



دانشکده عمران و معماری – گروه عمران

بررسی اندرکنش سیال- سازه در سیستمهای لوله ویسکوالاستیک با در نظر گرفتن جدایی ستون مایع

دانشجو: عليرضا كرامت

استاد راهنما:

دكتر احمد احمدي

اساتید مشاور:

دکتر سید فضل الله ساغروانی، دکتر کورش حیدری شیرازی

رساله دکتری جهت اخذ درجه دکتری

شهريور ۸۹

دانشگاه صنعتی شاهرود دانشکده عمران و معماری گروه مهندسی عمران

رساله دکتری آقای علیرضا کرامت تحت عنوان: بررسی اندرکنش سیال – سازه در سیستمهای لوله ویسکوالاستیک با در نظر گرفتن جدایی ستون مایع

در تاریخ ۸۹/۱۰/۱۶ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک دکتری مورد ارزیابی و با درجه عالی مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتيد راهنما
	دكتر سيد فضل الله ساغرواني		دکتر احمد احمدی
	دکتر کورش حیدری شیرازی		

امضاء	نمایندہ تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتيد داور
			دکتر سید تقی امید نائینی
	دكتر وحيدرضا كلات جارى		دکتر محمد حسن کیهانی
			دکتر رامین امینی

تشكر و قدردانى

سپاس خدا را که همواره بیش از آنچه از او خواسته ام عطا فرموده است. همچنین از تمامی کسانی که من را در تهیه این رساله یاری کردند، بدینوسیله قدردانی مینمایم:

دکتر احمد احمدی، به خاطر آموزشها، رهنمودها، حمایتهای پیوسته، تشویقها و دلگرمیهایشان در تمام دوران دانشجویی دکتریام؛

دکتر آریس تایسلینگ، به خاطر ارایه نظرات پربار در زمینه حل مسایل موجود و مباحث مربوطه و نیز به خاطر دوستی و حمایتهایش در دوران اقامتام در هلند؛

دکتر آنتون برگانت و کوانزای هوو، به خاطر در اختیار قرار دادن اطلاعات مفید و رهنمودهایشان درباره آزمایش ضربه قوچ دلفت، که در فصل پنجم این رساله به آن پرداخته شده است؛

مهندس علی مجد، به خاطر دوستی، همکاری و طرح مباحث مفید در زمینه جدایی ستون سیال و سایر مسایل مربوطه؛

دکتر داوود پورویس، دکتر رامین امینی، دکتر بهروز حسنی، دکتر علی حقیقی، دکتر کورش حیدری شیرازی، دکتر سید فضل الله ساغروانی و مهندس رشید میرزاوند، که از رهنمودهای علمیآنها سود بردهام.

همچنین، از پدر، مادر، خواهران و برادرانم، به خاطر حمایتهای پیوسته و بیدریغشان صمیمانه تشکر میکنم. از وزارت علوم، تحقیقات و فناوری نیز به خاطر فراهم آوردن امکانات مالی مناسب در دوران فرصت مطالعه، و از دانشگاه صنعتی آیندهوون به خاطر فراهم آوردن تمام امکانات پژوهشی لازم در دوران فرصت مطالعه، قدردانی مینمایم. از آزمایشگاه دلفت هلند نیز به خاطر در اختیار قرار دادن نتایج آزمایش و ارایه اطلاعات کامل مربوط به آن، سپاسگذاری مینمایم.

# تعهد نامه

اینجانب علیرضا کرامت دانشجوی دوره دکتری رشته مهندسی عمران - گرایش هیدرولیک دانشکده عمران و معماری دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه بررسی اندرکنش سیال – سازه در سیستمهای لوله ویسکوالاستیک با در نظر گرفتن جدایی ستون مایع تحت راهنمائی دکتر احمد احمدی متعهد می شوم:

- 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 هیج نوع مدر کی یا امتیازی در هیج جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام << دانشگاه صنعتی شاهرود>> و یا <<shahrood university of technology> به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام 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.

تاریخ: امضای دانشجو

## 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 می باشد. این مطلب باید به نحوی مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.

٥

• استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه / رساله بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

### چکیدہ

تداخل سیال – سازه (FSI) در سیستمهای لوله، که در آن، رفتار دینامیکی سیستم لوله به علت پدیده ضربه قوچ مورد بررسی قرار می گیرد، در سالهای اخیر بسیار مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین نظر به محاسن فراوان لولههای ویسکوالاستیک، استفاده از اینگونه لولهها در سیستمهای مختلف به سرعت رو به افزایش است. پدیده جدایی ستون مایع نیز به دلیل اثرات مخربی که میتواند در یک سیستم لوله به دنبال داشته باشد موضوعی بسیار مهم و در خور توجه است.

ارایه مدل ریاضی و حل عددی مساله تداخل سیال – سازه ناشی از ضربه قوچ در یک شبکه توزیع سیال ساخته شده از مواد ویسکوالاستیک، با در نظر گرفتن پدیده جدایی ستون مایع، هدف این پایان نامه می باشد. معادلات حاکم برای اولین بار در این رساله مطرح شده و جهت حل آنها دو روش حل عددی تماماً خطوط مشخصه (full MOC)، پیشنهاد می گردد. همچنین با تعمیم روش حل عددی مبتنی بر MOC-FEM، برای انواع مختلف شرایط مرزی ممکن، ابزاری بسیار توانمند در حل مسایل پیچیدهتر در این زمینه ارایه می می و دو بری می می باید می روش حل عددی تماماً می می می می مشخصه (MOC-FEM)، پیشنهاد می گردد. همچنین با تعمیم روش حل عددی مبتنی بر MOC-FEM، برای انواع مختلف شرایط مرزی ممکن، ابزاری بسیار توانمند در حل مسایل پیچیدهتر در این زمینه ارایه می شود. در بررسی پدیده جدایی ستون مایع، ساده ترین روش به نام مدل حبابهای متمرکز (DVCM) مورد استفاده قرار گرفت تا به راحتی بتوان آن را در سیستمهای لوله ویسکوالاستیک و آنالیزهای با اثرات تداخلی وارد کرده و درستی آن را تحقیق نمود.

از دید فیزیکی، در یک مساله ضربه قوچ، رفتار ویسکوالاستیک منجر به ایجاد کرنشهای تاخیری در جهت شعاعی و محوری لوله می گردد. کرنشهای محوری تنها زمانی که در نظر گرفتن اثرات FSI مورد نظر باشد اهمیت دارند. در این تحقیق، معادلات حاکم برای در نظر گرفتن کرنشهای محوری تاخیری و نحوه اندرکنش آنها با معادلات هیدرولیک جریان بررسی شده است. در معادلات دیفرانسیل استخراج شده، جهت محاسبه کرنشهای تاخیری، از عبارات انتگرال کانولوشن استفاده شده است که با استفاده از روابط مناسبی به محاورت تقریبی محاسبه می محروت از مانی که در نظر گرفتن کرنشهای محوری تاخیری و نحوه اندرکنش آنها با معادلات هیدرولیک جریان بررسی شده است. در معادلات دیفرانسیل استخراج شده، جهت محاسبه کرنشهای تاخیری، از عبارات انتگرال کانولوشن استفاده شده است که با استفاده از روابط مناسبی به صورت تقریبی محاسبه می شوند. تقریب ارایه شده، عبارات انتگرالی مورد نظر را به صورت روابطی بازگشتی بر حسب مجهولات ارایه می می می از آنها را به منظور توسعه روشهای عددی معمول ارایه شده در IS

قابلیت دو روش عددی کاملاً MOC و MOC-FEM در بررسی FSI در لوله های ویسکوالاستیک نتیجه عمده این تحقیق است. همچنین در این رساله نشان داده شده است که اثرات FSI در سیستمهای لوله ویسکوالاستیک از اهمیت بیشتری برخوردار میباشند. این امر پس از تهیه مدل ریاضی و حل عددی مناسب که در مراحل مختلف مورد صحت سنجی قرار گرفته است، ادعا میشود. ایجاد میرایی بسیار زیاد در نتایج فشار و وجود کاویتاسیون کمتر نتیجه عمده دیگر این تحقیق است.

### ليست مقالات مستخرج از رساله

#### **Journal papers**

- 1. Ahmadi, A., Keramat, A., Investigation of fluid-structure interaction with various types of junction coupling. Journal of Fluids and Structures 26 (2010) 1123–1141.
- 2. Keramat, A., Tijsseling, A.S., Hou, Q., Ahmadi, A., Fluid-structure interaction with pipe-wall viscoelasticity during water hammer. To be submitted for the Journal of FluidsandStructures.

#### **Conference** papers

- Ahmadi, A., Keramat, A., Investigation of the Junction Coupling due to various types of Discrete Points in a Piping System, The 12th International Conference of International Association for Computer Methods and Advances in Geomechanics (IACMAG) 1-6 October, 2008, Goa, India.
- Ahmadi, A., Keramat, A., Dynamic Analysis of Fluid Filled Piping Systems, Int. Conf. on Modelling and Simulation, Coimbatore - India, 2007.
- Keramat, A., Ahmadi, A., Majd, A., 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, October 2009.
- Keramat, A., Tijsseling, A.S., Ahmadi, A., 2009, Investigation of transient cavitating flow in viscoelastic pipes, Proceedings of the 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, September 2010.

1	فصل اول: مقدمه
۲	۱-۱- پدیده چکش آبی و مباحث مرتبط با آن
۳	۱–۱–۲– آنالیز تداخلی سیال – سازه
ى كوپلە۴	۱–۱–۲–۱– طبقهبندی انواع مدلسازیها
۶	۱–۱–۲–۲– انواع مکانیزمهای اثرات کوپا
۷	۱-۱-۲-۳- اثر تداخلی پواسن
λ	۱–۱–۲–۴– اثر تداخلی تقاطع (اتصال) .
اسن٩	۱–۱–۲–۵– تفاوت اثر تداخلی اتصال و پو
۹	۱-۱-۳- رفتار مواد ويسكوالاستيك
11	۱–۱–۴– پدیده جدایی ستون مایع
۱۳	۱-۲- فرضیات مطالعه
۱۴	۱-۳- اهداف اصلی تحقیق حاضر
۱۵	۱–۴– فصل بندی پایان نامه
۱۷	فصل دوم: مطالعات پیشین
[۴و]	۲-۱-۲ مطالعات پیرامون تئوریها و معادلات حاکم
۲۳	۲-۲- مطالعات آزمایشگاهی [۴و۶]
74	۲-۳- آنالیزها و روشهای عددی [۴و۶]
۳۰	فصل سوم: مدل رياضي
۳۱	۱-۳- معادلات حاکم
۳۱	۳–۱–۱– رفتار مکانیکی مواد ویسکوالاستیک
زه در لولههای ویسکوالاستیک۳۸	۳-۱-۱-۱- تشریح اثر تداخلی سیال- سا
ستیک در حالت سه بعدی۳۹	۳-۱-۱-۲- روابط تنش- کرنش ویسکوالا
طابقی خزش۴۰	۳–۱–۱–۳– تست خزش و تعیین توابع تو
۴۳	۳–۱–۲– معادلات پیوستگی و مومنتم سیال
۴۷	۳-۱-۳- معادلات ارتعاش محوری
. مرتبه دوم در ارت <b>ع</b> اش محوری۵۳	۳-۱-۳-۱- صورت یک معادله دیفرانسیل
۵۵	۳-۲- شرايط اوليه
ΔΥ	۳-۳- شرایط مرزی
۶۰	فصل چهارم: روشهای عددی
۶۱	مقدمه
۶۲	۴-۱- تقریب ترمهای انتگرال کانولوشن
۶۴	۲-۴- حل عددی با روش MOC-FEM

۶۸	۴-۳- حل عددی با روش کاملاً MOC
٧۴	۴-۴- کاویتاسیون
γγ	۴-۴-۱- مدل عددی حبابهای متمرکز (DVCM)
٧٩	۴-۴-۲- جدایی ستون مایع در لولههای ویسکوالاستیک
۸۲	۴-۵- پیادہ سازی شرایط مرزی
۸۳	۴–۵–۱– تقاطع
٨۶	۴–۵–۲– شیر در انتهای لوله
٨٨	۴-۵-۳- پمپ بدون کاویتاسیون، با FSI
۹۳	۴–۵–۴– پمپ با کاویتاسیون، بدون FSI
۹۶	۴-۵-۵- پیاده سازی شرایط مرزی در مسایل ویسکوالاستیک
٩٨	۴-۶- آلگوریتم کلی در مدلسازی عددی
٩٨	۴–۶–۱– کوپله پواسن
٩٩	۴-۶-۲ کوپله اتصال
۱۰۰	فصل پنجم: آزمایش ضربه قوچ در یک سیستم لوله ویسکوالاستیک
۱۰۱	مقدمه
۱۰۱	۵–۱– شرح آزمایش
۱۰۷	۵-۲- نتایج برداشت شده
111	۵-۳- حلّ عددی و نتایج
۱۱۲	۵-۳-۱- فرایند کالیبراسیون
116	۵−۳−۵ – اثر FSI –۱−۱−۳–۵
۱۱۷	۵-۳-۲ نتایج
119	۵-۳-۲-۱ - اثرات وجود لولههای فلزی
۱۳۳	۵-۴- بحث و نتیجه گیری
١٢٨	فصل ششم: بررسی صحت مدل ریاضی و عددی و ارایه نتایج
179	مقدمه
۱۲۹	۶-۱-۶ صحت سنجی با استفاده از مقایسه با مدلهای مرجع
۱۳۰	FSI -۱-۱۶ در لولههای الاستیک
۱۳۰	۶-۱-۱-۱- مساله مرجع اول آزمایشگاه Delft
۱۳۳	۶-۱-۱-۶ مساله مرجع چهارم آزمایشگاه Delft
۱۳۵	۶-۱-۱-۳ تست ضربه در آزمایشگاه هیدرولیک Dundee
14.	۶–۱–۲– جدایی ستون مایع در لولههای الاستیک
148	۶-۱-۳- جریان غیر ماندگار در لولههای ویسکوالاستیک
140	۶-۱-۴- جدایی ستون مایع در لولههای ویسکوالاستیک
147	۶-۱-۵- ارتعاش محوری یک میله ویسکوالاستیک
14Y	۶-۱-۵- ارتعاش محوری یک میله ویسکوالاستیک ۶-۱-۵-۱- ارتعاش محوری یک میله ویسکوالاستیک در برابر بار ثابت

۱۵۵	۶-۲- بررسی مسائل نمونه
۱۵۵	۶-۲-۱- جدایی ستون مایع به علت خاموشی پمپ در یک لوله الاستیک
۱۵۶	۶–۲–۱–۱– بستن آنی شیر کنترل
۱۵۷	۶-۲-۱-۲- شیر کنترل همواره باز
۱۵۹	۶-۲-۱-۳ بستن شیر کنترل در یک زمان مشخص
181	۶-۲-۲- تداخل سیال- سازه در لولههای الاستیک
181	۶-۲-۲-۱ بررسی سیستم مخزن- لوله- شیر با بستن تدریجی شیر
188	۶-۲-۲-۲ بررسی یک سیستم لوله شاخه ای
١۶٧	۶–۲–۳ اثرات همزمان ویسکوالاستیسیته و جدایی ستون مایع (بدون FSI)
189	۶-۲-۴ اثرات همزمان FSI و ویسکوالاستیسیته
۱۷۲	فصل هفتم: خلاصه، نتیجه گیری و ارایه پیشنهادات
۱۷۳	۲-۱-۲ خلاصه
١٧۵	۲-۲- نتیجه گیری
۱۷۸	۲-۲- پیشنهادات برای ادامه کار
۱۸۳	پيوست ها
۱۸۴	پیوست الف: معادلات ارتعاش خمشی و روش حل عددی آنها
۱۸۷	پیوست ب: حل دقیق ارتعاش محوری یک میله الاستیک در برابر یک بار ثابت
۱۸۹	پیوست ج: حل دقیق ارتعاش محوری یک میله الاستیک در برابر یک بار سینوسی
۱۹۱	منابع
۱۹۲	منابع فارسی
۱۹۳	منابع انگلیسی

شکل ۳-۱: نمایش مکانیکی یک ماده جامد ویسکوالاستیک. (a): یک المان کلوین – ویت (b): مدل سه پارامتری کلوین – بیت (c): مدل تعمیم یافته کلوین – ویت.
شکل ۳-۲: تست خزش در یک میله ویسکوالاستیک [12]
شکل ۳-۳: طرح نشاندهنده متغیرهای تعریف شده در توصیف تنش بر دیواره لوله، نمای جانبی (صفحه z - r) [56]۴۹
شکل ۳-۴: طرح نشاندهنده متغیرهای تعریف شده در توصیف تنش بر دیواره لوله، نمای مقطع لوله (صفحه <i>۴ – ¢</i> ) [56] ۵۰
شکل ۴-۱: نقاط محاسباتی بنا شده بر اساس سرعت موج فشاری. همچنین خطوط مشخصه ترسیم شده برای نقاط درونی و قاط مجاور مرز
شکل ۴-۲: طرح شماتیک برای مدل حفرهایی گسسته [8]
شکل ۴-۳: شبکه خطوط مشخصه در صفحه x - t
شکل ۴-۴: تقاطع مهار نشده J.
شکل ۴–۵: راست: نیروی ناشی از فشارسیال در هر شاخه از تقاطع، چپ: محاسبه $F_X$ و $F_Y$ برای یک تقاطع دو بعدی. ۸۵
شکل ۴-۶: پمپ و شیر کنترل آن که به صورت یک نقطه <i>i</i> نمایش داده می شوند
شکل ۴-۲: منحنیهای پمپ در تمام حالتهای ممکن در یک پمپ با N <sub>s</sub> =1270 gpm [70]. به وضعیت عملکرد پمپ در احیههای توربینی، استهلاک، نرمال و معکوس نیز توجه شود۹۰
شکل ۴-۸: طرح بالا- چپ نشاندهنده یک پمپ و گرههای محاسباتی قبل و بعد از آن میباشد؛ پمپ که درون بیضی مشخص شده است به منظور نمایش جزییات اطراف آن در صورت وجود جدایی ستون مایع، در سه طرح دیگر برای هر یک از سه حالت مکن بزرگنمایی شده است.
شکل ۵-۱: نمایی از سیستم لوله و تجهیزات نصب شده در آن
شکل ۵-۲: نمایش هندسه سیستم لوله و مختصات نقاط مختلف آن
شکل ۵-۳ راست: نمایی از خط لوله و پل قبل از موقعیت x = 0 ، چپ: زانویی ترکیبی افقی ۱۸۰ درجه
شکل ۵-۴ چپ: پایین دست ترین فشارسنج و شیردستی که جهت تولید ضربه قوچ به سرعت بسته میشود (به فلشهای قرمز رِنگ توجه شود) وسط: زانویی فلزی که در معرض اثر FSI واقع میشود و موقعیت وزنه سنگین جهت مهار ارتعاشات قائم، اِست-بالا: بزرگنمایی عکس وسط (فلشهای قرمز رنگ زانویی فلزی و نقطه اثر وزنه سنگین را نشان میدهند)، راست-پایین: مایی دیگر از موقعیت پایین دست (بزرگنمایی بخشی از شکل سمت چپ).
شکل ۵-۵: فشار برداشت شده توسط فشار سنج واقع در موقعیت P <sub>dv</sub> (نقطه نزدیک شیر) در دو آزمایش مشابه۱۰۹
شکل ۵-۶: بزرگنمایی شکل ۵-۵، کادر واقع در شکل سمت چپ در سمت راست بزرگنمایی شده است۱۰۹
شکل ۵-۷: فشار برداشت شده توسط فشار سنج واقع در موقعیت $\mathrm{P}_5$ در چهار آزمایش مشابه

شکل ۵-۸: فشار برداشت شده توسط فشار سنج واقع در موقعیت P1 در چهار آزمایش مشابه...... شکل ۵-۹ چپ: مدل نشان دهنده زانویی در سیستم لوله نظیر این آزمایش، راست: مدل استاتیکی معادل [68] جهت شبیه سازی سختی خمشی (جانبی) لولههای  $l_2$  ,  $l_1$  با سختی محوری فنرها...... شکل ۵–۱۰: مقایسه نتایج آزمایشگاهی (نمودار قرمز رنگ) و عددی (نمودار سیاه رنگ) مربوط به فشار در محل شیر  $(p_{dv})$ . اثرات ویسکوالاستیک در نظر گرفته شده است اما اثر FSI در نظر گرفته نشده است. بخش درون مستطیل در شکل سمت شکل ۵–۱۱: مقایسه نتایج آزمایشگاهی (نمودار قرمز) و عددی (نمودار سیاه) مربوط به فشار در محل شیر (p<sub>dv</sub>). با در نظر گرفتن اثرات ویسکوالاستیک و FSI. بخش درون مستطیل در شکل سمت چپ، در سمت راست بزرگنمایی شده است....۱۱۸ شکل ۵–۱۲: مقایسه نتایج آزمایشگاهی (نمودار قرمز) و عددی (سیاه) مربوط به فشار در نقطه 5 (p<sub>5</sub>). با در نظر گرفتن اثرات ویسکوالاستیک و بدون اثر FSI. بخش درون مستطیل در شکل سمت چپ، در سمت راست بزرگنمایی شده است.....۱۱۸ شکل ۵–۱۳: مقایسه نتایج آزمایشگاهی (نمودار قرمز) و عددی (نمودار سیاه) مربوط به فشار در نقطه 5 (p<sub>5</sub>)، با در نظر گرفتن اثرات ويسكوالاستيك و FSI. بخش درون مستطيل در شكل سمت چپ، در سمت راست بزرگنمايي شده است. ......۱۱۸ شکل ۵-۱۴: فشار در محل شیر برای آنالیز با ۲۵–12m و(c<sub>PVC</sub>=348m/s,c<sub>st</sub>=1200m/s,f=0,t<sub>c</sub>=0s) بدون ويسكوالاستيسيته. شكل سمت راست بزرگنمايي شكل سمت چپ است...... شکل ۵–۱۵: فشار در محل شیر برای آنالیز با L1=24m, L2=0m و (cPVC=348m/s, cst=1200m/s, f=0, tc=0s) بدون ويسكوالاستيسيته. شكل سمت راست بزرگنمايي شكل سمت چپ است...... شكل ۵-۱۶: فشار در محل شير براى آناليز با  $L_1=24$ m,  $L_2=12$ m و( $c_{PVC}=348$ m/s, $c_{st}=1200$ m/s, $f=0, t_c=0$ ) بدون ویسکوالاستیسیته. شکل سمت راست بزرگنمایی شکل سمت چپ است. ...... ۱۲۱ شكل ۵–۱۷: فشار در محل شير در آناليز با L1=24m, L2=12m و(cPVC=348m/s, cst=1200m/s, f=0, t\_c=0s) . شكل چپ $t_{\rm c}$ =0s آبی مربوط به آنالیز بدون ویسکوالاستیسیته با  $t_{\rm c}$ =0.2s است، شکل راست-آبی مربوط آنالیز با اثر ویسکوالاستیک و است. خطوط قرمز رنگ در هر دو شکل مربوط به آنالیز با اثر ویسکوالاستیسیته و t<sub>c</sub>=0.2s هستند. .......... شکل ۵–۱۸: خطوط هم فشار (واحد متر) در نقاط مختلف خط لوله درمدت ۲ ثانیه راست: با اثر راست: با اثر  $f=0, t_c=0$  .  $f=0, t_c=0$  . پچپ: بدون اثر ویسکوالاستیسیته و با  $f=0, t_c=0$  . راست: با اثر (L\_1=24m, L\_2=12m, c\_{\rm PVC}=348m/s, c\_{\rm st}=1200m/s)  $J_3 = J_4 = J_5 = 0.0000 \times 10^{-10} \text{Pa}^{-1}$   $J_2 = 0.1873 \times 10^{-10} \text{Pa}^{-1}$ ,  $J_1 = 0.0924 \times 10^{-10} \text{Pa}^{-1}$ , ويسكوالاستيسيته  $f=0.015, t_c=0.2s$ شکل ۵–۱۹: اثر دیواره ویسکوالاستیک در نتایج ضربه قوچ کلاسیک به دنبال بستن آنی شیر. ................. شکل ۶-۱: نتایج هد درمساله مرجع اول در حالت اثر تداخلی اتصال به تنهایی با روش تماماً MOC (نمودارهای خط چین) و روش MOC-FEM (نمودارهای پیوسته)؛ a) هد در محل شیر، b) هد در نقطه میانی لوله..... شکل ۶-۲: نتایج هد درمساله مرجع اول در حالت اثر تداخلی پواسن و اتصال در محل شیر. نمودارهای خط چین نتایج بدون در نظر گرفتن اثرات تداخلی میباشند. شکل سمت چپ: نتایج برداشت شده از مرجع [58] و شکل سمت راست نتایج تحقیق حاضر مي باشد.

کل ۶–۳: نتایج هد درمساله مرجع اول در حالت اثر تداخلی پواسن و اتصال در محل نقطه میانی. نمودارهای خط چین نتایج
ون در نظر گرفتن اثرات تداخلی میباشند. شکل سمت چپ: نتایج برداشت شده از مرجع [58]  و شکل سمت راست نتایج
حقيق حاضر مىباشد
کل ۶-۴: مدل سیستم لوله مساله مرجع چهارم و شماره گرههای به کار رفته در مدلسازی عددی
کل ۶–۵: مقایسه نتایج جابجایی زانویی در امتداد Z، سمت راست: نتایج تحقیق حاضر، سمت چپ: نتایج بدست آمده از نرم
زار FLUSTRIN تهیه شده توسط تایسلینگ.
کل ۶–۶: مقایسه نتایج جابجایی زانویی در امتداد Y ، سمت راست: نتایج تحقیق حاضر، سمت چپ: نتایج بدست آمده از نرم
زار FLUSTRIN تهيه شده توسط تايسلينگ
کل ۶–۷ راست: مدل فیزیکی آزمایش ضربه معروف به آزمایش Dundee انجام شده توسط واردی و فن [56]. چپ: برش
ولی لوله و ابزارهای نصب شده در طول آن
کل ۶-۸: فشار سیال در آزمایش ضربه در نقاط مختلف شامل انتهای سمت چپ (محل وارد شدن ضربه) در شکل اول، نقطه
سط لوله در شکل دوم و انتهای سمت راست در شکل سوم
کل ۶–۹: فشار سیال در آزمایش ضربه در حالت m1=m2=0 و فشار اولیه صفر، در انتهای سمت چپ (محل وارد شدن
بربه). روش حل در هر دو نمودار MOC است. شکل سمت راست از [62] گرفته شده است
کل ۶-۱۰: فشار سیال در آزمایش ضربه در حالت m1=m2=0 و فشار اولیه (در حالت پایدار) صفر، در انتهای سمت راست.
وِش حل در هر دو نمودار MOC است. شکل سمت راست از [62] گرفته شده است
کل ۶–۱۱: نمای کلی آزمایش آدلاید در بررسی جدایی ستون مایع
کل ۶–۱۲: مقایسه نتایج هد در محل شیر در حالت $M/s = 0.3 \; { m m/s}$ . راست: نتایج برگانت و همکاران [4]، چپ: نتایج تحقیق
ﺎﺧﺮ
کل ۶–۱۳:  مقایسه نتایج هد در محل نقطه میانی در حالت $V_0=0.3~{ m m/s}$ . راست: نتایج برگانت و همکاران [4]، چپ: نتایج
حقيق حاضر
کل ۶–۱۴-۶: مقاسبه نتایج هد در محل شیر در حالت $V_0 = 1.4$ m/s. راست: نتایج برگانت و همکاران [4]، حب: نتایج تحقیق
ى
$\sum_{i=1}^{n}  V_i  = 1 4 m/s$
مش ۲ سابه معایسه علیج معا در مان عطه میالی در علف ۱۳۵۶ ۱۳۰۰ ۲۰۰ ماری درست. علیج بر علف و مسادران ۲۰۱ پاچ معاید مقدم حاض
حل ۲–۱۲: مقایسه تنایج هد در ۲ نقطه متفاوت در حالت آثالیز با در نظر درفتن اثر ویسدوالاستیک و بدون FSI، راست: البه کدار به هه کاران [17] مه با تالبه تحقق ما
ايچ کوواس و همکاران [17]، چپ: کایچ تحقیق حاضر.
کل ۶–۱۷: نتایج هد در محل شیر بالادست در ازمایش جدایی ستون مایع لیسبون. نمودار قرمز رنگ: نتایج ازمایشگاهی، معرف
مودار ابی: نتایج حل با روش ارایه شده در این رساله، نمودار سبز: نتایج سوارس [49]
کل ۶–۱۸: نتایج هد در محل نقطه میانی لوله در آزمایش جدایی ستون مایع لیسبون. نمودار قرمز رنگ: نتایج آزمایشگاهی،
مودار آبی: نتایج حل با روش ارایه شده در این رساله، نمودار سبز: نتایج سوارس [49]

شکل ۶-۱۹: جابجایی در انتها و وسط یک میله تحت تأثیر یک بار محوری ثابت. خطوط پیوسته نتایج حل با روش FEM و خط چینها نتایج حل نیمه تحلیلی میباشند. چپ: میله الاستیک، راست میله ویسکوالاستیک
شکل ۶-۲۰: جابجایی در انتها (خطوط آبی رنگ) و وسط (خطوط قرمز رنگ) یک میله برای دو ماده ویسکوالاستیک مختلف؛ ماده شماره یک در سمت چپ و ماده شماره دو در سمت راست. جزییات این مصالح مطابق دادههای ارایه شده در جدول ۶–۸ است.
شکل ۶–۲۱: جابجایی در وسط (شکل سمت چپ) و انتها (شکل سمت راست) در یک میله تحت تأثیر بار محوری سینوسی. خطوط پیوسته نتایج حل با روش FEM و خط چینها نتایج حل نیمه تحلیلی میباشندکه به اندازه FEM از است انتقال داده شده اند.
شکل ۶-۲۲: طرح سیستم لوله دارای پمپ
شکل ۶–۲۳: نتایج هد فشار در قبل و بعد از پمپ در حالت بسته شدن آنی شیر کنترل، آنالیز با و بدون جدایی ستون مایع.۱۵۷
شکل۶-۲۴: نتایج هد فشار در قبل و بعد از پمپ در حالت شیر کنترل همواره باز، آنالیز با و بدون جدایی ستون مایع۱۵۸
شکل۶–۲۵: فشار در قبل و بعد از پمپ با 94.5 $H_R$ و 124.5 $H_R$ در دو حالت با و بدون جدایی ستون مایع
شکل۶–۲۶: گرادیان هیدرولیکی در دو گام زمانی متفاوت از جریان غیر ماندگار (خطوط آبی و قرمز) و هد نسبی بخار در طول لوله (خطوط سبز).
شکل ۶-۲۷: مقایسه هدها در محل شیر در حالت بستن سریع و تدریجی در شرایط با و بدون FSI، خط چینها نشاندهنده بستن آنی میباشند.
شکل ۶–۲۸: مقایسه هدها در محل شیر در حالت آنالیز با FSI و بستن تدریجی ( $t_c$ =0.03 s در نمودار سمت چپ و FSI $t_c$ =0.05 $s$ در نمودار سمت (سمت جپ و s r c-20.05 $s$ در نمودار سمت راست)، خط چینها نشاندهنده آنالیز بدون FSI میباشند.
شکل ۶-۲۹: هندسه سیستم لوله شاخهای مورد نظر، تعداد المانها و وضعیت تکیه گاهها
شکل ۶–۳۰: مقایسه هدها در محل شیر در حالت بستن سریع و تدریجی در شرایط با و بدون FSI، خط چینها نشاندهنده بستن آنی میباشند.
$E2 = 1.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$ و $E1 = 2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$ و $E1 = 2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$ و $E1 = 2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$ و $k1 = 0 \text{ N/m}$
شکل ۶-۳۲: نتایج آنالیز با جدایی ستون مایع در آزمایش ایمپریال کالج ( <i>Q</i> =1.01l/s,Hres=3m)، هد در محل شیر در نمودار سمت چپ و در نقطه ۸ در نمودار سمت راست. خط چینها مربوط به نتایج بدون جدایی ستون هستند
شکل ۶–۳۳: نتایج آنالیز بدون در نظرگرفتن اثرات ویسکوالاستیک و با جدایی ستون مایع در آزمایش ایمپریال کالج (Q=1.011/s,Hres=3m)، هد در محل شیر در نمودار سمت چپ و در نقطه ۸ در نمودار سمت راست. خط چینها مربوط به نتایج ضربه قوچ کلاسیک هستند.
شکل ۶–۳۴: نتایج آنالیز با جدایی ستون مایع در آزمایش ایمپریال کالج ( <i>Q</i> =3.03l/s,Hres=7m)، هد در محل شیر در نمودار سمت چپ و در نقطه ۸ در نمودار سمت راست. خط چینها مربوط به نتایج بدون جدایی ستون هستند

شکل ۶-۳۵: نتایج آنالیز بدون در نظرگرفتن اثرات ویسکوالاستیک و با جدایی ستون مایع در آزمایش ایمپریال کالج (Q=3.031/s,Hres=7m)، هد در محل شیر در نمودار سمت چپ و در نقطه ۸ در نمودار سمت راست. خط چینها مربوط به نتایج ضربه قوچ کلاسیک هستند.

شکل ۶-۳۶: نتایج هد در آنالیز ویسکوالاستیک با در نظر گرفتن اثر کوپله پواسن (نمودار سمت چپ) و کوپله اتصال و پواسن (نمودار سمت راست) در آزمایش ایمپریال کالج. خطوط آبی: نتایج حل با روش MOC-FEM، خط چین ها: نتایج حل با روش کاملاً MOC که به اندازه E0.01s به سمت راست انتقال یافتهاند و خطوط کمرنگ: نتایج مدل ضربه قوچ کلاسیک. ..... ۱۷۰

شکل ۶-۳۷: نتایج هد در آنالیز ویسکوالاستیک با در نظر گرفتن اثر کوپله پواسن و کوپله اتصال، در نقطه ۵ (نمودار سمت چپ و نقطه ۸ (سمت راست) در آزمایش ایمپریال کالج. خطوط آبی: نتایج حل با روش MOC-FEM، خط چین ها: نتایج حل با روش کاملاً MOC که به اندازه 10.01s به سمت راست انتقال یافته اند، خطوط کمرنگ: نتایج ضربه قوچ کلاسیک......۱۷۱

جدول ۴-۱: تعریف ضرایب استفاده شده در معادلات (۳-۱۲) الی (۳-۱۷)
جدول ۵-۱: برخی جزئیات فشارسنجهای استفاده شده در آزمایش
جدول ۵-۲ : جزئیات سیستم لوله جهت انجام مدلسازی عددی
جدول ۵-۳ : گزینههای مختلف جهت لولههای فلزی بالا و پایین دست و نام شکل نشان دهنده فشار در هر حالت ۱۲۰
جدول ۶–۱: جزئيات مساله اول مرجع ارايه شده توسط محققين آزمايشگاه Delft
جدول ۶-۲: جزييات سيستم لوله مساله مرجع چهارم
جدول ۶–۳: دادههای ورودی شامل خصوصیات لوله حاوی سیال، میله ضربه زننده و ابزارگذاری روی لوله در آزمایش آزمایش ضربه واردی و فن [56].
جدول ۶–۴: دادههای ورودی در آزمایش آدلاید جهت بررسی جدایی ستون مایع در یک لوله الاستیک۱۴۱
جدول ۶–۵: دادههای ورودی در آزمایش ایمپریال کالج جهت بررسی ضربه قوچ در یک لوله ویسکوالاستیک
جدول ۶-۶: ضرایب کالیبره شده توابع کرنش خزشی در آزمایش ایمپریال کالج برای Q <sub>0</sub> =1.01 l/s و c <sub>f</sub> = 395 m/s با صرفنظر از اصطکاک غیرماندگار
جدول ۶-۷: ضرایب کالیبره شده توابع کرنش خزشی و سایر مشخصات آزمایش لیسبون ۱۴۵
جدول ۶–۸ مشخصات یک میله ویسکوالاستیک و دو نمونه مصالح ویسکوالاستیک
جدول ۶–۹: جزییات سیستم لوله دارای پمپ ارایه شده در شکل۶–۲۲
جدول ۶-۱۰: جزییات سیستم لوله شاخهای ارایه شده در شکل۶-۲۹



**1-1- پدیده چکش آبی و مباحث مرتبط با آن** 

جریان غیرماندگار جریانی است که خصوصیات آن در هر نقطه با زمان تغییر کند. زمانی که جریان از یک حالت ماندگار به حالت ماندگار دیگری تغییر شرایط می دهد، جریان غیرماندگار ما بین را جریان میرا (گذرا)<sup>۱</sup> می نامند. ضربه قوچ یا چکش آبی<sup>۲</sup> نوعی جریان میرا است که در خطوط لوله میتواند در اثر بسته شدن شیرها یا توقف ناگهانی پمپ ایجاد شود.

به عنوان مثال فرض میشود که شیر پایین دست خط لوله در زمان t = t کاملاً باز و آب با سرعت  $V_0$  در حال حرکت باشد. در این لحظه شیر بطور ناگهانی بسته میشود. در نتیجه بسته شدن شیر، سرعت جریانی که از شیر عبور می کند، بطور ناگهانی به صفر می رسد و بر اثر تبدیل انرژی جنبشی به انرژی فشاری، فشار در پشت شیر افزایش می یابد. این افزایش فشار باعث میشود که یک موج فشاری به سمت فشاری، فشار در پشت شیر افزایش می یابد. این افزایش فشار باعث میشود که یک موج فشاری به سمت می الا دست شروع به حرکت کند. موج فشاری در محل مخزن منعکس خواهد شد و مابین شیر و مخزن به می بالا دست شروع به حرکت کند. موج فشاری در محل مخزن منعکس خواهد شد و مابین شیر و مخزن به حرکت رفت و برگشتی خود ادامه خواهد داد. ولی به علت تلفات ناشی از اصطکاک، این موج در حین حرکت مستهلک میگردد و بالاخره در زمان t = t فشار در تمامی خط لوله مساوی با ارتفاع نظیر فشار مخزن خواهد شد و جریان کاملاً متوقف میشود. بنابراین زمانیکه  $t = t_0$  باشد، مشخصات جریان نسبت به زمان ثابت است و جریان ماندگار محسوب میگردد. ولی وقتی که  $t = t_0$  باشد شرایط

تغییرات فشار در یک سیستم خط لوله باعث ایجاد جابجاییهای دینامیکی در سازهٔ لوله می شود که این جابجاییها در جهت طولی<sup>۳</sup> و در جهت جانبی هستند. این لرزههای سازهای می توانند باعث ایجاد

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Transient flow

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Water Hammer

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Longitudinal displacements

نیروها و تغییر شکلهای قابل ملاحظهای در تکیه گاهها و سازه لوله شوند. این تغییر شکلها نیز می توانند بر روی امواج فشاری درون مجرا تأثیر گذار باشند. بنابراین یک اندر کنش بین سیال و سازه ٔ خط لوله وجود دارد و هر دو رویهم تأثیر گذارند. پس برای تحلیل سیستم باید معادلات حاکم بر حرکت سیال و حرکت دینامیکی سازه، بصورت همزمان (کوپله) نوشته شده و با روشی مناسب حل شوند.

یکی از مسائل مهم در طراحی خطوط لوله، تخمین زدن نیروهایی است که در تکیه گاهها بر اثر ضربه قوچ ایجاد میشوند. این مطلب، بخصوص جهت طراحی تکیه گاهها اهمیت فراوانی دارد. همچنین تعیین نیروهای برشی و محوری در مقاطع مختلف خط لوله جهت طراحی و تعیین ضخامت جداره مهم است. بنابراین با انجام تحلیل همزمان سیال و خط لوله، میتوان تخمینی مناسب جهت نیروهای تکیه گاهی بدست آورد تا در صورت لزوم بتوان تقویت مناسب را در محل هایی که احتمال پارگی خط لوله بدلیل تغییر مکانهای طولی وجود دارد، اعمال نمود.

۱–۱–۲– آنالیز تداخلی سیال – سازه

در حین ایجاد پدیده ضربه قوچ، نیروهای دینامیکی قابل توجهی به سازه لوله وارد میشود. چنانچه این نیروها باعث حرکت شبکه لولهها شوند پدیدهای به نام تداخل سیال- سازه اتفاق خواهد افتاد. بنابراین بررسی رفتار لوله و یا سیال به تنهایی غیرممکن خواهد بود و به ناچار باید این دو به صورت همزمان مورد بررسی قرار داده شوند. به عبارت دیگر باید مکانیزمهای رفتارهای تداخلی را مورد مطالعه قرار داد. بدیهی است بررسی رفتارهای تداخلی در زمانی که هدف تعیین نیروهای وارده بر سازه در حالت وجود موتورها و سایر سازههای نصب شده بر شبکه باشد و یا جهت تعیین بار نهایی یک سیستم لوله، نیز ضروری است.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Fluid Structure Interaction (FSI)

تداخل سیال- سازه در شبکه لولهها اولین بار توسط اسکالاک در سال ۱۹۵۶ با ارائه معادلات تداخلی حاکم بر ضربه قوچ مطرح گردید[60]. پس از آن این موضوع به طور پیوسته مورد بررسی قرار گرفت و روشهای مختلفی اعم از کوپله، نیمه کوپله و آلگوریتمهای مختلفی جهت مدلسازی عددی آن ارائه گردید که از مهمترین آنها میتوان به حل معادلات تداخلی ارتعاش یک لوله با روش کاملاً خطوط مشخصه توسط ویگرت [88] و بعدها توسعه آن توسط تایسلینگ [56]، حل معادلات سازهای با روش اجزای محدود و معادلات هیدرولیک با روش خطوط مشخصه[67] و حل تحلیلی مساله تداخل سیال – سازه برای یک لوله [60] اشاره کرد.

آنالیز کوپله را در اینجا از دو دیدگاه مورد بررسی قرار میدهیم. دیدگاه اول بررسی تعداد معادلات دیفرانسیلی است که برای مدلسازی کوپله مورد استفاده قرار میگیرند. این بررسی حالتهای مختلفی که برای شبکههای توزیع دو بعدی یا شبکههای سه بعدی مورد استفاده قرار میگیرد را از دیدگاه معادلات دیفرانسیلی نظیر هر حالت دربرمیگیرد. در دیدگاه دیگر به بررسی انواع زمینههایی که در یک تحلیل کوپله برای شبکههای توزیع، از نظر رفتار سیال و سازه به آنها پرداخته میشود، اشاره میشود.

۱-۱-۲-۱ طبقهبندی انواع مدلسازیهای کوپله

تایسلینگ[60] روش های کوپله حل مسایل FSI لوله ها را با توجه به معادلات دیفرانسیلی که برای هر روش استفاده می شود، به صورت زیر طبقهبندی کرد:

۱- مدل دو معادله دیفرانسیل: در این مدل فقط دو معادله دیفرانسیل هیدرولیک (پیوستگی و مومنتم) حل می شوند و سپس از فشارها و سرعتهای به دست آمده از این حل، برای تحلیل معادلات سازهای استفاده می شود. در این روش که در اصل یک روش نیمه کوپله می باشد مقادیر به دست آمده از حل معادلات هیدرولیکی برای معادلات سازهای مانند یک بارگذاری خارجی تلقی می شوند توضیحات

کاملتری از این روش در فصل دوم آورده شده است این روش تحلیل به نام روش حل ضربه قوچ کلاسیک نیز معروف میباشد.

۲- مدل چهار معادله دیفرانسیل مرتبه اول، این چهار معادله عبارتند از دو معادله پیوستگی و مومنتم که معادلات هیدرولیکی میباشند 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. این مدل برای لولههای مستقیم با حرکت محوری استفاده میشود. این مدل برای لولههای مستقیم با حرکت دیوری استفاده میشود. این مدل برای لولههای مستقیم با حرکت دیوری است، خود به دو معادله دیفرانسیل مرتبه اول تبدیل میشود. این مدل برای لولههای مستقیم با حرکت دیوری است، خود به دو معادله دیفرانسیل مرتبه اول تبدیل میشود. این مدل برای لولههای مستقیم با حرکت دیوری است، خود به دو معادله دیفرانسیل مرتبه اول وجود دارند[67].

۳- مدل شش معادله دیفرانسیلی مرتبه اول، این مدل فقط زمانی که نیروهای اینرسی شعاعی هم بخواهند مورد استفاده قرار بگیرند لازم میشود. در این مدل علاوه بر مجهولات ذکر شده در مدل قبلی تنش هوپ و سرعت شعاعی دیواره لوله نیز به آنها اضافه میشوند.

۴- مدل چهارده معادله دیفرانسیل مرتبه اول، این چهارده معادله دیفرانسیل مرتبه اول عبارتند 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 xx و xz که چون معادلات ارتعاشی خمشی مرتبه چهار میباشند این دو معادله جمعاً به هشت معادله دیفرانسیلی مرتبه اول قابل تبدیل خواهند بود. 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 برای سیستمهای دارد.

اگر با توجه به شکل شبکه لولهها و بارگذاری وارده بر آن بتوان شبکه را فقط در صفحه xy یا xz مدلسازی نمود میتوان برای سادگی تحلیل مدل چهارده معادله دیفرانسیلی، معادله ارتعاش پیچشی و یک معادله ارتعاش خمشی را از مجموعه معادلات ذکر شده در این مدل حذف کرد و لذا از مدلی با ۸ معادله دیفرانسیل مرتبه اول برای تحلیل استفاده کرد. بدیهی است که در این حالت فقط میتوان شبکههای دو بعدی را تحلیل کرد.

۱-۱-۲-۲- انواع مکانیزمهای اثرات کوپله

سه مکانیزم عمده در بررسیهای انجام شده بر روی پدیده FSI لولهها تاکنون شناخته شده است [67]. ۱- مکانیزم کوپله پواسن<sup>۱</sup>، ۲- مکانیزم کوپله اصطکاک<sup>۲</sup> ، ۳- مکانیزم کوپله تقاطع<sup>۳</sup> (اتصال).

مکانیزم کوپله پواسن ناشی از وجود نسبت پواسن برای مصالح لوله میباشد، که باعث تبدیل تنشهای شعاعی به تنشهای محوری می گردد. بررسی آن با استفاده از جملهای که وابسته به نسبت پواسن مصالح است و در معادلات هیدرولیکی و سازهای وجود دارد، انجام می شود. این اثر می تواند باعث تغییرات عمدهایی در نمودارهای فشار سیال و تنش سازه گردد.

مکانیزم کوپله اصطکاک ناشی از اصطکاک سیال با جدار داخلی لوله میباشد که عملکرد آن به گونهای است که باعث کاهش فشارها و تنشها در لوله می گردد (میرایی). به همین دلیل اکثر محققین، این اثر، که در نظر نگرفتن آن که برای طراحی در جهت اطمینان است را در نظر نمی گیرند. برای بررسی دقیق آن باید از یک مدل اصطکاک غیر ماندگار استفاده شود که در اینجا مورد نظر ما نیست.

مکانیزم کوپله اتصال زمانی به وجود می آید که بعضی اتصالات در سازه شبکه لوله کاملاً به زمین مهار نشده باشند. مشاهده می شود که در بعضی حالات این اثر کوپله بسیار جدی تر از اثر کوپله پواسن بوده و می تواند باعث تشدید تنش ها و تخریب سازه گردد.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Poisson coupling

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Friction coupling

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Junction coupling

۱-۱-۲-۳- اثر تداخلی پواسن

بالا رفتن فشار در یک نقطه از شبکه لولهها باعث ایجاد تنشهای شعاعی در مقطع لوله می شود این تنشها به نسبت پواسن در امتداد محور لوله نیز انتشار می یابند و باعث می شوند تا در سیستم لولهها تمایلاتی برای ایجاد تغییر مکان محوری ایجاد شود. بدیهی است مقدار این اثر کوپله بستگی زیادی به نسبت پواسن مصالحی دارد که لوله از آن ساخته شده است و اگر در روابط این نسبت صفر گذاشته شود مقدار این اثر کوپله نیز صفر منظور خواهد شد.

در کوپله پواسن، فقط معادله ارتعاش محوری با معادلات هیدرولیکی کوپله میشود. بنابراین اگر بخواهیم برای یک شبکه لوله فقط کوپله پواسن را در نظر بگیریم (تمام تقاطعها و شیرها و اتصالات کاملاً گیردار باشند) کافی است با انجام یک آنالیز کوپله مقادیر همگرا شده سرعت و فشار و جابجاییهای محوری محاسبه شوند سپس میتوان از مقادیر به دست آمده، هر یک از معادلات دیفرانسیلی ارتعاش خمشی یا پیچشی را به صورت مستقل حل کرد. همان طور که گفته شد بدیهی است که این تحلیل فقط زمانی معتبر است که تمام تقاطعها، زانویی ها، شیرها و اتصالات و سایر نقاطی که در آنها تغییر مومنتم اتفاق میافتد کاملاً امکان جابجایی از آنها گرفته شده باشد. در حقیقت در این حالت میتوان برای حل معادلات سازهای، هر لوله از شبکه را (منظور از هر لوله در شبکه، لولهای است که بین نقاط تثبیت شده واقع شده است) به صورت كاملاً مستقل از بقيه لولهها تحليل كرد. البته براي حل معادلات هيدروليكي همچنان از روابط شبکههای لوله استفاده می شود (نه یک لوله). به عبارت دیگر شبکهای که دارای اتصالات كاملاً صلب ميباشد (هدف فقط محاسبه كوپله پواسن است) نيازي نيست كه به صورت يك سيستم قاب که اعضایش حاوی سیال میباشند تحلیل شود بلکه کافی است تحلیل هیدرولیکی برای شبکه لولهها انجام شود اما سازه به صورت تیرهایی مستقل از هم به طور جداگانه مورد آنالیز قرار گیرد. بدیهی است که این کار سرعت تحلیل سازه شبکه را چندین برابر خواهد کرد.

1-1-۲-۴- اثر تداخلی تقاطع (اتصال)

اگر نقاطی از سازه که در آنها تغییر مومنتم اتفاق میافتد مانند نقاط تغییر قطر (ونتوریها)، اریفیس ها، تقاطعها، زانوییها، شیرها و سایر وسایل نصب شده بر روی شبکه، کاملاً به زمین تثبیت 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.

این اثر تداخلی را میتوان از دو دیدگاه هیدرولیکی و سازهای مورد بررسی قرار داد. از دیدگاه هیدرولیکی به این نکته توجه میکنیم که زمانی که این اتصالات در اثر نوسانات فشار و سرعت ارتعاش میکنند، رابطه هیدرولیکی که غالباً برای به دست آوردن شرط مرزی برای حل روابط هیدرولیکی استخراج میشود، به علت جابجاییها و سرعتها و شتابهای سازهای که در این نقاط اتفاق میافتد، الزاماً باید به این متغیرهای سازهای وابسته باشد. به عنوان مثال برای به دست آوردن شرط مرزی زما مرزی تقاطع ترای حل معادلات هیدرولیکی با روش خطوط مشخصه، میدانیم که برای شاخهای ورودی به تقاطع از رابطه <sup>+ ۲</sup> و برای شاخههای خروجی از تقاطع از رابطه <sup>−</sup> استفاده میشود و از یک رابطه پیوستگی نیز برای دبیهای غیرماندگار ورودیها و خروجیها از تقاطع ان ماناده میشود. نکته اینجاست که در این رابطه پیوستگی درحالت کوپله تقاطع، پارامترهای سازهای (که در اینجا سرعتهای طولی گرههای لوله میباشند) وارد کار میشوند.

از دیدگاه سازهای نیز گفته میشود که حاصلضرب فشار سیال در سطح مقطع جریان، در مقاطع ورودی و خروجی حجم کنترلِ نظیر اتصالات، میتواند به صورت یک بارگذاری متمرکز بر سازه در نظر گرفته شود. این نیروهای متمرکز در فشارهای بالایی که غالباً در آغاز یک جریان غیرماندگار به وجود میآید مقادیر قابل توجهی خواهند داشت. با این پیش زمینه تئوری آنالیز کوپله اتصال مورد بررسی قرار گرفته میشود و مشاهده میشود که در بعضی شبکهها این رفتار تداخلی سیال – سازه، تغییرات زیادی در رفتار ارتعاشی سازه و فشارهای سیال ایجاد میکند.

۱-۱-۲-۵- تفاوت اثر تداخلی اتصال و پواسن

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

میدانیم که در بررسی یک پدیده با یک مدلسازی ریاضی، شکل معادله دیفرانسیل ارایه شده برای آن پدیده و شرایط مرزی حاکم بر آن و نیز شرایط اولیه، ما را به بدست آوردن جوابهای مسأله هدایت میکنند. در مسایل تداخلی سیال– سازه، اثر تداخلی باید در هر یک از موارد مذکور مورد بررسی قرار گرفته شود. در اینجا نیز مشاهده میشود که اثر تداخلی پواسن اثری است که خود را در شکل معادلات دیفرانسیل ارایه شده، به صورت جملات کوپله کننده سیال با سازه و بالعکس نشان میدهد در حالی که اثر تداخلی اتصال، در شرایط مرزی که برای تحلیل سازه یا سیال مورد استفاده قرار میگیرند ظاهر میشود. به این معنی که در شرایط مرزی که برای تحلیل هدرولیکی استفاده میشود باید از مقادیر ابارگذاریها) از مقادیر پارامترهای هیدرولیکی هم استفاده میشود باید از مقادیر (بارگذاریها) از مقادیر پارامترهای هیدرولیکی هم استفاده میشود. بایرای یک تحلیل عددی، همانند آلگوریتم گفته شده برای مدلسازی اثر کوپله پواسن، باید از یک روش تکرار برای همگرایی مقادیر مرزها استفاده شود.

