

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی عمران

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی آب و سازه‌های هیدرولیکی

بررسی اندرکنش سیال – سازه در سیستم‌های گروهی پمپاژ آب با در نظر گرفتن پدیده جدایی ستون مایع

نگارنده: آرزو نیک‌نژاد

استاد راهنما:

دکتر احمد احمدی

استاد مشاور:

مهندس امیر پارسا صدر

شهریور ۱۳۹۷

شماره: ۹۷۳۷۱
تاریخ: ۹۷/۷/۱۷

باسمه تعالی



فرم شماره (۳) صورتجلسه نهایی دفاع از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم آرزو نیک نژاد با شماره دانشجویی ۹۴۱۸۵۹۴ رشته مهندسی عمران گرایش مهندسی آب و سازه های هیدرولیکی تحت عنوان بررسی اثر اندرکنش سیال - سازه در سیستم های گروهی پمپاژ آب با در نظر گرفتن پدیده جدایی ستون مایع که در تاریخ ۱۳۹۷/۶/۱۹ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه: مردود
نوع تحقیق: نظری عملی

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر احمد احمدی	دانشیار	
۲- استاد راهنمای دوم	-	-	-
۳- استاد مشاور	امیر پارسا صدر	-	-
۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	دکتر مهدی گلی	استادیار	
۵- استاد ممتحن اول	دکتر امیر عباس عابدینی	استادیار	
۶- استاد ممتحن دوم	دکتر مهدی عجمی	استادیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: دکتر رضا نادری
رئیس هیأت مدیره و نظارت بر امور علمی و تحقیقاتی دانشکده
تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

نمونه: در صورتی که کسی مردود شود حداکثر یکبار دیگر (در مدت مجاز تحصیل) می تواند از پایان نامه خود دفاع نماید (دفاع مجدد نباید زودتر از ۴ ماه برگزار شود).

حمد و سپاس مرخدای را عزوجل که طاعتش موجب قربت است و به شکر اندرش مزید نعمت...

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

سپس قبل از هر چیز، بر خود لازم می دانم تا از اساتید راهنمای ارجمند جناب آقای دکتر احمد
احمدی و جناب آقای مهندس امیر پارسا صدر، به خاطر حمایت های پیوسته، آموزش ها و رهنمودهای
ارزشمند، تشویق ها و دلگرمی هایشان در تمام مدت انجام این پژوهش، تقدیر و تشکر نمایم.

همچنین، از پدر، مادر و خواهرم که همواره حامی و مشوق بنده بودند، تشکر می نمایم.

تعهد نامه

اینجانب آرزو نیک‌نژاد دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی عمران - گرایش سازه‌های هیدرولیکی دانشکده مهندسی عمران دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه **بررسی اندرکنش سیال - سازه در سیستم‌های گروهی پمپاژ آب با در نظر گرفتن پدیده جدایی ستون مایع** تحت راهنمایی دکتر احمد احمدی متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده 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 تا کنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرکی یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام << دانشگاه صنعتی شاهرود >> و یا <<shahrood university of technology>> به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افراد که در به دست آوردن نتایج اصلی پایان نامه تاثیر گذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت شده است.
- 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 اخلاقی انسانی رعایت شده است.

مالکیت نتایج و حق و نشر

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

چکیده:

در سیستم‌های لوله‌کشی بزرگ یک پمپ قادر به تامین دبی و هد موردنیاز مجموعه نمی‌باشد لذا پمپ‌ها را به صورت سری و موازی به یکدیگر متصل می‌کنند تا هد و دبی موردنیاز تامین گردد. همان‌طور که می‌دانیم خاموشی یا توقف ناگهانی پمپ‌ها سبب ایجاد جریان غیرماندگار و تغییراتی در فشار سیال درون لوله می‌شود و در نتیجه نیرویی دینامیکی به سازه لوله وارد می‌کند. بررسی حداکثر و حداقل فشار ناشی ضربه قوچ نقش مهمی در طراحی سیستم لوله‌کشی دارد. لذا بررسی تداخل سیال - سازه (FSI) در سیستم‌های مذکور از اهمیت بالایی برخوردار است. پدیده کاویتاسیون نیز به دلیل اثرات مخربی که می‌تواند در یک سیستم لوله به دنبال داشته باشد موضوعی بسیار مهم و درخور توجه است.

هدف این پایان‌نامه ارائه مدل ریاضی و حل عددی مسئله تداخل سیال - سازه ناشی از ضربه قوچ بعلت خاموشی گروه پمپ موازی در یک شبکه توزیع با در نظر گرفتن پدیده کاویتاسیون می‌باشد. معادلات هیدرولیکی با استفاده از روش خطوط مشخصه (MOC) و معادلات سازه‌ای با استفاده از روش اجزا محدود (FEM) در حوزه زمان حل می‌شوند. از طرفی روابط حاکم بر پمپ‌ها به ترتیب معادلات تعادل هد و تغییر گشتاور می‌باشند که در هر گام زمانی با استفاده از روش عددی نیوتون - رافسون حل شده‌اند. همچنین برای مدل‌سازی سیستم پمپاژ از فرض پمپ‌های همگن استفاده شده است. در این فرض پمپ‌ها را به صورت مشابه برای استفاده از منحنی‌های خطوط مشخصه پمپ در حالت غیرماندگار بر اساس سرعت ویژه تقسیم‌بندی می‌کنند. در بررسی پدیده کاویتاسیون، ساده‌ترین روش به نام مدل حباب‌های متمرکز (DVCM) مورد استفاده قرار گرفت تا به راحتی بتوان آن را در سیستم‌های دارای پمپاژ و آنالیزهای با اثرات تداخلی وارد کرده و درستی آن را تحقیق نمود.

با توجه به نتایج حاصل شده با افزایش تعداد پمپ‌ها، قدرت سیستم پمپاژ هم بیشتر می‌شود و در نتیجه ضربه قوچ با شدت بیشتری رخ می‌دهد در گروه پمپ قوی‌تر کاویتاسیون از شدت بیشتری

برخوردار است.

هم‌چنین زمان بستن شیر کنترل بر فشار وارد بر سیستم در آنالیز تداخلی و کاویتاسیون اثر می‌

گذارد.

کلمات کلیدی: ضربه قوچ، تداخل سیال- سازه، توقف ناگهانی پمپ‌ها، گروه پمپ موازی،

کویتاسیون، خطوط مشخصه

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

مقاله کنفرانسی

۱- نیک‌نژاد، آرزو. احمدی، احمد. پارسا‌صدر، امیر. (۱۳۹۶)، " بررسی اندرکنش سیال - سازه در

سیستم‌های پمپاژ موازی "، دومین کنفرانس ملی پژوهش‌های کاربردی در مهندسی سازه و مدیریت

ساخت، دانشگاه صنعتی شریف، تهران

فهرست مطالب

شماره صفحه

فصل اول: مقدمه	۱
۱-۱- مقدمه	۲
۲-۱- پمپ و انواع آن	۳
۳-۱- پدیده ضربه قوچ (چکش آبی)	۴
۱-۳-۱- ضربه قوچ ناشی از توقف ناگهانی پمپ	۵
۲-۳-۱- اندرکنش سیال - سازه در لوله‌ها	۶
۳-۳-۱- اثرات ناشی از ضربه قوچ	۷
۴-۳-۱- طبقه بندی انواع مدل‌سازی‌های کوپله	۷
۵-۳-۱- انواع مکانیزم‌های اثرات کوپله	۹
۱-۵-۳-۱- اثر تداخلی پواسون	۹
۲-۵-۳-۱- اثر تداخلی اتصال	۹
۳-۵-۳-۱- اثر تداخلی اصطکاک	۱۰
۶-۳-۱- تفاوت اثر تداخلی اتصال و پواسون	۱۰
۴-۱- پدیده جدایی ستون مایع	۱۰
۵-۱- اهداف پایان‌نامه	۱۲
۶-۱- فصل‌بندی پایان‌نامه	۱۳
فصل دوم: تاریخچه و مطالعات پیشین	۱۵
۱-۱- هیدرولیک جریان میرا در لوله‌ها	۱۶
۲-۲- اثر تداخلی سیال و سازه در لوله	۱۸
۳-۲- جریان غیرماندگار ناشی از خاموشی سیستم‌های پمپاژ	۲۱
فصل سوم: مدل ریاضی	۲۳
۱-۳- مقدمه	۲۴
۲-۳- تشریح اثر تداخلی سیال - سازه در لوله‌های الاستیک	۲۴
۱-۲-۳- معادلات حاکم بر ضربه قوچ در حالت تداخلی	۲۵
۳-۳- معادلات حاکم بر پمپ‌ها در جریان غیرماندگار	۲۶
۱-۳-۳- منحنی مشخصه پمپ در حالت غیرماندگار	۲۶
۲-۳-۳- معادلات حاکم بر پمپ‌ها در حالت موازی	۲۹
۱-۲-۳-۳- معادله تعادل هد در شبکه پمپاژ موازی	۳۰
۲-۲-۳-۳- معادله گشتاور (تغییر سرعت) در شبکه پمپاژ موازی	۳۱
۴-۳- کاویتاسیون	۳۲

۳۴	۳-۴-۱- مدل عددی حباب‌های متمرکز (DVCM)
۳۷	۳-۴-۲- جدایی ستون مایع در لوله‌های الاستیک
۳۸	۳-۵- شرایط اولیه
۳۹	۳-۶- شرایط مرزی
۴۳	فصل چهارم: روش‌های حل عددی
۴۴	۴-۱- مقدمه
۴۵	۴-۲- حل معادلات هیدرولیک جریان با روش خطوط مشخصه
۵۷	۴-۳- حل معادله ارتعاش محوری سازه لوله به روش اجزا محدود
۶۳	۴-۴- پیاده‌سازی شرط‌های مرزی
۶۳	۴-۴-۱- مخزن بالادست
۶۳	۴-۴-۲- مخزن پایین دست
۶۴	۴-۴-۳- پمپ بدون کاویتاسیون، با FSI
۶۶	۴-۴-۴- پمپ با کاویتاسیون، بدون FSI
۶۹	۴-۴-۵- شرایط مرزی جهت حل معادلات سازه ای
۶۹	۴-۵- الگوریتم کلی در حل عددی
۶۹	۴-۵-۱- کوپله اتصال
۷۱	فصل پنجم: صحت سنجی و ارائه نتایج
۷۲	۵-۱- مقدمه
۷۲	۵-۲- مقایسه با نتایج مرجع
۷۴	۵-۳- بررسی جریان غیرماندگار ناشی از توقف گروه پمپ
۷۴	۵-۳-۱- بررسی فشارهای بحرانی ضربه قوچ در صورت افزایش تعداد پمپ‌های موازی
۷۶	۵-۳-۲- قطع ناگهانی سیستم پمپاژ موازی
۷۸	۵-۴- تداخل سیال - سازه در لوله‌های الاستیک
۷۹	۵-۴-۱- اثر اتصال
۸۳	۵-۵- کاویتاسیون بعلت خاموشی گروه پمپ
۸۴	۵-۵-۱- بستن آنی شیر کنترل
۸۷	۵-۵-۲- بستن شیر کنترل در یک زمان مشخص
۹۰	۵-۶- اثر سرعت دورانی پره پمپ بر کاویتاسیون
۹۳	فصل ششم: خلاصه، نتیجه‌گیری و ارائه پیشنهادات
۹۴	۶-۱- خلاصه
۹۵	۶-۲- نتیجه‌گیری
۹۶	۶-۳- پیشنهادات برای ادامه کار

پیوست‌ها ----- ۹۹

منابع ----- ۱۰۷

فهرست اشکال

- شکل (۱-۳) منحنی مشخصه (فشار - هد و دوران خالص) پمپ در حالت غیرماندگار برای سرعت ویژه ۲۴,۵ واحد... ۲۸
- شکل (۲-۳) مرز شبکه پمپاژ موازی در مدل تفاضل محدود ۲۹
- شکل (۳-۳) طرح شماتیک برای مدل حفره‌ای گسسته [Bergant, et al., 2006] ۳۵
- شکل (۴-۳) شبکه خطوط مشخصه در صفحه $x-t$ ۳۶
- شکل (۱-۴) خطوط مشخصه در صفحه $x-t$ ۴۹
- شکل (۲-۴) وضعیت خطوط مشخصه برای گره ۵۴
- شکل (۳-۴) خطوط مشخصه برای گره مخزن بالادست ۶۳
- شکل (۴-۴) خطوط مشخصه برای گره مخزن پایین دست ۶۴
- شکل (۵-۴) پمپ و شیر کنترل آن که به صورت یک نقطه i نمایش داده می‌شوند ۶۵
- شکل (۶-۴) طرح بالا- چپ نشان دهنده یک پمپ و گره‌های محاسباتی قبل و بعد از آن می‌باشد؛ پمپ که درون بیضی مشخص شده است به منظور نمایش جزئیات اطراف آن در صورت وجود جدایی ستون مایع، در سه طرح دیگر برای هر یک از سه حالت ممکن بزرگنمایی شده است ۶۷
- شکل (۱-۵) مشخصات هندسی سیستم لوله‌کشی تحقیق احمدی و کرامت ۷۲
- شکل (۲-۵) هد فشار قبل از پمپ نتایج احمدی و کرامت (نمودار آبی: ضربه قوچ ساده، نمودار سمت راست: کوپله اتصال، نمودار سمت چپ: اثر کاویتاسیون) ۷۳
- شکل (۳-۵) هد فشار قبل از پمپ نتایج مدل عددی (نمودار آبی: ضربه قوچ ساده، نمودار سمت راست: کوپله اتصال، نمودار سمت چپ: اثر کاویتاسیون) ۷۴
- شکل (۴-۵) دبی عبوری از سیستم لوله‌کشی به ازای افزایش تعداد پمپ‌ها از یک تا بیست ۷۵
- شکل (۵-۵) حداکثر هد در خط مکش ($x=200\text{ m}$)، رانش ($x=800\text{ m}$) و محل پمپ اول از گروه پمپ‌های موازی ($x=500\text{ m}$) با تغییر تعداد پمپ‌ها از یک تا بیست (آبی: خط مکش؛ سبز: خط رانش؛ قرمز: محل شبکه پمپ) ۷۶
- شکل (۶-۵) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی گروه پمپ در خط مکش ($x=200\text{ m}$) ۷۷
- شکل (۷-۵) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی گروه پمپ در خط رانش ($x=800\text{ m}$) ۷۷
- شکل (۸-۵) نتایج هد فشار قبل از پمپ (نمودار سمت چپ) و بعد از پمپ (نمودار سمت راست) در حالت شیر کنترل

- همواره باز..... ۷۹
- شکل (۹-۵) نتایج هد فشار قبل از پمپ (نمودار سمت چپ) و بعد از پمپ (نمودار سمت راست) در حالت بستن تدریجی شیر کنترل..... ۷۹
- شکل (۱۰-۵) نمودار مقایسه نتایج هد فشاری قبل از پمپ‌های موازی در حالت بستن تدریجی (نمودار آبی: ضربه قوچ کلاسیک، نمودار قرمز: کوپله اتصال)..... ۸۱
- شکل (۱۱-۵) نمودار مقایسه نتایج هد فشاری بعد از پمپ‌های موازی در حالت بستن تدریجی (نمودار آبی: ضربه قوچ کلاسیک، نمودار قرمز: کوپله اتصال)..... ۸۲
- شکل (۱۲-۵) نتایج هد فشاری گروه پمپ در اثر کوپله اتصال در $x = 200\text{ m}$ (نمودار سمت راست) و $x = 800\text{ m}$ (نمودار سمت چپ)..... ۸۳
- شکل (۱۳-۵) نتایج هد فشاری گروه پمپ در اثر کوپله اتصال در قبل از پمپ (نمودار سمت چپ) و بعد از پمپ (نمودار سمت راست)..... ۸۳
- شکل (۱۴-۵) نتایج هد فشار در قبل و بعد از گروه دو پمپ ($H_R=94.5$) در حالت بسته شدن آبی شیر کنترل، آنالیز با و بدون جدایی ستون مایع..... ۸۵
- شکل (۱۵-۵) نتایج هد فشار در قبل و بعد از گروه دو پمپ ($H_R=124.55$) در حالت بسته شدن آبی شیر کنترل، آنالیز با و بدون جدایی ستون مایع..... ۸۶
- شکل (۱۶-۵) نتایج هد فشار در قبل و بعد از گروه چهار پمپ ($H_R=94.5$) در حالت بسته شدن آبی شیر کنترل، آنالیز با و بدون جدایی ستون مایع..... ۸۶
- شکل (۱۷-۵) نتایج هد فشار در قبل و بعد از گروه چهار پمپ ($H_R=124.55$) در حالت بسته شدن آبی شیر کنترل، آنالیز با و بدون جدایی ستون مایع..... ۸۷
- شکل (۱۸-۵) فشار در قبل و بعد از گروه دو پمپ با $H_R=94.5$ و $H_R=124.55$ در دو حالت با و بدون جدایی ستون مایع (نمودار آبی حالت بدون ستون مایع، نمودار قرمز حالت با ستون مایع)..... ۸۸
- شکل (۱۹-۵) فشار در قبل و بعد از گروه چهار پمپ با $H_R=94.5$ و $H_R=124.55$ در دو حالت با و بدون جدایی ستون مایع (نمودار آبی حالت بدون ستون مایع، نمودار قرمز حالت با ستون مایع)..... ۸۹
- شکل (۲۰-۵) فشار قبل از پمپ در حالت جدایی ستون مایع (نمودار آبی $N_R = 1760\text{ rpm}$ ، نمودار قرمز $N_R = 1450\text{ rpm}$)..... ۹۰

فهرست جداول

جدول (۱-۳) چهار ناحیه عملکرد پمپ.....	۲۷
جدول (۱-۵) مشخصات سیستم نشان داده شده در شکل (۱-۵).....	۷۳

فصل اول: مقدمه

۱-۱- مقدمه

ضربه قوچ یا چکش آبی^۱ در لوله‌ها به‌طور عمده به دلیل بسته شدن شیر و یا توقف ناگهانی پمپ ایجاد می‌شود. زمانی که این پدیده اتفاق می‌افتد در خصوصیات چربان (دبی، فشار و...) تغییراتی ایجاد خواهد شد. به‌طوری‌که دبی جریان صفر و فشار نسبت به حالت پایدار قبل، به‌طور نوسانی به مقدار زیادی افزایش و کاهش می‌یابد. یکی از عوامل ایجاد جریان غیرماندگار در دستگاه‌های هیدرولیکی از کارافتادن پمپ‌ها به‌واسطه قطع برق یا خاموشی آن هست که هرچه سیستم پمپاژ قوی‌تر و بزرگ‌تر باشد به‌تبع آن ضربات ناشی از جریان غیرماندگار آن نیز بیشتر خواهد شد. موج‌های فشاری به وجود آمده ناشی از ضربه قوچ، می‌توانند فشاری چندین برابر فشار کار سیستم تولید کنند و موجب تغییر شکل‌های محوری و بروز جابجایی‌های قابل توجهی در سازه لوله شوند. حرکت لوله نیز به‌طور ملموسی بر حرکت سیال و همچنین فشارهای ایجادشده در داخل لوله تأثیر می‌گذارد؛ بنابراین در این وضعیت دائماً بین سیال و سازه اندرکنشی وجود خواهد داشت که بر یکدیگر اثر می‌گذارند. این موضوع موجب بوجود آمدن تنش‌های بسیار بزرگی در اجزا مدار شده و در بعضی حالات قادر به ترکاندن لوله‌ها، پوسته پمپ و شکستن اتصالات شوند. چنانچه فشار کمینه بوجود آمده از فشار بخار سیال کمتر شود، پدیده کاویتاسیون و جدایی ستون مایع رخ می‌دهد که خود موجب خساراتی در سازه لوله می‌شود.

تاکنون روش‌های مختلفی جهت کنترل ضربه قوچ و تعدیل فشارها به‌کار گرفته شده است، از جمله استفاده از چرخ لنگ در محور پمپ که باعث افزایش مدت زمان ایستادن پمپ می‌شود، استفاده از شیرهای یک‌طرفه با سرعت بستن زیاد، استفاده از شیرهای کنترل پمپ در خروجی پمپ‌ها، نصب شیر هوا، مخازن موج‌گیر و... اشاره کرد.

1- water hammer

۱-۲- پمپ و انواع آن

پمپ به ماشینی (توربو ماشین) گفته می‌شود که انرژی مکانیکی را از یک منبع خارجی گرفته و به سیالی که از آن عبور می‌کند، انتقال دهد. در نتیجه، انرژی سیال پس از خروج از این دستگاه (پمپ) افزایش می‌یابد. در پمپ‌ها تغییرات انرژی سیال همواره به صورت تغییر فشار سیال مشاهده می‌گردد. از پمپ‌ها برای انتقال سیال به یک ارتفاع معین و یا جابجایی آن در یک سیستم لوله‌کشی و یا هیدرولیک استفاده می‌نمایند. به عبارت کلی، از پمپ برای انتقال سیال از یک نقطه به نقطه دیگر استفاده می‌کنند.

پمپ‌ها را می‌توان از نظر کارکرد و سیستم عملکرد به ۷ دسته‌ی تناوبی^۱، گریز از مرکز^۲، توربینی^۳، دورانی^۴، ملخی^۵، شناور^۶ (برای چاه‌های عمیق) و لجن کش و فاضلاب^۷ تقسیم‌بندی نمود؛ که در میان انواع پمپ‌ها دو نوع پمپ در آب‌رسانی کاربرد فراوان دارند که عبارت‌اند از تناوبی و گریز از مرکز یا سانتریفیوژ که امروزه با تکامل پمپ‌های سانتریفیوژ، پمپ‌های تناوبی کمتر مورد بهره‌برداری قرار می‌گیرند. از این رو در این تحقیق برای بررسی رفتار جریان در حالت ماندگار و غیرماندگار در اثر خاموشی پمپ‌ها از پمپ‌های گریز از مرکز استفاده شده است. از مزایای این پمپ‌ها نسبت به پمپ‌های دیگر می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- چنانچه لوله تخلیه پمپ مسدود و یا تنگ گردد، فشار زیادی را که به پمپ آسیب رساند، ایجاد نخواهد کرد و در نتیجه بار آن به حدی نخواهد رسید که موتور محرک خود را از کار بیاندازد.

- کاربرد و استفاده از پمپ‌های سانتریفیوژ ساده می‌باشد.

- دارای ایمنی بیشتر در کار هستند.

¹- Reciprocating Pump

²- Centrifugal Pump

³- Turbine Pump

⁴- Rotary Pump

⁵- Propeller Pump

⁶- Deep-well Pump

⁷- Sump Pump

- قیمت این پمپ‌ها نسبت به پمپ‌های دیگر ارزان تر هست.

- سیال را با فشار یکنواخت منتقل می‌کند.

- در سرعت‌های بالا قابل استفاده می‌باشند.

اصول کار این پمپ‌ها بر استفاده از نیروی گریز از مرکز ناشی از دوران پره‌های متحرک پایه‌گذاری شده است. موتور محرک، پروانه پمپ را با سرعتی برابر سرعت شاخص چرخش موتور می‌چرخاند. چرخش پروانه، باعث افزایش انرژی سیال وارد شده به پمپ می‌شود. در این وضعیت دو نیروی گریز از مرکز و نیروی چرخشی وارد می‌شود و باعث افزایش سرعت سیال می‌گردد. بدنه پمپ به گونه‌ای طراحی شده است که انرژی سرعتی سیال را به انرژی فشاری تبدیل نماید. حال در زمان خاموش کردن موتورهای برقی در پمپ‌های گریز از مرکز و یا خاموشی پیش‌بینی نشده (توقف ناگهانی^۱) ناشی از قطع جریان برق، نیروی دوران دهنده پمپ ناگهان از بین می‌رود و کاهش فشار زیادی در سیستم لوله‌کشی بوجود می‌آورد که باعث ایجاد ضربه قوچ می‌شود.

۱-۳- پدیده ضربه قوچ (چکش آبی)

در سیستم‌های آبرسانی مانند لوله‌ها، جریان سیال می‌تواند ماندگار یا غیرماندگار 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 نامیده می‌شود. ضربه 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 ضربه قوچ شامل تغییرات زیاد و گذرای فشار می‌باشد که می‌تواند به سیستم لوله و اتصالات جانبی خسارت‌های زیادی را وارد نماید.

¹- Power failure

۱-۳-۱- ضربه قوچ ناشی از توقف ناگهانی پمپ

در موقع خاموش کردن موتورهای برقی در پمپ‌های گریز از مرکز و یا خاموشی‌های پیش‌بینی‌نشده ناشی از قطع جریان برق در شبکه شهری، نیروی دوران دهنده پمپ ناگهان از میان می‌رود. ولی به دلیل ادامه جریان آب در پمپ و انرژی سینتیک آن، حالت فشار و مکش در لوله‌ها تغییر می‌کند. در پمپ‌های آبرسانی جرم آبی که در لحظه قطع جریان برق به پمپ فشار می‌آورد ناچیز و جرم آبی که از آن دور گردیده و در پمپ ایجاد مکش می‌کند، بسیار زیاد می‌باشد. همچنین بعثت سایش‌های درونی پمپ و موتور، کاهش فشار چشم‌گیری در پشت پمپ ایجاد می‌شود. این کاهش فشار در صورتی که زیاد باشد، سبب تبخیر آب و قطع جریان آب در لوله پشت سر پمپ می‌گردد. کاهش فشار نام‌برده در امتداد لوله به صورت یک موج با سرعت C حرکت کرده تا به قسمتی که مصرف وجود دارد، برسد. این موج در منبع نام‌برده منعکس گشته و به صورت موج افزایش فشار دوباره به سوی پمپ برمی‌گردد و به آن ضربه‌ای می‌زند. معمولاً در پمپ‌های آبرسانی برای جلوگیری از برگشت آب به درون پمپ شیر یک‌طرفه پس از پمپ کار می‌گذارند که با بسته شدن خود به خودی، مانع از برخورد ضربه نام‌برده به پره‌های پمپ گردد؛ بنابراین تنها ممکن است لوله پس از پمپ در اثر ضربه قوچ زیان ببیند. افت فشار بر روی نوسان‌های فشار نام‌برده تاثیر کرده و کم‌کم آن را مستهلک نموده و دستگاه به حالت تعادل درمی‌آید. پدیده ضربه قوچ هنگام روشن کردن پمپ نیز رخ می‌دهد ولی معمولاً خطر ناشی از آن کمتر از خطری است که هنگام خاموش شدن پمپ بوجود می‌آید.

توضیحی دیگر بر پدیده ضربه قوچ به این صورت است که در لوله رانش، پس از توقف ناگهانی پمپ شرایط ناپایداری از نقطه نظر هیدرولیکی ایجاد می‌گردد. به این صورت که به محض توقف موتور پمپ، سرعت پمپ شروع به کاهش نموده و در این موقع فقط انرژی جنبشی بخش‌های مختلف چرخنده پمپ باعث ادامه دوران پمپ می‌شود که بسیار کمتر از انرژی لازم برای ادامه کار پمپ است؛ بنابراین دبی و ارتفاع نیز همزمان شروع به کاهش می‌نمایند. بعد از چند لحظه از شروع توقف پمپ،

امواج منفی فشاری، با فشار خیلی پایین‌تر از فشار کار پمپ تشکیل می‌شوند. این امواج با کاهش فشار با سرعت زیاد در طول خط رانش به طرف انتهای آن حرکت می‌کنند و در همین حال سرعت پمپ به حدی کاهش می‌یابد که دیگر هیچ دبی تولید نمی‌شود. از این مرحله به بعد در صورت نبودن شیر یک‌طرفه، بعلت عدم تولید دبی توسط پمپ و توقف سیال در لوله رانش، دبی در جهت عکس به طرف پمپ شروع به حرکت می‌نماید؛ که در این موقع بعلت اینرسی قطعات متحرک پمپ، گردش پمپ در جهت عادی ادامه دارد. لیکن بعلت برگشت سیال به داخل پمپ، سرعت دورانی سریعا کاهش یافته تا به صفر برسد. این مرحله، استهلاک انرژی نام دارد؛ زیرا در این ناحیه باوجود چرخش پمپ در جهت عادی، هیچ‌گونه دبی تولید نمی‌شود و ارتفاع تولیدی پمپ نیز در کمترین حد خود، تقریبا در مقدار ثابتی باقی می‌ماند. پس از این مرحله پمپ به صورت توربین عمل می‌کند و در جهت عکس، دوران می‌کند. در همین حوالی، بعلت برگشتن جریان آب به داخل پمپ، فشار در لوله رانش در حوالی پمپ افزایش پیدا می‌کند. این افزایش فشار تا زمانی که پمپ به سرعت فرار^۱ خود می‌رسد، ادامه می‌یابد. در این زمان بیشترین فشار ناشی از ضربه قوچ در خط رانش پمپ ایجاد می‌گردد. سرعت فرار پمپ تابعی از ماکزیمم فشار استاتیک سیستم و همچنین سرعت ویژه^۲ و راندمان پمپ می‌باشد. بعد از رسیدن پمپ به سرعت فرار، دبی برگشتی نیز در بیشترین حد خود در مقدار ثابتی باقی مانده و سپس شروع به کاهش نموده تا اینکه متوقف می‌گردد.

۱-۳-۲- اندرکنش سیال - سازه در لوله‌ها

در حین ایجاد جریان غیرماندگار، نیروهای ناشی از تغییرات فشار حاصله، منجر به تغییرشکل‌ها و ارتعاشات دینامیکی قابل توجهی در سازه لوله و تکیه‌گاه‌ها می‌شوند. تغییرات فشار ناشی از پدیده ضربه قوچ می‌تواند در سیستم لوله نیروهایی بوجود بیاورد که منجر به تغییرشکل‌ها و ارتعاشات دینامیکی

¹- Runaway Speed

²- Specific Speed

قابل توجهی در سازه لوله و تکیه‌گاه‌ها شود؛ که این جابجایی‌ها در جهت جانبی و در جهت طولی رخ می‌دهند. همچنین این تغییرشکل‌ها نیز بر امواج فشاری درون لوله تاثیر می‌گذارند، لذا هم تغییرات سیال بر روی سازه و هم تغییرات سازه بر سیال تاثیرگذار می‌باشد. به این پدیده اندرکنش سیال - سازه گویند. در این حالت به دلیل تداخلی که بین سیال و سازه برقرار است، نمی‌توان رفتار آن‌ها را به‌طور جداگانه بررسی نمود؛ بنابراین بایستی معادلات حاکم بر حرکت سیال و ارتعاشات سازه را به‌طور همزمان (کوپله)، با استفاده از روش‌های مناسب حل نمود.

آنالیز کوپله بر اساس دو دیدگاه مورد بررسی قرار می‌گیرد. ۱- بر اساس تعداد معادلات به‌کاررفته، جهت مدل‌سازی کوپله‌ی حل مسائل اندرکنش سیال - سازه در لوله‌ها ۲- بر اساس مکانیزم‌های اثرات رفتار سیال و سازه در آنالیز کوپله در لوله‌ها.

۱-۳-۳- اثرات ناشی از ضربه قوچ

ضربه قوچ همچنین می‌تواند باعث ایجاد فشارهای زیاد و یا کم در لوله شود. فشارهای اضافی می‌توانند خسارت‌هایی به پمپ‌ها، شیرها و دیگر متعلقات خطوط وارد کنند و یا باعث شکستگی خطوط لوله شوند. فشار کم باعث آزادسازی هوای محلول سیال می‌شود که اگر این فشار به فشار بخار سیال رسد به تبخیر شدید سیال منجر می‌شود. فشار کم داخل لوله می‌تواند به خرابی لوله بیانجامد. یکی از مسائل مهم در طراحی خطوط لوله، تخمین زدن نیروهای وارده بر تکیه‌گاه‌ها در اثر ضربه قوچ و بررسی پاسخ متقابل آن‌ها بر سیستم می‌باشد تا در صورت لزوم بتوان تقویت مناسب را در محل‌هایی که احتمال پارگی خط لوله بدلیل تغییرمکان‌های طولی وجود دارد، اعمال نمود.

۱-۳-۴- طبقه‌بندی انواع مدل‌سازی‌های کوپله

تایسلینگ [Tijsseling, 1996] روش‌های کوپله حل مسائل FSI لوله‌ها را با توجه به معادلات دیفرانسیلی که برای هر روش استفاده می‌شود به چهار دسته: مدل دو معادله دیفرانسیل، مدل چهار معادله دیفرانسیل مرتبه اول، مدل شش معادله دیفرانسیل مرتبه اول و مدل چهارده معادله

دیفرانسیل مرتبه اول تقسیم می‌کند.

مدل دو معادله دیفرانسیل: این مدل شامل دو معادله دیفرانسیل هیدرولیک (پیوستگی و مومنتوم) می‌باشد. از فشارها و سرعت‌های بدست آمده از این حل، برای تحلیل معادلات سازه‌ای استفاده می‌شود. در واقع مقادیر بدست آمده از حل معادلات هیدرولیکی برای معادلات سازه‌ای مانند یک بارگذاری خارجی تلقی می‌شوند. این روش در اصل یک روش نیمه کوپله می‌باشد و به روش حل ضربه کوچ کلاسیک معروف می‌باشد.

مدل چهار معادله دیفرانسیل مرتبه اول: این مدل شامل دو معادله پیوستگی و مومنتوم (معادلات هیدرولیکی) می‌باشد و معادله ارتعاش محوری سازه که چون یک معادله مرتبه دوم است، خود به دو معادله دیفرانسیل مرتبه اول تبدیل می‌شود. این مدل برای لوله‌های مستقیم با حرکت محوری استفاده می‌شود. متغیرهای این مدل فشار، سرعت، تنش محوری و سرعت محوری دیواره لوله می‌باشد.

مدل شش معادله دیفرانسیلی مرتبه اول: این مدل فقط زمانی که نیروهای اینرسی شعاعی هم مورد استفاده قرار گیرند، لازم می‌شود. در این مدل علاوه بر مجهولات ذکر شده در مدل قبلی، شامل تنش هوب و سرعت شعاعی دیواره لوله نیز می‌شود.

مدل چهارده معادله دیفرانسیل مرتبه اول: این چهارده معادله دیفرانسیل مرتبه اول عبارت‌اند از دو معادله هیدرولیکی، یک معادله ارتعاش محوری که چون مرتبه دوم است به دو معادله دیفرانسیل مرتبه اول تبدیل می‌شود. یک معادله ارتعاش پیچشی که این نیز چون مرتبه دوم است به دو معادله دیفرانسیل مرتبه اول تبدیل می‌شود. دو معادله ارتعاش خمشی در دو صفحه XY و XZ که چون معادلات ارتعاشی خمشی مرتبه چهار می‌باشند این دو معادله جمعا به هشت معادله دیفرانسیلی مرتبه اول قابل تبدیل خواهند شد. این روش توانایی مدل‌سازی ارتعاش محوری لوله و سیال را در صفحه ارتعاشی و در خارج از صفحه ارتعاشی و نیز ارتعاش پیچشی را در حالت سه بعدی دارا می‌باشد.

