‌ها

و غیره.

در این نرم‌افزار تحلیل سیستم‌ها و نیروگاه‌های برق‌آبی با منحنی‌های مشخصه‌ی چهار قسمتی توربین‌ها جهت شبیه‌سازی باربرداری کامل، کاهش بارگذاری یا تغییرات مصارف برق، کامل می‌شود. کامل کردن و اصلاح چک‌لیست بهره‌برداری برای استفاده در مواقع ضروری مانند خاموشی ناگهانی، شکست خطوط لوله و از کار افتادن سیستم کنترل یا المان‌های آن مانند پمپ و شیرآلات، از دیگر قابلیت‌های این نرم‌افزار است (احتشام منش، ۱۳۸۹).

لازم به ذکر است که در نرم‌افزار همر، منحنی مشخصه‌ی وارد شده، تنها می‌تواند شامل چند نقطه‌ی محدود باشد و در بقیه‌ی نقاط، نرم‌افزار شروع به حدس زدن می‌کند. به همین دلیل انتظار می‌رود که SLRP، در این مورد از دقت بالاتری برخوردار باشد. همین عامل موجب اثرگذاری در نتایج خواهد شد و انتظار خواهیم داشت که مغایرت کمی بین نتایج SLRP و نرم‌افزار همر وجود داشته باشد.

۴-۶-۲- حل مسأله با نرم‌افزار همر

برای این منظور پس از اجرای برنامه‌ی همر، با استفاده از ابزار موجود، به شبیه‌سازی خط لوله‌ی مورد نظر پرداخته می‌شود. در واقع تمامی خط لوله به همراه مخازن بالادست و پایین‌دست و نیز توربین، رسم شده و در منوی مربوط به هر کدام از آن‌ها، موقعیت مکانی و ارتفاعی درست تعریف می‌شود.

- در مورد خط لوله بایستی جنس لوله، قطر لوله، ضریب دارسی و سیباخ، سرعت موج فشاری و دیگر ویژگی‌ها را تعریف نمود.

- در مورد مخازن بالادست و پایین دست، بایستی موقعیت مکانی و ارتفاع آب در آن‌ها را وارد کرد.

- در مورد توربین شبیه‌سازی شده نیز بایستی علاوه بر موقعیت مکانی و ارتفاعی، به وارد کردن اطلاعات مربوط به نحوه‌ی بسته شدن دریچه‌ی توربین، قطر رانر، بازده توربین، ممان اینرسی، سرعت مخصوص و منحنی مشخصه‌ی توربین پرداخت.

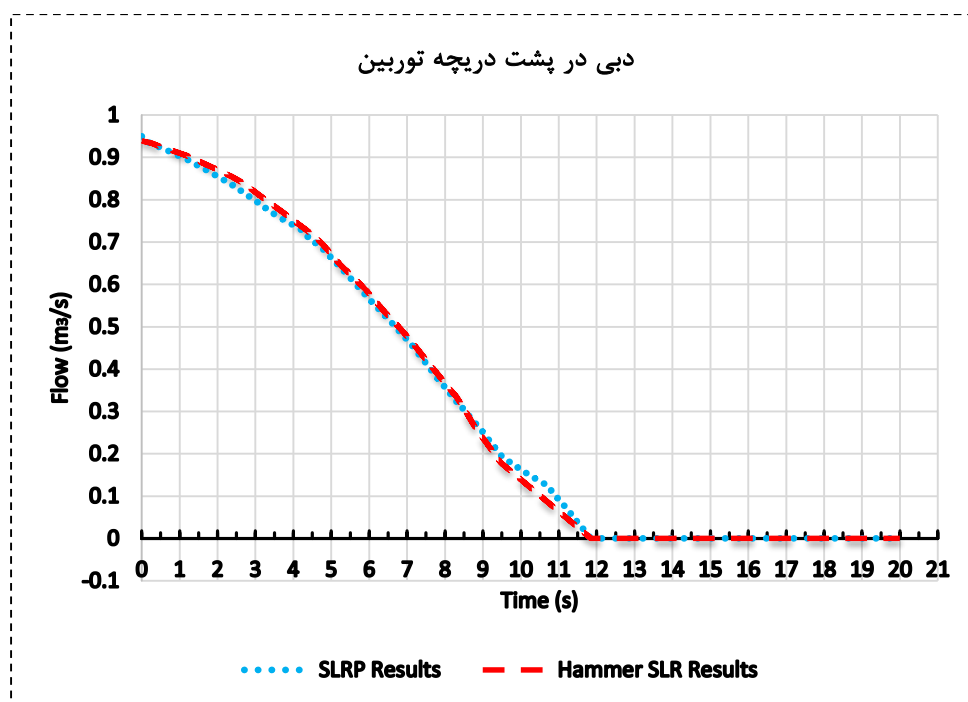
پس از طی مراحل بالا بایستی گام‌های زمانی و مکانی، زمان کل محاسبات و نیز گره‌هایی که باید از آن‌ها گزارش گیری کرد، تعریف شود. آن‌گاه نوبت به اجرای نرم‌افزار و حل مسأله می‌رسد. پس از آن نتایج در نقاط دلخواه بررسی می‌شود.

در این پژوهش برای نتایج حاصل از اجرای نرم افزار همبر برای حل مسأله‌ی برداشت اضطراری بار، نام اختصاری Hammer SLR Results انتخاب شده است.

۴-۷- نتایج به دست آمده از نرم‌افزار همبر و SLRP

برای صحت‌سنجی SLRP، نتایج حاصل از این برنامه، با نتایج حاصل از نرم‌افزار همبر مقایسه می‌شود. برای این منظور به مقایسه‌ی نمودار هد فشار و دبی در پشت دریچه‌ی توربین و نیز در خروجی مخزن بالادست، پرداخته می‌شود.