### 1-1-۳- رفتار مواد ويسكوالاستيك

برخی مواد مانند پلیمرها در اثر بارگذاری خارجی وارد بر آنها، به تدریج آرایش مولکولهایشان نسبت به هم تغییر میکند. این امر باعث ایجاد یک تغییر شکل اضافی، علاوه بر تغییر شکل ایجاد شده بلافاصله پس از بارگذاری میگردد. مقدار این تغییر شکل اضافی با میزان و تاریخچه تنش وارده بر آن ماده رابطه دارد. جهت مدلسازی این نوع مواد باید با انجام آزمایشهایی، یک سری ثابتها را برای آن ماده خاص مورد نظر تعیین نمود. هرچه تعداد ثابتهای مورد نیاز جهت توصیف آن ماده کمتر باشد میتوان گفت که مدل ریاضی توصیف کننده رفتار مکانیکی آن ماده کاملتر است.

تاکنون مدلهای بسیار متنوعی به منظور توصیف ریاضی این مواد ارایه شده است. این مدلها بر این اساس استوارند که با آرایش خاصی از تعدادی میراگر و فنر، میتوان سیستمی تولید کرد که رفتارش معادل آن ماده ویسکوالاستیک مورد نظر باشد. از جمله این روشها میتوان به مدل جامع کلوین- ویت<sup>1</sup> و ماکسول<sup>۲</sup> اشاره نمود [69]. صرفنظر از اینکه این مدلها تا چه اندازه قادرند رفتاری معادل یک ماده ویسکوالاستیک ارایه نمایند، موضوع اصلی این است که چگونه میتوان رابطه دیفرانسیلی حاکم بر آن آرایش میراگر و فنر را به دست آورد. مطالعات انجام شده نشان دادهاند که روابط حاکم بین تنش و کرنش در صورتی که مدل از تعداد نامحدودی المان فنر و میراگر تشکیل شده باشد شامل جملاتی از مشتقات زمانی تنش و کرنش از درجه صفر تا تعداد المانها خواهد بود. این روابط حاکم اگرچه از دقت خوبی از نظر ریاضی برخوردارند، به دلیل وجود مشتقات از درجات بالا در آنها، نمیتوانند به منظور استفادههای مهندسی ابزار مناسبی باشند. برای رفع این مشکل، با استفاده از اصل روی هم گذاری بولتزمن و یا به کار گیری یک ابرار مناسبی ماشند. برای رفع این مشکل، با استفاده از اصل روی هم گذاری بولتزمن و یا به کار گیری یک سری محاسبات طولانی شامل استفاده از تبدیل لاپلاس جهت حذف مشتقات زمانی از درجات بالا، یک فرم انتگرالی معادل برای ارایه رابطه حاکم بین تنش و کرنش استخراج گردیده است که به تدریج مبنای اصلی بسیاری از روشهای عددی قرار گرفته است.

با این وجود، این مساله که آیا توصیفهای ریاضی ارایه شده بر پایه مدلهای کلوین-ویت و یا ماکسول قادرند تمام انواع مصالح ویسکوالاستیک را شبیه سازی نمایند یا خیر همچنان مورد بحث محققان مختلف

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Generalized Kelvin-Voigt Model

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Maxwell Model

است. تحقیقات اخیر در این زمینه منجر به ارایه مدلهایی مجازی (چون نمی توان ادعا کرد که معادل آرایش خاصی از فنرها و میراگرها هستند) گردیده است که شامل جملات با مشتقات کسری هستند. با استفاده از این مدلها میتوان با به کارگیری تعداد ثابتهای کمتری نسبت به مدلهای با درجات مشتق اعداد طبیعی، رفتار یک ماده ویسکوالاستیک را شبیه سازی نمود.

در این رساله از فرم انتگرالی اشاره شده برای توصیف رابطه بین تنش و کرنش استفاده می شود. عامل ایجاد کننده تنش در مساله مورد بحث این رساله، همان فشار سیال است که وجود آن باعث ایجاد یک تغییر شکل تدریجی در سازه می گردد. انتگرالهای توصیف کننده رفتار ویسکوالاستیک با استفاده از یک روش تقریبی ساز گار با روش اجزای محدود و خطوط مشخصه حل می شوند.

۱–۱–۴– پدیده جدایی ستون مایع

کاویتاسیون (جدایی ستون) زمانی رخ می دهد که فشار درون سیستم از فشار بخار سیال کمتر شده، سبب تبخیر سیال می گردد. 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 پیش بینی فشارهای ایجاد شده و اثرات آن بر سازه و تکیه گاهها 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 ایجاد شده 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 می گردد. در حالت اول حفره به صورت محلی و در یک نقطه (در مجاورت شیرها و یا نقاطی که از لحاظ ارتفاعی بیشینه هستند.) تشکیل می شود و مقدار نسبت تخلخل آن صورت یک جریان دو فازی تک مولفه ایی 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[5] و [۱].

جهت مدلسازی ریاضی این پدیده سه مدل معروف بنامهای مدل کاویتاسیون بخاری گسسته<sup>۱</sup> یا DGCM، مدل کاویتاسیون عمومی وجه بخاری<sup>۳</sup> یا DVCM، مدل کاویتاسیون عمومی وجه بخاری<sup>۳</sup> یا GIVCM و جود دارد که از این مدلها مدل اول به علت جوابهای نزدیک به نتایج آزمایشگاهی و سرعت بالای آن در اینجا بررسی می شود [6,5].

مدل کاویتاسیون بخاری گسسته بیشترین و گسترده ترین مدلی است که تاکنون برای مدل سازی جدایی ستون و کاویتاسیون گسترده به کار می رود. یکی از مزایای مهم این روش الگوریتم و اجرای 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 این جا حفرهها به گونهای هستند که با کاهش فشار محاسبه شده 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[5] و [۱]. در مرحلهای که حفرهها شکل گرفتهاند مقاطع محاسباتی همچون شرایط مرزی داخلی ثابت عمل کرده به طوریکه فشار آن نقاط برابر

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Discrete Vapor Cavity Model

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Discrete Gas Cavity Model

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Generalized Interface Vapor Cavitation Model

فشار بخار بوده و این وضعیت تا هنگامی که حفره از بین برود ( فشار از فشار بخار فراتر رود) باقی می ماند. در بخش بعد روش مدلسازی آن مورد بحث قرار خواهد گرفت.

۲-۱- فرضيات مطالعه

مدل توسعه داده شده در این رساله برای لولههای با مقطع گرد که در فضای آزاد در معرض فشار هوای جو هستند معتبر است. لولهها (و شیر) در جهت محوری کاملاً آزاد فرض شده به طوری که اثر تداخلی پواسن (و اتصال) بتواند ایجاد شود. دمای محیط به صورت ثابت فرض می شود.

مدل به صورت یک بعدی می باشد؛ تنها یک محور مختصات که در امتداد محور لوله است در توصیف روابط دیفرانسیلی در نظر گرفته می شود. از اثرات سختی خمشی، اینرسی دورانی و تغییر شکل برشی عرضی صرفنظر می گردد. این فرضیات به عنوان فرضیات امواج با طول موجهای بلند خوانده می شوند.

در استخراج معادلات دیفرانسیلی حاکم، لوله به صورت جدار نازک فرض میشود که از مواد الاستیک و یا ویسکوالاستیک خطی تهیه شده است. سیال درون لوله نیز به صورت تراکم ناپذیر و نیوتنی والاستیک خطی فرض میشود. کرنشهای ایجاد شده در اثر تداخل سیال – سازه، کوچک بوده و با استفاده از تئوری کرنشهای بسیار کوچک<sup>۱</sup> محاسبه میشوند.

در استفاده از مدل کاویتاسیون بخاری گسسته، فرض بر این است که حفرههای بخار تنها در نقاط محاسباتی ایجاد میشوند و در نتیجه بین دو نقطه محاسباتی مایع خالص میباشد. بر این اساس سرعت موج بین نقاط ثابت فرض خواهد شد [5] و [۱]. در مرحلهای که حفرهها شکل گرفتهاند فشار آن نقاط برابر فشار بخار سیال فرض میشود.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Infinitesimal strain theory

کلیه معادلات دیفرانسیلی استخراج شده خطی می باشند بجز ترم نه چندان مهم اصطکاک بین سیال و دیواره لوله. البته وجود شرایط مرزی غیر خطی باعث ایجاد مساله غیرخطی می شود.

## ۱–۳– اهداف اصلی تحقیق حاضر

هدف این پایان نامه ارایه مدل ریاضی و حل عددی مساله تداخل سیال – سازه ناشی از ضربه قوچ در یک سیستم لوله ساخته شده از مواد ویسکوالاستیک، با در نظر گرفتن پدیده جدایی ستون مایع میباشد. در این رساله نشان داده شده است که اثرات تداخلی سیال – سازه که ضمن ایجاد یک تحریک مکانیکی در شبکه لولهها ایجاد میشوند در سیستمهای لوله ویسکوالاستیک از اهمیت بیشتری برخوردار میباشند. این امر پس از تهیه مدل ریاضی و حل عددی مناسب که در مراحل مختلف مورد صحت سنجی قرار گرفت، ادعا میشود.

معادلات حاکم در حالتی که سیستم لوله از مصالح ویسکوالاستیک ساخته شده باشد برای اولین بار در این رساله توسعه داده شده و جهت حل آنها دو روش حل عددی (تماماً خطوط مشخصه و خطوط مشخصه – اجزای محدود) پیشنهاد می گردد. همچنین با تعمیم روش حل عددی مبتنی بر خطوط مشخصه – اجزای محدود، برای انواع مختلف شرایط مرزی ممکن، ابزاری بسیار توانمند در حل مسایل بسیار پیچیده ارایه می شود.

مکانیزمهای مهمی که تاکنون برای تشریح این اثر تداخلی ارایه شده است مکانیزم کوپله پواسن و کوپله اتصال میباشند که در اینجا، در صورتی که لوله ویسکوالاستیک باشد مورد نظر میباشند. در این پایان نامه این مکانیزمها به صورت عددی مدلسازی شده و نتایج ارایه شده است.

در ضمن، روش عددی تماماً MOC نیز به عنوان یک روش دیگر جهت حل عددی مساله به کار گرفته شد. این روش را اگر چه نمی توان به راحتی برای مسایل با شرایط مرزی پیچیدهتر به کار برد، اما به علت دقت بالای آن، میتواند به عنوان یک مرجع جهت تحقیق درستی حل مورد استفاده قرار گیرد. پدیده جدایی ستون مایع نیز، به دلیل اهمیت آن و اثرات مخربی که میتواند در یک سیستم لوله به دنبال داشته باشد در این رساله مورد بررسی قرار گرفت. از بین مدلهای عددی موجود جهت تحلیل این پدیده، ساده ترین روش به نام DVCM مورد استفاده قرار گرفت تا به راحتی بتوان آن را در سیستمهای لوله ویسکولاستیک و آنالیزهای با اثرات تداخلی وارد کرده و درستی آن را تحقیق نمود.

به طور کلی آنچه را که برای آنالیز دینامیکی یک شبکه توزیع مفروض ویسکوالاستیک باید بدانیم به طور کامل در این پایان نامه ارایه شدهاند و در نهایت، تمام اینها در یک برنامه کامپیوتری مورد استفاده قرار داده شده اند.

این برنامه توانایی تحلیل یک شبکه توزیع سیال، با در نظر گرفتن اثرات کوپله پواسن و اتصال را دارد. برای معرفی و تحقیق درستی برنامه نوشته شده، مثال هایی ارایه و تحلیل شده اند. در نهایت میتوان گفت این پایان نامه، یک قدم مقدماتی برای رسیدن به شناخت بیشتری جهت طراحی بهینه و درست شبکههای توزیع سیال میباشد.

۱-۴- فصل بندی پایان نامه

پس از تشریح یک مقدمه کلی درباره پدیده ضربه قوچ و عوامل و مولفههای تاثیر گذار بر آن و سپس بیان خلاصهای از اهداف این رساله در این فصل، در شش فصل باقیمانده به مباحث زیر پرداخته شده است.

در فصل دوم سعی شده تا آخرین کارهایی که محققین در زمینه پدیده ضربه قوچ در ارتباط با تداخل سیال – سازه، رفتار ویسکوالاستیک مواد و جدایی ستون مایع انجام داده اند، به اختصار بررسی شده و جایگاه تحقیق حاضر در بین آنها مشخص شود.

در فصل سوم به ارایه مدل ریاضی حاکم بر رفتار تداخلی سیال - سازه در سیستمهای لوله ویسکوالاستیک و تحت فشار، با در نظر گرفتن پدیده جدایی ستون مایع در آنها، پرداخته شده است. در این فصل، معادلات حاکم بر هیدرولیک جریان و سازه شبکه لوله استخراج شده و نکات مربوط به هر دسته از معادلات دیفرانسیلی هیدرولیکی و سازهای بیان شده اند. سپس شرایط اولیه و به دنبال آن شرایط مرزی، به عنوان بخش تکمیلی مدل ریاضی مورد ارزیابی قرار گرفته اند.

در فصل چهارم روشهای حل عددی معادلات حاکم تشریح میشوند. دو روش حل عددی متفاوت شامل روش تماماً خطوط مشخصه و روش خطوط مشخصه – اجزای محدود، تشریح شده و آلگوریتم هر کدام به منظور حل معادلات مذکور توضیح داده شده است. به دلیل مزیت برجسته روش عددی خطوط مشخصه – اجزای محدود، این روش به عنوان مبنای اصلی رساله در حل مسایل قرار گرفته و بنابراین نحوه پیاده سازی آن در صورت وجود تجهیزات هیدرولیکی مختلف در سیستم لوله بیان شده است.

در فصل پنجم نتایج مطالعات آزمایشگاهی انجام شده بر یک سیستم لوله ساخته شده از لولههای پلی اتیلن در آزمایشگاه دلفت هلند ارایه شده و سپس سیستم مذکور، با استفاده از برنامه کامپیوتری تهیه شده مورد آنالیز عددی قرار گرفت. در ادامه، نتایج آزمایشگاهی و عددی مقایسه شده و مورد بحث و بررسی قرار گرفتند.

فصل ششم به ارایه مثالهای نمونه اختصاص داده شده است که در قالب دو دسته کلی تنظیم شده اند: مثالهایی که به عنوان مسایل مرجع به شمار میروند و لذا حل آنها (با استفاده از روشهای دقیق یا عددی) در دسترس است. در تمام این مثالها نشان داده شده است که با به کارگیری روشهای ارایه شده در این رساله، نتایجی کاملاً مشابه آنچه انتظار میرود حاصل شده است. در دسته دیگر، مثالهایی پیچیدهتر ارایه شده که مربوط به حالتهایی هستند که در این زمینه تا کنون مطرح نشده و کاملاً جدید میباشند. نتایج این مثالها به دقت تحلیل شده و به اهمیت آنها از نظر مهندسی اشاره شده است.

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

فصل دوم: مطالعات پیشین

1-1- مطالعات پیرامون تئوریها و معادلات حاکم [۴و۴]

تداخل سیال و سازه در سیستمهای خط لوله در سالهای اخیر بخصوص از نیمه دوم قرن بیستم توسط بسیاری از محققین مورد مطالعه قرار گرفته است. 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 می دهد.

تأثیر جابجاییهای طولی و محیطی لوله در کاهش سرعت موج فشاری در بسیاری از منابع از جمله در یادداشتهایی از استریتر و وایلی<sup>۱</sup>، توضیح داده شده است. این تعدیل به صورت سنتی در تحلیل مسأله ضربه قوچ و جریانهای نوسانگر در خطوط لوله مورد استفاده قرار گرفته است. در این تحلیلها حرکت لوله در نظر گرفته نشده است.

اسکالاک<sup>۲</sup> و تورلی<sup>۲</sup> و ویلیامز<sup>4</sup> جهت تعیین بارهای ناشی از غیرماندگاری جریان در لولههای مستقیم، معادلات امواج طولی را برای سیال و لوله بصورت کوپله در نظر گرفتند، تا بتوانند امواج کششی ایجاد شده در بدنهٔ 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. ریتز<sup>۵</sup>، دسوزا و اولدنبورگر<sup>2</sup> و جونز و وود<sup>۷</sup> جریان نوسانگر را بعنوان یک عامل ایجادکننده ارتعاشات و حرکات طولی در یک لولهٔ تنها، مورد

- <sup>2</sup> Skalak
- <sup>3</sup> Thorely
- <sup>4</sup> Williams
- <sup>5</sup> Regetz
- <sup>6</sup> D'souza & Oldenburger
- <sup>7</sup> Jones & Wood

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Streeter & Wylie

مطالعه قرار دادند. وود جریان غیرماندگار سیال را با یک مدل یک درجه آزادی جرم – فنر، بصورت کوپله در نظر گرفت و توانست مهمترین تداخل سیال و سازهٔ لوله را اثبات کند. این تحلیل همچنین برای ارتعاش سیستمهای لوله یک درجه آزادی صحیح است . بلید و همکاران<sup>۱</sup> برروی حرکات ارتعاشی نقطه میانی یک خط لوله با یک زانو تحقیق کردند. این سیستم تنها دارای یک درجه آزادی در جهت طولی بود. نتایج تحلیل کوپلهٔ سیال – سازهای که آنها ارائه دادند با نتاج آزمایشگاهی مطابقت داشت.

تحلیل لرزهای غیرکوپلهٔ سیال توسط زیلک و هک<sup>۲</sup> و استریتر و وایلی و چاودری<sup>۳</sup> توسعه داده شده است. در این روش فرض میشود که لوله صلب است و سیال بوسیله روش عمومی خطوط مشخصه تحلیل میشود. سپس بارهای هیدرولیکی روی اجزای مختلف لوله تعیین شده و برای انجام تحلیل سازهای مورد استفاده قرار می گیرند . یک مثال از این روش غیر وابسته به تأثیر متقابل سیال – سازه در مقالهٔ ماهونی<sup>۴</sup> آمده است.

اثرات سختی تکیه گاه در فشارهای سیال و تنشهای حاصله در سیستم لوله توسط هیسبروک و تایسلینگ[25] بررسی شده است. در اینجا نشان داده شده است که برای سیستمهای با سختی تکیه گاهی کمتر استفاده از معادلات کلاسیک ضربه قوچ و آنالیز غیر کوپله منجر به جوابهای غیرقابل قبول خواهد شد که این امر به علت زیادتر شدن اثرات تداخلی بین سیال و سازه میباشد. معیار استفاده شده در این مقاله سختی محوری یک متر لوله یا به عبارت دیگر حاصلضرب سطح مقطع لوله در مدول الاستیسیته آن است. سیستم لوله مدل شده در این تحقیق بزرگترین سیستمی است که برای بررسی اثرات معمولاً

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Blade et al.

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Zielke & Hack

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Chaudhry

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Mahoney

سختیهای تکیه گاهی نشان می دهد که اگر سختی تکیه گاهی کمتر از سختی یک متر لوله باشد استفاده از مدل آنالیز تداخلی ضروری بوده و با انعطاف پذیرتر شدن سیستم میزان تنشها در سیستم لوله افزوده شده ولی نیروهای وارده بر تکیه گاهها کاهش خواهد یافت. همچنین در این مقاله مباحث مهمی در زمینه رابطه سختی تکیه گاهی با فرکانس اصلی امواج فشاری، زمان آنالیز و واکنشهای تکیه گاهی ارائه شده است.

در مقاله مشابهی [62] با عنوان اثرات ارتعاش زانویی در فشارها و تنشهای ناشی از چکش آبی ترکیبهای مختلفی از زانوییها (مهار شده و مهار نشده) در سیستم لوله (۷ لوله و ۶ زانویی) در نظر گرفته شده و فرکانس اصلی فشاری ماکزیمم، تنشها و فشارهای حاصله و واکنشهای تکیه گاهی نظیر هر کدام ارائه شده است.

نتایج دو مقاله اخیر در ارائه رهنمودهایی کاربردی جهت در نظر گرفتن اثرات تداخلی سیال- سازه در طراحیها به کار گرفته شده است. لسلای و واردی[36] با تاکید بر اینکه در نظر نگرفتن اثرات تداخلی میتواند اثرات زیانبار زیادی را به دنبال داشته باشد استانداردهای معتبر جهانی را مورد نقد قرار داده و ضرورت بازنگری آنها را جهت بیان ضرورت آنالیزهای تداخلی، خاطر نشان کرده اند.

تایسلینگ و واردی [55] مطالعه جامعی را در زمینه ارائه مقیاسهای زمانی موثر در جریانهای غیرماندگار در شبکههای لوله تحت فشار انجام دادهاند. در این تحقیقات سعی شده تا معیارهای زمانی مشخصی را جهت تعیین نوع جریان اعم از پایدار، شبه پایدار<sup>۱</sup>، ستون صلب<sup>۲</sup>، ضربه قوچ با اثرات تداخلی در حالتهای یک بعدی، دو بعدی و سه بعدی ارائه شود. این تحقیق حاوی اطلاعات مفیدی در زمینه فرکانس

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> quasi-steady

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> rigid column
اصلی ضربه قوچ، فرکانس اصلی امواج تنش و اهمیت نوع تکیه گاهها در رفتار دینامیکی سیستمهای لوله میباشد.

پایدوسیس [42] در زمینه آنالیز غیرخطی سازه لوله اطلاعات بسیار با ارزشی را ارائه می دهد. در این کتاب که نتایج جمع آوری شده بسیاری از مقالات ایشان میباشد معادلات اساسی حاکم با درنظر گرفتن انواع ترمهای غیرخطی و اثرات سیال بر لوله ارایه شده است. گرچه معادلات ارایه شده در این کتاب و مباحث تحلیل غیر خطی لولهها و اثرات سیال بر لوله دارای اهمیت زیادی میباشند اما چون منشاء در نظر گرفته شده به عنوان عامل رفتار دینامیکی، پدیده ضربه قوچ نیست نمیتوان آن را در زمره تحقیقات بررسی اثرات تداخلی در شبکه لولههای تحت فشار قرار داد. در مقالات اخیر که توسط پایدوسیس و همکاران منتشر شده است رفتار دینامیکی در حالت سه بعدی برای یک لوله یک سر گیردار محتوی آب، در حالت غیرخطی بررسی شده و روش حل معادلات با روش اجزای محدود ارائه شده است. اساس این دسته از مسائل بر این است که سرعت سیال درون لوله تابع سرعت ارتعاش سازه لوله در هر نقطه میباشد. با این وجود مشابهات بسیار زیادی بین این دسته از مسائل و مسائل تداخلی سیال سازه تحت اثر ضربه

معادلات هیدرولیک و ارتعاش محوری لوله جهت بررسی اثر ضخامت لوله توسط تایسلینگ [67] استخراج شده اند. در اینجا نشان داده شده است که چنانچه نسبت قطر به ضخامت کوچکتر از دو باشد اصلاحاتی باید در معادلات مذکور اعمال نمود. این نتیجه پس از حل مدل لوله آزمایشگاهی در اسکاتلند<sup>1</sup> [56, 60] و مقایسه نتایج حل دقیق دو تیپ معادلات اصلاح شده و اصلاح نشده تایید شده است.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Dundee water filled steel pipe

تشریح روش مدلسازی رفتار ویسکوالاستیک دیواره لوله در معادلات ضربه قوچ، با استفاده از روش MOC توسط کوواس و همکاران [17-15] ارایه گردید. در این کارها که جدیدترین تحقیقات در زمینه ضربه قوچ در لولههای ویسکوالاستیک به شمار میروند، اثر کرنشهای محیطی دیواره لوله با استفاده از المانهای کلوین - ویت مدلسازی شده است. در این مدل، رفتار ویسکوالاستیک به وسیله مجموعهای از فنرها و میراگرها شبیه سازی میشود. معادلات ارایه شده در اینجا، دو معادله پیوستگی و مومنتم سیال میباشند که اثر رفتار ویسکوالاستیک همانند یک ترم چشمه ای در معادله پیوستگی وارد می گردد. البته ضعف عمده این روش این است که در آن، توابع خزش تطابقی باید با انجام یک آزمایش روی شبکه لوله، کالیبره شوند. این روش در تحقیقات بعدی که به وسیله سوارس و همکاران انجام شد، تکمیل و تصحیح شد [50]. در تحقیق کاملتری که توسط سوارس و همکاران انجام شد، اثر جدایی ستون مایع در لولههای ویسکوالاستیک به صورت عددی و آزمایشگاهی بررسی شد [49]. در تمام این مطالعات، اگرچه لوله به صورت ویسکوالاستیک فرض شده است، اما از اثرات تغییر شکلهای محوری که به علت وجود نسبت پواسن مواد، اجتناب ناپذیر هستند، به کلی صرفنظر شده است و به همین دلیل، نیازی به انجام آنالیز اندرکنشی نبوده است. در پایان نامه حاضر، به دقت به این موضوع پرداخته شده است به طوریکه ابتدا معادلات حاکم مناسب با در نظر گرفتن اثرات تغییرشکلهای محوری استخراج شده و سپس به بررسی انواع روشهای عددی برای حل آنها پرداخته شده است. به این ترتیب اثرات تداخلی اتصال و پواسن در لولههای ویسکوالاستیک، برای اولین بار در این رساله مورد بررسی قرار می گیرد.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Source term

### ۲-۲- مطالعات آزمایشگاهی [۴و۴]

اثرات تداخلی ناشی از خاموش شدن پمپ و عملکرد شیر کنترل در نیروگاه هستهای KRB II واقع در آلمان توسط ارت و همکاران [19] بررسی شده است. نتایج آزمایشگاهی و عددی در این مقاله ارائه و حصول نتایج نزدیک به هم نشان داده شده است.

تایسلینگ و واردی [59] آزمایشی بر روی یک سیستم لوله ای T شکل جهت بررسی اثرات FSI و FSI متر جدایی ستون مایع انجام داده اند. مدل آزمایشگاهی متشکل از سه لوله به طولهای 4.51 ، 1.34 و 1.34 مبود که جریان گذرا در آن در اثر برخورد یک میله فولادی به طول ۵ متر به انتهای لوله درازتر ایجاد میشود. با تنظیم فشار استاتیکی درون سیستم لوله در حالت سیال ساکن میتوان آزمایش FSI با جدایی ستون یا بدون جدایی ستون مایع را انجام داد. در این آزمایش هر دو اثر تداخلی پواسن و اتصال به صورت قابل توجهی وجود دارند. آزمایشهای انجام شده جهت تایید صحت آزمایش معمولاً چند بار تکرار شده است و نتایج مشابه حاصله صحت آزمایشها را تایید کرده است. تمام شبکه لوله و میله ضربه زننده به وسیله مهار هایی به صورت آویزان نگه داشته شدهاند و در نقاط مختلفی از سیستم لوله فشارسنجها<sup>۱</sup> و مشابهی در دو لوله مشابه عامل دیگری جهت کنترل صحت آزمایشها بودن سیستم و لزوم حصول نتایج مشابهی در دو لوله مشابه عامل دیگری جهت کنترل صحت آزمایشها بوده است. در پایان محققان مشابهی در دو لوله مشابه عامل دیگری جهت کنترل صحت آزمایشها بوده است. در پایان محققان برگزارکننده آزمایش اظهار داشتهاند که نتایج بسیار دقیق و تمام جزئیات و پارامترهای موجود در آزمایش برگزارکننده آزمایش اظهار داشته داسازی های کامپیوتری در آینده قابل استفاده باشند. نتایج به طور کامل ارائه شده تا جهت انجام مدلسازیهای کامپیوتری در آینده قابل استفاده باشند. نتایج خام

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> pressure transducer

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> strain gage

در سالهای اخیر محققین مباحث چکش آبی همانند برگانت و همکاران، بیشتر توجه خود را به بررسی اثرات تک تک پارامترهای موثر در امواج فشاری ضربه قوچ معطوف داشته اند[5, 6]. این موارد عبارتند از: اثر رفتار ویسکوالاستیک دیواره لوله، نشت و سه اثر معروف پیشین یعنی اصطکاک غیرماندگار، کاویتاسیون و تداخل سیال– سازه. در این مقاله که در دو بخش مدلسازی ریاضی و انواع نمونههای بررسی شده، ارایه شده است هر یک از موارد فوق به طور مجزا بررسی شده اند. مرجع [7] مقاله مشابهی در این زمینه میباشد که در آن نیز انواع اثرات کاویتاسیون، و اصطکاک غیرماندگار به صورت جداگانه و توام بررسی شدهاند.

## ۲-۳- آنالیزها و روشهای عددی [۴و۶]

آنالیز کوپلهٔ سیال– سازه باید حرکت موج تنش را در جدارهٔ لوله همانند حرکت موج فشاری در سیال، در نظر بگیرد. دیویدسون و اسمیت<sup>۱</sup> یک ماتریس انتقال مرکب از سیال و سازه را برای یک لولهٔ خم دار توسعه دادند و نتایج آزمایشگاهی درستی کار آنها را ثابت کرد. در ادامه این کار آنها یک حل دقیقتر را توسعه دادند و یک سیستم لولهٔ غیر مستوی را که شامل سه زانو بود، بررسی کردند و نتایج آنها بوسیله مدل آزمایشگاهی تأیید شد.

ویلکینسون<sup>۲</sup> روشی برای تخمین پاسخ لرزهای سیستم عمومی لوله ارائه کرد که در آن از یک ماتریس انتقال استفاده شده است. روابط شامل پنج خانواده کوپله بودند. یکی در سیال و چهار رابطه در سازهٔ لوله. در کار بعدی آقای ویلکینسون، تئوری ساده شدهای برای غیرماندگاری جریان و انتشار امواج و پاسخ سازهای در سه راهیها (T ها) و خمها ارائه شده است. الیس<sup>۲</sup> رفتار غیرماندگار سیال را در یک شبکه لوله

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Davidson & Smith

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Wilkinson

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Ellis

ایستگاه پمپاژ مورد بررسی و تحلیل قرارداد. او یک روش خطوط مشخصه را برای حرکت سیال و لوله بصورت کوپله ارائه کرد. اولسن<sup>۱</sup> روشی را ابداع نمود که در آن لوله و سیال درون آن بصورت المانهای جامد<sup>۲</sup> با ارتباطهای مناسب در نظر گرفته میشوند و سپس کل سیستم با یک الگوریتم اجزا محدود تحلیل میشود. شویریان و کارابین<sup>۳</sup> نیز از این روش تحلیل استفاده کرده اند. هتفیلد و همکاران<sup>۴</sup> روش سنتز اجزا<sup>۵</sup> را برای پیش بینی امواج فشاری و پاسخهای سازهای سیستم لوله توسعه دادند. در این روش در ابتدا فرکانس طبیعی و شکل مودهای سیستم لوله تعیین میشوند و سپس این مودها در تعدیل کردن تحلیل هیدرودینامیکی سیال مورد استفاده قرار می گیرند و بدین صورت تداخل دینامیکی سیال و لوله، با تحلیلهای جداگانهٔ سیال و سازه و ترکیب جزئیات آنها در حل، مدل میشود. از روش مشخصه برای جریان غیرماندگار و از روش مدال برای تحلیل سازهٔ لوله استفاده شده است. فایده این روش نسبت به

بلیچکو، کارابین و لین<sup><sup>2</sup></sup> یک پروسهٔ دوگامه جهت تشابه امواج و تأثیر سازهای آن در سیستم لوله پیشنهاد کردند . آنها در این مقاله تصریح کردند که فرض غیر قابل تراکم بودن سیال که اغلب در تحلیل ضربهٔ قوچ مورد استفاده قرار می گیرد، همواره یک فرض محافظه کارانه نیست. آنها برای احتراز از حل کوپله که پیچیدگیهای فراوانی داشت، و نیز با توجه به غیر محافظه کارانه بودن نتایج تحلیل با فرض غیر قابل تراکم بودن سیال، یک روش ساده را که میتوانست با دقت کافی تراکم پذیر بودن سیال و تداخل سیال – سازه را در نظر بگیرد، مورد توجه قرار دادند. در این روش با فرض یک لولهٔ صلب، تحلیل

<sup>4</sup> Hatfield et al.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Olson

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Solid Elements

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Schwirian & Karabin

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> Component Synthesis

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> Belytschko & Karabin & Lin

هیدرودینامیکی منجر به تعیین توزیع فشار در خط لوله می شد و سپس از فشار محاسبه شده بارهای سازهای جهت انجام تحلیل اجزا محدود بدست می آمدند. ویگرت و هتفیلد و استاکنبروک<sup>۱</sup> یک روش مشخصه برای سیال و سازه بصورت همزمان ارائه کردند. در این روش روی خطوط مشخصه، فشار سیال و تنش محوری، برش و خمش لوله، همگی قابل تعریف بودند. البته این روش هم محدودیتهایی در معیارهای ریاضی و دینامیک سازه داشت. لووی و تایسلینگ<sup>۲</sup> تداخل سیال و لوله را با بکار بردن تئوری ضربهٔ قوچ برای سیال و تئوری خطور مشخصه مدودیتهایی در معیارهای ریاضی و دینامیک سازه داشت. لووی و تایسلینگ<sup>۲</sup> تداخل سیال و لوله را با بکار بردن تئوری ضربهٔ قوچ برای سیال و تئوری خمش تیموشنکو برای المان لوله، مدل کردند و یک پروسه مرکب از روش مشخصه ریاضی سازه با بکار بردن تئوری ضربهٔ قوچ برای سیال و توله، مدل کردند و یک پروسه مرکب از روش مشخصه برای سازه با بکار بردن توری مربه بوج برای المان لوله، مدل کردند و یک پروسه مرکب از روش مشخصه برای سازه با بکار بردن توره مشخصه برای سازه با برای سیال و توله را با بکار بردن توری ضربهٔ قوچ برای سیال و اوله، مدل کردند و یک پروسه مرکب از روش مشخصه برای سازه با بکار بردن توره مشخصه برای سیال و توله را با بکار بردن توره مشخصه ریاض ازه برای المان لوله، مدل کردند و یک پروسه مرکب از روش مشخصه برای ایان بازه با برای سیال و توله می بازه ای ای بازه با برای سازه با به مدور (MOC) و اجزاء محدود (FEM) ارائه گردید. معادلات هیدرولیکی با MOC و معادلات لرزهای سازه با FEM

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 هر کدام مزایا و معایبی دارند[60].

حل در بازه زمان که منظور حل عددی معادلات میباشد از این نظر اهمیت دارد که به وسیله آن میتوان انواع مختلف سیستمهای لوله (شاخه ای، 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[67].

حل فرکانسی تنها برای یک لوله مستقیم امکان پذیر 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 امکان پذیر است[22].

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Wiggert & Hatfield & Stuckenbruck

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Lavooij & Tijsseling

در مسایل ویسکوالاستیک چنانچه حل فرکانسی مورد نظر باشد باید از اصل تطابق<sup>۱</sup> استفاده کرد[12]. در این صورت معادله دیفرانسیل حاکم در حوزه لاپلاس نوشته می شود که معمولاً از آن میتوان حل دقیق را در حوزه لاپلاس به دست آورد[20]. اما گرفتن لاپلاس معکوس از آن معمولاً کاری پیچیده بوده و نیاز به بکارگیری آلگوریتمهای عددی دارد[18]. به طور کلی مزیت این روش دقت بسیار بالا و امکان حصول جواب تا زمانهای طولانی پس از آغاز غیر ماندگاری سیستم بدون نیاز به صرف زمان زیاد جهت محاسبه می باشد[67].

مقاله هینسبروک [24] یکی از مقالات اساسی در زمینه آنالیز زمانی اثرات تداخلی سیال سازه در شبکههای لوله میباشد. نقطه قوت این مقاله که در آن جزئیات برنامه تجاری FLUSTRIN شرح داده شده است، در مقایسه بکارگیری مدل تیر اولر-برنولی و تیر تیموشنکو در آنالیزهای تداخلی میباشد. روش ارایه شده در این مقاله روش خطوط مشخصه جهت حل معادلات هیدرولیک و روش اجزای محدود برای حل معادلات سازه میباشد البته مقایسهای بین استفاده از این روش و روش تمام خطوط مشخصه نیز انجام شده است. نتایج برای مدلهای مختلفی شامل برخورد محوری و جانبی جرم مشخصی با یک لوله مستقیم به طول ۳۰ متر جهت مقایسه ای مختلفی شامل برخورد محوری و جانبی جرم مشخصی با یک لوله انجام شده است. نتایج برای مدلهای مختلفی شامل برخورد محوری و جانبی جرم مشخصی با یک لوله مستقیم به طول ۳۰ متر جهت مقایسه روش حل تمام خطوط مشخصه و روش MOC-FEM و اعمال یک انگر ثابت به انتهای لولهای به طول ۲۰ متر جهت مقایسه استفاده از مدلهای اولر- برنولی و تیموشنکو مرزن و یک شیر و یک زانویی نیز ارایه شده است. در پایان نتایج مدل کامپیوتری با نتایج آزمایشگاهی مربوط به مدل ۷ لوله و ۶ زانویی نیز ارایه شده و صحت برنامه تایید شده است. در نتیجه مهم این مقاله بیان شده است که استفاده از مدل تیر اولر- برنولی و حمت برنامه تایید شده است. در نتیجه مهم این مقاله

۲۷

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Correspondence principle

مشخصه برای معادلات هیدرولیک، در حل بسیاری از سیستمهای لوله عملی در صنعت جوابهای بسیار قابل قبول می دهد.

یکی از مهمترین مقالات تایسلینگ مرجع [58] میباشد که در آن ۴ معادله دیفرانسیل حاکم بر پدیده FSI در یک لوله مستقیم (دو معادله هیدرولیک جریان و یک معادله ارتعاش محوری از درجه دوم که به دو معادله دیفرانسیل مرتبه اول تبدیل میشود) به صورت تحلیلی حل شده اند. در اینجا هر دو اثر تداخلی پواسن و اتصال به دقت مورد بررسی قرار گرفته اند. حل دقیق ارائه شده نشان داد که استفاده از روش های عددی معمولاً دارای خطای قابل توجهی میباشد و برای کاهش خطاها باید المانها بسیار کوچک انتخاب شوند که این زمان محاسبه را بسیار بالا می برد. روش حل فوق به طور خلاصه عبارتست از روش جهت مستقل ساختن ۴ معادله دیفرانسیل از یکدیگر در یک سیستم مجازی و سپس حل آنها با روش خطوط مشخصه. از مزایای اصلی این کار در مقایسه با کارهای مشابه قبل ارائه ۶ مساله مرجع<sup>۱</sup> و حل

مقاله مهم دیگری که در زمینه آنالیز فرکانسی تداخل سیال- سازه موجود است به وسیله لی و همکاران [37] ارائه شده است. این مقاله که همزمان با کار فوق انجام شده است تنها در روش حل معادلات مجزا شده از هم با کار آقای تایسلینگ تفاوت دارد. به این ترتیب که در اینجا به جای استفاده از روش خطوط مشخصه از روشی بر پایه حل دالامبر در معادلات موج استفاده شده است.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Delft Hydraulics Benchmark Problems A to F

یانگ و همکاران [71] نیز در تحقیق مشابهی با استفاده از روش ماتریس انتقال ٔ حل تحلیلی برای معادلات تداخلی سیال– سازه در لوله ارائه دادند. در این تحقیق برای یک لوله به طول ۲۰ متر نشان داده شده است که اثر تداخلی اتصال نسبت به اثر تداخلی پواسن بسیار مهمتر است.

معادلات تداخل سیال- سازه در حالت سه بعدی با روش اجزای محدود برای هر دو دسته معادلات هیدرولیک و سازهای حل شده اند [52]. البته نتایج حاصله چندان از سرعت و دقت کافی در همگرایی برخوردار نیستند ولی روش حل کاملاً اجزای محدودی برای حل معادلات تداخلی سیال- سازه در لوله در نوع خود کاملاً جدید و قابل تأمل است.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Transform Matrix Method

فصل سوم: مدل رياضی

۳-۱- معادلات حاکم

اصلی ترین بخش هر مدل ریاضی، معادلات حاکم میباشد که در اینجا برای پدیده ضربه قوچ با در نظر گرفتن اثرات تداخلی سیال- سازه، در حالتی که لوله از مواد ویسکوالاستیک ساخته شده است بررسی میشوند.

قبل از تشریح نحوه استخراج معادلات، برخی روابط بنیادی حاکم بر مواد ویسکوالاستیک ارایه میشوند. سپس معادلات حاکم بر ارتعاش محوری یک لوله ویسکوالاستیک در حالت آنالیز تداخلی، استخراج میشوند. در حالتی که بررسی اثر تداخلی اتصال در یک سیستم لوله ۲ (۳ 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 اینکه در این رساله، در حالت ویسکوالاستیک، تنها بررسی اثرات اندرکنشی محوری لوله ۲ (۳ بعدی) مورد نظر باشد، بررسی ارتعاشات خمشی (خمشی و پیچشی) نیز ضروری است (معادله ارتعاش پیچشی فقط در آنالیز ایرات اندرکنشی محوری لوله ۵ (۳ بعدی وارد میشود). با توجه به اینکه در این رساله، در حالت ویسکوالاستیک، تنها بررسی اثرات اندرکنشی محوری لولهها (پواسن و اتصال) مورد نظر است، از ارایه معادلات ارتعاش خمشی و پیچشی و سیستمهای دو بعدی ارایه شده است. اما نظر به مباحث و مثالهایی که در این رساله درباره اثرات تداخلی در سیستمهای دو بعدی ارایه شده است، در پیوست الف، به معادلات ارتعاش خمشی و روش حل آنها به طور اختصار از مرجع [۶] پرداخته میشود.

### ۳-۱-۱- رفتار مكانيكي مواد ويسكوالاستيك

در مواد ویسکوالاستیک از مصالحی صحبت میشود که ویژگیهای سیالات و جامدات را دارا میباشند. برای شبیه سازی رفتار مکانیکی یک ماده جامد الاستیک خطی، معمولاً از یک فنر استفاده میشود که در حالت یک بعدی با رابطهای به صورت  $F_s = k_1 u$  که در آن F نیرو و u جابجایی و اندیس S جهت نشان دادن فنر است مدلسازی میشود. برای شبیه سازی رفتار مکانیکی یک سیال ویسکوز خطی، معمولاً از یک میراگر ویسکوز (لزج) استفاده میشود که در حالت یک بعدی با رابطه  $F_p = k_2 u$  مدلسازی میشود که در آن اندیس D نشان دهنده میراگر و نقطه در بالای u نشان دهنده مشتق جابجایی نسبت به زمان است. جهت بیان پاسخ یک ماده ویسکوالاستیک خطی، یک روش در نظر گرفتن سیستمی متشکل از یک فنر و یک میراگر که به صورت موازی نسبت به هم قرار داده شدهاند میباشد. در این صورت بدیهی است که کل نیروی وارده بر این سیستم  $F = F_D + F_s$  و بنابراین  $F = k_1 u + k_2 u$  خواهد بود. برطبق این رابطه، که برای یک سیستم در معرض یک نیرو و متشکل از یک فنر و یک میراگر موازی صادق است یک مدل مکانیکی مطابق شکل۳-۱-۵ تعریف میشود. در این مدل رابطه حاکم بین تنش  $\sigma$ و کرنش  $\exists$  که براین سیستم (مجموعه فنر و میراگر) عمل می کنند عبارت است از

$$p_0 \sigma = q_0 \varepsilon + q_1 \dot{\varepsilon}, \quad p_0 = 1, \quad q_0 = E, \quad q_1 = \mu, \tag{1-T}$$

 $(a) \mu \qquad (b) \qquad \mu_1 \qquad (c) \qquad \mu_1 \qquad \mu_2 \qquad \mu_3 \qquad \mu_{N_{KV}}$   $(b) \mu_1 \qquad (c) \qquad \mu_1 \qquad \mu_2 \qquad \mu_3 \qquad \mu_{N_{KV}}$   $(c) \mu_1 \qquad \mu_2 \qquad \mu_3 \qquad \mu_{N_{KV}}$ 

که در آن E مدول الاستیسیته فنر و  $\mu$  ویسکوزیته میراگر و  $\dot{\varepsilon}$  آهنگ تغییر کرنش است.

شکل ۳-۱: نمایش مکانیکی یک ماده جامد ویسکوالاستیک. (a): یک المان کلوین – ویت (b): مدل سه پارامتری کلوین – ویت (c): مدل تعمیم یافته کلوین – ویت.

شکل ۳–۱–a نشان دهنده مدل کلوین– ویت متشکل از یک المان است. معمولاً این مدل نمیتواند به درستی پاسخ مواد ویسکوالاستیک را شبیه سازی کند. مدل کاملتری بنام مدل کلی (جامع) کلوین– ویت که در شکل۳–۱–c نشان داده شده است، ابزاری برتر برای این منظور است. در این مدل تعداد  $N_{KV}$ المان کلوین– ویت به صورت سری به همراه یک فنر اضافی به هم متصل شده اند. با استفاده از آنالیز مشابهی که جهت بدست آوردن معادله (۳–۱) انجام شد میتوان ثابت کرد که رابطه حاکم برای مدل تعمیم یافته کلوین– ویت به شکل زیر میباشد [69].

$$p_0 \sigma + \sum_{k=1}^{N_{KV}} p_k \frac{d^k \sigma}{dt^k} = q_0 \varepsilon + \sum_{k=1}^{N_{KV}} q_k \frac{d^k \varepsilon}{dt^k}, \qquad (\Upsilon - \Upsilon)$$

$$\sigma = \sigma_0 = \sigma_1, \tag{(Y-Y)}$$

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_0 + \mathcal{E}_1, \tag{(f-T)}$$

که در آن اندیس 0 نشان دهنده خصوصیات یک فنر تنها و اندیس 1 نشان دهنده ویژگیهای مربوط به یک المان کلوین – ویت است. متغیرهای بدون اندیس نشان دهنده خصوصیات کل سیستم متشکل از سه پارامتر میباشند. به این تریتب  $\sigma_0$  و  $\sigma_1$  به صورت زیر قابل بیان هستند.

$$\sigma = \sigma_0 = E_0 \varepsilon_0 \tag{d-r}$$

$$\sigma = \sigma_1 = E_1 \varepsilon_1 + \mu_1 \dot{\varepsilon}_1 \tag{(7-T)}$$

جرای بدست آوردن یک رابطه دیفرانسیلی بنیادی بین تنش و کرنش در سیستم مورد نظر، رابطه (۳-(۴ مرای بدست آوردن یک رابطه دیفرانسیلی بنیادی بین تنش و کرنش در سیستم مورد نظر، رابطه (۳-(۴ مرب می نماییم. از سوی دیگر، با توجه به رابطه (۳-۹)، از آن نسبت به زمان مشتق گیری نموده و در  $\mu_1$  ضرب می نماییم. در نهایت دو رابطه اخیر حاصله را با هم جمع می نماییم، رابطه زیر حاصل خواهد شد.

$$E_1\varepsilon + \mu_1\dot{\varepsilon} = \frac{E_1}{E_0}\sigma + \frac{\mu_1}{E_0}\dot{\sigma} + E_1\varepsilon_1 + \mu_1\dot{\varepsilon}_1, \qquad (Y-\tilde{Y})$$

که با توجه به رابطه (۳-۶) به صورت زیر قابل نوشتن است.

$$p_0\sigma + p_1\dot{\sigma} = q_0\varepsilon + q_1\dot{\varepsilon}, \quad p_0 = 1, \quad p_1 = \frac{\mu_1}{E_0 + E_1}, \quad q_0 = \frac{E_0E_1}{E_0 + E_1}, \quad q_1 = \frac{E_0\mu_1}{E_0 + E_1}.$$
 (٨-٣) این رابطه معادل رابطه (۲-۳) در حالتی که  $N_{KV}=1$  میباشد است.

همانطور که مشاهده گردید رابطه حاکم بین تنش و کرنش برای مواد ویسکوالاستیک خطی شامل جملاتی از مشتقات زمانی تنش و کرنش میباشد. با استفاده از تبدیل لاپلاس و سپس معکوس آن [69] یک شکل جایگزین برای بیان رابطه تنش و کرنش به صورت زیر پیدا می شود.

$$\varepsilon(t) = \sigma(t)J(0) + \int_{0}^{t} \sigma(t-s)\frac{dJ(s)}{ds}ds = (\sigma * dJ)(t) = (J * d\sigma)(t), \qquad (9-T)$$

" \* " نشان دهنده اپراتور کانولوشن و " b " اپراتور استیلیس کانولوشن (این دو اپراتور و روابط اساسی مربوط به آنها، در قسمت های آتی همین بخش بررسی خواهند شد) میباشند. اپراتور استیلیس کانولوشن نسبت به اپراتور کانولوشن معمولی دارای یک ترم اضافی  $\sigma(t)J(0)$  که نشانگر پاسخ آنی (الاستیک) سیستم است میباشد. در فرمول فوق تابع خزش تطابقی J(t) مطابق با مدل تعمیم یافته کلوین- ویت به صورت زیر به دست خواهد آمد [12].

$$J(t) \coloneqq J_0 + \sum_{k=1}^{N_{KV}} J_k \left( 1 - e^{-\frac{t}{\tau_k}} \right), \tag{1-r)}$$

که در آن  $J_{k} = 1/E_{k}$  نشان دهنده پاسخ آنی مصالح ویسکوالاستیک،  $J_{k} = 1/E_{k}$  نشان دهنده خزش  $J_{0} = 1/E_{k}$  تطابقی فنر مربوط به المان k ام کلوین – ویت و  $E_{k}$  مدول الاستیسیته فنر k ام و  $\tau_{k}$  زمان تاخیر میراگر k ام است. در اینجا  $F_{k} = \mu_{k}/E_{k}$  تساوی تعریف شده ام است. در اینجا  $F_{k} = \mu_{k}/E_{k}$  در آن  $\mu_{k}$  ویسکوزیته میراگر k ام است (منظور از =: تساوی تعریف شده است). معادلات (۳–۹) و (۳–۱۰) برای یک مدل سه پارامتری کلوین– ویت در صفحه بعد اثبات می شوند.

شرط اولیه ضروری جهت معادله مربوط به مدل سه پارامتری کلوین ویت (۳–۸) به صورت زیر میباشد [69]

$$p_1 \sigma(0) = q_1 \varepsilon(0). \tag{11-T}$$

معادله دیفرانسیل ارایه شده در (۳–۸) به همراه شرط اولیه (۳–۱۱)، مدل سه پارامتری کلوین- ویت ارایه شده در شکل۳–۱– b را به صورت کامل توصیف می کنند.