۱-۳-۵- انواع مکانیزم‌های اثرات کوپله

تاکنون سه مکانیزم عمده در بررسی‌های انجام شده بر روی پدیده FSI لوله‌ها شناخته شده است [Wiggert & Tijsseling, 2001]. ۱- مکانیزم کوپله پواسون^۱، ۲- مکانیزم کوپله تقاطع^۲ (اتصال)، ۳- مکانیزم کوپله اصطکاک^۳.

۱-۳-۵-۱- اثر تداخلی پواسون

بالا رفتن فشار در یک نقطه از شبکه لوله‌ها باعث ایجاد تنش‌های شعاعی در مقطع لوله می‌شود. این تنش‌ها به نسبت پواسون در امتداد محور لوله نیز انتشار می‌یابند و باعث می‌شوند تا در سیستم لوله‌ها تمایلاتی برای ایجاد تغییر مکان محوری ایجاد شود. بدیهی است مقدار اثر این کوپله بستگی زیادی به نسبت پواسون مصالحی دارد که لوله از آن ساخته شده است و اگر در روابط این نسبت صفر گذاشته شود مقدار اثر این کوپله نیز صفر منظور خواهد شد. این اثر خود را در شکل معادلات دیفرانسیل ارائه شده، به صورت جملات کوپله کننده سیال با سازه و بالعکس نشان می‌دهد. می‌توان گفت این مکانیزم ناشی از کوپله شدن امواج فشاری سیال با امواج تنش‌های شعاعی و محوری در سازه می‌باشد که می‌تواند باعث تغییراتی در نمودارهای فشار سیال و تنش سازه گردد. زمانی که تمام اتصالات شبکه لوله (نظیر تقاطع‌ها، شیرها، زانویی‌ها و...) کاملاً صلب باشند می‌توان از این کوپله استفاده کرد.

۱-۳-۵-۲- اثر تداخلی اتصال

اگر نقاطی از سازه که در آن‌ها تغییر مومنتوم اتفاق می‌افتد مانند نقاط تغییر قطر (ونتوری‌ها)، اریفیس‌ها، تقاطع‌ها، زانویی‌ها، شیرها و سایر وسایل نصب‌شده بر روی شبکه، کاملاً به زمین تثبیت

^۱- Poisson coupling

^۲- Junction coupling

^۳- Friction coupling

نشده باشند؛ نوسانات فشار و سرعت ناشی از یک تحریک مکانیکی در سیستم می‌تواند باعث ایجاد یک اثر تداخلی دیگر به نام اثر کوپله تقاطع (اتصال) گردد. در بعضی موارد اثر این کوپله بسیار جدی- تر از اثر کوپله پواسون بوده و می‌تواند باعث تشدید تنش‌ها و تخریب سازه گردد. اثر تداخلی اتصال، در شرایط مرزی که برای تحلیل سازه یا سیال مورد استفاده قرار می‌گیرد ظاهر می‌شود.

۱-۳-۵-۳- اثر تداخلی اصطکاک

کوپله اصطکاک ناشی از اصطکاک سیال با جدار داخلی لوله می‌باشد. این اثر نیز مانند کوپله پواسون، در ترم معادلات دیفرانسیلی هیدرولیکی و سازه‌ای وجود دارد و عملکرد آن به گونه‌ای است که باعث کاهش فشارها و تنش‌ها در لوله می‌گردد (میرایی). از این رو، اکثر محققین در جهت اطمینان، این اثر را در نظر نمی‌گیرند. برای بررسی دقیق آن باید از یک مدل اصطکاک غیرماندگار استفاده شود که در اینجا مورد نظر ما نیست.

۱-۳-۶- تفاوت اثر تداخلی اتصال و پواسون

منشا کوپله پواسون، وجود نسبت پواسون برای مصالح سازه‌ای لوله می‌باشد به طوری که با صفر در نظر گرفتن این نسبت، این اثر از روابط دیفرانسیلی ارائه شده حذف خواهد شد. در حالی که منشا کوپله اتصال، تثبیت نبودن برخی اتصالات و به ارتعاش درآمدن آن‌ها در هنگام ایجاد یک جریان غیرماندگار در شبکه‌ها می‌باشد.

۱-۴- پدیده جدایی ستون مایع

کاویتاسیون (جدایی ستون) زمانی رخ می‌دهد که فشار درون سیستم از فشار بخار سیال کمتر شده و سبب تبخیر سیال می‌گردد. در این حالت جریان تک فازی سیال به جریان دو فازی تبدیل خواهد شد. در این صورت دیگر معادلات کلاسیک ضربه قوچ صادق نمی‌باشد. هدف از مدل‌سازی این

پدیده پیش‌بینی فشارهای ایجادشده و اثرات آن بر سازه می‌باشد.

روابط ضربه قوچ معمولی تا هنگامی معتبر و قابل استفاده می‌باشند که فشار درون لوله از فشار بخار سیال بزرگ‌تر باشد. چنانچه در اثر تغییرات ایجادشده در شبکه لوله فشار از فشار بخار سیال کمتر شود، سیال از فاز مایع خارج شده و با توجه به موقعیت آن امکان ایجاد یک حفره بخار و یا یک ناحیه بخاری گسترده وجود دارد. برای بررسی بیشتر، پارامتر نسبت تخلخل، به صورت نسبت حجم بخار تشکیل شده به حجم مخلوط بخار و سیال تعریف می‌گردد. در حالت اول حفره به صورت محلی و در یک نقطه (در نزدیک شیرها در زمان بستن آن‌ها، در نزدیکی توربین‌ها و ورودی‌های آن و یا نقاطی که از لحاظ ارتفاعی بیشینه هستند) تشکیل می‌شود و مقدار نسبت تخلخل آن حدود یک خواهد بود؛ اما در حالت دوم یک ناحیه بخاری گسترده یا جریان دو فاز به صورت ترکیبی از سیال و بخار آن تشکیل خواهد شد که نسبت تخلخل آن نزدیک به صفر می‌باشد. یکی از فرض‌های مهم در مدل‌های جدایی ستون آن است که فشار هیچ‌گاه از فشار بخار سیال کمتر نخواهد شد و مقدار آن در محاسبه فشار در گام زمانی بعدی برابر فشار بخار سیال در نظر گرفته می‌شود [Bergant & Tijsseling, 2008a] و [احمدی و مجد، ۱۳۸۸].

جهت مدل‌سازی ریاضی این پدیده سه مدل معروف به نام‌های مدل کاویتاسیون بخاری گسسته^۱ یا DVCM، مدل کاویتاسیون گازی گسسته^۲ یا DGCM و مدل کاویتاسیون عمومی وجه بخاری^۳ یا GIVCM وجود دارد که از این مدل‌ها، مدل اول بعلاوه جواب‌های نزدیک به نتایج آزمایشگاهی و سرعت بالای آن در اینجا بررسی می‌شود [Bergant & Tijsseling, 2008a] و [Bergant & Tijsseling, 2008b].

مدل کاویتاسیون بخاری گسسته بیشترین و گسترده‌ترین مدلی است که تاکنون برای مدل‌سازی جدایی ستون و کاویتاسیون گسترده به کار می‌رود. یکی از مزایای مهم این روش الگوریتم و اجرای

^۱- Discrete Vapor Cavity Model

^۲- Discrete Gas Cavity Model

^۳- Generalized Interface Vapor Cavitation Model

ساده آن است و همچنین این مدل توانایی آن را دارد که بسیاری از حالت‌های فیزیکی جدایی ستون را در خطوط لوله پاسخگو باشد. در اینجا حفره‌ها به‌گونه‌ای هستند که با کاهش فشار محاسبه‌شده در مقاطع محاسباتی و کمتر شدن آن از فشار بخار مایع، تشکیل شوند و با تغییرات فشار، حجم متناظر آنها نیز تغییر کند. در این مدل تفاوت خاصی بین حفره‌های بخار محلی و کاویتاسیون بخاری گسترده وجود ندارد. حفره‌های بخار در نقاط محاسباتی محدود می‌شوند و در نتیجه فرض می‌گردد بین دو نقطه مایع می‌باشد بر این اساس سرعت موج بین نقاط ثابت فرض خواهد شد [Bergant & Tijsseling, 2008a] و [احمدی و مجد، ۱۳۸۸]. در مرحله‌ای که حفره‌ها شکل‌گرفته‌اند مقاطع محاسباتی همچون شرایط مرزی داخلی ثابت عمل کرده، به‌طوری‌که فشار آن نقاط برابر فشار بخار بوده و این وضعیت تا هنگامی که حفره از بین برود (فشار از فشار بخار فراتر رود) باقی می‌ماند.

۱-۵- اهداف پایان‌نامه

در این پایان‌نامه تاثیر ضربه قوچ ناشی از خاموشی گروه پمپ موازی بر اندرکنش سیال - سازه با در نظر گرفتن کاویتاسیون مورد بررسی قرار می‌گیرد. از این گروه پمپ‌ها در سیستم‌های بزرگ در زمانی که یک پمپ قادر به تامین هد و دبی مورد نیاز نمی‌باشد استفاده می‌شود. لذا پمپ‌ها را به صورت موازی به یکدیگر متصل می‌کنند تا دبی و هد مورد نیاز تأمین گردد.

معادلات حاکم بر حرکت سیال (پیوستگی و مومنتوم) با استفاده از روش خطوط مشخصه (MOC)، معادله مرتبه دوم ارتعاش محوری با استفاده از روش اجزای محدود (FEM) و معادلات غیرخطی حاکم بر پمپ‌ها با استفاده از روش عددی نیوتون - رافسون حل می‌شوند.

جهت بررسی اثرات تداخلی سیال - سازه، از مکانیزم کوپله اتصال استفاده شده است.

پدیده کاویتاسیون نیز، به دلیل اهمیت آن و اثرات مخربی که می‌تواند در یک سیستم لوله به دنبال داشته باشد، مورد بررسی قرار گرفت. از بین مدل‌های عددی موجود جهت تحلیل این پدیده،

ساده‌ترین روش به نام DVCM مورد استفاده قرار گرفت تا به راحتی بتوان آن را در سیستم‌های لوله الاستیک و آنالیزهای با اثرات تداخلی وارد کرده و درستی آن را تحقیق نمود.

۱-۶- فصل بندی پایان نامه

پس از بیان مقدماتی در رابطه با پمپ و انواع آن و چگونگی ایجاد ضربه قوچ ناشی از خاموشی پمپ، اندرکنش سیال - سازه و مکانیزم‌های آن و بیان اهداف تحقیق حاضر در این فصل، در فصل‌های آتی به مباحث زیر پرداخته می‌شود.

در فصل دوم تاریخچه و مطالعات انجام شده پیرامون جریان غیرماندگار ناشی از خاموشی و یا قطع پمپ در سیستم‌های هیدرولیکی، پدیده ضربه قوچ و اثرات تداخلی سیال - سازه در آن و جدایی ستون مایع بررسی می‌شود؛ و به تبع آن و نتایج محققین قبلی آن در مورد این پدیده بررسی شده است.

در فصل سوم به ارائه مدل ریاضی حاکم بر رفتار تداخلی سیال - سازه با در نظر گرفتن پدیده کاویتاسیون، پرداخته شده است. معادلات حاکم بر هیدرولیک جریان (پیوستگی و مومنتوم) و سازه شبکه لوله و نکات مربوط به هر دسته از معادلات دیفرانسیلی هیدرولیکی و سازه‌ای بیان شده است. پس از آن معادلات حاکم بر پمپ‌ها که شامل دو دسته معادله تعادل هد و تغییر سرعت می‌باشد، مورد بررسی قرار گرفت و نحوه محاسبه‌ی این دو دسته معادلات در سیستم‌های موازی به‌طور کامل بیان شد. همچنین معادلات حاکم بر کاویتاسیون نیز استخراج شد. سپس شرایط اولیه و شرایط مرزی به‌عنوان بخش تکمیلی مدل ریاضی بررسی شد.

در فصل چهارم روش‌های حل عددی معادلات حاکم و نحوه پیاده‌سازی شرایط مرزی (شامل مخزن بالادست و پایین دست و شرط مرزی پمپ) حاکم بر مسئله توضیح داده خواهد شد. در واقع در این پایان‌نامه معادلات هیدرولیکی به روش خطوط مشخصه و معادلات سازه‌ای به روش اجزای محدود و معادلات غیرخطی حاکم بر پمپ‌ها به روش عددی نیوتون - رافسون حل می‌شوند. در پایان این

فصل نیز الگوریتم کلی حل عددی تشریح می‌شود.

در فصل پنجم برای بررسی درستی نحوه مدل‌سازی جریان غیرماندگار ناشی از قطع ناگهانی پمپ، نتایج حاصل از مدل عددی با نتایج محققین قبلی مقایسه شد. سپس با استفاده از مطالب بیان‌شده در فصل سوم و چهارم، نتایج حاصل از مدل عددی در سیستم‌های پمپاژ در شرایط ماندگار و غیرماندگار به‌طور کامل مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

در فصل ششم پس از ارائه خلاصه‌ای از تحقیق حاضر و برخی نتایج حاصل شده از کار روی این موضوع، به طرح نکات و پیشنهاداتی برای ادامه این مطالعه پرداخته شده است.

فصل دوم: تاریخچه و

مطالعات پیشین

۲-۱- هیدرولیک جریان میرا در لوله‌ها

مطالعه هیدرولیک جریان‌های میرا از قرن ۱۷ میلادی با تحقیق درباره نحوه انتشار امواج صوتی در هوا و انتشار امواج در آب‌های کم عمق شروع شد. نیوتن^۱ و لاگرانژ^۲ نخستین کسانی بودند که در این زمینه به مطالعه پرداختند. یک روشی ترسیمی برای انتگرال‌گیری از معادلات دیفرانسیل جزئی به نام روش مشخصه (MOC)^۳ توسط مونژ^۴ در سال ۱۷۸۹ ارائه شد. وبر^۵ جریان سیال غیرقابل تراکم را در لوله‌های کشسان مورد مطالعه قرار داد و آزمایش‌هایی جهت تعیین سرعت امواج فشاری انجام داد. همچنین او معادلات پیوستگی و اندازه حرکت که اساس مطالعات جریان‌های غیر ماندگار هستند را ارائه نمود. ماری^۶ نیز آزمایشات متعددی جهت تعیین سرعت موج فشاری انجام داد و دریافت که اولاً سرعت موج مستقل از دامنه امواج فشاری است و ثانیاً سرعت موج با ضریب الاستیسیته جدار لوله متناسب است. کورت وگ^۷ نخستین کسی بود که سرعت موج را با توجه به کشسان بودن جدار لوله و کشسانی سیال بدست آورد. گرومیکا^۸ [Gromeka, 1883] برای اولین بار افت‌های اصطکاکی را به هنگام تحلیل ضربه قوچ مد نظر قرار داد. او فرض کرد که سیال غیرقابل تراکم است و افت‌های اصطکاکی با سرعت رابطه مستقیم دارند. در سال ۱۸۹۷ ژوکوفسکی^۹ بر اساس مطالعات نظری و آزمایشگاهی که انجام داد، گزارشی در مورد تئوری اساسی ضربه 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 اندازه حرکت، رابطه‌ای مابین کاهش سرعت و

1- Newton

2- Lagrange

3- Method Of Characteristics

4- - Monge

5- Weber

6- Marey

7- Korteweg

8- Gromeka

9- Joukowski

افزایش فشار ناشی از آن بدست 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. آلیوی^۱ در سال ۱۹۰۲ تئوری عمومی ضربه قوچ خود را منتشر کرد. معادله اندازه حرکتی که او بدست آورد از آنچه کورت وگ بدست آورده بود، دقت بیشتری داشت. گیبسون^۲ [Gibson, 1919] بر اساس تئوری ژوکوفسکی رساله‌ای ارائه کرد که برای اولین بار در تحلیل جریان، افت‌های اصطکاکی به صورت غیرخطی در نظر گرفته شده بودند. وود^۳ روشی ترسیمی - تحلیلی جهت تحلیل جریان ضربه قوچ ارائه داد. لووی^۴ هم در سال ۱۹۲۸ روش ترسیمی مشابهی ارائه نمود و مسئله تشدید حاصل از عملکرد تناوبی شیرها و همچنین کاهش فشار ناشی از باز شدن آهسته شیرها را مورد بررسی قرار داد. وی در تحلیل خود تلفات اصطکاکی را با اضافه کردن جمله مربوط به اصطکاک در معادلات دیفرانسیل جزئی در نظر گرفت. برگرون^۵ روش ترسیمی را برای تعیین شرایط در مقاطع میانی خط لوله بسط و گسترش داد. وی اولین کسی بود که در تحلیل ترسیمی خود تلفات اصطکاکی را در نظر گرفت.

در سال ۱۹۳۳ کنفرانس مشترکی توسط انجمن مهندسين راه و ساختمان آمریکا^۶ و انجمن مهندسين مکانیک آمریکا^۷ برگزار شد که در آن رساله‌های متعددی در مورد تحلیل ضربه قوچ در خطوط لوله انتقال ارائه گردید. همچنین در اجلاس سالانه انجمن مهندسين مکانیک آمریکا در سال ۱۹۳۷ مقالاتی در مورد تحلیل مخازن هوای تحت فشار و شیرها و همچنین چگونگی در نظر گرفتن منحنی مشخصه کامل پمپ و مقایسه بین نتایج محاسبه شده و نتایج آزمایشگاهی ارائه گردید. در فاصله سال - های ۱۹۴۰ تا ۱۹۶۰ کتاب‌ها و مقالات متعددی در زمینه ضربه قوچ منتشر گردید. رويس^۸ [Ruus, 1966] اولین شخصی بود که روشی برای تعیین مراحل بسته شدن شیر ارائه کرد که روش بسته شدن

1- Allievi

2- Gibson

3- Wood

4- Lowy

5- Bergeron

6- ASCE

7- ASME

8- Ruus

بهینه شیر^۱ نامیده شد. گری [Gray, 1953] در بررسی افت انرژی در پدیده ضربه قوچ، روش مشخصه را در تحلیل کامپیوتری به کار برد.

استریتر و لای^۲ [Streeter & Lai, 1963] در مقاله‌ای مشترک، برای نخستین بار روش مشخصه را در تحلیل جریان میرا، با استفاده از کامپیوتر تعمیم دادند. بعدها استریتر مقالات متعددی درباره روش مشخصه ارائه نمود. همچنین کتابی [Wylie & Tijsseling, 1978] در مورد جریان‌های میرای هیدرولیکی منتشر کرد.

۲-۲- اثر تداخلی سیال و سازه در لوله

بررسی اندرکنش بین سیال و سازه در سیستم‌های خط لوله تقریباً از نیمه دوم قرن نوزدهم آغاز و به دلیل ابعاد گسترده آن تاکنون نیز ادامه دارد. بررسی این مطالعات یک سیر تحول و پیشرفت از امواج محوری و حرکت یک بعدی لوله به معادلات چند بعدی موج و روش‌های پیشرفته عددی را نشان می‌دهد. در بسیاری از منابع از جمله در کتاب جریان‌های میرای استریتر و وایلی، به تأثیر جابجایی‌های طولی و محیطی لوله در کاهش سرعت موج فشاری اشاره شده است. این تعدیل به صورت سنتی در تحلیل مسئله ضربه قوچ و جریان‌های نوسانگر در خطوط لوله و بدون در نظر گرفتن علت آن، یعنی حرکت لوله در نظر گرفته می‌شد.

نخستین بار اسکالاک^۳ در سال ۱۹۵۶ به بررسی تداخل سیال - سازه پرداخت و برای این منظور از معادلات تداخلی حاکم بر ضربه قوچ استفاده نمود.

اسکالاک و تورلی^۴ و ویلیامز^۵ جهت تعیین بارهای ناشی از غیرماندگاری جریان در لوله‌های

^۱- Optimum Valve Closure

^۲- Lai

^۳- Skalak

^۴- Thorely

^۵- Williams

مستقیم، معادلات امواج طولی را برای سیال و لوله به صورت کوپله در نظر گرفتند تا بتوانند امواج کششی ایجاد شده در بدنه لوله را تخمین بزنند. اسکالاک مطالعه‌ای با استفاده از این نوع تحلیل ارائه کرد که در آن حرکت لوله تنها در جهت محوری و کاملاً در حد الاستیک بررسی شده است.

ریگتزر [Regetz, 1960]، دسوزا و اولدنبرگر [D'souza & Oldenburger, 1964] و جونز و وود [Jones & Wood, 1972] به بررسی جریان نوسانگر بعنوان یک عامل ایجادکننده ارتعاشات و حرکات طولی در یک لوله تنها پرداختند. وود [wood, 1968 and 1969] جریان غیرماندگار سیال را با مدل یک درجه آزادی جرم - فنر، به صورت کوپله در نظر گرفت و توانست مهم‌ترین تداخل سیال و سازه لوله را اثبات کند. این تحلیل برای ارتعاش سیستم‌های لوله یک درجه آزادی صحیح است. همچنین وی به این نتیجه رسید که زمانی که بخش‌های ضروری سیستم به طور کامل مهار نشده باشند، تفاوت‌های شدیدی (تغییرات دامنه و فرکانس) در نتایج نسبت به تحلیل کلاسیک بوجود می‌آورد.

ویگرت و همکاران [Wiggert et.al, 1987] برای حل معادلات سیال و سازه به صورت همزمان، یک روش مشخصه ارائه نمودند. هرچند در این روش محدودیت‌هایی در معیارهای ریاضی و دینامیک سازه وجود داشت، اما فشار سیال و تنش محوری، برش و خمش لوله، همگی روی خطوط مشخصه قابل تعریف بودند. لووچ و تایلینگ [Lavooij & Tijsseling, 1990] تداخل سیال و لوله را با به کار بردن تئوری ضربه قوچ برای سیال و تئوری خمش تیموشنکو برای المان لوله، مدل کردند و یک پروسه مرکب از روش مشخصه (MOC) و اجزا محدود (FEM) ارائه گردید. معادلات هیدرولیکی با MOC و معادلات لرزه‌ای سازه با FEM تحلیل شدند. برگانت و تایلینگ [Bergant & Tijsseling, 2001] در مقاله‌ای با استفاده از روش مشخصه (MOC) برای حل معادلات هیدرولیکی و سازه‌ای، تداخل سیال و سازه را به صورت کوپله در نظر گرفتند و پارامترهای مؤثر در میرایی موج ضربه قوچ را مورد بررسی قرار دادند. در این مقاله اثرات تداخل سیال و سازه لوله، اصطکاک غیرماندگار و کاویتاسیون به صورت جداگانه و توأم، مورد مطالعه قرار گرفته‌اند و تأثیر هر کدام بر کل سیستم با حل چند مثال نشان داده شده است. این روش به دلیل اینکه در پاره‌ای از مسائل نیاز به اینترپولاسیون

عددی دارد، دارای خطا است.

احمدی و کرامت [Ahmadi & Keramat, 2010] به بررسی اثرات انواع مختلف کوپله اتصال در پدیده ضربه قوچ پرداختند. آن‌ها در این مقاله روابط شرایط مرزی موردنیاز جهت مدل‌سازی کوپله اتصال و کاویتاسیون در حالات مختلف مانند پمپ‌ها، شاخه‌ها و شیرهایی که امکان جابجایی داشتند را برای حل معادلات هیدرولیکی و سازه‌ای با استفاده از روش MOC-FEM ارائه نمودند. نیک‌نژاد و همکاران [نیک‌نژاد و همکاران، ۱۳۹۶] نیز به روش فوق به بررسی اثر کوپله اتصال در گروه پمپ موازی پرداختند. نتایج این تحقیق به درک بهتر مهندسی در رابطه با اثرات کوپله اتصال کمک شایانی می‌نماید.

در سال‌های اخیر توجه بیشتر محققین در زمینه ضربه قوچ به بررسی جداگانه و یا توأم هریک از پارامترهای موثر در امواج فشاری چکش آبی مانند اصطکاک غیرماندگار، کاویتاسیون، اندرکنش سیال - سازه، نشت و اثر رفتار ویسکوالاستیک در سیستم لوله، معطوف شده است که در این بین می‌توان به مقاله [Bergant et.al, 2008] اشاره کرد.

حل معادلات تداخلی سیال - سازه در شبکه‌های لوله از دو دیدگاه اصلی مورد توجه قرار گرفته است: حل در بازه زمان و حل در بازه فرکانس که هرکدام مزایا و معایبی دارند [Tijsseling, 1996]. حل در بازه زمان که منظور حل عددی معادلات می‌باشد از این نظر اهمیت دارد که به وسیله آن می‌توان انواع مختلف سیستم‌های لوله (شاخه‌ای، حلقوی با انواع شرایط مرزی) را تحلیل کرد. ضعف این روش در لزوم استفاده از میان‌یابی جهت انتقال پارامترهای هیدرولیکی به معادلات سازه و بالعکس می‌باشد که این امر خود باعث کند شدن این مدل‌ها می‌شود [Wiggert & Tijsseling, 2001]. حل فرکانسی تنها برای یک لوله مستقیم امکان‌پذیر است و شرایط مرزی باید بسیار ساده باشند. در این روش معادلات حاکم با روش جداسازی متغیرها و سپس استفاده از سری‌های فوریه جهت تعیین تابع مناسب که بتواند شرایط مرزی را ارضا کند، امکان‌پذیر است [Haberman, 2004].

مقاله هینسبروک [Heinsbroek, 1997] یکی از مقالات اساسی در زمینه آنالیز زمانی اثرات تداخلی سیال - سازه در شبکه‌های لوله می‌باشد. در این مقاله روش خطوط مشخصه جهت حل معادلات هیدرولیک و روش اجزای محدود برای حل معادلات سازه به کار گرفته شده است و مقایسه‌ای بین استفاده از این روش و روش تمام خطوط مشخصه نیز صورت گرفته است.

تایسلینگ [Tijsseling, 2003] در مقاله‌ای به ارائه حل دقیق برای سیستم چهار معادله‌ای ارتعاش محوری لوله - سیال در حوزه فرکانس پرداخته است. در اینجا هر دو اثر تداخلی پواسون و اتصال به دقت مورد بررسی قرار گرفته‌اند. حل دقیق ارائه شده نشان داد که استفاده از روش‌های عددی معمولاً دارای خطای قابل توجهی می‌باشد و برای کاهش خطاها باید المان‌ها بسیار کوچک انتخاب شوند که این زمان محاسبه را بسیار بالا می‌برد.

۲-۳- جریان غیرماندگار ناشی از خاموشی سیستم‌های پمپاژ

چادری^۱ [Chaudhry, 2014] و وایلی و استریتر [Wylie & Streeter, 1993] با استفاده از روابط پمپ‌های هم‌خانواده روش مدل‌سازی عملکرد پمپ را در جریان غیرماندگار ناشی از توقف ناگهانی و شروع به کار آن به خوبی بیان کردند. همچنین تورلی [Thorley, 1969] به بررسی عملکرد ایمن سیستم‌ها پرداخت. برگانت^۲ [Bergant, et al., 1999] [Bergant, et al., 2006] کرامت و همکاران [Keramat, et al., 2009] جدایی ستون مایع در اثر ضربه قوچ ناشی از خاموشی پمپ و انواع حالت‌های ممکن مورد بررسی قرار دادند. پارساصدر [پارساصدر، ۱۳۹۴] نشان داد که در یک گروه پمپ، خاموش شدن ناگهانی گروه پمپ نسبت به خاموشی گام‌به‌گام، فشارهای بیشتری ناشی از ضربه‌ی قوچ به سیستم وارد می‌شود و هر چه سیستم پمپاژ قوی تر باشد ضربه‌ی قوچ با شدت بیشتری در سیستم رخ می‌دهد. همچنین جایگزینی تعدادی پمپ‌های ضعیف با یک پمپ قوی در

¹- Chaudhry

²- Bergant

سیستم پمپاژ سری، باعث کاهش حداکثر فشار وارد بر سیستم می‌شود. پارسا صدر و همکاران [Parsasadr et.al, 2014] به بررسی اثر خاموشی گام‌به‌گام در گروه پمپ موازی پرداختند و نشان دادند که با خاموشی پمپ‌ها به ترتیب قدرتشان از حداکثر فشار بر سیستم کاسته می‌شود. افشار و محجوبی [Afshar, et al., 2007] به بررسی طراحی بهینه سیستم انتقال پمپ‌دار برای کاهش فشارهای ناشی از توقف پمپ پرداختند. آن‌ها نشان دادند که با افزایش قطر لوله‌ها، اثرات توقف ناگهانی پمپ، بویژه مقدار فشار منفی ایجادشده و جدایی ستون مایع ناشی از آن کاهش می‌یابد. همچنین شریف و همکاران [Sharif, et al., 2014] تاثیر جنس و قطر لوله را در فشارهای ناشی از ضربه قوچ بررسی کردند آن‌ها در تحقیق خود نشان دادند که تغییر قطر و جنس لوله می‌توان میزان نوسانات ناشی از ضربه قوچ را کاهش داد.

کوزینه^۱ و همکاران [Couzinet, et al., 2013] با بررسی عملکرد پمپ در نرم‌افزار انسیس (ANSYS) نشان دادند که عملکرد پمپ با سرعت‌های ویژه آن مرتبط است و در سرعت‌های ویژه بالا عملکرد آن با سرعت ویژه‌های پایین متفاوت است. سوارز و همکاران [Soares, et al., 2008] به مدل‌سازی مخزن ضربه‌گیر برای یک سیستم پمپاژ مشخص با استفاده از معادلات کلاسیک ضربه قوچ و حل آن با روش خطوط مشخصه پرداختند و نتایج دبی و فشار در حالت غیرماندگار را نشان دادند و همچنین نتایج در حالت مدل‌سازی اصطکاک ماندگار و غیرماندگار را مقایسه کردند. همچنین سوارز و همکاران [Soares, et al., 2013] در تحقیقی دیگر به تحلیل میرایی در جریان غیرماندگار ناشی از توقف سیستم پمپاژ پرداختند و نشان دادند که مدل‌سازی اصطکاک به‌صورت غیرماندگار در این شرایط جواب‌های دقیق‌تری بدست می‌دهد.

¹- Couzinet

فصل سوم: مدل ریاضی

۳-۱- مقدمه

اصلی‌ترین بخش هر مدل ریاضی، معادلات حاکم می‌باشد که عموماً به صورت یک مجموعه معادلات دیفرانسیل پاره‌ای غیرخطی و وابسته بیان می‌شوند که باید با توجه به شرایط اولیه و مرزی مختلف حل شوند.

برای بررسی پدیده ضربه قوچ در اثر خاموشی پمپ با در نظر گرفتن کاویتاسیون و اثرات تداخلی سیال - سازه در سیستمی در لوله‌های الاستیک، با دو دسته از معادلات، یعنی معادلات تداخلی ضربه قوچ و معادلات حاکم بر پمپ‌ها روبه‌رو هستیم. در حالتی که بررسی اثر تداخلی اتصال در یک سیستم لوله دوبعدی (سه بعدی) مورد نظر باشد، بررسی ارتعاشات خمشی (خمشی و پیچشی) نیز ضروری است (معادله ارتعاش پیچشی فقط در آنالیز سیستم‌های ۳ بعدی وارد می‌شود). با توجه به این که در این پایان‌نامه، تنها بررسی اثرات اندرکنشی محوری لوله‌ها (اتصال) مورد نظر است، از ارائه معادلات ارتعاش خمشی و پیچشی صرف نظر شده است.

۳-۲- تشریح اثر تداخلی سیال - سازه در لوله‌های الاستیک

بروز جریان غیرماندگار در سیستم لوله منجر به بروز فشارهای دینامیکی در سازه لوله خواهد شد. فشار سیال همچنین در مرزهایی که امکان حرکت داشته باشند می‌تواند باعث ایجاد یک نیروی محوری و به دنبال آن کرنش محوری شود که بعنوان اثر تداخلی اتصال معروف است. در عمل جریان پایدار در سیستم لوله برای زمانی طولانی برقرار می‌شود بنابراین هد مربوط به جریان پایدار H_0 ، تنها باعث ایجاد پاسخ استاتیکی در سیستم می‌گردد. با توجه به این که در بررسی تداخل سیال و سازه، پاسخ دینامیکی مورد نظر است، هد دینامیکی سیال $\tilde{H} = H - H_0$ باید در فرمول‌ها بعنوان عامل ایجاد تنش در سیستم در نظر گرفته شود.

۳-۲-۱- معادلات حاکم بر ضربه قوچ در حالت تداخلی

معادلات حاکم بر رفتار سیال شامل دو معادله پیوستگی و مومنتوم می‌باشد. برای مدل‌سازی اثر

تداخلی، به معادله پیوستگی در حالت ضربه قوچ کلاسیک جمله کوپله پواسون $(2v \frac{c_f^2}{g} \xi')$ اضافه

می‌شود که مربوط به سازه لوله بوده و سیال را با سازه کوپله می‌کند و از نتایج تحلیل دینامیکی لوله

بدست خواهد آمد اما معادله مومنتوم بدون تغییر می‌ماند. بعلت وجود جمله کوپله پواسون در معادله

پیوستگی و نیاز به محاسبه جابجایی محوری نقاط مختلف لوله، معادلات مربوط به ارتعاش محوری نیز

باید استخراج گردند. از اثرات سختی خمشی^۱، اینرسی دورانی^۲ و تغییر شکل برشی عرضی صرف‌نظر

می‌گردد. معادلات پیوستگی، مومنتوم و ارتعاش محوری به‌صورت زیر می‌باشند [کرامت، ۱۳۸۹].

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c_f^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} - 2v \frac{c_f^2}{g} \xi' = 0, \quad \xi' = \frac{\partial^2 \xi}{\partial x \partial t}, \quad (1-3)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial x} = -\frac{fV|V|}{2D} + g \sin \theta \quad (2-3)$$

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} - c_t^2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} - g \frac{\rho_f}{\rho_t} \frac{Dv}{2e} \frac{\partial \tilde{H}}{\partial x} = 0, \quad c_t^2 = \frac{E}{\rho_t}, \quad (3-3)$$

در این رابطه g شتاب ثقل، θ زاویه لوله نسبت به افق، ξ جابجایی محوری لوله، ξ' سرعت

محوری لوله، V سرعت سیال، H هد فشاری سیال، f ضریب اصطکاک داریسی - وایسباخ، D قطر

داخلی لوله، v نسبت پواسون، c_t سرعت موج برشی، e ضخامت دیواره لوله، ρ_f دانسیته سیال و ρ_t

جرم حجمی مواد لوله می‌باشد. همچنین برای سادگی و رسیدن به فرم تقریبی معادلات ضربه قوچ،

از جمله $g \sin \theta$ صرف‌نظر می‌کنیم. چنانچه از اصطکاک نیز صرف‌نظر شود، ترم سمت راست معادله

(مومنتوم) حذف خواهد شد. c_f سرعت موج فشاری است و توسط رابطه (۳-۴) تعریف می‌شود.

¹- Bending stiffness

²- Rotary inertia

$$c_f = \left(\rho_f \left(\frac{1}{K} + (1-v^2) \frac{D}{eE} \right) \right)^{-\frac{1}{2}}, \quad (4-3)$$

که در آن E مدول الاستیک یانگ و K مدول بالک سیال است.