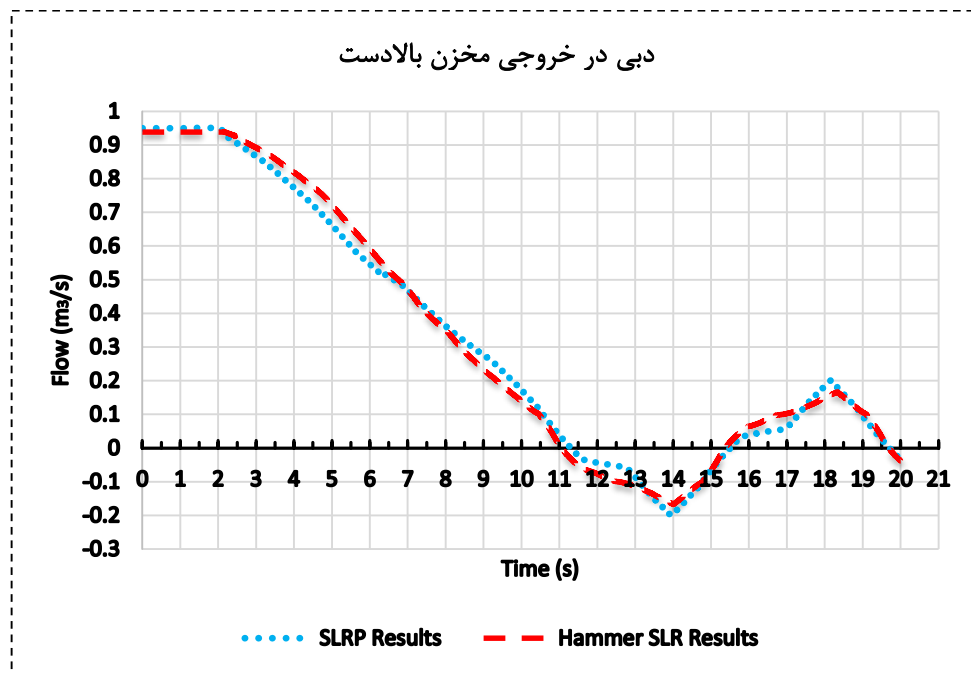
• دبی در پشت دریچه‌ی توربین



شکل ۴-۱۶ منحنی مقایسه‌ی دبی در پشت دریچه‌ی توربین برای حالت برداشت اضطراری بار

در این نمودار، محور افقی نشان دهنده‌ی زمان بر حسب ثانیه و محور عمودی نشان دهنده‌ی دبی بر حسب مترمکعب بر ثانیه می‌باشد. همان گونه که مشاهده می‌شود، همزمان با بسته شدن دریچه، دبی توربین نیز از $0.95 \text{ m}^3/\text{s}$ به تدریج کاهش می‌یابد تا در زمان بسته شدن کامل دریچه، دبی نیز به صفر می‌رسد. نکته‌ی قابل توجه در مورد این نمودار این است که با وجود این که دریچه‌ی توربین به صورت خطی بسته می‌شود، اما دبی در پشت دریچه‌ی توربین به صورت خطی کاهش نمی‌یابد. این امر به دلیل آن است که اینرسی قطعات گردنده‌ی نیروگاه موجب تغییر رفتار منحنی در مقایسه با حالت عدم وجود توربین و بسته شدن تدریجی شیر می‌شود.

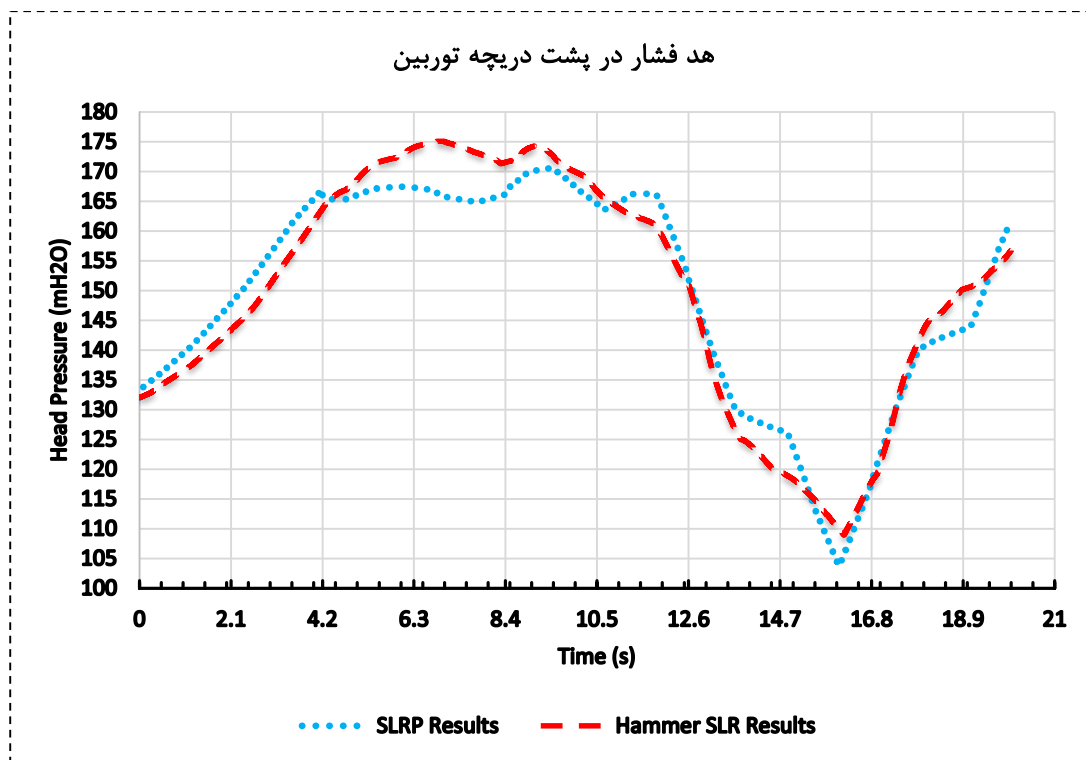
• دبی در خروجی مخزن بالادست



شکل ۴-۱۷ منحنی مقایسه‌ی دبی در خروجی مخزن بالادست برای حالت برداشت اضطراری بار

همان گونه که مشاهده می‌شود، رفتار این دو نمودار از مطابقت خوبی برخوردار است. در این منحنی نیز به وضوح می‌توان کم شدن دبی ورودی به خط لوله را تا زمان بسته شدن کامل دریچه مشاهده کرد. پس از بسته شدن کامل دریچه نیز نوسانات رفت و برگشتی ادامه خواهند داشت تا در نهایت پایدار شوند. همان گونه که در شکل مشخص است، تا لحظه‌ی رسیدن موج فشاری از دریچه به مخزن بالادست که زمانی برابر L/a ثانیه یعنی حدود $2/1$ s دارد، دبی ثابت می‌ماند، اما پس از آن دبی شروع به کاهش می‌کند. پس به وضوح می‌توان دلیل تأخیر در کاهش دبی ورودی به لوله را در نمودار بالا مشاهده نمود.

• هد فشار در پشت دریچه‌ی توربین



شکل ۴-۱۸ منحنی مقایسه‌ی هد فشار در پشت دریچه‌ی توربین برای حالت برداشت اضطراری بار

در این نمودار نیز محور افقی نشان دهنده‌ی زمان بر حسب ثانیه و محور عمودی نشان دهنده‌ی هد فشار بر حسب متر ستون آب می‌باشد. باز هم مشاهده می‌شود که در ابتدا، با بسته شدن تدریجی دریچه، فشار در پشت توربین بالا می‌رود. اما وقتی دبی به صفر می‌رسد، فشار نیز افت می‌کند. در واقع پس از این که دریچه شروع به بسته شدن می‌کند، موج فشاری ایجاد می‌شود و به سمت بالادست حرکت می‌کند. پس از طی $2L/a$ ثانیه که حدود $4/2$ ثانیه می‌باشد، موج فشاری دوباره به دریچه می‌رسد، اما دریچه هنوز به طور کامل بسته نشده است. بنابراین موج می‌تواند تا حدودی از دریچه نیز گذر کند. اما باز هم موجب افزایش هد فشار می‌شود. این عمل تا بسته شدن کامل دریچه تکرار می‌شود. از زمان $11/85$ ثانیه به بعد، که دریچه به طور کامل بسته شده است، نوسانات فشاری نیز مانند حالت شیر کاملاً بسته شده ادامه پیدا می‌کند و با هر بار رفت و برگشت، مقداری دچار استهلاک گشته تا کاملاً از بین رود.