جهت بدست آمدن یک فرمولاسیون انتگرالی بین تنش و کرنش، اپراتور لاپلاس به صورت زیر تعریف میگردد.

$$L(f(t)) = \overline{f}(s) = \int_0^\infty f(t)e^{-st}dt.$$
(1Y-T)

بر طبق این اپراتور و با استفاده از انتگرالگیری جزء به جزء میتوان ثابت کرد که تبدیل لاپلاس مشتق یک تابع به صورت زیر بدست می آید.

$$L\left(\frac{df(t)}{dt}\right) = sL(f(t)) - f(0) = s\overline{f}(s) - f(0).$$
(17-7)

 $f_2$  و  $f_1$  و  $f_1$  و  $f_1$  در راستای این اپراتور، تابع  $f_3$  که به عنوان انتگرال کانولوشن (یا ریمان کانولوشن) دو تابع  $f_1$  و  $f_2$  خوانده می شود و به صورت  $f_1 * f_2$ نشان داده می شود به صورت زیر تعریف می گردد.

$$f_{3}(t) = \int_{0}^{t} f_{1}(t-s) f_{2}(s) ds, \qquad (1 - 7)$$

در این حالت، این ویژگی مهم برقرار خواهد بود.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> convolution integral

$$L(f_3(t)) = \overline{f_3}(s) = L(f_1(t) * f_2(t)) = L(f_1(t))L(f_2(t)) = \overline{f_1}(s)\overline{f_2}(s).$$
(10-7)

$$p_0\overline{\sigma} + p_1(s\overline{\sigma} - \sigma(0)) = q_0\overline{\varepsilon} + q_1(s\overline{\varepsilon} - \varepsilon(0)), \qquad (19-7)$$

که با توجه به شرط اولیه (۱۱–۱۱) به رابطه زیر منجر خواهد شد.

$$\overline{\varepsilon}(s) = \left(\frac{p_0 + p_1 s}{q_0 + q_1 s}\right) \overline{\sigma}(s). \tag{1Y-T}$$

از تعریف 
$$au_1 = \mu_1/E_1$$
, از تعریف (۱۷–۱۷) به صورت زیر قابل نوشتن است.

$$\overline{\varepsilon}(s) = \overline{\sigma}(s)s\left(\frac{J_0 + J_1}{s} - \frac{J_1\tau_1}{s\tau_1 + 1}\right) := \overline{\sigma}(s)s\overline{J}(s), \quad \overline{J}(s) = \left(\frac{J_0 + J_1}{s} - \frac{J_1\tau_1}{s\tau_1 + 1}\right). \quad (1 \wedge - \mathbb{Y})$$

# اگر رابطه فوق به صورت زیر نوشته شود

$$\overline{\varepsilon}(s) = \overline{\sigma}(s)(s\overline{J}(s) - J(0)) + \overline{\sigma}(s)J(0), \quad \overline{J}(s) = \left(\frac{J_0 + J_1}{s} - \frac{J_1\tau_1}{s\tau_1 + 1}\right), \quad (19-7)$$

آنگاه با توجه به (۳–۱۳)، به صورت زیر قابل تبدیل خواهد بود.

$$\overline{\varepsilon}(s) = \overline{\sigma}(s)L\left(\frac{dJ(t)}{dt}\right) + \overline{\sigma}(s)J(0), \quad J(t) = J_0 + J_1\left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}}\right), \quad (\Upsilon \cdot -\Upsilon)$$

و با توجه به خاصیت (۳–۱۵) به فرم زیر در خواهد آمد

$$\overline{\varepsilon}(s) = L\left(\sigma(t) * \frac{dJ(t)}{dt}\right) + \overline{\sigma}(s)J(0), \quad J(t) = J_0 + J_1\left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}}\right), \quad (\Upsilon - \Upsilon)$$

که در حقیقت این رابطه، تبدیل لاپلاس گرفته شده از رابطه زیر است.

$$\varepsilon(t) = \sigma(t)J(0) + \int_{0}^{t} \sigma(t-s)\frac{dJ(s)}{ds}ds, \quad J(t) = J_{0} + J_{1}\left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_{1}}}\right). \tag{YY-Y}$$

در استفاده از رابطه انتگرالی بین تنش و کرنش ارایه شده در (۳–۲۲)، برای سادگی، میتوان یک g(t) و g(t) این اپراتور از دوتابع Q(t) و Q(t) این اپراتور از دوتابع Q(t) و Q(t) ایراتور جدید و ساده کننده بنام استیلیس کانولوشن تعریف کرد[69]. این اپراتور از دوتابع Q(t) و Q(t) در (100 می ایند برای کلیه 0 < t مقدارشان صفر بوده و برای  $0 \le t$  تکهای پیوسته باشند) تابع جدید استیلیس کانولوشن را به صورت زیر ارایه می نماید.

$$G * dQ(t) \coloneqq G(t)Q(0) + \int_0^t G(t-s)\frac{dQ(s)}{ds}ds.$$
(YT-T)

بنابراین، رابطه (۳–۲۲) به صورت ساده شده زیر قابل نوشتن است.

$$\varepsilon(t) = \sigma * dJ(t), \quad J(t) = J_0 + J_1 \left( 1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}} \right). \tag{74-7}$$

قابل ذکر است به عنوان یک روش دیگر چنانچه  $\varepsilon_1, \varepsilon_0$  در روابط (۳–۵) و (۳–۳) براساس  $\sigma$  نوشته شوند (باتوجه به شرط اولیه (۳–۱۱)) و سپس روابط حاصله در (۳–۴) جایگزین شوند، رابطه (۳–۲۴) بدست خواهد آمد.

رابطه (۳–۲) که برای یک مدل تعمیم یافته کلوین- ویت ارایه گردید و برای یک مدل سه پارامتری کلوین- ویت در قسمتهای قبل اثبات شد بیانگر این است که کل کرنش در یک سیستم با مصالح ویسکوالاستیک از دو جزء الاستیک و ویسکوالاستیک تشکیل شده است. بخش ویسکوالاستیک تابعی از کل تاریخچه بارگذاری وارده بر سیستم و توابع خزش تطابقی میباشد. پاسخ ویسکوالاستیک در حقیقت از روی هم انباشته شدن پاسخهای جزئی مربوط به هر جزء بارگذاری از ابتدا تا لحظه فعلی بدست می آید. ۳-۱-۱-۱- تشریح اثر تداخلی سیال- سازه در لولههای ویسکوالاستیک

در یک مساله تداخل سیال - سازه، بارگذاری وارد بر سیستم می تواند از طرف سیال و سازه باشد. فشار سیال درون لوله باعث ایجاد یک تنش محیطی می گردد. این تنش به نوبه خود باعث ایجاد یک كرنش محيطي ميشود كه از دو قسمت الاستيك (آني) و ويسكوالاستيك (تاخيري) تشكيل شده است. این مفهوم بوسیله معادلات دیفرانسیلی پیوستگی و مومنتم برای سیال درون لوله مدلسازی میشود. چنانچه نسبت پواسن مصالح لوله صفر نباشد، آنگاه تنش محیطی مذکور همچنین میتواند منجر به یک كرنش محورى گردد كه اين نيز از دو قسمت الاستيك ويسكوالاستيك تشكيل شده است اين موضوع به عنوان اثر تداخلی یواسن شناخته می شود. فشار سیال همچنین در مرزهایی که امکان حرکت داشته باشند می تواند باعث ایجاد یک نیروی محوری و به دنبال آن کرنش محوری (الاستیک و ویسکوالاستیک) شود که به عنوان اثر تداخلی اتصال معروف است. در عمل جریان پایدار در سیستم لوله برای زمانی طولانی برقرار می شود بنابراین هد مربوط به جریان یایدار  $H_0$ ، تنها باعث ایجاد یاسخ استاتیکی در سیستم می گردد که خود متشکل از بخش الاستیک و ویسکوالاستیک می باشد. با توجه به اینکه در بررسی تداخل سیال سازه، پاسخ دینامیکی مورد نظر است هد دینامیکی سیال  $\widetilde{H} = H - H_{_0}$  باید در فرمول ها به عنوان عامل ایجاد تنش در سیستم در نظر گرفته شود. با توجه به این مطلب و معادلات پیوستگی سیال و ارتعاش محوری تیر که در آینده خواهیم دید، دو ترم که تشکیل دهنده اثر ویسکوالاستیک در یک مساله FSI می باشند قابل تعريف خواهد بود. اولين جمله كه با  $I_{\widetilde{H}}$ نشان داده می شود برای محاسبه كرنش محيطی به كار گرفته می شود.

$$I_{\tilde{H}} := \int_{0}^{t} \tilde{H}(t-s) \frac{dJ(s)}{ds} ds = \sum_{k=1}^{N_{KV}} \left( \frac{J_k}{\tau_k} \int_{0}^{t} \tilde{H}(t-s) e^{-\frac{s}{\tau_k}} ds \right) := \sum_{k=1}^{N_{KV}} I_{\tilde{H}k}, \qquad (\Upsilon\Delta - \Upsilon)$$

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Hoop or circumferential stress

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Hoop or circumferential strain

جمله دوم  $_{\sigma_{i}}$  نمایشگر کرنش محوری ویسکوالاستیک میباشد و به صورت زیر تعریف می گردد.

$$I_{\sigma_z} \coloneqq \int_0^t \sigma_z \left( t - s \right) \frac{dJ(s)}{ds} ds = \sum_{k=1}^{N_{KV}} \left( \int_0^t \sigma_z \left( t - s \right) \frac{J_k}{\tau_k} e^{-\frac{s}{\tau_k}} ds \right) \coloneqq \sum_{k=1}^{N_{KV}} I_{\sigma_z k}, \tag{YP-TY}$$

که در آن  $\sigma_z$  تنش محوری دینامیکی در دیواره لوله میباشد (کل تنش محوری با رابطه  $\sigma_z$  رابط  $\sigma_z$  در آن  $\sigma_z$  مشان داده میشود که در آن  $\sigma_z$  نشان دهنده تنش محوری استاتیکی است که در اثر هد مربوط به جریان پایدار  $H_0$  ایجاد می گردد. عبارت (۳–۲۵) و (۳–۲۶) در بخشهای بعد جهت استخراج معادلات دیفرانسیل حاکم به کار گرفته خواهند شد.

۳-۱-۱-۲- روابط تنش- کرنش ویسکوالاستیک در حالت سه بعدی

رابطه (۳–۲۲) تنها در بارگذاری یک بعدی صادق است و چنانچه بارگذاری در حالت سه بعدی مورد نظر باشد تغییر شکلها به علت نسبت پواسن *V* که یکی از مشخصههای بسیار مهم مصالح میباشد و در مواد ویسکوالاستیک تابعی از زمان است هم باید در نظر گرفته شوند. بنابراین بر طبق نوتاسیون تعریف شده برای استیلیس کانولوشن (عبارت (۳–۲۳)) رابطه بنیادی بین تنش و کرنش در جهت محوری *z* در یک دستگاه مختصات استوانهای به صورت زیر خواهد بود.

$$\varepsilon_{z} = \sigma_{z} * dJ - (\varepsilon_{\phi} + \varepsilon_{r}) * d\upsilon = \sigma_{z} * dJ - (\sigma_{\phi} * dJ) * d\upsilon - (\sigma_{r} * dJ) * d\upsilon.$$
(YY-Y)

در اینجا دو فرض ساده کننده اساسی در فرمول در نظر گرفته می شود نخست اینکه نسبت پواسن در کل زمان پاسخ گذرا ثابت فرض می شود. در این صورت خواهیم داشت.

$$\varepsilon_z = \sigma_z * dJ - \upsilon \left( \sigma_\phi * dJ - \sigma_r * dJ \right). \tag{7A-T}$$

دوم اینکه با توجه به ویژگیهای لولههای جدار نازک ( $\sigma_r = \tilde{P}, \sigma_{\phi} = \tilde{P}D/2/e$  که در آن  $\tilde{P}$ نشان دهنده فشار دینامیکی میباشد) از  $\sigma_r$  در مقایسه با  $\sigma_{\phi}$  صرفنظر میشود. با توجه به این امر رابطه (۳–۲۸) به صورت در میآید.

$$\varepsilon_z = \sigma_z * dJ - \upsilon \left( \sigma_\phi * dJ \right). \tag{19-7}$$

این رابطه و رابطه مشابه زیر که در جهت  $\phi$ برقرار میباشد:

$$\varepsilon_{\phi} = \sigma_{\phi} * dJ - \upsilon \left( \sigma_{z} * dJ \right) \tag{\mathbf{T}-\mathbf{T}}$$

در استخراج معادلات حاکم بر FSI در لولههای ویسکوالاستیک در بخشهای بعد استفاده خواهند شد.

۳-۱-۱-۳- تست خزش و تعیین توابع تطابقی خزش

جهت درک عمیقتر ماهیت مواد ویسکوالاستیک، پاسخ یک نمونه به یک تست خزش در شکل ۳-۲ نشان داده شده است. در تست خزش، یک تنش تک محوری ثابت به نمونه وارد می گردد بدون اینکه در نمونه ارتعاشی ایجاد شود (بار گذاری شبه استاتیکی). برای یک تست خزش برطبق معادله (۳-۲۴) می توان نوشت:

(۳۱-۳)

$$\varepsilon = \sigma_0 * dJ = \sigma_0 \left( J_0 + \sum_{k=1}^{N_{KV}} J_k \left( 1 - e^{-\frac{t}{\tau_k}} \right) \right), \quad \lim_{t \to \infty} \varepsilon = \sigma_0 J_0 + \sigma_0 \sum_{k=1}^{N_{KV}} J_k = \varepsilon_0 + \sigma_0 \sum_{k=1}^{N_{KV}} J_k = \sigma_0 \sum_{k=0}^{N_{KV}} J_k = \varepsilon_\infty.$$



شکل ۳-۲: تست خزش در یک میله ویسکوالاستیک [12]

این مثال تفاوت پاسخهای شبه استاتیکی الاستیک و ویسکوالاستیک را زمانی که نمونه تحت یک تنش محوری ثابت قرار گرفته باشد، نشان می دهد. همان طور که مشاهده میشود در یک پاسخ ویسکوالاستیک علاوه بر یک پاسخ آنی که به عنوان کرنش الاستیک خوانده میشود و در شکل با <sup>6</sup>منشان داده شده است، بخش دیگری از کرنش در طول زمان اتفاق میافتد و با گذر زمان به سمت یک مقدار ثابت م<sup>2</sup> همگرا میشود (فقط در مواد ویسکوالاستیک خطی اینگونه است). این کرنش اخیر که در طول زمان رخ میدهد به عنوان خزش<sup>1</sup> خوانده میشود. مکانیزم این تغییر شکل به ساختار مولکولی زنجیرهای در پلیمرها مربوط میشود. بارگذاری پیوسته به تدریج منجر به جمع شدن جزء کرنشهای ایجاد شده در اثر باز شدن و لغزش زنجیرههای مولکولها میشود به گونهای که در نهایت ماده مورد نظر، متناسب با بار وارده بر آن به یک آرایش مولکول جدید دست می یابد [12]. پاسخ دینامیکی یک ماده ویسکوالاستیک به یک بارگذاری ثابت (تنش ثابت) در بخشهای بعد بررسی خواهد شد.

برای یافتن رفتار خزشی یک ماده ویسکوالاستیک راهی بجز انجام تست هایی که این ویژگیها را به صورت کمّی تعیین نماید وجود ندارد. زیرا این رفتار به طور مستقیم به ساختار مولکولی مواد، درجه حرارت محیط و تاریخچه بارگذاری وارده بر آن ماده مربوط میشود. برای اندازه گیری این ویژگی تابعی بنام تابع خزش تطابقی که به شکل فرمول (۳–۱۰) میباشد تعریف میگردد. علت نامگذاری "خزش تطابقی" ماهیت تغییر مکان تدریجی در زمان که از تطبیق آنها با مقادیر اندازه گیری شده آزمایشگاهی تعیین میشوند، میباشد.

در بحث آنالیز ضربه قوچ در لولههای ویسکوالاستیک به طور کلی دو راه حل جهت تعیین ضرایب توابع خزش تطابقی (  $J_{K}$  و  $au_{K}$  در فرمول ۳–۱۰) وجود دارد که میتوان انها را به عنوان روش مستقیم و غیر مستقیم نامید. در روش اول یک آزمایش مشابه آنچه پیشتر توضیح داده شده (تست خزش) یا یک آزمایش رهاسازی (که در آن پس از ایجاد یک کرنش ثابت در نمونه، کاهش تدریجی تنش در طول زمان اندازه گیری می شود) بر روی نمونه ای از جنس مواد تشکیل دهنده لوله انجام می گیرد و به این ترتیب بوسیله توابع خزش تطابقی خواص آن ماده ذخیره می گردد. در روش دیگر (روش غیر مستقیم) که بوسیله کواس و همکاران [50,17-15] پیشنهاد گردید ضرایب توابع خزش تطابقی به گونهای تعیین می گردند که زمانی که این توابع جهت حل جریان ناپایدار در سیستم لوله به کار گرفته می شوند بتوانند فشارهایی تا حد ممکن نزدیک به مقادیر اندازه گیری شده آزمایشگاهی تولید نمایند. علت نامگذاری غیر مستقیم برای این روش این است که ویژگیهای فیزیکی مصالح لوله بجای انجام تستهای مستقیم بر روی مصالح، بوسیله انجام تست بر روی جریان سیال به طور غیر مستقیم تعیین می گردند. این روش که به عنوان کالیبراسیون توابع خزش به وسیله جریان گذرا خوانده می شود از دقت بیشتری در آنالیزهای ضربه قوچ و تداخل سیال – سازه برخوردار میباشد زیرا بدینوسیله اثرات تاریخچه بارگذاریهای قبلی برروی سیستم لوله و همچنین اثرات حرارت و محیط و شکل سیستم لوله که در تستهای مستقیم به درستی وارد نمی گردند هم در اینجا در تعیین ضرایب به کار گرفته می شوند.

پس از کالیبراسیون و تعیین ضرایب توابع خزش برای یک سیستم لوله خاص، میتوان بوسیله مدلسازی ریاضی و روشهای عددی پیشنهاد شده در این تحقیق، پیش بینی دقیقی از پدیده تداخل سیال – سازه در سیستمهای لوله ویسکوالاستیک ارایه داد. بنابراین در حالت کلی توابع خزش به عنوان بخشی از دادههای ورودی ضروری جهت انجام آنالیز میباشند.

#### ۳-۱-۲ معادلات پیوستگی و مومنتم سیال

برای بدست آوردن معادلات فوق برای یک سیستم لوله، معادلات ناویر – استوکس در حالت دو بعدی در دستگاه مختصات استوانه ی r-z نوشته می شود. این معادلات شامل یک معادله پیوستگی و دو معادله مومنتم در جهتهای محوری و شعاعی با متغیرهای سرعت محوری  $v_r$ ، سرعت شعاعی  $V_r$ ، فشار سیال و دانسیته سیال  $\rho_f$  می باشند. به علاوه، یک معادله حالت، فشار و دانسیته سیال را به هم مربوط می کند.

جهت رسیدن به یک فرمول بندی یک بعدی سازگار با معادلات کلاسیک چکش آبی، معادلات ناویر جهت رسیدن به یک فرمول بندی یک بعدی سازگار با معادلات کلاسیک چکش آبی، معادلات ناویر با ستوکس مذکور در  $2\pi$  فرم می شوند و سپس نتیجه بر  $\pi R^2$  تقسیم می شود. با این کار تمام جملات موجود در معادلات ناویر – استوکس از حالت دو بعدی بر حسب  $\pi R^2$  بر حسب  $\pi R^2$ . با این کار، معادله پیوستگی به صورت بر حسب t, z, r

$$\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{1}{K} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{2}{R} \dot{u}_r \Big|_{r=R} = 0, \quad \dot{u}_r \Big|_{r=R} = V_r \Big|_{r=R}$$
(\mathcal{T}-\mathcal{T})

و معادله مومنتم در جهت محوری به صورت

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho_f} \frac{\partial P}{\partial z} = -\frac{2}{\rho_f R} \tau_0 + g \sin \theta \tag{(W-W)}$$

خواهد بود. که در آن سرعت V و فشار P به صورت زیر میباشند.

$$V = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R 2\pi r v_z dr \tag{TF-T}$$

$$P = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R 2\pi r p dr \tag{7.4}$$

که در آن  $v_z$  و p به ترتیب توابع توزیع سرعت و فشار در مقطع جریان میباشند. در این روابط z امتداد محور لوله، t زمان، g شتاب گرانش زمین، R شعاع داخلی لوله و  $\rho_f$  دانسیته سیال است.

کرنش محیطی در دستگاه مختصات استوانهای به صورت 
$$rac{u_r}{r}$$
تعریف میشود که با توجه به  
محدود بودن امتداد شعاعی  $r$  به دیواره داخلی تا دیواره بیرونی لوله، میتوان نوشت:

$$\varepsilon_{\phi} = \frac{u_r}{r} \rightarrow u_r = r\varepsilon_{\phi}, \quad R \le r \le R + e \rightarrow r \approx R \rightarrow u_r = R\varepsilon_{\phi} \tag{(79-7)}$$

در این صورت آخرین ترم در معادله پیوستگی (۳-۳۲)، به صورت زیر نوشته می شود.

$$\frac{2}{R}\dot{u}_{r}\big|_{r=R} = \frac{2}{R}\frac{\partial}{\partial t}\Big(R\varepsilon_{\phi}\Big)\big|_{r=R} = 2\frac{\partial\varepsilon_{\phi}}{\partial t} \tag{(YV-Y)}$$

بنابراین معادله پیوستگی (۳-۳۲) با فرض R >> e به صورت زیر خواهد بود.

$$\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{1}{K} \frac{\partial P}{\partial t} + 2 \frac{\partial \varepsilon_{\phi}}{\partial t} = 0 \tag{(\% - \%)}$$

با توجه به رابطه سه بعدی تنش – کرنش در مواد ویسکوالاستیک در جهت  $\phi$  و فرضیات لولههای  $P_0$  و  $P_0$  و  $\sigma_{\phi} = \frac{D\tilde{P}}{2e}$  جدار نازک به صورت  $\sigma_{\phi} = \frac{D\tilde{P}}{2e}$  فشار دینامیکی سیال میباشد که در آن P فشار کل و  $\sigma_{\phi}$  فشار خران ماندگار میباشد) و با فرض ثابت نسبت پواسن و کوچک بودن  $\sigma_r$  در مقایسه با  $\sigma_{\phi}$ می توان نوشت.

$$\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{1}{K} \frac{\partial P}{\partial t} + 2 \frac{\partial \varepsilon_{\phi}}{\partial t} = 0, \qquad \varepsilon_{\phi} = \sigma_{\phi} * dJ - \upsilon \left(\sigma_{z} * dJ\right)$$

$$\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{1}{K} \frac{\partial P}{\partial t} + 2 \frac{\partial \left(\sigma_{\phi} * dJ\right)}{\partial t} - 2\upsilon \frac{\partial \left(\sigma_{z} * dJ\right)}{\partial t} = 0, \qquad (\text{(Pq-P)})$$

$$\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{1}{K} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{D}{e} \frac{\partial \left(\tilde{P} * dJ\right)}{\partial t} - 2\upsilon \frac{\partial \left(\sigma_{z} * dJ\right)}{\partial t} = 0.$$

در استخراج روابط فوق، تغییرات  $z = \sigma_{e_{z}} \sigma_{e_{z}} \sigma_{e_{z}}$  در نظر گرفته می شود. جهت تعیین آخرین ترم در روابط فوق، از معادله (۳–۲۹) نسبت به زمان مشتق گیری می نماییم. سپس با توجه به فرضیات لوله جدار نازک وتئوری کرنشهای کوچک  $\frac{\partial u_{z}}{\partial \sigma}$  می توان نوشت:

$$*dJ$$
)  $\partial \dot{\mu} = DD \partial (\tilde{P} * dJ)$ 

$$\frac{\partial (\sigma_z * dJ)}{\partial t} = \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial z} + \frac{\upsilon D}{2e} \frac{\partial (\tilde{P} * dJ)}{\partial t}.$$
(\*-\*)

بنابراین معادله پیوستگی به صورت زیر در خواهد آمد.

$$\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{1}{K} \frac{\partial P}{\partial t} - 2\upsilon \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial z} + \left(1 - \upsilon^2\right) \frac{D}{e} \frac{\partial \left(\tilde{P} * dJ\right)}{\partial t} = 0, \tag{(f)-T}$$

به طوری که با استفاده از تعریف اپراتور استیلیس کانولوشن (رابطه (۳–۲۳)) به صورت زیر نوشته می شود.

$$\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{1}{K} \frac{\partial P}{\partial t} - 2\upsilon \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial z} + \left(1 - \upsilon^2\right) \frac{D}{e} \left(\frac{\partial P}{\partial t} J\left(0\right) + \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_0^t \tilde{P}\left(t - s\right) \frac{dJ\left(s\right)}{ds} ds\right)\right) = 0, \quad (\text{FT-T})$$

از جایگزینی  $\tilde{P} = \rho_f g \tilde{H}$  (که در آن  $\tilde{H} = H - H_0$  هد دینامیکی سیال میباشد) و توجه به  $J(0) = J_0 = 1/E$  و رابطه (۳–۲۵)، رابطه زیر برای معادله دیفرانسیل پیوستگی در لولههای ویسکوالاستیک به دست خواهد آمد.

$$\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{g}{c_f^2} \frac{\partial H}{\partial t} - 2\upsilon \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial z} = \left(\upsilon^2 - 1\right) \rho_f g \frac{D}{e} \frac{\partial I_{\tilde{H}}}{\partial t}, \qquad (\text{fT-T})$$

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> infinitesimal strain theory

v در این رابطه  $i_z$  سرعت محوری لوله، f ضریب اصطکاک دارسی – وایسباخ، D قطر داخلی لوله، v نسبت پواسن،  $\rho_f$  دانسیته سیال e ضخامت دیواره لوله و  $I_{\tilde{H}}$  ضریب کرنش محیطی تأخیری<sup>۱</sup> است که با رابطه (۲۵–۲۵) داده می شود.  $c_f$  نیز سرعت موج فشاری است که با رابطه زیر محاسبه می گردد.

$$c_f := \left(\rho_f \left(\frac{1}{K} + \left(1 - \upsilon^2\right) \frac{D}{eE}\right)\right)^{\frac{1}{2}},\tag{FF-T}$$

که در آن E مدول الاستیک یانگ و K مدول بالک سیال میباشد. نسبت پواسن در مصالح ویسکوالاستیک بزرگتر از این نسبت در مصالح الاستیک است بنابراین اثر کوپله پواسن که به وسیله ترم سوم در معادله (۴۳–۳۳) مدلسازی می گردد در لوله های ویسکو الاستیک از اهمیت بیشتری برخوردار است.

$$\tau_0 = \rho_f f \frac{V_{\rm rel} |V_{\rm rel}|}{8} \tag{4.4}$$

که در آن  $V_{\text{rel}}$  سرعت نسبی سیال درون لوله نسبت به دیوار داخلی لوله میباشد که برابر با  $_{_{x}}$  است. که در این V سرعت مطلق سیال،  $_{_{x}}$  سرعت مطلق دیواره لوله و f ضریب افت دارسی وایسباخ میباشد. چنانچه P در رابطه مومنتم با  $Z - \gamma H - Z$ ، که در آن H هد فشار سیال و  $\gamma$  وزن حجمی سیال و Zرقوم نقطه مورد بررسی است، جایگزین گردد رابطه مومنتم (۳–۳۳) به صورت زیر قابل نوشتن خواهد بود.

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial z} = \frac{-fV|V|}{2D} \tag{(FF-T)}$$

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Retarded circumferential strain

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Qusi-steady friction model

قابل ذکر است که این رابطه برای مدلهای ویسکوالاستیک و یا مدلهای تداخلی سیال – سازه به همین صورت بوده و ناشی از این اثرات تغییری نخواهد کرد.

مدلهای قبلی جریان در لولههای ویسکوالاستیک [50, 17- 15] تنها دو معادله پیوستگی و مومنتم سیال را در نظر می گیرند و اثرات تداخلی (پواسن و اتصال) تا کنون در مدلسازی جریان غیر ماندگار در سیستمهای لوله ویسکوالاستیک درنظر گرفته نشده است. به عبارت دیگر در این مدل ها، در معادله پیوستگی (۳– ۴۳)  $0 = _{z}i$  فرض میگردد. این فرض تنها در صورتی معتبر خواهد بود که تمام نقاط شبکه لوله کاملاً بدون حرکت نگه داشته شود که این کار از جهت اجرایی بسیار سخت و غیر ممکن است. قابل ذکر است که حتی ارتعاشات بسیار جزیی سازه ای، تغییرات عمدهای در فشارهای ایجاد شده در سیال خواهد داشت.

### ۳-۱-۳- معادلات ارتعاش محوری

به علت وجود جمله کوپله پواسن در معادله پیوستگی و نیاز به محاسبه جابجایی محوری نقاط مختلف لوله، معادلات مربوط به ارتعاش محوری نیز باید استخراج گردند. ارتعاش محوری نیز به نوبه خود، تحت تاثیر اثرات ویسکوالاستیسیته دیواره لوله خواهد بود. جهت مدلسازی ارتعاش محوری، نقطه آغازین، نوشتن معادلات حرکت در جهات محوری *z* و شعاعی *r* در حالت دو بعدی در یک دستگاه مختصات استوانهای است. این دو معادله به عنوان روابط تعادل مومنتم در جهتهای محوری و شعاعی نیز خوانده میشوند. از اثرات سختی خوانده می شوند، از اثرات سختی خمشی<sup>1</sup>، اینرسی دورانی<sup>7</sup> و تغییر شکل برشی عرضی صونظر می گردد. این فرضیات به عنوان فرضیات امواج با طول موجهای بلند<sup>۳</sup> خوانده می شوند. در این فرمولاسیون، متغیرها

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Bending stiffness

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Rotary inertia

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Long wavelength approximation

عبارتند از  $r_{r}$ ،  $u_{r}$ ،  $u_{r}$ ،  $\sigma_{r}$ ،  $u_{r}$   $u_{r}$  عبارتند از  $r_{r}$  ثابت می باشد و اثرات ترمهای همرفتی همانند این ترمها در معادلات پیوستگی و مومنتم سیال لوله  $\rho_{r}$  ثابت می باشد و اثرات ترمهای همرفتی و موانند این ترمها در معادلات پیوستگی و مومنتم سیال ناچیز فرض می شود (فرضیات اکوستیک). نیروی بدنی محوری به صورت  $\sigma_{r}$  به صورت  $\sigma_{r}$  و نیروی بدنی شعاعی ناچیز در نظر گرفته می شود ( $F_{r} = 0$ ). در این صورت روابط تعادل مومنتم در جهت محوری به صورت

$$\rho_t \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial t} = \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r\tau_{zr})}{\partial r} + \rho_t g \sin\theta$$
(FY-T)

و در جهت شعاعی به صورت

$$\rho_t \frac{\partial \dot{u}_r}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial (r\sigma_r)}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} - \frac{\partial \sigma_{\phi}}{r}$$
(FA-T)

مىباشند.

جهت حصول یک فرمولاسیون یک بعدی (فقط بر حسب  $t \in z$ ) برای معادلات ارتعاش محوری، معادلات فوق در  $2\pi r$  ضرب میشوند و سپس نسبت به r از R الی R+e انتگرالگیری شده (R شعاع داخلی لوله و ضخامت دیواره لوله است.) و بر  $2\pi (R+e/2)e$  تقسیم میشوند. همچنین نیروی برشی که نسبت به مخامت دیواره مقارن میباشد،  $2\pi r \tau_{rz} dr$  (R+e/2) میشوند. همچنین نیروی برشی که نسبت به امتداد محوری متقارن میباشد،  $\sum_{R}^{R+e} 2\pi r \tau_{rz} dr$ ، (جمله موجود در سمت راست فرم انتگرالگیری شده معادله (-R)) با توجه به فرضیات تقریب با طول موج بلند حذف می گردد. پس از این عملیات با توجه به شکل  $-\pi$ ، معادله حرکت در جهت محوری به صورت

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Convective terms

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Axial body force

$$\rho_t \frac{\partial \bar{u}_z}{\partial t} = \frac{\partial \bar{\sigma}_z}{\partial z} + \frac{R+e}{\left(R+\frac{e}{2}\right)e} \tau_{zr} \left|_{r=R+e} - \frac{R}{\left(R+\frac{e}{2}\right)e} \tau_{zr} \right|_{r=R} + \rho_t g \sin\theta$$
(49-7)

$$\rho_t \frac{\partial \overline{u}_r}{\partial t} = \frac{R+e}{\left(R+\frac{e}{2}\right)e} \sigma_r \Big|_{r=R+e} - \frac{R}{\left(R+\frac{e}{2}\right)e} \sigma_r \Big|_{r=R} - \frac{1}{R+\frac{e}{2}} \overline{\sigma}_{\phi} \tag{(2.17)}$$

خواهد بود که در آنها  $ar{\sigma}_{\phi}, \sigma_z, ar{u}_z, ar{u}_z$  مقادیر متوسط گیری شده از متغیرهای  $\sigma_{\phi}, \sigma_z, ar{u}_z, ar{u}_z$  میباشند:

$$\overline{\dot{u}}_{z} = \frac{1}{2\pi \left(R + \frac{e}{2}\right)e} \int_{R}^{R+e} 2\pi r \dot{u}_{z} dr \tag{(a)-m}$$

$$\overline{\dot{u}}_{r} = \frac{1}{2\pi \left(R + \frac{e}{2}\right)e} \int_{R}^{R+e} 2\pi r \dot{u}_{r} dr \qquad (\Delta \Upsilon - \Upsilon)$$

$$\overline{\sigma}_{z} = \frac{1}{2\pi \left(R + \frac{e}{2}\right)e} \int_{R}^{R+e} 2\pi r \sigma_{z} dr \qquad (\Delta \mathcal{V} - \mathcal{V})$$

$$\overline{\sigma}_{\phi} = \frac{1}{e} \int_{R}^{R+e} \sigma_{\phi} dr \qquad (\Delta F - \Psi)$$



شکل ۳-۳: طرح نشاندهنده متغیرهای تعریف شده در توصیف تنش بر دیواره لوله، نمای جانبی (صفحه z - r) [56].



شکل ۳-۴: طرح نشاندهنده متغیرهای تعریف شده در توصیف تنش بر دیواره لوله، نمای مقطع لوله (صفحه  $r - \phi$ ) [56]. معادلات حرکت ارایه شده تا اینجا، سرعتهای محوری  $u_z$  را به تنشهای محوری  $\sigma_z$  و سرعتهای شعاعی  $u_r$  را به تنشهای محیطی  $\sigma_{\phi}$  مرتبط می نمایند. این روابط برای لولههای ویسکوالاستیک یا پلاستیک و حتی در شرایطی که سیستم لوله تحت تأثیر تغییر شکلهای عرضی بزرگ قرار گیرد نیز صادق میباشند [42].

روابط تنش – جابجایی معادلات را کامل کرده و مدل ریاضی را قابل حل جهت پیاده سازی مدلهای عددی می نماید. روابط تنش– کرنش برای مواد ویسکوالاستیک در حالت سه بعدی در بخش ۳–۳ بررسی گردیدند. دسته دیگر روابط مورد نیاز، روابط کرنش– جابجایی میباشند که با فرض کرنشهای کوچک<sup>۲</sup> به صورت زیر میباشند.

$$\varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z} \tag{(dd-m)}$$

$$\mathcal{E}_{\phi} = \frac{u_r}{r} \tag{(\Delta \mathcal{F} - \mathbf{v})}$$

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> hoop stress

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> infinitesimal strains

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r} \tag{(\Delta V - \mathcal{V})}$$

چنانچه مدل های جامع تری که قابلیت مدلسازی تغییر شکل های بزرگ را داشته باشند مورد نظر باشد می توان بجای روابط فوق از روابط مربوط به کرنش های گرین استفاده کرد.

اکنون روابط تنش- جابجایی مورد نیاز، از جایگذاری روابط فوق برای کرنش در روابط تنش- کرنش ارایه شده در بخش۳-۱-۲-۲ حاصل خواهند شد.

چنانچه از رابطه (۳-۲۸) نسبت به زمان مشتق گیری شود و فرضیات مربوط به لولههای جدار نازک و ثابت بودن نسبت پواسن اعمال گردند خواهیم داشت:

$$\frac{\partial \varepsilon_z}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \left( \sigma_z * dJ \right) - \upsilon \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{PD}{e} * dJ \right)$$
 (۵۸-۳)

اکنون با استفاده از تعریف اپراتور استیلیس کانولوشن و کرنشهای کوچک برای ﷺ، رابطه زیر که در حقیقت تنها از نوشتن رابطه تنش-کرنش در جهت محوری و تعریف کرنشهای کوچک (و نه با استفاده از روابط (۳–۴۹) (۳–۵۰)) به دست آمده، حاصل می گردد.

$$\frac{\partial \dot{u}_z}{\partial z} - \frac{1}{\rho_t c_t^2} \frac{\partial \sigma_z}{\partial t} + g \frac{D}{2} \frac{\nu \rho_f}{Ee} \frac{\partial H}{\partial t} = \frac{\partial I_{\sigma_z}}{\partial t} - \rho_f g \frac{D\nu}{2e} \frac{\partial I_{\tilde{H}}}{\partial t}, \qquad c_t^2 = \frac{E}{\rho_t}, \qquad (\Delta 9 - \Upsilon)$$

که در آن 
$$C_t$$
، سرعت موج برشی و  $ho_t$ جرم حجمی مواد لوله و  $I_{ ilde{H}}$  به وسیله روابط (۳–۲۵) و (۳–۲۶)  
داده می شوند.

معادله دیگر معادله پایستاری مومنتم<sup>۱</sup> میباشد که از رابطه ۳-۴۹ با توجه به رابطه زیر که نظر به رفتار سیال و سازه در مرز تماس آنها در دیواره لوله حاصل گردیده است، بدست می آید.

$$\tau_{zr}\big|_{r=R} = -\tau_0, \qquad \tau_{zr}\big|_{r=R+e} = 0 \tag{(f.-T)}$$

این معادله به صورت زیر میباشد و برای مواد الاستیک، ویسکوالاستیک و حتی در حالت وجود تغییر شکلهای بزرگ در سیستم لوله فرم یکسانی خواهد داشت (معادله پایستاری مومنتم).

$$\frac{\partial \bar{u}_z}{\partial t} - \frac{1}{\rho_t} \frac{\partial \bar{\sigma}_z}{\partial z} = \frac{R}{\rho_t \left(R + \frac{e}{2}\right)e} \tau_0 + g\sin\theta \tag{$P1-T$}$$

$$\frac{\partial \dot{u}_z}{\partial t} - \frac{1}{\rho_t} \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = \frac{\rho_f A_f}{\rho_t A_t} \frac{f V |V|}{2D} + g \sin \theta, \qquad (97-7)$$

که در آن  $A_t$  و  $A_f$  به ترتیب سطح مقطع لوله و سطح مقطع جریان می اشند.

دو معادله (۳–۵۹) و (۳–۶۲) همراه با دو معادله پیوستگی و مومنتم سیال با استفاده از روش حل عددی خطوط مشخصه (<sup>۲</sup> MOC) جهت حل مساله تداخل سیال – سازه به عنوان مثال در یک سیستم مخزن – لوله (الاستیک و یا ویسکوالاستیک) – شیر به کار گرفته می شوند. این دو معادله را می توان با هم

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Conservation of momentum

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Method of characteristics

ترکیب کرد و یک معادله دیفرانسیلی درجه دوم نسبت به زمان و مکان جهت مدلسازی ارتعاش محوری لوله استخراج نمود. این کار در بخش بعد انجام شده است.

۳-۱-۳-۱ صورت یک معادله دیفرانسیل مرتبه دوم در ارتعاش محوری

با توجه به رابطه (۳–۲۹)، چنانچه از آن نسبت به z مشتق گیری شود و از تئوری کرنشهای کوچک  $\left(\varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{z}\right)$ و نسبت پواسن ثابت استفاده شود، میتوان نوشت

$$\frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} = \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} * dJ - \upsilon \frac{\partial (\sigma_{\phi} * dJ)}{\partial z}.$$
(97-7)

قابل ذکر است که در استخراج رابطه فوق قانون انتگرال لایب نیتز<sup>۱</sup> در مشتق گیری از یک انتگرال استفاده شده است که با استفاده از آن میتوان مشتق نسبت به Z از یک انتگرال را به صورت انتگرال مشتق تابع شده است که با استفاده از آن میتوان مشتق نسبت به Z از یک انتگرال را به صورت انتگرال مشتق تابع درون انتگرال، نسبت به Z نوشت. در مساله حاضر امر مذکور تنها در صورتی معتبر خواهد بود که توابع درون انتگرال، نسبت به Z نوشت. در مساله حاضر امر مذکور تنها در صورتی معتبر خواهد بود که توابع مرون انتگرال، نسبت به  $\frac{\partial \sigma_z}{\partial z}$  از معادله (۳–۶۲) عبارت مناسبی جایگزین نماییم خواهیم داشت.

$$\frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} = \left( \left( \rho_t \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial t} - \rho_f \frac{A_f}{A_t} \frac{fV|V|}{2D} - \rho_t g \sin \theta \right) * dJ \right) - \upsilon \frac{\partial \left(\sigma_\phi * dJ\right)}{\partial z}, \qquad (\mathcal{FF}-\mathcal{F})$$

به طوری که برای یک سیستم بدون اصطکاک (f=0) به صورت زیر منجر خواهد شد.

$$\frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} = \rho_t \left( \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial t} * dJ \right) - \rho_t g \sin \theta * dJ - \rho_f g \frac{\upsilon D}{2e} \frac{\partial \left( \tilde{H} * dJ \right)}{\partial z}$$
(90-7)

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Leibnitz integral rule

چنانچه اپراتور استیلیس کانولوشن که در رابطه (۳-۲۳) تعریف گردید در رابطه فوق مورد استفاده قرار گیرد خواهیم داشت.

(89-37)

$$\frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} = \rho_t \left( \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial t} J(0) + \int_0^t \ddot{u}_z(t-s) \frac{dJ(s)}{ds} ds \right) - \rho_f g \frac{\upsilon D}{2e} \left( \frac{\partial \tilde{H}}{\partial z} J(0) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \int_0^t \tilde{H}(t-s) \frac{dJ(s)}{ds} ds \right) \right) - J \rho_f g \sin \theta,$$

اکنون چنانچه ترمهای شامل انتگرال کانولوشن براساس رابطه تعریف شده در (۳–۲۵) و رابطه آتی (۳–۶۸) نوشته شوند و سپس رابطه حاصله در 
$$E_t^2 = \frac{E}{\rho_t}$$
ضرب شود، معادله ارتعاش محوری به صورت زیر حاصل می شود.

$$\frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} - c_t^2 \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} - g \frac{\rho_f}{\rho_t} \frac{Dv}{2e} \frac{\partial \tilde{H}}{\partial z} - g E \frac{\rho_f}{\rho_t} \frac{Dv}{2e} \frac{\partial I_{\tilde{H}}}{\partial z} + EI_{\tilde{u}_z} - g J E \sin \theta = 0, \quad c_t^2 = \frac{E}{\rho_t}, (\$V-\$")$$
Verify the set of the

$$I_{\vec{u}_z} = \int_0^t \ddot{u}_z \left(t-s\right) \frac{\partial J(s)}{\partial s} ds = \sum_{k=1}^{N_{KV}} \left( \int_0^t \ddot{u}_z \left(t-s\right) \frac{J_k}{\tau_k} e^{\frac{-s}{\tau_k}} ds \right) := \sum_{k=1}^{N_{KV}} I_{\vec{u}_z k}.$$
 (FA-TY)

قابل توجه است که معادله (۳–۶۷)، ارتعاش محوری دیواره یک لوله ویسکوالاستیک که به وسیله جریان غیرماندگار سیال در درون لوله بارگذاری می شود را مدلسازی می نماید. در این رساله این معادله در فرایند حل عددی با روش MOC-FEM مورد استفاده قرار می گیرد.

۲-۳- شرايط اوليه

جهت ارایه یک مدل ریاضی دقیق، علاوه بر معادلات حاکم باید دانست پیش از شروع جریان غیر ماندگار وضعیت سیستم به چه شکلی بوده است. مقدار مجهولات (سرعت و فشار در معادلات هیدرولیک و جابجایی و سرعت و تنشها در معادلات ارتعاش سازه) در شرایطی که سیستم در حال تعادل است در لحظهای پیش از آغاز غیر ماندگاری سیستم به عنوان شرایط اولیه در نظر گرفته می شوند.

معادلات حاکم در شرایط پایدار از معادلات حاکم در حالت ناپایدار که در قسمتهای قبل بدست آمده اند، با حذف ترمهای غیر ماندگار بدست میآیند. سیستم معادلات ارایه شده (برای هیدرولیک جریان) به علت وجود جملات اصطکاک و یا مدل کاویتاسیون، غیر خطی میباشند. بنابراین استفاده از اصل روی هم گذاری<sup>۱</sup> 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 هم گذاری استفاده کرد.

در تحلیل دینامیکی یک مساله سازهای به دو روش میتوان اثرات شرایط اولیه را وارد نمود. به عنوان 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 به عنوان شرط اولیه (که در حل با روش نیومارک استفاده میشود) وارد نمود. تحلیل تنش-کرنش نظیر این روش به شکل زیر قابل بیان است:

$$\varepsilon_{\text{total}} = \frac{1}{E} \left( \sigma_0 + \sigma_{\text{dynamic}} \right) = \frac{\sigma_0}{E} + \frac{\sigma_{\text{dynamic}}}{E} \tag{59-T}$$

<sup>1</sup> Superposition

که در آن  $\sigma_0$  و  $\sigma_{\text{dynamic}}$  به ترتیب تنش استاتیکی و تنش دینامیکی و  $\sigma_{\text{total}}$  کل کرنش حاصله در سازه است. در روش دیگر میتوان ابتدا تغییر شکل سازه را به علت 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 سپس در فرایند حل دینامیکی تنها نیروی دینامیکی را بر سازه وارد نمود (در این صورت شرط اولیه در مرسو ای 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. برای یک سیستم الاستیک این روش حل به صورت زیر قابل بیان است:

$$\varepsilon_{\text{total}} = \varepsilon_{\text{static}} + \varepsilon_{\text{dynamic}} = \frac{\sigma_0}{E} + \frac{\sigma_{\text{dynamic}}}{E}$$
(Y • - Y)

این دو روش، در صورتی که سیستم ویسکوالاستیک باشد نیز قابل پیاده سازی هستند البته به شرطی که معادلات خطی باشند. در این صورت، روابط بین تنش و کرنش را در صورتی که روش اول پیاده سازی شود، میتوان به شکل زیر نوشت:

$$\begin{split} \varepsilon_{\text{total}} &= \left(\sigma_0 + \sigma_{\text{dynamic}}\right) * dJ = J * d\left(\sigma_0 + \sigma_{\text{dynamic}}\right) \\ &= \left(\sigma_0 + \sigma_{\text{dynamic}}\right) J\left(0\right) + \int_0^t \left(\sigma_0 + \sigma_{\text{dynamic}}\left(t - s\right)\right) \frac{dJ}{ds} ds \\ &= \sigma_0 J_0 + \sigma_{\text{dynamic}} J_0 + \int_0^t \sigma_0 \frac{dJ}{ds} ds + \int_0^t \sigma_{\text{dynamic}}\left(t - s\right) \frac{dJ}{ds} ds \qquad (\forall 1 - \forall) \\ &= \sigma_0 J_0 + \sigma_{\text{dynamic}} J_0 + \sigma_0 J \left|_0^t + \int_0^t \sigma_{\text{dynamic}}\left(t - s\right) \frac{dJ}{ds} ds \\ &= \sigma_{\text{dynamic}} J_0 + \sigma_0 J(t) + \int_0^t \sigma_{\text{dynamic}}\left(t - s\right) \frac{dJ}{ds} ds \end{split}$$

این روابط در صورتی که روش دوم پیاده سازی شود به صورت زیر خواهند بود.

$$\varepsilon_{\text{total}} = \varepsilon_{\text{static}} + \varepsilon_{\text{dynamic}} = \sigma_0 * dJ + \sigma_{\text{dynamic}} * dJ$$
$$= \sigma_0 J(t) + \sigma_{\text{dynamic}} J_0 + \int_0^t \sigma_{\text{dynamic}} (t - s) \frac{dJ}{ds} ds$$
(YY-Y)
بنابراین همانطور که مشاهده می شود هر دو روش حل، جواب یکسانی خواهند داشت.

قابل توجه است که در محاسبه ترمهای ویسکوالاستیک در صورتی که هدف محاسبه آهنگ تغییر این ترم باشد (مانند محاسبه آهنگ تغییر کرنش محیطی تاخیری طبق معادله دیفرانسیل (۳–۴۰)) تنها پاسخ دینامیکی دارای آهنگ تغییر غیر صفر خواهد بود به همین دلیل نیازی به وارد کردن نیروی استاتیکی وارد بر سازه و تغییر مکان نظیر آن جهت محاسبه آن آهنگ تغییر نیست. به همین دلیل در رابطه (۳–۴۳) اثری از فشار جریان پایدار نیست (مشتقش نسبت به زمان صفر است).

### ۳-۳- شرایط مرزی

همواره بخش اصلی و تکمیلی هر مدل ریاضی، شرایط مرزی میباشند که به صورت معادلاتی بر حسب مجهولات که فقط در مرزها صادق هستند، میباشند. جهت مدلسازی اثر تداخلی اتصال، شرایط مرزی باید به نحو مناسبی تعریف شوند. معمولاً متناسب با روش عددی به کار گرفته شده جهت حل معادلات حاکم، شرایط مرزی نیز بایستی به نحوه مناسبی در فرایند حل عددی اعمال شوند و این کار همواره به عنوان بخش اصلی هر روش حل به شمار میرود.

اثر تداخلی اتصال، فقط زمانی که بعضی نقاط از سازه که در آنها تغییر مومنتم اتفاق میافتد، کاملاً به زمین مهار نشده باشند بوجود می آید. برای مدلسازی اثر تداخلی اتصال، در شرایط مرزی هیدرولیکی پارامترهایی وابسته به سازه وارد می گردد 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 ارتباط دهنده این دو (سیال و سازه) به هم، شرایط مرزی میاشد. به این ترتیب برای آنالیز کوپله اتصال باید شرایط مرزی را به گونهای دو سازه) به هم، شرایط مرزی میاشد. به این ترتیب برای آنالیز کوپله اتصال باید شرایط مرزی را به گونهای دیگر، برای معادلات هیدرولیکی و سازهای آماده سازی نمود. هر یک از شرایط مرزی میرادی می مرزی را به گونهای دیگر، برای معادلات هیدرولیکی و سازهای آماده سازی نمود. هر یک از شرایط مرزی مورد استفاده جهت حل معادلات حاکم، هنگامی که گره نظیرشان از نظر سازهای کاملاً ثابت نشده

باشد تغییراتی در روابطشان خواهند داشت؛ در این جا این موضوع را برای در نظر گرفتن این تغییرات، بررسی خواهیم کرد.

شرایط مرزی برای شیر، زانویی، تقاطع، انتهای بسته<sup>۱</sup>، 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 [56] توسط تایسلینگ انجام شده است. در اینجا به صورت مختصر به تشریح این روابط برای شیر خواهیم پرداخت. اما در فصل بعد، نحوه پیاده سازی این شرایط مرزی در روش حل عددی MOC – FEM به صورت کامل برای شیر، زانویی، تقاطع [۶] و پمپ [28] بررسی میشود.

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

$$\frac{V_P - \dot{u}_{zP}}{V_0} = \tau \sqrt{\frac{H_P}{H_0}} \tag{(YT-T)}$$

$$\sigma_{zP}A_t = \rho_f g A_f \tilde{H}_P, \quad \tilde{H}_P = H_P - H_{P,0} \tag{Yf-T}$$

au که در آن اندیس P نشان دهنده مجهولات در محل شیر، 0 نشاندهنده شرایط جریان پایدار و پارامتر au درصد بازشدگی شیر میباشد.

در صورتی که فقط مدلسازی اثر تداخلی پواسن مورد نظر باشد گرههای مرز به صورت کاملاً تثبیت شده در نظر گرفته می شوند تا اثر تداخلی اتصال ایجاد نگردد. بنابراین در این حالت وجود جابجایی صفر برای گره شیر مورد انتظار است که با اعمال  $u_{zP} = 0$  در رابطه (۳–۷۳) شرط مرزی مورد نظر حاصل می شود.

<sup>1</sup> Closed end

قابل ذکر است که با توجه به بی حرکت بودن گره شیر در حالت اثر تداخلی پواسن، تمام نیروی هیدرولیکی اثر کننده در این نقطه که با رابطه (۳–۷۴) داده می شود به تکیه گاه منتقل می شود. در حالی که در حالت اثر تداخلی اتصال، این نیروی هیدرولیکی، خود باعث ایجاد یک موج تنشی در سازه می گردد که با امواج سازهای تولید شده به علت اثر تداخلی پواسن جمع می گردد.

فصل چهارم: روشهای عددی

مقدمه

جهت حل عددی معادلات FSI در لولههای ویسکوالاستیک، همانند حل عددی معادلات FSI در لولههای الاستیک، دو روش کاملاً خطوط مشخصه (full MOC) و خطوط مشخصه – اجزای محدود (MOC-FEM) قابل پیادهسازی میباشند. فرایند حل عددی در هر دو روش برای حالتی که اثرات ویسکوالاستیک در نظر گرفته میشود شبیه به حالت الاستیک است که پیشتر توسط محققان مختلف، تایسلینگ [66, 61]، ویگرت [67]، هاینسبروک [24]، جزایری [۴] و کرامت [۶] بررسی شده است. تنها تفاوت در نحوه محاسبه ترمهای شامل انتگرال کانولوشن است که برای مدسازی تغییر شکلهای ویسکوالاستیک (تاخیری<sup>۱</sup>) به معادلات حاکم اضافه شدهاند.

دو روش حل عددی اشاره شده در بالا (کاملاً MOC و FEM اس MOC) در مقاله لوی – تایسلینگ [6] توضیح داده شده اند. در اینجا آن روشها، درحالتی که معادلات حاکم برای لولههای ویسکوالاستیک ارایه شدهاند بررسی می شوند. پیش از این، در یک ارزیابی کلی از دو روش مذکور میتوان گفت که مزیت اصلی روش MOC-FEM در این است که این روش را به راحتی میتوان در حالتی که سایر پدیدهها جهت آنالیز مورد نظر هستند نیز به کار برد. مواردی از قبیل اصطکاک غیرماندگار، جدایی ستون مایع، اثرات ویسکوالاستیک و یا ویسکوپلاستیک، تغییر شکلهای بزرگ و کمانش. علت امکان پیاده سازی نسبتاً آسان این پدیدهها این است که در این روش، معادلات هیدرولیک و سازه به صورت کاملاً جدا از هم حل میشوند بنابراین تمامی پیشرفتهای موجود در بخش هیدرولیک و یا سازه در زیر برنامههای مربوط به هرکدام، همانند حالت بدون اثرات تداخلی قابل تحقق میباشند. ضعف عمده این روش در این است که نیاز به تکرار در هر گام زمانی، تا زمانی که مقادیر همگرا شدهای برای متغیرهای هیدرولیکی و سازه در زیر برنامههای مربوط به

<sup>1</sup> retarded

در حالی که در روش کاملاً MOC، در هر گام زمانی تمام معادلات با هم حل میشوند. ضعف دیگر روش MOC-FEM در این است که روش عددی معمول FEM نمیتواند ناپیوستگیهایی را که در حل دقیق مسایل FSI در چکش آبی وجود دارد، مدلسازی نماید. البته مورد اخیر نگرانی عمدهای ایجاد نمیکند زیرا در عمل، در مواردی مانند ضربه قوچ به دنبال خاموشی پمپ یا بسته شدن تدریجی شیر، ناپیوستگی در جوابها (نوسانات آنی فشار) رخ نمیدهد.