در این پایان نامه $v = 0$ فرض شده است و تنها اثر تداخلی اتصال بررسی می شود.

۳-۳- معادلات حاکم بر پمپها در جریان غیرماندگار

۳-۳-۱- منحنی مشخصه پمپ در حالت غیرماندگار

دو فرض اساسی جهت مدل سازی جریان غیرماندگار ناشی از توقف پمپ انجام می شود. نخست اینکه منحنی های مشخصه پمپ در حالت جریان ماندگار برای جریان غیرماندگار نیز معتبر است و دیگر این که روابط همولوگ مربوط به پمپ همواره صادق هستند [Wylie & Streeter, 1993]. برای تعیین شرایط مرزی در حالت غیرماندگار باید رابطه ای میان دبی پمپ (Q) و ارتفاع نظیر انرژی فشاری پمپ (H) داشته باشیم. دبی پمپ های سانتریفیوژ وابسته به سرعت دورانی پره پمپ (N) و اختلاف ارتفاع معادل فشار در دو سر پمپ (H) می باشد. تغییرات سرعت دورانی پره پمپ در جریان غیرماندگار وابسته به گشتاور خالص (T) و ممان اینرسی قسمت چرخنده و سیال در حال گردش می باشد. جهت نمایش ریاضی یک پمپ در حالت غیرماندگار باید چهار پارامتر T, N, H, Q در لحظه مشخص باشند. منحنی هایی که نشان دهنده ی رابطه میان این متغیرها می باشند، منحنی مشخصه یا عملکرد پمپ نامیده می شوند. این منحنی ها بر اساس روابط پمپ های هم خانواده و استفاده از پارامترهای بی بعد ارائه گردیده اند که بتوان از آنها برای پمپ های مختلف بهره گرفت.

به زمانی که مقادیر T, N, H, Q دارای بیشترین راندمان باشند، حالت شاخص گفته می شود.

[Chaudhry, 2014]، [Wylie & Streeter, 1993]. با استفاده از این مقادیر، چهار پارامتر بی بعد

همولوگ زیر معرفی می شود:

$$g = \frac{Q}{Q_R}; h = \frac{H}{H_R}; \alpha = \frac{N}{N_R}; \beta = \frac{T}{T_R} \quad (5-3)$$

زیرنویس R نشان‌دهنده‌ی مقدار کمیت‌ها در حالت شاخص می‌باشد.

منحنی‌های مشخصه یا عملکرد پمپ را با توجه به علامت دو پارامتر (α و ϑ) (جهت چرخش پره پمپ و جهت حرکت جریان در لوله) در چهار ناحیه معکوس، نرمال، استهلاک و توربینی با استفاده از جدول (۱-۳) و شکل (۱-۳) رسم می‌کنند [Wylie & Streeter, 1993].

جدول (۱-۳) چهار ناحیه عملکرد پمپ

ناحیه معکوس	ناحیه نرمال	ناحیه استهلاک	ناحیه توربینی
$\vartheta > 0$	$\vartheta \geq 0$	$\vartheta < 0$	$\vartheta \leq 0$
$\alpha < 0$	$\alpha \geq 0$	$\alpha \geq 0$	$\alpha < 0$

منحنی‌های مشخصه پمپ در محور افقی برحسب $x = \pi + \tan^{-1} \frac{g}{\alpha}$ و در محور عمودی یکی

برحسب $W_H = \frac{h}{\alpha^2 + g^2}$ و دیگری $W_B = \frac{\beta}{\alpha^2 + g^2}$ می‌باشد. از آن‌ها به ترتیب جهت تعیین هد و

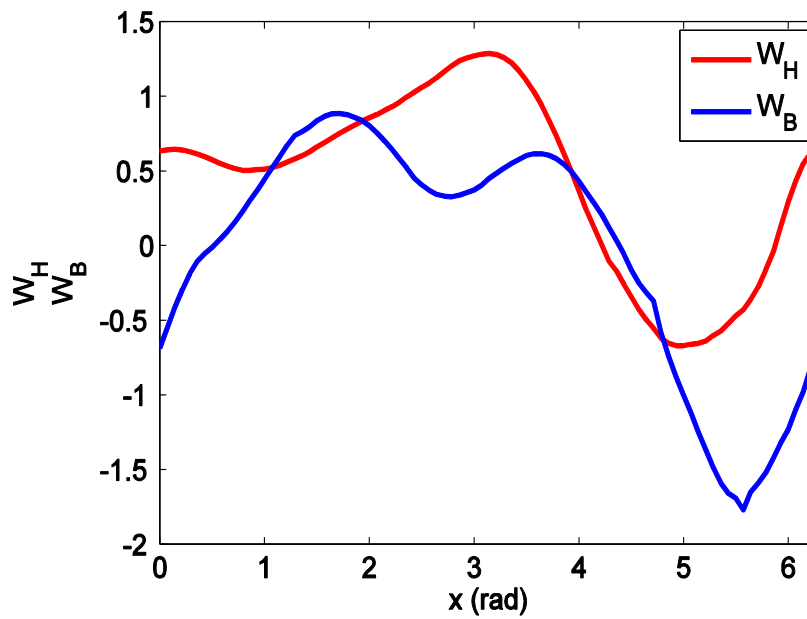
گشتاور استفاده شده که با رنگ قرمز و آبی در شکل (۱-۳) مشخص شده‌اند. این منحنی‌ها برای مقادیر مختلف سرعت‌های ویژه^۱ (N_S) مشخص بوده که در شکل (۱-۳) برای سرعت ویژه ۲۴,۵ واحد ترسیم شده است.

$$N_S = \frac{N_R Q_R^{0.5}}{H_R^{0.75}} \quad (6-3)$$

در رابطه فوق جهت تعیین سرعت ویژه در سیستم واحد SI، واحد سرعت دورانی پمپ، دبی و هد

به ترتیب دور در دقیقه، مترمکعب بر ثانیه و متر می‌باشد.

^۱- specific speeds



شکل (۱-۳) منحنی مشخصه (فشار - هد و دوران خالص) پمپ در حالت غیرماندگار برای سرعت ویژه ۲۴,۵ واحد

مقادیر هد (H) و گشتاور (T) با استفاده از منحنی‌های مشخصه شکل (۱-۳) و Q و N بدست

آمده از معادلات حاکم بر پمپ‌ها تعیین می‌شوند. با استفاده از منحنی W_H داریم:

$$x = \pi + \tan^{-1}\left(\frac{\vartheta}{\alpha}\right) \quad (۷-۳)$$

$$\frac{h}{\alpha^2 + \vartheta^2} = W_H(x) \quad (۸-۳)$$

$$H = W_H(x) \cdot (\alpha^2 + \vartheta^2) \cdot H_R \quad (۹-۳)$$

و برای منحنی W_B نیز خواهیم داشت:

$$\frac{\beta}{\alpha^2 + \vartheta^2} = W_B(x) \quad (۱۰-۳)$$

$$T = W_B(x) \cdot (\alpha^2 + \vartheta^2) \cdot T_R \quad (۱۱-۳)$$

که از آن مقدار گشتاور وارده بر پمپ (T) محاسبه می‌شود.

در روابط بالا مقادیر $W_H(x)$ و $W_B(x)$ با استفاده از x بدست آمده از معادله (۷-۳) از روی

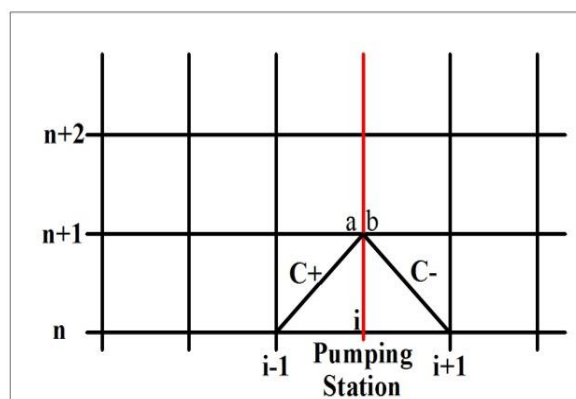
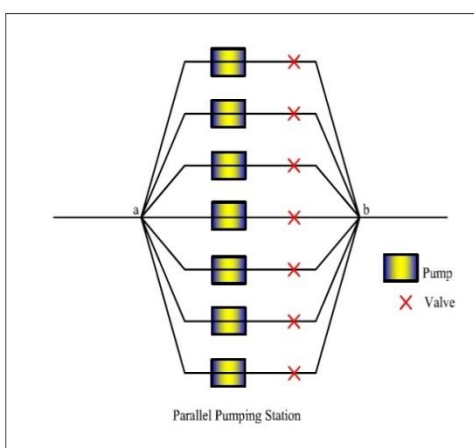
منحنی مشخصه پمپ شکل (۱-۳) خوانده می‌شود.

۳-۲- معادلات حاکم بر پمپ‌ها در حالت موازی

در سیستم پمپاژ موازی دبی کل سیستم برابر با مجموع دبی تک تک پمپ‌ها است ($Q_{System} = Q_1 + Q_2 + \dots$) ولی هد کلی سیستم ثابت بوده ($H_{System} = H_1 = H_2 = \dots$) و به تعداد پمپ‌ها بستگی ندارد.

برای بدست آوردن دبی و هد در جریان غیرماندگار از روابط و معادلات حاکم بر پمپ‌ها استفاده شده است و سپس با استفاده از منحنی‌های مشخصه‌ی هر پمپ مقادیر هد و گشتاور بدست آمده است. هر پمپ دارای دو معادله تعادل هد و گشتاور پمپ (تغییر سرعت) می‌باشد که در جریان غیرماندگار برای بدست آوردن مشخصات جریان در نقطه پمپ از آن‌ها استفاده شده است.

در این تحقیق برای مدل‌سازی به روش تفاضل محدود مطابق شکل (۲-۳) برای گروه پمپ موازی، قبل و بعد از هر یک از متعلقات سیستم پمپاژ، یک گره در نظر گرفته می‌شود و سپس برای مدل‌سازی سیستم لوله‌کشی، گروه پمپ با تمام متعلقات آن به صورت یک نقطه در نظر گرفته شده است که مشخصات این نقطه در هر زمان از نتایج گروه پمپ بدست می‌آید.



شکل (۲-۳) مرز شبکه پمپاژ موازی در مدل تفاضل محدود

۳-۲-۱- معادله تعادل هد در شبکه پمپاژ موازی

معادله تعادل هد را می‌توان در حالت ماندگار و غیرماندگار مورد بررسی قرار داد. در حالت ماندگار چون پمپ با سرعت دورانی معمول کار می‌کند سرعت دورانی پره‌ی آن برابر حالت شاخص است ($\alpha_i = 1$) پس هد حاصل از پمپ i ام (H_{P_i}) با توجه به پارامتر بی بعد ϑ_i بدست می‌آید ($i=1,2,\dots,n$) و n تعداد کل پمپ‌ها می‌باشد. ولی در حالت غیرماندگار چون سرعت چرخش پره‌ی پمپ نسبت به زمان تغییر می‌کند برای بدست آوردن مشخصات جریان در این نقطه (مرز پمپ) نیاز به معادلات تغییر سرعت پمپ‌ها می‌باشد. همان‌طور که گفته شد به ازای هر پمپ از سیستم پمپاژ موازی، یک معادله‌ی تعادل هد موجود می‌باشد. اگر H_a H_b به ترتیب هد قبل و بعد از سیستم پمپاژ باشد معادله‌ی تعادل هد برای سیستم پمپاژ موازی در هر زمانی به‌صورت زیر می‌باشد:

$$H_a + H_{P_i} - h_{f_i} - H_b = 0 \quad (۱۲-۳)$$

که h_{f_i} تلفات هد ناشی از اصطکاک شیر بعد از پمپ i ام و H_{P_i} هد پمپ i ام (مجموع تلفات و هد تمامی پمپ‌ها با توجه به شکل (۲-۳) برابر است) می‌باشد. برای حل جریان غیرماندگار ناشی از توقف ناگهانی از معادلات C^+ و C^- به ترتیب برای نقاط a و b (شکل (۲-۳)) استفاده می‌شود. در نهایت معادله تعادل هد برای پمپ i ام در حالت غیرماندگار به‌صورت زیر ساده می‌شود:

$$FH_i = (C_p - C_m) - Q_{System} \cdot (B_p + B_m) + W_H(x_i) \cdot H_{R_i} \cdot (\alpha_i^2 + \vartheta_i^2) = 0 \quad (۱۳-۳)$$

$$C_p = H_{i-1}^n + BQ_{i-1}^n; B_p = B + R|Q_{i-1}^n|; C_m = H_{i+1}^n + BQ_{i+1}^n; B_m = B + R|Q_{i+1}^n| \quad (۱۴-۳)$$

اندیس i در رابطه (۱۲-۳) و (۱۳-۳) شماره پمپ و در رابطه‌ی (۱۴-۳) محل پمپ را در شبکه مستطیلی شکل (۲-۳) را نشان می‌دهد.

۳-۲-۲-۲- معادله گشتاور (تغییر سرعت) در شبکه پمپاژ موازی

تغییر سرعت دورانی پره پمپ، بستگی به وجود گشتاور نامتعادل دارد لذا به ازای هر پمپ یک معادله ایجاد می‌شود

$$T = -I \frac{d\omega}{dt} = -I \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{dN}{dt} \quad (15-3)$$

که در آن I ممان اینرسی قسمت چرخنده که شامل پمپ و سیال درون آن می‌باشد. N و ω به ترتیب سرعت دورانی بر حسب دور در دقیقه و رادیان بر ثانیه می‌باشند. بر اساس روابط (۳-۵) و (۳-۳) داریم:

$$\beta = -I \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{N_R}{T_R} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (16-3)$$

با استفاده از رابطه (۳-۱۶) و تبدیل رابطه (۳-۱۵) به صورت تفاضل محدود، معادله گشتاور (تغییر سرعت) برای پمپ i ام به صورت زیر تبدیل می‌شود:

$$\beta + \beta_0 - I \frac{N_R}{T_R} \cdot \frac{\pi}{15 \cdot \Delta t} \cdot (\alpha_{i_0} - \alpha_i) = 0 \quad (17-3)$$

اندیس صفر در α_{i_0} و β_0 نشان‌دهنده‌ی مقادیر آن‌ها در گام زمانی قبل می‌باشد.

معادله گشتاور برای هر یک از پمپ‌های سیستم پمپاژ (در اینجا پمپ i ام) به صورت زیر می‌باشد.

$$FT_i = (\alpha_i^2 + \vartheta_i^2) \cdot WB(x_i) + \beta_{i_0} + I_i \frac{N_{Ri}}{T_{Ri}} \cdot \frac{\pi}{30 \cdot \Delta t} \cdot (\alpha_i - \alpha_{i_0}) = 0 \quad (18-3)$$

$$x_i = \pi + \tan^{-1} \left(\frac{\vartheta_i}{\alpha_i} \right)$$

برای حل همزمان دستگاه معادلات غیرخطی (۳-۱۳) و (۳-۱۸) (که در کل به تعداد $2n$ معادله غیرخطی هستند) از روش عددی نیوتن رافسون با دقت چهار رقم اعشار استفاده شده است. پس از حل همزمان دستگاه معادلات غیرخطی مذکور مقادیر $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n, \vartheta_1, \vartheta_2, \dots, \vartheta_n$ (تعداد کل پمپ می‌باشد) در هر گام زمانی بدست می‌آیند که با استفاده از روابط (۳-۱۹) الی (۳-۲۲) می‌توان مشخصات جریان در هر یک از پمپ‌ها را محاسبه نمود:

$$Q_{System} = \sum_{i=1}^n \vartheta_i \cdot Q_{R_i} \quad (19-3)$$

$$N_i = \alpha_i \cdot N_R \quad (20-3)$$

$$H_{P_i} = (\alpha_i^2 + \vartheta_i^2) \cdot W_H(x_i) \cdot H_{R_i} \quad (21-3)$$

$$T_{P_i} = (\alpha_i^2 + \vartheta_i^2) \cdot W_B(x_i) \cdot T_{R_i} \quad (22-3)$$

مقادیر دبی، سرعت دورانی پره پمپ، هد و گشتاور هر پمپ در هر گام زمانی با استفاده از روابط مذکور محاسبه می‌شوند.

روش عددی نیوتون رافسون و نحوه حل معادلات حاکم بر پمپ‌ها به روش نیوتون رافسون در پیوست‌ها (پیوست الف و ب) مراجعه شود.

۳-۴- کاویتاسیون

تمام مدل‌های ریاضی ارائه شده برای کاویتاسیون بر این اصل استوار هستند که فشار مطلق سیال در حالتی که حفره‌های متشکل از بخار آب^۱ (حباب) در آن وجود دارد برابر فشار بخار^۲ است یعنی:

$$P = P_v \quad (23-3)$$

مقدار فشار بخار تابعی از درجه حرارت است که با افزایش درجه حرارت به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد. رابطه فوق تنها زمانی معتبر است که مقادیر گاز آزاد موجود در سیال صفر باشد و امکان نفوذ گاز نیز به سیستم وجود نداشته باشد.

کاویتاسیون در لحظه‌ای که فشار سیال به فشار بخار برسد شروع می‌شود و زمانی که تمام حفره‌ها از بین بروند خاتمه می‌یابد (منظور از حفره‌ها در اینجا cavities است. در یک بیان دقیق‌تر، حباب به

^۱- vaporous cavitation

^۲- vapour pressure

حفره‌هایی گفته می‌شود که فقط حاوی بخار آب باشند). معیار نسبت تخلخل (نسبت حفره‌ای) α^1 به صورت نسبت حجم بخار به حجم کل با رابطه زیر تعریف می‌شود که در آن ∇_v و ∇_l به ترتیب حجم بخار و مایع در واحد طول لوله می‌باشند.

$$\alpha = \frac{\nabla_v}{\nabla_l + \nabla_v} \quad (24-3)$$

جدایی ستون‌های مایع^۲ با نسبت حفره‌ای نزدیک به یک تشخیص داده می‌شود و کاویتاسیون گسترده با نسبت تخلخل کوچک نسبت به واحد مشخص می‌شود. به‌طور کلی پدیده جدایی ستون‌های مایع یک پدیده محلی است بنابراین در آنالیزهای عددی به صورت شرایط مرزی با آن رفتار می‌شود. بعنوان نمونه، زمانی که اثرات توام FSI (اثر تداخلی اتصال) و جدایی ستون‌های مایع موردنظر است، تمام شرایط مرزی مربوطه بعلت جدایی ستون‌های مایع باید اصلاح شوند.

کاویتاسیون گسترده^۳ در بخش‌های وسیعی از طول لوله می‌تواند ایجاد شود. جهت مدل‌سازی این حالت از کاویتاسیون، معادلات معمول ضربه قوچ معتبر نخواهند بود. در این حالت باید از یک مدل دو فازی سیال - بخار برای بخش‌هایی که دارای کاویتاسیون گسترده هستند استفاده شود. در مدل دو فازی سیال - بخار که در آن فشار همواره ثابت و برابر فشار بخار در نظر گرفته می‌شود عامل اصلی وجود رفتار الاستیک در سیال به حفره‌های موجود در آن مربوط می‌شود و لذا در معادلات حاکم، از الاستیسیته دیواره لوله و سیال درون آن می‌توان صرف‌نظر کرد. اثر تداخل پواسون نیز در اینجا اهمیتی ندارد. معادلات حاکم مربوط به این نوع جریان و اثبات آن‌ها را می‌توان در مراجع [Wylie, et al., 1993] و [مجد، ۱۳۸۸] یافت. در اینجا این معادلات را ارائه و به اختصار بررسی خواهیم کرد.

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + V \frac{\partial \alpha}{\partial x} = \frac{\partial V}{\partial x} \quad (25-3)$$

که در آن V سرعت متوسط مخلوط سیال - بخار است. ترم همرفتی (جمله دوم در معادله فوق)

¹- void fraction

²- column separation

³- Distributed cavitation

در اینجا معمولاً قابل صرف نظر کردن نیست زیرا سرعت موج در مخلوط سیال - بخار می تواند در بعضی حالت ها بسیار کوچک باشد و تقریب های آکوستیک را غیر معتبر نماید. در یک بیان فیزیکی از رابطه (۳-۲۵) می توان نتیجه گرفت که وجود گرادیان تخلخل درون مخلوط سیال - بخار می تواند باعث ایجاد گرادیان سرعت گردد.

معادله مومنوم جریان دو فازی سیال - بخار به صورت زیر است.

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} = -\frac{fV|V|}{2D} + g \sin \theta \quad (۳-۲۶)$$

سه مجهول P ، V و α با استفاده از سه رابطه (۳-۲۳)، (۳-۲۵) و (۳-۲۶) تعیین می شوند. گرچه حل دقیق برای تعیین این سه مجهول از معادلات مذکور موجود است، اما مسئله اساسی در ارائه یک مدل ریاضی کامل برای این نوع جریان، ردیابی صحیح مرزهای بین جریان ضربه قوچ خالص و جریان دو فازی سیال - بخار است. بعبارت دیگر تعیین محدوده حل جریان دو فازی. عواملی که باعث پیچیده شدن تعیین وجه مشترک جریان سیال و جریان دو فازی می شوند عبارت اند از: سرعت متغیر انتشار موج، وجود موج های ضربه^۱ و تشکیل حفره های میانی^۲. در این تحقیق از مدل عددی حباب های متمرکز^۳ استفاده شده است.

۳-۴-۱- مدل عددی حباب های متمرکز (DVCM)

این مدل بیشترین و گسترده ترین مدلی است که برای مدل سازی جدایی ستون و کلویتاسیون گسترده به کار می رود. یکی از مزایای مهم این روش، الگوریتم و اجرای ساده آن است، همچنین این مدل توانایی آن را دارد که بسیاری از حالت های فیزیکی جدایی ستون را در خطوط لوله پاسخگو باشد. اولین طرح و بهبود این روش (حفره های چندگانه) توسط استریتر در سال های ۱۹۶۱ و ۱۹۶۹

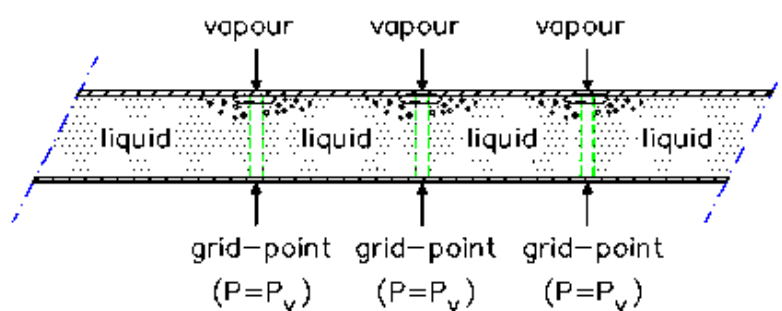
^۱- Shock waves

^۲- Intermediate cavities

^۳- Discrete vapour cavity model (DVCM)

مستقلا ارائه شد.

در این روش حفره‌ها به گونه‌ای هستند که با کاهش فشار محاسبه شده در مقاطع محاسباتی و کوچک تر شدن آن از فشار بخار سیال، تشکیل شوند و با تغییرات فشار، حجم متناظر آن‌ها نیز تغییر کند. در این مدل تفاوت خاصی بین حفره‌های بخار محلی و کاویتاسیون بخاری گسترده وجود ندارد. حفره‌های بخار فقط محدود به نقاط محاسباتی می‌شوند و در نتیجه فرض می‌گردد بین دو نقطه سیال خالص وجود خواهد داشت بر این اساس سرعت موج بین نقاط ثابت فرض خواهد شد (شکل ۳-۳). در مرحله‌ای که حفره‌ها شکل گرفته‌اند مقاطع محاسباتی همچون شرایط مرزی داخلی ثابت عمل کرده به طوری که فشار آن نقاط برابر فشار بخار بوده و این وضعیت (باقی ماندن حفره در گره محاسباتی) تا هنگامی که حفره از بین برود (فشار از فشار بخار فراتر رود) برقرار می‌باشد.



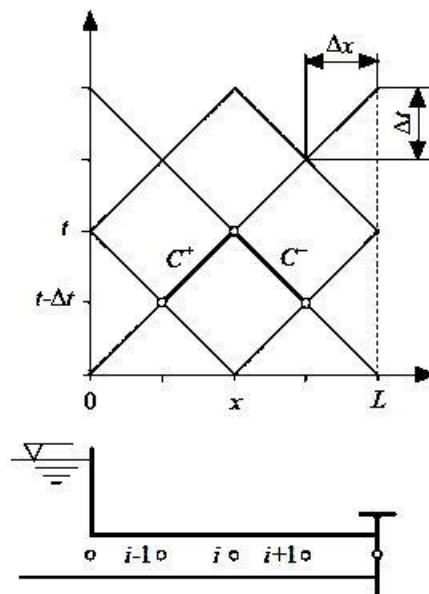
شکل (۳-۳) طرح شماتیک برای مدل حفره‌ای گسسته [Bergant, et al., 2006]

در این روش همانطور که گفته شد برای هر گره محاسباتی یک مقطع بالادست و یک مقطع پایین دست داریم که اختلاف دبی‌های گذرنده از آن دو مقطع برای محاسبه حجم بخار به کار می‌رود. حال برای محاسبه دبی هر کدام از مقاطع بالادست و پایین دست، از روابط مشخصه مثبت و مشخصه منفی که در روش خطوط مشخصه‌ها آورده شده است استفاده می‌شود. با استفاده از هر کدام از این دو رابطه دبی در یکی از مقاطع بالادست یا پایین دست به طور جداگانه بدست می‌آید که روابط آن در زیر آورده شده است.

$$H_p = C_{pc} - B_{pc} Q_{pu} \quad (27-3)$$

$$H_p = C_{mc} - B_{mc} Q_p \quad (28-3)$$

که در آن C_{pc} و B_{pc} ضرایب مثبت یا مشخصه مثبت و پارمترهای C_{mc} و B_{mc} مشخصه‌های منفی هستند که بر اساس گام زمانی قبلی محاسبه می‌گردند (شکل ۴-۳). تغییرات حجم حفره بخار در مقاطع محاسباتی که اختلاف دبی بین مقاطع بالادست Q_{pu} و پایین‌دست Q_p می‌باشد توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود.



شکل (۴-۳) شبکه خطوط مشخصه در صفحه $x - t$

$$\Delta V_{vc} = \int_t^{t+\Delta t} (Q_p - Q_{pu}) dt \quad (29-3)$$

چنانچه این انتگرال به صورت تقریب عددی محاسبه شود رابطه زیر حاصل می‌شود.

$$\nabla_v^t = \nabla_v^{t-\Delta t} + \left[\psi (Q_p^t - Q_{pu}^t) + (1-\psi)(Q_p^{t-\Delta t} - Q_{pu}^{t-\Delta t}) \right] \Delta t \quad (3-30)$$

که در آن ψ ضریب وزن است. سیمسون و برگانت یک سری محاسبات عددی با فرض ψ بین ۰/۵ تا ۱ را انجام دادند و سرانجام مقادیر نزدیک به یک را پیشنهاد کردند [Bergant, et al., 2006]. تا زمانی که فشار در نقاط محاسباتی برابر فشار بخار باشد حجم حفره در آن نقاط محاسبه می‌شود. چنانچه حجم بخار برابر صفر و یا منفی گردد. در این زمان فشار نقطه از فشار بخار بالاتر رفته و معادلات حاکم به معادلات خطوط مشخصه استاندارد (ضربه قوچ کلاسیک) تغییر می‌یابند. برگانت و سیمسون [Simpson & Bergant, 1994] شروع کاویتاسیون همراه با فشار منفی را به وسیله مدل عددی حفره بخار گسسته بررسی کردند. نتایج عددی و آزمایش‌های انجام‌گرفته که فشارهای منفی میخی^۱ را نشان می‌داد مقایسه شدند. فشارهای منفی میخی شکل محلی، در شروع کاویتاسیون اثر قابل توجهی بر پدیده جدایی ستون نداشتند [Bergant, et al., 2006].

۳-۴-۲- جدایی ستون مایع در لوله‌های الاستیک

در اینجا هدف تشریح مدل ریاضی در حالتی که حل عددی بر مبنای حفرات گسسته^۲ موردنظر باشد، است. در این حالت معادلات حاکم بر سیال همان معادلات (۳-۱) و (۳-۲) می‌باشند. برای اینکه بتوان معادلات مذکور را در حالتی که حفرات گسسته‌ای در محل نقاط محاسباتی موجود باشد به کار برد، تغییراتی در پیاده‌سازی روش عددی اعمال می‌شود. ضمناً متناسب با فرضیات موردنظر در حل عددی (صرفاً بخاری (DVCM) یا گازی و بخاری بودن (DGCM) حفرات)، روابط مناسبی را باید برای حفره به کار برد. چنانچه معادلات ضربه قوچ به تنهایی (بدون FSI) در لوله الاستیک موردنظر باشد می‌توان معادلات پیوستگی و مومنتوم سیال را به صورت زیر نوشت.

^۱- Negative pressure spikes

^۲- منظور روش‌های DVCM و DGCM است.

$$\frac{c_f^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} = 0, \quad (31-3)$$

$$\frac{1}{A} \frac{\partial Q}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial x} = \frac{-f Q |Q|}{2DA^2}. \quad (32-3)$$

$$c_f = \left(\rho_f \left(\frac{1}{K} + (1-v^2) \frac{D}{eE} \right) \right)^{-\frac{1}{2}}, \quad (33-3)$$

که در آن متغیرهای به کار رفته مطابق آنچه در بخش‌های قبل توصیف شده‌اند، می‌باشند. دو معادله (31-3) و (32-3) جهت تعیین دو مجهول Q و H قابل حل خواهند بود. با توجه به فرض حفرات گسسته نیز، حفراتی در تمام نقاط محاسباتی، زمانی که فشار سیال به فشار بخار برسد، قابل تشکیل خواهد بود. در این صورت حجم حفرات با استفاده از رابطه پیوستگی زیر که برای هر حفره نوشته می‌شود قابل محاسبه خواهد بود.

$$\frac{\partial V}{\partial t} = Q - Q_u, \quad (34-3)$$

که در آن Q_u و Q دبی‌ها در نقاط محاسباتی به ترتیب در بالادست و پایین‌دست حفره می‌باشند.

۳-۵- شرایط اولیه

جهت ارائه و حل یک مدل ریاضی، علاوه بر معادلات حاکم باید دانست پیش از شروع جریان غیرماندگار وضعیت سیستم به چه شکلی بوده است. در این مطالعه پیش از خاموش شدن پمپ و وقوع جریان غیرماندگار در سیستم لوله موردنظر و وقوع ارتعاش در سازه لوله، باید مقادیر سرعت و فشار برای معادلات هیدرولیکی و مقادیر جابجایی و سرعت و تنش‌ها در معادلات ارتعاش سازه در حالت جریان پایدار و ماندگار سیستم در لحظه‌ای پیش از آغاز غیرماندگاری جریان بعنوان شرایط

اولیه مشخص باشند.

معادلات حاکم در شرایط پایدار از معادلات حاکم در حالت ناپایدار که در قسمت‌های قبل بدست آمده‌اند، با حذف ترم‌های غیرماندگار بدست می‌آیند. سیستم معادلات ارائه شده (برای هیدرولیک جریان) بعلت وجود جملات اصطکاک و یا مدل کاویتاسیون، غیرخطی می‌باشند؛ بنابراین استفاده از اصل روی هم‌گذاری^۱ در حالت کلی غیر قابل قبول است؛ اما با توجه به خطی بودن معادلات ارتعاش سازه، در حالتی که سیستم الاستیک است، چنانچه این معادلات به صورت جداگانه حل شوند (روش حل MOC-FEM) می‌توان از اصل روی هم‌گذاری استفاده کرد.

در تحلیل دینامیکی یک مسئله سازه‌ای به دو روش می‌توان اثرات شرایط اولیه را وارد نمود. بعنوان روش اول می‌توان کل نیرو اعم از استاتیکی و دینامیکی را در هر لحظه بر سازه وارد کرد. در این صورت باید جابجایی در لحظه صفر که نظیر نیرو در لحظه صفر (نیروی استاتیکی) است را بعنوان شرط اولیه (که در حل با روش نیومارک استفاده می‌شود) وارد نمود. در روش دیگر می‌توان ابتدا تغییرشکل سازه را بعلت بار استاتیکی وارده بر آن محاسبه نمود و سپس در فرایند حل دینامیکی تنها نیروی دینامیکی را بر سازه وارد نمود (در این صورت شرط اولیه در تحلیل دینامیکی، جابجایی برابر صفر خواهد بود). در این حالت جابجایی کل در هر نقطه سازه در هر لحظه برابر با جمع جابجایی دینامیکی و استاتیکی خواهد بود. البته هر دو روش مذکور در نهایت منجر به نتایج یکسانی خواهند شد [کرامت، ۱۳۸۹] لذا با توجه به الگوریتم حل عددی یکی از دو روش می‌تواند انتخاب شود.

۳-۶- شرایط مرزی

بخش اصلی و تکمیلی هر مدل ریاضی، شرایط مرزی می‌باشند که به صورت معادلاتی برحسب مجهولات که فقط در مرزها صادق هستند، تعریف می‌شوند. اجزا و ادوات مختلفی مانند شیرها، اتصالات، شیرهای کاهنده فشار، تانک‌های ضربه‌گیر، پمپ‌ها و... در سیستم شبکه لوله قرار می‌گیرند

¹ - Superposition

که بعنوان شرایط مرزی برای معادلات جریان گذرا استفاده می‌شوند. با توجه به مدل ارائه شده در این تحقیق، پمپ بعنوان شرایط مرزی بین لوله‌ها استفاده می‌شود.

جهت مدل‌سازی اثر تداخلی اتصال، شرایط مرزی باید به نحو مناسبی هم برای معادلات هیدرولیکی و هم برای معادلات سازه‌ای ارائه شوند. در واقع برای مدل‌سازی اثر تداخلی اتصال، در شرایط مرزی هیدرولیکی پارامترهایی وابسته به سازه وارد می‌گردد و در شرایط مرزی سازه‌ای مقادیری وابسته به هیدرولیک جریان. بنابراین هیچ‌گونه تغییری در صورت معادلات دیفرانسیلی سیال و سازه ایجاد نمی‌شوند و تنها عامل ارتباط‌دهنده این دو (سیال و سازه) به هم، شرایط مرزی می‌باشد. وجود مخزن در دو سمت سیستم، دو شرط مرزی برای هر دو نوع معادلات محسوب می‌شود. این شرط مرزی برای معادلات سازه‌ای مانند تکیه‌گاه گیردار مانع حرکت سازه لوله می‌شود. بنابراین شرط مرزی مخزن برای معادله ارتعاش سازه به صورت $\xi(0,t)=0$ و $\xi(L,t)=0$ یا سختی بسیار زیاد خواهد بود. برای معادلات هیدرولیکی در محل مخزن، هد فشار همواره ثابت خواهد بود و نوسانات فشار در لوله بر آن تاثیری نخواهد داشت.