همان گونه که مشاهده می‌شود، رفتار این دو نمودار نیز از مطابقت خوبی برخوردار است. در مورد

اختلاف موجود بین این نتایج نیز حدس زده می‌شود که به دلیل اختلاف در شیوه‌ی معرفی منحنی مشخصه‌ی توربین و نیز نحوه‌ی میان‌یابی نقاط مختلف منحنی مشخصه باشد. همچنین در هنگام معرفی سرعت مخصوص توربین در حالت پایدار، از میان سه گزینه‌ی موجود در منوی نرم‌افزار، به ناچار نزدیک‌ترین گزینه یعنی $N_s = 115$ بایستی انتخاب گردد که این موضوع نیز می‌تواند کمی از دقت محاسبات نرم‌افزار بکاهد.

با بررسی صورت گرفته، بیشترین اختلاف بین این دو نمودار حدود $6/15\%$ می‌باشد که در زمان $14/865$ ثانیه رخ می‌دهد.

طبق اطلاعات خروجی از نرم‌افزار همر و همچنین طبق نتایج حاصل از SLRP، بیشترین هد فشار در گره پشت توربین رخ داد.

با توجه به فرضیات حل مسأله و محاسبات انجام شده برای تعیین ممان اینرسی کل، فرض شد که به صورت تقریبی، بیشترین افزایش سرعت دورانی توربین 60% و بیشترین افزایش فشار در توربین 20% در نظر گرفته شود. البته با توجه به منحنی مشخصه‌ی ورودی برای توربین، ممکن است این اعداد در هنگام ایجاد شرایط اضطراری برداشت بار کم و زیاد گردد. اکنون با حل مسأله و به دست آمدن نتایج، بیشترین افزایش سرعت دورانی 56% و بیشترین افزایش فشار در توربین کمی بیش از 29% به دست آمد.

۴-۸- مقایسه‌ی نتایج حل مسأله در حالت برداشت اضطراری

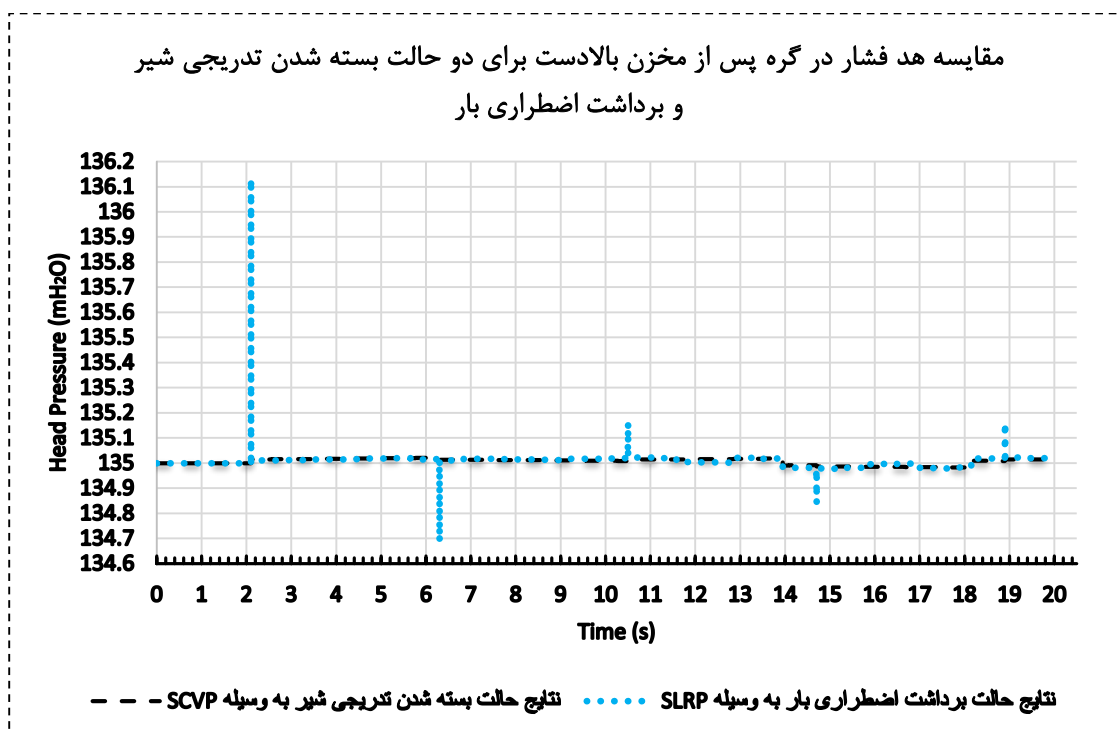
بار و بسته شدن تدریجی شیر

برای مقایسه‌ی حل مسأله در حالت برداشت اضطراری بار و بسته شدن تدریجی شیر بدون حضور توربین، نتایج هد فشار در سه نقطه از خط لوله را در این دو حالت مقایسه می‌کنیم. نقطه‌ی اول (گره اول)، یک گره پس از مخزن بالادست، نقطه‌ی دوم، گره میانی خط لوله، و نقطه‌ی سوم (گره آخر)،

گره پشت دریچه‌ی توربین می‌باشد.

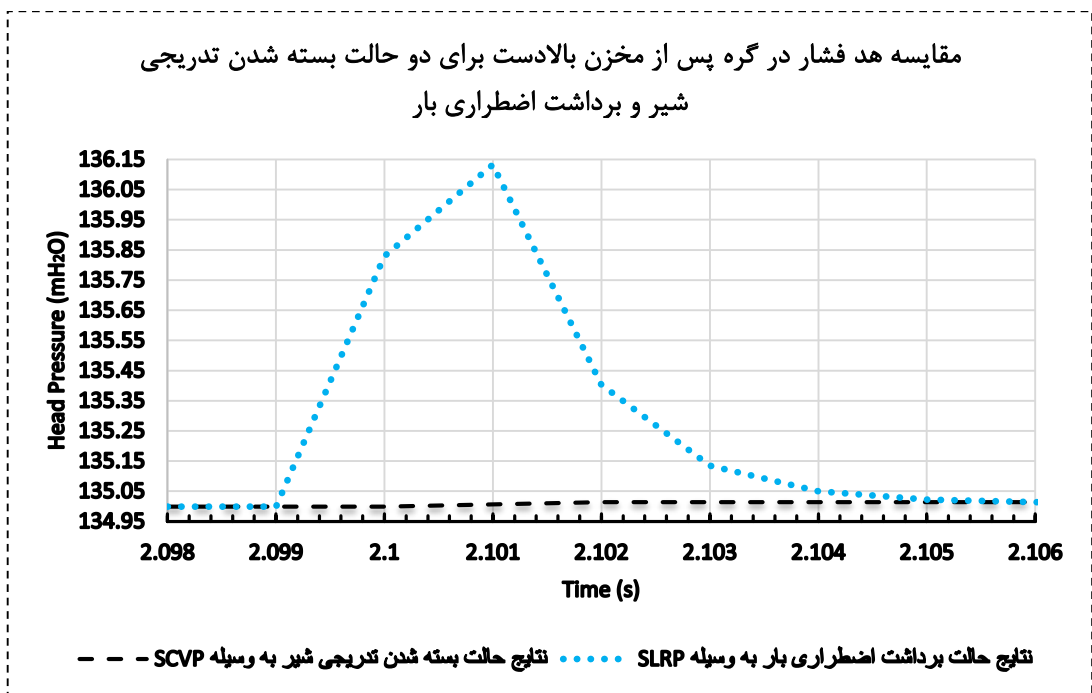
در این نمودارها نیز محور افقی نشان دهنده‌ی زمان بر حسب ثانیه و محور عمودی نشان دهنده‌ی هد فشار بر حسب متر ستون آب می‌باشد. همچنین نتایج مسأله‌ی بسته شدن تدریجی شیر به وسیله‌ی SCVP با خط پیوسته و نتایج حاصل از حل مسأله‌ی برداشت اضطراری بار به وسیله‌ی SLRP با نقطه‌چین نمایش داده شده است.