۴-۱- تقریب ترمهای انتگرال کانولوشن

در سمت راست معادلات (۳–۹۳) و (۳–۵۹) عبارتهایی متشکل از فرم خاصی از مجهولات وجود دارد. این حالت به شکل مشابهی در معادله (۳–۹۷) نیز به چشم میخورد. جهت انجام آنالیز در حوزه زمان، این عبارتها بایستی به صورت عبارتهای مستقیمی از مجهولات نوشته شوند. در غیر اینصورت با یک سری معادلات انتگرال روبرو خواهیم بود که حل عددی آنها بسیار هزینه بر خواهد بود. جهت نوشتن عبارات مذکور بر حسب مجهولات، سادهترین راه نوشتن آنها به صورت عبارتهایی از مجهولات در گام زمانی فعلی و مقادیر محاسبه شده در گامهای زمانی قبل میباشد. این امر با استفاده از دو فرمول انجام زمانی فعلی و مقادیر محاسبه شده در گامهای زمانی قبل میباشد. این امر با استفاده از دو فرمول انجام میگیرد. در فرمول اول، چنانچه داشته باشیم  $g^{\frac{2}{2}}_{r_k} g(t-s) = g^{\frac{2}{2}}_{r_k} f_{k}$ ، آنگاه با استفاده از یک سری

$$\frac{df_k(t)}{dt} = -\frac{f_k(t)}{\tau_k} + \frac{J_k}{\tau_k}g(t) \tag{1-F}$$

فرمول دوم، تقریب بسیار خوبی برای انتگرال کانولوشن ظاهر شده در روابط ارایه مینماید که با استفاده از یک رابطه برگشتی پیادهسازی می شود:

$$f_{k}(t) \approx g(t) \left(J_{k} + \frac{J_{k}\tau_{k}}{\Delta t} \left(e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} - 1\right)\right) + g(t - \Delta t) \left(-J_{k}e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} - \frac{J_{k}\tau_{k}}{\Delta t} \left(e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} - 1\right)\right) + e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}}f_{k}(t - \Delta t) \left(\Upsilon - \Upsilon\right)$$

فرمول مذکور طی مراحل زیر اثبات میشود.

$$\begin{split} f_{k}(t) &= \frac{J_{k}}{\tau_{k}} \int_{0}^{t} g(t-s) e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} ds \\ &= \frac{J_{k}}{\tau_{k}} \int_{0}^{t} g(t-s) e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} ds + \frac{J_{k}}{\tau_{k}} \int_{\omega}^{t} g(t-s) e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} ds \\ &= \frac{J_{k}}{\tau_{k}} \int_{0}^{t} g(t-s) e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} ds \\ &= -\frac{J_{k}}{\tau_{k}} \int_{t}^{t-M} g(y) e^{\frac{y-t}{\tau_{1}}} dy = \frac{J_{k}}{\tau_{k}} e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} \int_{t-M}^{t} g(y) e^{\frac{y}{\tau_{1}}} dy \\ &= \frac{J_{k}}{\tau_{k}} e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} \left[ g(y) \tau_{k} e^{\frac{y}{\tau_{k}}} \right]_{t-M}^{t} - g(t-\Delta t) \tau_{k} e^{\frac{t-M}{\tau_{k}}} - \int_{t-M}^{t} \frac{\partial g(y)}{\partial y} \tau_{k} e^{\frac{y}{\tau_{k}}} dy \\ &= \frac{J_{k}}{\tau_{k}} e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} \left[ g(t) \tau_{k} e^{\frac{t}{\tau_{k}}} - g(t-\Delta t) \tau_{k} e^{\frac{t-M}{\tau_{k}}} - \tau_{k} \dot{g}(t-\Delta t) \right]_{t-M}^{t} e^{\frac{y}{\tau_{k}}} dy \\ &= \frac{J_{k}}{\tau_{k}} e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} \left[ g(t) \tau_{k} e^{\frac{t}{\tau_{k}}} - g(t-\Delta t) \tau_{k} e^{\frac{t-M}{\tau_{k}}} - \tau_{k} \dot{g}(t-\Delta t) \right]_{t-M}^{t} e^{\frac{y}{\tau_{k}}} dy \\ &= \frac{J_{k}}{\tau_{k}} e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} \left[ g(t) \tau_{k} e^{\frac{t}{\tau_{k}}} - g(t-\Delta t) \tau_{k} e^{\frac{t-M}{\tau_{k}}} - \tau_{k} \dot{g}(t-\Delta t) \right]_{t-M}^{t} e^{\frac{y}{\tau_{k}}} dy \\ &= \frac{J_{k}}{\tau_{k}} e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} \left[ g(t) \tau_{k} e^{\frac{t}{\tau_{k}}} - g(t-\Delta t) \tau_{k} e^{\frac{t-M}{\tau_{k}}} - \tau_{k} \dot{g}(t-\Delta t) \right]_{t-M}^{t} e^{\frac{y}{\tau_{k}}} dy \\ &= \frac{J_{k}}{\tau_{k}} e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} \left[ g(t) \tau_{k} e^{\frac{t}{\tau_{k}}} - g(t-\Delta t) \tau_{k} e^{\frac{t-M}{\tau_{k}}} - \tau_{k} \dot{g}(t-\Delta t) \right]_{t-M}^{t} e^{\frac{y}{\tau_{k}}} dy \\ &= J_{k} g(t) - J_{k} g(t-\Delta t) e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} - g(t-\Delta t) \tau_{k} e^{\frac{t-M}{\tau_{k}}} - \tau_{k} \dot{g}(t-\Delta t) \right]_{t-M}^{t} e^{\frac{y}{\tau_{k}}} dy \\ &= J_{k} g(t) - J_{k} g(t-\Delta t) e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} - g(t-\Delta t) \int_{t-M}^{t} e^{\frac{t-M}{\tau_{k}}} - \tau_{k} \dot{g}(t-\Delta t) \\ &= J_{k} g(t) \int_{t-J_{k}}^{t} \frac{t}{\Delta t}} e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} - g(t-\Delta t) \int_{t-M}^{t} e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} - \frac{t}{\Delta t} \left[ e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} \right] \\ &= g(t) \int_{t-M}^{t-M} g(t-\Delta t-u) \frac{J_{k}}{\tau_{k}} e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} ds = e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} f_{k} (t-\Delta t) \rightarrow g(t-\Delta t) \int_{t-L}^{t} e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} - \frac{J_{k} \tau_{k}}{\Delta t} \left[ e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} - 1 \right] \right] + g(t-\Delta t) \left( -J_{k} e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} - \frac{J_{k} \tau_{k}}}{\Delta t} \left[ e^{\frac{s^{2}}{\tau_{k}}} - 1$$

قابل ذکر است که تقریب بکار رفته در استخراج رابطه تقریبی (۴–۲) از درجه اول میباشد زیرا طبق مراحل نشان داده شده، تابع g(t) در زمان  $t - \Delta t$  الی t به صورت ثابت فرض شده است. با توجه به استفاده از تقریب از درجه اول برای ترمهای ویسکوالاستیسیته، بهتر است چنانچه سایر اثرات از قبیل اثرات تداخلی سیال – سازه یا جدایی ستون مایع مورد نظر هستند در آنها نیز چنانچه نیاز به انجام محاسبات عددی تقریبی است، تقریب از درجه اول و نه از درجات بالاتر مستند در آنها نیز چنانچه شده زیرا در غیر این صورت، هزینه محرفی جهت افزایش دقت (بالا بردن درجه تقریب) به علت وجود ترم ویسکوالاستیسیته مورد نظر مستند در آنها نیز چنانچه نیاز به انجام محاسبات عددی محرابی است، تقریب از درجه اول و نه از درجات بالاتر بکار گرفته شود زیرا در غیر این صورت، هزینه مصرفی جهت افزایش دقت (بالا بردن درجه تقریب) به علت وجود ترم ویسکوالاستیسیته با تقریب کمتر به هدر خواهد رفت.

 $f_k\left(t
ight)$  جهت ارایه مشتق نسبت به t از فرم جاری انتگرال کانولوشن که در معادلات حاکم وجود دارد،  $f_k\left(t
ight)$  از معادله (۲–۴) را می توان در معادله (۴–۱) جایگزین نمود. در این صورت خواهیم داشت.

$$\frac{df_{k}(t)}{dt} \approx g(t) \left( \frac{J_{k}}{\Delta t} \left( 1 - e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} \right) \right) + g(t - \Delta t) \left( \frac{J_{k}}{\tau_{k}} e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} - \frac{J_{k}}{\Delta t} \left( 1 - e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} \right) \right) - \frac{e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}}}{\tau_{k}} f_{k}(t - \Delta t) \qquad (\pounds - \pounds)$$

این رابطه و رابطه (۴–۲) در تقریب ترمهای شامل انتگرال کانولوشن یا تقریب مشتق آنها در فرایند حل عددی به کار گرفته میشوند.

## ۲-۴- حل عددی با روش MOC-FEM

روش خطوط مشخصه (MOC) جهت حل معادلات هیدرولیک جریان و روش اجزای محدود (FEM) جهت حل معادلات ارتعاشی لوله به کار گرفته میشوند. به منظور ارایه فرم جامعی از روش حل MOC جهت حل معادلات (۳–۴۳) و (۳–۴۶)، جدول ارایه شده توسط سوارس[50] در اینجا به منظور مدلسازی اثرات کوپله پواسن تعمیم داده میشود. علت مبنا قرار دادن این جدول جهت حل معادلات هیدرولیک، کامل بودن آن از جهت بررسی مدلهای اصطکاک غیرماندگار (مدل اصطکاک شبه استاتیکی و مدل اصطکاک غیرماندگار (مدل اصطکاک شبه استاتیکی و مدل اصطکاک غیرماندگار) و در نظر گرفتن رفتار ویسکوالاستیک دیواره لوله میباشد.

قابل ذکر است که اثر تداخل اتصال تنها در مرزها پیادهسازی می شود و چنانچه این اثر در آنالیز در نظر گرفته شود، معادلات حاکم تغییری نکرده و همچنان مشابه معادلات ضربه قوچ بدون FSI در لولههای ویسکوالاستیک (معادلات (۳–۹۲) و (۳–۴۶) با در نظر گرفتن در 0 = v آنها و معادلات ارتعاش سازه (معادلات (۳–۵۹) و (۳–۵۲)) می باشند.

مطابق روش خطوط مشخصه، ابتدا دو معادله دیفرانسیل مورد نظر جهت حل، به دو معادله دیفرانسیلی جزیی اما جدا از هم (تنها برحسب یک متغیر) تبدیل می شوند و سپس به فرم تفاضل محدود معمولی بر روی دو خط مشخصه  $^+$  و  $^-$  نوشته می شوند.

$$\mathbf{C}^+: \quad Q_P = -C_{a+}H_P + C_p, \tag{d-f}$$

$$\mathbf{C}^{-}: \quad Q_{P} = C_{a-}H_{P} + C_{n}. \tag{9-4}$$

 $C_{a-} \circ C_{a+} \circ C_{p} \circ C_{p}$  دبی سیال و اندیس P نشان دهنده مقادیر مجهول و مقادیر  $Q = A_{f}V$  و  $Q = A_{f}V$  که در آنها Q محاسبه Q محاسبه میشوند.

$$C_{p} = \frac{Q_{A_{1}} + BH_{A_{1}} + C'_{p1} + C''_{p1} + C'''_{p1} + C'''_{p1}}{1 + C'_{p2} + C''_{p2}}, \quad B = \frac{gA_{f}}{c_{f}}, \quad (Y-F)$$

$$C_{n} = \frac{Q_{A_{2}} + BH_{A_{2}} + C_{n1}' + C_{n1}'' + C_{n1}'''}{1 + C_{n2}' + C_{n2}''}, \qquad (A-F)$$

$$C_{a+} = \frac{B + C_{p2}''}{1 + C_{p2}' + C_{p2}''},$$
(9-4)

$$C_{a-} = \frac{B + C_{n2}''}{1 + C_{n2}' + C_{n2}''},\tag{1.-f}$$

که در آنها اندیسهای p و n بکار رفته شده نشاندهنده خطوط مشخصه "مثبت" و " منفی" میباشند. مجهولات دارای اندیس ( $A_1(A_2)$  مربوط به نقاط متناظر روی خطوط ( $^{(C)}$ )  $^+$ C در گام زمانی قبل میباشند. ، "، " و "" نشاندهنده ترمهای مربوط به مدل اصطکاک شبه استاتیکی، اصطکاک غیرماندگار، رفتار مکانیکی دیواره لوله و اثر کوپله پواسن میباشند. فرمول مربوط به محاسبه هر یک از مقادیر بکار رفته در روابط (۴–۲) الی (۴–۱۰) در جدول (۴–۱) داده شده است. دقت شود که ترم موجود در سمت راست معادله (۳–۴) الی (۴–۱۰) در جدول (۴–۱) داده شده است. دقت شود که ترم موجود در سمت راست معادله (۳–۴) مربوط به اثرات ویسکوالاستیسیته بوده و بوسیله فرمول (۴–۴) تقریب زده میشود. جهت تعیین ترم  $\frac{2i}{\sigma z}$  در جدول (۴–۱)، معادله ارتعاشی محوری لوله (۳–۶۷)، بایستی حل شود. اما جهت حل این معادله، مقدار  $\frac{4i}{\sigma z}$  باید محاسبه گردد که این نیز مستلزم حل معادلات هیدرولیک میباشد. بنابراین یک فرایند تکراری در هر گام زمانی بین زیر برنامههای هیدرولیکی و سازهای نیاز خواهد بود تا بتوان مجهولات مربوط به سازه و هیدرولیک را در هر گام زمانی تعیین نمود [24, 61].

		مدل اصطکاک شبه استاتیکی [']
$C'_{p1} = C'_{p2} = 0$	$C'_{n1} = C'_{n2} = 0$	بدون اصطكاك:
$C_{p1}' = -R\Delta t \left  Q_{A_1} \right  Q_{A_1}$	$C_{n1}' = -R\Delta t \left  \mathcal{Q}_{A_2} \right  \mathcal{Q}_{A_2}$	تقريب درجه اول:
$C_{p2} = 0$ $C'_{p1} = 0$	$C_{n2} = 0$ $C_{n1}' = 0$	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·
$C_{p2}' = R\Delta t \left  Q_{A_1} \right $	$C_{n2}' = R\Delta t \left  Q_{A_2} \right ,  R =$	
$C''_{p1} = C''_{p2} = 0$	$C_{n1}'' = C_{n2}'' = 0$	اصطکاک غیر ماندگار ['']
رفتار ويسكوالاستيك ديواره لوله [''']		
$C_{p1}''' = C_{p2}''' = 0$	$C_{n1}^{\prime\prime\prime} = C_{n2}^{\prime\prime\prime} = 0$	بدون اثر ويسكوالاستيك
$C_{p1}''' = -C_{n1}''' = a_0 a_2,  C_{p2}''' = C_{n2}''' = a_0 a_1,  a_0 = \frac{D}{e} A_f \rho_f g (1 - \upsilon^2) c_f \Delta t \qquad \text{(b)}$		
$a_1 = -\sum_{k=1}^{N_{KV}} \frac{J_k}{\Delta t} \left( 1 - e^{-\frac{\Delta t}{\tau_k}} \right), a_2 = \left( H\left( t - \frac{1}{\tau_k} \right) \right)$	$\Delta t - H_0 \sum_{k=1}^{N_{KV}} \left( \frac{J_k}{\tau_k} e^{-\frac{\Delta t}{\tau_k}} \right) - H(t - \Delta t)$	$\sum_{k=1}^{N_{KV}} \frac{J_k}{\Delta t} \left( 1 - e^{-\frac{\Delta t}{\tau_k}} \right) - \sum_{k=1}^{N_{KV}} \frac{e^{-\frac{\Delta t}{\tau_k}}}{\tau_k} I_{Hk} \left( t - \Delta t \right)$

جدول ۴-۱: تعريف ضرايب استفاده شده در معادلات (۳-۱۲) الی (۳-۱۷).

	اثر تداخلی پواسن ['''']
$C_{p1}''' = C_{n1}''' = 0$	بدون اثر تداخلی
$C_{p1}^{\prime\prime\prime\prime} = -C_{n1}^{\prime\prime\prime} = 2\upsilon A_f c_f \Delta t \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial z}$	با اثر تداخلی

فرایند حل معادله ارتعاش محوری سازه نیز بسیار شبیه حالتی است که یک میله تحت تأثیر یک بار گسترده دینامیکی محوری ارتعاش میکند که در اینجا، این بار دینامیکی از ترم هیدرولیکی  $\frac{\partial P}{\partial z}$  ناشی میشود. جهت حل معادله (۳–۶۷) با استفاده از روش FEM، ابتدا ترمهای مربوط به اثرات ویسکوالاستیسیته با استفاده از فرمول (۴–۲) به صورت زیر تقریب زده میشوند.

(11-4)

$$\frac{\partial I_{\tilde{H}k}(t)}{\partial z} \approx \frac{\partial \tilde{H}(t)}{\partial z} \left( J_{k} - \frac{J_{k}\tau_{k}}{\Delta t} \left( 1 - e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} \right) \right) + \frac{\partial \tilde{H}(t - \Delta t)}{\partial z} \left( -J_{k}e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} + \frac{J_{k}\tau_{k}}{\Delta t} \left( 1 - e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} \right) \right) + e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} \frac{\partial I_{\tilde{H}k}(t - \Delta t)}{\partial z}$$

$$(1 \Upsilon - \Upsilon)$$

$$I_{\vec{u}_{z}k}(t) \approx \vec{u}_{z}(t) \left(J_{k} - \frac{J_{k}\tau_{k}}{\Delta t} \left(1 - e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}}\right)\right) + \vec{u}_{z}(t - \Delta t) \left(-J_{k}e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} + \frac{J_{k}\tau_{k}}{\Delta t} \left(1 - e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}}\right)\right) + e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}}I_{\vec{u}_{z}k}(t - \Delta t).$$

سپس معادله مذکور (۳-۶۷) به صورت ضعیف شده نوشته می شود و با استفاده از روش گالرکین به فرم ماتریسی زیر برای هر المان ارایه می گردد.

$$\rho_t (1 + Eb_1) \mathbf{M}_0 \ddot{\mathbf{u}} + E \mathbf{K}_0 \mathbf{u} = b_2 \mathbf{f}_0 + E \left[ \mathbf{s} \frac{\partial u_z}{\partial z} \right]_{z_a}^{z_b}$$
(1)7-4)

که در آن مقادیر 
$$b_1$$
 و  $b_2$  عبارتند از:

$$b_{1} = \sum_{k=1}^{N_{KV}} \left( J_{k} - \frac{J_{k} \tau_{k}}{\Delta t} \left( 1 - e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} \right) \right)$$
(14-4)

(10-4)

$$b_{2} = g\rho_{f} \frac{\upsilon D}{2e} (1 + Eb_{1}) \frac{\partial \tilde{H}(t)}{\partial z} + g\rho_{f} Eb_{3} \frac{\upsilon D}{2e} \frac{\partial \tilde{H}(t - \Delta t)}{\partial z} + g\rho_{f} E \frac{\upsilon D}{2e} \sum_{k=1}^{N_{KV}} \left( e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} \frac{\partial I_{\tilde{H}k}(t - \Delta t)}{\partial z} \right) - \rho_{t} Eb_{3} \ddot{u}_{z} (t - \Delta t) + \rho_{t} E \sum_{k=1}^{N_{KV}} \left( e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} I_{\tilde{u}_{z}k}(t - \Delta t) \right) + J E g\rho_{t} \sin \theta, \quad b_{3} = \sum_{k=1}^{N_{KV}} \left( -J_{k} e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} + \frac{J_{k} \tau_{k}}{\Delta t} \left( 1 - e^{\frac{-\Delta t}{\tau_{k}}} \right) \right)$$

و  ${f u}$  و  ${f s}$  به ترتیب بردارهای جابجایی و توابع شکل میباشند. چنانچه توابع شکل خطی مورد استفاده قرار گیرد ماتریسهای  ${f M}_0$  و  ${f K}_0$  و بردار  ${f f}_0$  به صورت زیر در خواهند آمد[45].

$$\mathbf{M}_{\mathbf{0}} = \frac{l}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1\\ 1 & 2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K}_{\mathbf{0}} = \frac{1}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1\\ -1 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{f}_{\mathbf{0}} = \frac{l}{2} \begin{bmatrix} 1\\ 1 \end{bmatrix}, \quad (19-4)$$

که در آن  $z_a - z_a$  طول هر المان میباشد. ترم آخر در معادله (۴–۱۳) مربوط به شرایط مرزی بوده و در بخشهای آتی به صورت دقیق بررسی خواهد شد. جهت حل رابطه ماتریسی (۴–۱۳) در حوزه زمان، الگوریتم نیومارک  $\beta$  مورد استفاده قرار می گیرد که در این الگوریتم، حالت  $\beta = 1/4$  به جهت دقت بالاتر و پایدار بودن بی قید و شرط بر گزیده می شود.

# F-4- حل عددی با روش کاملاً MOC

در این روش ۴ معادله دیفرانسیل جزیی درجه اول حاکم (معادلات (۳–۴۳) و (۳–۴۹) و (۵۹–۵۹) و (۳–۶۲)) به صورت ماتریس زیر نوشته می شوند.

$$\mathbf{A}\frac{\partial \mathbf{y}}{\partial t} + \mathbf{B}\frac{\partial \mathbf{y}}{\partial z} = \mathbf{r},\tag{1Y-F}$$

که در آن y و r بردار مجهولات و بردار سمت راست و ماتریسهای A و B ماتریس ضرایب ثابت میباشند. با توجه به معادلات حاکم اشاره شده، هریک از بردارها و ماتریسها به صورت زیر میباشند.

$$\mathbf{y} = \begin{cases} V \\ H \\ \dot{u}_z \\ \sigma_z \end{cases}, \qquad \mathbf{r} = \begin{cases} \frac{-fV|V|}{2D} \\ \rho_f g (v^2 - 1) \frac{D}{e} \frac{\partial I_{\tilde{H}}}{\partial t} \\ \frac{\rho_f A_f}{\rho_t A_t} \frac{fV|V|}{2D} + g \sin \theta \\ \frac{\partial I_{\sigma_z}}{\partial t} - \rho_f g \frac{\partial D}{2e} \frac{\partial I_{\tilde{H}}}{\partial t} \end{cases}, \qquad (1 \ harbox{-} \mathbf{f})$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{g}{c_f^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \rho_f g \frac{\nu D}{2Ee} & 0 & \frac{-1}{\rho_t c_t^2} \end{bmatrix}, \qquad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & g & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -2\upsilon & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{-1}{\rho_t} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}.$$

با استفاده از تبدیل MOC برای سیستم معادلات ارایه شده در (۴–۱۸) شبیه به آنچه به طور مفصل توسط تایسلینگ [56] در پایاننامه دکتریاش بحث شده و همچنین در [71] و [37] نیز استفاده و بحث شده است، میتوان این دستگاه معادلات را به صورت جدا از هم نوشت. این کار به عنوان قطری سازی<sup>۱</sup> دستگاه معادلات دیفرانسیل جزیی خوانده میشود.

با توجه به رابطه (۴–۱۷)، مقادیر ویژه نظیر این رابطه  $(\lambda_i)$  را میتوان از  $|\mathbf{B} - \lambda \mathbf{A}| = 0$  به صورت زیر به دست آورد.

$$\hat{c}_f = \lambda_1 = -\lambda_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \{q^2 - \sqrt{q^4 - 4c_f^2 c_t^2}\}}, \qquad q = c_f^2 + c_t^2 + 2\nu^2 \frac{\rho_f}{\rho_t} \frac{R}{e} c_f^2, \qquad (19-4)$$

$$\hat{c}_{t} = \lambda_{3} = -\lambda_{4} = \sqrt{\frac{1}{2} \{q^{2} + \sqrt{q^{4} - 4c_{f}^{2}c_{t}^{2}}\}}.$$
(Y • - F)

۶٩

<sup>1</sup> diagonalization

اکنون جهت جداسازی سیستم معادلات (۴–۱۷) به چهار معادله دیفرانسیل معمولی مستقل از هم، آن را در T ضرب مینمایم که در آن $T=S^{-1}A^{-1}$  و S ماتریسی است که ستونهایش، بردارهای ویژه نظیر هریک از مقادیر ویژه بدست آمده  $\lambda$  میباشند. در نتیجه ماتریس قطری مقادیر ویژه که با  $\Lambda$  نشان داده میشود، در رابطه زیر صدق خواهد کرد.

$$\mathbf{S}^{-1} \left( \mathbf{A}^{-1} \mathbf{B} \right) \mathbf{S} = \mathbf{\Lambda}. \tag{(1-f)}$$

از ضرب رابطه فوق در  $S^{-1}$  و از توجه به TA  $S^{-1} = S^{-1}$  خواهیم داشت:

$$\mathbf{TB} = \mathbf{\Lambda}\mathbf{TA} \tag{(YY-F)}$$

به طوری که با نوشتن v = TAy ، رابطه (۴–۱۷) را پس از ضرب نمودن طرفینش در T می توان به صورت زیر نوشت.

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{\Lambda} \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial z} = \mathbf{T}\mathbf{r} \quad \text{or} \quad \frac{\partial v_i}{\partial t} + \lambda_i \frac{\partial v_i}{\partial z} = (\mathbf{T}\mathbf{r})_i, \quad i = 1, 2, 3, 4.$$
 (YT-F)

اکنون میتوان خطوط مشخصه را به گونهای بنا کرد که رابطه  $\frac{dz}{dt} = \frac{dz}{dt}$  را ارضا نمایند. در این صورت در امتداد هریک از خطوط میتوان نوشت

$$\frac{dv_i}{dt} = \left(\mathbf{Tr}\right)_i. \tag{14-4}$$

با استفاده از  $v=S^{-1}y=TAy$ ، روابط سازگاری فوق را میتوان برحسب مجهولات y نوشت. چنانچه عبارات  $v_i$  و  $v_i$  (Tr) به صورت باز شدهشان ارایه شوند رابطه (۴–۲۴) به صورت زیر در خواهد آمد:

$$\left(\mathbf{TA}\right)_{i1}\frac{dy_1}{dt} + \left(\mathbf{TA}\right)_{i2}\frac{dy_2}{dt} + \left(\mathbf{TA}\right)_{i3}\frac{dy_3}{dt} + \left(\mathbf{TA}\right)_{i4}\frac{dy_4}{dt} = T_{i1}r_1 + T_{i2}r_2 + T_{i3}r_3 + T_{i4}r_4.$$
 (Ya-Y)

رابطه (۴–۲۵) را میتوان به صورت عددی انتگرالگیری نمود. چنانچه این انتگرالگیری بر روی خطوط متصل کننده نقطه P به نقاط  $A_1$  و  $A_2$  که مطابق با مقادیر ویژه  $\hat{c}_f$  و  $\hat{c}_f - \alpha_0$  میباشند و نیز بر روی خطوط متصل کننده نقطه P به نقاط  $A_1$  و  $A_2$  که مطابق با مقادیر ویژه  $\hat{c}_i$  و  $\hat{c}_f - \alpha_0$  میباشند انجام گیرد (شکل ۴– متصل کننده نقطه P به نقاط  $A_3$  و  $A_3$  میباشند انجام گیرد (شکل ۴– ۱) روابط ساز گاری به صورت زیر حاصل خواهد شد.

$$(\mathbf{TA})_{11} (V_P - V_{A_1}) + (\mathbf{TA})_{12} (H_P - H_{A_1}) + (\mathbf{TA})_{13} (\dot{u}_{zP} - \dot{u}_{zA_1}) + (\mathbf{TA})_{14} (\sigma_{zP} - \sigma_{zA_1}) = \Delta t [T_{11}r_1 + T_{12}r_2 + T_{13}r_3 + T_{14}r_4],$$
 (Y9-Y)

$$(\mathbf{TA})_{21} (V_P - V_{A_2}) - (\mathbf{TA})_{22} (H_P - H_{A_2}) + (\mathbf{TA})_{23} (\dot{u}_{zP} - \dot{u}_{zA_2}) - (\mathbf{TA})_{24} (\sigma_{zP} - \sigma_{zA_2}) = \Delta t [T_{21}r_1 + T_{22}r_2 + T_{23}r_3 + T_{24}r_4],$$
 (YV-Y)

$$(\mathbf{TA})_{31} (V_P - V_{A_3}) + (\mathbf{TA})_{32} (H_P - H_{A_3}) + (\mathbf{TA})_{33} (\dot{u}_{zP} - \dot{u}_{zA_3}) + (\mathbf{TA})_{34} (\sigma_{zP} - \sigma_{zA_3}) = \Delta t [T_{31}r_1 + T_{32}r_2 + T_{33}r_3 + T_{34}r_4],$$
 (YA-Y)

$$(\mathbf{TA})_{41} (V_P - V_{A_4}) - (\mathbf{TA})_{42} (H_P - H_{A_4}) + (\mathbf{TA})_{43} (\dot{u}_{zP} - \dot{u}_{zA_4}) - (\mathbf{TA})_{44} (\sigma_{zP} - \sigma_{zA_4}) = \Delta t [T_{41}r_1 + T_{42}r_2 + T_{43}r_3 + T_{44}r_4].$$
 (Y9-Y)

در این روابط، اندیس P نشاندهنده متغیرهای مجهول در گام زمانی فعلی (گام زمانی مجهول) و اندیسهای  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_1$  و  $A_4$  نشانگر مقادیر محاسبه شده در گام زمانی قبلی در محلی که خطوط خروجی از P با شیب خطوط مشخصه آن خط زمانی را قطع کند میباشند (مطابق شکل ۴–۱). شیب هریک از خطوط مشخصه برابرست با معکوس مقدار ویژه نظیر آن خط. در این تحقیق شبکه مربوط به خطوط مشخصه به گونهای بنا میشود که گام زمانی به کار رفته شده در آنالیز عددی براساس سرعت موج فشاری (و نه موج تنشی) تعیین گردد. مرجع [56] اطلاعات کاملی در مورد انواع شبکههای ممکن و مزیت و مضرت هر کدام ارایه مینماید. درایههای ماتریس T در معادلات (۴–۲۹) الی (۴–۲۹) به صورت زیر میباشند.

$$\begin{split} T_{11} &= T_{21} = 1, \quad T_{12} = -T_{22} = \hat{c}_{f}, \quad T_{13} = T_{23} = 2\upsilon \left(\frac{\hat{c}_{f}}{c_{t}}\right)^{2} \left(1 - \left(\frac{\hat{c}_{f}}{c_{t}}\right)^{2}\right)^{-1}, \\ T_{14} &= -T_{24} = 2\upsilon \hat{c}_{f} \left(1 - \left(\frac{\hat{c}_{f}}{c_{t}}\right)^{2}\right)^{-1}, \quad T_{31} = T_{41} = \frac{-\rho_{f}\upsilon Dc_{f}^{2}}{2Ee} \left(1 - \left(\frac{c_{f}}{\hat{c}_{t}}\right)^{2}\right)^{-1}, \\ T_{32} &= -T_{42} = \frac{-\rho_{f}\upsilon Dc_{f}^{2}\hat{c}_{t}}{2Ee} \left(1 - \left(\frac{c_{f}}{\hat{c}_{t}}\right)^{2}\right)^{-1}, \quad T_{33} = T_{43} = 1 + \frac{2\rho_{f}\upsilon^{2}Dc_{f}^{2}}{2Ee} \left(1 - \left(\frac{c_{f}}{\hat{c}_{t}}\right)^{2}\right)^{-1}, \\ T_{34} &= -T_{44} = \hat{c}_{t}. \end{split}$$

در اینجا جهت سادهتر نمودن حل عددی ارایه شده در این بخش، یک فرض ساده کننده انجام می شود اینکه بین جریان سیال و دیواره لوله اصطکاکی وجود ندارد. قابل ذکر است که این فرض به خصوص در لوله های ویسکوالاستیک کاملاً منطقی می باشد زیرا در آزمایشهای انجام شده در این نوع لوله ها، دیده شده است که اثر میرایی اصطکاک در مقایسه با ویسکوالاستیسیته، بسیار کوچک بوده و قابل صرفنظر است.

(71-4)

$$\frac{\partial I_{\tilde{H}k}(t)}{\partial t} \approx \tilde{H}(t) \left( \frac{J_k}{\Delta t} \left( 1 - e^{\frac{-\Delta t}{\tau_k}} \right) \right) + \tilde{H}(t - \Delta t) \left( \frac{J_k}{\tau_k} e^{\frac{-\Delta t}{\tau_k}} - \frac{J_k}{\Delta t} \left( 1 - e^{\frac{-\Delta t}{\tau_k}} \right) \right) - \frac{e^{\frac{-\Delta t}{\tau_k}}}{\tau_k} I_{Hk}(t - \Delta t),$$

(77-4)

$$\frac{\partial I_{\sigma_z k}(t)}{\partial t} \approx \sigma_z(t) \left( \frac{J_k}{\Delta t} \left( 1 - e^{\frac{-\Delta t}{\tau_k}} \right) \right) + \sigma_z(t - \Delta t) \left( \frac{J_k}{\tau_k} e^{\frac{-\Delta t}{\tau_k}} - \frac{J_k}{\Delta t} \left( 1 - e^{\frac{-\Delta t}{\tau_k}} \right) \right) - \frac{e^{\frac{-\Delta t}{\tau_k}}}{\tau_k} I_{\sigma_z k}(t - \Delta t),$$

که در آن زمان t معادل نقطه P در شکل ۲–۱ میباشد. روابط (۲–۳۱) و (۳–۳۲) این امکان را بوجود میآورند که بتوان بردار r را به صورت توابع خطی از مجهولات در زمان t و مقادیر متغیرهای محاسبه شده در گام زمانی قبل  $t - \Delta t$  ارایه داد. حل همزمان معادلات سازگاری (۴–۲۹) الی (۴–۲۹) همراه با شرایط اولیه و شرایط مرزی در هر گام زمانی با استفاده از یک ماتریس معکوس ثابت، جواب مطلوب را بدست میدهد.

با توجه به اینکه در اینجا شبکه استفاده شده براساس موج فشاری میباشد، خطوط مشخصه نظیر موج تنش، لزوماً نقاط شبکه را در گام زمانی قبل قطع نمی کنند. (مانند نقاط  $A_3$  و  $A_4$  در شکل ۲–۱). راه حل این مشکل استفاده از میانیابی خطی با استفاده از مقادیر محاسبه شده نظیر نزدیکترین گره درگام زمانی قبل میباشد. برای نقاطی که خطوط مشخصه نظیر آنها خط زمانی مربوط به گام زمانی قبل را قطع نمی کند مانند نقاط  $A_4$  و  $A_4$  در مرزهای چپ و راست شکل ۲–۱، میانیابی با استفاده از مقادیر گام زمانی فعلی و گام زمانی قبلی در مرزها انجام میشود. در این صورت ابتدا باید گرههای مرزی محاسبه شوند و سپس گرههای داخلی. زیرا مقادیر محاسبه شده در مرزها جهت انجام میانیابی که بین مقادیر مرزی در گام فعلی و قبلی انجام میشود مورد استفاده قرار می گیرند.



شکل ۴-۱: نقاط محاسباتی بنا شده بر اساس سرعت موج فشاری. همچنین خطوط مشخصه ترسیم شده برای نقاط درونی و نقاط مجاور مرز.

۴-۴- کاویتاسیون

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

$$P = P_{v} \tag{(mm-r)}$$

مقدار فشار بخار تابعی است از درجه حرارت، که با افزایش درجه حرارت به طور قابل ملاحظهای 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 می شود و زمانی که تمام حفرهها از بین بروند خاتمه می یابد (منظور از حفره ها در اینجا cavities است. در یک بیان دقیق تر، حباب به حفرههایی گفته می شود که فقط حاوی بخار آب باشند). جهت تشخیص اینکه تمام حبابها از بین رفته اند یا خیر معیاری بنام نسبت تخلخل (نسبت حفرهای)  $\alpha^{*}$  به صورت نسبت حجم بخار به حجم کل با رابطه زیر تعریف می شود. که در آن  $\sqrt{7}$  و  $\sqrt{7}$  به ترتیب حجم بخار و مایع در واحد طول لوله می باشند.

$$\alpha = \frac{\forall_{v}}{\forall_{i} + \forall_{v}} \tag{(4.4)}$$

جدایی ستونهای مایع<sup><sup>†</sup> با نسبت حفرهای نزدیک به یک تشخیص داده می شود و کاویتاسیون گسترده با نسبت تخلخل کوچک نسبت به واحد مشخص می شود. به طور کلی پدیده جدایی ستونهای مایع یک</sup>

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> vaporous cavitation

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> vapour pressure

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> void fraction

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> column separation

پدیده محلی است بنابراین در آنالیزهای عددی به صورت شرایط مرزی با آن رفتار می شود. به عنوان نمونه، زمانی که اثرات توام FSI (اثر تداخلی اتصال) و جدایی ستون های مایع موردنظر است، تمام شرایط مرزی مربوطه به علت جدایی ستون های مایع باید اصلاح شوند.

کاویتاسیون گسترده<sup>۱</sup> در بخشهای وسیعی از طول لوله میتواند ایجاد شود. جهت مدلسازی این حالت از کاویتاسیون، معادلات معمول ضربه قوچ (ارایه شده در بخش ۳–۲) 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 درنظر 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 پواسن نیز دراینجا اهمیتی ندارد و رابطه (۳–۳۲، رابطه سمت راست) مربوط به وجه مشترک سیال – سازه در R نیز غیر معتبر است. معادلات حاکم مربوط به این نوع جریان و اثبات آنها را میتوان در مرجع [70] و [۱۰] یافت. در اینجا این معادلات را ارایه و به اختصار بررسی خواهیم کرد.

معادله پیوستگی جریان دو فازی سیال – بخار به صورت زیر میباشد

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + V \frac{\partial \alpha}{\partial z} = \frac{\partial V}{\partial z}$$
(٣Δ-۴)

که در آن V سرعت متوسط مخلوط سیال – بخار است. ترم همرفتی (جمله دوم در معادله فوق) در اینجا معمولاً قابل صرفنظر کردن نیست زیرا سرعت موج در مخلوط سیال- بخار میتواند در بعضی حالتها بسیار کوچک باشد و تقریبهای اکوستیک را غیر معتبر نماید. در یک بیان فیزیکی از رابطه (۴–۳۵) میتوان نتیجه گرفت که وجود گرادیان تخلخل درون مخلوط سیال – بخار میتواند باعث ایجاد گرادیان

<sup>1</sup> Distributed cavitation

سرعت گردد. این معادله دیفرانسیل به نوعی معادل رابطه (۳–۳۸) است در حالتی که فشار سیال P ثابت نگه داشته شود، ترم همرفتی در معادله وارد گردد و به حفرهها اجازه افزایش یا کاهش داده شود.

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial z} = -\frac{2}{R\rho_f} \tau_0 + g \sin\theta \tag{(79-4)}$$

که در آن  $au_0$  طبق رابطه (۳–۴۵) محاسبه می شود. رابطه فوق نشان می دهد که حرکت سیال درجریان الاو فازی تنها به وسیله اثرات اصطکاک با دیواره لوله و گرانش تحت تأثیر قرار می گیرد.

سه مجهول P ، V و  $\alpha$  با استفاده از سه رابطه (۴–۳۳)، (۴–۳۵) و (۴–۳۶) تعیین میشوند. گرچه حل دقیق برای تعیین این سه مجهول از معادلات مذکور موجود است، اما مساله اساسی در ارایه یک مدل ریاضی کامل برای این نوع جریان، ردیابی صحیح مرزهای بین جریان ضربه قوچ خالص و جریان دو فازی سیال – بخار است. به عبارت دیگر تعیین محدوده حل جریان دو فازی. عواملی که باعث پیچیده شدن تعیین وجه مشترک جریان سیال و جریان دو فاری میشوند عبارتند از: سرعت متغیر انتشار موج، وجود موجهای ضربه <sup>۱</sup> و تشکیل حفرههای میانی<sup>۲</sup>. این مدل توسط سیمسون و برگانت [9, 8] تکمیل و روش عددی آن ارایه شده است اما روش پیادهسازی آن به صورت کاربردی، به طوری که بتوان آن را به صورت همزمان با در نظر گرفتن اثرات ISI و دیواره ویسکوالاستیک برای هر سیستم دلخواه به کار برد هنوز مساله حل نشدهای به شمار میرود. به همین دلیل در این تحقیق به استفاده از مدل عددی حبابهای

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Shock waves

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Intermediate cavities

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Discrete vapour cavity model (DVCM)

(DVCM) -۱-۴-۴ مدل عددی حبابهای متمرکز

این مدل بیشترین و گسترده ترین مدلی است که برای مدل سازی جدایی ستون و کاویتاسیون 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 حالتهای فیزیکی جدایی ستون را در خطوط لوله پاسخگو باشد. اولین طرح و بهبود این روش (حفرههای چندگانه) توسط استریتر در سالهای ۱۹۶۱ و ۱۹۶۹ مستقلاً ارائه شد.

در این روش حفرهها به گونهای هستند که با کاهش فشار محاسبه شده در مقاطع محاسباتی و کوچکتر 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 (شکل۴–۲). در مرحلهای که حفرهها شکل گرفتهاند مقاطع محاسباتی همچون شرایط مرزی داخلی ثابت عمل کرده به طوریکه 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.



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 می رود. حال برای محاسبه دبی هر کدام از مقاطع بالا دست و پایین دست، از روابط مشخصه مثبت و مشخصه منفی که در روش خطوط مشخصهها آورده شده است استفاده می شود. با استفاده از هر کدام از این دو رابطه دبی در یکی از مقاطع بالادست یا پایین دست به طور جداگانه بدست می آید. که روابط آن در زیر آورده شده است.

$$H_p = C_{pc} - B_{pc} Q_{pu} \tag{(YV-f)}$$

$$H_p = C_{mc} - B_{mc}Q_p \tag{(\% - \%)}$$

که در آن  $C_{pc}$  و  $C_{pc}$  ضرایب مثبت یا مشخصه مثبت و پارمترهای  $C_{mc}$  و  $m_{mc}$  مشخصههای منفی هستند که بر اساس گام زمانی قبلی محاسبه می گردند (شکل ۴–۳). تغییرات حجم حفره بخار در مقاطع محاسباتی که اختلاف دبی بین مقاطع بالادست  $Q_{pu}$  و پایین دست  $Q_{p}$  میباشد توسط رابطه زیر محاسبه می شود.



x - t شکل ۴–۳: شبکه خطوط مشخصه در صفحه x

$$\Delta \forall_{vc} = \int_{t}^{t+\Delta t} \left( Q_p - Q_{pu} \right) dt \tag{(3.4)}$$

چنانچه این انتگرال به صورت تقریب عددی محاسبه شود رابطه زیرحاصل می شود.

$$\forall_{v}^{t} = \forall_{v}^{t-\Delta t} + \left[\psi\left(Q_{p}^{t} - Q_{pu}^{t}\right) + \left(1 - \psi\right)\left(Q_{p}^{t-\Delta t} - Q_{pu}^{t-\Delta t}\right)\right]\Delta t \qquad (\mathbf{f} \cdot -\mathbf{f})$$

که در آن  $\psi$  ضریب وزن است. سیمسون و برگانت یک سری محاسبات عددی با فرض  $\psi$  بین ۱/۵ تا ۱ را انجام دادند و سرانجام مقادیر نزدیک به یک را پیشنهاد کردند [8]. تا زمانی که در نقاط محاسباتی فشار برابر فشار بخار باشد حجم حفره در آن نقاط محاسبه می شود تا اینکه 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 می یابند.

برگانت و سیمسون شروع کاویتاسیون همراه با فشار منفی را به وسیله مدل عددی حفره بخار گسسته بررسی کردند [47]. نتایج عددی و آزمایشهای انجام گرفته که فشارهای منفی میخی<sup>۱</sup> را نشان میداد مقایسه شدند. فشارهای منفی میخی شکل محلی، در شروع کاویتاسیون اثر قابل توجهای بر پدیده جدایی ستون نداشتند [8].

#### ۴-۴-۲- جدایی ستون مایع در لوله های ویسکوالاستیک

در اینجا هدف تشریح مدل ریاضی در حالتی که حل عددی بر مبنای حفرات گسسته<sup>۲</sup> مورد نظر باشد، است. در این حالت معادلات حاکم بر سیال همان معادلات (۳–۴۳) و (۳–۴۶) میباشند. برای اینکه بتوان معادلات مذکور را در حالتی که حفرات گسستهای در محل نقاط محاسباتی موجود باشد به کار برد،

٧٩

<sup>.</sup> 

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Negative pressure spikes

۲- منظور روشهای DVCM و DGCM است.

تغییراتی در پیادهسازی روش عددی اعمال میشود. ضمناً متناسب با فرضیات موردنظر در حل عددی (صرفاً بخاری (روش DVCM) یا گازی و بخاری بودن (روش DGCM) حفرات)، روابط مناسبی را باید برای حفره به کار برد.

چنانچه معادلات ضربه قوچ به تنهایی (بدون FSI) در لوله ویسکوالاستیک موردنظر باشد میتوان معادلات پیوستگی و مومنتم سیال را به صورت زیر نوشت.

$$\frac{1}{A}\frac{\partial Q}{\partial z} + \frac{\rho g}{K}\frac{\partial H}{\partial t} + 2\frac{\partial \varepsilon_{\phi}}{\partial t} = 0, \qquad (\texttt{fl-f})$$

$$\frac{1}{A}\frac{\partial Q}{\partial t} + g\frac{\partial H}{\partial z} = \frac{-fQ|Q|}{2DA^2}.$$
(FT-F)

که در آن متغیرهای به کار رفته مطابق آنچه در بخشهای قبل توصیف شدهاند، میباشند. جمله آخر در معادله (۴–۴۱) توصیف کننده نرخ تغییر کرنش محیطی که شامل رفتار الاستیک و تأخیری است میباشد. قابل توجه است که کرنش محیطی در لولههای الاستیک به صورت ضریبی از فشار سیال میباشد اما در لولههای ویسکوالاستیک یک تأخیر زمانی در کرنش ایجاد شده نسبت به تغییرات فشار سیال رخ خواهد داد.

چنانچه مدل بدون FSI مورد نظر باشد خواهیم داشت  $\varepsilon_z = 0$ . در این صورت رابطه (۳–۲۸) به رابطه زیر منجر خواهد شد (با توجه به فرضیات لوله جدار نازک  $\sigma_r = 0$ ).

$$\sigma_z * dJ = \upsilon \left( \sigma_\phi * dJ \right). \tag{47-6}$$

چنانچه رابطه فوق در رابطه (۳-۳۰) جایگزین گردد، کرنش محیطی (هوپ) در لوله جدار نازک به صورت رابطه زیر داده می شود.

$$\varepsilon_{\phi} = (1 - \nu^2) (\sigma_{\phi} * dJ). \tag{ff-f}$$

از طرف دیگر طبق فرضیات لوله جدار نازک، تنش محیطی دینامیکی را میتوان با استفاده از رابطه زیر محاسبه کرد:

$$\sigma_{\phi} = \frac{\rho g D \tilde{H}}{2e}, \tag{$6\Delta-$}$$

با استفاده از روابط (۴-۴۴) و (۴-۴۵) در رابطه پیوستگی (۴-۴۱)، این رابطه به صورت زیر تبدیل می شود:

$$\frac{1}{A}\frac{\partial Q}{\partial z} + \frac{\rho g}{K}\frac{\partial H}{\partial t} + (1 - \upsilon^2)\frac{\rho g D}{e}\frac{\partial}{\partial t}\left(\tilde{H}^* dJ\right) = 0.$$
(\*9-\*)

چنانچه تعريف اپراتور استيليس كانولوشن به كار گرفته شود خواهيم داشت:

$$\frac{1}{A}\frac{\partial Q}{\partial z} + \frac{g}{c^2}\frac{\partial H}{\partial t} = -\left(1 - \upsilon^2\right)\frac{\rho g D}{e}\frac{\partial I_{\tilde{H}}}{\partial t},$$
(FY-F)

که در آن c و $I_{ ilde{H}}$  با روابط زیر داده میشوند:

$$c = \left(\rho\left(\frac{1}{K} + \left(1 - \nu^2\right)\frac{D}{eE}\right)\right)^{-\frac{1}{2}}$$
(۴۸-۴)

$$I_{\tilde{H}}(t) \coloneqq \int_{0}^{t} \tilde{H}(t-s) \frac{dJ(s)}{ds} ds = \sum_{k=1}^{N_{KV}} \left( \frac{J_k}{\tau_k} \int_{0}^{t} \tilde{H}(t-s) e^{-\frac{s}{\tau_k}} ds \right) \coloneqq \sum_{k=1}^{N_{KV}} I_{\tilde{H}k}(t).$$

$$(f9-f)$$

دو معادله (۴–۴۲) و (۴–۴۷) 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 می شود قابل محاسبه خواهد بود.

$$\frac{\partial \forall}{\partial t} = Q - Q_u, \qquad (\Delta \cdot - \mathbf{f})$$

که در آن  $Q_u$  و Q دبیها در نقاط محاسباتی به ترتیب در بالا دست و پایین دست حفره میباشند. حل این رابطه همانند شرایط بحث شده برای لولههای الاستیک خواهد بود.

## ۴-۵- پیادہ سازی شرایط مرزی

متناسب با روش عددی به کار گرفته شده جهت حل معادلات حاکم، شرایط مرزی نیز بایستی به نحوه مناسبی در فرایند حل عددی اعمال شوند. نظر به ارایه دو روش عددی کاملاً MOC و FEM – MOC در این تحقیق، در اینجا نحوه پیادهسازی شرایط مرزی در هریک از روشهای حل عددی بررسی خواهند شد.

در روش حل کاملاً MOC، معادلات دیفرانسیلی ارتعاش محوری لوله و پیوستگی و مومنتم سیال به ۴ رابطه مشخصه که دو تا مربوط به سیال و دو تا مربوط به سازه است تبدیل میشوند. در مرزها، با توجه به اینکه همواره یک سمت هر مرز با نقاط درونی محدوده حل در ارتباط است همیشه میتوان روابط مشخصه مناسبی را برای آن سمت مرز نوشت. در این حالت برای سمت دیگر مرز باید از روابطی نظیر آنچه دربخش ۳–۳ ارایه گردید استفاده شود. در فرآیند حل عددی MOC، بهتر است با توجه به مرز خاص مورد بررسی، تمام روابط لازم (روابط مشخصه مربوط به آن سمت از مرز که با نقاط میانی در ارتباط است و روابط خاص مربوط به آن مرز مورنظر مانند رابطههای اریفیس و تعادل نیرو برای مرز شیر یا روابط پیوستگی و تعادل نیرو برای مرز تقاطع) نوشته شوند و پس از حل همزمان تمام روابط به صورت سمبلیک، عبارات صریحی برای هرکدام از مجهولات در محل مرز به دست آورد. اما به طور کلی، همانگونه که پیشتر در معرفی دو روش عددی مورد بحث اشاره شد، روش MOC نسبت به روش MOC در تواناییاش در معرفی دو روش عددی مورد بحث اشاره شد، روش MOC نسبت به روش MOC-FEM در تواناییاش در حل مسایل با شرایط مرزی متنوع، بسیار ضعیفتر است به طوری که به دست آوردن شرط مرزی لازم با توجه به برتری روش MOC-FEM در امکان پیاده سازی انواع شرایط مرزی، در اینجا نحوه پیاده سازی این شرایط برای بسیاری از تجهیزات هیدرولیکی متداول و برای انواع لولههای الاستیک و یا ویسکوالاستیک بررسی می شود.

۴-۵-۱- تقاطع

مطابق شکل ۴–۴ تقاطع مهار نشده J ، ناشی از برقراری جریان غیر ماندگار در آن، در یک لحظه دارای سرعتی در امتداد Z خواهد بود که آن را با  $\Delta \dot{Z}_{J}$  نشان می دهیم. این مقدار از زیر برنامه تحلیل سازه شبکه لولهها به دست می آید. برای استخراج رابطه شرط مرزی مربوط به تقاطع مهار نشده، لازم است سرعت حرکت گره J در امتداد هر یک از لولههای متصل به تقاطع به دست آید. این کار نیز در زیر برنامه تحلیل سازه با استفاده از ماتریس تبدیل مربوط به هر المان متصل به تقاطع <sup>(e)</sup> ، انجام می شود [۶]. نتایج به دست آمده از  $u_{z1}$ ,  $\dot{u}_{z2}$ ,  $\dot{u}_{z2}$ ,  $\dot{u}_{z1}$ , انجام می شود (یا لوله ایی) است که سرعت در امتداد آن محاسبه شده است.