شرایط مرزی برای شیر، زانویی، تقاطع، انتهای بسته¹، پمپ و سایر تجهیزات هیدرولیکی نصب شده در یک سیستم هیدرولیکی متفاوت است و باید رابطه حاکم برای هر کدام به صورت جداگانه استخراج شود. این کار به صورت مفصل در مرجع [Tijsseling,1993] توسط تائیسلینگ انجام شده است. در اینجا به صورت مختصر به تشریح این روابط برای شیر خواهیم پرداخت؛ اما در فصل بعد، نحوه پیاده‌سازی این شرایط مرزی در روش حل عددی MOC – FEM به صورت کامل برای پمپ بررسی می‌شود.

روابط مرزی برای یک شیر با بستن تدریجی که امکان ارتعاش دارد به صورت زیر می‌باشند:

¹- Closed end

$$\frac{V_P - \xi_{zP}}{V_0} = \tau \sqrt{\frac{H_P}{H_0}} \quad (35-3)$$

$$\sigma_{zP} A_t = \rho_f g A_f \tilde{H}_P, \quad \tilde{H}_P = H_P - H_{P,0} \quad (36-3)$$

که در آن اندیس P نشان‌دهنده مجهولات در محل شیر، 0 نشان‌دهنده شرایط جریان پایدار و پارامتر τ درصد بازشدگی شیر می‌باشد. معادله (35-3) رابطه مرزی است که در معادلات هیدرولیکی مورد استفاده قرار می‌گیرد و معادله (36-3) نیز بیانگر نیروی محوری است که به دلیل فشار سیال انباشته شده در پشت شیر، در این مرز ایجاد می‌شود. در واقع در حالت اثر تداخلی اتصال، این نیروی هیدرولیکی، خود باعث ایجاد یک موج تنشی در سازه می‌گردد که با امواج سازه‌ای تولید شده بعلاوه اثر تداخلی پواسون جمع می‌گردد؛ بنابراین این نیروی محوری بعنوان شرط مرزی، در معادلات سازه‌ای در محل شیر اعمال خواهد شد.

در صورتی که فقط مدل‌سازی اثر تداخلی پواسون موردنظر باشد گره‌های مرز به صورت کاملاً تثبیت شده در نظر گرفته می‌شوند تا اثر تداخلی اتصال ایجاد نگردد؛ بنابراین در این حالت وجود جابجایی صفر برای گره شیر مورد انتظار است که با اعمال ξ_{zP} در رابطه (35-3) شرط مرزی مورد نظر حاصل می‌شود. قابل ذکر است در این حالت با توجه به بی‌حرکت بودن گره شیر در حالت اثر تداخلی پواسون، تمام نیروی هیدرولیکی اثر کننده در این نقطه که با رابطه (36-3) داده می‌شود به تکیه‌گاه منتقل خواهد شد.

فصل چهارم: روش‌های حل

عددی

۴-۱- مقدمه

می‌دانیم که در بررسی اثرات تداخلی سیال - سازه در شبکه‌های توزیع سیال، معادلات در حالت کلی به دو دسته معادلات هیدرولیکی (معادلات پیوستگی و مومنتوم) و سازه‌ای تقسیم‌بندی می‌شوند که معادلات هیدرولیکی را معمولاً به نام معادلات ضربه قوچ کلاسیک معرفی می‌کنند.

می‌دانیم که در بررسی اثرات تداخلی سیال - سازه در شبکه‌های توزیع سیال، معادلات در حالت کلی به دو دسته معادلات هیدرولیکی (معادلات پیوستگی و مومنتوم) و سازه‌ای تقسیم‌بندی می‌شوند که معادلات هیدرولیکی را معمولاً به نام معادلات ضربه قوچ کلاسیک معرفی می‌کنند.

دو روش حل عددی متفاوت برای مدل‌سازی اثرات FSI ارائه شده است. روش اول، روش خطوط مشخصه (MOC) که برای هر دو معادله هیدرولیکی و سازه‌ای استفاده می‌شود و روش بعدی، روش خطوط مشخصه - اجزای محدود (MOC-FEM) که برای حل معادلات هیدرولیکی از روش MOC و برای حل معادلات سازه‌ای از روش FEM در حوزه زمان استفاده می‌شود [Lavooij & Tijsseling, 1991].

روش مشخصه‌ها بهترین روشی است که برای حل معادلات هیدرولیکی وجود دارد و بدون شک در بین تمام روش‌های عددی دیگری که می‌توان استفاده کرد، جواب‌های دقیق‌تر و سریع‌تری می‌دهد. علت دقت و سرعت بالای این روش این است که به‌نوعی می‌توان گفت این روش یک روش نیمه تحلیلی است و جواب معادله دیفرانسیل را با یک حل تحلیلی روی خطوط مشخصی، تقریباً به‌طور دقیق می‌دهد.

در یک بررسی کلی از دو روش فوق می‌توان گفت که مزیت اصلی روش MOC-FEM در این است که این روش را به راحتی می‌توان برای سیستم‌هایی با شرایط مرزی مختلف و مواردی از قبیل اصطکاک غیرماندگار، جدایی ستون مایع، اثرات ویسکوالاستیک و یا ویسکوپلاستیک، تغییرشکل‌های بزرگ و کمانش به‌کار برد زیرا در این روش، معادلات هیدرولیک و سازه به‌صورت کاملاً جدا از هم حل

می‌شوند. بنابراین تمامی پیشرفت‌های موجود در بخش هیدرولیک و یا سازه در زیر برنامه‌های مربوط به هر کدام، همانند حالت بدون اثرات تداخلی قابل تحقق می‌باشند. ضعف عمده این روش در این است که برای همگرایی جواب‌های معادلات هیدرولیکی و سازه‌ای، از یک روش تکرار در هر گام زمانی استفاده می‌شود. لذا زمان حل نسبت به روش کاملاً MOC که معادلات به صورت همزمان حل می‌شوند به مراتب بیشتر خواهد بود. ضعف دیگر روش MOC-FEM در این است که روش عددی معمول FEM نمی‌تواند ناپیوستگی‌هایی را که در حل دقیق مسائل FSI در چکش آبی وجود دارد، مدل‌سازی نماید. البته مورد اخیر نگرانی عمده‌ای ایجاد نمی‌کند زیرا در عمل، در مواردی مانند ضربه قوچ به دلیل خاموشی پمپ یا بسته شدن تدریجی شیر، ناپیوستگی در جواب‌ها (نوسانات آبی فشار) رخ نمی‌دهد. در این پایان‌نامه از روش حل MOC-FEM جهت حل معادلات تداخلی استفاده خواهد شد.

۲-۴- حل معادلات هیدرولیک جریان با روش خطوط مشخصه

بعلت اینکه معمولاً سرعت سیال درون لوله (V) در مقایسه با سرعت موج (C) قابل صرف‌نظر کردن است می‌توان از صورت تقریبی معادلات هیدرولیک جریان، که با روش خطوط مشخصه به سادگی قابل حل می‌باشند استفاده کرد. قابل ذکر است هنگام در نظر گرفتن FSI، تنها اثر تداخلی پواسون در معادلات و حل، تغییراتی را ایجاد می‌کند و اثر تداخلی اتصال و اثر خاموشی پمپ و کاویتاسیون تنها در شرایط مرزی پیاده‌سازی می‌شوند. در این قسمت می‌خواهیم آن معادلات تقریبی را که به صورت (۱-۴) و (۲-۴) می‌باشند، با روش خطوط مشخصه حل نماییم.

$$L_1 = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{C^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} - \frac{2C^2}{g} v \xi' = 0, \quad \xi' = \frac{\partial^2 \xi}{\partial x \partial t} \quad (1-4)$$

$$L_2 = g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + f \frac{V |V|}{2D} = 0 \quad (2-4)$$

در این روش ابتدا معادلات دیفرانسیل جزئی پیوستگی و اندازه حرکت، بر روی مسیرهایی به

معادلات دیفرانسیل کامل تبدیل می‌شوند و سپس به وسیله روش تفاضل محدود صریح^۱ حل می‌شوند. چون در این روش هر قسمت از لوله به صورت جداگانه تحلیل می‌شود، برای حل مسائل پیچیده مناسب‌تر است. البته عیب این روش این است که بازه‌های زمانی و مکانی باید نسبت به هم دارای تناسب خاصی باشند و به این دلیل بازه‌های زمانی باید وابسته به ابعاد مسئله انتخاب شوند. در نهایت معادلات هذلولوی مذکور جهت حل به شرایط مرزی و شرایط اولیه نیاز دارند. شرایط اولیه برای جریان غیرماندگار مذکور، مقادیر دبی و ارتفاع پیزومتریک در حالت ماندگار است. شرایط مرزی نیز با توجه به صورت مسئله تعیین می‌شوند.

روش حل

هدف این است که معادلات دیفرانسیل (۴-۱) و (۴-۲) را به دو یا چند معادله دیفرانسیل ساده‌تر که قابل حل به صورت تحلیلی باشند، تبدیل کنیم (منظور این است که به راحتی قابل انتگرال‌گیری باشند، بعبارت دیگر معادله دیفرانسیل کامل باشند). برای این کار پارامتر دلخواه λ را در نظر گرفته و یک ترکیب خطی از دو معادله L_2, L_1 با استفاده از آن می‌سازیم. سپس دو مقدار دلخواه به λ می‌دهیم تا دو معادله دیفرانسیل دیگر، که ترکیبی از L_2, L_1 هستند بدست آید.^۲ برای این کار به صورت زیر عمل می‌کنیم.

$$L_1 + \lambda L_2 = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{C^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} - \frac{2C^2}{g} v \xi' + \lambda \left(g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + f \frac{V|V|}{2D} \right) = 0 \quad (۳-۴)$$

رابطه (۳-۴) را می‌توان به صورت (۴-۴) مرتب کرد.

^۱- Explicit Finite Difference

^۲- از این روش برای حل دستگاه معادلات همزمان جبری نیز می‌توان استفاده کرد.

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \lambda g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{C^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \lambda \frac{\partial V}{\partial t} + f \lambda \frac{V|V|}{2D} - \frac{2C^2}{g} v_{\xi}' = 0 \Rightarrow$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \lambda g \frac{\partial H}{\partial x} + \lambda \left(\frac{C^2}{g\lambda} \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} \right) + f \lambda \frac{V|V|}{2D} - \frac{2C^2}{g} v_{\xi}' = 0 \quad (4-4)$$

از توجه به رابطه بدست آمده در (4-4) می‌توان دید که اگر ضرایب $\frac{\partial V}{\partial x}$ ، $\frac{\partial H}{\partial x}$ عبارت $\frac{dx}{dt}$ باشد می‌توان آن را به صورت یک معادله دیفرانسیل کامل (که فقط شامل دیفرانسیل نسبت به یک متغیر است، معادله دیفرانسیلی معمولی) تبدیل کرد. لکن فعلا بدون توجه به این مطلب، سعی می‌کنیم دو معادله دیفرانسیل از (4-4) بدست آوریم. برای این کار ضرایب $\frac{\partial V}{\partial x}$ ، $\frac{\partial H}{\partial x}$ را مساوی هم قرار می‌دهیم تا دو مقدار برای λ بدست آید.

$$\lambda g = \frac{C^2}{\lambda g} \Rightarrow \lambda^2 g^2 = C^2 \Rightarrow \lambda = \pm \frac{C}{g} \quad (5-4)$$

به این ترتیب طبق رابطه (5-4) توانستیم دو مقدار برای λ پیدا کنیم، چون رابطه (5-4) به ازای تمام مقادیر دلخواه λ صادق بود از جایگذاری این دو مقدار در آن دو معادله دیفرانسیل به صورت (4-6) و (4-7) بدست می‌آید که بدون شک هم‌ارز دو معادله (4-1) و (4-2) می‌باشند.

$$\lambda = \frac{C}{g} \rightarrow \frac{\partial H}{\partial t} + C \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{C}{g} \left(C \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} \right) + \frac{f C V |V|}{2gD} - \frac{2C^2}{g} v_{\xi}' = 0 \quad (6-4)$$

$$\lambda = -\frac{C}{g} \rightarrow \frac{\partial H}{\partial t} - C \frac{\partial H}{\partial x} - \frac{C}{g} \left(-C \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} \right) + \frac{f C V |V|}{2gD} - \frac{2C^2}{g} v_{\xi}' = 0 \quad (7-4)$$

بنابراین جواب دو معادله دیفرانسیل (6-4) و (7-4) همان جواب معادلات دیفرانسیل ضربه کوچ می‌باشند. ولی این معادلات هم به سادگی قابل انتگرال‌گیری نیستند؛ اما با یک نگاه به معادله (6-4) درمی‌یابیم که اگر $C = \frac{dx}{dt}$ باشد، این معادله به یک معادله دیفرانسیل کامل (که به راحتی قابل

انتگرال‌گیری و گسسته سازی است) تبدیل می‌شود. زیرا می‌دانیم که:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} = \frac{dH}{dt}, \quad \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} \frac{dx}{dt} = \frac{dV}{dt} \quad (8-4)$$

همچنین در معادله (7-4) اگر $C = -\frac{dx}{dt}$ باشد این معادله نیز یک معادله کامل خواهد شد. قابل

توجه است، اینکه ما بجای C بگذاریم $\frac{dx}{dt}$ ، خللی در جواب ایجاد نمی‌کند زیرا x و t دو متغیر

مستقل هستند و اگر ما خود را به این ملزم کنیم که گره‌هایمان روی این خط $\left(\frac{dx}{dt} = C\right)$ باشند

می‌توان بین گره‌ها هر رابطه‌ای را که با استفاده از $C = \frac{dx}{dt}$ حاصل می‌شود، استفاده کرد.

می‌دانیم که در روش تفاضل محدود ابتدا باید یک شبکه بنا کنیم تا مقادیر مجهولات را بتوانیم

روی گره‌های شبکه به صورت گسسته شده درآوریم. شبکه‌ای که در آنجا بنا می‌کردیم یک شبکه کاملاً

دلخواه بود و تنها در صفحه گره‌هایی ایجاد می‌کردیم که بتوانیم معادلات را گسسته سازی کنیم؛ اما

در اینجا باید گره‌ها (مجهولات) را روی شبکه‌ای در نظر بگیریم که بین $\Delta x, \Delta t$ اش رابطه

حاکم باشد. بنابراین در اینجا دیگر نمی‌توان نقاط را در یک فضای $x-t$ دلخواه

پخش کرد و بینشان رابطه برقرار کرد. بلکه باید حتماً نقاط را روی دسته خطوطی که عبارت

دیفرانسیلی $\frac{dx}{dt} = C$ تولید می‌کند، گستراند.

همچنین در معادله (۷-۴) مشاهده می‌شود که اگر $C = -\frac{dx}{dt}$ باشد، این معادله نیز یک معادله

کامل خواهد شد و به این ترتیب با رعایت در نظر گرفتن گره‌ها روی $C = -\frac{\Delta x}{\Delta t}$ ، می‌توان گسسته

سازی را برای معادله دیفرانسیلی کاملی که حاصل می‌شود انجام داد.

با توجه به مطالب گفته شده می‌توان نوشت:

$$\text{if } C = \frac{dx}{dt} \rightarrow \frac{dH}{dt} + \frac{C}{g} \frac{dV}{dt} + \frac{f CV |V|}{2gD} - \frac{2C^2}{g} v_{\xi'}^2 = 0 \quad (9-4)$$

$$\text{if } C = -\frac{dx}{dt} \rightarrow \frac{dH}{dt} - \frac{C}{g} \frac{dV}{dt} + \frac{f CV |V|}{2gD} - \frac{2C^2}{g} v_{\xi'}^2 = 0 \quad (10-4)$$

قبل از اقدام به گسسته سازی معادله (۹-۴) و (۱۰-۴) ابتدا آن را بر حسب Q می‌نویسیم

این کار را به این دلیل انجام می‌دهیم تا در نقاط تغییر قطر (گره‌هایی که بین دو لوله با $\left(Q = \frac{V}{A}\right)$

قطر متفاوت قرار دارند) یک دبی داشته باشیم (اگر رابطه سازی بر حسب سرعت باشد در گره تغییر قطر دو سرعت می‌شد در نظر گرفت).

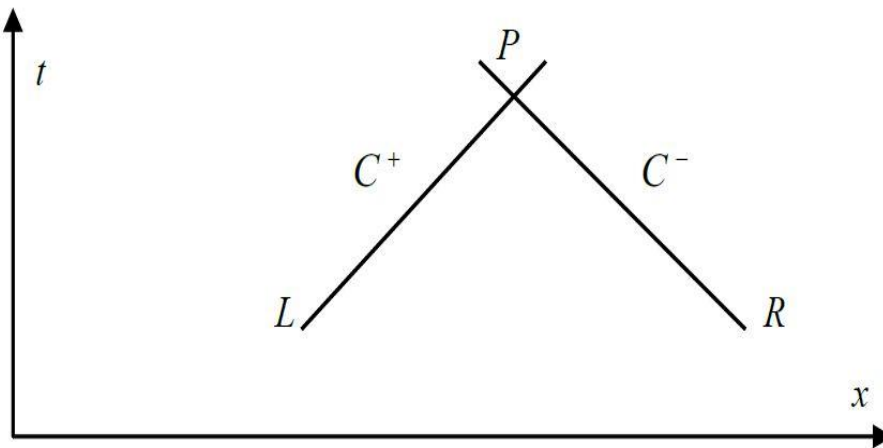
به این ترتیب روابط (۹-۴) و (۱۰-۴) بر حسب Q (دبی) به صورت (۱۱-۴) و (۱۲-۴) تبدیل می‌شوند.

$$C = \frac{dx}{dt} \Rightarrow \frac{dH}{dt} + \frac{C}{gA} \frac{dQ}{dt} + \frac{f C Q |Q|}{2gDA^2} - \frac{2C^2}{g} v_{\xi}' = 0 \quad (11-4)$$

$$C = -\frac{dx}{dt} \Rightarrow \frac{dH}{dt} - \frac{C}{gA} \frac{dQ}{dt} + \frac{f C Q |Q|}{2gDA^2} - \frac{2C^2}{g} v_{\xi}' = 0 \quad (12-4)$$

حال معادله (۱۱-۴) را روی خط C^+ $\left(\frac{dx}{dt} = \frac{\Delta x}{\Delta t} = C \right)$ گسسته سازی می‌کنیم. (به شکل ۴-۴-۱)

(۱) توجه شود.



شکل (۱-۴) خطوط مشخصه در صفحه $x-t$

$$\frac{H_p - H_L}{\Delta t} + \frac{C}{gA} \frac{Q_p - Q_L}{\Delta t} + \frac{f C Q_L |Q_L|}{2gDA^2} - \frac{2C^2}{g} v \xi'_p = 0 \quad \Rightarrow$$

(۱۳-۴)

$$H_p = H_L - \frac{C}{gA} (Q_p - Q_L) - \frac{f C \Delta x Q_L |Q_L|}{2gDA^2} + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 v \xi'_p)$$

با معرفی ثابت‌های $R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2}$ ، $B = \frac{C}{gA}$ معادله (۱۳-۴) را می‌توان به صورت (۱۴-۴)

نوشت (همان‌طور که گفته شد، $\Delta x = C \Delta t$ خواهد بود).

$$B = \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \quad \Rightarrow$$

$$H_p = H_L - B(Q_p - Q_L) - R Q_L |Q_L| + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 v \xi'_p) \quad (۱۴-۴)$$

برای سادگی در استفاده از این فرمول، آن را به صورت (۱۵-۴) می‌نویسند.

$$H_p = C p - B Q_p$$

$$, \quad C p = H_L + B Q_L - R Q_L |Q_L| + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 v \xi'_p) \quad ,$$

$$, \quad B = \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \quad (۱۵-۴)$$

به همین ترتیب از گسسته سازی معادله (۱۲-۴) روی خط C^- روابط

(۱۶-۴) الی (۱۸-۴) بدست خواهد آمد.

$$\frac{H_P - H_R}{\Delta t} - \frac{C}{gA} \frac{Q_P - Q_R}{\Delta t} + \frac{f C Q_R |Q_R|}{2gDA^2} - \frac{2C^2}{g} v_{\xi'}^2 = 0 \quad \Rightarrow \quad (16-4)$$

$$H_P = H_R + \frac{C}{gA} (Q_P - Q_R) - \frac{f \Delta x Q_R |Q_R|}{2gDA^2} + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 v_{\xi'}^2)$$

$$B = \frac{C}{gA}, \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \quad \Rightarrow \quad (17-4)$$

$$H_P = H_R + B(Q_P - Q_R) - R Q_R |Q_R| + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 v_{\xi'}^2)$$

$$H_P = Cm - B Q_P$$

$$, \quad Cm = H_R - B Q_R - R Q_R |Q_R| + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 v_{\xi'}^2) \quad , \quad (18-4)$$

$$, \quad B = \frac{C}{gA}, \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2}$$

معادلات بدست آمده در (۱۵-۴) و (۱۸-۴) که به ترتیب مربوط به گسسته سازی روی خطوط

C^+, C^- می باشند را می توان به صورت همزمان حل کرد. در این دو معادله مجهولات Q_P, H_P

می باشند که پس از حل همزمان معادلات مذکور، بر حسب Q_R, Q_L, H_R, H_L بدست خواهند آمد.

$$\begin{cases} H_P = Cp - B Q_P \\ H_P = Cm + B Q_P \end{cases} \Rightarrow H_P = \frac{Cp + Cm}{2}, \quad Q_P = \frac{Cp - Cm}{2B}$$

$$, \quad Cp = H_L + B Q_L - R Q_L |Q_L| + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 v_{\xi'}^2)$$

$$, \quad Cm = H_R - B Q_R - R Q_R |Q_R| + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 v_{\xi'}^2) \quad (19-4)$$

$$, \quad B = \frac{C}{gA}, \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2}$$

استریتر برای افزایش دقت محاسبه اثر اصطکاک پیشنهاد کرده که بجای $Q_R |Q_R|$ از $Q_P |Q_R|$

استفاده شود هم چنین بجای $Q_L |Q_L|$ از $Q_P |Q_L|$ استفاده شود. بدیهی است که برای داشتن یک

دقت بیشتر، بهتر بود گسسته سازی این جمله به صورت غیر صریح^۱ (در زمان آینده) انجام شود یعنی

بنویسیم $Q_P |Q_P|$ اما چون Q_P مجهول می باشد این کار باعث می شود که برای هر گره یک دستگاه

^۱- Implicit

دو معادله دو مجهولی غیرخطی داشته باشیم اما استفاده از $Q_P|Q_R|$ در رابطه C^- و $Q_P|Q_L|$ در رابطه C^+ باعث می شود که بدون اینکه دستگاهی غیرخطی از H_P, Q_P ایجاد شود، دقت نسبت به حالت کاملاً صریح^۱ افزایشی پیدا کند.

اکنون با اعمال این تغییر حل معادلات (۴-۱۱) و (۴-۱۲) را دوباره به صورت زیر دنبال می کنیم.

برای گسسته سازی معادله (۴-۱۱)، روی خط C^+ داریم:

$$\frac{H_P - H_L}{\Delta t} + \frac{C}{gA} \frac{Q_P - Q_L}{\Delta t} + \frac{f C Q_P | Q_L |}{2gDA^2} - \frac{2C^2}{g} v_{\xi'_p}' = 0 \quad \Rightarrow$$

$$H_P = H_L - \frac{C}{gA} (Q_P - Q_L) - \frac{f \Delta x Q_P | Q_L |}{2gDA^2} + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 v_{\xi'_p}') \quad (۴-۲۰)$$

$$B = \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \quad \Rightarrow$$

$$H_P = H_L - B(Q_P - Q_L) - R Q_P | Q_L | + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 v_{\xi'_p}') \quad (۴-۲۱)$$

$$H_P = C_p - B_p Q_P \quad ,$$

$$, \quad C_p = H_L + B Q_L + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 v_{\xi'_p}') \quad , \quad B_p = B + R | Q_L | \quad (۴-۲۲)$$

$$, \quad B = \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2}$$

همچنین برای گسسته سازی معادله (۴-۱۲) روی خط C^- خواهیم داشت:

^۱- fully Explicit

$$\frac{H_P - H_R}{\Delta t} - \frac{C}{gA} \frac{Q_P - Q_R}{\Delta t} + \frac{f C Q_P |Q_R|}{2gDA^2} - \frac{2C^2}{g} \nu \xi'_p = 0 \quad \Rightarrow \quad (23-4)$$

$$H_P = H_R + \frac{C}{gA} (Q_P - Q_R) - \frac{f \Delta x Q_P |Q_R|}{2gDA^2} + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 \nu \xi'_p)$$

$$B = \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \quad \Rightarrow \quad (24-4)$$

$$H_P = H_R + B(Q_P - Q_R) - R Q_P |Q_R| + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 \nu \xi'_p)$$

$$H_P = Cm + Bm Q_P \quad ,$$

$$, \quad Cm = H_R - B Q_R + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 \nu \xi'_p) \quad , \quad Bm = B + R |Q_R| \quad (25-4)$$

$$, \quad B = \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2}$$

به این ترتیب مشاهده می‌شود در معادلات (۲۲-۴) و (۲۵-۴) که شامل دو مجهول H_P, Q_P می‌باشند بدست آمده است. در اینجا نیز با حل همزمان این دو معادله، مجهولات H_P, Q_P بر حسب Q_R, H_R, Q_L, H_L بدست خواهند آمد.

$$\begin{cases} H_P = Cp - Bp Q_P \\ H_P = Cm + Bm Q_P \end{cases} \Rightarrow H_P = \frac{\frac{Cp}{Bp} + \frac{Cm}{Bm}}{\frac{1}{Bp} + \frac{1}{Bm}} \quad , \quad Q_P = \frac{Cp - Cm}{Bp + Bm}$$

$$, \quad Cp = H_L + B Q_L + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 \nu \xi'_p) \quad , \quad Bp = B + R |Q_L| \quad (26-4)$$

$$, \quad Cm = H_R - B Q_R + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 \nu \xi'_p) \quad , \quad Bm = B + R |Q_R|$$

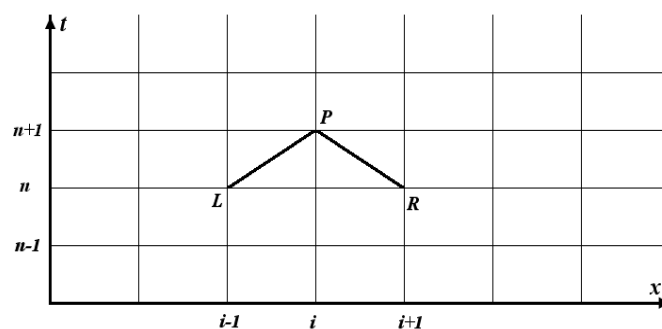
$$, \quad B = \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2}$$

با توجه به اینکه استفاده از (۲۶-۴) دقت بیشتری در محاسبه اثر اصطکاک دارد، در نرم‌افزار تهیه‌شده نیز از این روش استفاده شده است. می‌توان مشاهده کرد که اگر از اثر اصطکاک صرف‌نظر شود ($f = 0$)، هر دو فرمول (۲۶-۴) و (۱۹-۴) جواب‌های یکسانی خواهند داشت.

قابل ذکر است که جمله $\xi'_p = \frac{\partial^2 \xi}{\partial x \partial t}$ (جابه‌جایی محوری گره است) که در اکثر معادلات فوق به چشم می‌خورد، به نام جمله کوپله پواسون معروف است و مربوط به سازه لوله می‌باشد و از نتایج

تحلیل دینامیکی سازه لوله بدست خواهد آمد. لذا در این روابط فعلا به صورت ثابت در نظر گرفته می-شود. گفته شد از یک روش تکرار بین نتایج معادلات هیدرولیکی و سازه‌ای استفاده می‌شود تا مقادیر همگرا شده‌ای برای این جمله حاصل گردد. در اینجا برای دقت بیشتر در محاسبه این جمله به آن اندیس P که مربوط به زمان آینده است داده شده است.

برای اینکه بتوان از فرمول‌های بدست آمده برای برنامه‌نویسی کامپیوتری استفاده شود مطابق شکل (۲-۴) بجای اندیس‌های L, R, P از اندیس‌های i, n استفاده می‌شود. به طوری که i نشان‌دهنده شماره گرهی است که مجهول می‌باشد و رابطه برای آن نوشته می‌شود (اندیس مکانی)؛ و n اندیس مربوط به گام زمانی می‌باشد، (اندیس زمانی). اندیس n ، مربوط به زمان حال، $n+1$ مربوط به زمان آینده و $n-1$ مربوط به گام زمانی گذشته است.



شکل (۲-۴) وضعیت خطوط مشخصه برای گره

با توجه به اندیس‌های معرفی شده می‌توان رابطه (۲۶-۴) را به صورت زیر برای برنامه‌نویسی مورد استفاده قرار داد (به جای اندیس P مربوط به دبی و هد از اندیس‌های i و $n+1$ استفاده می‌شود. همچنین بجای L ، از اندیس‌های $i-1$ و n و بجای R از اندیس‌های $i+1$ و n استفاده خواهد شد).

$$\begin{cases} H_i^{n+1} = Cp - Bp Q_i^{n+1} \\ H_i^{n+1} = Cm + Bm Q_i^{n+1} \end{cases} \Rightarrow H_i^{n+1} = \frac{Cp + Cm}{\frac{Bp}{1} + \frac{Bm}{1}}, \quad Q_i^{n+1} = \frac{Cp - Cm}{Bp + Bm}$$

$$\begin{aligned} , \quad Cp &= H_{i-1}^n + B Q_{i-1}^n + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 v \xi_i^{n+1}) \quad , \quad Bp = B + R |Q_{i-1}^n| \\ , \quad Cm &= H_{i+1}^n - B Q_{i+1}^n + \frac{\Delta t}{g} (2C^2 v \xi_i^{n+1}) \quad , \quad Bm = B + R |Q_{i+1}^n| \\ , \quad B &= \frac{C}{gA} \quad , \quad R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \end{aligned} \quad (27-4)$$

در استفاده از این روش، توجه به نکات زیر مفید خواهد بود.

(۱) باید توجه داشت که روابط ارائه شده در (۲۷-۴) را تنها برای گره‌های میانی یک لوله می‌توان نوشت. برای سایر نقاط، با توجه به شرایط مرزی، معادلات را به صورت دیگری می‌نویسیم که در ادامه، بحث خواهد شد.

(۲) خطوط مشخصه دارای شیب $\pm \frac{1}{C}$ هستند. بنابراین قدر مطلق نسبت Δt به Δx برابر $\frac{1}{C}$ خواهد بود. (مطابق شکل (۴-۱) و خواهیم داشت.

$$\left| \frac{\Delta t}{\Delta x} \right| = \frac{1}{C} \quad (28-4)$$

رابطه (۲۸-۴) یک شرط محدود کننده برای نسبت Δt به Δx است بدین معنی که با توجه به شرایط مسئله و تقسیم‌بندی‌های مکانی، مقدار Δt تعیین می‌شود و طول گام زمانی با توجه به این رابطه، محدود می‌شود.

(۳) همانطور که ملاحظه شد، روش مشخصه، یک روش تفاضل محدود صریح است. در روش تفاضل محدود صریح باید شرط کورانت^۱، جهت پایداری و همگرایی معادلات، برقرار باشد که عبارت است از:

¹- currant criterion

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} \leq \frac{1}{C} \quad (۲۹-۴)$$

این شرایط با توجه به رابطه (۲۸-۴) همواره برقرار است و لذا حل همواره پایدار و همگرا خواهد بود.

۴) برای شروع روش باید مقادیر Q, H در اولین گام زمانی (زمان حال) معلوم باشند. این مقادیر که همان شرایط اولیه معادلات دیفرانسیل هیدرولیکی می‌باشند، از حل ماندگار شبکه توزیع سیال به دست می‌آیند. برای این کار می‌توان ابتدا شبکه را با استفاده از نرم‌افزارهای متنوعی^۱ که برای تحلیل شبکه‌ها در حالت ماندگار وجود دارد حل نمود و سپس فایل خروجی این نرم‌افزارها را بعنوان یک فایل ورودی جهت تحلیل غیرماندگار شبکه‌ها، مورد استفاده قرار داد. در این تحقیق جریان ماندگار هم با استفاده معادلات در حالت ماندگار در نرم‌افزار متلب مدل و بعنوان شرط اولیه مورد استفاده قرار گرفته است.

۵) چون معادله دیفرانسیل کاملی که با شرط $\frac{dx}{dt} = C$ بدست آمده است روی تمام دسته خطوطی که شیبشان $\frac{\Delta t}{\Delta x} = \frac{1}{C}$ است صادق می‌باشد، بنابراین می‌توان بعنوان مثال رابطه گسسته شده را بین گره‌های با اندیس $(i-2, n-1)$ و $(i, n+1)$ که متوالی نیستند نیز نوشت. با استفاده از این مطلب به سادگی اثبات می‌شود که برای حالتی که از اصطکاک صرف‌نظر کرده باشیم ($f=0$) باشد کوچک‌تر کردن گام‌های زمانی و مکانی هیچ‌گونه اثری در افزایش دقت جواب‌های بدست آمده نخواهد داشت. این موضوع باعث شده که بعضی‌ها روش خطوط مشخصه را بعنوان یک روش نیمه تحلیلی بدانند و همان‌طور که در مقدمه این فصل گفته شد، بعید است بتوان روشی بهتر و سریع‌تر از این روش برای حل این معادلات پیدا کرد.

^۱ - مانند نرم‌افزارهای EPANET, LOOP, ...

۴-۳- حل معادله ارتعاش محوری سازه لوله به روش اجزا محدود

فرایند حل معادله ارتعاش محوری سازه نیز مشابه حالتی است که یک میله تحت تأثیر یک بار گسترده دینامیکی محوری ارتعاش می‌کند که در اینجا، این بار دینامیکی از ترم هیدرولیکی $\frac{\partial P}{\partial x}$ ناشی می‌شود. البته باید توجه نمود در صورت در نظر گرفتن کوپله اتصال، نیرویی ناشی از فشار سیال انباشته شده در هنگام خاموشی پمپ نیز در مرز اعمال می‌شود که خود باعث ارتعاش خواهد شد.

ابتدا معادلات دیفرانسیلی سازه‌ای FSI لوله‌ها را (که در فصل سوم به دست آمدند) با روش باقی‌مانده‌های وزنی (از نوع گالرکین) گسسته سازی خواهیم کرد. سپس ماتریس‌های جرم و سختی و میرایی را برای یک تحلیل دینامیکی بدست خواهیم آورد. این ماتریس‌ها که برای هر یک از المان‌ها باید بدست آیند طبق روش‌های استاندارد برای اسمبل کردن، سرهم‌سازی خواهند شد و ماتریس‌های جرم و میرایی و سختی کل (ماتریس‌های سیستم) را تشکیل خواهند داد. این ماتریس‌ها همراه با بردار نیروی کل سیستم نیز که آن نیز از سرهم‌سازی بردار نیروی المان‌ها حاصل شده است، همراه با شرایط مرزی سازه‌ای که در این فصل بررسی شده‌اند، برای تحلیل دینامیکی مورد استفاده قرار خواهند گرفت. قابل ذکر است که بردار نیروها و ماتریس سختی المان (در حالتی که از معادلات کامل‌تر سازه‌ای استفاده می‌شود) دارای مقادیری وابسته به هیدرولیک جریان می‌باشند؛ بنابراین در هر گام زمانی باید یک تکرار بین نتایج حل معادلات هیدرولیکی و معادلات سازه‌ای انجام شود تا همگرایی در مقادیر مجهولات هیدرولیکی و سازه‌ای در آن گام زمانی حاصل شود.