- مقایسه‌ی نتایج در گره اول (یک گره پس از مخزن بالادست)



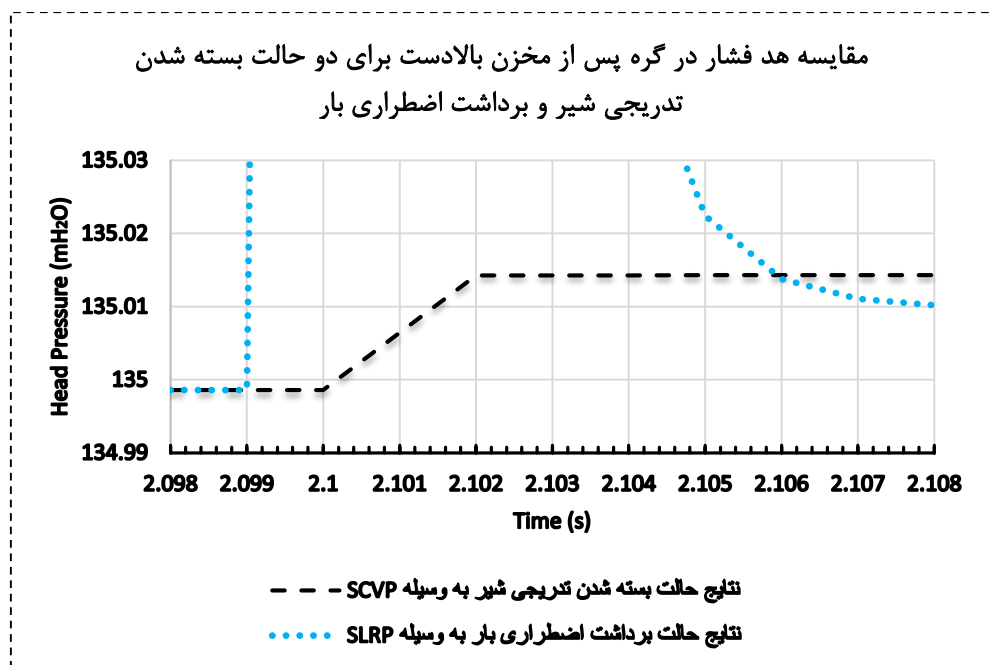
شکل ۴-۱۹ نمودار مقایسه‌ی هد فشار در گره پس از مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار

از زمان صفر تا پیش از $2L/a$ ثانیه که موج فشاری به گره مورد نظر برسد، فشار در هر دو حالت ثابت است. اما پس از آن، دچار تغییر می‌شوند و هریک رفتار متفاوتی دارند. برای دقت در رفتار نمودارها و مقایسه‌ی بهتر بایستی فواصل مختلف و نیز برخی نقاط را بزرگنمایی کرد. در نمودارهای زیر با وضوح بیشتری می‌توان به مطالعه‌ی نمودارها پرداخت. همان‌گونه مشاهده می‌شود، در زمان حدود L/a ثانیه یک نوسان ناگهانی در حالت برداشت اضطراری بار وجود دارد. این پدیده در نمودار زیر بهتر درک می‌شود.



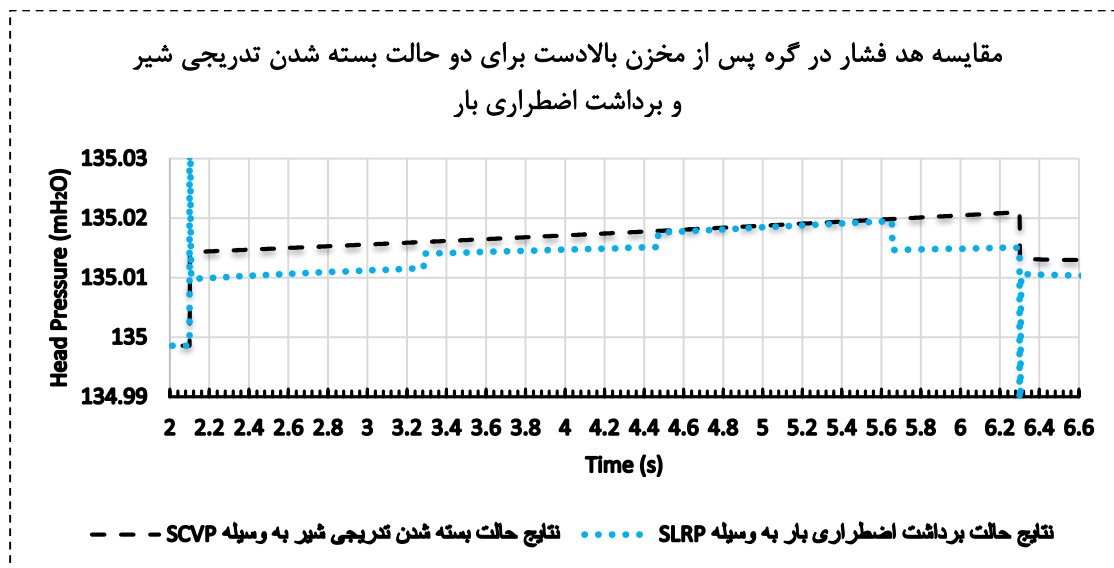
شکل ۲۰-۴ نمودار مقایسه‌ی هد فشار در گره پس از مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار در زمان L/a ثانیه

برای مشاهده‌ی نوسانات نمودار در زمان L/a ثانیه برای حالت بسته شدن تدریجی شیر، نمودار زیر ارائه می‌شود.