شکل ۴-۴: تقاطع مهار نشده J.

روابط <sup>+</sup>C و <sup>-</sup>C که در اینجا باید برای تقاطع مورد استفاده قرار گیرد مثل روابطی هستند که برای تقاطع مهار شده نوشته میشوند. اما رابطه پیوستگی برای تقاطعی مطابق شکل ۴–۴، با اندکی تغییر، به صورت زیر نوشته میشود:

$$A_{f_1}(V_1 - \dot{u}_{z1}) + A_{f_2}(V_2 - \dot{u}_{z2}) = A_{f_3}(V_3 - \dot{u}_{z3}) + A_{f_4}(V_4 - \dot{u}_{z4})$$
( $\Delta$ 1- $\mathfrak{f}$ )

$$H_{J} = \frac{\left(\frac{Cp_{1}}{Bp_{1}} + \frac{Cp_{2}}{Bp_{2}} + \frac{Cm_{3}}{Bm_{3}} + \frac{Cm_{4}}{Bm_{4}}\right) - St}{\frac{1}{Bp_{1}} + \frac{1}{Bp_{2}} + \frac{1}{Bm_{3}} + \frac{1}{Bm_{4}}} , \quad St = A_{f_{1}}\dot{u}_{z1} + A_{f_{2}}\dot{u}_{z2} - A_{f_{3}}\dot{u}_{z3} - A_{f_{4}}\dot{u}_{z4} (\Delta \Upsilon - \Upsilon)$$

رابطه (۴–۵۲) را میتوان برای تعداد لولههای ورودی و خروجی دلخواه به گره تقاطع، به صورت (۴– ۵۳) تعمیم داد.

$$H_{J} = \frac{\sum_{i=1}^{Nin} \frac{Cp_{i}}{Bp_{i}} + \sum_{i=1}^{Nout} \frac{Cm_{i}}{Bm_{i}} - St}{\sum_{i=1}^{Nin} \frac{1}{Bp_{i}} + \sum_{i=1}^{Nout} \frac{1}{Bm_{i}}} , \quad St = \underbrace{\sum_{i=1}^{Nin} A_{f_{i}} \dot{u}_{zi}}_{in} - \underbrace{\sum_{i=1}^{Nout} A_{f_{i}} \dot{u}_{zi}}_{out} - \underbrace{\sum_{i=1}^$$

که در آن Nin تعداد لولههای ورودی به تقاطع و Nout تعداد لولههای خروجی از تقاطع میباشند. در این جا نیز پس از محاسبه  $H_J$  در گام زمانی مورد نظر، با استفاده از روابط  $^+$  و  $^-$  میتوان دبیهای گره تقاطع، نظیر هر لوله را به دست آورد. قابل توجه است که اتصالات زانویی و T شکل و حتی شیر در حالت بستن آنی، حالت خاصی از تقاطع میباشند.

در روش MOC-FEM به منظور پیاده سازی کوپله اتصال، از یک فرآیند تکرار تا همگرایی مقادیر مرزها باید استفاده شود. بنابراین لازم است تا در شرایط مرزی سازهای (شرایط مرزی نیرویی در سازه)، که برای محاسبه جابجاییها در دستگاه مختصات کلی و از آنجا جابجاییها در دستگاه مختصات محلی، مورد استفاده قرار می گیرند، بعضی متغیرهای هیدرولیکی وارد شود. برای این کار از این واقعیت استفاده میشود که فشار سیال درون لوله در یک مقطع، در بعضی موقعیت ها، مثلاً در گرههای شیر یا تقاطع، مانند یک نیروی خارجی متمرکز، بر سازه اثر می کند. بنابراین تحلیل سازه تحت این نیروهای هیدرولیکی یک فرآیند کوپله را به دنبال خواهد داشت. به این ترتیب که تحلیل ناشی از بارگذاری هیدرولیکی، در هر گام زمانی آنقدر تکرار می شود تا مقادیر همگرا شده ای برای جابجایی ها و سرعت ها و شتاب های سازه ای از یک طرف و ارتفاع پیزومتری از طرف دیگر، برای آن گره (اتصال) که اثر کوپله اش مورد بررسی است، حاصل گردد. اکنون روش اعمال شرایط مرزی لازم در معادلات هیدرولیک را برای یک تقاطع مورد بررسی قرار می دهیم. اتصالات شیر، زانویی و T شکل، حالت خاصی از آن می باشند.

مطابق شکل ۴–۵ – راست، اثر فشار سیال را مانند بارهای متمرکزی که در امتداد محور هر یک از لولهها در گره تقاطع عمل می کنند در نظر می گیریم. برای اعمال این بارهای متمرکز باید در بردار نیروهای سرهمسازی شده سیستم، در برابر درجه آزادی ایی که آن بار خارجی در آن جهت اعمال شده است مقدار آن بار به مقدار قبلی آن درایه اضافه شود.



شکل 4-6: راست: نیروی ناشی از فشارسیال در هر شاخه از تقاطع، چپ: محاسبه  $F_X$  و  $F_Y$  برای یک تقاطع دو بعدی.

$$F_{X} = P \sum_{i=1}^{4} \left( Sign\left( X_{J} - X_{i} \right) Cos\theta_{iJ} A_{f_{iJ}} \right)$$
 ( $\Delta$ F-F)

$$F_{Y} = P \sum_{i=1}^{4} \left( Sign(Y_{J} - Y_{i}) Sin\theta_{iJ} A_{f_{iJ}} \right)$$
 ( $\Delta\Delta$ - $\mathfrak{f}$ )

که در آن  $A_f$  ها مساحت مقطع جریان لولههای ورودی و خروجی به تقاطع و  $\theta$ ها زاویه حاده بین این لولهها و محور افقی میباشند. همچنین P، فشار سیال در محل تقاطع،  $(X_J, Y_J)$  مختصات گره تقاطع و  $(X_i, Y_i)$  مختصات یکی از گرههای المانهای متصل به تقاطع، به غیر از گره تقاطع میباشد.

روابط (۴–۵۴) و (۴–۵۵) را به صورت (۴–۵۶) الی (۴–۵۸) میتوان برای یک تقاطع واقع در یک شبکه سه بعدی تعمیم داد.

$$F_X = P \sum_{i=1}^{n} Sign(X_J - X_i) Cos\theta_{zX_i} A_{f_i}$$
 ( $\Delta \mathcal{P} - \mathfrak{P}$ )

$$F_{Y} = P \sum_{i=1}^{n} Sign(Y_{J} - Y_{i}) Cos\theta_{zY_{i}} A_{f_{i}}$$

$$(\Delta Y - \mathfrak{f})$$

$$F_{Z} = P \sum_{i=1}^{n} Sign(Z_{J} - Z_{i}) Cos\theta_{zZ_{i}} A_{f_{i}}$$

$$(\Delta \lambda - \mathfrak{f})$$

در این روابط با گره تقاطع بوده و  $(i = 1, 2, ..., n), Z_i, Y_i, X_i$  با گره تقاطع بوده و در این روابط با گره تقاطع بوده و  $Z_i, \theta_{zX_i}, \theta_{zX_i}, \theta_{zX_i}$  روابای بین المان لوله i ام و محورهای X وY و Z میباشند. در اینجا محور z مربوط به دستگاه مختصات محلی بوده و هم امتداد با محور لوله میباشد و Z, Y, X محورهای مختصات دستگاه سراسری میباشند.

#### ۴-۵-۲- شیر در انتهای لوله

الف- بستن آنی: شرط مرزی برای شیر در حالت بستن آنی به صورت زیر میباشد. (شیر مهار نشده است)

$$V_i^{n+1} = \dot{u}_{zi}^{n+1} \qquad \Leftrightarrow \qquad Q_i^{n+1} = A_f \dot{u}_{zi}^{n+1} \tag{(dq-f)}$$

که در این رابطه 
$$u_{zi}^{n+1}$$
 جابجایی محوری گره شیر میباشد و بنابراین  $u_{zi}^{n+1}$  سرعت محوری این گره خواهد  
بود. بدیهی است که برای محاسبه  $u_z$  باید یک تحلیل سازهای روی شبکه لوله انجام گیرد، از طرفی چون  
بار گذاری مورد نیاز برای این تحلیل سازه ای، وابسته به نتایج هیدرولیکی (فشار در گره شیر) میباشد  
ناچار خواهیم شد از روش تکرار بین حلهای سازهای و هیدرولیکی تا همگرایی جوابها (فشار سیال و  
سرعت محوری شیر) استفاده نماییم. بعد از محاسبه  $Q_i^{n+1}$  از رابطه (۴–۵۹) برای محاسبه  $H_i^{n+1}$  در

$$H_i^{n+1} = Cp - Bp \ Q_i^{n+1} \tag{(?.-f)}$$

ب- بستن تدریجی: در این حالت میتوان از رابطه زیر استفاده کرد.

$$Q_i^{n+1} = \frac{Q_0 \tau}{\sqrt{H_{0,\text{val}}}} \sqrt{H_i^{n+1} - Z_i} + \dot{u}_{zi}^{n+1} A_f$$
(\$1-\$)

که در آن  $Z_i$  رقوم گره شیر بوده و  $H_{0,val}$  و  $\tau$  به ترتیب ارتفاع نظیر فشار و نسبت بازشدگی شیر می باشند (روابط زیر).

$$H_{0,\text{val}} = \frac{P_0}{\gamma} \bigg|_{\text{valve}} = H_0 \bigg|_{\text{valve}} - Z_{\text{val}}, \quad \tau = \frac{C_d^{n+1} A_g^{n+1}}{C_d A_g}$$
(FY-Y)

در رابطه فوق  $C_d$  ضریب دبی است. از حل همزمان روابط (۴– ۶۰) و (۴– ۶۱) برای بدست آوردن  $H_i^{n+1}$  و  $Q_i^{n+1}$  خواهیم داشت:

$$Q_{i}^{n+1} = \dot{u}_{zi}^{n+1} A_{f} - \frac{\tau^{2} Q_{0}^{2} Bp}{2H_{0,\text{val}}} + \sqrt{\left(\frac{\tau^{2} Q_{0}^{2} Bp}{2H_{0,\text{val}}}\right)^{2} + \frac{\tau^{2} Q_{0}^{2} \left(Cp - Z_{\text{val}}\right)}{2H_{0,\text{val}}} - \frac{\tau^{2} Q_{0}^{2} \dot{u}_{zi}^{n+1} A_{f} Bp}{H_{0,\text{val}}}} \left(\mathcal{F}^{\mathsf{v}} - \mathcal{F}^{\mathsf{v}}\right)$$

چنانچه در رابطه (۴–۶۳) مقدار  $u_{zi}^{n+1}$ ، صفر قرار داده شود وضعیت مربوط به یک شیر با اتصال صلب به زمین را نشان خواهد داد. همچنین چنانچه مقدار  $\tau = 0$  منظور گردد، شرط مرزی مربوط به بستن آنی شیر حاصل می شود که مشابه رابطه (۴–۵۹) که قبلاً عنوان شد، می باشد.

FSI پمپ بدون کاویتاسیون، با

جهت ارائه یک شرایط مرزی مناسب برای سیستم دارای پمپ، مطابق شکل ۴-۶ بخشی از یک خط لوله متشکل از پمپ و شیر کنترل آن و گره قبل و بعد از آن نشان داده شده اند. شیر کنترل که معمولاً پس از پمپ نصب میشود به گونهای 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 ۴-۶: پمپ و شیر کنترل آن که به صورت یک نقطه i نمایش داده می شوند.

دو فرض اساسی جهت مدلسازی جریان گذار ناشی از یک پمپ انجام می شود. اول اینکه مشخصههای پمپ در حالت جریان ماندگار برای جریان غیر ماندگار نیز معتبر می باشند و دیگر اینکه روابط همولوگ<sup>۱</sup> مربوط به پمپ همواره صادق هستند. با توجه به این دو فرض، مشخصههای پمپ خاص مورد نظر برداشت شده و برای آنالیز گذرا مورد استفاده قرار می گیرند. این مشخصهها معمولا به صورت نمودارهایی برحسب

<sup>1</sup> Homologous relations

چهار کمیت بی بعد زیر داده میشوند.  $\dot{u}_{zp}$  سرعت ارتعاش پمپ در امتداد محور لوله میباشد. در حالت بدون FSI این مقدار صفر است.

$$h = \frac{H}{H_R}, \quad \beta = \frac{T}{T_R}, \quad \upsilon_p = \frac{Q_p - \dot{u}_{zp} A_f}{Q_R}, \quad \alpha = \frac{N}{N_R}, \quad (\mathcal{F} \mathsf{F} - \mathsf{F})$$

که در آنها T گشتاور محور پمپ،N سرعت دورانی و اندیس R نشانگر مقادیر نظیر شرایطی است که در آن، پمپ دارای بیشترین راندمان است (در حالت برقراری جریان پایدار در پمپ). بنابراین در یک سیستم با کارایی بالا باید دبی، هد، گشتاور و سرعت دورانی پمپ در حالت جریان پایدار تا حد ممکن نزدیک به این مقادیر باشند.

معمولاً منحنیهای پمپ بسته به نوع آنها داده می شوند اما در بیشتر حالت ها، سرعت مخصوص پمپ جهت دسته بندی آنها و ارائه منحنیهای عملکرد پمپ در هر یک از چهار ناحیه استفاده می شود. این چهار ناحیه عبارتند از ناحیههای توربینی، استهلاک، نرمال و معکوس<sup>۱</sup> که در شکل ۴–۷ نشان داده شدهاند [70].

معمولاً دو منحنی به عنوان منحنیهای مشخصه پمپ داده می شوند که در آنها محور x بر حسب معمولاً دو منحنی و  $WB = \beta/(\alpha^2 + v^2)$  و محور  $WH = h/(\alpha^2 + v^2)$  در منحنی  $WB = \beta/(\alpha^2 + v^2)$  د منحنی و  $WH = h/(\alpha^2 + v^2)$  د منحنی و در یک منحنی و در یک منحنی و در منحنی در منحنی در منحنی در منحنی در منحنی در منحنی و در منحنی و در منحنی در من منحنی در مند در منحنی در منحنی در منحنی در منحنی در منحن

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.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Turbine, dissipation, normal and inverse speed zones.

$$\frac{h}{\alpha^2 + \upsilon^2} = A_0 + A_1 x, \qquad x = \pi + \tan^{-1}\left(\frac{\upsilon}{\alpha}\right)$$
 (FQ-F)

در این روابط  $A_0$  و  $A_1$  استفاده از مقادیر بدست آمده برای  $\alpha$  و v در گام زمانی قبل و منحنیهای مشخصه پمپ که به صورت دو بردار داده می شوند بدست می آیند [28, 70].



شکل ۴-۲: منحنیهای پمپ در تمام حالتهای ممکن در یک پمپ با N<sub>s</sub>=1270 gpm [70]. به وضعیت عملکرد پمپ در ناحیههای توربینی، استهلاک، نرمال و معکوس نیز توجه شود.

جهت مدلسازی جریان گذرا به دنبال خاموش شدن پمپ با توجه به شکل ۴-۶، بجز دو رابطه <sup>+</sup>C و <sup>-</sup>C، میتوان یک رابطه تعادل هد برای پمپ بین نقاط ۱و ۲ و یک رابطه اریفیس برای شیر بین نقاط ۲ و ۳ به صورت زیر نوشت.

$$H_1 + h H_R = H_2 \tag{99-4}$$

$$H_{2} - \frac{\left(Q_{\nu} - \dot{u}_{z\nu}A_{f}\right)\left|Q_{\nu} - \dot{u}_{z\nu}A_{f}\right|\Delta H_{0}}{\tau^{2}Q_{0}^{2}} = H_{3}$$
(FY-F)

که در آنها  $\Delta H_0$  افت هد در شیر در حالت جریان ماندگار (با دبی  $Q_0$  و  $\tau=1$ ) است و  $u_{zp}$  سرعت ارتعاش  $\Delta H_0$  افت هد در شیر در حالت جریان ماندگار (با دبی  $Q_0$  و  $\tau=1$ ) است و  $\mu_{zp}$  سرعت ارتعاش شیر در امتداد محور لوله میباشد. چنانچه برای h از رابطه (۴–۶۵) درون (۴–۶۶) جایگزین شود و  $H_2$  بین (۴–۶۹) و (۴–۶۹) حذف گردد و برای  $H_1$ ,  $H_2$  از روابط  $\Gamma^+$ ,  $\Gamma^-$  مناسبی که به ترتیب برای نقاط ۱ و  $\pi$  شکل ۴–8 نوشته میشوند استفاد شود، رابطه زیر حاصل میشود.

$$Cp - Cm - Bp Q_{p} - Bm Q_{v} + H_{R}(\alpha^{2} + \upsilon_{p}^{2})(A_{0} + A_{1}x) - \frac{\upsilon_{v} |\upsilon_{v}| \Delta H_{0}}{\tau^{2}} = 0,$$
  

$$\upsilon_{v} = \frac{Q_{v} - \dot{\xi}_{v}A_{f}}{Q_{R}}, \quad \upsilon_{p} = \frac{Q_{p} - \dot{\xi}_{p}A_{f}}{Q_{R}}, \quad \alpha = \frac{N}{N_{R}}$$
(5A-4)

همچنین معادله دیفرانسیل زیر بین گشتاور اعمال شده T و سرعت دورانی پمپ  $\varpi$  رابطه برقرار میکند.

$$T = -I_{pump} \frac{d\omega}{dt}, \qquad \omega = \frac{2\pi N}{60}$$
(99-4)

این رابطه باید به صورت انتگرالگیری 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.

$$\frac{1}{2} (T(t_0) + T(t_1))(t_1 - t_0) = -I_{pump} \frac{2\pi}{60} (N(t_1) - N(t_0))$$
(Y - F)

چنانچه این رابطه براساس کمیت هایی بی بعد برای یک شبکه خطوط مشخصه یک در میان <sup>(</sup> نوشته شود و چنانچه اندیس صفر نشانگر مقادیر حاصله از گام زمانی قبل باشند خواهیم داشت.

$$\beta + \beta_0 - \frac{\pi N_R I_{pump}}{30T_R \Delta t} (\alpha_0 - \alpha) = 0 \tag{Y1-F}$$

اکنون همانند رابطه (۴–۶۵) میتوان گشتاور را با استفاده از برون یابی از منحنیهای مشخصه پمپ به صورت رابطه زیر بدست آورد.

$$\frac{\beta}{\alpha^2 + \upsilon^2} = B_0 + B_1 x, \qquad x = \pi + \tan^{-1} \left(\frac{\upsilon}{\alpha}\right)$$
(YY-4)

چنانچه از رابطه فوق eta محاسبه و درون رابطه (۴–۷۱) جایگزین شود رابطه زیر حاصل می شود.

(77-4)

$$(\alpha^{2} + \upsilon^{2}) \left[ B_{0} + B_{1} x \right] + \beta_{0} - C_{T} (\alpha_{0} - \alpha) = 0, \quad C_{T} = I_{pump} \frac{N_{R}}{T_{R}} \frac{\pi}{30\Delta t}, \quad \beta_{0} = \frac{T_{0}}{T_{R}}, \quad x = \pi + \tan^{-1} \frac{\upsilon}{\alpha}$$

به طور خلاصه الگوریتم حل در هر گام زمانی به این صورت است که با استفاده از دو معادله (۴–۶۸) و  $(B_1 + A_1, A_0)$  دو مجهول  $\alpha$  و  $(B_1 + B_1)$  دو مجهول  $\alpha$  و مجهول  $\alpha$  و یس این این دو مجهول تعین 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  $\alpha$  و  $\alpha$  بار دیگر حل شوند. این روند تا همگرایی دو مجهول تکرار می شود.

<sup>1</sup> Staggerd grid
قابل ذکر است که در صورت وجود جریان پایدار مقدار  $\alpha$  برابر واحد خواهد بود زیرا تا زمانی که پمپ روشن است سرعت دورانی پمپ برابر همان چیزی است که توسط کارخانه برای پمپ داده شده است و شرایط سیستم لوله و تجهیزات موجود در آن نمی تواند باعث تغییر آن شود. در این شرایط چنانچه سیستم لوله به گونهای باشد که در حالت جریان پایدار مقدار v نیز برابر واحد گردد در آن صورت گفته می شود که پمپ در شرایط حداکثر کارایی در حال کار است.

با گذر زمان پس از خاموش شدن پمپ، سرعت چرخش پرههای پمپ به تدریج کاهش مییابد که سرانجام منجر به ایجاد فشار یکسانی در دو طرف پمپ می گردد. پس از آن پرههای پمپ شروع به دوران به صورت معکوس (عملکرد پمپ در ناحیه توربینی) مینمایند.

## FSI پمپ با کاویتاسیون، بدون

ایجا 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 توصیه هایی وجود دارد و یا راه حل هایی (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 غیر ماندگار، 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.

به دنبال خاموشی پمپ، نوسانات فشار ایجاد شده قبل و بعد از آن ممکن است باعث تولید حباب هایی 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 ۴-۸). هر یک

<sup>1</sup> Rated situation

ازاین حالتها با استفاده از رابطه مرزی مناسب جهت انجام مدلسازی عددی بررسی میشوند. فرض اصلی انجام شده در اینجا که ما را از در دست داشتن مقادیر آزمایشگاهی مربوط به کاویتاسیون بی نیاز 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 می شوند.



شکل ۴-۸: طرح بالا- چپ نشاندهنده یک پمپ و گرههای محاسباتی قبل و بعد از آن میباشد؛ پمپ که درون بیضی مشخص شده است به منظور نمایش جزییات اطراف آن در صورت وجود جدایی ستون مایع، در سه طرح دیگر برای هر یک از سه حالت ممکن بزرگنمایی شده است.

- ایجاد حفرہ بخار قبل از پمپ

در شکل ۴–۸ چپ بالا یک خط لوله و پمپ در آن به عنوان 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 تربیت به منظور نمایش مقدار فشار قبل و بعد از پمپ به کار برده می شوند. بنایراین برای این حالت  $H_{p1}$  برابر است با هد بخار در آن نقطه

$$H_{P1} = h_V + Z, \qquad h_V = \frac{P_V}{\gamma} \tag{YF-F}$$

که در آن  $\gamma$ ،  $\gamma$  و Z به ترتیب فشار بخار سیال، وزن حجمی سیال و رقوم گره میباشند. قابل ذکر است که در این حالت دبی بالا دست حفره مذکور  $Q_{u1}$ ، به صورت مستقل با استفاده از رابطه  $C^+$  قابل

محاسبه است. سایر مجهولات عبارتند از  $Q_1$  و  $Q_1$  که با استفاده از حل همزمان دو معادله زیر قابل تعیین میباشند. دقت شود که در اینجا  $Q_1 = Q_{u2} = Q_1$ است.

$$C^{-}: \quad H_{P2} = Cm + BmQ_1 \tag{Ya-f}$$

$$H_{P1} + hH_R = H_{P2} \tag{(YP-F)}$$

از جایگذاری درون روابطه (۴-۷۶) با استفاده از روابط (۴-۷۴)، (۴-۷۵) و (۴-۶۵) خواهیم داشت.

$$\frac{P_{\gamma}}{\gamma} + Z - Cm - BmQ + H_{R}(\alpha^{2} + \upsilon^{2})(A_{0} + A_{1}x) = 0$$

$$\upsilon = \frac{Q}{Q_{R}} \quad , \quad \alpha = \frac{N}{N_{R}} \quad , \quad x = \pi + \tan^{-1}\frac{\upsilon}{\alpha}$$
(YY-F)

این معادله همراه با معادله (۲۹–۴) (رابطه گشتاور) جهت تعیین دو مجهول  $\alpha$  و v به صورت همزمان، حل می شوند. قابل ذکر است که چنانچه حفرهای پیش از پمپ وجود نمی داشت در آن صورت ای  $Q_{u1}$  برابر با  $Q_{u1} = Q_{u2} = Q_{u2}$  است به عنوان یک مجهول اضافه با  $Q_1 = Q_{u2} = Q_2 = Q$  است به عنوان یک مجهول اضافه خواهد شد.

مدلسازی 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:

$$H_{P2} = h_V + Z, \quad h_V = \frac{P_V}{\gamma} \tag{VA-f}$$

و  $Q_2$  با استفاه از رابطه  $^-$  محاسبه می شود. از ترکیب رابطه فوق، رابطه تعادل هد در دو سر پمپ و رابطه  $Q_2$  -  $Q_2$  خواهیم داشت.

$$Cp - Bp Q_{u1} - \frac{P_v}{\gamma} - Z + H_R(\alpha^2 + \upsilon^2)(A_0 + A_1 x) = 0$$

$$\upsilon = \frac{Q}{Q_R} \quad , \quad \alpha = \frac{N}{N_R} \quad , \quad x = \pi + \tan^{-1}\frac{\upsilon}{\alpha}$$
(Y9-F)

رابطه دیگر که به گشتاور وارده از طرف پمپ مربوط می شود همچنان بدون تغییر، همان رابطه (۴-۷۳) می باشد.

- ایجاد حفره بخار در دو سر پمپ

این حالت به صورت شماتیک در شکل (۴–۸) –راست پایین نشان داده شده است.در این حالت  $Q_{\rm ul}$  و  $Q_{\rm ul}$  با استفاه 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  $Q_{\rm u}$  و  $Q_{\rm u}$  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.

## ۴-۵-۵- پیاده سازی شرایط مرزی در مسایل ویسکوالاستیک

در روش عددی MOC-FEM، به عنوان مثال برای مرز شیر، در حل معادلات هیدرولیک جریان از معادله (۳–۷۳) استفاده می شود و در حل معادلات ارتعاش سازه از معادله (۳–۷۴) جهت تعیین نیروی هیدرولیکی وارد بر سازه استفاده می شود.

با توجه به ترم آخر موجود در معادله (۴–۱۳) میتوان دریافت که برای یک لوله مستقیم و ویسکوالاستیک پس از سر همسازی ترم مذکور برای تمام المانها، تنها عبارت زیر باقی خواهد ماند که از توجه به معادلات (۳–۲۹) و (۳–۷۴) و فرضیات لوله جدار نازک به شکل زیر قابل بیان خواهد بود.

(λ • -۴)

$$E\frac{\partial u_z}{\partial z}\Big|_{z_b=L} = E\Big[\sigma_z * dJ - \upsilon(\sigma_\phi * dJ)\Big]_{z_b=L} = E\rho_f g\Big[\Big((1-\alpha)\frac{A_f}{A_t}\tilde{H}_P * dJ\Big) - \frac{\upsilon D}{2e}\big(\tilde{H}_P * dJ\big)\Big]$$
$$= E\rho_f g\Big((1-\alpha)\frac{A_f}{A_t} - \frac{\upsilon D}{2e}\Big)\big(\tilde{H}_P * dJ\big)$$
$$= E\rho_f g\Big((1-\alpha)\frac{A_f}{A_t} - \frac{\upsilon D}{2e}\Big)\Big(\frac{\tilde{H}_P}{E} + I_{\tilde{H}_P}\Big), \quad \tilde{H}_P = H_P - H_{P,0}$$

که در آن I طول کل لوله و  $I_{\bar{H}_p}$  با استفاده از رابطه (۳–۲۵) بیان شده و با استفاده از فرمول (۴–۴) تقریب زده می شود. قابل توجه است که رابطه فوق به عنوان نیروی هیدرولیکی وارده از طرف سیال بر شیر باید در بردار نیروی کل سیستم اعمال گردد. این نیرو در برگیرنده هر دو اثر تداخلی پواسن و اتصال می باشد (عبارتهای دارای ضریب v مربوط به اثر تداخلی پواسن می باشند). این رابطه نشان دهنده این است که جهت ارایه یک توصیف ریاضی درست از اثر تداخلی پواسن، باید بجز نقاط میانی، در نقاط مرزی نیز اثرات جهت ارایه یک توصیف ریاضی درست از اثر تداخل پواسن، باید بجز نقاط میانی، در نقاط مرزی نیز اثرات ترمهای کوپله پواسن اعمال گردد. در شرایطی که تنها مدلسازی اثر تداخلی پواسن مورد نظر باشد کار آسان است زیرا مرزها (نقاطی که در آنها سرعت سیال تغییر می کند مانند شیر، پمپ، مخزن و ...) در این حالت کاملاً بدون حرکت خواهند بود. این ثابت بودن مرز منجر به انتقال مستقیم تمام نیروی سیال به تکیه گاه می گردد. چنانچه در مرز هیچ تکیه گاهی وجود نداشته باشد، تمام نیروی هیدرولیکی موجود در مرز صرف انجام کار بر روی سازه می شود.

منشا اثر تداخلی پواسن همانطور که از تشریح مفهوم فیزیکی آن فهمیده می شود، یک نیروی محوری است که در اثر تنش هوپ به نسبت پواسن در لوله ایجاد می شود. منشاء اثر تداخلی اتصال، برخورد مستقیم سیال با سازه و ایجاد فشاری هیدرولیکی بر آن است. در صورتی که مرز امکان حرکت داشته باشد در بیان شرط مرزی لازم که به عنوان نیروی هیدرولیکی وارده در بردار نیروهای کل سیستم در نظر گرفته می شود باید ترمهایی مربوط به هر دو اثر پواسن و اتصال موجود باشد. در حالتی که اثر تداخلی در یک لوله ویسکوالاستیک مدنظر است هر دو اثر به نوبه خود میتوانند دارای بخش آنی (الاستیک) و تأخیری ( (ویسکوالاستیک) باشند.

چنانچه 0 = v در رابطه (۴–۸۰) اعمال گردد شرط مرزی حاصله مربوط به حالتی است که تنها اثرات تداخلی اتصال موردنظر باشند. چنانچه  $0 = I_{\bar{H}_p}$  باشد، شرط مرزی به حالتی که مربوط به لولههای الاستیک (با هر دو اثر تداخلی) است منجر خواهد شد. سرانجام چنانچه فقط اثر تداخلی پواسن مورد نظر باشد این عبارت کل نیروی وارده بر تکیهگاه (که کاملاً صلب و بدون حرکت است) را خواهد داد.

۴-۶- آلگوریتم کلی در مدلسازی عددی

۴-۶-۱- کوپله پواسن

برای مدلسازی کامپیوتری کوپله پواسن می توان از آلگوریتم زیر استفاده کرد:

۱- وارد کردن اطلاعات ورودی جهت تحلیل شبکه؛ در بخش بعد این اطلاعات معرفی شده و روش وارد کردن آنها به برنامه تشریح شده است.

۲- عبارت  $u'_{z}$  را در تمام نقاط برابر مقدار به دست آمده برای آن در گام زمانی قبلی، قرار میدهیم. ۳- معادلات هیدرولیکی جریان را حل میکنیم و فشارها و سرعتها را در تمام گرههای شبکه لولهها به دست میآوریم.

۴- مقدار عبارت  $\frac{\partial P}{\partial x}$  را محاسبه می کنیم و آن را به زیر برنامه سازه می فرستیم. ۵- تحلیل دینامیکی سازه را انجام داده و جابجاییها و سرعتها و شتابها را در تمام گرههای سازه به دست می آوریم.

- متغیرهای سازهای به دست آمده را به دستگاه محلی منتقل کرده و از آنها عبارت  $\dot{u}'_z$  را محاسبه -8 میکنیم.

۷- همگرایی را 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 به دست آمده برای  $u'_z$  برای تحلیل هیدرولیک استفاده میکنیم.

. به گام زمانی بعدی  $t_n = t_n + \Delta t$  میرویم و پروسه فوق را از گام ۲ دوباره تکرار میکنیم. -۸

۴-۶-۲- کوپله اتصال

برای مدلسازی کامپیوتری کوپله اتصال می توان از آلگوریتم زیر استفاده کرد: ۱- وارد کردن اطلاعات ورودی جهت تحلیل شبکه. ۲- مقدار ین را در تمام اتصالات مهار نشده، برابر مقدار به دست آمده برای آن در گام زمانی قبلی قرار میدهیم.

۳- با استفاده از یُهای به دست آمده برای گره های مرزی، معادلات هیدرولیکی جریان را حل میکنیم و فشارها و سرعتها را در تمام گرههای شبکه لولهها به دست میآوریم.

۴- بارهای متمرکز ناشی از فشارها در اتصالات رامحاسبه کرده و به بردار نیروها وارد می نماییم. ۵- تحلیل دینامیکی سازه را انجام داده و جابجاییها و سرعتها و شتابها را در تمام گرههای سازه به دست می آوریم.

۶- متغیرهای سازهای به دست آمده را به دستگاه محلی منتقل کرده و از آنها مقادیر ü<sub>z</sub> ها رابرای تمام اتصالات مهار نشده برداشت می نمائیم.

۷- همگرایی را برای H و  $i_z$  نظیر گره های شیر، زانویی، تقاطع و سایر اتصالات مهار نشده 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 به دست آمده برای  $u_z$  ها استفاده میکنیم.

. میرویم و پروسه فوق را از گام ۲ دوباره تکرار میکنیم.  $ig(t_{n+1}=t_n+\Delta tig)$  میرویم و پروسه فوق را از گام ۲ دوباره تکرار میکنیم.

فصل پنجم: آزمایش ضربه قوچ در یک سيستم لوله ويسكوالاستيك

مقدمه

در این فصل هدف شرح آزمایش ضربه قوچ انجام شده در آزمایشگاه Delft در هلند که برای یک لوله ویسکوالاستیک انجام گرفته است میباشد. همچنین بعضی مقادیر برداشت شده در آزمایشها در این قسمت ارایه خواهد شد و با نتایج عددی نظیر آنها مقایسه خواهند شد.

این آزمایش در یک سیستم مخزن- لوله- شیر انجام شده است و هدف اصلی آن صحت سنجی مدلهای ویسکوالاستیک ارایه شده تاکنون [15-17,50] و بررسی عواملی است که میتوانند در نتایج فشارها و سرعتهای حاصله ناشی از یک آزمایش ضربه قوج تاثیر قابل توجهی داشته باشند. به این منظور یک مدلسازی عددی نظیر این آزمایش که مدل ریاضی و عددی ویسکوالاستیسیته آن بر طبق مدل پیشنهادی کواس و همکاران [17-15] و سوارس و همکاران [50] است، تهیه گردید که با استفاده از آن و یک برنامه بهینه سازی، توابع خزش تطابقی<sup>(</sup> که نشان دهنده رفتار ویسکوالاستیک دیواره لوله میباشند تعیین می گردد.

در نهایت از مقایسه نتایج مدل عددی و آزمایشگاهی نتیجه گیری شده است که مدل ویسکوالاستیسیته حاضر از دقت خوبی برخوردار است و توسعه آن جهت مدلسازی اثرات FSI و مواردی مانند اثر ضخامت دیواره لوله و اثر نسبت پواسن در آنالیز، میتواند دقت مدل را افزایش دهد.

# ۵-۱- شرح آزمایش

تجهیزات و مدل به کار رفته شده برای انجام آزمایشها مطابق سیستمی آست که توسط لانیارو و همکاران [32] مورد استفاده قرار گرفت. این سیستم از یک مخزن آب<sup>۲</sup> به ارتفاع ۲۵ متر، یک مخزن هوای

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Creep compliance functions

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Water supply tower

تحت فشار، لولههای PVC با قطر داخلی ۲۳۵/۴ میلیمتر و یک مخزن زیر زمینی تشکیل شده است (شکل ۵–۱ هندسه سیستم و تجهیزات مکانیکی بکار رفته در آن را نشان میدهد). لوله یلی اتیلن بوسیله لولههای فلزی به مخزن آب و مخزن هوای تحت فشار متصل شده است. در مسیر لوله فلزی متصل کننده مخزن آب به لوله پلی اتیلن، یک شیر قابل تنظیم به صورت اتوماتیکی نصب شده است که جهت کنترل میزان جریان ورودی به سیستم به کار می ود (به موقعیت شیر در x = -29.9 m در شکل x = -29.9 rep شود). قسمت خروجی لوله پلی اتیلن به لوله فلزی کوتاهی متصل شده است که در مسیر آن یک زانویی و در نهایت یک شیر کنترلی دستی جهت تنظیم جریان وجود دارد در حالی که تولید ضربه قوچ مورد نظر است این شیر بسته میماند و جریان پایدار از یک لوله جانبی که دارای قطر بسیار کمیآست عبور داده میشود در این حالت ضربه قوچ با بستن دستی شیری که در مسیر لوله به قطر بسیار کم وجود دارد انجام می شود (شكل ۵-۲ موقعيت x = 271.3 m و شكل ۵-۴- چپ). علت اين كار فراهم أوردن امكان بستن سريع شير می باشد. لوله یلی اتیلن از ۶ لوله مستقیم تشکیل شده است که بوسیله ۴ عدد زانویی ۹۰ درجه و یک زانویی ترکیبی افقی ۱۸۰ درجه به هم متصل شدهاند شکل (۵–۳). لوله پلی اتیلن توسط اتصالات فلزی به کف بتنی روی زمین متصل شده است و همچنین بوسیله قطعات چوبی در زیر آن جهت جلوگیری از ایجاد خمش در طول لوله، نگهداری شده است.

در بخش بالا دست سیستم لوله، یک پل جهت نگهداری لوله به ارتفاع m 1.3 m از سطح زمین به شکل یک قاب فلزی ایجاد شده است و بقیه لوله پلی اتیلن کاملاً روی زمین میباشد.

گرادیان هیدرولیکی (HGL) در طول خط لوله بوسیله ۱۰ عدد فشار سنج اندازه گیری می شود که دارای فواصل ۲۹/۹ m (P<sub>uv</sub>)، ۲۴ m ۹/۹ (P<sub>u</sub>)، ۲۰۶ m (P<sub>1</sub>)، ۲۰۶ (P<sub>3</sub>، دو عدد فشارسنج)، ۱۱۱/۷ m (P<sub>5</sub>) و ۱۸۳/۷۳ (P<sub>4</sub>) از ورودی لوله افقی پلی اتیلن که دارای مختصات x = 0 m مطابق شکل ۵–۲ است می باشند. شیر ایجاد کننده ضربه قوچ در فاصله m ۲۷۱/۳ پایین دست ورودی لوله پلی اتیلن افقی می باشد.



شکل ۵-۱: نمایی از سیستم لوله و تجهیزات نصب شده در آن.



شكل ۵-۲: نمايش هندسه سيستم لوله و مختصات نقاط مختلف آن.

تمام فشار سنجها از نوع کرنش سنجی با فرکانس نمونه برداری بالای 10 KHz میباشند. دقت تمام فشارسنجها تا 0.1% ماگزیمم درجه اندازه گیری شان میباشد. تمام آنها به صورت flush-mounted به گونهای نصب شدهاند که در صورت افزایش فشار، کرنش سنج سیلیکونی مدرج شده عدد بزرگتری را نشان میدهد. به طور کلی ۵ نوع متفاوت از فشار سنجها با جزئیات مطابق جدول ۵–۱ در این آزمایش کار گرفته شد. طول لوله فلزی در بالا دست سیستم لوله که لوله پلی اتیلن را به مخزن آب متصل میکند شد. طول لوله فلزی در بالا دست سیستم لوله که نوله پلی اتیلن را به مخزن آب متصل میکند میکند  $L_2=10.4m$  میباشد. طول کا لوله فلزی پایین دست متصل میکند الدوست نقطه مروجی لوله پلی اتیلن را به شیر پایین دست متصل میکند الدوست نقطه مروحی ای ای ای ای ای ای در مروی با فلزی قرار

جدول ۵-۱: برخی جزئیات فشارسنجهای استفاده شده در آزمایش

نام فشارسنج	$p_{uv}$	$p_{3,\mathrm{top}}$ , $p_{3,\mathrm{bottom}}$	$p_u$	$p_{1}, p_{9}$	$p_5, p_7, p_8, p_{dv}$
نوع	PDCR-930	PDCR-4010	PDCR-4010	PDCR-4030	PDCR-4030
سال خريد	1997	2005	2006	2007	2008
ماگزيمم فشار	3.5 bar	5 bar	5 bar	7 bar	5 bar

جهت جلوگیری از ایجاد تداخل سیال– سازه در سیستم لوله، تا حد امکان تلاش گردیده تا سیستم لوله کاملاً صلب و بی حرکت نگه داشته شود با این وجود، ثابت نگه داشتن زانویی واقع در پایین دست سیستم لوله بسیار سخت بود زیرا به صورت کاملاً آزاد در فضا بوده و امکان بسته شدن آن به هیچ تکیه گاهی وجود نداشت. به این منظور در این نقطه یک وزنه سنگین با استفاده از یک طناب آویزان گردید تا تا حد ممکن جلوی ارتعاشات عمودی گرفته شود. شکل ۵-۴ این وضعیت را نشان میدهد (به عکسهای وسط و سمت راست توجه شود). در ضمن ارتعاشات محوری بوسیله تکیه گاههای فلزی در طول لوله مهار شده اند.

چهار تست ضربه قوچ انجام گردید. در هر تست ۱۰ فشار سنج، فشار را در ۹ موقعیت مختلف برداشت و در کامپیوتر متصل به سیستم ذخیره نمودند. فرکانس مقادیر برداشت شده 1000Hz میباشد. پایین دست ترین فشار سنجی که نتایج اندازه گیری شده آن در اینجا ارایه خواهند شد در نقطهای به فاصله 8.3m یایین دست خروجی لوله پلی اتیلن و به فاصله 1.8m بالادست لوله ۱ اینچی که شیر دستی واقع در 8.3m مسیر آن جهت تولید ضربه قوچ به کار میرود واقع شده است. در شکل ۵–۴–چپ فلشهای قرمز رنگ موقعیت این فشار سنج و شیر ۱ اینچی را نشان میدهند. تمام فشارسنجها بجز فشار سنج موجود در انتهای بالا دست ( $P_{uv}$ ) و انتهای پایین دست ( $P_{dv}$ ) در لوله پلی اتیلن نصب و در رقوم یکسانی m z = 0 m واقع شده اند.

در تمام آزمایشها میزان دبی جریان یکسان و برابر P = 7 میباشد. قطر داخلی لولههای فلزی 206mm و لولههای پلی اتیلن دبی جریان یکسان و برابر 235.4 mm و لولههای فلزی و پلی اتیلن نیز به 206mm ترتیب 5.9mm و 5.9mm



شکل ۵-۳ راست: نمایی از خط لوله و پل قبل از موقعیت x = 0 ، چپ: زانویی ترکیبی افقی ۱۸۰ درجه.



شکل ۵-۴ چپ: پایین دست ترین فشارسنج و شیردستی که جهت تولید ضربه قوچ به سرعت بسته میشود (به فلشهای قرمز رنگ توجه شود) وسط: زانویی فلزی که در معرض اثر FSI واقع میشود و موقعیت وزنه سنگین جهت مهار ارتعاشات قائم، راست-بالا: بزرگنمایی عکس وسط (فلشهای قرمز رنگ زانویی فلزی و نقطه اثر وزنه سنگین را نشان میدهند)، راست-پایین: نمایی دیگر از موقعیت پایین دست (بزرگنمایی بخشی از شکل سمت چپ).

۵-۲- نتایج برداشت شده

نتایج آزمایشگاهی حاصله از چهار تست ضربه قوچ با استفاده از ۱۰ عدد فشار سنج در ۹ نقطه متفاوت برداشت گردید. جهت فراهم آمدن امکان مقایسه نتایج برداشت شده از تستهای مختلف و از فشارسنجهای مختلف، این نتایج نسبت به هم مرتب میشود. به طوری که مقادیر نمودار برداشت شده نسبت به محور زمان اندکی به سمت چپ جابجا میشود به طوری که نقطه 0 = t در نمودار حاصله، نقطه افزایش فشار در محل شیر را نشان دهد. همچنین نمودارهای نظیر این آزمایشها اندکی به بالا یا پایین منتقل میشوند به طوری که همگی فشاری برابر فشار مخزن در حالتی که جریان گذرا از بین رفته است را نشان دهند (جریان گذرا پس از گذشت زمان طولانی پس از آغاز غیر ماندگاری سیستم از بین می رود). در این حالت هیچگونه جریانی در سیستم وجود ندارد زیرا ضربه قوچ با بسته شدن کامل شیر ایجاد شده است. مورد دوم اشاره شده در مرتب کردن نمودارها معمولاً به این دلیل ضروری است که اغلب فشار سنجها در مقادیر برداشت شده شان، اندکی افزایش یا کاهش ثابت و غیر واقعی را نشان میدهند (همانند کرنش سنجها در آزمایشهای مقاومت مصالح). این مقادیر در شرایطی که جریان سیال وجود ندارد و لذا فشار در تمام فشارسنجها باید مقدار یکسانی باشد قابل تعیین هستند.

فشارهای برداشت شده در نقطه نزدیک شیر (که میتوان آن را برای سادگی نقط شیر نامید زیرا فاصلهای بسیار اندک بین نقطهای که در آن شیر بسته میشود و نقطهای که در آن فشار برداشت میشود وجود دارد، این فاصله لوله فلزی در حدود m 1.8 است) برای دو آزمایش مشابه در شکل ۵–۵ داده شده اند. شکل ۵–۶ این نتایج را به صورت بزرگنمایی شده نمایش می دهد. نتایج نظیر دو آزمایش دیگر به نظر غیر واقعی بوده و لذا در اینجا آورده نشدهاند (به علت بروز مشکل در فشار سنج ها). شکلهای ۵–۷ و ۵–۸ فشارهای برداشت شده در مقاطع ۵ و ۱ را نشان می دهند. در مقطع ۳ دو فشار سنج وجود دارد یکی در بالا و یکی در پایین لوله و همانطور که انتظار می دود هر دو فشار سنج نتایج کاملاً مشابهی را نشان می دهند. (شکل ۵–۹). قابل توجه است که نتایج خام برداشت شده نظیر آخرین فشارسنج مقادیری بیش از مقادیر سایر فشار سنجها نشان می دهند که علت آن رقوم پایین تر این فشار سنج می باشد. اما همانطور که پیشتر اشاره شد این نتایج به منظور مقایسه آنها با سایر نتایج، درنهایت همگی نسبت به هم مرتب می شوند به طوری که تمام فشارهای ارایه شده در اینجا نسبت به موقعیت آخرین فشار سنج که دارای میشوند به طوری که تمام فشارهای ارایه شده در اینجا نسبت به موقعیت آخرین فشار سنج که دارای



شکل ۵-۵: فشار برداشت شده توسط فشار سنج واقع در موقعیت P<sub>dv</sub> (نقطه نزدیک شیر) در دو آزمایش مشابه.





شکل ۵-۶: بزرگنمایی شکل ۵-۵، کادر واقع در شکل سمت چپ در سمت راست بزرگنمایی شده است.

شکل ۵-۷: فشار برداشت شده توسط فشار سنج واقع در موقعیت  $P_5$  در چهار آزمایش مشابه.



شکل ۵–۸: فشار برداشت شده توسط فشار سنج واقع در موقعیت  $\mathbf{P}_1$  در چهار آزمایش مشابه.

همانگونه که شکلهای ۵–۵ الی ۵–۸ نشان میدهند تکرارپذیری نتایج حاصله نظیر آزمایشهای مختلف بسیار رضایتبخش است که این امر نشان دهنده این است که این نتایج به منظور مقایسه با نتایج عددی به اندازه کافی دقیق و قابل قبول میباشند و چنانچه مدل عددی نتواند نتایج مشابهی تولید نماید علت آن باید بررسی شود. تفاوت بسیار جزیی موجود در نتایج حاصله از ۴ آزمایش ضربه قوچ میتواند مربوط به آزمایش و شرایط انجام آن باشد مواردی از قبیل درجه حرارت محیط، تخریب تجمعی مواد پلیمری [21] و شرایط انجام آن باشد مواردی از قبیل درجه حرارت محیط، تخریب تجمعی مواد پلیمری [21] و شرایط تکیه گاهی. رفتار ویسکوالاستیک بسیار وابسته به درجه حرارت است بنابراین اندکی تفاوت در درجه حرارت محیط، تخریب تجمعی مواد زمایشری [21] و شرایط تکیه گاهی. رفتار ویسکوالاستیک بسیار وابسته به درجه حرارت است بنابراین زماندکی تفاوت در درجه حرارت محیط و آب در آزمایشهای مختلف میتواند باعث بروز این تغییر شود. افت زماند کی تفاوت در درجه حرارت محیط و آب در آزمایشهای مختلف میتواند باعث بروز این تغییر شود. و یا کیفیت مواد لوله در اثر بارگذاریهای طولانی مدت (خستگی) [71] و همچنین سایر پارامترهای موثر مانند زماند میتواند باعث بروز این تغییر شود. و یا کیفیت مواد لوله در اثر بارگذاریهای طولانی مدت (خستگی) [71] و همچنین سایر پارامترهای موثر مانند زمان بستن شیر (با توجه به اینکه شیر به صورت دستی بسته میشود) اندکی جابجایی محوری و یا محیطی در تکیه گاهها یا اندکی تغییر در عملکرد سایر تجهیزات موجود در سیستم در حین آزمایش میتواند علی واقعی و میتواند علت بروز این تفاوت جزیی باشد. قابل توجه است که بخش عمده این تفاوت میتواند غیر واقعی و مربوط به ضعف عملکرد فشار سنجها باشد.

#### ۵–۳– حل عددی و نتایج

جهت انجام یک آنالیز عددی که بتواند اثرات ویسکوالاستیک دیواره لوله را نیز مدلسازی نماید، پیش از هر کار باید مدل عددی را کالیبره نمود. این کار همانطورکه در بخش ۳–۱–۱–۳ بحث شد به عنوان جایگزینی برای انجام تستهای خزش انجام می شود. محاسبات کالیبراسیون برای تعیین سرعت موج و ضرایب توابع خزش تطابقی ( $J_k$  ها) انجام می گیرد.

پس از این کار با استفاده از مقادیر کالیبره شده درون برنامه حل ضربه قوچ میتوان اثرات ویسکوالاستیک را در صورتی که در سیستم لوله مورد نظر رخ دهد، پیش بینی نمود. بدیهی است که چنانچه وارد کردن سایر عوامل درون ضرایب کالیبره مورد نظر باشد آن عوامل بایستی در فرایند حل عددی حذف گردند (به عنوان مثال این کار برای اثر اصطکاک غیر ماندگار توسط سوارس و همکاران [50] و برگانت و همکاران [3, 2] و کواس و همکاران [16] توصیه شده است). همچنین چنانچه نخواهیم یک اثر خاص در تعیین ضرایب کالیبره دخیل باشد بایستی آن اثر را در مدلسازی عددی که از آن برای کالیبراسیون استفاده میشود وارد نمود. به دلیل اینکه توصیف ریاضی پدیده FSI کاملاً با مدلسازی ریاضی اثر ویسکوالاسیتسه متفاوت است این اثر بایستی در ضمن فرایند کالیبراسیون در مدل عددی وارد گردد و هرگز نمی توان این اثر را با ضرایب کالیبره شده پوشش داد. سایر اثرات گذرا مانند جدایی ستون مایع را میتوان در ضمن فرایند کالیبراسیون حذف نمود و سپس آنها را در انجام آنالیزهای با اثرات میتوان در ضمن فرایند کالیبراسیون حذف نمود و سپس آنها را در انجام آنالیزهای با اثرات

در این مدل آزمایشگاهی، جهت مدل سازی عددی گام زمانی  $\Delta t = 0.01s$  در نظر گرفته شد. سرعت موج در لوله پلی اتیلن  $S_{PVC} = 348 \,\text{m/s}$  (در بخش بعد روش تعیین این مقدار توضیح داده شده است) و در لوله فلزی  $E = 206 \,\text{mm}$  و  $C_{PVC} = 348 \,\text{m/s}$  و  $e = 5.9 \,\text{mm}$  و  $D = 206 \,\text{mm}$  با دادههای  $D = 206 \,\text{mm}$  و  $e = 5.9 \,\text{mm}$  و در لوله فلزی  $K = 200 \,\text{mm}$  و  $K = 200 \,\text{mm}$  با دادههای  $P = 1000 \,\text{kg/m}^3$  و  $E = 210 \,\text{GPa}$  و در لوله ویسکوالاستیک و فلزی به ترتیب  $12 \,\text{m}$  و  $3.48 \,\text{m}$  در نظر گرفته می شود. نظر به طول لولههای  $L_1$  و L<sub>2</sub> که به ترتیب 20.6m و 13.8m میباشد از دو و یک المان برای مدلسازی آنها استفاده می شود. دادههای ورودی جهت انجام مدلسازی عددی در جدول زیر لیست شده اند.

طول لوله پلی اتیلن	طول لوله فلزی بالا دست	طول لوله فلزی پایین دست	قطر داخلی لولهها (PVC)	قطر داخلی لولهها (اعجاء)	مدول یانگ (PVC)	مدول یانگ (steel)	سرعت موج (PVC)
275.2 m	20.6 m	10.4 m	235.mm	20mm	2.9 GPa	210 GPa	348m/s

جدول ۵-۲ : جزئیات سیستم لوله جهت انجام مدلسازی عددی.