ضمن فرایند گسسته سازی توجه به نکات زیر مفید خواهد بود.

- ۱- طبق روش باقی‌مانده‌ای وزنی باید بجای متغیر مجهول در معادله دیفرانسیل، یک تابع جواب تقریبی برای هر المان قرار دهیم. در ساختن این تابع تقریبی از مجهولات گرهی المان و توابع میان‌یابی استفاده خواهیم کرد. بنابراین اگر ai ها مجهولات گرهی هر المان باشند و a متغیر مجهول در معادله دیفرانسیلی باشد، در انتگرالی که برای گسسته سازی تشکیل می‌دهیم به

جای a می نویسیم:

$$a = \sum_{j=1}^m a_j v_j \rightarrow \text{tensor notation} \rightarrow a = a_j v_j, j = 1, 2, \dots, m \quad (30-4)$$

که در آن v تابع میان‌یابی 1 و m تعداد مجهولات در هر المان (درجات آزادی المان) می‌باشد. (برای ارتعاش محوری $m=2$ می‌باشد).

۲- برای تابع وزن از همان تابعی که برای میان‌یابی استفاده شده است استفاده خواهیم کرد بنابراین در اینجا v_i تابع وزن نیز می‌باشد.

۳- تابع شکلی که دارای اندیس i است تابع وزن می‌باشد و تابع شکلی که دارای اندیس j است مربوط به متغیر معادله دیفرانسیل می‌باشد که ضمن فرایند گسسته سازی و گذاشتن یک تابع تقریبی بجای تابع جواب در انتگرال‌ها بوجود آمده است (تابع شکلی که دارای اندیس j تابع میان‌یابی است). طبق روش گالرکین تابع وزن و تابع میان‌یابی یکسان می‌باشند ولی از توجه به اندیس آن‌ها می‌توان پی برد که تابع وزن هستند یا تابع میان‌یابی.

در اینجا هدف گسسته سازی معادله (۳-۳) است.

$$E A_p \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} - \rho_p A_p \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} + \frac{A_p \nu r}{e} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\pi D f \rho V |V|}{8} = 0 \quad (31-4)$$

که کامل‌ترین معادله‌ای که در مقالات برای ارتعاش محوری پدیده FSI ارائه شده است، می‌باشد. آخرین جمله نشان‌دهنده اثر میرایی سیال که ناشی از اصطکاک سیال با جدار داخلی لوله است می‌باشد. اگر بخواهیم از اثرات اصطکاک صرف‌نظر کنیم می‌توان این جمله را حذف کرد زیرا این کار برای آنالیز تداخلی سیال - سازه باعث می‌شود که بتوان اثرات تشدید در سازه را به‌صورت واضح مشاهده و مورد بررسی قرار داد. همچنین بدیهی است که برای پیدا کردن مقادیر ماکزیمم‌ها و مینیمم‌های طراحی نیز حذف این جمله محافظه‌کارانه می‌باشد. به همین دلایل در این پایان‌نامه از اثر این جمله در معادله ارتعاشی محوری صرف‌نظر شده است. این معادله، فرم بسط داده شده معادله

ارتعاش محوری از فصل سوم می‌باشد. اینک تک‌تک جملات آن معادله را به صورت زیر، برای تشکیل یک دستگاه معادله ماتریسی، گسسته سازی خواهیم کرد.

$$\text{جمله } \rho_p A_p \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}$$

طبق آنچه در [کرامت، ۱۳۸۴] برای حل عددی معادلات دیفرانسیل با روش باقی‌مانده‌های وزنی گفته شده، عمل خواهیم کرد. بنابراین متغیر مجهول (ξ) را به صورت $N_j \xi_j$ می‌نویسیم. برای تابع میان‌یابی نیز از توابع شکل خطی دو گرهی لاگرانژی استفاده می‌نماییم. در این رابطه ρ_p جرم مخصوص مصالح لوله و ξ_j جابجایی محوری گره‌های المان می‌باشد، $\ddot{\xi}_j$ نیز شتاب حرکت گره‌های المان است.

$$\int_{x_e}^{x_{e+1}} v_i \rho_p A_p \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} dx = \rho_p A_p \int_{x_e}^{x_{e+1}} v_i \frac{\partial^2 (N_j \xi_j)}{\partial t^2} dx = \rho_p A_p \left(\int_{x_e}^{x_{e+1}} N_i N_j dx \right) \ddot{\xi}_j \quad (۳۲-۴)$$

$$\text{جمله } A_p E \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}$$

$$\begin{aligned} \int_{x_e}^{x_{e+1}} N_i A_p E \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} dx &= A_p E \left(\frac{\partial \xi}{\partial x} N_i \Big|_{x_e}^{x_{e+1}} - \int_{x_e}^{x_{e+1}} \frac{\partial \xi}{\partial x} \frac{\partial N_i}{\partial x} dx \right) \\ &= A_p E \left(\frac{\partial \xi}{\partial x} N_i \Big|_{x_e}^{x_{e+1}} - \left(\int_{x_e}^{x_{e+1}} \frac{\partial N_j}{\partial x} \frac{\partial N_i}{\partial x} dx \right) \xi_j \right) \end{aligned} \quad (۳۳-۴)$$

نتیجه گسسته سازی این جمله دو جمله می‌باشد که جمله اول که فقط دارای اندیس ۱ است، مربوط به شرایط مرزی المان می‌باشد و جمله دوم در تشکیل ماتریس سختی المان مورد استفاده قرار می‌گیرد. جمله اول را شرایط مرزی نیرویی یا طبیعی المان نیز می‌گویند و پس از اسمبل کردن بردار نیروی تک‌تک المان‌ها این جمله مقدارش با مقدار نظیرش از المان مجاور خنثی می‌شود. البته چنانچه یک بارگذاری متمرکز محوری در آن گره مشترک بین دو المان وجود داشته باشد بجای مجموع این جمله از دو المان مجاور، مقدار آن بار متمرکز جایگزین خواهد شد. فعلا این جمله را برای $N_i = N_2$, $N_i = N_1$ به صورت زیر ساده می‌کنیم. (با استفاده از ویژگی توابع شکل)

$$i = 1 \Rightarrow \left(A_p E N_i \frac{\partial \xi}{\partial x} \right) \Big|_{x_e}^{x_{e+1}} = \left(A_p E N_1 \frac{\partial \xi}{\partial x} \right) \Big|_{x_e}^{x_{e+1}} \Rightarrow \quad (34-4)$$

$$A_p E \underbrace{N_1(x_{e+1})}_0 \frac{\partial \xi}{\partial x} \Big|_{x_{e+1}} - A_p E \underbrace{N_1(x_e)}_1 \frac{\partial \xi}{\partial x} \Big|_{x_e} = -A_p E \frac{\partial \xi}{\partial x} \Big|_{x_e}$$

$$i = 2 \Rightarrow \left(A_p E N_2 \frac{\partial \xi}{\partial x} \right) \Big|_{x_e}^{x_{e+1}} \Rightarrow$$

$$= A_p E \underbrace{N_2(x_{e+1})}_1 \frac{\partial \xi}{\partial x} \Big|_{x_{e+1}} - A_p E \underbrace{N_2(x_e)}_0 \frac{\partial \xi}{\partial x} \Big|_{x_e} = A_p E \frac{\partial \xi}{\partial x} \Big|_{x_{e+1}}$$

$$\frac{A_p \nu r}{e} \frac{\partial P}{\partial x} \text{ جمله}$$

این جمله برای معادله دیفرانسیل ارتعاش محوری مثل یک جمله ثابت می‌باشد. زیرا $\frac{\partial P}{\partial x}$ که در آن P فشار سیال می‌باشد، از تحلیل هیدرولیک شبکه، در هر گام زمانی به صورت یک عدد معلوم به زیر برنامه تحلیل سازه فرستاده می‌شود. سایر مقادیر نیز از ویژگی‌های ثابت سازه‌ای المان می‌باشند. A_p ، مساحت مقطع لوله (tube) است که در بعضی مقالات آن را با A_t نیز نشان می‌دهند. (با A_f که مساحت جریان سیال است اشتباه نشود). e ضخامت جدار لوله، μ نسبت پواسون مصالح لوله و r شعاع لوله می‌باشد. این جمله از دید فیزیکی ایجاد کننده یک بارگذاری هیدرولیکی گسترده بر المان‌های قابی شبکه سیال می‌باشد.

$$\int_{x_e}^{x_{e+1}} N_i \frac{A_p \nu r}{e} \frac{\partial P}{\partial x} dx = \frac{A_p \nu r}{e} \frac{\partial P}{\partial x} \left\{ \begin{array}{l} \frac{L}{2} \\ \frac{L}{2} \end{array} \right\}, \quad L = x_{e+1} - x_e \quad (35-4)$$

فرم نهایی گسسته سازی شده معادله ارتعاش محوری

فرم گسسته سازی شده بدست آمده برای هر یک از جملات را در معادله ارتعاش محوری جایگذاری می‌کنیم. هدف اصلی این است که معادله دیفرانسیلی ارتعاش محوری به صورت یک معادله ماتریسی تبدیل شود. از مرتب کردن رابطه حاصل به ازای تابع وزن $N_i = N_1, N_i = N_2$ داریم:

$$\text{for } N_i = N_1 \Rightarrow \rho_p A_p \left(\int_{x_e}^{x_{e+1}} N_1 N_j dx \right) \ddot{\xi}_j + A_p E \left(\int_{x_e}^{x_{e+1}} \frac{\partial N_1}{\partial x} \frac{\partial N_j}{\partial x} dx \right) \xi_j = \quad (36-4)$$

$$- A_p E \frac{\partial \xi}{\partial x} \Big|_{x_e} + \frac{A_p \nu r}{e} \frac{\partial P}{\partial x} \left(\frac{x_{e+1} - x_e}{2} \right)$$

$$\text{for } N_i = N_2 \Rightarrow \rho_p A_p \left(\int_{x_e}^{x_{e+1}} N_2 N_j dx \right) \ddot{\xi}_j + A_p E \left(\int_{x_e}^{x_{e+1}} \frac{\partial N_2}{\partial x} \frac{\partial N_j}{\partial x} dx \right) \xi_j = \quad (37-4)$$

$$A_p E \frac{\partial \xi}{\partial x} \Big|_{x_{e+1}} + \frac{A_p \nu r}{e} \frac{\partial P}{\partial x} \left(\frac{x_{e+1} - x_e}{2} \right)$$

در دو عبارت فوق، ضریب $\ddot{\xi}_i$ بعنوان ماتریس جرم معروف است و ضریب ξ_i ماتریس سختی المان می‌باشد. طرف دوم که بردار نیروهای المان خوانده می‌شود خود شامل سه جمله است. جمله اول که ضمن گسسته سازی جمله دارای مشتق دوم مکانی موجود در معادله دیفرانسیل بدست آمد و فقط در مرزهای المان دارای مقدار می‌باشد، نشان‌دهنده نیروی محوری در دو مرز المان است. در صورتی که بارگذاری خارجی (با شرایط مرزی) در طول المان (و گره‌های المان) وجود نداشته باشد، بعد از اسمبل شدن بردار نیروهای المان‌ها، این جمله $(A_p E \frac{\partial \xi}{\partial x})_e \Big|_{x_{e+1}}$ با مقدار نظیرش از المان کناری‌اش $(-A_p E \frac{\partial \xi}{\partial x})_{e+1} \Big|_{x_{e+1}}$ که دارای علامتی خلاف آن است، خنثی می‌شود. البته این موضوع فقط برای تیر به این صورتی که گفته شد می‌باشد.

برای ارتعاش محوری یک تیر، در صورتی که یک بار متمرکز گرهی در یک گره که بین دو المان مشترک است وارد شود، در آن صورت بجای مجموع حاصله از سرهم‌سازی بردار نیروهای المان‌ها یعنی $\left(A_p E \frac{\partial \xi}{\partial x} \right)_e \Big|_{x_{e+1}} - \left(A_p E \frac{\partial \xi}{\partial x} \right)_{e+1} \Big|_{x_{e+1}}$ مقدار آن بار متمرکز گذاشته می‌شود. (البته با توجه به قرارداد، اگر نیروی متمرکز در جهت محور x ها باشد مثبت و در غیر اینصورت با علامت منفی جایگذاری می‌شود).

جملات دوم و سوم موجود در طرف دوم روابط (36-4) و (37-4) مانند یک بارگذاری گسترده محوری بر المان می‌باشند.

به این ترتیب اگر فقط ارتعاش محوری یک تیر مورد نظر باشد می توان (۴-۳۶) و (۴-۳۷) را به

شکل ماتریسی زیر نوشت.

$$[M1]\ddot{\xi} + [K1]\xi = \{F1\} \quad (۴-۳۸)$$

که در آن ماتریس های جرم و سختی و بردار نیروهای المان به صورت زیر می باشند.

$$[M1] = \rho_p A_p \int_{x_e}^{x_{e+1}} N_i N_j dx \quad , \quad [K1] = EA_p \int_{x_e}^{x_{e+1}} \left(\frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial N_j}{\partial x} \right) dx \quad (۴-۳۹)$$

$$\{F1\} = \begin{Bmatrix} -EA_p \frac{\partial \xi}{\partial x} \Big|_{x_e} + \frac{A_p \nu r}{e} \frac{\partial P}{\partial x} \left(\frac{x_{e+1} - x_e}{2} \right) \\ EA_p \frac{\partial \xi}{\partial x} \Big|_{x_{e+1}} + \frac{A_p \nu r}{e} \frac{\partial P}{\partial x} \left(\frac{x_{e+1} - x_e}{2} \right) \end{Bmatrix}$$

با استفاده از انتگرال گیری تحلیلی، ماتریس های فوق به صورت زیر محاسبه می شوند. (بدلیل خطی

بودن توابع شکل و استفاده از المان محدود یک بعدی، انتگرال های حاصله به صورت تحلیلی قابل

محاسبه بود و نیازی به استفاده از روش انتگرال گیری عددی مثل روش گاوس نخواهد بود.)

$$[M1] = \rho_p A_p \frac{L}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \quad , \quad [K1] = EA_p \frac{1}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (۴-۴۰)$$

توجه شود جابجایی محوری در نقاط مختلف المان به صورت $\xi = N_i \xi_i = N_1 \xi_1 + N_2 \xi_2$ می باشد.

جهت حل عددی ماتریس حاصل در حوزه زمان، از الگوریتم نیومارک β که معمولاً برای تحلیل-

های دینامیکی مورد استفاده قرار می گیرد، استفاده می شود که در این الگوریتم، حالت $\beta = 1/4$

(شتاب میانگین) به جهت دقت بالاتر و پایدار بودن بی قید و شرط برگزیده می شود [Ready,1993].

۴-۴- پیاده‌سازی شرط‌های مرزی

۴-۴-۱- مخزن بالادست

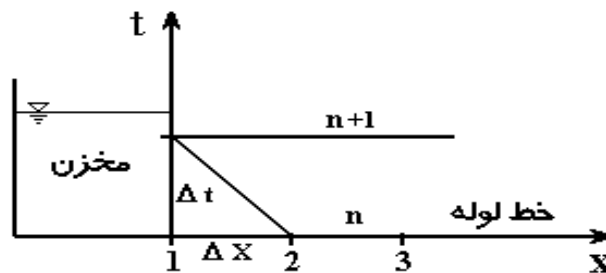
در یک شبکه لوله، مخزن به گرهی گفته می‌شود که همواره دارای هد ثابتی باشد. بدیهی است که مقدار این هد ثابت، یکی از پارامترهای عمده‌ای است که در مقدار جوابی که برای H و Q تمام گره-های شبکه در نهایت بدست خواهد آمد، تاثیرگذار خواهد بود. در این حالت، مطابق شکل (۳-۴)، در محل مخزن تنها می‌توان معادله C^- را نوشت. ولی چون ارتفاع سیال در مخزن ثابت است، مقدار H در محل مخزن همواره مساوی است با:

$$H_i^{n+1} = H_i^n = H_{res} \quad (۴۱-۴)$$

که H_{res} هد مخزن است. بنابراین در معادله C^- ، تنها مجهول، Q_i^{n+1} خواهد بود.

$$C^- : H_i^{n+1} = C_m + B_m Q_i^{n+1} \Rightarrow Q_i^{n+1} = \frac{H_{res} - C_m}{B_m} \quad (۴۲-۴)$$

که پارامترهای C_m و B_m قبلا در روابط (۲۶-۴) معرفی شده‌اند. می‌دانیم که برای محاسبه آن‌ها از مقادیر H و Q محاسبه شده در گام زمانی n استفاده می‌شود.



شکل (۳-۴) خطوط مشخصه برای گره مخزن بالادست

۴-۴-۲- مخزن پایین‌دست

بجز مخزن بالادست، مخزن پایین‌دست هم در بعضی شبکه‌ها می‌تواند وجود داشته باشد که

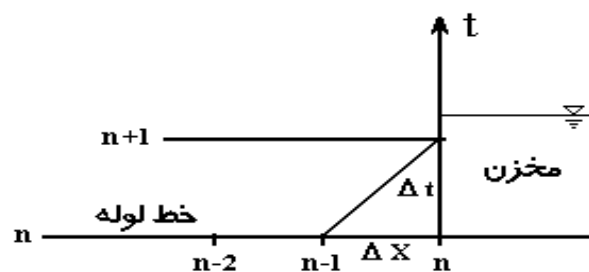
تفاوت آن‌ها در این است که مخزن بالادست گرهی است که سیال در حالت جریان ماندگار خود، از آن خارج می‌شود و مخزن پایین‌دست گرهی است که سیال به آن وارد می‌شود.

محاسبه گره‌های مخزن پایین‌دست، مشابه حالت قبل است، با این تفاوت که برای گره مخزن باید

معادل C^+ را نوشت (شکل (۴-۴)):

$$H_i^{n+1} = H_i^n = H_{res} \quad , \quad C^+ \Rightarrow$$

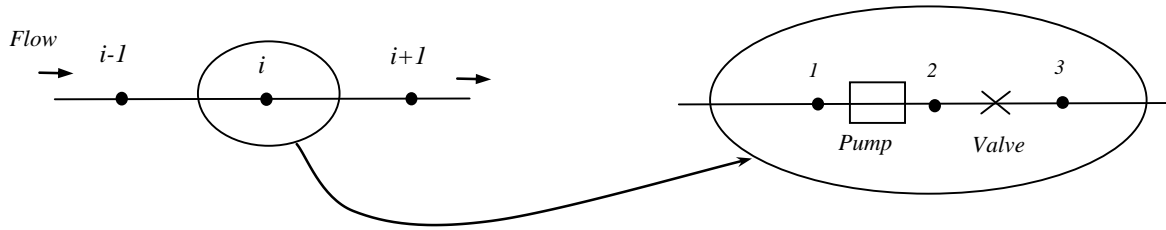
$$C^+ : H_{res} = C_p - B_p Q_i^{n+1} \Rightarrow Q_i^{n+1} = \frac{C_p - H_{res}}{B_p} \quad (۴۳-۴)$$



شکل (۴-۴) خطوط مشخصه برای گره مخزن پایین‌دست

۴-۴-۳- پمپ بدون کاویتاسیون، با FSI

جهت ارائه یک شرایط مرزی مناسب برای سیستم دارای پمپ، مطابق شکل (۴-۵) بخشی از یک خط لوله متشکل از پمپ و شیر کنترل آن و گره قبل و بعد از آن نشان داده شده‌اند. شیر کنترل که معمولاً پس از پمپ نصب می‌شود به‌گونه‌ای است که می‌توان الگوی خاصی جهت نحوه بسته شدن آن مشخص نمود بدون اینکه این الگو متاثر از نوسانات فشار قبل و بعد از آن باشد؛ بنابراین می‌توان فرض کرد که میزان بسته بودن شیر در هر زمان، τ به صورت تابعی مشخص داده شده است.



شکل (۴-۵) پمپ و شیر کنترل آن که به صورت یک نقطه i نمایش داده می شوند.

جهت مدل سازی جریان گذرا به دنبال خاموش شدن پمپ با توجه به شکل (۴-۵)، بجز دو رابطه C^+ و C^- ، می توان یک رابطه برای پمپ بین نقاط ۱ و ۲ و یک رابطه اریفیس برای شیر بین نقاط ۲ و ۳ نوشت و معادلات هد (۴-۴) و گشتاور (۴-۴) را بدست آورد. به پیوست ها (پیوست پ و ج) مراجعه شود.

$$Cp - Cm - Bp Q_p - Bm Q_v + H_R (\alpha^2 + v_p^2) (A_0 + A_1 x) - \frac{v_v |v_v| \Delta H_0}{\tau^2} = 0, \quad (44-4)$$

$$v_v = \frac{Q_v - \xi_v A_f}{Q_R}, \quad v_p = \frac{Q_p - \xi_p A_f}{Q_R}, \quad \alpha = \frac{N}{N_R}$$

Q_p و Q_v به ترتیب دبی پمپ و دبی شیر هستند. برای ساده سازی، $v_p = v_v = v$ فرض می شود.

این به این معنی است که پمپ و شیر به طور محکم به یکدیگر متصل می شوند و امکان تغییر

فاصله بین آنها وجود ندارد؛ بنابراین:

$$v_p = v_v = v, \xi_p = \xi_v = \xi \rightarrow Q_p = Q_v = Q = v Q_R + \xi A_f \quad (45-4)$$

$$(\alpha^2 + v^2) [B_0 + B_1 x] + \beta_0 - C_T (\alpha_0 - \alpha) = 0, \quad C_T = I_{pump} \frac{N_R}{T_R} \frac{\pi}{30 \Delta t}, \quad \beta_0 = \frac{T_0}{T_R}, \quad x = \pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \quad (46-4)$$

به طور خلاصه الگوریتم حل در هر گام زمانی به این صورت است که با استفاده از دو معادله (۴-۴)

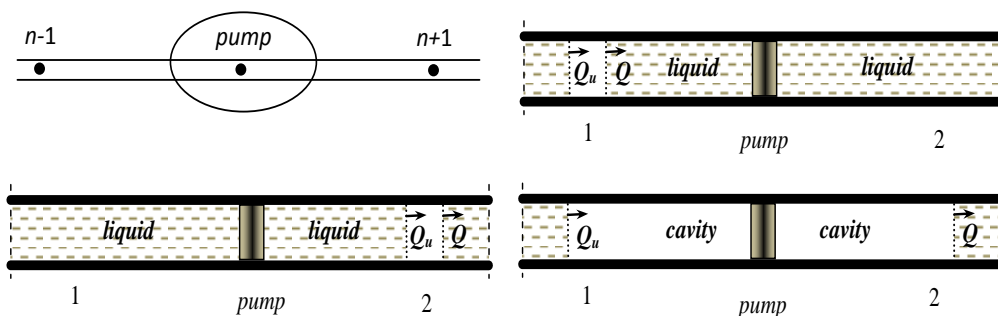
(۴۴) و (۴۶-۴) دو مجهول v و α تعیین می شوند اما چون پارامترهای A_0 ، A_1 ، B_0 و B_1 باید بر اساس

این دو مجهول تعیین شوند باید پس از بدست آوردن این دو مجهول ثابت‌های مذکور اصلاح شوند و سپس دو معادله مذکور با استفاده از ثابت‌های اصلاح شده جهت تعیین α و ν بار دیگر حل شوند. این روند تا همگرایی دو مجهول تکرار می‌شود [Keramat, et al., 2009], [Wylie & Streeter].

۴-۴-۴- پمپ با کاویتاسیون، بدون FSI

از آنجا که کاویتاسیون درون پمپ بسیار مضر و باعث کاهش عمر پمپ می‌شود به همین دلیل در طراحی یک سیستم باید دقت کافی کرد تا از این رخداد جلوگیری به عمل آید. در طراحی یک سیستم معمولاً توصیه‌هایی وجود دارد و یا راه‌حلهایی (مانند استفاده از برخی تجهیزات هیدرولیکی قبل و بعد از پمپ) ارائه شده است تا جلوی این پدیده در حالتی که جریان پایدار در سیستم برقرار است گرفته شود. با این وجود در زمان ایجاد جریان غیرماندگار، بسته به المان‌های موجود در سیستم و مشخصه‌های جریان پایدار، امکان افت زیاد فشار و ایجاد کاویتاسیون در نقاط مختلف لوله و یا پمپ وجود دارد.

بدنبال خاموشی پمپ، نوسانات فشار ایجاد شده قبل و بعد از آن ممکن است باعث تولید حباب‌هایی قبل و بعد از آن شود. در این صورت سه حالت ممکن است بوجود بیاید: ایجاد حفرات بخار قبل از پمپ، ایجاد حفرات بخار بعد از پمپ و سرانجام ایجاد این حفرات قبل و بعد از پمپ (شکل ۴-۶). هر یک از این حالت‌ها با استفاده از رابطه مرزی مناسب جهت انجام مدل‌سازی عددی بررسی می‌شوند. فرض اصلی انجام شده در اینجا که ما را از دردست‌داشتن مقادیر آزمایشگاهی مربوط به کاویتاسیون بی‌نیاز می‌نماید معتبر بودن مشخصه‌های پمپ و روابط همولوگ در حالتی که کاویتاسیون در اطراف پمپ وجود دارد، است. روابط مناسب نظیر هر یک از سه حالت اشاره شده در اینجا استخراج می‌شوند.



شکل (۴-۶) طرح بالا- چپ نشان دهنده یک پمپ و گره‌های محاسباتی قبل و بعد از آن می‌باشد؛ پمپ که درون بیضی مشخص شده است به منظور نمایش جزئیات اطراف آن در صورت وجود جدایی ستون مایع، در سه طرح دیگر برای هر یک از سه حالت ممکن بزرگنمایی شده است.

- ایجاد حفره بخار قبل از پمپ

در شکل (۴-۶) چپ بالا یک خط لوله و پمپ در آن بعنوان یک گره محاسباتی نشان داده شده است. در سمت راست شکل مذکور، شرایط مربوط به حالتی که فشار در نقطه اندکی قبل از پمپ به فشار بخار برسد نشان داده شده است. مطابق شکل، اندیس ۱ و ۲ به ترتیب به منظور نمایش مقدار فشار قبل و بعد از پمپ به کار برده می‌شوند؛ بنابراین برای این حالت H_{p1} برابر است با هد بخار در آن نقطه

$$H_{p1} = h_v + Z, \quad h_v = \frac{P_v}{\gamma} \quad (47-4)$$

که در آن P_v ، γ و Z به ترتیب فشار بخار سیال، وزن حجمی سیال و رقوم گره می‌باشند. قابل ذکر است که در این حالت دبی بالادست حفره مذکور Q_{u1} ، به صورت مستقل با استفاده از رابطه C^+ قابل محاسبه است. سایر مجهولات عبارت‌اند از Q_1 و H_{p2} که با استفاده از حل همزمان دو معادله زیر قابل تعیین می‌باشند. دقت شود که در اینجا $Q_1 = Q_{u2} = Q_2$ است.

$$C^- : \quad H_{p2} = Cm + BmQ_1 \quad (48-4)$$

$$H_{p1} + hH_R = H_{p2} \quad (49-4)$$

از جاگذاری درون روابط (۴-۴۹) با استفاده از روابط (۴-۴۷)، (۴-۴۸) خواهیم داشت:

$$\frac{P_V}{\gamma} + Z - Cm - BmQ + H_R(\alpha^2 + v^2)(A_0 + A_1x) = 0$$

$$v = \frac{Q}{Q_R}, \quad \alpha = \frac{N}{N_R}, \quad x = \pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \quad (50-4)$$

این معادله همراه با معادله (46-4) (رابطه گشتاور) جهت تعیین دو مجهول α و v به صورت همزمان،

حل می‌شوند. قابل ذکر است که چنانچه حفره‌ای پیش از پمپ وجود نمی‌داشت در آن صورت Q_{u1}

برابر با $Q_1 = Q_{u2} = Q_2 = Q$ خواهد بود اما در آن شرایط H_{p1} که بزرگ‌تر از $h_V + Z$ است به‌عنوان یک

مجهول اضافه خواهد شد.

- ایجاد حفره بخار بعد از پمپ

مدل سازی در این حالت بسیار مشابه حالت قبل است اما در اینجا با توجه به اینکه حفره بخار در

نقطه اندکی بعد از پمپ ایجاد شده است خواهیم داشت:

$$H_{p2} = h_V + Z, \quad h_V = \frac{P_V}{\gamma} \quad (51-4)$$

و Q_2 با استفاده از رابطه C^- محاسبه می‌شود. از ترکیب رابطه فوق، رابطه تعادل هد در دو سر پمپ

و رابطه C^+ خواهیم داشت.

$$Cp - BpQ_{u1} - \frac{P_V}{\gamma} - Z + H_R(\alpha^2 + v^2)(A_0 + A_1x) = 0$$

$$v = \frac{Q}{Q_R}, \quad \alpha = \frac{N}{N_R}, \quad x = \pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \quad (52-4)$$

رابطه دیگر که به گشتاور وارده از طرف پمپ مربوط می‌شود همچنان بدون تغییر، همان رابطه

(46-4) می‌باشد.

- ایجاد حفره بخار در دو سر پمپ

این حالت به صورت شماتیک در شکل (46-4) -راست پایین نشان داده شده است. در این حالت

Q_{u1} و Q_2 با استفاده از رابطه مشخصه مناسب و توجه به اینکه $H_{p1} = H_{p2} = P_V/\gamma + Z$ است تعیین

می‌شوند. حجم حفرات بخار نیز در هر دو طرف پمپ به صورت جداگانه با استفاده از Q_{u1} و Q_2 قابل

تعیین می‌باشند. بدیهی است که شرایط، در یکی از دو طرف پمپ ممکن است به شرایط ضربه قوچ معمولی برگردد زمانی که حجم حفره در آن سمت صفر شود. در این صورت شرایط مشابه یکی از دو حالت قبل خواهد شد.

۴-۴-۵- شرایط مرزی جهت حل معادلات سازه‌ای

در این قسمت هدف بررسی و روش تعیین بردار F در رابطه (۴-۳۸) می‌باشد. برای اینکه بتوان این رابطه را با یک روش عددی جهت تحلیل دینامیکی مورد استفاده قرار داد، لازم است تا در هر گام زمانی، بردار نیروی کل سیستم معلوم باشد. در گره پمپ، این نیرو ناشی از فشار سیال اطراف (پشت و جلو) پمپ بر سازه است [کرامت، ۱۳۸۹]:

$$\left(A_p E \frac{\partial \xi}{\partial x} \right)_{x_{p+1}} = \rho_f g A_f \tilde{H}_p \quad (۴-۵۳)$$

\tilde{H}_p تفاوت هد فشاری در دو طرف پمپ است. قابل توجه است که رابطه فوق بعنوان نیروی هیدرولیکی وارده از طرف سیال بر پمپ باید در بردار نیروی کل سیستم اعمال گردد. این نیرو در-برگیرنده اثر تداخلی اتصال می‌باشد. لذا چنانچه در مرز هیچ تکیه‌گاهی وجود نداشته باشد (اثر کوپله اتصال)، تمام نیروی هیدرولیکی موجود در مرز صرف انجام کار بر روی سازه می‌شود. منشا اثر تداخلی اتصال، برخورد مستقیم سیال با سازه و ایجاد فشاری هیدرولیکی بر آن است.

۴-۵- الگوریتم کلی در حل عددی

۴-۵-۱- کوپله اتصال

برای مدل‌سازی کامپیوتری کوپله اتصال می‌توان از الگوریتم زیر استفاده کرد:

۱- وارد کردن اطلاعات ورودی جهت تحلیل شبکه.

- ۲- مقدار ξ را در تمام اتصالات مهار نشده، برابر مقدار بدست آمده برای آن در گام زمانی قبلی قرار می‌دهیم.
- ۳- با استفاده از ξ های بدست آمده برای گره‌های مرزی، معادلات هیدرولیکی جریان را حل می‌کنیم و فشارها و سرعت‌ها را در تمام گره‌های شبکه لوله‌ها بدست می‌آوریم.
- ۴- بارهای متمرکز ناشی از فشارها در اتصالات را محاسبه کرده و به بردار نیروها وارد می‌نماییم.
- ۵- تحلیل دینامیکی سازه را انجام داده و جابجایی‌ها و سرعت‌ها و شتاب‌ها را در تمام گره‌های سازه به دست می‌آوریم.
- ۶- متغیرهای سازه‌ای بدست آمده را به دستگاه محلی منتقل کرده و از آن‌ها مقادیر ξ ها را برای تمام اتصالات مهار نشده برداشت می‌نماییم.
- ۷- همگرایی را برای H و ξ نظیر گره پمپ چک می‌کنیم اگر همگرایی حاصل شده بود به گام ۸ می‌رویم و اگر همگرایی حاصل نشده بود به گام ۳ می‌رویم ولی این بار از مقادیر جدید بدست آمده برای ξ ها استفاده می‌کنیم.
- ۸- به گام زمانی بعدی ($t_{n+1} = t_n + \Delta t$) می‌رویم و پروسه فوق را از گام ۲ دوباره تکرار می‌کنیم.

فصل پنجم: صحت سنجی و

ارائه نتایج

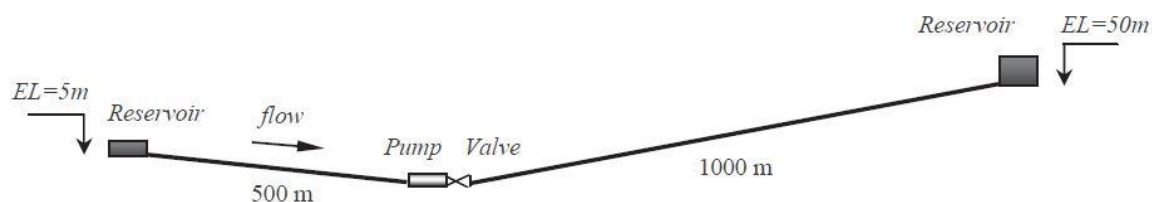
۵-۱- مقدمه

پس از ارائه مدل ریاضی (فصل سوم) و روش‌های حل عددی (فصل چهارم)، بایستی درستی این موارد قبل از انجام بررسی‌های اصلی مورد ارزیابی قرار گیرند. برای این منظور روش‌های مختلفی وجود دارد. بعنوان مثال می‌توان برای یک مورد خاص که نتایج آزمایشگاهی آن موجود است، خروجی‌های عددی با آن‌ها مقایسه شوند. در صورتی که این مدل‌های مرجع وجود نداشته باشند می‌توان خروجی‌های عددی را در صورت امکان با حل‌های تحلیلی در حالت‌هایی خاص یا با نتایج روش‌های عددی دیگر مقایسه نمود و درستی مدل ریاضی و روش حل را اثبات نمود.