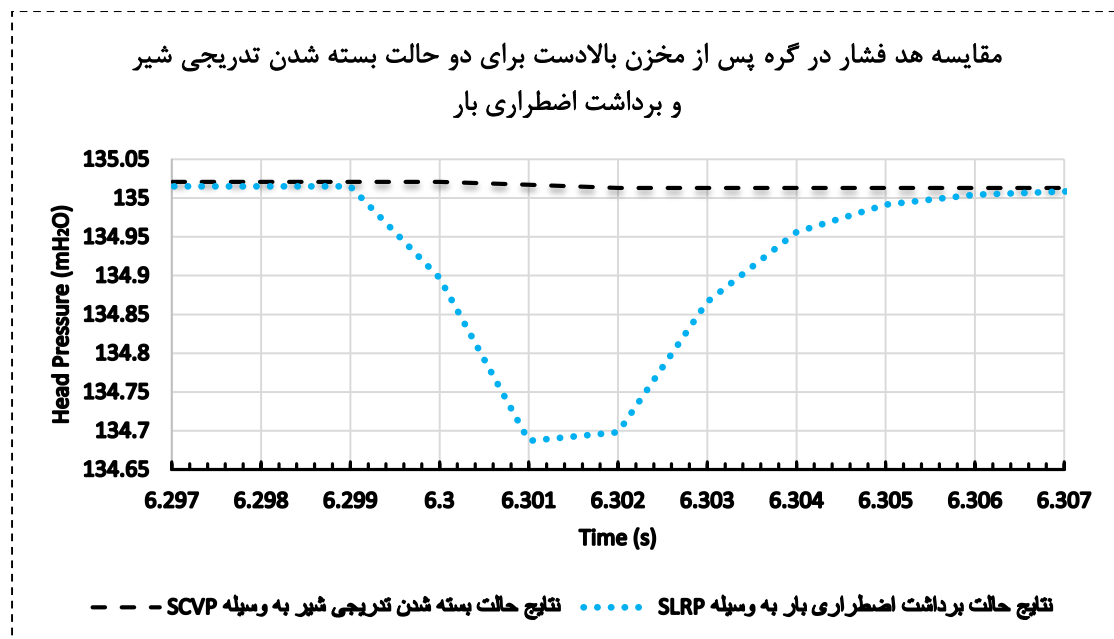
شکل ۲۱-۴ نمودار مقایسه‌ی هد فشار در گره پس از مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار در زمان L/a ثانیه - با بزرگنمایی

همان طور که مشخص است، در هر دو حالت، پس از L/a ثانیه نسبت به قبل از آن، افزایش فشار رخ داده است. نمودار زیر به بررسی فاصله‌ی زمانی بین L/a ثانیه و $3L/a$ ثانیه پرداخته است.



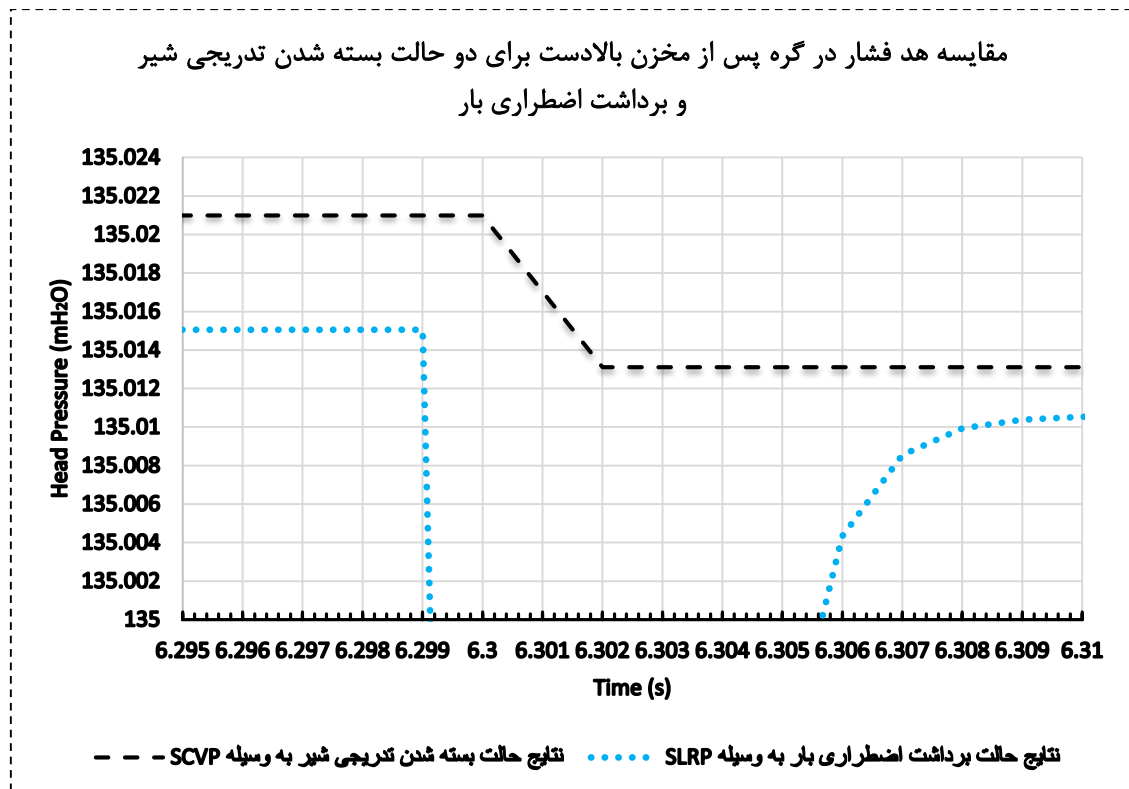
شکل ۴-۲۲ نمودار مقایسه‌ی هد فشار در گره پس از مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار در زمان بین L/a ثانیه و $3L/a$ ثانیه

اما در زمان $3L/a$ ثانیه مشاهده می‌شود که در حالت برداشت اضطراری بار، ابتدا یک کاهش و سپس افزایش ناگهانی هد فشار وجود دارد. در شکل زیر این قسمت از نمودار بزرگنمایی شده است:



شکل ۴-۲۳ نمودار مقایسه‌ی هد فشار در گره پس از مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار در زمان $3L/a$ ثانیه

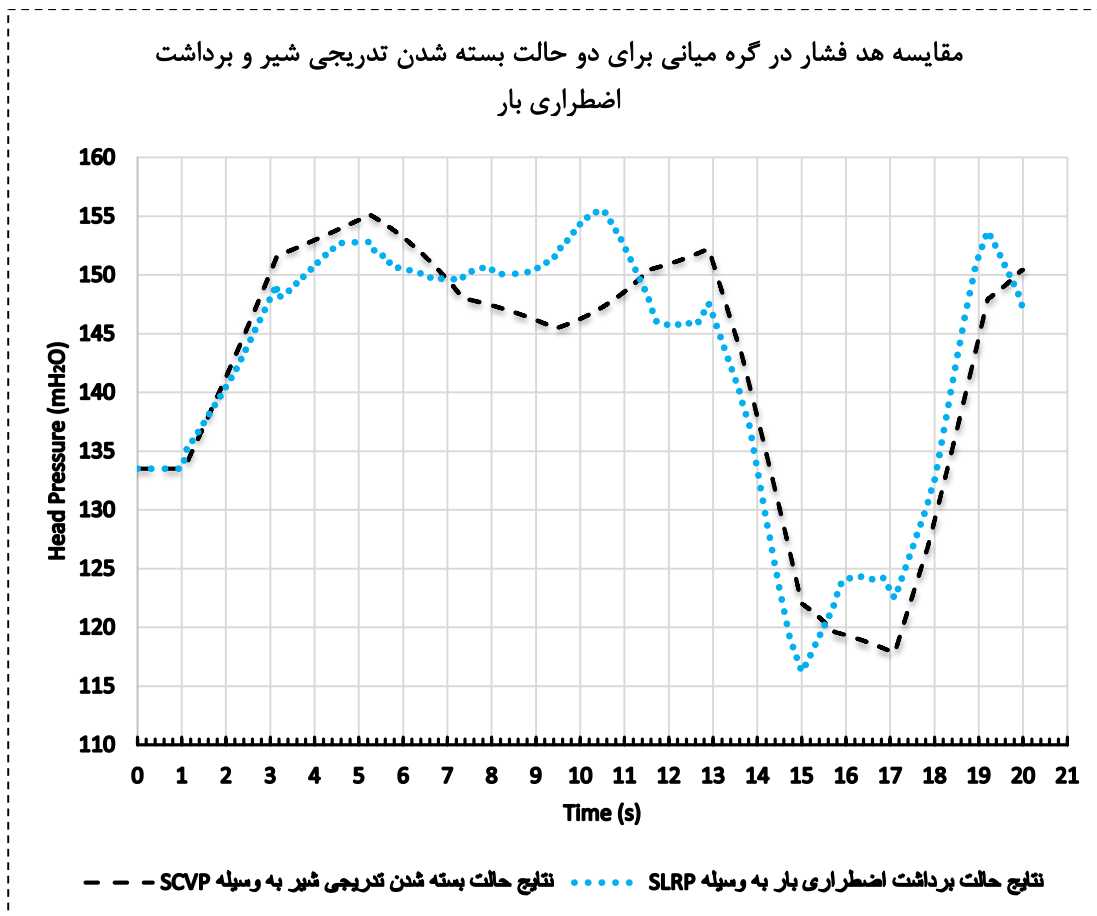
در نمودار زیر، زمان $3L/a$ ثانیه با بزرگنمایی بیشتری نمایش داده می‌شود.