سرعت موج	ضخامت ديواره لوله	ضخامت ديواره لوله	زمان بستن	دبی جریان	گام زمانی در	طول المانها در لوله	طول المانها در
(steel)	(PVC)	(steel)	شیر	پایدار	حل عددی	پلی اتیلن	لوله فلزی
1239 m/s	7.3 mm	5.9 mm	0.2 s	7 l/s	0.01 s	3.48 m	12.39 m

۵-۳-۱ فرایند کالیبراسیون

در حالت کلی، سرعت موج را میتوان طبق رابطه (۳–۴۴) تعیین نمود، اما به علت تغییر سرعت موج در جریان غیر ماندگار در لولههای ویسکوالاستیک (اگر چه در مدلسازی عددی از یک مقدار ثابت در کل زمان مدلسازی استفاده میشود) محاسبه آن براساس مدول الاستیسیته لوله پلی اتیلن اغلب نمی تواند منجر به حصول نتایج خوبی از حل عددی گردد. علاوه بر این، اغلب مدول الاستیسیته لوله مورد استفاده به طور دقیق توسط کارخانه سازنده داده نمیشود بنابراین، به منظور افزایش دقت مدل و سادگی کار بهتر است که آن را با استفاده از نتایج آزمایشگاهی حاصله تعیین نمود. این کار معمولاً با استفاده از مدل عددی تهیه شده بدون در نظر گرفتن اثرات ویسکوالاستیک (زیرا ضرایب مدل ویسکوالاستیک هنوز تعیین نشده اند) به صورت سعی و خطا انجام میشود. در این روش نتایج عددی حاصله براساس سرعت موج برآورد شده بایستی ماگزیمم (یا مینیمم در صورتی که ضربه قوچ ناشی از باز شدن شیر مورد نظر باشد) فشاری تا حد ممکن نزدیک به نتایج آزمایشگاهی تولید نمایند. چنانچه سیستم بدون اصطکاک باشد این کار به معنای تنظیم سرعت موج به گونهای که فشار جوکوفسکی نظیر آن نزدیک به مشاهدات تجربی باشد است. به عنوان یک روش دیگر سرعت موج را میتوان از طریق تقسیم فاصله بین دو فشار سنج به زمانی که پیشانی اولین موج فاصله بین آن دو فشار سنج را طی میکند تعیین نمود [50].

پارامترهای  $T_k$ ,  $J_k$ ,  $N_{KV}$ ,  $J_k$ ,  $N_{KV}$  مربوط به مدل عددی با استفاده از یک الگوریتم بهینه سازی  $\tau_k$ ,  $J_k$ ,  $N_{KV}$  در آن تفاوت بین فشارهای محاسبه شده و فشارهای برداشت شده از آزمایش نظیر یک فشارسنج خاص حداقل میشوند تعیین میشوند تابع به نام Isqnonlin موجود در جعبه ابزار بهینه سازی برنامه MATLAB که برای حل مسائل غیر خطی حداقل کردن مربعات تهیه شده است در اینجا به کار گرفته میشود. در این ابزار بهینه سازی، تابع هدف عبارت است از برداری که درایههای آن تفاوت بین مقادیر اندازه گیری شده آزمایشگاهی و مقادیر محاسبه شده از حل عددی در محل شیر میباشند. به منظور کاهش تعداد متغیرهای بهینه سازی و بنابراین کاهش زمان انجام بهینه سازی یک فرض مناسب برای پارامترهای x انجام میشود. درمدل حاضر، مقادیر x به صورت ثابت برابر x 5 s,  $\tau_1 = 0.5$  s,  $\tau_1 = 0.05$  s,  $\tau_1 = 1.5$  s درمدل حاضر، مقادیر x به صورت ثابت برابر x 5 میشوند. y براساس سرعت موج تخمین زده شده تعیین سراسر عملیات بهینه سازی در نظر گرفته میشوند. 0 براساس سرعت موج تخمین زده شده تعیین میگردد. بنابراین تنها متغیرهای باقیمانده جهت بهینه سازی xها خواهند بود. در فرایند حل بهینه سازی، این مقادیر به کار برده شدند: sm/s میشوند. 0 براساس سرعت موج تخمین زده شده تعیین این مقادیر به کار برده شدند: sm/s میشوند. و بر براین می خواهند بود. در فرایند حل بهینه سازی، این مقادیر به کار برده شدند: sm/s میشوند. و 20 ماناسب مرای xها خواهند بود. در فرایند حل بهینه سازی این مقادیر به کار برده شدند: sm/s می شوند. و 2. براساس سرعت موج تخمین زده شده تعیین این مقادیر به کار برده شدند: sm/s می شود. و 2. براماس سرعت موج تحمین زم شده تعیین این مقادیر به کار راد و 2.3 سرده شدند. در فرایند حل بهینه مازی، ارایه شده در [58] جهت تعیین نسبت باز شدگی شیر با زمان به کار گرفته می شود.

$$\alpha(t) = \begin{cases} \left(1 - t/t_c\right)^{3.53} & \text{for } 0 \le t \le 0.4t_c \\ 0.394 \left(1 - t/t_c\right)^{1.7} & \text{for } 0.4t_c \le t \le t_c \\ 0 & \text{for } t_c \le t \end{cases}$$
(1- $\Delta$ )

در این آزمایش اثر FSI به علت استفاده از تکیه گاههای افقی و قائم کافی در طول لوله ناچیز بوده است. با این وجود یک بررسی مختصر جهت پیش بینی نتایج حاصله در صورتی که این اثر نیز به طور جزیی در آزمایش وجود میداشت میتواند مفید باشد. این امر در بخش بعد بررسی میشود.

FSI -1-1-1-1 اثر

چنانچه به لولههای موجود در سیستم اجازه حرکت در امتداد محورهایشان (جهت تولید اثر تداخلی پواسن) و یا حرکت در محل مرزهایشان (جهت تولید اثر تداخلی اتصال) داده شود پاسخهای هیدرولیکی و سازهای با هم تداخل خواهند کرد. اساساً میزان اهمیت این پدیده در یک سیستم لوله به میزان انعطاف پذیری سیستم لوله مربوط میشود اما به طور کلی میتوان گفت که با توجه به اینکه نسبت پواست در لولههای پلی اتیلن بزرگتر از این نسبت در لولههای فلزی است، اثر تداخلی پواسن در لولههای پلی اتیلن بزرگتر و از اهمیت بیشتری برخوردار خواهد بود. تداخل سیال – سازه در لولههای ویسکوالاستیک با حل همزمان معادلات ضربه قوچ و ارتعاش محوری ویسکوالاستیک (مطابق فصل سوم) مدلسازی میشود.

در سیستم لوله به کار گرفته شده در این آزمایش، تکیه گاههای متعددی جهت ثابت نگه داشتن سیستم لوله به کار برده شده است اما باید به خاطر داشت که هرگز نمی توان یک سیستم را کاملاً بدون حرکت نگه داشت و همواره یک مقدار بسیار کوچک ارتعاش در سیستم میتواند پاسخهای دینامیکی سیستم را تحت تاثیر قرار دهد. همچنین علی رغم به کارگیری یک وزنه سنگین در محل زانویی جهت حذف ارتعاشات قائم آن، مقداری جزئی ارتعاش به عنوان مثال به علت کشش نخ بوجود میآید. جهت مدلسازی عددی پدیده FSI در این سیستم، اطلاعات دقیق مربوط به موقعیت تکیه گاهها و سختی هر کدام مورد نیاز است. به علت در دسترس نبودن این اطلاعات (زیرا این آزمایش اساساً آزمایش جهت بررسی اثر رفتار ویسکوالاستیک در ضربه قوچ بوده است و با مشاهده نتایج حاصله و عدم تطابق کامل آنها FSI در آنالیز عددی میتواند نتایج نزدیکتری به مقادیر آزمایشگاهی تولید نماید، گزینههای فرضی مختلفی برای موقعیت تکیه گاهها و سختی آنها در نظر گرفته شد و مدلسازی نظیر آنها انجام گردید.

به طور کلی، جهت مدلسازی اثر FSI مربوط به ارتعاش زانویی، تداخل آن با ارتعاشات جانبی نیز باید در نظر گرفته شود. اما بر طبق روش حل تقریبی پیشنهاد شده توسط ویگرت [67, 68] اثرات ارتعاشات جانبی را میتوان با فنرهای که دارای سختی محوری برابر سختی خمشی لولههای متصل به زانویی هستند جایگزین نمود در نتیجه تنها معادله ارتعاش محوری جهت حل همزمان با معادلات ضربه قوچ مورد نیاز خواهد بود.

شکل ۵–۹– چپ یک زانویی که دارای سرعتهای محوری  $u_{B_1}$  و  $u_{B_2}$  در دو طرف آن است را نشان میدهد. رابطه پیوستگی به شکل زیر را میتوان برای آن نوشت.

$$\left(V_{B_{1}} - \dot{u}_{B_{1}}\right)A_{f_{1}} = \left(V_{B_{2}} - \dot{u}_{B_{2}}\right)A_{f_{2}}$$
(Y- $\Delta$ )

که در آن  $V_{\rm B}$  سرعت سیال در محل زانویی،  $A_f$  سطح مقطع جریان و اندیسهای 1 و 2 نشانگر نقاط قبل و بعد از زانویی میباشند. بر طبق روش تقریبی پیشنهادی توسط ویگرت و همکاران [68] با توجه به شکل ۵–۱۹– چپ، سختی محوری فنرهایی که میتوانند به عنوان جایگزین جهت مدلسازی اثرات ارتعاش جانبی باشند برابر سختی خمشی لولههای متصل به زانویی B به طولهای  $I_1$ ,  $I_2$  میباشد. سختی خمشی نظیر این لولهها به ترتیب برابر  $I_2^3 = 3E_2I_2I_2$  و  $I_1/I_1^3 = 3E_1I_1/I_1^3$  میباشد. سختی خمشی الاسیسته و 8/ $I_2$  مان اینرسی لولهها میباشد. به این ترتیب سازه نمایش داده در شکل ۵–۹– چپ به صورت شکل ۵–۹– راست شبیه سازی میشود. بنابراین شرایط مرزی عبارتاند از:

$$\sigma_{\rm B_{l}}A_{t} + k_{\rm B_{l}}u_{\rm B_{l}} = A_{f}\rho_{f}g(H_{\rm B} - H_{0}) \tag{(7-\Delta)}$$

$$\sigma_{\rm B_2} A_t + k_{\rm B_2} u_{\rm B_2} = A_f \rho_f g (H_{\rm B} - H_0)$$
(\*- $\Delta$ )

که در آنها  $A_f$  ,  $A_t$  سطح مقطع لوله و سطح مقطع جریان و  $\sigma_{
m B}$  تنش موجود در محل زانویی و $H_f$  ,  $A_t$  هد فشار در محل زانویی میباشد.



شکل ۵-۹ چپ: مدل نشان دهنده زانویی در سیستم لوله نظیر این آزمایش، راست: مدل استاتیکی معادل [68] جهت شبیه سازی سختی خمشی (جانبی) لولههای *۱*ا , *یا* با سختی محوری فنرها.

بر این اساس، سختی خمشی نظیر دو لوله که در جهت جانبی امکان ارتعاش دارند عبارتند از بر این اساس، سختی خمشی نظیر دو لوله که در جهت جانبی امکان ارتعاش دارند عبارتند از  $k_{B_1} = 3E_{st,2}I_{st,2}I_{2}^3 = 1.75 \times 10^5$  $k_{B_1} = 3E_{st,2}I_{st,2}I_{2}^3 = 1.75 \times 10^5$ و  $k_{B_1} = 3E_{st,2}I_{st,2}I_{2}^3 = 1.75 \times 10^5$ و با رابطه <sup>5-10</sup>×2.2×10<sup>5</sup>/8=2.2×10<sup>5</sup> قطر لوله و با رابطه <sup>5-10</sup>×2.2×10<sup>5</sup>/8=2.2×10<sup>5</sup> و  $m_{s=1}=g_{s=1}$  و  $m_{s=1}=I_{s=1}$  و  $m_{s=1}=I_{s=1}$  و  $h_{s=1}=I_{s=1}$  و  $h_{s=1}=I_{s=1}$  و  $h_{s=1}=I_{s=1}$  de  $h_{s=1}$  be  $h_{s=1}$  be  $h_{s=1}=I_{s=1}$  and  $h_{s=1}$  be  $h_{s=1}=I_{s=1}$  and  $h_{s=1}$  be  $h_{s=1}=I_{s=1}$  and  $h_{s=1}$  be  $h_{s=1}=I_{s=1}$  be  $h_{s=1}=I_{s=1}=I_{s=1}$  be  $h_{s=1}=I_{s=1}=I_{s=1}$  be  $h_{s=1}=I_{s=1}=I_{s=1}$  be  $h_{s=1}=I_{s=1}=I_{s=1}$  be  $h_{s=1}=I_{s=1}=I_{s=1}$  be  $h_{s=1}=I_{s=1}=I_{s=1}$  be  $h_{s=1}=I_{s=1}=I_{s=1}=I_{s=1}$  be  $h_{s=1}=I_{s=1}$ 

قابل ذکر است که بازه خاصی برای سختی تکیه گاهها وجود دارد که به کارگیری سختیهای کمتر از آن نتایجی کاملاً مشابه نتایج مربوط به حالتی که سختی صفر است را میدهد؛ و یا سختیهای بزرگتر از آن نتایجی مشابه حالتی که آن نقطه کاملاً مهار شده است را میدهد. بنابراین جهت بررسی اثرات FSI با تغییر سختی تکیه گاهها، تنها بررسی سختیهای آن محدوده کافی خواهد بود. این موضوع را میتوان در مرجع [25] بیشتر بررسی کرد. با توجه به تمام مطالب گفته شده در این بخش در مورد نحوه مدلسازی اثر FSI ، چنانچه مدل عددی با در نظر گرفتن این اثر به منظور کالیبراسیون و تعیین ضرایب خزش تطابق به کار گرفته شود این اعداد حاصل خواهد شد که تفاوت اندکی را با حالت آنالیز عددی بدون FSI نشان میدهند: $J_1=0.107\times 10^{-10}$ Pa<sup>-1</sup> J\_2=0.2020×10<sup>-10</sup>Pa<sup>-1</sup> , J\_3=J\_4=J\_5=0.0000×10<sup>-10</sup>Pa<sup>-1</sup> J\_2=0.2020×10<sup>-10</sup>Pa<sup>-1</sup> J\_1=0.107×10<sup>-10</sup>Pa<sup>-1</sup> J\_1=0.107×10<sup>-10</sup>Pa<sup>-1</sup> J\_1=0.107×10<sup>-10</sup>Pa<sup>-1</sup> J\_1=0.107×10<sup>-10</sup>Pa<sup>-1</sup> J\_1=0.100×10<sup>-10</sup>Pa<sup>-1</sup> J\_1=0.100×10<sup>-10</sup> J\_1=0.100×10<sup>-10</sup>Pa<sup>-1</sup> J\_1=0.100×10<sup>-10</sup>Pa<sup>-1</sup> J\_1=0.100×10

۵–۳–۲ نتایج

نتایج حل عددی بر طبق دادههای ورودی داده شده در جدول ۵–۲ و ضرایب کرنش تطابقی داده شده در زیر بخش ۵–۳–۱ جهت انجام آنالیز بدون در نظر گرفتن اثر FSI (و یا ضرایب کرنش تطابقی داده شده در زیر بخش ۵–۳–۱ جهت انجام آنالیز با FSI) در اینجا با نتایج برداشت شده از آزمایش مقایسه می شوند این مقایسه در شکلهای ۵–۱۰ و ۵–۱۱ برای نقطه نظیر فشار سنج واقع در انتهای پایین دست  $(p_{dv})$  و در شکلهای ۵–۱۲ و ۵–۱۱ برای نقطه نظیر فشار سنج واقع در انتهای پایین دست خطوط قرمز و سیاه در این نمودارها نشان دهنده نتایج آزمایشگاهی و نتایج حل عددی می باشند.



شکل ۵–۱۰: مقایسه نتایج آزمایشگاهی (نمودار قرمز رنگ) و عددی (نمودار سیاه رنگ) مربوط به فشار در محل شیر (p<sub>dv</sub>). اثرات ویسکوالاستیک در نظر گرفته شده است اما اثر FSI در نظر گرفته نشده است. بخش درون مستطیل در شکل سمت چپ، در سمت راست بزرگنمایی شده است.



شکل ۵–۱۳: مقایسه نتایج آزمایشگاهی (نمودار قرمز) و عددی (نمودار سیاه) مربوط به فشار در نقطه 5 (p<sub>3</sub>)، با در نظر گرفتن اثرات ویسکوالاستیک و FSI. بخش درون مستطیل در شکل سمت چپ، در سمت راست بزرگنمایی شده است.

در یک مقایسه کلی بین نتایج عددی و آزمایشگاهی میتوان گفت که حل عددی نتایج رضایتبخشی را ارایه داده است و این نتایج در حالتی که اثر FSI نیز در نظر گرفته شود بهبود مییابند (شکلهای ۵–۱۱ و ۵–۱۳) با این وجود زمانی که به شکلهای بزرگنمایی شده در سمت راست توجه شود تفاوت هایی که غالباً مربوط به لحظات اولیه پس از آغاز جریان غیر ماندگار است به چشم میخورد. اولین نتیجهای که میتوان از این مقایسه گرفت این است که مدل ریاضی به کار گرفته شده جهت مدلسازی اثر ویسکوالاستیک دیوارههای لوله و روش عددی استفاده شده جهت پیاده سازی آن مدل ریاضی از دقت خوبی برخوردار هستند و میتوانند نوسانات و میرایی موجود در نتایج آزمایشگاهی را به خوبی پوشش دهند. نتیجه دیگر حاصله از این مقایسه این است که یک اثر خاص در این سیستم لوله با ابعاد وسیع وجود دارد که بوسیله کالیبراسیون سرعت موج و ضرایب توابع خزشی، قابل مدلسازی نمی باشد. جهت ردیابی علت این عامل تمام جزییات موجود در این سیستم لوله باید در آنالیز عددی وارد گردند و اثر هر کدام به طور خاص بررسی شود. این بررسی در بخش بعد برای لولههای فلزی کوتاه واقع در بالا و پایین دست سیستم لوله انجام میشود.

## ۵-۳-۲-۱- اثرات وجود لولههای فلزی

جهت بررسی اثر وجود لولههای فلزی، اثر دیواره ویسکوالاستیک لوله یا بستن تدریجی شیر، این عوامل به طور جداگانه در سیستم لوله مورد آزمایش، در نظر گرفته شده و نتایج حاصله ارایه شده اند. نتایج حاصله از این مثالها جهت تفسیر نتایج آزمایشگاهی مورد استفاده قرار می گیرد.

PVC مدلهای مختلفی با هندسههای مختلف مورد آنالیز قرار گرفت. در تمام این مدلها طول لوله PVC مدلهای مختلفی با هندسههای مختلف مورد آنالیز قرار گرفت. در تمام این مدلها طول لوله برابر و L=275.2 m میباشد. لولههای فلزی بالا دست و پرابر دست به نامهای  $L_2$  و سرعت موج در این لوله برابر  $c_{st}=1200 \text{m/s}$  میباشد. سیستمهای با پایین دست به نامهای  $L_2$  و  $L_2$  میباشند. سیستمهای با پایین دست به نامهای اورد نگردن هر یک از این لولهها تولید میگردد. شکلهای -1 الی -1 هندسه مختلف با وارد کردن یا وارد نکردن هر یک از این لولهها تولید میگردد. شکلهای -18 الی -18 فشارهای حاصله در محل شیر برای آنالیزهای مختلف بدون اثر ویسکوالاستیک را نشان میدهند. در

تمام این نمودارها، بخش اول نمودار سمت چپ در سمت راست بزرگنمایی شده است. در شکل ۵–۱۴،  $L_1$ =24m,  $L_2$ =12m(L\_2=12m) در شکل ۵–۱۵،  $L_1$ =24m,  $L_2$ =0m,  $L_2$ =12m و سرانجام در شکل ۵–21m است ( به جدول ۵–۳ مراجعه شود). در این شکل ها، نوسانات آنی فشار که پس از زمان بسیار کوتاهی از بین میروند قابل توجه میباشند. همانطور که در شکل ۵–۱۶ دیده میشود دو سری از این پرشهای باریک فشار وجود دارد یکی در ابتدا و دیگری در انتهای اولین نیم پریود ضربه قوچ. اولین سری به علت وجود لوله فلزی واقع در بالا دست سیستم لوله میباشد. بزرگی این پرشها و فرکانس آنها به فشار جوکوفسکی، طول و سرعت موج هر لوله فلزی در پایین دست سیستم و مری دوم به علت وجود لوله فلزی واقع در بالا دست سیستم لوله میباشد. بزرگی این پرشها و فرکانس آنها به فشار جوکوفسکی، طول و سرعت موج هر لوله فلزی مربوط میباشد.

جدول ۵-۳ : گزینههای مختلف جهت لولههای فلزی بالا و پایین دست و نام شکل نشان دهنده فشار در هر حالت.

	شکل ۵–۱۴	شکل ۵–۱۵	شکل ۵–۱۶
$L_1$	0 m	24 m	24 m
$L_2$	12 m	0 m	12 m



شکل ۵–۱۴: فشار در محل شیر برای آنالیز با  $L_1=0$ m,  $L_2=12m$  و $(c_{PVC}=348m/s, c_{st}=1200m/s, f=0, t_c=0s)$  بدون ویسکوالاستیسیته. شکل سمت راست بزرگنمایی شکل سمت چپ است.



شکل ۵–۵۱: فشار در محل شیر برای آنالیز با  $L_1=24$ ,  $L_2=0$ و( $c_{PVC}=348$ m/s, $c_{st}=1200$ m/s, $f=0, t_c=0$ ) بدون وشکل ۵–۵۱: فشار در محل شیر برای آنالیز با و مت راست بزرگنمایی شکل سمت چپ است.



شکل ۵–۱۶: فشار در محل شیر برای آنالیز با 12ا $L_1=24$ m,  $L_2=12$  و( $c_{PVC}=348$ m/s, $c_{st}=1200$ m/s, $f=0,t_c=0$ s) بدون ویسکوالاستیسیته. شکل سمت راست بزرگنمایی شکل سمت چپ است.

مثالهای قبل برای حالتی که سیستم لوله متشکل از لولههای ویسکوالاستیک باشد تکرار شده اند. شکل ۵–۱۷– چپ اثر ویسکوالاستیسیته را در سیستمی که در آن زمان بستن شیر s 0.2 است نشان میدهد. همانطور که مشاهده میشود در مقایسه با شکل ۵–۱۶، بستن تدریجی، پرش هایی که در اثر وجود لوله فلزی کوتاه پایین دست بوجود میآید را حذف کرده است. علت این است که زمان بستن شیر بزرگتر از معیار بستن سریع که براساس لوله فلزی بدست میآید ( $L_2/c_{st}$ ) است. خطوط قرمز و آبی مربوط به آنالیز به ترتیب ویسکوالاستیک و الاستیک میباشند. میرایی حاصله در این نتایج که بخصوص در پریودهای بعدی ضربه قوچ به چشم میخورد در این نمودارها قابل توجه است. شکل ۵–۱۷– راست اثر بستن تدریجی (t<sub>c</sub> = 0.2 s) را در آنالیز با ویسکوالاستیسیته نشان میدهد. همانطور که مشاهده میشود بستن تدریجی به هیچ وجه باعث ایجاد میرایی در نتایج نمیشود. بلکه تنها باعث حذف نوسانات فرکانس بالا ناشی از وجود لولههای فلزی میشود.



شکل ۵–۱۷: فشار در محل شیر در آنالیز با  $L_1=24$ m,  $L_2=12$  و $(c_{PVC}=348$ m/s, $c_{st}=1200$ m/s, $f=0,t_c=0.5$ ). شکل شکل ۵–۱۷: فشار در محل شیر در آنالیز با اثر ویسکوالاستیک و  $t_c=0.2$  است، شکل راست–آبی مربوط آنالیز با اثر ویسکوالاستیک و  $t_c=0.2$  هستند.  $t_c=0.3$ 

شکل ۵–۱۸ دو گراف از خطوط همتراز فشار را برای سیستمی متشکل دو لوله کوتاه بالا دست و پایین دست نشان میدهد. در سمت چپ آنالیز عددی بدون ویسکوالاستیسیته با eo,t<sub>c</sub>=0s و در شکل سمت راست آنالیز با ویسکوالاستیسیته e0.25=*f* میباشد. نوسانات آنی فشار به علت لولههای فلزی کوتاه قابل تشخیص در شکل سمت چپ و اینکه پرشهای فشار ناشی از لوله کوتاه واقع در پایین دست به علت بستن تدریجی شیر از بین میروند ولی نوسانات ناشی از لوله کوتاه فلزی بالادست از بین نمی روند، قابل تشخیص در شکل سمت راست در این شکلها قابل توجه هستند. بر طبق آنالیزهای مختلف انجام شده روی این سیستم لوله مشاهده شد که اثر اصطکاک بسیار ناچیز است و در نظر گفتن و یا نگرفتن آن (مدل اصطکاک شبه ماندگار) منجر به نتایج مشابهی میگردد. فصل پنجم: آزمایش ضربه قوچ در یک سیستم لوله ویسکوالاستیک



شکل ۵–۵۸۱: خطوط هم فشار (واحد متر) در نقاط مختلف خط لوله درمدت ۲ ثانیه (واحد متر) در نقاط مختلف خط لوله درمدت ۲ ثانیه  $f=0,t_c=0.5$ . راست: با اثر  $(L_1=24m,L_2=12m,c_{PVC}=348m/s,c_{st}=1200m/s)$  ویسکوالاستیسیته و با  $J_1=0.0924\times 10^{-10}$ Pa<sup>-1</sup>, $J_2=0.1873\times 10^{-10}$ Pa<sup>-1</sup>, $J_3=J_4=J_5=0.0000\times 10^{-10}$ Pa<sup>-1</sup> و  $f=0.015,t_c=0.2s$ 

۵-۴- بحث و نتیجه گیری

هماهنگی قابل قبولی بین نتایج عددی و آزمایشگاهی وجود دارد و بخصوص میرایی موج در نمودارهای آزمایشگاهی که ناشی از رفتار ویسکوالاستیک دیواره لوله میباشد به خوبی با مدل ارایه شده قابل شبیه سازی است (به شرطی که سرعت موج و توابع خزشی تطابق به خوبی انتخاب شوند). تفاوت کوچک و خاصی بین دو دسته نتایج عددی و آزمایشگاهی به چشم میخورد که کاملاً مشابه تفاوتی است که در نتایج عددی و آزمایشگاهی ارایه شده توسط سوارس و همکاران [50] میباشد، اما آنها در مورد آن هیچگونه بحثی نکرده اند. جهت ریشه یابی علت این تفاوت در دو دسته نتایج، اطلاعات جامعتری از جزییات آزمایش و مدل عددی کاملتری که بتواند تمام بخشهای هیدرولیکی و سازهای سیستم لوله را به طور دقیق شبیه سازی نماید مورد نیاز خواهد بود. تا اینجا تنها میتوان گفت که این اختلاف در دو دسته نتایج عددی و آزمایشگاهی، نمی تواند به علت اثر اصطکاک غیر ماندگار باشد زیرا این اثر بوسیله ضرایب خزش تطابقی در ضمن فرایند بهینه سازی پوشش داده می شود [5, 6]. در تفسیر نتایج عددی حاصله و مقایسه آنها با نتایج آزمایشگاهی می توان به موارد زیر اشاره کرد:

- ۱- به کارگیری تنها دو المان کلوین- ویت جهت مدلسازی رفتار ویسکوالاستیک لولههای PVC کافی میباشد. این امر به این علت است که رفتار ویسکوالاستیک این مواد خفیفتر از مواد پلی اتیلن با چگالی بالا <sup>(</sup>(HDPE) میباشد و بنابراین دارای خزش کمتر و توابع خزش تطابقی کوچکتری نیز خواهند بود. این نتیجهگیری مشابه نتیجه ارایه شده توسط سوارس و همکاران [50] برای این نوع مواد میباشد.
- ۲- در حالتی که رفتار ویسکوالاستیک دیواره لوله در آنالیز ضربه قوچ وارد گردد، در نتایج حاصله برای فشار باید مقداری فرو رفتگی (تقعر) همانند شکل ۵–۱۹ و یا شکلهای ارایه شده توسط کواس و همکاران [17-15] دیده شود. بر طبق تئوری ضربه قوچ کلاسیک، پس از بستن شیر، فشار جوکوفسکی در تمام نصف دوره تناوب ضربه قوچ برقرار خواهد بود. از طرف دیگر بر طبق مدل ویسکوالاستیک به علت وجود تنش هوپ (محیطی) درون لوله، دیواره لوله به تدریج رفتار خزشی از خوری فرابه قوچ برقرار خواهد بود. از طرف دیگر بر طبق مدل ویسکوالاستیک به علت وجود تنش هوپ (محیطی) درون لوله، دیواره لوله به تدریج رفتار خزشی از خود نشان خواهد داد (همانند شکل ۳–۲). این رفتار باعث افزایش حجمی که سیال فشار بالا در آن است خواهد شد و این امر به نوبه خود باعث کاهش جزیی فشار میشود (شکل ۵–۱۹). به مارت دیگر سیال مقداری از انرژی خود را به علت انجام کار روی دیواره لوله از دست میدهد. مقداری از این کار منجر به تغییر شکل الاستیک در لوله میشود بنابراین لوله میتواند این انرژی مقداری از این کار منجر به تغییر شکل الاستیک در لوله میشود بنابراین لوله میتواند این انرژی کرا دوباره به سیال برگرداند، این مقول الاستیک در لوله میشود و در واقع به صورت را دوباره به سیال برگرداند، این مطلب موضوع بحث تداخل سیال سازه است. بخش دیگری از این کار منجر به تغییر شکل الاستیک در لوله میشود بنابراین لوله میتواند این انرژی مقداری از این کار منجر به تغییر شکل الاستیک در لوله میشود بنابراین لوله میتواند این انرژی مقداری از این کار منجر به تغییر شکل الاستیک در لوله میشود بنابراین لوله میتواند این انرژی مقداری در این میر و در واقع به صورت را دوباره به سیال برگرداند، این مطلب موضوع بحث تداخل سیال سازه است. بخش دیگری از این کار منجر به تغییر شکل خزشی (ویسکوالاستیک) در دیواره لوله میشود و در واقع به صورت کار منجر به تولی در بای در بتایج ظاهری و در واقع به صورت مدر بی خاهش در بیای خاهر میشود زیرا این کار غیر قابل برگشت است. قابل توجه است که اصطکاک

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> High density polyethilene

همچنین میتواند اندکی انحنای نمودار فشار نیم پریود ضربه قوچ را تغییر دهد اما مقدارش بسیار کوچکتر از اثر ویسکوالاستیسیته است. به هر حال، این شکل مقعر بحث شده در بالا در نمودارهای آزمایشگاهی حاصله از این آزمایش دیده نمیشود و برعکس همانطور که در شکلهای ۵–۵ و ۶–۶ دیده میشود مقداری بر آمدگی به جای فرورفتگی در نمودارها دیده میشود.



شکل ۵-۱۹: اثر دیواره ویسکوالاستیک در نتایج ضربه قوچ کلاسیک به دنبال بستن آنی شیر.

- ۳- موضوع قابل بحث دیگری که در نمودارهای آزمایشگاهی وجود دارد این است که مطابق شکلهای ۵-۶ اولین افزایش فشار اندکی کوچکتر از دومین افزایش فشار است. بر طبق آنالیزهای مختلف انجام شده برای سیستمهای لوله متشکل از مخزن لوله و شیر چنین چیزی هرگز اتفاق نمیآفتد مگر اینکه سایر اثرات مانند FSI، جدایی ستون مایع و یا اثر سایر دستگاهها و یا بخشهای هیدرولیکی و سازهای موجود در سیستم لوله، در آنالیز عددی وارد گردد.
- ۴- در تمام آزمایشهای ضربه قوچ انجام شده از دبی یکسانی استفاده شده است. بنابراین امکان تحقیق اینکه آیا ضرایب توابع خرش بدست آمده برای سایر دبیها (که دارای فشار جوکوفسکی دیگری هستند) کارایی دارند یا خیر وجود ندارد. بنابراین نتیجهای که تاکنون از نتایج حاصله میتوان گرفت این است که استفاده از مدل ویسکوالاستیک کلوین ویت میتواند جهت مدل سازی اثر ویسکوالاستیک میتوان گرفت این است که استفاده از مدل ویسکوالاستیک کلوین ویت میتواند جهت مدل سازی اثر ویسکوالاستیک کلوین میتواند جهت مدل سازی اثر ویسکوالاستیک مرایب لازم جهت

پیاده سازی مدل عددی از کالیبره کردن به استفاده از نتایج آزمایشگاهی بدست آمدهاند این امکان نیز وجود دارد که اثر عوامل دیگری که کاملاً جدا از رفتار ویسکوالاستیک دیواره لوله هستند نیز درون این ضرایب وارد گردد. عواملی مانند: افزایش یا کاهش قطر لوله در طول زمان جریان گذرا، اثر ضخامت دیواره لوله، ترمهای همرفتی، گازهای آزاد جزئی درون سیال، تداخل سیال - سازه و اصطکاک غیر ماندگار. چنانچه از مقادیر ضرایب توابع خزش بدست آمده براساس تستهای خزش (و نه استفاده از نتایج ضربه قوچ و بهینه سازی؛ موضوع بحث بخش ۳-۱-۱-۳) جهت انجام آنالیز عددی استفاده شود در آن صورت تمام عوامل ذکر شده باید به گونهای در مدل ریاضی و بنابراین مدل عددی ارایه شده وارد گردند. قابل ذکر است که اهمیت تمام عوامل یاد شده، با افزاش رفتار ويسكوالاستيك مواد افزايش مييابند. اين ادعا از توجه به مدول الاستيسيته و سرعت موج كمتر مواد ويسكوالاستيك و نسبت پواسن بزرگتر انها در مقايسه با مواد الاستيك فهمیده می شود. در بین این موارد، اثر اصطکاک غیرماندگار توسط کواس و همکاران مورد بررسی قرار گرفت [17-15]. نتیجه آنها این بوده است که به کارگیری مدل ریاضی مناسب جهت اصطکاک غیر ماندگار میتواند نتایج ضربه قوچ حاصله که براساس ضرایب بدست آمده از تستهای خزش حاصل شدهاند را تا اندازهای بهبود بخشد اما همچنان اندک تفاوتی با نتایج آزمایشگاهی به چشم میخورد.

- ۵- معیار ارایه شده برای اهمیت ضخامت دیواره لوله (25 / D/e) ارایه شده توسط وایلی و همکاران
   [70] تنها برای ضربه قوچ در لولههای الاستیک صادق است. این معیار میتواند برای لولههای ویسکوالاستیک مقداری کاملاً متفاوت (بزرگتر از ۲۵) باشد که علت آن متفاوت بودن مدول الاستیسیته و نسبت پواسن این مواد است.
- ۶- جهت جلوگیری از ایجاد خطای ناشی از معلوم نبودن دقیق الگوی بسته شدن شیر در تعیین ضرایب خرش در زمانی که از زیر برنامه بهینه سازی استفاده می شود، می توان از مقادیر

آزمایشگاهی بدست آمده برای فشار در نقطهای که تابع هدف نظیر آن نوشته شده است استفاده کرد. این کار در واقع به این معنی است که در نوشتن تابع هدف تنها از مقادیر آزمایشگاهی بدست آمده پس از بسته شدن کامل شیر استفاده می شود.

۲- در یک مقایسه بین اثر طول لوله پلی اتیلن و لوله فلزی زمانی که هر دو در سیستم لوله وجود دارند، میتوان گفت که اثر لوله پلی اتیلن به مراتب بزرگتر و مهمتر است. به این معنا که در ازای یک تغییر طول مشخص در لوله فلزی و لوله پلی اتیلن، اثر تغییر طول در لوله پلی اتیلن بسیار واضحتر در نتایج قابل تشخیص خواهد بود. زیرا سرعت موج در لولههای فلزی حدود ۳-۴ برابر بزرگتر از این سرعت در لولههای پلی اتیلن است بنابراین برای یک طول ثابت، موج فشاری در لوله پلی اتیلن زمانی در حدود ۳-۴ برابر بیشتر نیاز خواهد داشت تا آن طول را طی کند بنابراین اثر آن تغییر طول در نمودارهای فشار – زمان واضحتر خواهد بود.

فصل ششم: بررسی صحت مدل ریاضی و عددی و ارایه نتایج
مقدمه

پس از ارایه و تحلیل نتایج آزمایش انجام شده، در این بخش به بررسی دقیق تر صحت مدل ریاضی ارایه شده در فصل سوم و مدلهای عددی به کاربرده شده ارایه شده در فصل چهارم جهت حل مدل ریاضی، خواهیم پرداخت. نظر به اینکه هدف این رساله ارایه مدلی است که بتواند اثرات ویسکوالاستیسیته دیواره لوله، اثرات جدایی ستون سیال و اثرات تداخلی سیال– سازه برای انواع مختلف شرایط مرزی، شبیه سازی نماید، صحت سنجی مدل باید به گونهای باشد که هر اثر ابتدا به تنهایی و سپس به صورت ترکیبی با سایر اثرات، با مدلهای مرجع (در صورت وجود) مقایسه و بدینوسیله درستی مدل اثبات گردد. بدیهی است در مواردی که مدل هایی جهت مقایسه با آنها موجود نیست (مانند اثر توام تداخل سیال– سازه و مواد ویسکوالاستیسیته دیواره لوله که با توجه به نبود هیچگونه تحقیقی در این زمینه تاکنون، نمی توان مواد ویسکوالاستیسیته دیواره لوله که با توجه به نبود هیچگونه تحقیقی در این زمینه تاکنون، نمی توان مواد ویسکوالاستیسیته دیواره لوله که با توجه به نبود هیچگونه تحقیقی در این زمینه تاکنون، نمی توان

به طور کلی این فصل در دو بخش تنظیم گردیده است. در بخش اول به مدل هایی خواهیم پرداخت که به نوعی جهت صحت سنجی بخشی از کار استفاده شدهاند و در بخش دوم با پذیرفتن درستی مدل تهیه شده، به بررسی مثالهایی پیچیدهتر که در این زمینه کاملاً جدید هستند خواهیم پرداخت.

## ۶–۱– صحت سنجی با استفاده از مقایسه با مدلهای مرجع

در این قسمت مدلهای مرجع موجود در این زمینه با روشهای ارایه شده در این رساله حل می شوند. و نتایج هر کدام با نتایج ارایه شده توسط سایرین و یا با نتایج حلهای تحلیلی ارایه شده مقایسه می شوند. بدیهی است که این مدلها به منظور اینکه بتوانند به دقت جهت تحقیق یک اثر خاص به کار گرفته شوند نسبت به مدلهای کاربردی موجود در سیستمهای صنعتی، بسیار سادهتر خواهند بود.

FSI -1-1-۶ در لولههای الاستیک

سه مدل معروف موجود در این زمینه جهت تحقیق درستی مدلسازی جریان غیر ماندگار با در نظر گرفتن تداخل سیال- سازه در لولههای الاستیک (بدون جدایی ستون مایع) در اینجا ارایه و نتایج حاصله با نتایج سایرین مقایسه میشوند.

<sup>1</sup> −1−1− مساله مرجع اول آزمایشگاه Delft

این مساله که به عنوان اولین مساله مرجع جهت بررسی FSI در یک سیستم لوله مخزن- لوله- شیر توسط محققین آزمایشگاه Delft ارایه گردیده است به دفعات در مقالات مختلف تحلیل شده است. این مساله در اینجا به منظور تحقیق درستی مدلسازی اثر تداخلی اتصال (ناشی از ارتعاش شیر) به تنهایی، اثر تداخلی پواسن به تنهایی و اثرات همزمان تداخلی پواسن و اتصال ارایه شده است. جزییات این مدل مطابق جدول ۶-۱ میباشد.

جدول ۶-۱: جزئيات مساله اول مرجع ارايه شده توسط محققين آزمايشگاه Delft

طول لوله	قطر داخلی لوله	ضخامت ديواره لوله	جرم مخصوص لوله	مدول يانگ	نسبت پواسن	سرعت موج	سرعت جریان پایدار	هد مخزن
20 m	797 mm	8 mm	7900kg/m <sup>3</sup>	210 GPa	0.3	1024.7m/s	1 m/s	0 m

در هنگام آنالیز، در حالتی که هدف بررسی نتایج اثر تداخلی پواسن به تنهایی میباشد شرط مرزی مربوط به شیر و مخزن باید به گونهای اعمال گردد که در این نقاط هیچگونه ارتعاشی وجود نداشته باشد و تنها عامل ایجاد اثر FSI به نسبت پواسن مواد دیواره لوله که میتواند آزادانه در جهت محوری ارتعاش کند مربوط گردد. بدیهی است که در این حالت اگر نسبت پواسن نیز صفر وارد گردد جوابهای حاصله همان نتایج ضربه قوچ کلاسیک خواهند بود. در زمانی که اثر تداخلی اتصال به تنهایی مورد نظر است، نسبت پواسن برای تمام المانهای مدل صفر وارد میشود ولی به تمام لوله و نقطه آخر (گره نظیر شیر) اجازه

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Delft Hydraulic Benchmark Problem A

ارتعاش در جهت محور لوله داده می شود. نتایج مربوط به اثرات تداخلی پواسن و اتصال، با وارد کردن نسبت پواسن غیر صفر و آزاد بودن تمام گرهها بجز مخزن به دست می آیند.

در شکل ۶-۱ نتایج مربوط به آنالیز با اثر تداخلی اتصال به تنهایی در گره شیر و نقطه میانی با دو روش MOC-FEM و تماماً MOC و تماماً MOC نتایج بسیار مشابهی میدهند که در این مساله کاملاً منطبق بر نتایج حل دقیق ارایه شده توسط TMOC نتایج بسیار مشابهی میدهند که در این مساله کاملاً منطبق بر نتایج حل دقیق ارایه شده توسط تایسلینگ [58] می باشند.





با توجه به نتایج حاصله از روش MOC-FEM و همانطور که پیشتر در فصل چهارم اشاره شد نتایج این روش در نقاطی که نمودار جواب گسسته است با نوسانات بسیار زیادی همراه است که علت آن ضعف روش FEM در حل مسایلی است که جوابهایی با تغییرات آنی بسیار زیاد دارند. جهت حذف این نوسانات میتوان از یک ماتریس میرایی فرضی C به صورت ضریبی از ماتریس سختی K (با توجه به رابطه (۴-۱۳)) استفاده کرد. در روش تماماً MOC این نوسانات وجود ندارند. میتوان اثبات کرد که روش MOC در نقاط محاسباتی اش جواب دقیق را میدهد در صورتی که معادلات دیفرانسیل حاکم خطی باشند [58]. در شکلهای ۶-۲ و ۶-۳ نتایج به دست آمده با در نظر گرفتن اثرات تداخلی پواسن و اتصال با نتایج حل دقیق ارایه شده در مرجع [58] به ترتیب در محل شیر و نقطه میانی لوله مقایسه شده اند.





شکل ۶-۳: نتایج هد درمساله مرجع اول در حالت اثر تداخلی پواسن و اتصال در محل نقطه میانی. نمودارهای خط چین نتایج بدون در نظر گرفتن اثرات تداخلی میباشند. شکل سمت چپ: نتایج برداشت شده از مرجع [58] و شکل سمت راست نتایج تحقیق حاضر میباشد.

Delft<sup>1</sup> مساله مرجع چهارم آزمایشگاه



شکل ۶-۴: مدل سیستم لوله مساله مرجع چهارم و شماره گرههای به کار رفته در مدلسازی عددی

جدول ۶-۲: جزییات سیستم لوله مساله مرجع چهارم

قطر داخلی لوله	ضخامت دیواره لوله	جرم مخصوص لوله	جرم مخصوص سيال	مدول یانگ	مدول بالک سيال	نسبت پواسن	دبی جریان پایدار	ضریب اصطکاک	هد مخزن
206.4mm	6.35mm	7900kg/m <sup>3</sup>	880kg/m <sup>3</sup>	2.1E11Pa	1.55E9Pa	0.3	0.1338m <sup>3</sup> /s	0.02	26.23m

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Delft Hydraulics Benchmark Problem D

در شکلهای ۶–۵ الی ۶–۶ نتایج حاصله برای جابجایی زانویی در امتدادهای Y و Z که به علت ارتعاش سیستم لوله در صفحه Z-۷ ایجاد میشود نشان داده شده است. در این شکلها نتایج حاصل از مدل ارایه شده در این رساله با نتایج برنامه کامپیوتری <sup>۱</sup>FLUSTRIN که در سالهای ۱۹۸۸ الی ۱۹۹۲ توسط گروه تحقیقاتی Delft Hydraulics جهت بررسی اثرات تداخلی سیال– سازه در سیستمهای لوله تهیه گردیده است مقایسه شده اند. در هر شکل نتایج حاصله از اثرات تداخلی پواسن و یا اتصال به تنهایی و یا هر دو اثر با هم ارایه شده اند. تشریح روش مدلسازی هر حالت مشابه آنچه برای مثال قبل گفته شد میباشد.



شکل ۶–۵: مقایسه نتایج جابجایی زانویی در امتداد Z، سمت راست: نتایج تحقیق حاضر، سمت چپ: نتایج بدست آمده از نرم افزار FLUSTRIN تهیه شده توسط تایسلینگ.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Fluid Structure Interaction (FLUSTRIN)



شکل ۶-۶ مقایسه نتایج جابجایی زانویی در امتداد Y ، سمت راست: نتایج تحقیق حاضر، سمت چپ: نتایج بدست آمده از نرم افزار FLUSTRIN تهیه شده توسط تایسلینگ.

#### Dundee تست ضربه در آزمایشگاه هیدرولیک Dundee

دو مثال قبل مسائل تئوری تعریف شده توسط محققین مختلف بودند و با پیاده سازی آنها به صورت نمونه آزمایشگاهی به سختی میتوان نتایج قابل انتظار را بدست آورد. زیرا علاوه بر FSI که در این تحقیق مورد نظر است سایر عوامل از قبیل ارتعاش تکیه گاه، اصطکاک غیر ماندگار سیال با دیواره لوله، اثرات عملکرد شیر و سایر پارامترهای هیدرولیکی به صورت ناخواسته در آزمایش وارد خواهند شد. به این منظور آزمایشهای ضربه به سیال درون لوله که در آنها هیچیک از عوامل یاد شده وجود ندارد به منظور تحقیق درستی مدلسازی ریاضی FSI در لوله انجام میشود.

اولین مدل آزمایشگاهی از نوع ضربه به لوله حاوی سیال تحت فشار در سال ۱۹۶۶ توسط واردی و فن انجام شد [56] که در آن لوله حاوی سیال به طور قائم به روی یک صفحه بتنی فرود میآمد. اما بعدها به علت وجود برخی ضعفها در این آزمایش، مدل آزمایشگاهی دیگری در این آزمایشگاه تهیه گردید. این سیستم که در شکل ۶–۷ نشان داده شده است از یک لوله فلزی اصلی به طول m 4.5 به قطر داخلی 52mm و ضخامت دیواره mm 3.9 تشکیل شده است. لوله از دو انتها بسته شده و از سیال تحت فشار پر شده است و به وسیله دو کابل هر یک به طول 3.3m از سقف آویزان شده است به طوری که لوله به راحتی امکان ارتعاش در جهت افقی خواهد داشت. جریان غیرماندگار و اثر تداخلی سیال سازه با برخورد افقی یک میله فلزی افقی به یک انتهای لوله ایجاد میشود. طول این میله m 5 بوده و بوسیله دو کابل آویزان شده میله فلزی افقی به یک انتهای لوله ایجاد میشود. طول این میله m 5 بوده و بوسیله دو کابل آویزان شده است. این آزمایش از مدلهای معمول مخزن – لوله – شیر بسیار سادهتر است زیرا گرادیان فشار و سرعت در طول لوله وجود ندارد، الگویی برای بستن شیر نیاز نیست و اثر تکیه گاه قابل صرف نظر است. اصطکاک و اثرات نیروی گرانش نیز با توجه به مقیاس زمانی آزمایش که در حد میلی ثانیه است ناچیز هستند. بنابراین این آزمایش به خوبی اثر تداخل سیال سازه ناشی از انتشار محوری موج را ایزوله میکند. اثر کاویتاسیون نیز با ایجاد فشار اولیه به اندازه کافی بالا (معمولاً در حد MP -2) به راحتی حذف خواهد

این لوله به طور کامل و در نقاط مختلف ابزار گذاری می شود اعم از نصب کرنش سنجها در هر سه جهت محوری (افقی) قائم و محیطی و نصب فشار سنج ها. همچنین با استفاده از یک دوربین فیلمبرداری با سرعت بالا لحظه برخورد میله با لوله و حوادث بعد از آن فیلمبرداری می شود. سرعت میله ضربه زننده در لحظه قبل از برخورد با استفاده از فیلم گرفته شده تعیین می گردد. نکته بسیار مهم در این آزمایش این است که طول میله ضربه زننده باید به اندازه کافی دراز باشد به طوری که لوله به علت زیادتر شدن سرعتش ناشی از ضربه وارد بر آن از میله جدا شود و نه به علت تمایل میله ضربه زننده به برگشت به عقب. میله ضربه زننده زمانی که موج حاصله ناشی از برخورد به انتهای میله رفته و دوباره به نقطه برخورد برسد به سمت عقب حرکت خواهد کرد. سایر مشخصات این آزمایش در جدول ۶–۳ لیست شده اند.



شکل ۶-۷ راست: مدل فیزیکی آزمایش ضربه معروف به آزمایش Dundee انجام شده توسط واردی و فن [56]. چپ: برش طولی لوله و ابزارهای نصب شده در طول آن.

آزمايش	لوله در	ی روی	بزار گذار	زننده و ا	، ضربه	، میله	، سيال	حاوى	لوله	خصوصيات	شامل •	ورودى	دادەھاى	:۳-۶	جدول
					.[56	فن [أ	ردی و	ربه وار	ں ض	آزمايش					

Water-filled pipe	Position of instrumentation	Solid steel rod
L = 4.502  m	z (PT1) = 0.0195 m	$L_r = 5.006 \text{ m}$
R = 26.01  mm	z (PT2) = 1.1265 m	$R_r = 25.37 \text{ mm}$
e = 3.945  mm	z (PT3) = 2.2510 m	$E_r = 200 \text{ GPa}$
$\gamma = 0$	z (PT4) = 3.3760 m	$\rho_r = 7848 \ \text{kg/m}^3$
K = 2.14  GPa	z (PT5) = 4.5020 m	$V_{0r} = 0.739 \text{ m/s}$
$\rho_f = 999 \text{ kg/m}^3$	z (SGA) = 0.5740 m	
E = 168  GPa	z (SGB) = 1.6880 m	
$ \rho_t = 7985 \text{ kg/m}^3 $	z (SGC) = 2.8140 m	
$\nu = 0.29$	z (SGD) = 3.9440 m	
<i>f</i> = 0.01	z (LDV) = 0.0465 m	
$m_1 = 1.2866 \text{ kg}$		
$m_2 = 0.2925 \text{ kg}$		
$H_{v} = -1000 \text{ m}$		
(no cavitation)		

نتایج حاصله برای فشار سیال در نقاط مختلف شامل انتهای سمت چپ (محل وارد شدن ضربه)، انتهای سمت راست و وسط لوله در شکل ۶–۸ ارایه شده اند. همانطور که مشاهده می شود این نتایج مشابه نتایج آزمایشگاهی و نتایج عددی ارایه شده در پایان نامه تایسلینگ [56] می باشند. قابل ذکر است که نتایج برداشت شده از پایان نامه تاسیلینگ که در اینجا آورده شدهاند مربوط به حل با روش تماماً MOC می باشند در حالیکه نتایج ارایه شده در شکل ۶–۸ سمت چپ مربوط به حل با روش تماماً MOC-FEM می باشند. علت وجود تفاوت اندک در نتایج دو روش حل همانگونه که پیشتر شرح داده شد این است که می باشند. علت وجود تفاوت اندک در نتایج دو روش حل همانگونه که پیشتر شرح داده شد این است که روش FEM در مدلسازی مسایل با تغییرات آنی جواب، ضعیف است.



شکل ۶–۸: فشار سیال در آزمایش ضربه در نقاط مختلف شامل انتهای سمت چپ (محل وارد شدن ضربه) در شکل اول، نقطه وسط لوله در شکل دوم و انتهای سمت راست در شکل سوم.

این مساله در یک حالت سادهتر در صورتیکه  $m_1=m_2=0$  بوده و فشار اولیه (در حالت پایدار) صفر باشد بار دیگر حل شده است اما در این حالت از روش تماماً MOC استفاده شده است. نتایج حاصله برای فشار سیال در نقاط انتهای سمت چپ (محل وارد شدن ضربه) و انتهای سمت راست در شکلهای 8-9 و 8-10 ارایه شده اند. نتایج ارایه شده در سمت راست توسط تایسلینگ به دست آمدهاند که در [62] نیز قابل مشاهده می باشند.



شکل ۶-۹: فشار سیال در آزمایش ضربه در حالت  $m_1=m_2=0$  و فشار اولیه صفر، در انتهای سمت چپ (محل وارد شدن ضربه). روش حل در هر دو نمودار MOC است. شکل سمت راست از [62] گرفته شده است.