هدف این تحقیق ارائه مدل ریاضی برای بررسی اثرات تداخلی سیال - سازه و جدایی ستون مایع در سیستمی با گروه پمپ موازی می‌باشد. لذا این مدل با مدل مرجعی که اثرات مذکور را برای حالت یک پمپ ارائه کرده است، صحت‌سنجی شده و در ادامه به بیان تاثیر آن‌ها بر گروه پمپ می‌پردازیم.

۵-۲- مقایسه با نتایج مرجع

احمدی و کرامت [Ahmadi & Krtamat, 2010] در تحقیق خود به بررسی اثر تداخلی سیال - سازه ناشی از پمپ و جدایی ستون مایع در سیستم لوله‌کشی ناشی از توقف یک پمپ پرداختند. مشخصات سیستم مورد بررسی در تحقیق مطابق شکل (۵-۱) می‌باشد.



شکل (۵-۱) مشخصات هندسی سیستم لوله‌کشی تحقیق احمدی و کرامت

مشخصات کامل سیستم و پمپ‌ها مطابق جدول (۵-۱) می‌باشد.

جدول (۱-۵) مشخصات سیستم نشان داده شده در شکل (۵-۱)

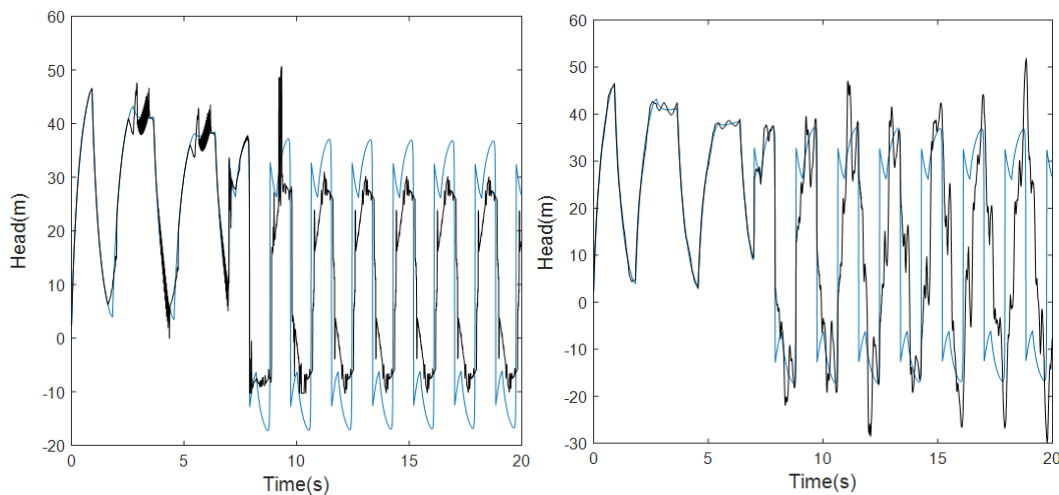
N_R	T_R	H_R	Q_R	I_{pump}	رقوم مخزن	ضریب افت شیر	هد مخزن پایین دست
1760 rpm	101.08 kg.m	94.55 m	0.1787 m ³ /s	0.805 kg.m.s ²	0 m	0.3	60 m

زمان مدل سازی	گام زمانی	ضریب اصطکاک	سرعت موج	رقوم مخزن بالادست	رقوم مخزن پایین دست	هد مخزن بالادست
20 s	0.0455 s	0.01	1098 m/s	5 m	50 m	10 m

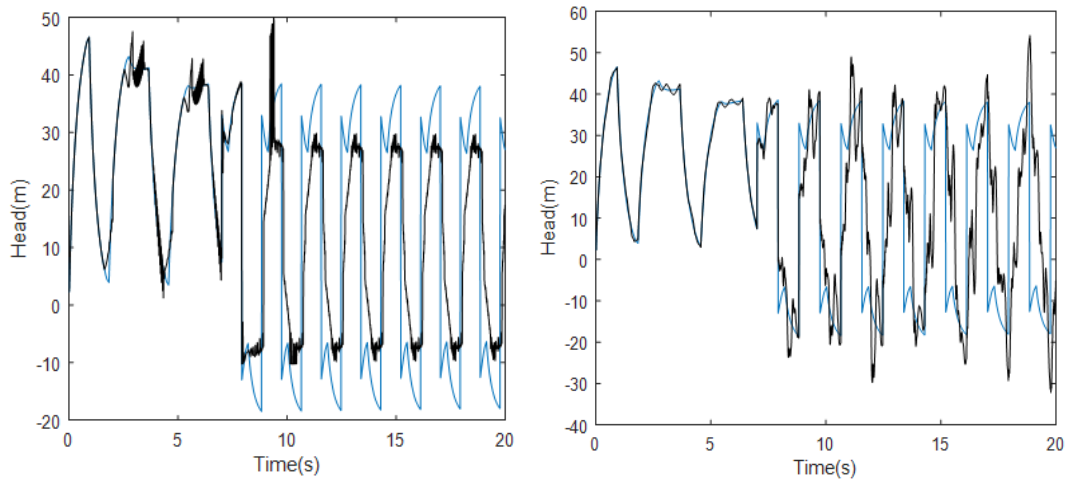
آن‌ها در تحقیق خود [Ahmadi & Krtamat, 2010] از معادلات تداخلی ضربه قوچ و استفاده از روش خطوط مشخصه - اجزا محدود برای بدست آوردن مشخصات جریان و برای شبیه سازی کاویتاسیون از روش عددی حباب‌های متمرکز (DVCM) استفاده کردند. سپس به تحلیل و بررسی فشار در قبل و بعد از پمپ پرداختند.

برای صحت‌سنجی نتایج از مقایسه نتایج در محل قبل از پمپ استفاده می‌کنیم. شکل (۵-۲) و

شکل (۵-۳) نتایج فشار را به صورت مقایسه‌ای با مدل عددی را در محل قبل از پمپ نشان می‌دهد.



شکل (۵-۲) هد فشار قبل از پمپ نتایج احمدی و کرامت (نمودار آبی: ضربه قوچ ساده، نمودار سمت راست: کوبله اتصال، نمودار سمت چپ: اثر کاویتاسیون)



شکل (۳-۵) هد فشار قبل از پمپ نتایج مدل عددی (نمودار آبی: ضربه قوچ ساده، نمودار سمت راست: کوپله اتصال، نمودار سمت چپ: اثر کاویتاسیون)

مطابق شکل‌های فوق نتایج مدل عددی با احمدی و کرامت مطابقت خوبی دارند.

۳-۵- بررسی جریان غیرماندگار ناشی از توقف گروه پمپ

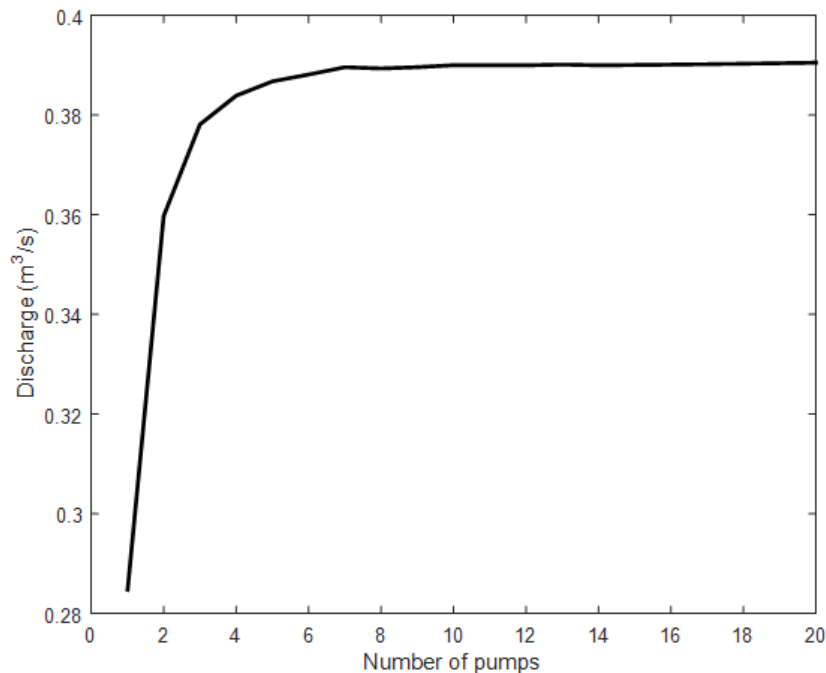
۳-۵-۱- بررسی فشارهای بحرانی ضربه قوچ در صورت افزایش تعداد پمپ‌های

موازی

با توجه به نوسانات مصرف در شبانه روز (ضریب حداکثر ساعتی) و همچنین نوسانات مصرف در روزهای مختلف سال (ضریب حداکثر روزانه)، استفاده از گروه پمپ‌ها در ایستگاه پمپاژ بهتر از استفاده از یک پمپ جهت تامین دبی مورد نیاز است. بعبارت دیگر، زمانی که نوسان مصرف زیاد باشد، می‌توان از گروه پمپ موازی استفاده نمود تا در صورت کاهش یا افزایش مصرف، به تعداد پمپ‌ها کم یا افزوده گردد.

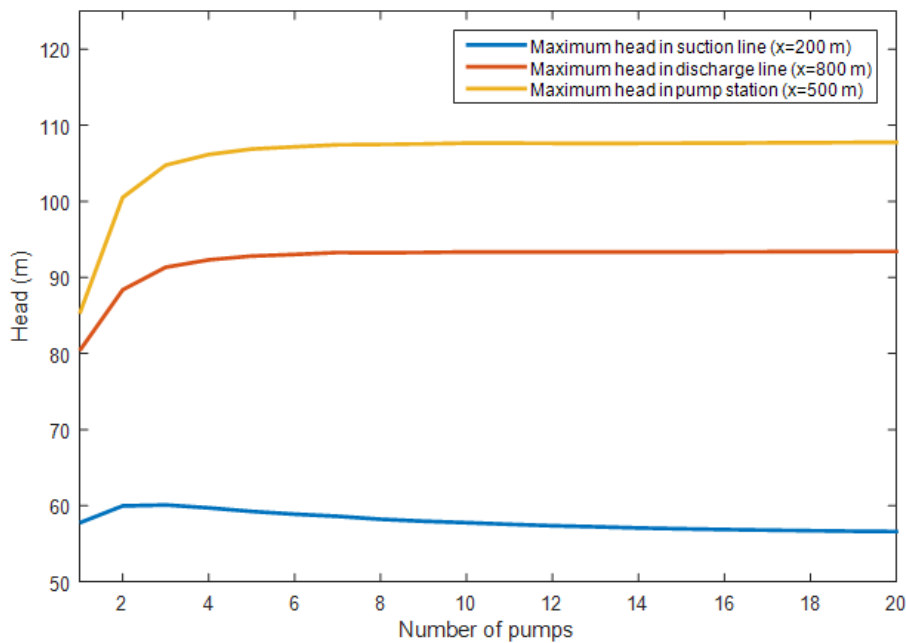
حال اگر در سیستم لوله‌کشی (پمپاژ آب از ارتفاع ۱۰ به ۶۰ متر) از گروه پمپ‌های موازی متفاوت که شامل یک تا بیست پمپ مشابه ($Q_R = 0.263 \text{ m}^3 / \text{s}$, $H_R = 94.5 \text{ m}$, $N_R = 1450 \text{ rpm}$) و ($\eta_R = 0.9$) باشند، استفاده شود، دبی عبوری از سیستم در حالت ماندگار برای هر یک از گروه پمپ‌ها

به صورت شکل (۴-۵) می باشد.



شکل (۴-۵) دبی عبوری از سیستم لوله کشی به ازای افزایش تعداد پمپها از یک تا بیست

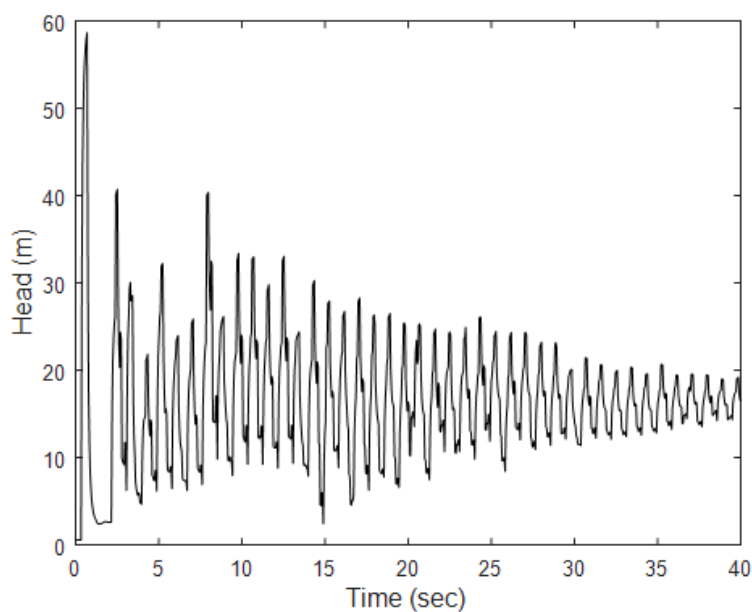
شکل (۴-۵) نشان دهنده این موضوع است که به هم پیوستن پمپها به صورت موازی بر نقطه کار هر یک از پمپها اثر می گذارد یا بعبارت دیگر افزایش تعداد پمپها باعث افزایش دبی به صورت ضربی از تعداد پمپها نمی شود. از طرف دیگر این شکل نشان می دهد که برای هر سیستم لوله، یک سیستم پمپاژ بهینه وجود دارد به طوری که چنانچه ظرفیت سیستم پمپاژ، قوی تر (انتهای نمودار در شکل (۴-۵)) و یا ضعیف تر (ابتدای نمودار شکل (۴-۵)) از حالت بهینه باشد بعلت مصرف بیش از حد انرژی و یا کمی دبی، پمپها در راندمان مناسب کار نکرده و سیستم کارایی مناسب نخواهد داشت. در زمان توقف ناگهانی گروه پمپ اثراتی که از لحاظ حداکثر فشار در نقاط مختلف سیستم لوله کشی وارد می کنند به صورت شکل (۵-۵) می باشد.



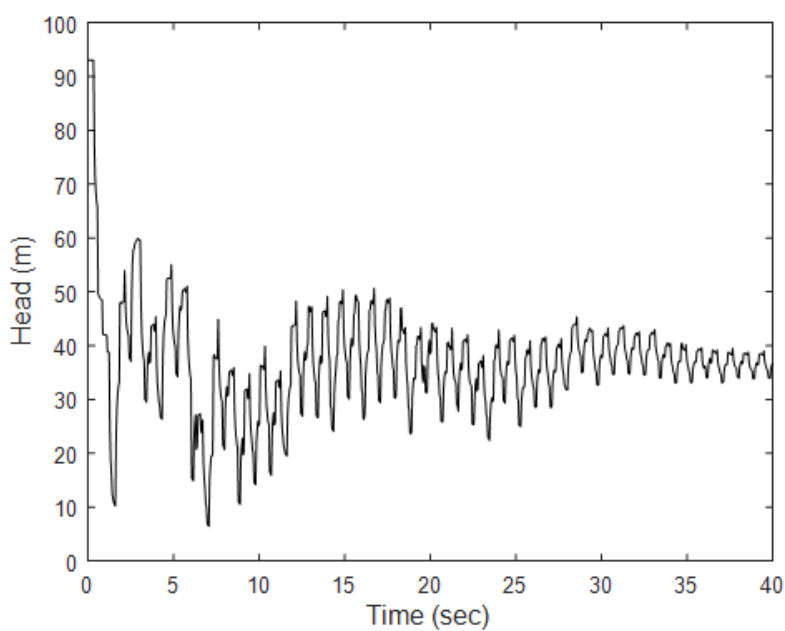
شکل (۵-۵) حداکثر هد در خط مکش ($x=200\text{ m}$)، رانش ($x=800\text{ m}$) و محل پمپ اول از گروه پمپ‌های موازی شبکه پمپ ($x=500\text{ m}$) با تغییر تعداد پمپ‌ها از یک تا بیست (آبی: خط مکش؛ سبز: خط رانش؛ قرمز: محل پمپ اول) نشان‌دهنده تاثیر تعداد پمپ‌های موازی بر حداکثر فشار در خط مکش، رانش و محل پمپ اول از گروه پمپ‌های موازی با تغییر تعداد پمپ‌ها از یک تا بیست می‌باشد. همان‌طور که از این شکل مشخص است در سیستم لوله‌کشی مذکور به ازای استفاده از هر تعداد پمپ، بیشترین فشار (مقایسه حالت قرمز با سبز و آبی از شکل (۵-۵)) در محل سیستم پمپاژ اتفاق می‌افتد.

۵-۳-۲- قطع ناگهانی سیستم پمپاژ موازی

اگر سیستم لوله‌کشی شامل ۶ پمپ مشابه ($H_R = 94.5\text{ m}$, $N_R = 1450\text{ rpm}$) باشد و سیستم پمپاژ به صورت ناگهانی متوقف شود شکل (۵-۶) و شکل (۷-۵) به ترتیب فشار در خط مکش ($x = 200\text{ m}$) و رانش ($x = 800\text{ m}$) نشان می‌دهد.



شکل (۶-۵) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی گروه پمپ در خط مکش ($x=200$ m)



شکل (۷-۵) فشار ناشی از ضربه‌ی قوچ بعلت توقف ناگهانی گروه پمپ در خط رانش ($x=800$ m)

از مقایسه شکل (۶-۵) و شکل (۷-۵) می‌توان نتیجه گرفت که چون موج ضربه قوچ در زمان $2l/a$ (L طول هر یک از لوله‌ها می‌باشد) به محل پمپ برمی‌گردد (خط مکش 0.91 ثانیه و خط رانش

۱/۸۲ ثانیه)، باعث شکستگی در نتایج فشار می‌شود.

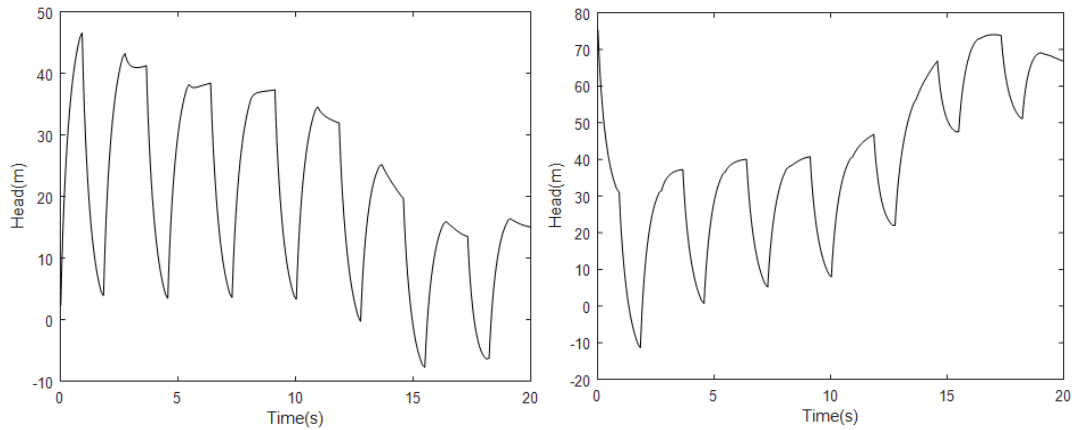
۵-۴- تداخل سیال - سازه در لوله‌های الاستیک

در موقع خاموش کردن موتورهای برقی در پمپ‌های گریز از مرکز و یا خاموشی‌های پیش‌بینی‌نشده ناشی از قطع جریان برق در شبکه شهری، نیروی دوران دهنده پمپ ناگهان از میان می‌رود و سرعت پمپ شروع به کاهش نموده در نتیجه دبی و ارتفاع نیز همزمان شروع به کاهش می‌نمایند. بعلت کاهش دبی عبوری از پمپ و سایش درونی پمپ و موتور، کاهش فشار چشم‌گیری در پشت پمپ ایجاد می‌شود (تولید امواج منفی فشاری) که این امواج با کاهش فشار و سرعت زیاد به طرف پایین دست حرکت می‌کنند. همچنین در این لحظه فشار در جلو پمپ افزایش یافته و یک موج فشاری به سمت بالادست منتقل می‌شود. بر طبق طول لوله‌های مکش و دهش پمپ، دو ضربه قوچ با پیوند اصلی متفاوت در دو سوی پمپ ایجاد خواهد شد که این دو با هم اندرکنش خواهند داشت. اولین نشانه این اندرکنش در اولین تغییر شیب در شکل (۵-۸) قابل مشاهده است (حدود $t = 1s$).

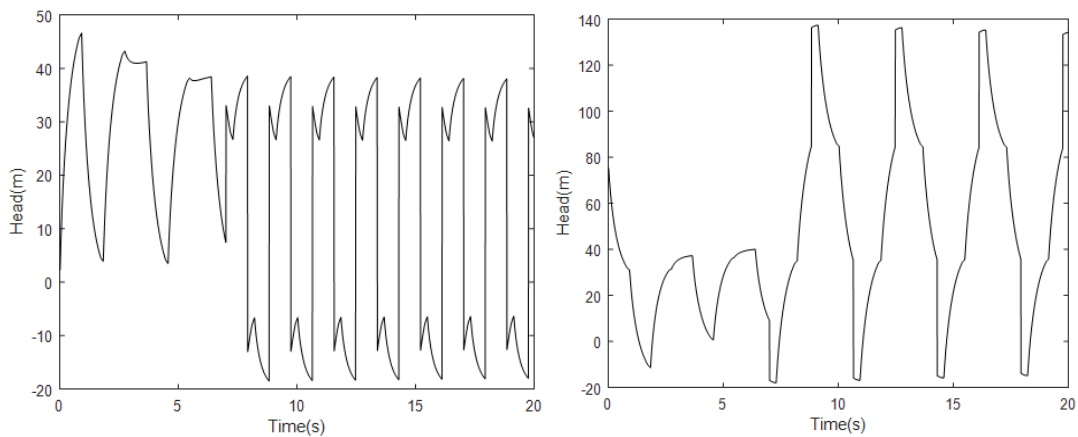
پس از این به تدریج از سرعت دورانی پمپ و شدت جریان عبوری از آن کاسته می‌شود تا اینکه در یک لحظه دبی عبوری از آن صفر می‌شود ($v=0$). چنانچه به‌دقت بررسی شود می‌توان دید که فشار قبل و بعد از پمپ در این لحظه تقریباً یکسان می‌باشد. چنانچه شیر درست در زمانی که سرعت سیال صفر شده است (یا همان زمان آغاز جریان معکوس) بسته شود، هیچ‌گونه پرشی در نمودارها به چشم نمی‌خورد و فقط خاموشی پمپ علت ضربه قوچ است؛ یعنی شیر کنترل باید ۳-۵ بار کندتر از حالت بحرانی $2l/a$ بسته شود تا فشار موج منفی به حداقل برسد و همچنین نباید آن قدر به آرامی بسته شود که جریان برگشت کند [Ahmadi & Krtamat, 2010].

در اینجا کمی قبل از اینکه سرعت سیال صفر شود، شیر کنترل به‌طور کامل و در ۷ ثانیه بسته

می‌شود. لذا به محض بسته شدن شیر، تغییر فشار ناشی از ضربه قوچ تولید شده، قابل مشاهده است (شکل (۵-۹)).



شکل (۵-۸) نتایج هد فشار قبل از پمپ (نمودار سمت چپ) و بعد از پمپ (نمودار سمت راست) در حالت شیر کنترل همواره باز

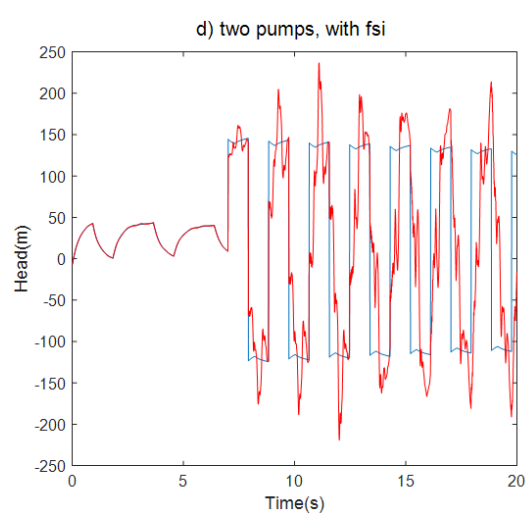
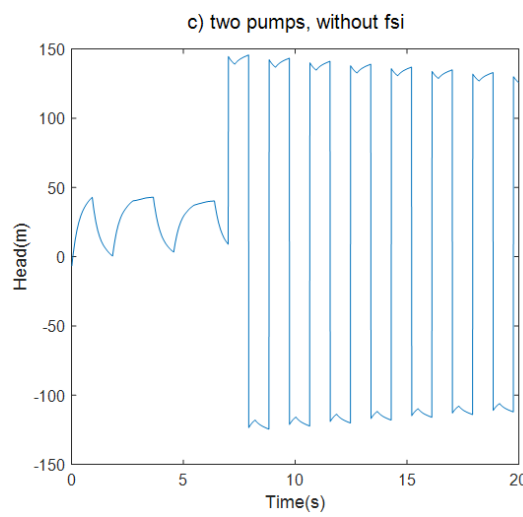
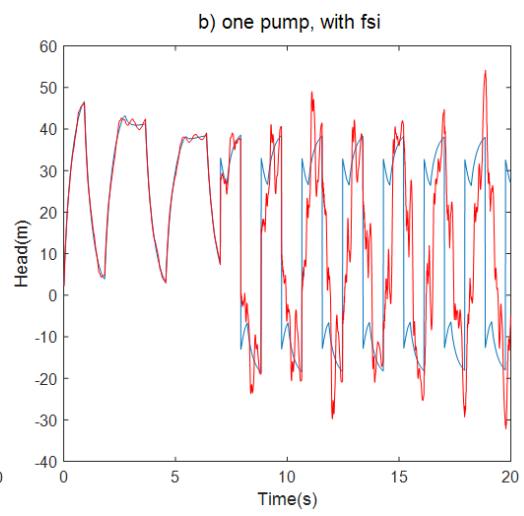
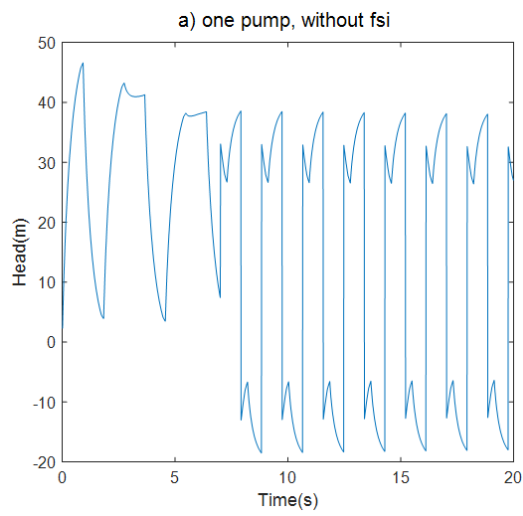


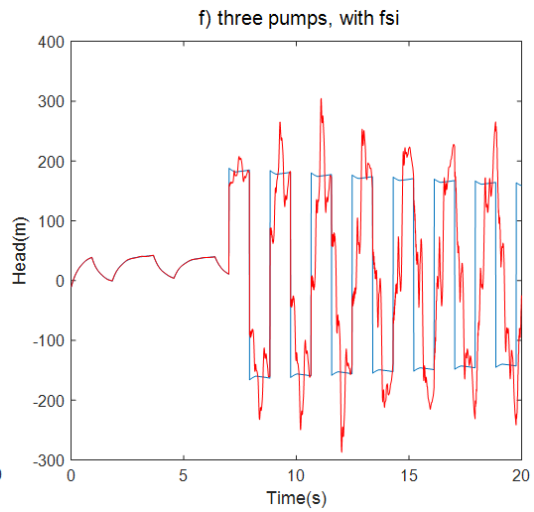
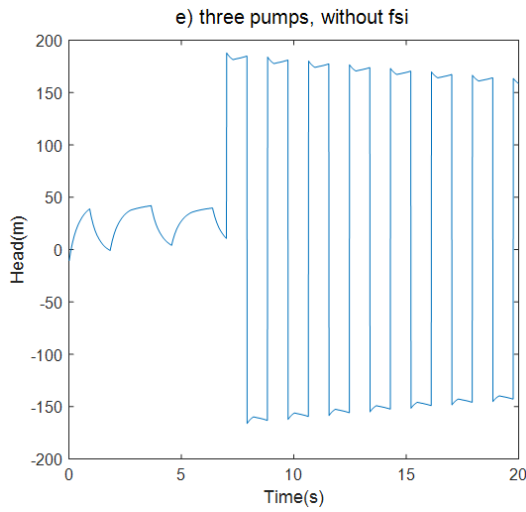
شکل (۵-۹) نتایج هد فشار قبل از پمپ (نمودار سمت چپ) و بعد از پمپ (نمودار سمت راست) در حالت بستن تدریجی شیر کنترل

۵-۴-۱- اثر اتصال

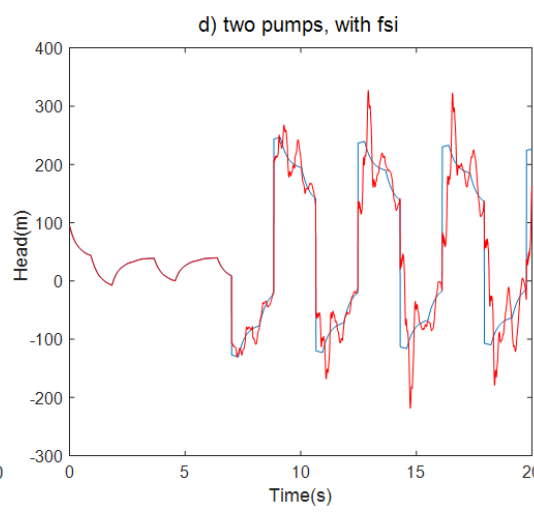
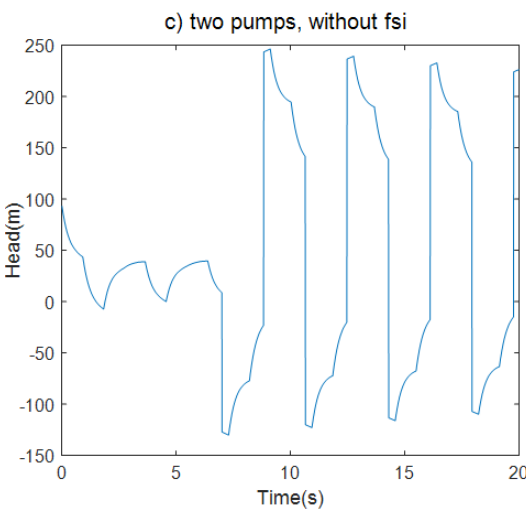
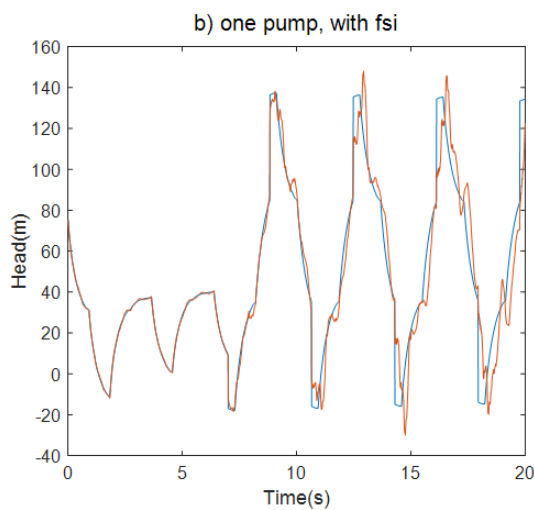
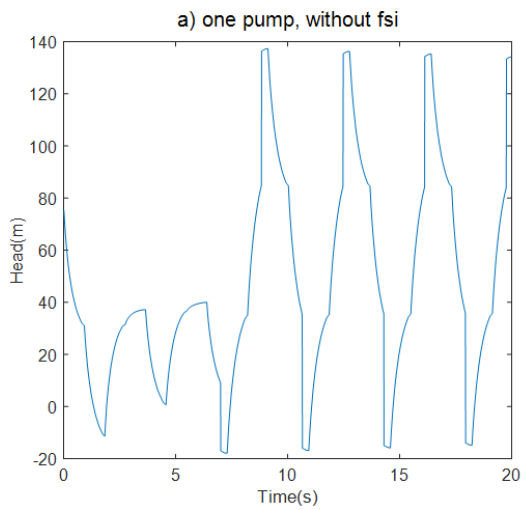
در شکل‌های (۵-۱۰) و (۵-۱۱) به بررسی اثر FSI کوپله اتصال در سیستم‌های پمپاژ شامل یک پمپ، دو پمپ و سه پمپ مشابه (طبق مشخصات جدول ۱) می‌پردازیم. بمنظور بررسی اثرات کوپله اتصال ناشی از ضربه قوچی که از خاموشی پمپ ایجاد می‌شود، پمپ و شیر کنترل آن (مطابق شکل

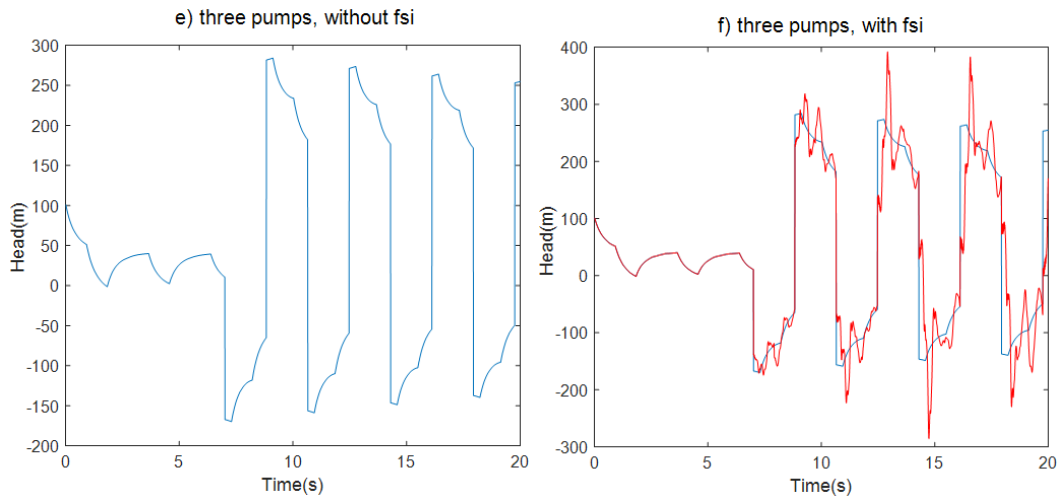
(1-1)، نسبت به هم حرکتی ندارند.