شکل ۴-۲۴ نمودار مقایسه‌ی هد فشار در گره پس از مخزن بالادست در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار در زمان $3L/a$ ثانیه - با بزرگنمایی

باز هم در زمان $5L/a$ ثانیه مشاهده می‌شود که در حالت برداشت اضطراری بار، ابتدا یک افزایش و سپس کاهش ناگهانی هد فشار وجود دارد. این روند تا انتها ادامه دارد. اما بایستی توجه کرد که هر بار از دامنه‌ی نوسانات فشار در حالت برداشت اضطراری بار کاسته می‌شود. به این ترتیب، بیشترین فشار به وجود آمده در حالت برداشت اضطراری بار در گره پس از مخزن بالادست، بیش از 136 متر است.

• مقایسه‌ی نتایج در گره میانی



شکل ۴-۲۵ نمودار مقایسه‌ی هد فشار در گره میانی در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار

با توجه به این نمودار مشاهده می‌شود که بیشترین فشار ایجاد شده در گره میانی خط لوله، در هر دو حالت تقریباً برابر است اما زمان وقوع آن متفاوت است. از آن جا که تقریباً $0.5L/a$ ثانیه طول می‌کشد تا موج فشاری به گره میانی برسد و بعد از آن هر L/a ثانیه موج فشاری این گره را تحت تأثیر خود قرار می‌دهد، در حالت برداشت اضطراری بار بیشترین فشار در زمان $5L/a$ ثانیه و در حالت بسته شدن تدریجی شیر بیشترین فشار ایجاد شده در زمان $2.5L/a$ ثانیه رخ می‌دهد.

- مقایسه‌ی نتایج در گره آخر (گره پیش از دریچه‌ی توربین)



شکل ۴-۲۶ نمودار مقایسه‌ی هد فشار در گره پیش از دریچه‌ی توربین در حالت بسته شدن تدریجی شیر و برداشت اضطراری بار

با توجه به نمودار بالا مشاهده می‌شود که بیشترین فشار ایجاد شده در گره آخر خط لوله، در حالت بسته شدن تدریجی شیر کمی بیشتر از بیشترین فشار ایجاد شده در حالت برداشت اضطراری بار است. این بار نیز زمان وقوع آن در این دو حالت متفاوت می‌باشد. به طوری که در حالت بسته شدن تدریجی شیر، زمان ایجاد بیشترین فشار $2L/a$ ثانیه و در حالت برداشت اضطراری بار این زمان $4.5L/a$ ثانیه است.

در جدول زیر به مقایسه‌ی بیشینه‌ی فشارها در سه گره مورد بررسی در دو حالت برداشت اضطراری بار و بسته شدن تدریجی شیر می‌پردازیم:

جدول ۴-۹ مقایسه‌ی بیشترین هد فشار حاصل در دو حالت برداشت اضطراری بار و بسته شدن تدریجی شیر

گره	حالت قطع جریان	زمان (s)	میزان فشار (mH ₂ O)
گره پشت دریچه‌ی توربین	برداشت اضطراری بار	۹/۴۸	۱۷۰/۶۲۵۹
	بسته شدن تدریجی شیر	۴/۲۰۱	۱۷۱/۷۵۳۳
گره میانی خط لوله	برداشت اضطراری بار	۱۰/۵۳	۱۵۵/۵۱۶۴
	بسته شدن تدریجی شیر	۵/۲۵	۱۵۲/۸۰۰۹
یک گره پس از مخزن بالادست	برداشت اضطراری بار	۲/۱۰۱	۱۳۶/۱۳۲۲
	بسته شدن تدریجی شیر	۶/۲۹۹	۱۳۵/۰۲۰۹۹۴

آن چه که می‌توان از این جدول دریافت کرد، این است که در مقایسه بین این دو حالت، بیشترین فشارهای به وجود آمده در گره‌های مختلف تفاوت چندانی با یکدیگر ندارند، اما زمان به وقوع پیوستن بیشینه‌ی فشارها کاملاً متفاوت است. در دو گره پشت دریچه و گره میانی، در حالت برداشت اضطراری بار، زمان ایجاد شدن بیشینه‌ی فشار 2.5L/a ثانیه پس از حالت بسته شدن تدریجی شیر است. در واقع این تأخیر به این دلیل است در حالت برداشت اضطراری بار منحنی دبی در این نقاط با حالت بسته شدن تدریجی شیر متفاوت است، به طوری که منحنی دبی در حالت برداشت اضطراری بار نسبت به حالت خطی برآمده‌تر است و به همین دلیل در زمان ایجاد بیشینه‌ی فشارها دچار تأخیر می‌شود. اگر با تغییر در تابع بسته شدن دریچه بتوان منحنی دبی در نقاط مختلف خط لوله را به حالت بسته شدن تدریجی شیر نزدیک کرد، زمان ایجاد بیشینه‌ی فشار نیز به حالت بسته شدن تدریجی شیر نزدیک می‌شود.

فصل پنجم: نتیجه‌گیری و ارائه‌ی

پیشنهادات برای ادامه‌ی کار

۵-۱- مقدمه

در این پژوهش برای احداث نیروگاه برق آبی روی خط انتقال آب از سد شترین دره به شهر بجنورد، به انتخاب توربین مناسب برای به کار گیری پرداخته شده است. ابعاد مناسب توربین انتخاب شده و سپس با کمک نرم افزار هم و نیز به کمک یک برنامه‌ی کدنویسی شده در محیط ویژوال بیسیک (SLRP)، حالت برداشت اضطراری بار شبیه‌سازی شده است. در واقع جریان گذرای ایجاد شده در خط لوله، ناشی از برداشت اضطراری بار نیروگاه مورد بررسی و تحلیل عددی قرار گرفت.