شکل ۶–۱۰: فشار سیال در آزمایش ضربه در حالت m<sub>1</sub>=m<sub>2</sub>=0 و فشار اولیه (در حالت پایدار) صفر، در انتهای سمت راست. روش حل در هر دو نمودار MOC است. شکل سمت راست از [62] گرفته شده است.

۲-۱-۶ جدایی ستون مایع در لولههای الاستیک

مهمترین آزمایش انجام شده در این زمینه در آزمایشگاه روبین<sup>۱</sup> در شهر آدلاید<sup>۲</sup> در کشور استرالیا میباشد. این آزمایش که توسط برگانت و سیسمون انجام گردید در مقالات مختلف توسط این اشخاص و سایرین بررسی شده است [8, 9]. در این رساله، نظر به اینکه به دلایل گفته شده هدف ما استفاده از ساده ترین روش جدایی ستون مایع که روش DVCM است میباشد نتایج حاصله از برنامه کامپیوتری تهیه شده با نتایج حاصله توسط برگانت برای این روش مقایسه میشود.

نمای کلی این آزمایش در شکل ۶–۱۱ نشان داده شده است. مطابق شکل این سیستم از دو مخزن که بوسیله یک لوله به هم متصل شدهاند تشکیل شده است. شیب لوله قابل تنظیم است بنابراین با این سیستم امکان انجام آزمایشهای گوناگون جهت بررسی عوامل مختلف وجود دارد. در اینجا تنها حالتی از جریان غیر ماندگار که بوسیله بستن شیر پایین دست در مسیر جریان بالا رونده ایجاد میشود بررسی و نتایج حاصله با نتایح حل برگانت [4] مقایسه میشوند.



شکل ۶–۱۱: نمای کلی آزمایش آدلاید در بررسی جدایی ستون مایع.

دادههای ورودی جهت انجام آنالیز عددی مطابق جدول ۶–۴ میباشد این مثال برای دو مقدار متفاوت  $V_0 = 1.4 \text{ m/s}$  و  $V_0 = 0.3 \text{ m/s}$  شرایط اولیه  $V_0 = 0.3 \text{ m/s}$  و شدید حل شده

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Robin Hydraulic Laboratory

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Adelaide

است. نتایج در شکلهای ۶-۱۲ الی ۶-۱۵ برای هد فشار در محل شیر و نقطه میانی با نتایج برگانت و همکاران [4] مقایسه شده اند.

طول	قطر داخلی	سرعت جريان	هد	زمان بستن	ضریب	رقوم	رقوم	هد بخار	سرعت
لوله	لوله	پايدار	مخزن	شیر	اصطکاک	مخزن	شير		موج
37.23 m	22 mm	0.3 m/s or 1.4 m/s	22 m	0.009 s	0.045 or 0.037	0.0 m	2.03 m	-10.25 m	1319 m/s

جدول ۶-۴: دادههای ورودی در آزمایش آدلاید جهت بررسی جدایی ستون مایع در یک لوله الاستیک.



شکل ۶-۱۲: مقایسه نتایج هد در محل شیر در حالت  $V_0 = 0.3$  m/s راست: نتایج برگانت و همکاران [4]، چپ: نتایج تکل ۶-۱۲: مقایسه نتایج هد در محل شیر در حالت تحقیق حاضر.



شکل ۶–۱۳: مقایسه نتایج هد در محل نقطه میانی در حالت 1/8 M/s و 0.3 سکت: نتایج برگانت و همکاران [4]، چپ: نتایج تحقیق حاضر.



شکل ۶-۱۴: مقایسه نتایج هد در محل شیر در حالت  $V_0 = 1.4$  m/s. راست: نتایج برگانت و همکاران [4]، چپ: نتایج شکل ۶-۱۴ د مقایسه نتایج هد در محل شیر در حالت د منابع مقلی منابع مقلی منابع الم مقای منابع مقلی منابع مقلی منابع منابع مقلی مقای مقلی منابع مقلی منابع م



شکل ۶-۱۵: مقایسه نتایج هد در محل نقطه میانی در حالت 1.4 m/s است: نتایج برگانت و همکاران [4]، چپ: نتایج تحقیق حاضر.

با توجه به اینکه روش حل عددی استفاده شده در این تحقیق و مرجع [4] مشابه میباشد جوابهای حاصله نیز باید کاملاً یکسان باشند. اگر چه نتایج بسیار مشابه هستند قابل ذکر است که علت تفاوت بسیار اندک موجود به الگوی بستن شیر مربو ط میشود که اثر بسیار مهمی در گشایش و بسته شدن حفرهها دارد. این اثر در سیکلهای بعدی به تدریج برجستهتر میشود. بهترین راه برای حذف اثرات نحوه بستن شیر زمانی که هدف مقایسه نتایج عددی و آزمایشگاهی است استفاده از نتایج آزمایشگاهی تا زمان بسته شدن کامل شیر در فرایند حل عددی است. ۶-۱-۶ جریان غیر ماندگار در لولههای ویسکوالاستیک

در اینجا ضربه قوچ بدون جدایی ستون مایع در یک سیستم لوله پلی اتیلن بررسی می شود. این آزمایش که توسط کوواس و همکاران [17-15] انجام شده به آزمایش ایمپریال کالج<sup>۱</sup> معروف است. این آزمایش که به صورت یک سیستم مخزن – لوله – شیر قابل مدلسازی است از یک خط لوله پلی اتیلن به طول 277m تشکیل شده است. سایر مشخصات این سیستم در جدول ۶–۸ ارایه شده است.

جدول ۶-۵: دادههای ورودی در آزمایش ایمپریال کالج جهت بررسی ضربه قوچ در یک لوله ویسکوالاستیک.

طول	قطر داخلی	ضخامت	جرم مخصوص	مدول يانگ	نسبت	دبی جریان	هد	زمان بستن	ضريب
لوله	لوله	ديواره لوله	لوله		پواسن	پايدار	مخزن	شير	اصطکاک
277m	50.6 mm	6.3 mm	5000kg/m3	1.43GPa	0.46	1.01l/s	45m	0.09s	0.02

رفتار ویسکوالاستیک نسبت به عواملی مانند دما، شرایط تکیه گاهی و یکنواخت نبودن مواد لوله بسیار حساس است بهمین منظور مطمئن ترین راه برای بدست آوردن توابع خزش تطابقی استفاده از انجام آزمایش ضربه قوچ و کالیبره نمودن آنهاست همانگونه که در فصل ۵ انجام گرفت. در اینجا نیز کوواس و همکاران [16] ضرایب توابع خزش تطابقی را با انجام تستهای ضربه قوچ و نه تستهای خزشی بدست آوردند. این نتایج در مقاله آنها برای آزمایشهای مختلف با شرایط مختلف جریان پایدار ارایه شده اند. در اینجا این نتایج برای  $V_{0}$  و  $m_{0}$  و  $m_{1}$  مرابی و در حالتی که از اصطکاک غیر ماندگار در آنالیزهای عددی صرفنظر شده است از مقاله کوواس و همکاران [17] در جدول ۶–۶ ارایه شده اند.

جدول ۶-۶: ضرایب کالیبره شده توابع کرنش خزشی در آزمایش ایمپریال کالج برای 2/5 = 0 و c<sub>f</sub> = 395 m/s و از اصطکاک غیرماندگار.

بازه زمانی	تعداد المان كلوين- ويت		$ au_k$ , $J_k (10^{-10}  \mathrm{Pa}^{-1})$				
20 s	5	$\tau_1 = 0.05 \text{ s}$	τ <sub>2</sub> =0.5 s	τ <sub>3</sub> =1.5 s	τ <sub>4</sub> =5 s	τ <sub>5</sub> =10 s	$0.0610 \text{ m}^2$
	5	1.057	1.054	0.9051	0.2617	0.7456	0.0010 m

<sup>1</sup> Imperial college experiment

دادههای این جدول همراه با جدول ۶–۵ جهت انجام آنالیز ضربه قوچ در سیستم مذکور به کار گرفته میشود. نتایج در نقاط 1 , 5 , 8 متناظر فواصل 116.5 , 197 , 211 از مخزن بالا دست در شکل ۶–۱۶ با نتایج ارایه شده در مرجع [17] مقایسه شده اند. همانظور که مشاهده میشود جوابها کاملاً یکسان میباشند که این امر نشان دهنده صحیح بودن مدلسازی انجام شده است. قابل ذکر است که در این مدل آزمایشگاهی تمام لولهها در طول خود به یک دیوار قائم به صورت کاملاً صلب متصل شدهاند به گونهای که امکان هیچگونه حرکت محوری وجود نخواهد داشت بنابراین در نتایج آزمایشگاهی اثر FSI تا حد زیادی از بین رفته است. در بخش ۶–۲۰ این سیستم با فرض اینکه لولهها در جهت محوری امکان حرکت داشته باشند بررسی و نتایج FSI در یک لوله ویسکوالاستیک ۱٫۱۰ م شده.



شکل ۶–۱۶: مقایسه نتایج هد در ۳ نقطه متفاوت در حالت آنالیز با در نظر گرفتن اثر ویسکوالاستیک و بدون FSI. راست: نتایج کوواس و همکاران [17]، چپ: نتایج تحقیق حاضر.

**۶–۱–۴ جدایی ستون مایع در لولههای ویسکوالاستیک** 

آزمایش جدایی ستون مایع به دنبال ضربه قوچ در یک لوله ویسکوالاستیک، معروف به آزمایش انده Lisbon اخیراً توسط سوارس و همکاران [49] انجام گردیده و نتایج آزمایشگاهی و عددی آنها منتشر شده است. جزییات این سیستم مخزن لوله شیر در جدول -7 ارایه شده است. همچنین از نتایج ارایه شده در است. میتان سیستم مخزن لوله شیر در جدول -7 ارایه شده است. همچنین از نتایج ارایه شده در این مقاله مقادیر ضریب اصطکاک دارسی ویسباخ برابر -7 ارایه شده است. همچنین از نتایج ارایه شده در این مقاله مقادیر ضریب اصطکاک دارسی ویسباخ برابر -7 ارایه شده است. همچنین از نتایج ارایه شده در این مقاله مقادیر ضریب اصطکاک دارسی ویسباخ برابر -7 و هد مخزن بالا دست (مجاور شیر) در نقطه قبل از شیر برابر -7 ارایه در این آزمایش، ضربه قوچ با بستن سریع شیر نقطه قبل از شیر برابر -7 ارایه دست و فشار بخار نسبی آب به ترتیب 1.6m و میاد.

جدول ۶-۲: ضرایب کالیبره شده توابع کرنش خزشی و سایر مشخصات آزمایش لیسبون

طول لوله	قطر داخلی	دبی جریان پایدار	عدد رينولدز جريان	گام زمانی	سرعت موج		$J_k\left(10^{-9}\mathrm{Pa}^{-1} ight)$		
203 m	44 mm	4 1/s	120,000	0.08 s	250 m/s	$\tau_1 = 0.1 \text{ s}$ $J_1 = 0.6$	$\tau_2 = 0.5 \text{ s}$ $J_2 = 0.35$	$\tau_3 = 3 \text{ s}$ $J_3 = 0.5$	

نتایج حل با روش DVCM بدست آمده با استفاده از برنامه کامپیوتری تهیه شده در این رساله با نتایج ارایه شده توسط سوارس و همکاران [49] در شکلهای ۶–۱۷ و ۶–۱۸ برای نقطه شیر و نقطه وسط لوله مقایسه شده اند. همچنین نتایج آزمایشگاهی بدست آمده در این شکلها ارایه شده است.



شکل ۶–۱۷: نتایج هد در محل شیر بالادست در آزمایش جدایی ستون مایع لیسبون. نمودار قرمز رنگ: نتایج آزمایشگاهی، نمودار آبی: نتایج حل با روش ارایه شده در این رساله، نمودار سبز: نتایج سوارس [49].



شکل ۶-۱۸: نتایج هد در محل نقطه میانی لوله در آزمایش جدایی ستون مایع لیسبون. نمودار قرمز رنگ: نتایج آزمایشگاهی، نمودار آبی: نتایج حل با روش ارایه شده در این رساله، نمودار سبز: نتایج سوارس [49].

همانطور که مشاهده می شود نتایج حاصله در این رساله به نتایج آزمایشگاهی نزدیک تر می باشند. علت این امر استفاده از روش خطوط مشخصه با نقاط یکی در میان<sup>۱</sup> در پیاده سازی مدل DVCM و استفاده از گرههای معمولی در محاسبه جملات ویسکوالاستیک می باشد. در مرجع [49] روش نقاط یکی در میان برای محاسبات مربوط به جدایی ستون مایع و جملات ویکسوالاستیک استفاده شده است.

قابل ذکر است که تفاوت موجود بین نتایج مدل حاضر و نتایج آزمایشگاهی به علت ضعف مدل DVCM در فرض وجود تنها بخار آب در حفرهها میباشد. بهمین دلیل استفاده از مدل DGCM<sup>T</sup> میتواند نتایج بهتری ارایه دهد [49]. با این وجود مدل DVCM به علت سادگی اش به طور گستردهتری مطرح بوده و استفاده میشود. در بهبود این روش توجه به مقیاس زمانی آزمایش و تشکیل حفرات که باعث خارج شدن آن گره از محدوده حل میشود را باید مورد توجه قرار داد [73]. همچنین اثر اصطکاک غیر ماندگار میتواند موضوع مهمی در این زمینه باشد[13].

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> staggered

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Discrete Gas Cavity Model

### 8-1-4- ارتعاش محوری یک میله ویسکوالاستیک

در مثالهای قبل اثر ویسکوالاستیک دیواره لوله و اثر FSI در چکش آبی جداگانه صحت سنجی شدند اکنون نوبت بررسی درستی مدلسازی رفتار ویسکوالاستیک در ارتعاش محوری سازه است به این ترتیب میتوان اطمینان حاصل کرد که بخش تحلیل سازه مدل در صورتی که لوله از موارد ویسکوالاستیک ساخته شده باشد به درستی کار میکند. به عبارت دیگر در یک مساله ضربه قوچ با FSI در یک لوله ویسکوالاستیک، اثر ویسکوالاستیک باید هم در معادله ضربه قوچ و هم در معادله ارتعاش سازه به درستی مدلسازی شود. جهت بررسی درستی ارتعاش محوری دو مثال حل میشود و نتایج حاصله با نتایج حلهای دقیق موجود مقایسه میشوند.

۶–۱–۵–۱– ارتعاش محوری یک میله ویسکوالاستیک در برابر بار ثابت

انتشار موج محوری یک بعدی در یک میله ویسکوالاستیک که تحت تأثیر یک نیروی ثابت F در انتهای I = z و مهار شده در انتهای دیگر (z=0) مورد نظر است. این مساله با دو روش حل میشود. در روش اول از اصل تطابق<sup>۱</sup> در آنالیز مواد ویسکوالاستیک استفاده میشود [پیوست الف]. بر این اساس ابتدا پاسخ مساله مشابه اما در حالت الاستیک به دست آورده میشود. سپس با گرفتن لاپلاس از تابع پاسخ حاصله، جواب مساله الاستیک در حوزه لاپلاس بدست میآید. مطابق اصل تطابق، چنانچه I/t = s.  $\overline{J} = s\overline{J}$  در جواب ارایه شده در حوزه لاپلاس جایگزین شود در آن صورت تابع حاصله حل دقیق در حوزه لاپلاس خواهد بود. سرانجام جواب مورد نظر به عنوان مثال منحنی تاریخچه جابجایی (در حوزه زمان) با استفاده از لاپلاس معکوس گیری از جواب حاصله به دست میآید.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> correspondance principle

معادله دیفرانسیل حاکم بر ارتعاش محوری یک میله الاستیک با حذف جملات ویسکوالاستیک و معادله دیفرانسیل حاکم بر ارتعاش محوری یک میله الاستیک با جرم مخصوص هیدرولیک جریان از معادله (۳–۶۷) به دست میآید. این معادله برای یک میله الاستیک با جرم مخصوص  $\rho_t$  و سطح مقطع  $A_t$  به صورت زیر میباشد:

$$\frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} - c_t^2 \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} = 0, \quad c_t = \sqrt{\frac{E}{\rho_t}}, \tag{1-8}$$

و شرايط اوليه به صورت

$$u_z(z,0) = 0, \qquad \frac{\partial u_z}{\partial t}(z,0) = 0, \qquad (7-\mathcal{F})$$

و شرایط مرزی به صورت زیر میباشند

$$u_{z}(0,t) = 0, \qquad E\frac{\partial u_{z}}{\partial z}(L,t) = \frac{F_{0}}{A_{t}}.$$
(\mathbf{T}-\mathcal{F})

حل دقیق مساله ارایه شده با معادلات (۶–۱) الی (۶–۳) براساس سریهای فوریه به صورت زیر است (به پیوست ب مراجعه شود).

$$u_{z}(z,t) = \frac{8}{\pi^{2}} \frac{F_{0}L}{A_{t}E} \sum_{n=1,3,\dots}^{\infty} \frac{(-1)^{\frac{n-1}{2}}}{n^{2}} \sin \frac{n\pi z}{2L} \left(1 - \cos \frac{n\pi tc_{t}}{2L}\right), \quad c_{t} = \sqrt{\frac{E}{\rho_{t}}}.$$
 (f-9)

چنانچه تابع خزش تطابقی به صورت رابطه ارایه شده در (۳–۱۰) باشد با گرفتن لاپلاس از آن، این تابع در حوزه لاپلاس به صورت زیر به دست میآید.

$$\overline{J}^{*}(s) = s\overline{J}(s) = s\left(\frac{1}{s}\sum_{k=0}^{N_{KV}}J_{k} - \sum_{k=1}^{N_{KV}}\frac{J_{k}\tau_{k}}{s\tau_{k}+1}\right) = J_{0} + \sum_{k=1}^{N_{KV}}\frac{J_{k}}{s\tau_{k}+1}.$$
( $\Delta$ - $\vartheta$ )

اکنون نظر به اصل تطابق، پاسخ دقیق مساله ویسکوالاستیک در حوزه لاپلاس از لاپلاس گیری از رابطه (۶–۴) و سپس جایگزینی 
$$J_0=1/E$$
 در آن با  $\overline{J}^*=s\overline{J}$  به صورت زیر بدست میآید.

$$\overline{u}_{z}(z,s) = \frac{8i}{\pi^{2}} \frac{F_{0}L}{A_{t}} \overline{J}^{*} \sum_{n=1,3,\dots}^{\infty} \frac{(-1)^{\frac{1}{2}}}{n^{2}} \left( \sin \frac{n\pi z}{2L} \right) \left( \frac{s}{s^{2} + a^{2}} - \frac{1}{s} \right), \quad a = \frac{n\pi}{2L\sqrt{\rho \overline{J}^{*}}}, \qquad (\pounds - \pounds)$$

n

که در آن  $-\sqrt{i} = i$ . جهت به دست آوردن جواب در حوزه زمان، از الگوریتم ارایه شده توسط دهوگ [18] که توسط هولبنک [26] در یک فایل متلب کدنویسی شده است استفاده می شود. قابل توجه است که این الگوریتم با به کارگیری اعداد مختلط در بازه مشخصی، مقدارها را در حوزه زمان به دست می آورد. الگوریتمهای دیگری که از اعداد حقیقی جهت انجام این کار استفاده می کنند نمی تواند جواب درستی در مسایل تحلیل دینامیکی ارایه دهند و تنها برای مسایل شبه استاتیکی کارایی دارند [20, 43].

نتایج ارایه شده با این حل نیمه تحلیلی به منظور بررسی صحت روش حل اجزای محدود در ارتعاش محوری ارایه شده در بخش ۴–۲ به کار گرفته میشوند. به همین منظور این مساله با استفاده از روش –۴ محوری ارایه شده در بخش ۴–۲ به کار گرفته میشوند. به این منظور فرم ماتریسی ارایه شده در رابطه (۴– ۴) اجرای محدود ارایه شده در بخش ۴–۲ نیز حل گردید. به این منظور فرم ماتریسی ارایه شده در رابطه (۴– ۱۳) با حذف ترمهای هیدرولیکی، استفاده میشود. با استفاده از رابطه (۳–۲۹) و توجه به اینکه (۱۳ محدود از این مسازی مرولیکی، استفاده میشود. با استفاده از رابطه (۳–۲۹) با حذف ترمهای هیدرولیکی، استفاده میشود. با استفاده از رابطه (۳–۲۹) با حذف ترمهای هیدرولیکی، استفاده میشود. با استفاده از رابطه (۳–۲۹) و توجه به اینکه (۱۳ ماری) با حذف ترمهای هیدرولیکی، استفاده میشود. با استفاده از رابطه (۳–۲۹) و توجه به اینکه المانها به صورت زیر خواهد بود.

$$E\frac{\partial u_z}{\partial z}\Big|_{z_b=L} = E\big[\sigma_z * dJ\big]_{z_b=L} = E\bigg(\frac{F_0}{A_t} * dJ\bigg) = \frac{F_0}{A_t}EJ, \quad J \coloneqq J_0 + \sum_{k=1}^{N_{kV}} J_k\bigg(1 - e^{-\frac{t}{\tau_k}}\bigg).$$
(Y-9)

قابل ذکر است که این در حقیقت مشابه شرط مرزی ارایه شده در (۶–۳) است با این تفاوت که در  $(N_{KV}=0)$  اینجا میله ویسکوالاستیک است. میتوان به سادگی تحقیق کرد که در حالت میله الاستیک ( $N_{KV}=0$ ) رابطه (۶–۲) به رابط (۶–۳) تبدیل میشود.

نتایج برای مسالهای با جزییات ارایه شده در جدول ۶-۸ برای میلهای با مصالح شماره ۱ در شکل ۶-۱۹ نشان داده شده اند. این شکل نتایج حل برای یک مساله در دو حالت الاستیک و ویسکوالاستیک را با استفاده از دو روش حل ارایه شده (حل نیمه تحلیلی و حل FEM) برای یک بازه زمانی کوتاه 8 0.00 به مقایسه می کند. به منظور راحتی مقایسه، نتایج مربوط به حل با روش غیر تحلیلی به اندازه 8 0.0005 به طرف راست حرکت داده شده اند. همانطور که مشاهده می شود علی رغم استفاده از دو روش حل کاملاً متفاوت، نتایج بسیار مشابه می باشند. البته در هر روش به نوعی از تقریب استفاده شده است. در روش نیمه تحلیلی ارایه شده در این بخش در محاسبه سری به جای استفاده از تعداد نامحدودی از جملات تنها از تعدادی از موجهای اولیه استفاده شده و همچنین در انتقال جواب از حوزه لاپلاس به حوزه زمان نیز از تقریب عددی و گسسته سازی حوزه پاسخ استفاده شده است. در پیاده سازی روش FEM نیز در گسسته سازی در حوزههای زمان و مکان و همچنین در محاسبه انتگرال کانولوشن از تقریبهای عددی استفاده می شود.



جدول ۶-۸ مشخصات یک میله ویسکوالاستیک و دو نمونه مصالح ویسکوالاستیک

شکل ۶-۱۹: جابجایی در انتها و وسط یک میله تحت تأثیر یک بار محوری ثابت. خطوط پیوسته نتایج حل با روش FEM و خط چینها نتایج حل نیمه تحلیلی میباشند. چپ: میله الاستیک، راست میله ویسکوالاستیک.

شکل 3-7 نتایج را برای دو ماده متفاوت در یک بازه زمانی ۱۰ برابر بازه زمانی قبل جهت تحقیق اینکه پاسخ چگونه به مقادیر حدی پیش میرود نشان میدهد. بر طبق بحثهای انجام شده در بخش 7-1-1-7 (رابطه (7-7)) در یک مساله ویسکوالاستیک، پاسخ ویسکوالاستیک، پس از گذشت یک زمان طولانی (بسته به رفتار خاص آن ماده) باید به پاسخ استاتیکی همگرا شود. جهت بدست آوردن پاسخ استاتیکی که در حقیقت معادل پاسخ دینامیکی پس از گذشت یک زمان طولانی است، با استفاده از معادله روابط زیر بدست آورد:

$$\lim_{t \to \infty} \varepsilon_z(z,t) = \varepsilon_z(z) = \sigma_0 \sum_{k=0}^{N_{KV}} J_k, \quad \sigma_0 = \frac{F_0}{A_t}, \quad \varepsilon_z = \frac{du_z}{dz}.$$
 (A-9)

چنانچه از عبارت سمت راست در رابطه فوق از 0 تا z انتگرالگیری شود خواهیم داشت:

$$u_{z} = \frac{F_{0}z}{A_{t}} \sum_{k=0}^{N_{KV}} J_{k}.$$
 (9-9)

قابل ذکر است که حتی در یک مساله الاستیک نیز پاسخ دینامیکی پس از گذشت زمانی طولانی بایستی به پاسخ استاتیکی میل کند (چنانچه میرایی در نظر گرفته شود) در غیر اینصورت سازه به ارتعاش خود تا بینهایت حول نقطه تعادل که همان پاسخ استاتیکی است ادامه خواهد داد. به عنوان مثال، در شکل خود تا بینهایت حول نقطه تعادل که همان پاسخ استاتیکی است ادامه خواهد داد. به عنوان مثال، در شکل -8-8- چپ پاسخ استاتیکی مربوط در Z=L برابر -8-10 (بر طبق رابطه (-8-8)) برای  $(N_{KV}=0)$ 

با استفاده از فرمول ۶–۹ برای z = Lو Z = L/2 پاسخ استاتیکی (جابجایی) در میله ساخته شده از مصالح شماره ۱ فرمول ۶–۹ برای z = L/2 و z = L/2 و برای مصالح شماره ۲ در این نقاط مصالح شماره ۱ عبارت است از  $1.16^{-5}$ m و  $1.16^{-6}$ m و برای مصالح شماره ۲ در این نقاط  $1.6^{-5}$ m مصالح شماره ۲ مشخص شده از معایسه  $1.64^{-5}$ m و  $1.64^{-5}$ m e  $1.64^{-5$ 

همگرا میشود. قابل ذکر است که ماده شماره ۱ معادل یک المان کلوین-ویت است که در آن I، بنج برابر  $_{k}$  سایر المانها و I برابر  $_{k}$  سایر المانها و I برابر  $_{k}$  سایر المانهای مورد نیاز جهت مدلسازی صحیح رفتار ویسکوالاستیک یک ماده به زمانی که آن گفت که تعداد المانهای مورد نیاز جهت مدلسازی صحیح رفتار ویسکوالاستیک یک ماده به زمانی که آن ماده به مقدار حدی اش همگرا میشود بستگی دارد. به عبارت دیگر در یک مساله دینامیکی ویسکوالاستیک هر چه المانهای بیشتری مورد نیاز باشد نشان دهنده این است که آن ماده ویسکوالاستیک هر چه المانهای بیشتری مورد نیاز باشد نشان دهنده این است که آن ماده ویسکوالاستیک دیرتر به مقدار حدی اش همگرا میشود بستگی دارد. به عبارت دیگر در یک مساله دینامیکی ویسکوالاستیک دیرتر به مقدار حدی اش همگرا خواهد شد و بالعکس. این مطلب با بحث ارایه شده در ویسکوالاستیک دیرتر به مقدار حدی اش همگرا خواهد شد و بالعکس. این مطلب با بحث ارایه شده در ویسکوالاستیک دیرتر به مقدار حدی اش همگرا خواهد شد و بالعکس. این مطلب با بحث ارایه شده در ویسکوالاستیک دیرتر به مقدار حدی اش همگرا خواهد شد و بالعکس. این مطلب با بحث ارایه شده در ویسکوالاستیک دیرتر به مقدار حدی اش همگرا خواهد شد و بالعکس. این مطلب با بحث ارایه شده در ویسکوالاستیک دیرتر به مقدار حدی اش همگرا خواهد شد و بالعکس. این مطلب با بحث ار وی شده در مثال چنانچه فقط د 5 از پاسخ دینامیکی جهت انجام کالیبراسیون استفاده شود یک مدل سه المانی و چنانچه دقط د 2 از پاسخ دینامیکی جهت کالیبراسیون استفاده شود یک مدل تشکیل شده از ۶ المان مثال چنانچه دقط د 5 از پاسخ دینامیکی جهت کالیبراسیون استفاده شود یک مدل تشکیل شده از ۶ المان بر امران می از جام در این وجود برای هر ماده خاص پس از چند مدن به یک تقریب قابل قبول مورد نیاز خواهد بود. با این وجود برای هر ماده خاص پس از جالم پسخ گذرا را بر ار ار ار ار از ار این از از از این از ماده خاص پس از چند جه مردانهای می وران از ماست تا بتوان تقریباً تمام پاسخ گذرا را مدلسازی کرد.



شکل ۶–۲۰: جابجایی در انتها (خطوط آبی رنگ) و وسط (خطوط قرمز رنگ) یک میله برای دو ماده ویسکوالاستیک مختلف؛ ماده شماره یک در سمت چپ و ماده شماره دو در سمت راست. جزییات این مصالح مطابق دادههای ارایه شده در جدول ۶–۸ است.

۶-۱-۵-۲- ارتعاش محوری یک میله ویسکوالاستیک در برابر یک بار سینوسی

مسالهای کاملاً مشابه حالت قبل اما در صورتی که بارگذاری به صورت سینوسی (بجای یک بار ثابت) باشد مورد نظر است. دو روش حل FEM و حل نیمه تحلیلی با استفاده از اصل تطابق در مواد ویسکوالاستیک استفاده می شود.

در حالت ميله الاستيك، مساله صورت زير قابل تعريف است:

$$\frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} = 0, \quad c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (1 \cdot -\beta)$$

و شرايط اوليه به صورت

$$u_z(z,0) = 0, \qquad \frac{\partial u_z}{\partial t}(z,0) = 0, \qquad (11-\varphi)$$

$$u_{z}(0,t) = 0, \quad \sigma_{z}(L,t) = E\frac{\partial u_{z}}{\partial z}(L,t) = \frac{F}{A} = \frac{F_{0}\sin\omega t}{A_{t}} = \alpha\sin\omega t, \quad \alpha = \frac{F_{0}}{A_{t}} \quad (17-\beta)$$

که در آن  $\alpha$  دامنه و au فرکانس موج تحریک کننده است. جواب تحلیلی معادله دیفرانسیل جزیی فوق با استفاده از سریهای فوریه به صورت زیر میباشد (به پیوست ج مراجعه شود).

$$u_{z}(z,t) = \frac{\alpha c}{EA\omega} \frac{\sin\frac{\omega z}{c}}{\cos\frac{\omega L}{c}} \sin\omega t - \frac{\alpha c}{EA\omega} \frac{4}{\pi} \left(\frac{\omega L}{c}\right)^{2} \sum_{n=1,3,\dots}^{\infty} \frac{(-1)^{\frac{n-1}{2}}}{n} \frac{\sin\frac{n\pi z}{2L}\sin\frac{n\pi ct}{2L}}{\left(\frac{n\pi}{2}\right)^{2} - \left(\frac{\omega L}{c}\right)^{2}} (1)^{n-\beta}$$

جهت ارائه جواب مساله متناظر در حالتی که میله وسیکوالاستیک است در حوزه لاپلاس، باید ابتدا از روابط فوق لاپلاس گیری نمود و به جای  $J^* = s\overline{J}$  در آن،  $\overline{J}^* = s\overline{J}$  جایگزین گردد. در این صورت خواهیم داشت:

$$\overline{u}_{z}(z,s) = \sqrt{\frac{\overline{J}^{*}}{\rho}} \frac{\alpha \sin \omega z \sqrt{\rho \overline{J}^{*}}}{A(s^{2} + \omega^{2}) \cos L \omega \sqrt{\rho \overline{J}^{*}}} - \frac{8i\alpha L \omega}{\pi^{2} A \rho} \sum_{n=1,3,\dots}^{\infty} \frac{(-1)^{n/2} \sin\left(\frac{n\pi z}{2L}\right)}{4L^{2}(s^{2} + a^{2})(a^{2} - \omega^{2})}, \quad a = \frac{n\pi}{2L\sqrt{\rho \overline{J}^{*}}}$$
(1) (1) (1) (1) (1)

که در آن  $\overline{J}^*$  با رابطه (۶–۵) داده می شود. رابطه فوق جواب دقیق را در حوزه لاپلاس ارائه می دهد. چنانچه جواب در حوزه زمان مورد نظر می باشد می توان با استفاده از لاپلاس معکوس [18] این کار را انجام داد.

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_z}{\partial z} \Big|_{z_b = L} &= \frac{\partial u_z}{\partial z} (L, t) = (\sigma_z * dJ) (L, t) = \sigma_z (L, t) * dJ (t) = \alpha \sin \omega t * dJ (t) \\ &= \alpha \sin \omega t J (0) + \alpha \int_0^t \sin \omega (t - s) \frac{dJ}{ds} ds \\ &= \alpha J_0 \sin \omega t + \alpha \int_0^t \sin \omega (t - s) \sum_{k=1}^{N_{KV}} \frac{J_k}{\tau_k} e^{-s/\tau_k} ds \end{aligned}$$
(10-9)  
$$&= \alpha J_0 \sin \omega t + \alpha \sum_{k=1}^{N_{KV}} \frac{J_k}{\tau_k} \int_0^t \sin \omega (t - s) e^{-s/\tau_k} ds \\ &= \alpha J_0 \sin \omega t + \alpha \sum_{k=1}^{N_{KV}} \frac{J_k}{\tau_k} I_k, \quad I_k = \int_0^t e^{-s/\tau_k} \sin \omega (t - s) ds \end{aligned}$$

انتگرال نشان داده شده با  $I_k$  با استفاده از روش جز به جز به صورت تحلیلی زیر قابل محاسبه

مىباشد:

$$I_{k} = \int_{0}^{t} e^{-s/\tau_{k}} \sin \omega (t-s) \, ds = \frac{\tau_{k} \sin \omega t - \tau_{k}^{2} \omega (\cos \omega t - e^{-s/\tau_{k}})}{1 + \omega^{2} \tau_{k}^{2}} \tag{19-9}$$

بنابراین شرط مرزی به صورت زیر خواهد بود.

$$E\frac{\partial u_z}{\partial z}(L,t) = \alpha \sin \omega t + \alpha E \sum_{k=1}^{N_{kV}} \frac{J_k}{\tau_k} \frac{\tau_k \sin \omega t - \tau_k^2 \omega (\cos \omega t - e^{-s/\tau_k})}{1 + \omega^2 {\tau_k}^2}$$
(1)

نتایج حل با دو روش (نیمه تحلیلی و FEM) در حالتی که تابع خزش تطابقی با ماده دوم جدول ۶-

داده شده باشد و  $\omega = 200\pi \operatorname{rad/s}, \alpha = 2N$  باشد در شکل  $\kappa$  - ۲۱- نشان داده شده اند.  $\Lambda$ 



شکل ۶-۲۱: جابجایی در وسط (شکل سمت چپ) و انتها (شکل سمت راست) در یک میله تحت تأثیر بار محوری سینوسی. خطوط پیوسته نتایج حل با روش FEM و خط چینها نتایج حل نیمه تحلیلی میباشندکه به اندازه FEM F=0.001 s است انتقال داده شده اند.

# ۲-۶ بررسی مسائل نمونه

پس از بررسی درستی مدل ریاضی و عددی توسعه داده شده و برنامه کامپیوتری تهیه شده، اکنون به بررسی برخی مسائل پیچیدهتر که البته بعضاً جدید بوده و در منابع موجود ارایه و حل نشدهاند خواهیم پرداخت. تحقیق این مسایل میتواند درک بهتری از پدیده و نکات مختلفی در این زمینه را ارایه دهد.

## ۶-۲-۲ جدایی ستون مایع به علت خاموشی پمپ در یک لوله الاستیک

یک سیستم لوله دارای پمپ و جزئیات مربوط به آن در شکل ۶-۲۲ و جدول ۶-۹ ارایه شده اند. همانطور که مشاهده می شود این سیستم از دو لوله که بوسیله پمپ و شیر کنترل آن بهم متصل شدهاند تشکیل شده است به طوریکه جریان از طریق آنها از یک مخزن که دارای رقوم کمتری است به مخزن دیگری که در ارتفاع بالاتری قرار دارد پمپ می شود. برای این مدل، سه مثال مختلف از جریان غیر ماندگار به دنبال خاموشی پمپ طرح شده و نتایج حل عددی برای فشار در نقاط قبل و بعد از پمپ ارایه می شود.



شکل ۶-۲۲: طرح سیستم لوله دارای پمپ

### جدول ۶-۹: جزییات سیستم لوله دارای پمپ ارایه شده در شکل۶-۲۲.

N <sub>R</sub>	T <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>	Q <sub>R</sub>	I <sub>pump</sub>	رقوم مخزن	ضريب افت شير	هد مخزن پایین دست
1760 rpm	101.08 kg.m	94.55 m	178.7 lit/s	0.805 kg.m.s <sup>2</sup>	0 m	0.3	60 m

هد مخزن بالا دست	رقوم مخزن پایین دست	رقوم مخزن بالادست	سرعت موج	ضريب اصطكاك	گام زمانی	زمان مدلسازی
10 m	50 m	5 m	1098 m/s	0.01	0.0455 s	20 s

۶-۲-۱-۱-۱ بستن آنی شیر کنترل

در اولین مثال فرض بر این است که شیر کنترل درست پس از خاموش شدن پمپ به طور 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 شکل ۶–۲۳ ارایه شده اند. از مشاهده نمودارهای ارایه شده در شکل ۶–۲۳ میتوان فهمید که به علت ساختار خاص این سیستم، به دنبال بستن سریع شیر، کاویتاسیون شدید<sup>۱</sup> ایجاد خواهد شد. زیرا

<sup>1</sup> Severe Cavitation

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.



شکل ۶–۲۳: نتایج هد فشار در قبل و بعد از پمپ در حالت بسته شدن آنی شیر کنترل، آنالیز با و بدون جدایی ستون مایع. ۶–۲–۱–۲– شیر کنترل همواره باز

جهت آنالیز عملکرد پمپ پس از خاموش شدن، فرض میشود که شیر کنترل پس از پمپ همواره باز خواهد ماند (یا پمپ بدون شیر کنترل نصب شده است). بنابراین نوسانات فشار پس از خاموشی پمپ تنها متاثر از اینرسی دورانی پرههای پمپ و ساختار سیستم خواهد بود. در شکل ۶–۲۴ فشار قبل و بعد از پمپ در حالت با و بدون جدایی ستون سیال داده شده است. بر طبق طول لولههای مکش و دهش پمپ، دو ضربه قوچ با پریود اصلی متفاوت در دو سوی پمپ ایجاد خواهد شد که این دو با هم اندر کنش خواهند داشت. اولین نشانه این اندرکنش در اولین تغییر شیب در شکل ۶–۲۴ قابل مشاهده است. پس از این به تدریج از سرعت دورانی پمپ و شدت جریان عبوری از ان کاسته شود تا اینکه در یک لحظه دبی عبوری از آن صفر میشود (0=v) که در این مثال در زمان s 2.8=t رخ می دهد. چنانچه به دقت بررسی شود می توان دید که فشار قبل و بعد از پمپ در این لحظه تقریباً یکسان می باشد. از این لحظه به بعد به علت اینکه هیچگونه جریانی بوسیله پمپ به لوله دهش فرستاده نمیشود، جریان سیال ناشی از گرانش شروع به افزایش پیدا می کند که باعث ایجاد جریان معکوس درون پمپ می گردد. اما به علت اینکه پمپ هنوز مقداری اینرسی دورانی دارد تمایل به ادامه دوران به همان صورت قبل دارد. از طرفی به علت وجود جریان معکوس درون پمپ، سرعت دورانی پمپ به طور قابل ملاحظهای کاهش پیدا خواهد کرد تا اینکه به صفر خواهد رسید ( $(=\alpha)$ ) که این در شکل زمان s 10.3 اتفاق می آفتد. فاصله زمانی بین دو لحظه اشاره شده به عنوان ناحیه استهلاک<sup>۱</sup> خوانده میشود. در این ناحیه علی رغم اینکه پمپ همچنان در جهت قبلی اش دوران میکند هیچگونه جریانی از پمپ به لوله دهش فرستاده نمیشود. پس از آن پمپ همانند یک توربین عمل می کند و در جهت معکوس دوران خواهد کرد. لذا به علت عبور جریان از درون پمپ و صرف مقداری انرژی جهت چرخاندن پرههای آن، فشار در لوله دهش اندکی افزایش و در لوله مکش اندکی کاهش خواهد یافت، شکل ۶–۲۴–۵ و d. نتایج در حالتی که جدایی ستون مایع نیز در نظر گرفته شده است در شکل ۶–

c-۲۴ و d داده شده اند.



شکل۶-۲۴: نتایج هد فشار در قبل و بعد از پمپ در حالت شیر کنترل همواره باز، آنالیز با و بدون جدایی ستون مایع.

<sup>1</sup> dissipation zone

از نتایج ارایه شده میتوان استنباط کرد که به علت تولید حبابهای بخار در لوله دهش، مقداری نوسانات کوچک در نتایج فشار دیده خواهد شد که میزان آنها به زیادی حالتی که بستن شیر آنی بود نمی باشد. بنابراین در یک دید کلی میتوان گفت اثر جدایی ستون مایع ناشی از خاموشی پمپ همانند این اثر در حالت بستن تدریجی شیر است.

۶-۲-۲-۳ بستن شیر کنترل در یک زمان مشخص

در مثال آخر حالتی که معمولاً در عمل در طراحیها استفاده میشود در نظر گرفته میشود. شیر کنترل در این حالت در ۲ ثانیه بسته میشود تا جلوی جریان معکوس زمانی که احتمال رخداد آن بالاست گرفته شود. همچنین به منظور مطالعه عملکرد پمپ در شرایطی که کاویتاسیون پیرامون آن ایجاد شده است یک مقدار دیگر برای  $H_r$  به جز آنچه در جدول ۶–۹ داده شده بررسی میشود. نتایج برای آنالیز بدون جدایی ستون مایع (منحنیهای کمرنگ) و با جدایی ستون مایع برای دو مقدار متفاوت از  $H_r$  در شکل ۶– مدایی ستون مایع (منحنیهای کمرنگ) و با جدایی ستون مایع برای دو مقدار متفاوت از پر در شکل ۶– مرا دو شده اند. از توجه به بسته شدن کامل شیر در زمان  $T^{+}$  ، پرش آنی در فشار قبل و بعد از پمپ قابل توجیه خواهد بود. در حقیقت پرشهای فشار در این شکلها به فشار جوکوفسکی 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.

از نتایج ارایه شده در شکل ۶–۲۵ و مقایسه آنها با نتایج شکل ۶–۲۴ میتوان به اثر عملکرد شیر کنترل در ایجاد کاویتاسیون پی برد. بنابراین توصیه میشود تا حد ممکن این 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. این در حالی است که در آنالیز سیستم در هنگام طراحی آن در حالت ماندگار، هیچیک از این فشارهای منفی تولید نمیشود.



شکل-8-۲۵: فشار در قبل و بعد از پمپ با 94.5  $H_R$  و 124.5  $H_R$  در دو حالت با و بدون جدایی ستون مایع.

در شکل ۶-۲۶ گرادیان هیدرولیکی در دو لحظه که کاویتاسیون به بیشترین مقدار می رسد نشان داده شده است. خطوط آبی و قرمز در این شکلها نشاندهنده گرادیان هیدرولیکی با سه گام زمانی تاخیر نسبت به هم می باشند و خطوط سبز نیز نشانگر هد بخار در طول لوله هستند که به ازای نقاطی با فشار کمتر یا برابر با آنها، جدایی ستون سیال در آنها به وقوع می پیوندد. شکل سمت چپ مربوط به پمپی با  $H_R$ بزرگتری است. بنابراین نه تنها در حالت جریان ماندگار امکان ایجاد کاویتاسیون اش بیشتر است بلکه در جریان غیرماندگار نیز می تواند کاویتاسیون گسترده تری که تا نقطه پمپ کشیده می شود تولید کند. در آنالیز این حالت، در زمانی که کاویتاسیون به پمپ می رسد از بحث انجام شده در تشریح شرط مرزی پمپ در حالتیکه حفره بخار بعد از پمپ تشکیل می شود استفاده می گردد.



شکل۶-۲۶: گرادیان هیدرولیکی در دو گام زمانی متفاوت از جریان غیر ماندگار (خطوط ابی و قرمز) و هد نسبی بخار در طول لوله (خطوط سبز).

۶-۲-۲- تداخل سیال- سازه در لولههای الاستیک

نظر به اهمیت بیشتر اثر تداخلی اتصال، دو مثال مختلف در اینجا به منظور مشاهده اثرات آن در انواع سیستمهای لوله، ارائه میشود: اولین مثال به منظور بررسی آن در یک سیستم مخزن – لوله – شیر به دنبال بستن تدریجی شیر، دومین مثال جهت بررسی این اثر در یک شبکه لوله شاخهای میباشد.

#### ۶-۲-۲-۱ بررسی سیستم مخزن- لوله- شیر با بستن تدریجی شیر

اثر تداخلی اتصال در سیستم لوله ارائه شده در بخش۶-۱-۱-۱ در حالتی که فشار جریان ماندگار 0.03 و شیر به صورت تدریجی بسته شود بررسی می شود. در دو حالت مختلف، یک بار شیر در زمان 50m و 1.0 و شیر به صورت تدریجی بسته شود بررسی می شود. در دو حالت مختلف، یک بار شیر در زمان 50 و 50 و 1.0 و 1.



شکل ۶-۲۷: مقایسه هدها در محل شیر در حالت بستن سریع و تدریجی در شرایط با و بدون FSI، خط چینها نشاندهنده بستن آنی میباشند.

شکل ۶–۲۷– a نشان میدهد که در حالت بستن سریع شیر و بدون در نظر گرفتن اثر FSI فشار حداکثر ایجاد شده مشابه حالت بستن آنی است. در حقیقت چنانچه بستن شیر در زمانی کمتر 21/2 انجام شود (که در آن *I* طول لوله و *c* سرعت موج فشاری است) زمان بستن شیر، *t* هیچگونه اثری در ماگزیمم فشار تولید شده نخواهد داشت. این وضعیت در صورت انجام آنالیز با FSI هم صادق خواهد بود (البته بجز اندکی افزایش فشار بیشتر به علت FSI) مطابق شکل ۶–۲۷–۵، اما در اینجا معیار 21/*2* میتواند اندکی بسته به سختی (یا انعطاف پذیری) سیستم متفاوت باشد. چنانچه بستن شیر به صورت تدریجی کند<sup>۲</sup> باشد در آنالیز با و بدودن در نظر گرفتن FSI، حداکثر فشار تولید شده از مقدار متناظرش در حالت بستن آنی

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> fast valve closure

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> slow valve closure

همواره کوچکتر خواهد بود ( شکل ۶–۲۷– c و d). یک تفاوت عمده در نتایج در حالت آنالیز با و بدون در نظر گرفتن FSI به علت تغییر معیار 21/2 است که در حالت آنالیز با FSI مقداری متفاوت خواهد بود.

شکل ۶–۲۸ نشان دهنده نوسانات فشار در نقطهای در وسط لوله در شرایط وجود اثر تداخلی اتصال در دو حالت بستن سریع و کند است. این نتایج نیز تغییر فرکانس بنیادی را به علت اثر تداخلی اتصال تایید میکنند. این تغییر فرکانس بنیادی به نوبه خود باعث تغییر معیار 21/*c* به عنوان معیار متمایز کننده بستن سریع و کند شیر میشود. این موضوع از مقایسه شکلهای ۶–۲۷–۲ و ۶–۲۷–۵ هم قابل درک است.



و بستن تدریجی (s مقایسه هدها در محل شیر در حالت آنالیز با FSI و بستن تدریجی ( $t_c$ =0.03 s) شکل  $r_c$ -۶ مقایسه هدها در نمودار سمت جپ و  $t_c$ =0.05 s

#### ۲-۲-۲-۲- بررسی یک سیستم لوله شاخه ای

علت اصلی بیان این مساله بررسی اثر تداخلی اتصال به علت ارتعاش یک اتصال T شکل در یک شبکه لوله شاخهای میباشد. این سیستم لوله از یک مخزن که جریان را به یک لوله اصلی که از طریق یک اتصال T به دو لوله دیگر که یکی به مصرف کننده و دیگری به شیر منتهی میشود، تشکیل شده است. جزئیات این سیستم لوله در جدول ۶–۱۰ و شماره المانها و طول هر کدام در مدلسازی عددی در شکل ۶–۲۹ داده شده اند.



شكل ۶-۲۹: هندسه سيستم لوله شاخهاي مورد نظر، تعداد المانها و وضعيت تكيه گاهها.

جدول ۶-۱۰: جزییات سیستم لوله شاخهای ارایه شده در شکل۶-۲۹.

دبی لوله اصلی	دبی شاخه ها	قطر داخلی لوله	ضخامت ديواره لوله	جرم مخصوص لوله	مدول يانگ	سرعت موج	هد مخزن
20lit/s	10lit/s	200mm	8mm	8000kg/m3	2.1E11Pa	1271m/s	50m

به منظور مدلسازی اثر تداخلی اتصال به تنهایی، نسبت پواسن برای تمام لولهها صفر در نظر گرفته می شود و تحت این شرایط، اتصال T و شیر به صورت کاملاً آزادانه می توانند ار تعاش نمایند و سایر مرزها که شامل مخزن، مصرف کننده و زانویی ها هستند به صورت کاملاً صلب و بدون جابجایی فرض می شوند.

به منظور بررسی اثر بستن تدریجی شیر در این سیستم لوله ی شاخه ای، این سیستم لوله برای دو زمان مختلف بسته شدن حل می شود. نتایج حل در شکل ۶–۳۰ ارایه شده اند. در این شکل ها خط چین ها مربوط به بستن آنی شیر می باشند. از این نتایج می توان دریافت که در یک سیستم لوله ی شاخه ای، مدت زمانی که طول می کشد تا موج بتواند از نقطه تحریک (شیر) تا نقطه ای که موج فشاری در آنجا بتواند آزاد شود برود و برگردد در حقیقت همان زمانی است که فشار در محل شیر ماگزیمم است که برابر است با مود برود و برگردد در حقیقت همان زمانی است که فشار در محل شیر ماگزیمم است که برابر است با مود برود و برگردد در محقیقت همان زمانی است که فشار در محل شیر ماگزیمم است که برابر است با میستم شاخه ای باشد. به این ترتیب که اگر زمان بستن شیر کوتاهتر از این عدد باشد فشار در محل شیر حتماً به ماگزیمم فشار ممکن (فشار جو کوفسکی) خواهد رسید حتی برای لحظه ای بسیار کوتاه؛ اما
چنانچه زمان بستن بزرگتر از این مقدار باشد به علت برگشت موج تخلیه شده در تقاطع به شیر، فشار کامل جوکوفسکی هرگز رخ نمی دهد (شکلهای ۶–۳۰–c و b). مقایسه دیگر بین نتایج ارایه شده برای با و بدون اثر تداخلی اتصال در شکل ۶–۳۰ نشان میدهد که بستن تدریجی شیر میتواند به نوعی باعث ایجاد میرایی در اثر تداخلی اتصال گردد به طوری که برای بستنهای با زمان طولانی تر، نتایج آنالیز با و بدون اثر تداخلی تقریباً مشابه هستند. از توجه به وجود یک مصرف کننده در این سیستم لوله شاخه ای، میتوان به علت وجود میرایی که در تمام نمودارهای مربوط به چشم میخورد پی برد.



هدف دیگر از ارایه این سیستم لوله، بررسی اثر میزان انعطاف پذیری سیستم در اثر تداخلی اتصال میباشد. میزان سختی (یا انعطاف پذیری) یک سیستم به عواملی مانند ضخامت دیواره لوله، مدول الاستیسیته لوله و سختی تکیه گاهها مربوط میشود. جهت تشریح اثر سختی سیستم، دو مقدار متفاوت برای سختی تکیه گاههای تقاطع و شیر و مدول الاستیسیته لوله در نظر گرفته شده و نتایج در شکلهای



و  $E1 = 2.1 \times 10^{11}$ Pa شكل -7: مقايسه هدها در محل شير برای دو سيستم با سختيهای متفاوت  $E1 = 2.1 \times 10^{11}$  و  $k2 = 10^7$  N/m و  $E2 = 1.1 \times 10^{11}$  Pa

در تشریح اثر تداخلی میتوان گفت که اساساً تغییر در سرعت سیال باعث ایجاد ضربه قوچ میشود که این به نوبه خود باعث افزایش فشار و تغییر شکل سازه لوله میشود (در اینجا بیشتر حرکت محوری مرز مورد نظر است). میزان افزایش فشار و تغییر شکل مذکور به سختی سازه مربوط میشود به طوری که در سیستمهای نرم، ضربه قوچ میتواند تغییر شکل بیشتری در سازه لوله و طبیعتاً افزایش فشار کمتری به دنبال داشته باشد. در تشریح شکلهای ارایه شده (۶–۳۱–۵ و b) باید گفت که پس از بستن آنی شیر، ضربه قوچ منجر به مقداری افزایش فشار میشود که این امر شیر را به طرف جلو هل میدهد. بنابراین مقدار این افزایش کمتر از آنچه بر طبق فشار جوکوفسکی بدست میآید خواهد بود. پس از آن امواج سازهای تولید شده به علت حرکت شیر به طرف زانویی حرکت کرده و در برگشت به شیر میرسند. این رفت و برگشت در حدود s 0.07 در سیستم ارائه شده در شکل ۶–۳۱–۵ و در حدود 0.07 در سیستم ارایه شده در شکل دستک ۶–۳۱–۵ و در حدود b میآنجامد.