شکل (۵-۱۰) نمودار مقایسه نتایج هد فشاری قبل از پمپ‌های موازی در حالت بستن تدریجی (نمودار آبی: ضربه کوچ کلاسیک، نمودار قرمز: کوپله اتصال)





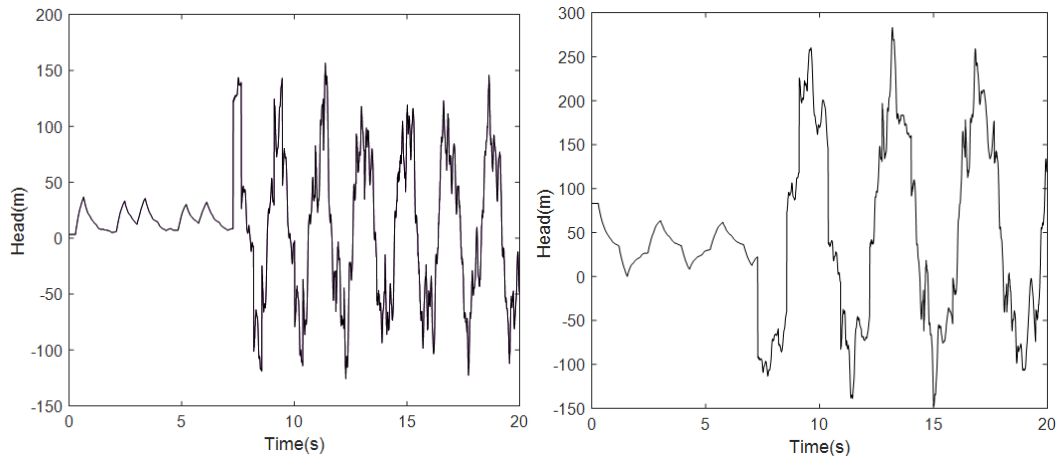
شکل (۵-۱۱) نمودار مقایسه نتایج هد فشاری بعد از پمپ‌های موازی در حالت بستن تدریجی (نمودار آبی: ضربه قوچ کلاسیک، نمودار قرمز: کوپله اتصال)

قبل از بسته شدن کامل شیر، نتایج حالت کوپله اتصال با حالت ضربه قوچ کلاسیک فرق چندانی ندارد اما بعد از بسته شدن کامل شیر، ضربه قوچ قابل توجهی در دو طرف شیر رخ می‌دهد که بعلت تغییر سرعت ناشی از ضربه قوچ، فشار در پایین دست شیر کاهش و در بالادست افزایش می‌یابد. نیروی هیدرولیکی ناشی از این تفاوت فشار، منجر به جابجایی و نوسانات فشاری در سیستم می‌شود.

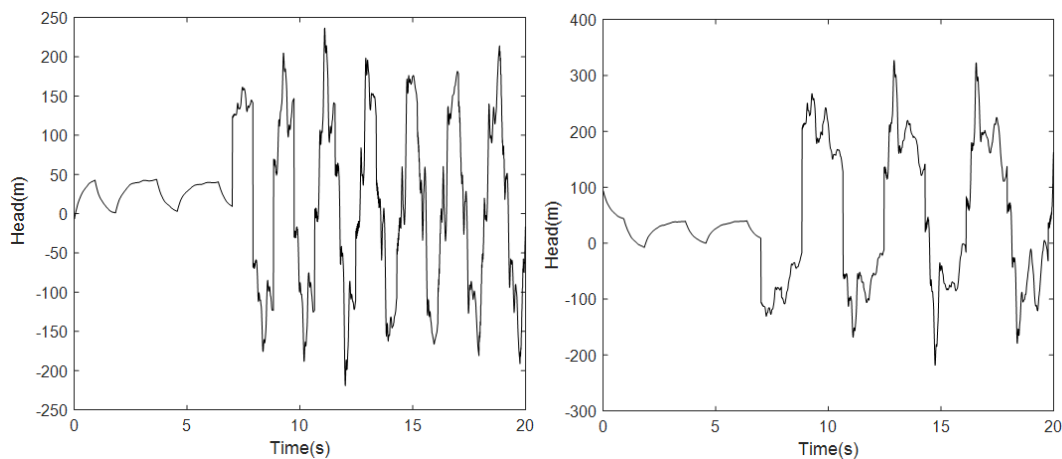
در اینجا معیار $2l/c$ (که در آن l طول لوله و c سرعت موج فشاری است) می‌تواند اندکی بسته به سختی (یا انعطاف‌پذیری) سیستم متفاوت باشد. اثر تداخلی اتصال سبب تغییر فرکانس بنیادی سیستم و این تغییر فرکانس بنیادی نیز به نوبه خود باعث تغییر معیار $2l/c$ می‌شود. یک تفاوت عمده در نتایج در حالت آنالیز با و بدون در نظر گرفتن FSI بعلت تغییر معیار $2l/c$ است که در حالت آنالیز با FSI مقداری متفاوت خواهد بود.

شکل (۵-۱۲) نشان‌دهنده هد فشاری سیستم پمپاژ شامل دو پمپ با در نظر گرفتن کوپله اتصال برای فواصل $x = 200 \text{ m}$ و $x = 800 \text{ m}$ و شکل (۵-۱۳) نشان‌دهنده هد فشاری سیستم پمپاژ شامل دو پمپ با در نظر گرفتن کوپله اتصال برای نقاط قبل و بعد پمپ می‌باشد. مقایسه بین فشارهای حاصل در

نمودارهای شکل (۵-۱۲) و شکل (۵-۱۳) نشان می‌دهد که همواره نقاط بحرانی که در معرض تنش-های بالا هستند، نقاطی هستند که به منشا ایجادکننده اثر تداخلی (محل پمپ) نزدیکتر هستند؛ بنابراین این نقاط نیاز به محافظت بیشتری دارند.



شکل (۵-۱۲) نتایج هد فشاری گروه پمپ در اثر کوپله اتصال در $x = 200 \text{ m}$ (نمودار سمت راست) و $x = 800 \text{ m}$ (نمودار سمت چپ)



شکل (۵-۱۳) نتایج هد فشاری گروه پمپ در اثر کوپله اتصال در قبل از پمپ (نمودار سمت چپ) و بعد از پمپ (نمودار سمت راست)

۵-۵- کاویتاسیون بعلت خاموشی گروه پمپ

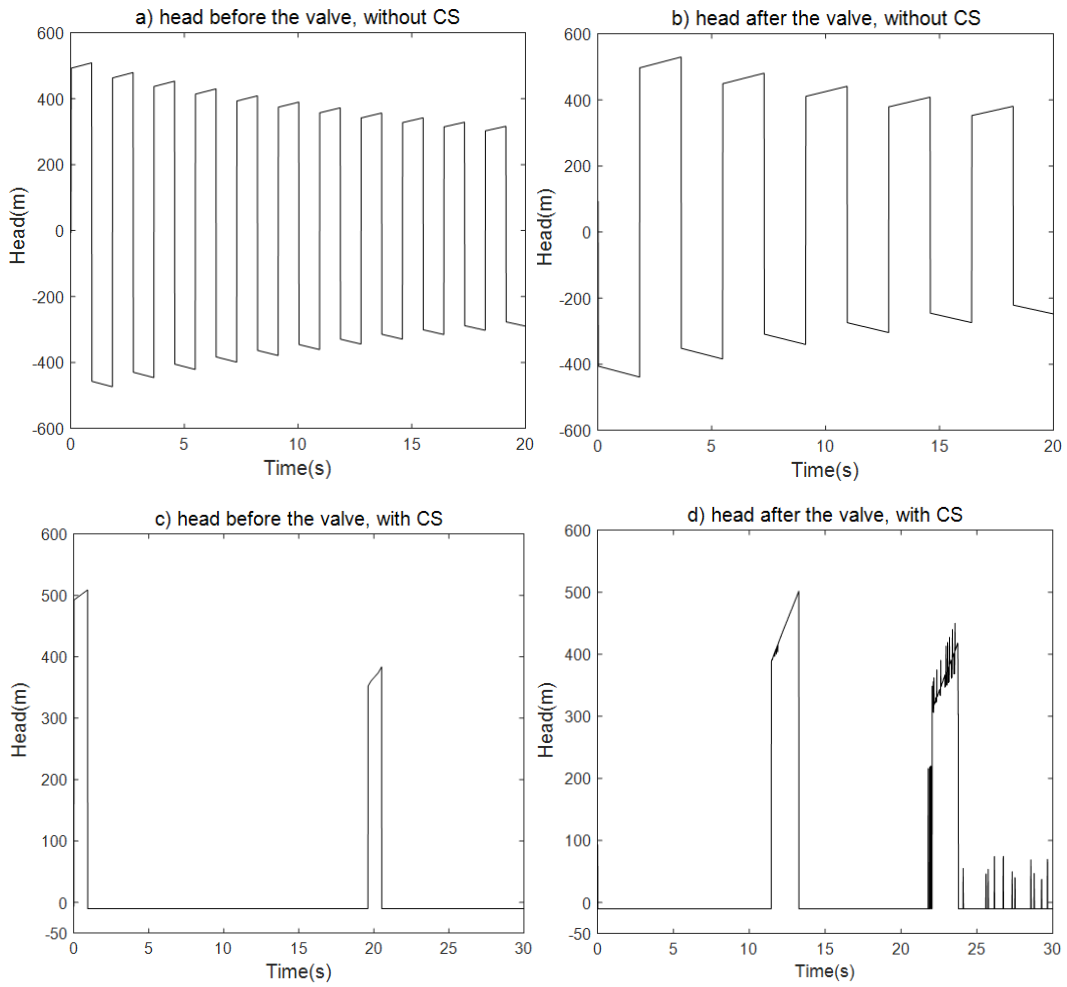
سیستم لوله‌کشی شکل (۵-۱) را برای دو پمپ مشابه موازی و چهار پمپ مشابه موازی در نظر

می‌گیریم که مشخصات آن مطابق جدول شکل (۵-۱) می‌باشد. برای این مدل، دو مثال مختلف از جریان غیرماندگار به دنبال خاموشی پمپ طرح شده و نتایج حل عددی برای فشار در نقاط قبل و بعد از پمپ ارائه می‌شود. همچنین بمنظور مطالعه عملکرد پمپ در شرایطی که کاویتاسیون پیرامون آن ایجاد شده است، همین مدل را برای دو و چهار پمپ مشابه موازی دیگر با مشخصات ($\eta_R = 0.9$ و $Q_R = 0.27 \text{ m}^3 / \text{s}$ ، $H_R = 124.55 \text{ m}$ ، $N_R = 1760 \text{ rpm}$) نیز بررسی می‌شود.

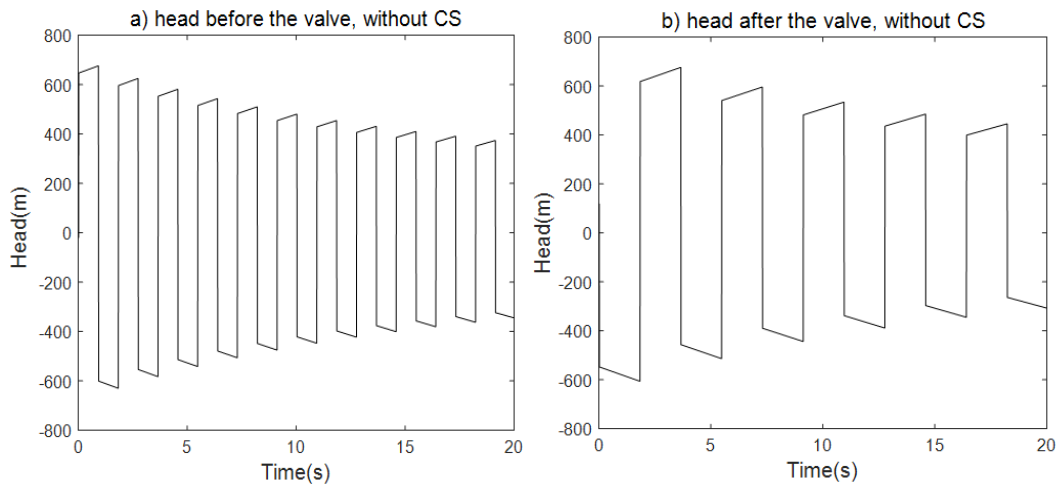
۵-۵-۱- بستن آنی شیر کنترل

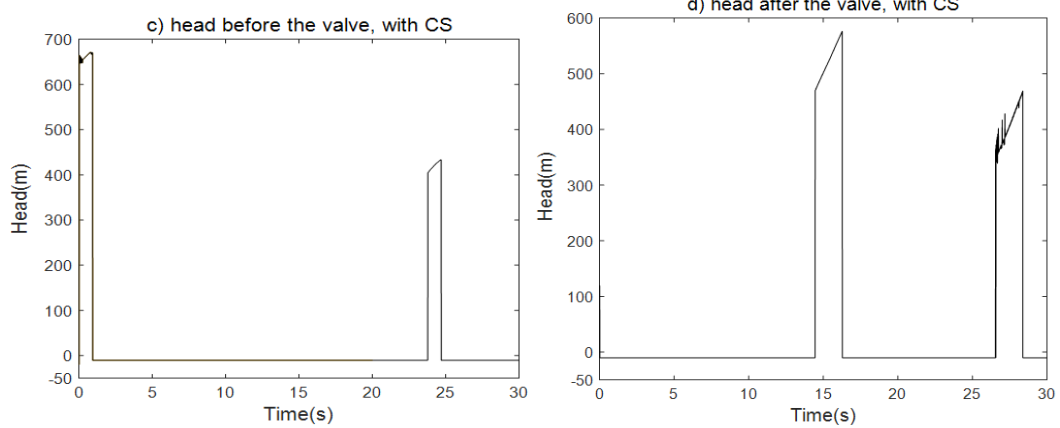
شیر کنترل درست پس از خاموش شدن گروه پمپ به صورت آنی بسته می‌شود. نتایج حاصله برای فشار قبل و بعد از پمپ در دو حالت با جدایی ستون مایع و بدون جدایی ستون مایع در شکل‌های (۵-۱۴) تا شکل (۵-۱۷) ارائه شده‌اند. از مشاهده نمودارهای ارائه‌شده در شکل (۵-۱۴) و شکل (۵-۱۵) و همچنین نمودارهای ارائه‌شده در شکل (۵-۱۶) و شکل (۵-۱۷) می‌توان فهمید که بعلاوه ساختار خاص این سیستم، بدنبال بستن سریع شیر، کاویتاسیون شدید^۱ ایجاد خواهد شد؛ زیرا زمان نسبتاً طولانی (چندین برابر پریود اصلی مربوط به ضربه قوچ قبل و یا بعد از پمپ) طول می‌کشد تا حفره بخار تشکیل شده، از بین رفته و منجر به افزایش دوباره فشار گردد. در پمپ قوی‌تر اولین فشار ضربه قوچ نسبت به پمپ ضعیف‌تر، بزرگ‌تر است. در حالت با جدایی ستون مایع، زمانی که موج منفی فشار به فشار بخار می‌رسد، سیال مدت بیشتری در حالت کاویتاسیون می‌ماند نیز حجم حفرات تولیدی بزرگ‌تر و مدت زمان فروپاشی آن طولانی‌تر است. بعد از آن با متلاشی شدن حفره و بازگشت موج مثبت از مخزن، فشار به مقدار بیشینه می‌رسد (ایجاد یک پالس بزرگ فشاری با دوره زمانی کوتاه $(t < 2l/c)$).

¹- Severe Cavitation

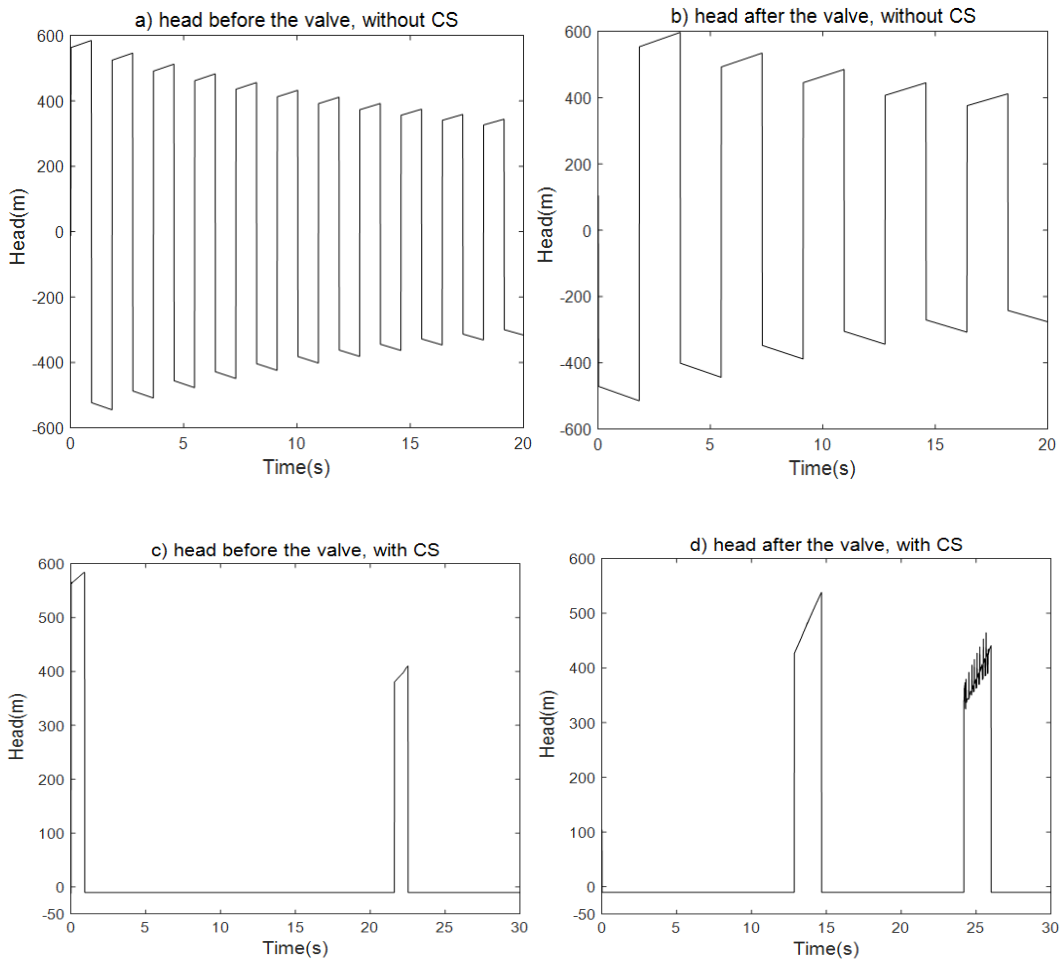


شکل (۵-۱۴) نتایج هد فشار در قبل و بعد از گروه دو پمپ ($H_R=94.5$) در حالت بسته شدن آنی شیر کنترل، آنالیز با و بدون جدایی ستون مایع

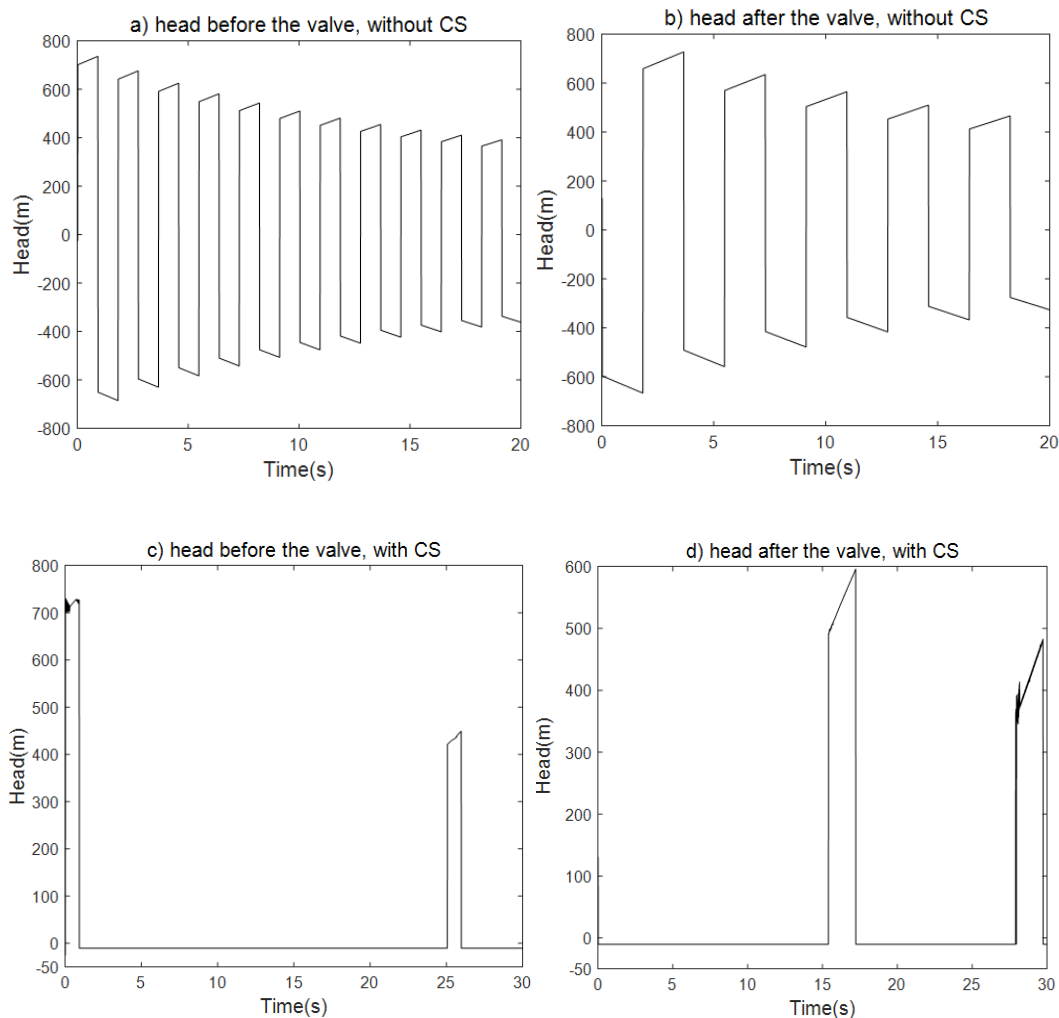




شکل (۵-۱۵) نتایج هد فشار در قبل و بعد از گروه دو پمپ ($H_R=124.55$) در حالت بسته شدن آبی شیر کنترل، آنالیز با و بدون جدایی ستون مایع



شکل (۵-۱۶) نتایج هد فشار در قبل و بعد از گروه چهار پمپ ($H_R=94.5$) در حالت بسته شدن آبی شیر کنترل، آنالیز با و بدون جدایی ستون مایع

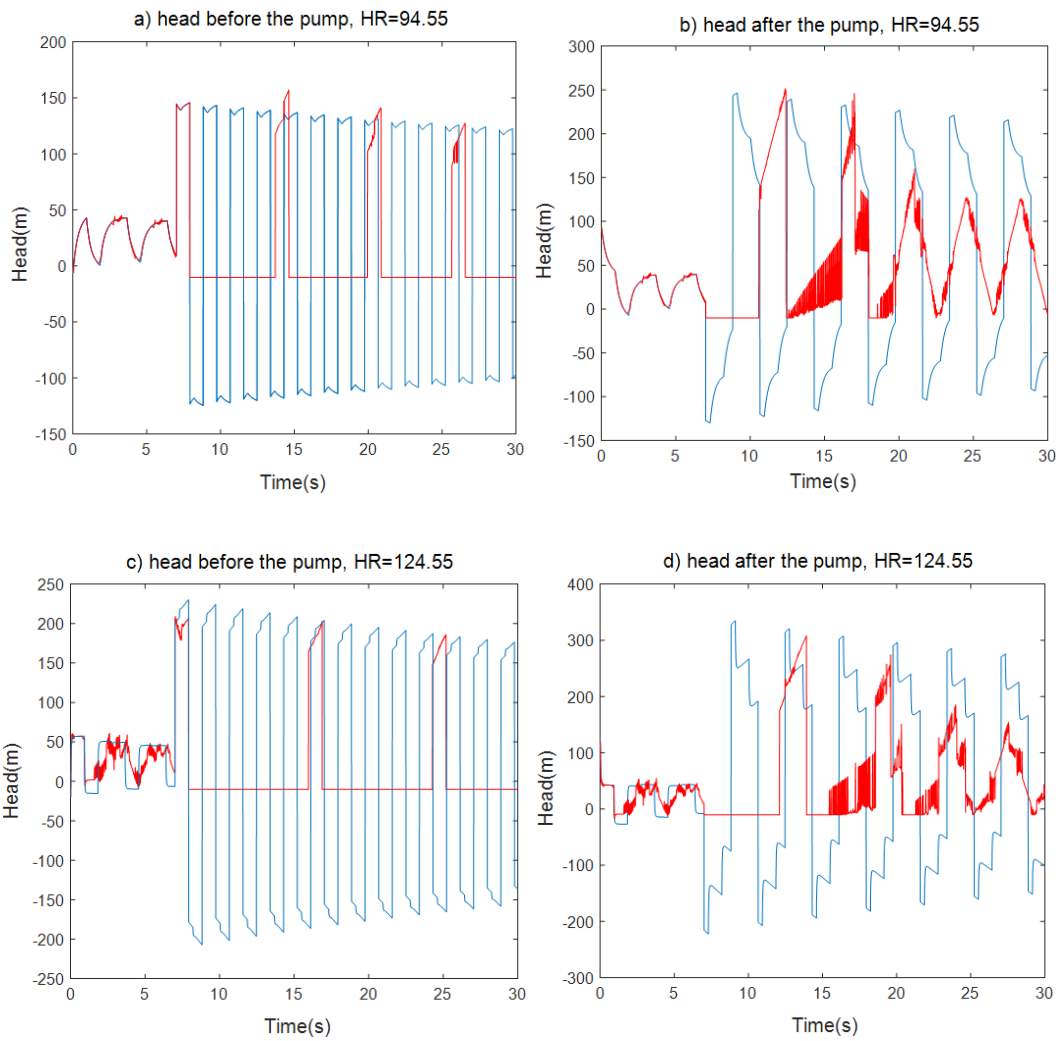


شکل (۵-۱۷) نتایج هد فشار در قبل و بعد از گروه چهار پمپ ($H_R=124.55$) در حالت بسته شدن آنی شیر کنترل، آنالیز با و بدون جدایی ستون مایع

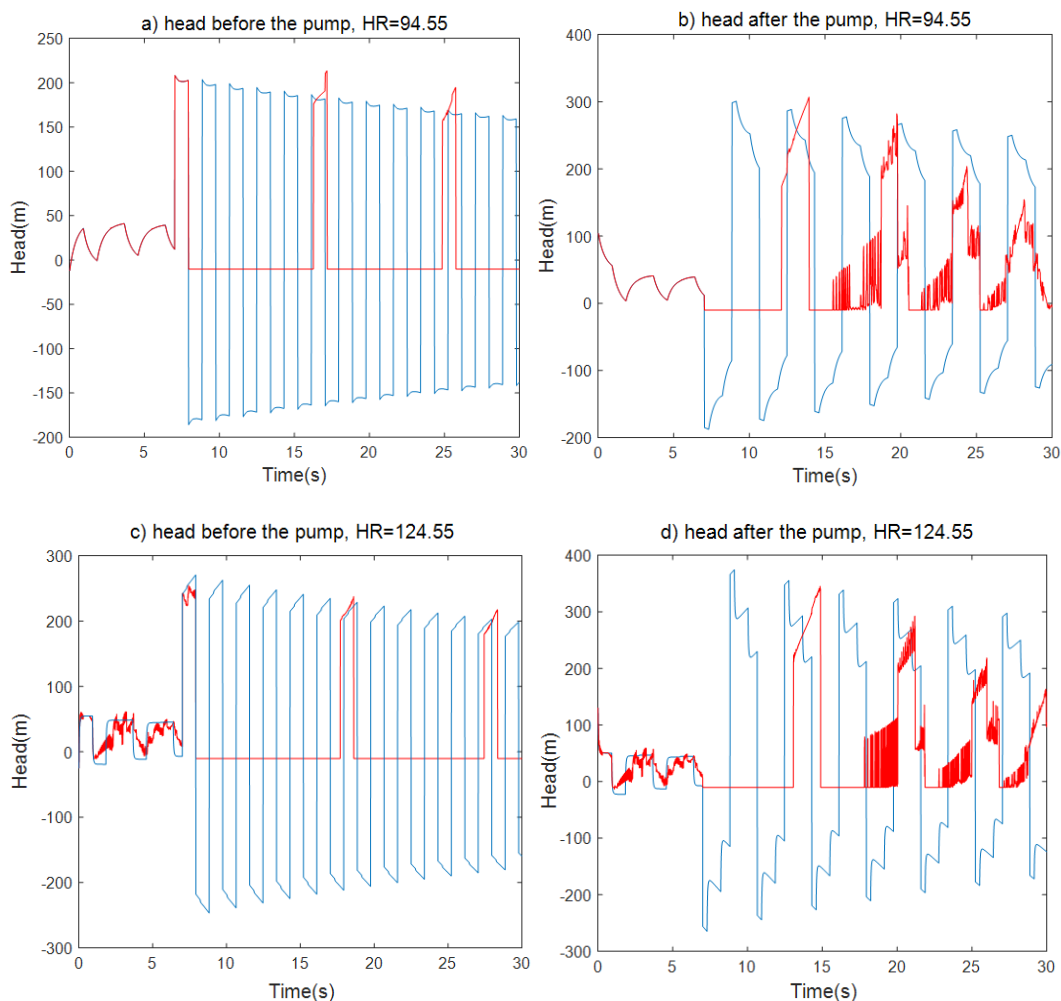
۵-۵-۲- بستن شیر کنترل در یک زمان مشخص

در این مثال حالتی که معمولاً در عمل در طراحی‌ها استفاده می‌شود در نظر گرفته می‌شود. شیر کنترل در این حالت در ۷ ثانیه بسته می‌شود تا جلوی جریان معکوس زمانی که احتمال رخداد آن بالا است، گرفته شود تا فشار موج به حداقل برسد. با توجه به بسته شدن کامل شیر در زمان $t=7$ s، پرش آنی در فشار قبل و بعد از پمپ قابل توجیه خواهد بود. در حقیقت پرش‌های فشار در این شکل‌ها به فشار ژوکوفسکی نظیر سرعت سیال در لحظه بسته شدن آنی شیر مربوط می‌شوند. لذا چنانچه شیر درست در زمانی که سرعت سیال صفر شده است (= زمان آغاز جریان معکوس)، بسته شود هیچ‌گونه

پرشی در نمودارها به چشم نمی خورد.



شکل (۵-۱۸) فشار در قبل و بعد از گروه دو پمپ با $HR=94.5$ و $HR=124.55$ در دو حالت با و بدون جدایی ستون مایع (نمودار آبی حالت بدون ستون مایع، نمودار قرمز حالت با ستون مایع)



شکل (۵-۱۹) فشار در قبل و بعد از گروه چهار پمپ با $HR=94.5$ و $HR=124.55$ در دو حالت با و بدون جدایی ستون مایع (نمودار آبی حالت بدون ستون مایع، نمودار قرمز حالت با ستون مایع)

همان طور که مشاهده می‌شود در شکل‌های (۵-۱۸) و (۵-۱۹) هم مانند حالت بستن آبی، مدت زمان ماندگاری حفره بخار تشکیل شده در پمپ بزرگ‌تر طولانی‌تر بوده و فشار زیادتری به سیستم اعمال می‌شود. لذا با توجه به اثر عملکرد شیر کنترل در ایجاد کاویتاسیون، توصیه می‌شود تا حد ممکن شیر دیرتر بسته شود زیرا در غیر اینصورت اثرات مخرب ناشی از بستن شیر و خاموشی پمپ با هم ترکیب خواهند شد و فشار منفی بزرگ‌تری را تولید خواهند نمود.

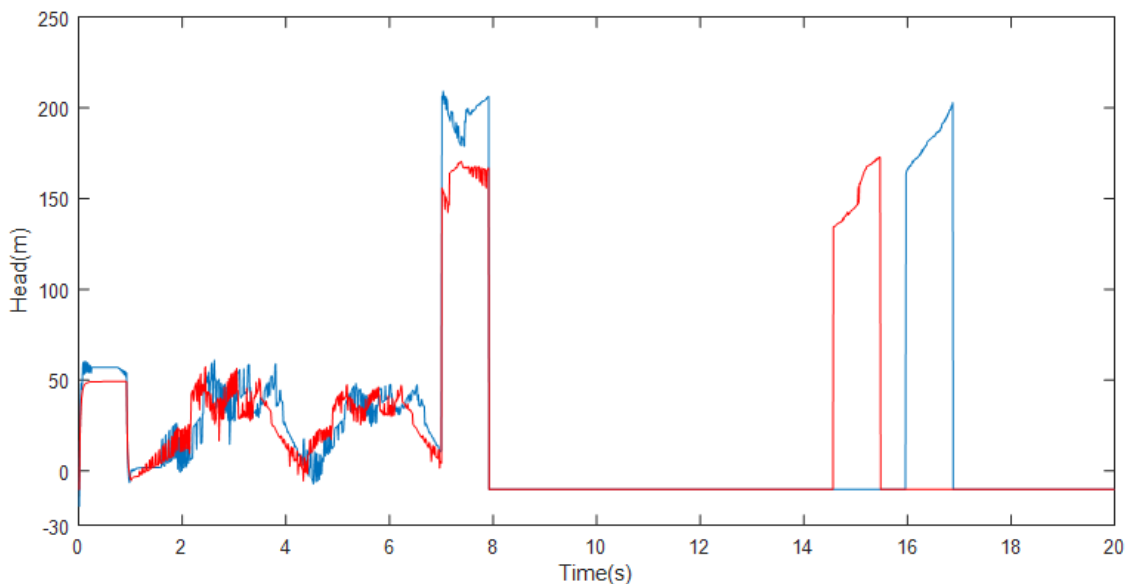
در شکل‌های (۵-۱۸) و (۵-۱۹) نوسانات (پالس‌های) فشاری با دامنه کوتاه و فرکانس بالا (یا دوره کوتاه) مشاهده می‌شود که بعلت متلاشی شدن حباب‌های بخار تحت فشار زیاد است که مقدار این

پالس‌ها با اندازه موج فشار کم (منفی) برگشتی از مخزن و شدت کاویتاسیون در طول لوله مرتبط است. کاویتاسیون همواره با صداهای منقطع شروع شده و سپس در صورت ادامه کاهش فشار، بر شدت این صداها افزوده می‌گردد. هم‌زمان با تولید این صدا پمپ نیز به ارتعاش درمی‌آید.

۵-۶- اثر سرعت دورانی پره پمپ بر کاویتاسیون

دو گروه پمپ با مشخصات ($Q_R = 0.27 \text{ m}^3 / \text{s}$, $H_R = 124.55 \text{ m}$, $N_R = 1760 \text{ rpm}$) و ($\eta_R = 0.9$) و ($Q_R = 0.263 \text{ m}^3 / \text{s}$, $H_R = 94.5 \text{ m}$, $N_R = 1450 \text{ rpm}$) را در نظر می‌گیریم.