در این مسأله، یک مخزن در بالادست، یک مخزن در پایین‌دست و یک توربین پیش از مخزن پایین‌دست وجود دارد که به وسیله‌ی یک خط لوله از جنس فایبرگلاس به هم متصل هستند. گفتنی است که برای حل این مسائل و تحلیل جریان در حالت گذرا، از روش مشخصه استفاده شده است. به این ترتیب که خط لوله به گره‌هایی با فواصل مساوی تقسیم شده که به آن گام مکانی گویند. سپس گام زمانی مناسبی نیز انتخاب شده و از مخزن بالادست تا مخزن پایین‌دست، برای هر گام زمانی به حل معادلات مشخصه و به دست آوردن فشار و دبی برای هر گره پرداخته شده است. در مورد توربین نیز با توجه به منحنی‌های مشخصه‌ی توربین، محاسبات مربوط به فشار، دبی، گشتاور، سرعت دورانی توربین و نیز توان تولیدی آن انجام شده و محاسبات در آن گام زمانی پایان می‌پذیرد و محاسبات گام زمانی بعد آغاز می‌شود.

پس از اجرای SLRP و به دست آوردن فشار و دبی در نقاط مختلف خط لوله، نتایج به دست آمده از این برنامه و نرم‌افزار هم با هم مقایسه شده و به نتیجه‌گیری پرداخته شده است. همچنین به کمک یک برنامه‌ی کدنویسی شده‌ی دیگر (SCVP)، حالتی شبیه‌سازی شده است که به جای وجود توربین در انتهای خط لوله، یک شیر وجود داشته باشد و با همان تابع بسته شدن دریچه‌های توربین، شیر به تدریج بسته شود. این بار نیز نتایج این دو حالت با هم مقایسه گردید.

۵-۲- نتایج

- ✓ با احداث هیدروپاور روی خط انتقال آب از سد شیرین دره به شهر بجنورد، ۱۰۶۹ کیلووات انرژی الکتریکی تولید خواهد شد.
- ✓ در صورت ایجاد برداشت اضطراری بار در نیروگاه مورد مطالعه، بیشترین افزایش فشار در پشت توربین ایجاد می‌شود.
- ✓ در هنگام ایجاد شرایط اضطراری بار، پس از این که دریچه‌ی ورودی توربین شروع به بسته شدن می‌کند، فشار در پشت دریچه‌ی توربین ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد تا این که دریچه به طور کامل بسته می‌شود. پس از بسته شدن کامل دریچه‌ی توربین، نمودار فشار به دلیل رفت و برگشت موج فشاری به رفتار نوسانی خود ادامه داده تا آهسته آهسته به دلیل اصطکاک مستهلک شود.
- ✓ در هنگام برداشت اضطراری بار، سرعت توربین در ابتدا افزایش می‌یابد، اما به تدریج که دریچه بسته می‌شود و دبی ورودی به توربین کم می‌شود، به دلیل کاهش اینرسی سیال موجود در توربین، سرعت نیز کاهش می‌یابد.
- ✓ با استفاده از SLRP، برای شبیه‌سازی شرایط اضطراری بار و با تابع تعریف شده برای بسته شدن دریچه‌ی توربین، حداکثر افزایش فشار در توربین حدود ۲۹٪ فشار اولیه بود. همچنین افزایش سرعت دورانی توربین نیز حدود ۵۶٪ سرعت اولیه‌ی توربین در حالت پایدار به دست آمد.
- ✓ مقایسه‌ای بین حالت برداشت اضطراری بار و حالت بسته شدن تدریجی شیر و بدون حضور توربین، انجام شد که در هر دو حالت، پیش از به صفر رسیدن دبی در خروجی، فشار در سه نقطه از خط لوله بررسی شد. در هر سه گره بیشینه‌ی فشار برای هر دو حالت تقریباً یکسان بود اما زمان به وقوع پیوستن آن متفاوت بود.
- ✓ با مقایسه بین حالت برداشت اضطراری بار و حالت بسته شدن تدریجی شیر در گره میانی خط

لوله و در گره پشت دریچه‌ی توربین و یا پشت شیر، دریافتیم که در هر دو حالت، پیش از به صفر رسیدن دبی در خروجی، هیچ‌گاه فشار از فشار اولیه، کمتر نشد.

✓ با مقایسه بین حالت برداشت اضطراری بار و حالت بسته شدن تدریجی شیر در دو گره پشت دریچه و گره میانی، زمان ایجاد شدن بیشینه‌ی فشار در حالت برداشت اضطراری بار، $2.5L/a$ ثانیه پس از حالت بسته شدن تدریجی شیر است.

۵-۳- پیشنهادات برای ادامه‌ی پژوهش

برای افراد علاقه‌مند به پژوهش در زمینه‌های مرتبط با این پژوهش، ایده‌های مختلفی وجود دارد که می‌توان به چند مورد از آن‌ها اشاره کرد:

۱- در این پژوهش، برداشت اضطراری بار در یک توربین موجود روی یک خط لوله مورد بررسی قرار گرفت. در بسیاری از نیروگاه‌های برق‌آبی چند توربین، به صورت موازی در کنار هم فعالیت می‌کنند که پنستاک‌ها از خط لوله‌ی اصلی منشعب شده‌اند. می‌توان برداشت اضطراری بار در یکی از آن‌ها را با برداشت اضطراری بار به صورت همزمان در چند توربین، مورد بررسی و مطالعه قرار داد و اثر تقویت امواج فشاری حاصل از آن را روی خط لوله‌ی اصلی بررسی کرد.

۲- در این پژوهش، بسته شدن دریچه‌ی توربین در یک مرحله و به صورت خطی انجام شد. می‌توان حالاتی را در نظر گرفت که دریچه‌ی توربین با تابع درجه‌ی بالاتر و یا در دو مرحله به صورت جداگانه و خطی بسته شود، اما در انتها زمان بسته شدن کامل یکسان باشد. قطعاً توابع متفاوت بسته شدن دریچه، روی فشار و سرعت دورانی توربین اثرگذار خواهد بود. می‌توان تفاوت این روش‌ها در افزایش فشار و سرعت دورانی در توربین مورد مقایسه قرار گیرد.

۳- در بسیاری از نیروگاه‌ها جهت کنترل افزایش فشار ناشی از جریان غیرماندگار و عدم صدمه به تأسیسات موجود، از وسایل حفاظتی نظیر سرچ‌تانک و شیر آزادکننده‌ی فشار استفاده می‌شود.

قطعاً وجود این وسایل می تواند روی فشار و دبی خط لوله و در پی آن فشار و دبی توربین اثر داشته باشد. می توان این اثرات را روی افزایش سرعت توربین نیز مورد مطالعه قرار داد.

منابع

- 1- Amein, & Chu. (1975). Implicit Numerical Modeling of Unsteady Flows. *Journal of Hydraulics Division, 101*, 717.
- 2- AMIPOX. (n.d.). AMIPOX GRE Fiberglass Systems. (*Brochure*). Dammam.
- 3- Basha, & Kassab. (1996). A Perturbation Solution to the Transient Pipe Flow Problem. *Journal of Hydraulic Research, 34*, 633.
- 4- Bergant, A., & Simpson, A. R. (2001). Developments in Unsteady Pipe Flow Friction Modeling. *Journal of Hydraulic Research, 39*, 249-257.
- 5- Chaudhry, H. M. (2010). *Applied Hydraulic Transients* (Third ed.). Columbia, United States of America: Springer.
- 6- Colebrook, & White. (1937). *The Reduction of Carrying Capacity of Pipes with Age*. Proceedings of the Institute of Civil Engineers.
- 7- Elansary, Silva, & Chaudhry. (1994). Numerical and Experimental Investigation of Transient Pipe Flow. *Journal of Hydraulic Research, 32*, 689.
- 8- European Small Hydropower Association. (2010). Energy Recovery in Existing Infrastructures with Small Hydropower Plants. (*Brochure*). Association, European Small Hydropower.
- 9- Ghidaoui, M., & Mansour, S. (2002). Efficient Treatment of the Vardy–Brown Unsteady Shear in Pipe Transients. *Journal of Hydraulic Engineering, 128*.
- 10- Joukowski, N. (1904). Waterhammer. (O. Simmin, Trans.) *Proceedings of the American Water Works Association, 24*, 341-424.
- 11- Nasir, B. (2014). Design Considerations Of Micro-Hydro-Electric Power Plant.

- Energy Procedia* 50, 19.
- 12- Parmakian. (1963). *Waterhammer Analysis*. New York: Dover Publications.
 - 13- Penche, C. (2004). *Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant*. European Small Hydropower Association.
 - 14- Popescu, M., Arsenie, D., & Vlase, P. (2003). *Applied Hydraulic Transients for Hydropower Plants and Pumping Stations*. CRC Press.
 - 15- Riasi, & Nourbakhsh. (2010). Simulation of Transient Flow in Hydroelectric Power Plants Using Unsteady Friction. *Mechanical Engineering* 56, 377-384.
 - 16- Streeter, V., & Wylie, B. (1998). *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill.
 - 17- United States Bureau of Reclamation. (1976). *Selecting Hydraulic Reaction Turbines* (Forth ed.). Washington: U.S. Government Printing Office.
 - 18- Walski, T. M., Chase, D. V., Savic, D. A., Grayman, W., Beckwith, S., & Koelle, E. (2003). *Advanced Water Distribution Modeling And Management* (First ed.). Waterbury: HAESTAD PRESS.
 - 19- Warnick. (1984). *Hydropower engineering*. New Jersey: Prentice-Hall.
 - 20- Wood, Dorsch, & Lightner. (1966). Wave-Plan Analysis of Unsteady Flow in Closed Conduits. *Journal of Hydraulics Division*, 92, 83.
 - 21- Wylie, & Streeter. (1993). *Fluid Transients in Systems*. New Jersey: Prentice-Hall.
 - 22- Wylie, B., & Streeter, V. (1978). *Fluid Transients*. United States of America: McGraw-Hill.
- ۲۳- احتشام منش, ج. (۱۳۸۹). *راهنمای نرم افزار HAMMER* (نسخه اول). تبریز: آیدین.
- ۲۴- پارسا صدر, ا. (۱۳۹۴). مدل سازی عددی جریان غیرماندگار در سیستم های گروهی پمپاژ آب. (پایان نامه). شاهرود: دانشکده عمران دانشگاه صنعتی شاهرود.
- ۲۵- خواجه پور, م., عارف پور, م., & غیاثی, م. (۱۳۹۰). نیروگاه های برق آبی: مزایا، معایب و مقایسه آن با دیگر روش های تولید انرژی. *اولین کنفرانس بین المللی و سومین کنفرانس ملی سد و نیروگاه های برق آبی*. تهران.
- ۲۶- درخشان, ش., & ریاسی, ع. (۱۳۹۳). *توربین های آبی* (نسخه اول). تهران: جهاد دانشگاهی دانشگاه تهران.

- ۲۷- شرکت آب منطقه ای خراسان شمالی. (۱۳۹۳). طرح آبرسانی به شهر بجنورد. بجنورد.
- ۲۸- عنایتی، ع.، مرادی، ح.، افضلی، ح. & کاظم نژاد، م. (۱۳۹۱). ارزیابی فنی و اقتصادی احداث و بهره برداری نیروگاه برق آبی کوچک در غرب مازندران. پنجمین کنفرانس ملی نیروگاه های برق. اهواز.
- ۲۹- معصومی نیا، م. (۱۳۹۱). بررسی پدیده اندرکنش سیال-سازه با استفاده از روش عددی گودونو غیرخطی. (پایان نامه). شاهرود: دانشکده عمران دانشگاه صنعتی شاهرود.

Abstract

In today's world, the use of new and renewable energy is very important. In areas where the water flow is sufficient, and has suitable head, the capacity can be used for the construction of a hydroelectric power plant and generate electrical power. Shirin-Darreh Dam water transmission pipeline to Bojnoord also has great potential to build a hydroelectric power plant. In this study, due to the existing head and water flow, a turbine with suitable size is chosen for energy producing and then the transient flow of water in the pipeline, caused by load rejection situation, is studied and analyzed numerically.

Load rejection is a special case that happens when the power plant is taken out from the electrical grid. When it happens, the turbine wicket gate starts to be closed according to the predefined plan. The most critical situation in a power plant occurs during the load rejection condition. The speed rise of the turbine and the pressure rise in the turbine and the pipeline, can cause damages to the facilities.

The analysis of the transient flow, caused by the possible load rejection situation, is necessary before constructing the power plant, which is accomplished in this study. To do this, using the method of characteristics, an analytical program was developed in Visual Basic. The Hammer software was then used to verify the results of computer code. Then the pressure head graph in different parts of the pipeline and the graph of the rotating speed of the turbine were plotted, which has special importance. This kind of the flow cut off was compared to the transient flow caused by slow closing the valve at the downstream which there is not any turbine at the downstream end of the pedestal for the case when there is no turbine at the downstream of the pipeline. For these two situations, the pressure head was compared at different parts of the pipeline and the conclusion was

made at the end.

Finally, it was concluded that during load rejection in the in the above mentioned power plant, the maximum pressure rise happened exactly behind the turbine. In this research, it was determined that the maximum pressure rise in the turbine was about 29% of the primary pressure and also the maximum speed rise in the turbine was about 56% of the primary speed of the turbine. Also, by comparing between the two conditions of load rejection and slow closing of the valve, and observing two points, one at the end of the pipeline and the other at the middle of the pipeline, it was noticed that during the closing time, the pressure was never less than the primary pressure.

Keywords: Water hammer, Load rejection, Hydroelectric power plant, Transient flow, Characteristic method, Turbine



Shahrood University of Technology

Civil Engineering Department

MSc Thesis in Civil Engineering – Hydraulic Structures

**Investigation of Hydraulic Effects of Hydropower Installation in
Bojnoord Water Transmission Line**

By: Hosein Laame

Supervisors:

Dr. Ahmad Ahmadi – Dr. Ramezan Vaghei

May 2016

بررسی اثرات هیدرولیکی نصب هیدروپاور در خط انتقال آب شهر بجنورد

۱۳۹۵

نگارنده: حسین لامع