در شکل (۵-۲۰) نمودار آبی مربوط به گروه پمپاژ با دو پمپ مشابه با $N_R = 1760 \text{ rpm}$ و نمودار قرمز مربوط به گروه پمپاژ با دو پمپ مشابه با $N_R = 1450 \text{ rpm}$ می‌باشد. هرچه سرعت دوران و دبی جریان پمپ بیشتر باشد، سرعت مایع بالاتر بوده و فشار کاهش می‌یابد و در نتیجه وقوع کاویتاسیون افزایش خواهد یافت.



شکل (۵-۲۰) فشار قبل از پمپ در حالت جدایی ستون مایع (نمودار آبی $N_R = 1760 \text{ rpm}$ ، نمودار قرمز $N_R = 1450 \text{ rpm}$)

همان‌طور که از شکل مشخص است، در نمودار آبی بعلت قوی‌تر بودن سیستم پمپاژ، مدت زمان ماندگاری حفره‌ها بیشتر بوده و در اثر متلاشی شدن، افزایش فشار بیشتری نسبت به نمودار قرمز تجربه می‌کند. بدلیل ایجاد کاویتاسیون محدودیتی برای دبی جریان و سرعت دوران پمپ بوجود می‌آید که سبب کاهش راندمان پمپ می‌شود. با هر بار تشکیل حفره و فروپاشی آن، از مقدار ماکزیمم فشار کاسته می‌شود.

فصل ششم: خلاصه،

نتیجه‌گیری و ارائه

پیشنهادات

۶-۱- خلاصه

در این پایان‌نامه ابتدا به‌طور اجمالی مسائل کلی مرتبط با این تحقیق مانند ضربه قوچ، انواع پمپ‌ها و نحوه‌ی عملکرد آن‌ها و معادلات حاکم بر پمپ‌ها، اندرکنش سیال - سازه در لوله‌ها و پدیده کاویتاسیون معرفی گردید. سپس با توجه به هدف این پایان‌نامه که بررسی اندرکنش سیال - سازه و کاویتاسیون در سیستم‌های پمپاژ موازی می‌باشد، معادلات و روابط موردنیاز ارائه شد. برای این منظور معادلات حاکم بر حرکت سیال در جریان غیرماندگار (پیوستگی و مومنتوم)، معادله ارتعاش محوری سازه لوله بدلیل درنظر گرفتن اثر تداخلی اتصال و بارگذاری‌های هیدرولیکی وارد بر آن، معادلات حاکم بر پمپ‌ها (تعادل هد و تغییر سرعت) به‌طور کامل برای سیستم‌های پمپاژ موازی، شرایط اولیه و روابط شرایط مرزی استخراج گردید.

در اینجا اثر تداخلی اتصال (بدلیل وقوع جابه‌جایی در محل پمپ (شیر) یا عدم تثبیت پمپ به زمین) در آنالیز پدیده ضربه قوچ درنظر گرفته شده است.

اثر کوپله اتصال در شرایط مرزی هیدرولیکی و سازه‌ای معادلات اعمال می‌شود. به این ترتیب که در شرایط مرزی هیدرولیکی از پارامترهای سازه‌ای و در شرایط مرزی سازه‌ای از پارامترهای هیدرولیکی برای تحلیل استفاده می‌شود. بدیهی است، در صورتی که در شبکه، اتصالاتی کاملاً مهار شده وجود داشته باشد، این وابستگی شرایط مرزی سازه‌ای و هیدرولیکی از بین می‌رود و عامل کوپله اتصال نیز حذف می‌گردد.

برای حل معادلات حاکم از روش MOC-FEM استفاده گردید. در واقع معادلات هیدرولیکی با استفاده از روش خطوط مشخصه صریح (MOC) و معادلات سازه‌ای با استفاده از روش اجزای محدود به همراه روش انتگرال‌گیری مستقیم (روش نیومارک بتا)، حل می‌شوند. مزیت این روش در مجزا حل شدن معادلات سازه‌ای و هیدرولیکی نسبت به یکدیگر است که این موضوع این امکان را فراهم می‌سازد که بتوان مسئله را برای شرایط پیچیده‌تر مانند شرط مرزی پمپ تعمیم داد.

همچنین معادلات غیرخطی حاکم بر پمپ‌ها با روش عددی نیوتون - رافسون در هر گام زمانی حل می‌شوند. برای انجام یک آنالیز تداخلی سیال - سازه، بین برنامه‌های هیدرولیک و سازه، در هر گام زمانی، از یک فرایند تکرار تا همگرایی نتایج استفاده می‌شود. به همین منظور، به دلیل در نظر گرفتن کوپله اتصال، باید از یک فرایند تکرار در هر گام زمانی برای همگرایی مقادیر در مرزها استفاده شود. بدیهی است در صورتی که در شبکه اتصالاتی کاملاً مهار شده وجود داشته باشد، این وابستگی شرایط مرزی سازه‌ای و هیدرولیکی از بین می‌رود و عامل کوپله اتصال نیز حذف می‌گردد.

پدیده کاویتاسیون نیز، بدلیل اهمیت آن و اثرات مخربی که می‌تواند در یک سیستم لوله بدنبال داشته باشد در این پایان‌نامه مورد بررسی قرار گرفت. از بین مدل‌های عددی موجود جهت تحلیل این پدیده، ساده‌ترین روش به نام DVCM مورد استفاده قرار گرفت تا به راحتی بتوان آن را در سیستم‌های با اثرات تداخلی وارد کرده و درستی آن را تحقیق نمود. پس از بررسی صحت سنجی مدل ارائه شده با بررسی مثال‌های نمونه، نتایج مربوط به اثرات تداخلی سیال و سازه و کاویتاسیون در سیستم‌های پمپاژ گروهی برای اولین بار مورد تحقیق قرار گرفت و نتایج در فصل پنجم ارائه شد.

۲-۶- نتیجه‌گیری

پس از بررسی‌ها و مطالعاتی که در زمینه اثرات تداخلی و کاویتاسیون در شبکه‌های توزیع سیال شامل گروه پمپ موازی انجام شد نتایج کلی زیر حاصل گردید که به صورت جداگانه ارائه می‌شود. جهت مشاهده نتایج جزئی‌تر می‌توان به تفسیرهای ارائه شده برای اشکال رسم شده در فصل پنجم مراجعه نمود.

۱- با افزایش تعداد پمپ‌ها، قدرت سیستم پمپاژ هم بیشتر می‌شود و در نتیجه ضربه قوچ با شدت بیشتری رخ می‌دهد که این به نوبه خود باعث تغییرات فشاری شدید (اختلاف بین افزایش و کاهش فشار در دو طرف پمپ‌ها) و ارتعاش (حرکت محوری پمپ‌ها) می‌شود. در نتیجه کوپله اتصال با شدت بیشتری اتفاق می‌افتد که این امر ضرورت انجام آنالیزهای تداخلی را برای سیستم‌های با اهمیت بالا،

جهت تعیین حداکثر تنش وارده بر لوله، نشان می‌دهد.

- ۲- فشارهای مخالف تولیدشده در دو طرف پمپ ناشی از نحوه بسته شدن شیر کنترل در شدت کوپله اتصال اثر بسزایی دارد. لذا انتخاب زمان مناسب برای بستن شیر در محل پمپ ضروری است.
- ۳- مشاهده می‌شود با گذر زمان، نوسانات ناشی از اثر کوپله اتصال تشدید می‌شود. علت این امر تفاوت زمان تناوب سازه و سیال می‌باشد. کوپله اتصال باعث تغییر فرکانس اصلی سیستم شده که این تغییر فرکانس موجب تغییر معیار $2l/a$ می‌شود.
- ۴- الگوی بستن شیر کنترل اثر بسیار مهمی در تشکیل و انهدام حفرات دارد. هرچه شیر سریع‌تر بسته شود، بعلت اینکه سیستم نوسانات فشاری شدیدتری را تجربه می‌کند احتمال وقوع کاویتاسیون با شدت بزرگ‌تر، بیشتر است.
- ۵- هرچه سرعت دوران پمپ و دبی جریان بیشتر باشد، سرعت انتقال سیال افزایش یافته و به تبع آن فشار کاهش می‌یابد و در نتیجه وقوع کاویتاسیون افزایش خواهد یافت. در نتیجه استفاده از پمپ‌هایی با سرعت دورانی (rpm) پایین‌تر سبب کاهش کاویتاسیون می‌شود.
- ۶- همچنین استفاده از چندین پمپ ضعیف‌تر یا استفاده از پمپ‌هایی با دبی عبوری ماندگار کمتر نسبت به پمپ قوی‌تر، باعث کاهش کاویتاسیون می‌شود.

۶-۳- پیشنهادات برای ادامه کار

بدیهی است که مباحث مربوط به تحقیق پیرامون FSI شبکه‌ها، هنوز دارای زمینه‌های زیادی برای تکمیل کردن و بهبود شرایط و روش‌ها می‌باشد و این پایان‌نامه، تنها گام کوچکی در این زمینه به شمار می‌رود. برخی از مطالعات و تحقیقاتی که می‌تواند منجر به بهبود و پیشرفت کار شود در زیر به‌طور خلاصه بیان می‌شود.

- ۱- در این تحقیق با فرض الاستیک بودن سیستم لوله به بررسی رفتار جریان پرداخته شده

است، می‌توان در ادامه این تحقیق با فرض ویسکوالاستیک بودن جنس لوله‌ها به بررسی این مدل پرداخت.

۲- انجام تحقیقات آزمایشگاهی برای بررسی صحت نتایج مدل‌های عددی.

۳- بررسی اثر همزمان اثر FSI و کاویتاسیون بر گروه پمپ موازی.

۴- بررسی اثر FSI و جدایی ستون مایع در گروه پمپ سری.

۵- روش خطوط مشخصه برای تحلیل جریان غیر ماندگار روش بسیار دقیقی است ولی

محدودیت‌هایی دارد. یکی از این محدودیت‌ها نسبت $\frac{\Delta x}{\Delta t}$ است که باید همواره برابر با سرعت موج در

لوله باشد. در یک خط لوله تنها، می‌توان Δx را طوری انتخاب کرد که کل لوله به قطعات مساوی

تقسیم شود و مقدار Δt را بر طبق آن تعیین نمود. ولی یک شبکه لوله که از لوله‌های با جنس و قطر

متفاوت تشکیل شده است، مقدار سرعت موج فشاری در هر کدام از لوله‌ها می‌تواند متفاوت باشد. از

طرفی چون کل شبکه در یک پروسه‌ی حل واحد تحلیل می‌گردد، طول بازه‌ی زمانی برای کل مسئله

باید مقداری ثابت باشد. بنابراین مقدار Δx در هر لوله با توجه به سرعت موج در آن تعیین می‌شود؛

بنابراین ممکن است طول لوله به‌گونه‌ای باشد که در تقسیم‌بندی لوله به بازه‌های Δx ، قطعه‌ای از لوله

مقدار کمتری پیدا کند. در این حالت استفاده از اینترپولاسیون می‌تواند خطای بسیار زیادی وارد

محاسبات کند. لذا ارائه روش‌های مختلف برای رفع مشکل ذکر شده، می‌تواند بعنوان یک کار تکمیلی

برای این پایان‌نامه قلمداد شود.

۶- در این تحقیق جریان غیرماندگار در حوزه زمان مورد بررسی قرار گرفت. می‌توان ضربه قوچ را

در حوزه فرکانس و مقایسه نتایج با این تحقیق مورد بررسی قرار داد.

۷- در این تحقیق از اثر اصطکاک صرف‌نظر شده است. می‌توان نتایج تحقیق حاضر را با درنظر-

گرفتن اثر اصطکاک غیرماندگار بسط داد.

پیوست‌ها

پیوست الف: روش عددی نیوتون رافسون

برای حل معادلات حاکم بر پمپ‌ها که در سیستم پمپاژ موازی دو معادله به ازای هر پمپ یک معادله تعادل هد و یک معادله تغییر سرعت وجود دارد، از روش عددی نیوتون-رافسون برای حل این معادلات غیرخطی استفاده شده است.

روش نیوتن که با عنوان روش نیوتن - رافسون نیز شناخته می‌شود، یک روش عددی تعیین ریشه یک تابع است.

$$x \rightarrow f(x) = 0 \quad (\text{الف-۱})$$

فرض کنید تابعی دارید که می‌خواهید ریشه (محل برخورد تابع با محور x ها) آن را بیابید یا به اصطلاح آن را حل کنید. در روش نیوتن رافسون ابتدا x_0 را به عنوان حدس اولیه وارد فرمول زیر می‌کنیم تا x_1 به دست آید. به همین ترتیب ادامه می‌دهیم و این بار x_1 را در فرمول قرار می‌دهیم.

$$x_1 = x_0 - \frac{f(x_0)}{f'(x_0)} \quad (\text{الف-۲})$$

به همین ترتیب خواهیم داشت:

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (\text{الف-۳})$$

هر چه تعداد دفعات تکرار بیشتر باشد x به دست آمده به ریشه نزدیک‌تر است.

پیوست ب: حل معادلات حاکم بر پمپ‌ها در سیستم پمپاژ موازی با روش

عددی نیوتون رافسون

مشتق معادلات تعادل هد نسبت به مجهولات به صورت رابطه (ب-۱) می‌باشد.

if $m = k \rightarrow$

$$\frac{\partial F_{H_m}}{\partial v_k} = -(B_p + B_m)Q_{R_k} + 2v_k WH(x_k)H_{R_k} + A_1(x_k)H_{R_k} \alpha_k$$

$$\frac{\partial F_{H_m}}{\partial \alpha_k} = 2\alpha_k WH(x_k)H_{R_k} - v_k A_1(x_k)H_{R_k}$$

(ب-۱)

if $m \neq k \rightarrow$

$$\frac{\partial F_{H_m}}{\partial v_k} = -(B_p + B_m)Q_{R_k}$$

$$\frac{\partial F_{H_m}}{\partial \alpha_k} = 0$$

و مشتق معادلات تغییر سرعت نسبت به مجهولات به صورت رابطه (ب-۲) می‌باشد.

if $m = k \rightarrow$

$$\frac{\partial F_{T_m}}{\partial v_k} = 2v_k WB(x_k) + \alpha_k B_1(x_k)$$

$$\frac{\partial F_{T_m}}{\partial \alpha_k} = 2\alpha_k WB(x_k) - v_k B_1(x_k) + C_{\text{torq}_k}$$

(ب-۲)

if $m \neq k \rightarrow$

$$\frac{\partial F_{T_m}}{\partial v_k} = 0$$

$$\frac{\partial F_{T_m}}{\partial \alpha_k} = 0$$

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{H1}}{\partial v_1} & \dots & \frac{\partial F_{H1}}{\partial v_{NPu}} & \frac{\partial F_{H1}}{\partial \alpha_1} & \dots & \frac{\partial F_{H1}}{\partial \alpha_{NPu}} \\ \frac{\partial F_{HNPu}}{\partial v_1} & \dots & \frac{\partial F_{HNPu}}{\partial v_{NPu}} & \frac{\partial F_{HNPu}}{\partial \alpha_1} & \dots & \frac{\partial F_{HNPu}}{\partial \alpha_{NPu}} \\ \frac{\partial F_{T1}}{\partial v_1} & & \frac{\partial F_{T1}}{\partial v_{NPu}} & \frac{\partial F_{T1}}{\partial \alpha_1} & \dots & \frac{\partial F_{T1}}{\partial \alpha_{NPu}} \\ \cdot & & \cdot & \cdot & & \cdot \\ \cdot & & \cdot & \cdot & & \cdot \\ \frac{\partial F_{TNPu}}{\partial v_1} & \dots & \frac{\partial F_{TNPu}}{\partial v_{NPu}} & \frac{\partial F_{TNPu}}{\partial \alpha_1} & \dots & \frac{\partial F_{TNPu}}{\partial \alpha_{NPu}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta v_1 \\ \cdot \\ \Delta v_{NPu} \\ \Delta \alpha_1 \\ \cdot \\ \Delta \alpha_{NPu} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_{H1} \\ \cdot \\ -F_{HNPu} \\ -F_{T1} \\ \cdot \\ \cdot \\ -F_{TNPu} \end{bmatrix} \quad (3-b)$$

پس از تشکیل دستگاه معادلات و بدست آوردن ماتریس دلتا (Δ) مجهولات در هر حلقه با استفاده از رابطه (ب-۴) به جوابها نزدیک تر می شوند.

$$\begin{aligned} v_1 &= v_1 + \Delta v_1 \\ v_2 &= v_2 + \Delta v_2 \\ &\cdot \\ v_{NPu} &= v_{NPu} + \Delta v_{NPu} \\ \alpha_1 &= \alpha_1 + \Delta \alpha_1 \\ \alpha_2 &= \alpha_2 + \Delta \alpha_2 \\ &\cdot \\ \alpha_{NPu} &= \alpha_{NPu} + \Delta \alpha_{NPu} \end{aligned} \quad (4-b)$$

در ادامه نحوه حل معادلات تعادل هد و تغییر سرعت با روش عددی نیوتون - رافسون در سیستم پمپاژ موازی در حالت غیرماندگار به تعداد دلخواه پمپ در نرم افزار متلب ارائه شده است.

```

nu_pu: Number of pumps
FH v =  $\frac{\partial FH}{\partial v}$ 
Ctorq =  $(\pi/(15*dt)).*((NR./TR).*(I))$ 

while tolerance > .0001
    x =  $(\pi + \text{atan2}(v, \alpha)) / dx$ 

```

```

WHx=interp1(0:1:88,WH,x)
WBx=interp1(0:1:88,WB,x)
A1x=A1(fix(x))
B1x=B1(fix(x))
Q1=v.*QR
Q1=sum(Q1)
FH=(Cp-Cm)-Q1*(Bp+Bm)+WHx.*HR.*(alpha.^2+v.^2)
% FHv matrix
for m=1:nu_pu
    for k=1:nu_pu
        if m==k
            FHv(m,k)=- (Bp+Bm)*QR(k)+2*v(k)*WHx(k)*HR(k)+A1x(k)*HR(k)*alpha(k)
        else
            FHv(m,k)=- (Bp+Bm)*QR(k)
        end
    end
end
% FHalpha matrix
for m=1:nu_pu
    for k=1:nu_pu
        if m==k
            FHalpha(m,k)=2*alpha(k)*WHx(k)*HR(k)-v(k)*A1x(k)*HR(k)
        else
            FHalpha(m,k)=0
        end
    end
end
FT=(alpha.^2+v.^2).*WBx+beta_i0+C_torq.*(alpha-alpha0)
% FTv matrix
for m=1:nu_pu
    for k=1:nu_pu
        if m==k
            FTv(m,k)=2*v(k)*WBx(k)+alpha(k)*B1x(k)
        else
            FTv(m,k)=0
        end
    end
end
% FTalpha matrix
for m=1:nu_pu
    for k=1:nu_pu

```

```

if m==k
    FTα(m,k)=2*α(k)*WBx(k)-v(k)*B1x(k)+Ctorq(k)
else
    FTα(m,k)=0
end
end
end
end
%factor_answer matrix
factor(1:nu_pu,1:nu_pu)=FHv
factor(1:nu_pu,nu_pu+1:2*nu_pu)=FHα
factor(nu_pu+1:2*nu_pu,1:nu_pu)=FTv
factor(nu_pu+1:2*nu_pu,nu_pu+1:2*nu_pu)=FTα
answer(1:nu_pu,1)=-FH
answer(nu_pu+1:2*nu_pu,1)=-FT
%delta matrix
delta=factor^-1*answer
%v,α
dv(1,1:nu_pu)=delta(1:nu_pu,1)
v=v+dv
dα(1,1:nu_pu)=delta(nu_pu+1:2*nu_pu,1)
α=α+(dα)
%tolerance
t=abs(delta)
tolerance=sum(t)
end

```

پیوست پ: حل معادله (۴-۴۴)

$\dot{\xi}_{xp}$ سرعت ارتعاش پمپ در امتداد محور لوله می‌باشد. در حالت بدون FSI این مقدار صفر است.

$$h = \frac{H}{H_R}, \quad \beta = \frac{T}{T_R}, \quad v_p = \frac{Q_p - \dot{\xi}_{xp} A_f}{Q_R}, \quad \alpha = \frac{N}{N_R}, \quad (پ-۱)$$

معمولا دو منحنی به عنوان منحنی‌های مشخصه پمپ داده می‌شوند که در آن‌ها محور x بر حسب

$\tan^{-1}(v/\alpha)$ و محور y بر حسب $WH = h/(\alpha^2 + v^2)$ در یک منحنی و $WB = \beta/(\alpha^2 + v^2)$ در

منحنی دیگر است که از آن‌ها به ترتیب جهت تعیین هد و گشتاور استفاده می‌شود.

از رابطه زیر که با استفاده از برون یابی خطی استخراج شده است می توان جهت تعیین هد با استفاده از منحنی های داده شده استفاده کرد.

$$\frac{h}{\alpha^2 + \nu^2} = A_0 + A_1 x, \quad x = \pi + \tan^{-1} \left(\frac{\nu}{\alpha} \right) \quad (\text{پ-۲})$$

جهت مدل سازی جریان گذرا به دنبال خاموش شدن پمپ با توجه به شکل (۴-۴)، بجز دو رابطه C^+ و C^- ، می توان یک رابطه برای پمپ بین نقاط ۱ و ۲ و یک رابطه اریفیس برای شیر بین نقاط ۲ و ۳ به صورت زیر نوشت.

$$H_1 + h H_R = H_2 \quad (\text{پ-۳})$$

$$H_2 - \frac{(Q_v - \dot{\xi}_{xv} A_f) |Q_v - \dot{\xi}_{xv} A_f| \Delta H_0}{\tau^2 Q_0^2} = H_3 \quad (\text{پ-۴})$$

که در آنها ΔH_0 افت هد در شیر در حالت جریان ماندگار (با دبی Q_0 و $\tau=1$) است و $\dot{\xi}_{xv}$ سرعت ارتعاش شیر در امتداد محور لوله می باشد. چنانچه برای h از رابطه (پ-۲) درون (پ-۳) جایگزین شود و H_2 بین (پ-۳) و (پ-۴) حذف گردد و برای H_1, H_2 از روابط C^+, C^- مناسبی که به ترتیب برای نقاط ۱ و ۳ شکل (۴-۴) نوشته می شوند استفاده شود، رابطه (۴-۴) حاصل می شود.

پیوست ج: حل معادله (۴-۴۶)

معادله دیفرانسیل زیر بین گشتاور اعمال شده T و سرعت دورانی پمپ ω رابطه برقرار می کند.

$$T = -I_{pump} \frac{d\omega}{dt}, \quad \omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (\text{ج-۱})$$

این رابطه باید به صورت انتگرال گیری عددی حل شود زیرا T تابعی از زمان است و بسته به دبی جریان تغییر می کند. چنانچه این رابطه با استفاده از قاعده ذوزنقه در انتگرال گیری عددی از زمان t_0 الی t_1 نوشته شود خواهیم داشت:

$$\frac{1}{2} (T(t_0) + T(t_1)) (t_1 - t_0) = -I_{pump} \frac{2\pi}{60} (N(t_1) - N(t_0)) \quad (\text{ج-۲})$$

چنانچه این رابطه براساس کمیت‌هایی بی بعد برای یک شبکه خطوط مشخصه یک در میان^۱

نوشته شود و چنانچه اندیس صفر نشانگر مقادیر حاصله از گام زمانی قبل باشند خواهیم داشت:

$$\beta + \beta_0 - \frac{\pi N_R I_{pump}}{30 T_R \Delta t} (\alpha_0 - \alpha) = 0 \quad (\text{ج-۳})$$

اکنون همانند رابطه (ج-۲) می‌توان گشتاور را با استفاده از برون‌یابی از منحنی‌های مشخصه پمپ

به صورت رابطه زیر به دست آورد:

$$\frac{\beta}{\alpha^2 + \nu^2} = B_0 + B_1 x, \quad x = \pi + \tan^{-1} \left(\frac{\nu}{\alpha} \right) \quad (\text{ج-۴})$$

چنانچه از رابطه فوق β محاسبه و درون رابطه (ج-۳) جایگزین شود رابطه (۴-۴۶) حاصل

می‌شود.

^۱- Staggerd grid

منابع

منابع فارسی:

- ۱- احمدی ا، مجد ع، " اعمال اثرات اصطکاک غیرماندگار در مدل‌های جدایی ستون مایع "، هشتمین کنگره بین‌المللی مهندسی عمران، دانشگاه شیراز، اردیبهشت ۱۳۸۸.
- ۲- پارسا صدر ا، (۱۳۹۴)، پایان‌نامه کارشناسی ارشد: "مدل‌سازی عددی جریان غیرماندگار در سیستم‌های گروهی پمپاژ آب"، دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه صنعتی شاهرود.
- ۳- کرامت ع، (۱۳۸۴)، پایان‌نامه کارشناسی ارشد: "تحلیل دینامیکی شبکه‌های لوله توزیع سیال با روش اجزای محدود"، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز.
- ۴- کرامت ع، (۱۳۸۹)، رساله دکتری: "بررسی اندرکنش سیال - سازه در سیستم‌های لوله ویسکوالاستیک با در نظر گرفتن جدایی ستون مایع"، دانشکده عمران و معماری، دانشگاه صنعتی شاهرود.
- ۵- مجد ع، (۱۳۸۸)، پایان‌نامه کارشناسی ارشد: "بررسی پدیده جدایی ستون در جریان‌های غیرماندگار"، دانشکده عمران و معماری، دانشگاه صنعتی شاهرود.
- ۶- نیک‌نژاد آ، احمدی ا، پارسا صدر ا، (۱۳۹۶)، "بررسی اندرکنش سیال - سازه در سیستم‌های پمپاژ موازی"، دومین کنفرانس ملی پژوهش‌های کاربردی در مهندسی سازه و مدیریت ساخت، دانشگاه صنعتی شریف، تهران

- 1- Afshar, M., Mahjoobi, J., (2007), "Optimal Design of Pumped Pipeline Systems Using Genetic Algorithm and Mathematical Optimization," *Journal of water & wastewater*, 35-48.
- 2- Ahmadi, A., Keramat, A., (2010), "Investigation of fluid–structure interaction with various types of junction coupling", *Journal of Fluids and Structures*, 26: 1123–1141.
- 3- Bergant, A., Simpson, A.R., Tijsseling, A.S., (2006), "Water hammer with column separation: A historical Review," *Journal of Fluids and Structures*. 22: 135-171.
- 4- Bergant, A., Simpson, Angus R., (1999), "Pipeline column separation flow regimes," *ASCE Journal of Hydraulic Engineering*, 125: 835-848.
- 5- Bergant, A., Tijsseling, A.S., (2001), "Parameters Affecting Water Hammer Wave Attenuation, Shape and Timing," *Proceedings of the 9th Int. Meeting of the IAHR Work Group on the Behaviour of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory Conditions*, Trondheim, Norway.
- 6- Bergant A., Tijsseling, A., Vítkovský, J.P., Covas, D., Simpson, A., and Lambert, M., (2008a), "Parameters affecting water-hammer wave attenuation, shape and timing. Part 1: mathematical tools," *IAHR Journal of Hydraulic Research*, 46(3): 373-381.
- 7- Bergant A., Tijsseling, A., Vítkovský, J.P., Covas, D., Simpson, A., Lambert, M., (2008b), "Parameters affecting water-hammer wave attenuation, shape and timing. Part 2: case studies," *IAHR Journal of Hydraulic Research*, 46(3): 382-391.
- 8- Chaudhry, M. H., (2014), "Applied Hydraulic Transients (Third ed.)," New York: Springer New York Heidelberg Dordrecht London.
- 9- Couzinet, A., Gros, L., Pierrat, D., (2013), "Characteristics of Centrifugal Pumps Working in Direct or Reverse Mode: Focus on the Unsteady Radial Thrust," *International Journal of Rotating Machinery*, 1-11.
- 10- D' Souza, A. F., Olden burger, R., (1964), "Dynamic Response of Fluid Lines," *ASME Journal of Basic Engineering*, 86: 589-598.
- 11- Gibson, N. R., (1919), "Pressures in penstocks caused by Gradual closing of turbine gates," 83: 707-775.
- 12- Gray, C.A.M. (1953), "The Analysis of the Dissipation of Energy in water hammer," *Proc ASCE*, 119: 1176- 1194.
- 13- Gromeka, I. S., (1883), "Concerning the propagation Velocity of Water hammer waves in

- Elastic Pipes,” Scientific Soc. Of Univ. of Kazan, Kazan, U.S.S.R.
- 14- Haberman, H., (2004), “Applied Partial Differential Equations with Fourier Series and Boundary Value Problems”, 4th Edition, Prentice Hall.
 - 15- Heinsbroek, A.G.T.J., (1997), “Fluid–structure interaction in non-rigid pipeline systems,” Nuclear Engineering and Design, 172: 123-135.
 - 16- Jones, S. E., Wood, D. J., (1972), “The Effect of Axial Boundary Motion on Pressure Surge Generation,” ASME Journal of Basic Engineering. 94: 441-446.
 - 17- Keramat, A., Ahmadi, A., Majd, A., (2009), “Transient cavitating pipe flow due to a pump failure,” Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Work Group on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, Czech Republic.
 - 18- Lavooij, C.S., Tijsseling, A.S., (1990), “Fluid Structure Interaction in Compliant Piping Systems,” Proceedings of 6th Int. Conference. on Pressure Surges, BHRA, 85-100.
 - 19- Lavooij, C.S.W., Tijsseling, A.S., (1991), “Fluid–structure interaction in liquid-filled piping systems,” Journal of Fluids and Structures, 5: 573–595.
 - 20- Parsasadr, A., Ahmadi, A., Keramat, A., (2016), “Waterhammer caused by intermittent pump failure in pipe systems including parallel pump groups,” International Journal of Engineering, vol. 29, No 4, 444 – 453.
 - 21- Reddy J.N. (1993), “An Introduction to the Finite Element Method.” Texas A&M University.
 - 22- Regitz, J. D., Jr. (1960), “An Experimental Determination of the Dynamic Response of a Long Hydraulic Line,” NASA Technical Note D- 576.
 - 23- Ruus, E., (1966), “Optimum Rate of closure of Hydraulic Turbine Gates,” presented at Amer. Soc. Mech. Engrs. Engineering Inst. Of Canada conference, Denver, Colorado.
 - 24- Sharif, F., Siosemarde, M., Merufinia, E., Esmatsaatlo, M., (2014), “Comparative Hydraulic Simulation of Water Hammer in Transition Pipe Line Systems with Different Diameter and Types,” Journal of Civil Engineering and Urbanism, 282-286.
 - 25- Simpson, A.R., Bergant, A., (1994), “Numerical comparison of pipe column-separation models”, ASCE Journal of Hydraulic Engineering, 120(3): 361-377.
 - 26- Soares, A. K., Covas, D., Ramos, H. M., (2013), “Damping Analysis of Hydraulic Transients in Pump-Rising Main Systems,” Journal of Hydraulic Engineering, 139:233-243.

- 27- Soares, A. K., Melo, N., Gonçalves, F. V., (2008), "HYDRAULIC MODELLING OF PRESSURE SURGES IN A WATER PUMPING SYSTEM," 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, (pp. 1-16). Brazilian.
- 28- Streeter, V.L., and Lai, C., (1963), "waterhammer Analysis Including Fluid Friction," Trans Amer. Soc. Civ. Engrs, 128: 1491-1524.
- 29- Thorley., (1969), "Pressure Transients in Hydraulic Pipelines," ASME Journal of Basic Engineering, 91: 453-461.
- 30- Tijsseling, A.S., (2003), "Exact solution of linear hyperbolic four-equation system in axial liquid-pipe vibration," Journal of Fluids and Structures, Vol 18, Issue 2, 179-196.
- 31- Tijsseling, A.S., (1996), "Fluid-structure interaction in liquid-filled pipe systems: a review," Journal of Fluids and Structures, 10: 109-146.
- 32- Wiggert, D.C., Hatfield, F.J, Stuckenbrock, S., (1987), "Analysis of Liquid and Structural Transients in Piping by Method of Characteristics," J. of Fluid Engineering, ASME, vol. 109, No.2, 161-165.
- 33- Wiggert, D.C, Tijsseling, A.S., (2001), "Fluid transients and fluid-structure interaction in flexible liquid-filled piping," ASME Applied Mechanics Reviews, 54: 455-481.
- 34- Wood, D. J., (1968), "A Study of the Response of Coupled Liquid Flow- Structural Systems Subjected to Periodic Disturbances," ASME Journal of Basic Engineering, 90: 532-540.
- 35- Wood, D. J., (1969), "Influence of Line Motion on Water hammer Pressures," Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers. 95: 941-959.
- 36- Wylie E. B., Streeter V. L., (1978), "**Fluid Transients**", McGraw Hill, United states of America, pp 379. ISBN 0-07-072187-4.
- 37- Wylie, E. Benjamin, Streeter, Victor L., Suo Lisheng., (1993), "Fluid Transients in Systems," Prentice Hall.

Abstract

In large piping systems, a pump is unable to supply the required flow and head. Therefore, the pumps are connected in series and in parallel to provide the required head and discharge. As we know, the power failure of the pumps causes transient flow and changes in the fluid pressure inside the tube, resulting in a dynamic load on the tube structure. Investigating the maximum and minimum pressure caused by water hammer plays an important role in the design of the pumping system. Therefore, the study of fluid-structure interaction (FSI) in these systems is of great importance. The phenomenon of cavitation is also a very important topic due to the destructive effects that can occur in a pipe system.

The purpose of this thesis is to present a mathematical model and numerical solution of the problem of fluid-structure interaction due to water hammer after sudden stopping of the parallel pump group in a distribution network considering the liquid column separation phenomenon. Hydraulic equations were solved using the method of characteristic (MOC) and structural equations using finite element method (FEM) in the time domain. On the other hand, the governing relations between the pumps are head equilibrium and torque equations, which were solved using Newton-Raphson numerical method at each time step. Also, for the modeling of the pumping system, the assumptions of homogeneous pumps were used. In this assumption, the pumps are considered the same for the use of characteristic curves of the pump in an unsteady state based on the specific speed. In examining the liquid column separation phenomenon, the simplest method called Discrete Vapour Cavity Model (DVCM) was used to easily integrate it into pumping systems and analyze with interference effects and to investigate its accuracy.

According to the results, with increasing number of pumps, the power of the pumping system is also increased, and as a result of a more intense impact, the cavitation is more intense in the stronger pump group. Also, the control valve closing time affects the pressure on the system in interaction analysis and cavitation.

Keyword: Water hammer, Fluid – Structures Interaction, Power failure, Parallel pump group, Cavitation, Method of Characteristics.



Shahrood University of Technology

Faculty of Civil Engineering

M.Sc. Thesis in Water Engineering and Hydraulic Structures

**Fluid-structure interaction in a water pumping system with column
separations**

By: Arezo Niknezhad

Supervisor:

Dr. Ahmad Ahmadi

Advisor:

Amir Parsasadr

September 2018