۶-۲-۴ اثرات همزمان ویسکوالاستیسیته و جدایی ستون مایع (بدون FSI)

در این مدل، ضربه قوچ با در نظر گرفتن جدایی ستون مایع در سیستم لوله مربوط به آزمایش ایمپریال کالج (که در بخش ۶–۱–۳ همین رساله نیز بررسی شد) که از لولههای پلی اتیلن ساخته شده است بررسی میشود. مشخصات این سیستم مطابق آنچه در جدول ۶–۵ و ۶–۶ ارایه شد میباشند.

نتایج با در نظر گرفتن دو اثر مذکور در آنالیز، در شکل ۶–۳۲ ارایه شده اند. در اینجا هد مخزن برابر ۳ متر در نظر گرفته شده است بنابراین افت فشار ناشی از ضربه قوچ منجر به جدایی ستون مایع می شود. اما زمانی در حدود نصف پریود اصلی ضربه قوچ لازم است تا موج فشار منفی به شیر رسیده و منجر به جدایی ستون مایع گردد که در این زمان، اثرات ویسکوالاستیک دیواره لوله تا حد زیادی از فشار بالای سیال کاسته و آن را میرا کردهاند بنابراین شدت جدایی ستون حاصله به مراتب کمتر از این وضعیت در لولههای الاستیک می باشد (شکل ۶–۳۳).



شکل ۶-۳۲: نتایج آنالیز با جدایی ستون مایع در آزمایش ایمپریال کالج (*Q*=1.01l/s,Hres=3m)، هد در محل شیر در نمودار سمت چپ و در نقطه ۸ در نمودار سمت راست. خط چینها مربوط به نتایج بدون جدایی ستون هستند.



شکل ۶-۳۳: نتایج آنالیز بدون در نظرگرفتن اثرات ویسکوالاستیک و با جدایی ستون مایع در آزمایش ایمپریال کالج (*Q*=1.01l/s,Hres=3m)، هد در محل شیر در نمودار سمت چپ و در نقطه ۸ در نمودار سمت راست. خط چینها مربوط به نتایج ضربه قوچ کلاسیک هستند.

Q=3.03ا/s,Hres=7m در قسمت بعد، نتایج در حالتی که کاویتاسیون شدید رخ دهد (که به ازای2-7m ازایه می می انفاق می آفتد) در شکل 8-8 ازایه می شوند. در این نتایج، دومین افزایش فشار در محل شیر که مربوط به اولین نابودی حباب ایجاد شده است، در زمان t=4.4s رخ می دهد که این، مقداری کمتر از مقدار نظیر در حالت آنالیز الاستیک که در شکل 8-8 ارایه شده است می باشد که در آن t=5.3s است. یک تفسیر در حالت آنالیز الاستیک که در شکل 8-8 از ایه شده است می باشد که در آن در آن t=5.3s است. یک تفسیر در این نابودی حباب ایجاد شده است، در زمان ولیه شده است می باشد که در آن t=5.3s است. یک تفسیر در حالت آنالیز الاستیک که در شکل 8-8 از ایه شده است می باشد که در آن در آن t=5.3s است. یک تفسیر مرای این وضعیت این است که موج ضربه قوچ، پس از اولین سیکل، به طور قابل ملاحظهای میرا می شود. حباب که این، منجر به کاهش میزان موج منفی وبه دنبال آن کوچکتر بودن حباب تولید شده می شود. حباب کوچکتر نیز در زمان کمتری از بین می رود.



شکل ۶-۳۴: نتایج آنالیز با جدایی ستون مایع در آزمایش ایمپریال کالج (2=3.03l/s,Hres=7m)، هد در محل شیر در نمودار سمت چپ و در نقطه ۸ در نمودار سمت راست. خط چینها مربوط به نتایج بدون جدایی ستون هستند.



شکل ۶-۳۵: نتایج آنالیز بدون در نظر گرفتن اثرات ویسکوالاستیک و با جدایی ستون مایع در آزمایش ایمپریال کالج (*Q*=3.03l/s,Hres=7m)، هد در محل شیر در نمودار سمت چپ و در نقطه ۸ در نمودار سمت راست. خط چینها مربوط به نتایج ضربه قوچ کلاسیک هستند.

نتیجه کلی و مهمی که میتوان از این نتایج به دست آورد این است که اثر ویسکوالاستیسیته، به طور قابل ملاحظهای خطرات ناشی از جدایی ستون مایع را از بین میبرد به طوری که تولید و نابودی حبابها، تنها یک یا دو بار اتفاق میآفتد درحالی که در لولههای الاستیک دهها بار تکرار میشود. دوم اینکه در نتایج حاصله، افزایش فشاری بزرگتر از فشار جوکوفسکی به چشم نمی خورد که این، در لولههای الاستیک معمولاً رخ میدهد.

#### FSI اثرات همزمان FSI و ویسکوالاستیسیته

در اینجا ضربه قوچ با در نظر گرفتن اثرات تداخلی سیال- سازه در سیستم لوله مربوط به آزمایش ایمپریال کالج (که در بخش ۶–۱–۳ همین رساله بررسی و مشخصات آن ارایه شد) که از لولههای پلی اتیلن ساخته شده است بررسی میشود. بنابراین، فرض میشود که هیچگونه تکیه گاه محوری در سرتا سر لوله وجود ندارد به طوری که اثر کوپله پواسن به طور کامل ایجاد گردد. همچنین با فرض امکان جابجایی شیر به طور کامل، اثر تداخلی اتصال نیز به وجود میآید.

نتایج هد در محل شیر، با در نظر گرفتن اثر تداخلی پواسن درشکل ۶–۳۶- چپ و با در نظر گرفتن اثر تداخلی پواسن و اتصال در سمت راست ارایه شده اند. این نتایج با استفاده از دو روش عددی متفاوت تماماً MOC و MOC-FEM حاصل شده اند. در این گراف ها، خط چینها مربوط به روش تماماً MOC هستند که به منظور متمایز شدن، به اندازه *t=*0.1s به سمت راست انتقال داده شده اند. خطوط آبی توپر مربوط به روش MOC-FEM و خطوط کمرنگ نیز نتایج مربوط به مدل ضربه قوچ کلاسیک هستند. همانطور که مشاهدخ می شود، نتایج حاصله از دو روش متفاوت بسیار به هم نزدیک می باشند که این مطلب، تایید کننده صحت روشهای عددی استفاده شده و پیاده سازی صحیح آنها می باشد. در شکل ۶-۳۷ نیز نتایج حاصل با در نظر گرفتن دو اثر پواسن و اتصال، برای نقاط ۵ و ۸ به ترتیب در چپ و راست این شکل می باشند.

از شکلهای ۶-۳۶ و ۶-۳۷ میتوان نتیجه گرفت که اثر ویسکوالاستیسیته، منجر به ایجاد یک میرایی قابل ملاحظه در نتایج ضربه قوچ میشود اما اثر FSI همچنان به شکل یک افرایش فشار (که بیشتر از فشار جوکوفسکی است) در لحظات اولیه پس از غیرماندگاری سیستم حاکم است. کاهش فرکانس، که یک ویژگی عمده اثر تداخلی اتصال است در لولههای ویسکوالاستیک نیز همچنان وجود دارد و حتی انتظار میرود که به صورت جدیتر در نتایج دیده شود زیرا ویسکوالاستیسیته نیز به نوبه خود اثر مشابهی بر فرکانس دارد. اثر ویسکوالاستیسیته در سیکلهای بعدی بسیار چشمگیر میباشد به طوری که همانطور که دیده میشود، تمامینوسانات پرش مانند که همواره در نتایج IST در لولههای الاستیک وجود دارد در اینجا از بین رفته اند.



شکل ۶-۳۶: نتایج هد در آنالیز ویسکوالاستیک با در نظر گرفتن اثر کوپله پواسن (نمودار سمت چپ) و کوپله اتصال و پواسن (نمودار سمت راست) در آزمایش ایمپریال کالج. خطوط آبی: نتایج حل با روش MOC-FEM، خط چین ها: نتایج حل با روش کاملاً MOC که به اندازه e0.01s به سمت راست انتقال یافتهاند و خطوط کمرنگ: نتایج مدل ضربه قوچ کلاسیک.



شکل ۶-۳۷: نتایج هد در آنالیز ویسکوالاستیک با در نظر گرفتن اثر کوپله پواسن و کوپله اتصال، در نقطه ۵ (نمودار سمت چپ و نقطه ۸ (سمت راست) در آزمایش ایمپریال کالج. خطوط آبی: نتایج حل با روش MOC-FEM، خط چین ها: نتایج حل با روش کاملاً MOC که به اندازه 1.001= به سمت راست انتقال یافته اند، خطوط کمرنگ: نتایج ضربه قوچ کلاسیک.

افزایش فشار ایجاد شده در نتایج این بخش که مربوط به FSI در لولههای ویسکوالاستیک میباشد به حدود ۳۰ درصد بالای فشار جوکوفسکی مربوطه میرسد که این امر ضرورت انجام آنالیزهای تداخلی را برای سیستمهای با اهمیت بالا، جهت تعیین حداکثر تنش وارده بر لوله، نشان میدهد.

یک مقایسه بین ماگزیمم فشارهای حاصله در نمودارهای شکل ۶-۳۶ و ۶-۳۷ نشان میدهد که همواره نقاط بحرانی که در معرض تنشهای بالا هستند، نقاطیاند که به منشا ایجاد کننده اثر تداخلی (در اینجا شیر) نزدیکترند بنابراین این نقاط نیاز به محافظت بیشتری دارند.

فصل هفتم: خلاصه، نتیجه گیری و ارایه پیشنهادات

۷–۱– خلاصه

موضوع تداخل سیال – سازه در سیستمهای لوله، که در آن، رفتار دینامیکی سیستم لوله به علت پدیده ضربه قوچ مورد بررسی قرار می گیرد در سالهای اخیر مورد توجه محققان بوده است [26, 27, 3] و [56, 60, 67]، به این ترتیب که تا کنون، معادلات حاکم بر این پدیده به طور دقیق شناخته شده و روشهای حل دقیق برای آنها در بعضی حالتهای خاص، مانند یک سیستم مخزن– لوله– شیر ,37, 58, 71] [27 ارایه شده است. همچنین روشهای مختلفی جهت حل عددی این معادلات که قابلیت استفاده برای سیستمهای پیچیدهتر را دارا میباشند ارایه شده است [۴و ۶] و [36, 88, 26]. با این وجود، همانطور که در این مراجع دیده میشود روشهای ارایه شده همچنان محدود به سیستمهایی بسیار ساده میباشند. در این توانمند در حل حتی مسایل بسیار پیچیده ارایه مینماید. برتری روش MOC-FEM در این است که در این روش، معادلات هیدرولیک و سازه به صورت کاملاً جدا از هم حل میشوند بنابراین تمامی پیشرفتهای این روش، معادلات هیدرولیک و سازه به صورت کاملاً جدا از هم حل میشوند بنابراین تمامی پیشرفتهای موجود در بخش هیدرولیک و یا سازه در زیر برنامههای مربوط به هرکدام، همانند حالت بدون اثرات تداخلی قابل تحقق میباشند.

در روش حل MOC-FEM، روش تحلیل هیدرولیک شبکههای توزیع سیال از یک طرف و روش آنالیز سازه این شبکهها، ناشی از بارگذاریهای هیدرولیکی وارده بر آن از طرف دیگر، ارایه گردید. در برنامه کامپیوتری تهیه شده بر مبنای این روش، ساختمان اصلی برنامه شامل زیر برنامهای برای تحلیل هیدرولیک شبکه و زیر برنامهای برای تحلیل استاتیکی و دینامیکی قابها، ناشی از انواع بارگذاریها میباشد. که برای انجام یک آنالیز تداخلی سیال – سازه، بین زیر برنامههای هیدرولیک و سازه، در هر گام زمانی، از یک فرایند تکرار، تا همگرایی نتایج استفاده میشود. برای تحلیل هیدرولیک شبکه از روش خطوط مشخصه و برای تحلیل سازه از روش اجزای محدود، به همراه روشهای انتگرالگیری مستقیم (مانند روش با ورود لولههای پلی اتیلن به صنعت و استفاده گسترده آنها در سیستمهای لوله، نیاز به ارایه مدلی جهت بررسی این سیستمها به وجود آمد. تحقیقات اخیر در این زمینه به ارایه مدل ریاضی و یک روش عددی بر پایه MOC جهت تحلیل ضربه قوچ در این سیستمها، انجامیده است [50-48, 17-15]. اما همچنان معادلات حاکم بر پدیده FSI در لولههای پلی اتیلن و به دنبال آن، نحوه حل عددی این سیستمها، به صورت موضوعی حل نشده میباشد که در این رساله به آنها پرداخته شده است.

از دید فیزیکی در یک مساله ضربه قوچ، رفتار ویسکوالاستیک منجر به ایجاد کرنشهای تاخیری در جهت شعاعی و محوری لوله می گردد. کرنشهای محوری تنها زمانی که در نظر گرفتن اثرات FSI مورد نظر باشد اهمیت دارند که این موضوع برای اولین بار در این رساله بررسی شده است.

در این تحقیق، معادلات حاکم برای در نظر گرفتن کرنشهای محوری تاخیری و نحوه اندر کنش آنها با معادلات هیدرولیک جریان بررسی شده است. در معادلات دیفرانسیل استخراج شده، جهت محاسبه کرنشهای تاخیری، از عبارات انتگرال کانولوشن استفاده شده است که با استفاده از روابط مناسبی به صورت تقریبی محاسبه میشوند. تقریب ارایه شده، عبارات انتگرالی مورد نظر را به صورت روابطی بازگشتی بر حسب مجهولات در گام زمانی فعلی و مقادیر گامهای زمانی قبل، ارایه مینماید. بنابراین میتوان آنها را به منظور توسعه روشهای عددی معمول ارایه شده در FSI (روشهای MOC ایل و MOC-FEM) به کار گرفت. به این ترتیب دو روش اصلی عددی موجود، در این رساله، برای حل مسایل مختلف الاستیک و ویسکوالاستیک بررسی شدند.

پدیده جدایی ستون مایع نیز، به دلیل اهمیت آن و اثرات مخربی که میتواند در یک سیستم لوله به دنبال داشته باشد در این رساله مورد بررسی قرار گرفت. از بین مدلهای عددی موجود جهت تحلیل این پدیده، ساده ترین روش به نام DVCM مورد استفاده قرار گرفت تا به راحتی بتوان آن را در سیستمهای لوله ویسکولاستیک و آنالیزهای با اثرات تداخلی وارد کرده و درستی آن را تحقیق نمود. همچنین در این رساله، دو اثر تداخلی مهم (اثرات تداخلی پواسن و اتصال) به دقت مورد بررسی قرار گرفته و نتایج این اثرات تداخلی برای شبکههای توزیع سیال الاستیک و ویسکوالاستیک تحلیل و مقایسه شده است. اثر تداخلی پواسن در معادلات دیفرانسیلی حاکم، در جملهای که مربوط به تغییر مکان محوری المان میباشد و در معادلات هیدرولیکی و سازهای وجود دارد، اعمال میشود. (روش تکرار تا همگرایی نتایج به دلیل وجود این جمله کوپله کننده، جمله کوپله پواسن، میباشد). اثر تداخلی اتصال اثری است که در شرایط مرزی هیدرولیکی و سازهای معادلات اعمال میشود. به این ترتیب که به عنوان مثال، در روش حل مبتنی بر MOC-FEM، در شرایط مرزی هیدرولیکی از پارامترهای سازهای و در شرایط مرزی سازهای از پارامترهای هیدرولیکی برای تحلیل استفاده میشود. بنابراین برای تحلیل اثر کوپله اتصال نیز از یک فرایند تکرار تا همگرایی مقادیر مرزها استفاده میشود. بدیهی است در صورتی که در شبکه اتصال نیز از یک مهار شده وجود داشته باشد، این وابستگی شرایط مرزی سازهای و هیدرولیکی از برامترهای سازهای و در شرایط مرزی سازهای

## ۲-۷- نتیجه گیری

از مطالعه در زمینه اثرات تداخلی شبکههای توزیع سیال در لولههای ویسکوالاستیک (هدف این رساله) میتوان به نتایجی کلی که در زیر ارائه شدهاند رسید. برای مشاهده نتایج جزئی تر، میتوان به تفسیر نمودارهای مثالهای حل شده، (فصل ششم) مراجعه کرد.

 ۱- در حالت آنالیز ضربه قوچ به تنهایی، میرایی موج که ناشی از رفتار ویسکوالاستیک دیواره لوله میباشد به خوبی با مدل ریاضی ارایه شده قابل شبیه سازی است (به شرطی که سرعت موج و توابع خزشی تطابقی به خوبی انتخاب شوند) به طوریکه هماهنگی قابل قبولی بین نتایج عددی و آزمایشگاهی وجود دارد.

- ۲- مدل ویسکوالاستیک کلوین- ویت به منظور مدلسازی ارتعاش محوری لوله نیز به کار گرفته شد. در نتایج حاصله از آنالیز لولههای ویسکوالاستیک با FSI دیده می شود که افزایش فشار مازاد بر فشار جوکوفسکی در لولههای ویسکوالاستیک به مراتب بسشتر بوده و لذا میتواند اثرات مخرب بیشتری داشته باشد. . این موضوع از توجه به مدول الاستیسیته و سرعت موج کمتر مواد ویسکوالاستیک و نسبت پواسن بزرگتر آنها در مقایسه با مواد الاستیک فهمیده می شود.
- ۳- افزایش فشار ایجاد شده مربوط به FSI در لولههای ویسکوالاستیک به حدود ۳۰ درصد بالای فشار جوکوفسکی میرسد که این امر ضرورت انجام آنالیزهای تداخلی را برای سیستمهای با اهمیت بالا، جهت تعیین حداکثر تنش وارده بر لوله، نشان میدهد.
- ۴- در تشریح مساله تداخل سیال سازه در لولههای ویسکوالاستیک از دید فیزیکی میتوان گفت: پس از بستن شیر، فشار جوکوفسکی در تمام نصف دوره تناوب ضربه قوچ برقرار خواهد بود. از طرف دیگر بر طبق مدل ویسکوالاستیک به علت وجود تنش هوپ (محیطی) درون لوله، دیواره لوله به تدریج رفتار خزشی از خود نشان خواهد داد. این رفتار باعث افزایش حجمی که سیال فشار بالا در آن است خواهد شد و این امر به نوبه خود باعث کاهش جزیی فشار میشود. به عبارت دیگر سیال مقداری از انرژی خود را به علت انجام کار روی دیواره لوله از دست میدهد. مقداری از این کار منجر به تغییر شکل الاستیک در لوله میشود بنابراین لوله میتواند این انرژی را دوباره به سیال برگرداند، این مطلب موضوع بحث تداخل سیال – سازه است. بخش دیگری از این کار منجر به تغییر شکل خزشی زیرا این کار غیر قابل برگشت است.

- ۵- فشار سیال درون لوله تحت اثر تداخل سیال سازه (FSI) تشدید می شود که نشان دهندهٔ
   ۱ثر بحرانی FSI بر روی فشار سیال است. این تشدید بخصوص در سیستمهای تک لوله و در
   لولههای طویل بیشتر نمود می کند که این نتیجه گیری مؤید تحلیلهای دیگر محققین
   می باشد [67].
- ۶- مشاهده می شود با گذر زمان، نوسانات ناشی از اثر کوپله اتصال تشدید می شود. علت این امر تفاوت زمان تناوب سازه و سیال می باشد و این امر بخصوص برای یک شبکه که در حالت ماندگار در آن چندین دبی وجود دارد باعث آشفتگی بسیار زیاد نتایج می گردد.
- ۲- همانگونه که انتظار می رود اگر اتصالات مانند شیر و تقاطع آزاد باشند باعث می شود فشارهای ماکزیمم قدری کاهش پیدا کنند. که علت آن حرکت سازه اتصال مورد نظر و صفر نشدن آنی سرعت مطلق سیال (در بستنهای آنی ) می باشد. اما در مقابل این کاهش فشارها، جابجاییهای قابل ملاحظهای در سازه اتصال و به طور کلی در شبکه اتفاق می افتد که می تواند، باعث تخریب شبکه گردد.
- ۸- در مدلهای بدون اصطکاک، اثر کوپله پواسن تغییری در زمان تناوب نمودارهای هد و بقیه نمودارها ایجاد نمی کند؛ در حالی که کوپله اتصال باعث تغییر در زمان تناوب نمودارها می گردد. این امر در نمودارهای مخزن – لوله – شیر به وضوح قابل مشاهده است اما برای مدلهای پیچیدهتر باید با بررسی بیشتری و ارایه نتایج تا زمانهای طولانی تری به آن پی برد.
- ۹- با توجه به مقدار نسبتاً زیاد جابجایی طولی بدست آمده در لولههای طویل در جریان
   غیرماندگار، لازم است در مدلهای عملی، در طول آزاد لوله، تعدادی تکیه گاه طولی برای

لوله در نظر گرفته شود تا این نوسانات شدید، کنترل شده و به تأسیسات خط لوله آسیب وارد نگردد (مانند آزمایش تشریح شده در فصل پنجم).

 ۱۰ همانگونه که در نتایج مثالهای حل شده مشاهده می شود، مقدار واکنش تکیه گاهی طولی لوله ها بخصوص در خطوط لوله طویل در جریان غیرماندگار می تواند بسیار قابل توجه باشد.
 بنابراین باید در مدلهای عملی، در این محلها تمهیدات لازم را در نظر گرفت تا این نیروها باعث تخریب تکیه گاهها و آسیب رساندن به تأسیسات خط لوله نشوند.

۷-۳- پیشنهادات برای ادامه کار

بدیهی است که مباحث مربوط به تحقیق پیرامون FSI شبکهها، هنوز دارای زمینههای زیادی برای تکمیل کردن و بهبود روشها میباشد و این رساله، تنها گام کوچکی در این زمینه به شمار میرود. برخی از این زمینههای تحقیق و بررسی را به طور خلاصه، در قالب موارد زیر ذکر خواهیم کرد.

– تحلیل شبکههای توزیع سیال برای سایر بارگذاریهای ممکنه. این بارگذاریها را میتوان از جهتی به دو دسته تقسیم بندی کرد. ۱- بارگذاریهایی که اثرات تداخلی بر رفتار سازه خواهند داشت مثل اثرات جریان سیال (این رساله) و فشار خاک برای لولههای مدفون در خاک، که برای در نظر گرفتن این اثرات استفاده از آنالیزهای تداخلی الزامی است. ۲- بارگذاریهای که اثرات تداخلی بر رفتار سازه نخواهند داشت. مانند بارهای پریودیک وارده از تجهیزات نصب شده در شبکهها (مانند پمپها، توربوماشینها و. . .) یا نیروهای ناشی از زلزله، طوفانها و گرد بادها. به عنوان مثال میتوان پدیده IST لولهها را برای زمانی که یک زلزله یا طوفان مشخص اتفاق میافتد مورد بررسی قرار داد. بدیهی است در این حالتها، تنها درفرآیند تحلیل سازه جملاتی (بارگذاری) اضافه میشود. البته میزان این بارها از قبل باید با انجام تحلیل های لرزهای برای منطقه مورد نظر تعیین شوند. بعد از مشخص شدن آنها به صورت ثابتهایی در تحلیلهای دینامیکی سازه مورد استفاده قرار می گیرند (بر خلاف بارهای هیدرولیکی که همانطور که مشاهده شد برای تعیین آنها در هر گام زمانی به ناچار باید از روش تکرار استفاده می شد، (تحلیل تداخلی)).

- انجام یک تحقیق آزمایشگاهی برای بررسی صحت نتایج مدلهای عددی، این کار را بخصوص برای مشاهده اثرات کوپله اتصال در لولههای ویسکوالاستیک میتوان انجام داد.
- مطالعه روی تحلیل غیرماندگار شبکههای توزیع سیال با رویکرد طراحی این شبکهها. تمامی آنچه در این رساله ارایه شد روشهایی برای آنالیز شبکهها میباشد. (شبکهها معلوماند). اکنون با آماده شدن برنامهای برای آنالیز دینامیکی شبکهها (این رساله)، میتوان در زمینه طراحی شبکهها و کشف نکات مهم و موثر برای ارایه یک طرح خوب کار کرد. همچنین میتوان در زمینه بهینهسازی در طراحی شبکههای توزیع، با در نظر گرفتن اثرات چکش آبی، مطالعاتی انجام داد (انتخاب بهینه برای قطر، شکل تکیهگاه، در نظر گرفتن یا نگرفتن مخازن موج گیر و موقعیت آنها و شیرهای یکطرفه و فشار شکن و غیره).
- حل معادلات اثر تداخلی سیال– سازه در شبکههای توزیع را با روشهای متنوعی میتوان مورد بررسی قرار داد. مثلاً گفته شد که این معادلات در یک مدل سه بعدی به صورت ۱۴ معادله دیفرانسیل مرتبه اول قابل بیان میباشند که این دستگاه ۱۴ معادله دیفرانسیل با ۱۴ مجهول را نه تنها با روشهای آنالیتکی میتوان حل نمود بلکه میتوان از روشهای عددی که برای حل دستگاه معادلات دیفرانسیلی معمولی وجود دارد، مانند روش رانج کوتا و اولر برای حل آنها استفاده کرد و نتایج را مقایسه نمود.
- روش خطوط مشخصه برای تحلیل جریان غیرماندگار روش بسیار دقیقی است ولی  $\frac{\Delta x}{\Delta t}$  محدودیت هایی 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 لولهٔ تنها، میتوان  $\Delta$  را طوری انتخاب کرد که کل لوله به قطعات مساوی تقسیم شود و مقدار  $\Delta$  را بر طبق آن تعیین نمود. ولی یک شبکهٔ 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 پروسهٔ حل واحد تحلیل می *گ*ردد، طول بازهٔ زمانی برای کل مسأله باید مقداری ثابت باشد. بنابراین مقدار  $\Delta$  در هر لوله با توجه به سرعت موج در آن تعیین میشود. در اینجا ممکن است طول لوله به گونهای باشد که در تقسیم بندی لوله به بازههای  $\Delta$ ، قطعهای از لوله مقدار کمتری پیدا کند. در رفع این مشکل میتوان روشهای پیشنهادی مختلفی را به کار برد. این مساله را میتوان بعنوان یک کار تکمیلی برای این پایان نامه قلمداد نمود.

- مطالعه برای یافتن روشهایی برای کاهش اثرات چکش آبی بر سازهٔ شبکهها. از نتایج مثالهای ارایه شده در مورد کوپله اتصال میتوان دید که تکیهگاهها میتوانند تأثیرات زیادی بر رفتار سازهای شبکههای توزیع داشته باشند. اجرای تکیهگاههای کاملاً صلب گرچه از ایجاد جابجاییهای زیاد در سازه جلوگیری می کند ولی نیروهای هیدرولیکی وارده را افزایش میدهد. میتوان مطالعهای در زمینه استفاده از تکیهگاههای نیمه صلب برای شبکهها جهت بهینه کردن جابجاییها و نیروها، انجام داد.
- تحلیل غیرماندگار سیال با در نظر گرفتن افت. در این صورت باید از یک مدل اصطکاک
   غیرماندگار استفاده شود.
- تحلیل تداخلی سیال سازه از دیدگاه انرژی (بر خلاف دیدگاه معادله دیفرانسیلی که در این پایاننامه بررسی گردید) منظور این است که روابط انرژی که در سازه برای بدست آوردن معادلات حاکم بر سازهها نوشته میشوند به صورتی استخراج شوند که پارامترهای

هیدرولیکی هم درآنها باشند. در آن صورت میتوان از روشهای واریاسیون روابط حاصله را تحلیل نمود و به صورت روابط ماتریسی درآورد.

- مدلسازی یک لوله با سیال موجود در آن با استفاده از نرمافزار ANSIS به صورت سه بعدی. با این کار میتوان سرعت سیال را در نقاط مختلف یک مقطع از لوله بدست آورد و پروفیل سرعت را در گرههای زانویی و تقاطعها و ... در هر صفحه دلخواه مشاهده نمود. همانطور که به نظر میرسد این کار مستلزم یک دیدگاه کاملاً متفاوت با موضوعی است که در این رساله دنبال شده است، زیرا معادلات حاکم برای سیال و سازه باید به صورت سه بعدی تنظیم شوند و شرایط مرزی باید به شکل مناسب دیگری ارایه گردند.
- همانطور که مشاهده می شود بار گذاریهای هیدرولیکی وارده بر سازه (نیروهای ضربه قوچ) به
   صورت سیکلی می باشند. در بار گذاریهای سیکل پدیده خستگی می تواند باعث تخریب سازه
   گردد. می توان مطالعه ای در این زمینه انجام داد.
- در نظر گرفتن تغییر شکلهای برشی در معادله ارتعاش خمشی سازه. برای این کار باید از مدل تیرتیموشنکو استفاده شود.
- در نظر گرفتن کمانش و اثر رفتار غیر خطی هندسی برای شبکههای قابی. اگر یک سیستم قاب سه بعدی برای معادلات دیفرانسیل سازه (معادله برنولی، معادله تیموشکو) حل شود، در نهایت پس از تحلیل ممکن است مشاهده شود که در بعضی اجزاء نیروهای فشاری قابل توجهی وجود دارد در این صورت تحلیل کمانش برای این اعضای فشاری ضرورت پیدا میکند.
- استفاده از مدلهای ویسکوالاستیک بر اساس مشتقات کسری. با استفاده از این مدلها میتوان
   با به کارگیری تعداد ثابتهای کمتری مشخصات رفتاری ماده ویسکوالاستیک را توصیف نمود.

ارایه معادلات حاکم به فرم بی بعد شده. این کار امکان توصیف ترمهای موثر و بررسی اثر هر
 کدام را فراهم می آورد.



پیوست الف: معادلات ار تعاش خمشی و روش حل عددی آنها

این موضوع به طور کامل در فصل پنجم مرجع [۶] بررسی شده است اما در اینجا، به علت استفاده گسترده از آن در حل مسایل، به صورت اختصار مرور می شود.

معادله ارتعاش خمشی به صورت زیر نوشته میشود

$$EI\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + M\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2Vm_f\frac{\partial^2 w}{\partial t\partial x} + m_fV^2\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + m_f\frac{\partial V}{\partial t}\frac{\partial w}{\partial x} + m_fV\frac{\partial V}{\partial x}\frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (1-i)$$

که در آن $m_P = \rho_P A_P$  و $m_f = \rho_f A_f + \rho_P A_P$  و $m_f = \rho_f A_f + \rho_P A_P$  می با شد. معادله فوق مربوط به ارتعاش خمشی در صفحه xy میباشد.

چنانچه از روش باقیماندههای وزنی گالرکین به منظور گسستهسازی رابطه (الف-۱) استفاده شود، فرم نهایی گسستهسازی شدهٔ معادله ارتعاشی جانبی به صورت (الف-۲) خواهد بود. قبلاً یادآوری می شود که در جملات گسستهسازی شده، آنهایی که فقط دارای اندیس *i* میباشند مربوط به بردار نیروها هستند (اندیس *i* مربوط به توابع وزن است که در معادله ارتعاش جانبی چهار گزینه مختلف به صورت  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4 = v$ را برای آن در نظر می گیریم) و جملاتی که دارای اندیس *j*,*i* میباشند، تشکیل دهنده ماتریسهای مشخصه المان خواهند بود.

$$b = EI_p , m_f = \rho_f A_f , m_p = \rho_p A_p , M = \rho_f A_f + \rho_p A_p \implies$$

$$\left( \int_{a} \int_{x_{e+1}}^{x_{e+1}} \partial^2 \varphi_i \partial^2 \varphi_i \right) = \left[ \partial \left( \int_{a} \partial^2 w \right) \right]_{x_{e+1}}^{x_{e+1}} \partial \varphi_i \left( \int_{a} \partial^2 w \right) \Big]_{x_{e+1}}^{x_{e+1}}$$

$$\left[ b \int_{x_{e}}^{x_{e+1}} \frac{\partial (\varphi_{j} - \varphi_{j})}{\partial x^{2}} dx \right] w_{j} + \left[ \phi_{i} \frac{\partial}{\partial x} \left[ EI_{p} \frac{\partial (w_{i})}{\partial x^{2}} \right] \right]_{x_{e}} - \frac{\partial (\varphi_{i})}{\partial x} \left[ EI_{p} \frac{\partial (w_{i})}{\partial x^{2}} \right]_{x_{e}} \right]$$

$$+ \left( M \int_{x_{e}}^{x_{e+1}} \phi_{i} \phi_{j} dx \right) \ddot{w}_{j} + \left( 2m_{f} \int_{x_{e}}^{x_{e+1}} V \phi_{i} \frac{\partial \phi_{j}}{\partial x} dx \right) \dot{w}_{j}$$

$$- m_{f} \left( \int_{x_{e}}^{x_{e+1}} \frac{\partial \phi_{i}}{\partial x} \frac{\partial \phi_{j}}{\partial x} V^{2} dx + 2 \frac{\partial V}{\partial x} \int_{x_{e}}^{x_{e+1}} V \phi_{i} \frac{\partial \phi_{j}}{\partial x} dx \right) w_{j} + m_{f} \phi_{i} V^{2} \frac{\partial W}{\partial x} \Big|_{x_{e}}^{x_{e+1}}$$

$$\left( m_{f} \int_{x_{e}}^{x_{e+1}} \frac{\partial V}{\partial t} \phi_{i} \frac{\partial \phi_{j}}{\partial x} dx \right) w_{j} + \left( m_{f} \frac{\partial V}{\partial x} \int_{x_{e}}^{x_{e+1}} V \phi_{i} \frac{\partial \phi_{j}}{\partial x} dx \right) w_{j} = 0$$

$$\mathbf{M}\,\ddot{w}_j + \mathbf{C}\,\dot{w}_j + \mathbf{K}w_j = F_i \tag{(14)}$$

اگر هدف بررسی یک تیر فقط تحت ارتعاش جانبی باشد میتوان از معادله ماتریسی ارایه شده در (الف-۳) استفاده کرد. اما چنانچه هدف بررسی یک قاب (دو بعدی یا سه بعدی) باشد باید از معادلات ارتعاش محوری و پیچشی (در حالت سه بعدی) نیز استفاده شود و همچنین استفاده از یک دستگاه مختصات سراسری و ماتریسهای تبدیل برای هر المان نیز ضروری خواهد بود. ماتریسهای جرم و میرایی و سختی ارایه شده در (الف-۳) به صورت زیر میباشند.

$$\mathbf{M} = \left(\rho_f A_f + \rho_p A_p\right) \int_{x_e}^{x_{e+1}} \varphi_i \,\varphi_j dx \tag{(f-ilia)}$$

$$\mathbf{C} = 2 \ \rho_f A_f \int_{x_e}^{x_{e+1}} V \varphi_i \frac{\partial \varphi_j}{\partial x} dx \tag{(d-1)}$$

$$\mathbf{K} = \left( EI_p \int_{x_e}^{x_{e+1}} \frac{\partial^2 \varphi_i}{\partial x^2} \frac{\partial^2 \varphi_j}{\partial x^2} dx \right) - \left( m_f \int_{x_e}^{x_{e+1}} \frac{\partial \varphi_i}{\partial x} \frac{\partial \varphi_j}{\partial x} V^2 dx \right) - \left( m_f \frac{\partial V}{\partial x} \int_{x_e}^{x_{e+1}} V \varphi_i \frac{\partial \varphi_j}{\partial x} dx \right) + \left( m_f \int_{x_e}^{x_{e+1}} \frac{\partial V}{\partial t} \varphi_i \frac{\partial \varphi_j}{\partial x} dx \right)$$
(8-10)

که در آن  $\varphi_i$  توابع هرمیت میباشند [45]. همچنین فرم ساده شده درایههای بردار نیروها را به صورت زیر میتوان نوشت.

$$\begin{split} \varphi_{i} &= \varphi_{1} \implies F_{1} = \frac{\partial}{\partial x} \left( EI_{p} \frac{\partial^{2} w}{\partial x^{2}} \right) \Big|^{x_{e}} + \left( m_{f} V^{2} \frac{\partial w}{\partial x} \right) \Big|^{x_{e}} \\ \varphi_{i} &= \varphi_{2} \implies F_{2} = -\left( EI_{p} \frac{\partial^{2} w}{\partial x^{2}} \right) \Big|^{x_{e}} \\ \varphi_{i} &= \varphi_{3} \implies F_{3} = -\frac{\partial}{\partial x} \left( EI_{p} \frac{\partial^{2} w}{\partial x^{2}} \right) \Big|^{x_{e+1}} - \left( m_{f} V^{2} \frac{\partial w}{\partial x} \right) \Big|^{x_{e+1}} \\ \varphi_{i} &= \varphi_{4} \implies F_{4} = \left( EI_{p} \frac{\partial^{2} w}{\partial x^{2}} \right) \Big|^{x_{e+1}} \end{split}$$

$$(Y-i)$$

$$\mathbf{M} = \underbrace{\left(\rho_{f}A_{f} + \rho_{p}A_{p}\right)}_{m_{2}} \underbrace{\frac{L}{420}}_{m_{2}} \begin{bmatrix} 156 & -22L & 54 & 13L \\ -22L & 4L^{2} & -13L & -3L^{2} \\ 54 & -13L & 156 & 22L \\ 13L & -3L^{2} & 22L & 4L^{2} \end{bmatrix}$$
(A-id)

همچنین ماتریس سختی ارایه شده در رابطه (الف-۹)، با توجه به  $m_f$  >>  $m_f$  به صورت زیر محاسبه میشود.

$$\mathbf{K} = \underbrace{EI}_{s_2} \frac{1}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & -6L & -12 & -6L \\ -6L & 4L^2 & 6L & 2L^2 \\ -12 & 6L & 12 & 6L \\ -6L & 2L^2 & 6L & 4L^2 \end{bmatrix}$$
(9-10)

پیوست ب: حل دقیق ارتعاش محوری یک میله الاستیک در برابر یک بار ثابت

حل دقیق مساله فوق که با روابط (۶–۱) الی (۶–۳) بیان شده است به صورت مجموع حل دقیق دو مساله دیگر که صورت معادله دیفرانسیل آنها همان رابطه (۶–۱) بوده اما شرایط مرزی و اولیه هرکدام از آنها به صورت زیر است میباشد.

$$u_z(z,0) = \frac{F_0 z}{EA_t}, \ \frac{\partial u_z}{\partial t}(z,0) = 0, \ u_z(0,t) = 0, \ \frac{\partial u_z}{\partial z}(L,t) = \frac{F_0}{EA_t},$$
(1)

$$u_{z}(z,0) = -\frac{F_{0}z}{EA_{t}}, \ \frac{\partial u_{z}}{\partial t}(z,0) = 0, \ u_{z}(0,t) = 0, \ \frac{\partial u_{z}}{\partial z}(L,t) = 0.$$
(Y-illi)

مساله اول که با روابط (۶–۱) و (الف–۱) بیان می شود در حقیقت یک مساله استاتیکی در معرض بار ثابت  $F_0$  در یک انتها است که با معادله دیفرانسیل  $\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} = 0$  بیان می شود. حل این مساله به صورت زیر می باشد.

$$u_z(z,t) = \frac{F_0 z}{EA_t}.$$
((1))

رابطه فوق را با استفاده از سریهای فوریه سینوسی، میتوان به صورت زیر هم نوشت.

$$u_{z}(z,t) = \frac{8}{\pi^{2}} \frac{F_{0}L}{A_{t}E} \sum_{n=1,3,\dots}^{\infty} \frac{(-1)^{\frac{n-1}{2}}}{n^{2}} \sin \frac{n\pi z}{2L}.$$
 (f-i))

مساله دوم که با روابط (۶-۱) و (الف-۲) بیان شده است با استفاده از روش جدایی متغییرها به صورت تحلیلی قابل حل است. در این صورت پاسخ به صورت زیر میباشد.

$$u_{z}(z,t) = -\frac{8}{\pi^{2}} \frac{F_{0}L}{A_{t}E} \sum_{n=1,3,\dots}^{\infty} \frac{(-1)^{\frac{n-1}{2}}}{n^{2}} \sin \frac{n\pi z}{2L} \cos \frac{n\pi tc_{t}}{2L}.$$
 (\Delta-infty)

اکنون چنانچه این دو عبارت (الف-۳) یا (الف-۴) و (الف-۵) با هم جمع شوند پاسخ تحلیلی مساله مورد نظر ارائه شده در رابط (۶–۴) به دست خواهد آمد.

قابل ذکراست که چنانچه تحقیق اینکه آیا رابطه (۶-۴) شرط مرزی (۶-۳) را ارضا مینماید یا خیر مورد نظر باشد نباید مشتق گیری از سریهای سینوسی (مانند آنچه در رابطه (الف-۴) داده شده) به صورت جمله به جمله انجام شود زیرا حالتهایی وجود دارد که برای آنها این کار صادق نیست. این موضوع و رابطه مناسب جهت مشتق گیری از این نوع سریها در کتاب [22] بررسی شده است. پیوست ج: حل دقیق ارتعاش محوری یک میله الاستیک در برابر یک بار سینوسی

این مساله صورت زیر قابل تعریف است:

 $\frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} = 0, \quad c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \tag{1-identified}$ 

شرايط اوليه به صورت

$$u_{z}(z,0) = 0, \qquad \frac{\partial u_{z}}{\partial t}(z,0) = 0, \qquad (1-\omega)$$

و شرایط مرزی به صورت زیر میباشند

$$u_z(0,t) = 0, \qquad \frac{\partial u_z}{\partial z}(L,t) = \frac{\alpha}{AE}\sin\omega t,$$
 (1)

که در آن 
$$lpha$$
 دامنه و  $artheta$  فرکانس موج تحریک کننده است.

حل دقیق مساله فوق که با روابط (الف-۱) الی (الف-۳) بیان شده است به صورت مجموع حل دقیق دو مساله دیگر که صورت معادله دیفرانسیل آنها همان رابطه (الف-۱) بوده اما شرایط مرزی و اولیه هرکدام از آنها به صورت زیر است میباشد.

$$u_{z}(z,0) = 0, \ u_{z}(0,t) = 0, \ \frac{\partial u_{z}}{\partial z}(L,t) = \frac{\alpha}{EA}\sin\omega t, \ \frac{\partial u_{z}}{\partial t}(z,0) = \frac{\alpha c}{EA}\frac{\sin\left(\frac{\omega z}{c}\right)}{\sin\left(\frac{\omega L}{c}\right)} \ (f-i)$$

$$u_{z}(z,0) = 0, \ u_{z}(0,t) = 0, \ \frac{\partial u_{z}}{\partial z}(L,t) = 0, \ \frac{\partial u_{z}}{\partial t}(z,0) = -\frac{\alpha c}{EA} \frac{\sin\left(\frac{\omega z}{c}\right)}{\sin\left(\frac{\omega L}{c}\right)}$$
(\Delta-Line)

پیوست ج: حل دقیق ارتعاش محوری یک میله الاستیک در برابر یک بار سینوسی

$$u_{z1}(z,t) = \frac{\alpha c}{EA\omega} \frac{\sin\frac{\omega z}{c}}{\cos\frac{\omega L}{c}} \sin\omega t$$
(Pilié)

مساله دوم که با روابط (الف-۱) و (الف-۵) بیان شده است با استفاده از روش جدایی متغیرها قابل حل است. در این صورت پاسخ به صورت زیر میباشد.

$$u_{z}(z,t) = -\frac{\alpha c}{EA\omega} \frac{4}{\pi} \left(\frac{\omega L}{c}\right)^{2} \sum_{n=1,3,\dots}^{\infty} \frac{(-1)^{\frac{n-1}{2}}}{n} \frac{\sin\frac{n\pi z}{2L}\sin\frac{n\pi ct}{2L}}{\left(\frac{n\pi}{2}\right)^{2} - \left(\frac{\omega L}{c}\right)^{2}}$$
(Y-i)

اکنون چنانچه این دو عبارت (الف-۶) و (الف-۷) با هم جمع شوند، پاسخ تحلیلی مساله مورد نظر به دست خواهد آمد.



# منابع فارسى

- ۱. احمدی، احمد و مجد، علی، "اعمال اثرات اصطکاک غیر ماندگار در مدل های جدایی ستون مایع"، هشتمین کنگره بین المللی مهندسی عمران، دانشگاه شیراز، اردیبهشت ۱۳۸۸.
  - ۲. تائبی، امیر و چمنی، محمدرضا "شبکههای توزیع آب شهری" انتشارات صنعتی اصفهان، ۱۳۷۹.
- ۲. معماری، علی محمد و غفوری آشتیانی، محسن، "دینامیک سازه به روش اجزای محدود" انتشارات موسسه بین المللی زلزله شناسی و مهندسی زلزله، تهران، ۱۳۷۶.
- جزایری مقدس، سید محمود "تحلیل همزمان جریان غیر ماندگار و دینامیک سازه خط لوله" پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه شهید چمران اهواز، دانشکده مهندسی، اردیبهشت ۱۳۸۳.
  - ۵. ففوری، حمیدرضا "جزوه درسی روش اجزای محدود" دانشگاه شهید چمران اهواز، دانشکده مهندسی، بهار ۱۳۸۳.
- ۶. کرامت علیرضا "تحلیل دینامیکی شبکههای لوله تحت فشار با روش اجزای محدود" پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه شهید چمران اهواز، دانشکده مهندسی، بهمن ۱۳۸۴.
  - ۲. سعادت پور، محمد مهدی "دینامیک سازه ها" انتشارات دانشگاه صنعتی اصفهان، ۱۳۷۷.
- ۸. محمد ولی سامانی، حسین "جزوه درسی روشهای عددی در مهندسی آب" دانشگاه شهید چمران اهواز، دانشکده مهندسی، بهار ۱۳۸۳.
- ٩. محمد ولى سامانى، دكتر حسين "جزوه درسى هيدروليك پيشرفته" دانشگاه شهيد چمران اهواز، دانشكده مهندسى، زمستان ١٣٨٢.
- مجد، على "بررسى پديده جدايى ستون در جريانهاى غير ماندگار" پايان نامه كارشناسى ارشد، دانشگاه صنعتى شاهرود، دانشكده عمران و معمارى، شهريور ١٣٨٨.

## منابع انگلیسی

- Ahmadi, A., Keramat, A., "Investigation of the Junction Coupling due to various types of Discrete Points in a Piping System", The 12th International Conference of International Association for Computer Methods and Advances in Geomechanics (IACMAG) 1-6 October, Goa, India, 2008.
- [2] Bergant A., Tijsseling A.S., Vitkovsky J., Covas D., Simpson A., Lambert M. "Furtur investigation of parameters affecting water hammer wave attenuation, shape and timing Part 1: Mathematical tools", IAHR Journal of Hydraulic Research, 2008, 46(3), 373-381.
- [3] Bergant A., Tijsseling A.S., Vitkovsky J., Covas D., Simpson A., Lambert M. "Furtur investigation of parameters affecting water hammer wave attenuation, shape and timing Part 2: Case studies", IAHR Journal of Hydraulic Research, 2008, 46(3), 382-391.
- [4] Bergant A., Tijsseling A.S., Vítkovský J.P., Simpson A.R., Lambert M.F. "Discrete vapour cavity model with improved timing of opening and collapse of cavities", Proceedings of the 2nd IAHR Int. Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Timişoara, Romania, Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timişoara, Transactions on Mechanics, Vol. 52(66), No. 6, 117-128.
- [5] Bergant A., Tijsseling, A., Vítkovský, J.P., Covas, D., Simpson, A., and Lambert, M. "Parameters affecting water-hammer wave attenuation, shape and timing. Part 1: mathematical tools", IAHR Journal of Hydraulic Research, 2008a, 46(3), 373-381.
- [6] Bergant A., Tijsseling, A., Vítkovský, J.P., Covas, D., Simpson, A., and Lambert, M. "Parameters affecting water-hammer wave attenuation, shape and timing. Part 2: case studies", IAHR Journal of Hydraulic Research, 2008b, 46(3), 382-391.
- [7] Bergant, A., Tijsseling, A.S. "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, June 26.-28. 2001, Trondheim, Norway.
- [8] Bergant, A., Simpson, A.R., Tijsseling, A.S. "Water hammer with column separation: A historical review", Journal of Fluids and Structures, 2006, 22, 135-171.
- [9] Bergant, A., Simpson, Angus R. "Pipeline column separation flow regimes", ASCE Journal of Hydraulic Engineering, 1999, 125, 835-848.
- [10] Bergant, A., Westende, J.M.C., Koppel, T., Gale, J., Hou, Q., Pandula, Z., Tijsseling, A.S., "water hammer and column separation due to accidental simultaneous closure of control valves in a large scale two-phase flow experimental apparatus", Proceedings of the ASME 2010 Pressure Vessels & piping conference, July, Washington, USA, 2010.
- [11] Bergant, A. "The behavior of Hydraulic Turbomachine during Transients" Journal of Mechanical Engineering, Strojniski vestnik, 2003, 150-160.
- [12] Brinson, H.F., Brinson, L.C., "Polymer engineering science and viscoelasticity, an introduction", 2008, Springer.

- [13] Bughazem, M.B., Anderson, A. "Investigation of an unsteady friction model for waterhammer and column separation", Proceedings of the 8th International Conference on Pressure Surges, BHR Group, The Hague, The Netherlands, 2000, 483-498.
- [14] Chaudhry, M.H. "Applied Hydraulic Transients", second edition, Van Nostrand Reinhold Co., New York, 1987.
- [15] Covas, D., Stoianov, I., Mano, J., Ramos, H., Graham, N., and Maksimovic, C., "The dynamic effect of pipe-wall viscoelasticity in hydraulic transients. Part I—Experimental analysis and creep characterization." IAHR Journal of Hydraulic Research, 2004a, 42(5), 516–530.
- [16] Covas, D., Stoianov, I., Mano, J., Ramos, H., Graham, N., and Maksimovic, C., "The dynamic effect of pipe-wall viscoelasticity in hydraulic transients. Part II—Model development, calibration and verification." IAHR Journal of Hydraulic Research, 2005, 43(1), 56–70.
- [17] Covas, D., Stoianov, I., Ramos, H., Graham, N., and Maksimovic, C., Butler, D., "Water hammer in pressurized polyethylene pipes: conceptual model and experimental analysis"., Urban Water Journal, 1(2), 2004b, 177-197.
- [18] de Hoog, F.R., Knight, J.H., Stokes, A.N., "An improved method for numerical inversion of Laplace transforms", S.I.A.M. Journal on Scientific and Statistical Computing, 1982, 3, 357-366.
- [19] Erath, W., Nowotny, B., Maetz, J., "Modelling the fluid structure interaction produced by a waterhammer during shutdown of high-pressure pumps" Nuclear Engineering and Design, Vol 193, 1999, pp. 283-296.
- [20] Gaul, L., "The Influence of Damping on Waves and Vibrations", Mechanical Systems and Signal Processing, 1999, Volume 13, Issue 1, pp. 1-30.
- [21] Greenshields, C.J., Leevers, P.S., "Failure of plastic water pipes by surge and cavitation", Proceedings of the 8th International Conference on Pressure Surges, BHR Group, The Hague, The Netherlands, 2000, 377-391.
- [22] Haberman, H., "Applied Partial Differential Equations with Fourier Series and Boundary Value Problems", 4th Edition, Prentice Hall, 2004.
- [23] Hadj-Taïeb, L., Hadj-Taïeb, E. "Numerical simulation of transient flows in viscoelastic pipes with vapour cavitation", International Journal of Modelling and Simulation, 2009, 29(2), 206-213.
- [24] Heinsbroek, A.G.T.J. "Fluid-structure interaction in non-rigid pipeline systems", Nuclear Engineering and Design, 1997, 172, 123-135.
- [25] Heinsbroek, A.G.T.J., Tijsseling, A.S. "The influence of support rigidity on waterhammer pressures and pipe stresses", Proc. of the Second Int. Conf. on Water Pipeline Systems, BHR Group, Edinburgh, UK, 1994, 17-30.
- [26] Hollenbeck, K.J., "INVLAP.M: A Matlab function for numerical inversion of Laplace transform by the de Hoog algorithm", http://www.isva.dtu.dk/staff/karl/invlap.htm, 1998.

- [27] Jong, C.A.F. de "Analysis of pulsations and vibrations in fluid-filled pipe systems", PhD Thesis, Eindhoven University of Technology, Dept. of Mechanical Eng., Eindhoven, The Netherlands, 1994.
- [28] Keramat, A., Ahmadi, A., Majd, A., "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, October 2009.
- [29] Keramat, A., Tijsseling, A.S., Ahmadi, A., "Investigation of transient cavitating flow in viscoelastic pipes", Proceedings of the 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, September 2010, manuscript accepted.
- [30] Knauss, W.G., "Uniaxial wave propagation in a viscoelastic material using measured material properties", 1968, Journal of Applied Mechanics, 449-453.
- [31] Kwon , Young W. , Bang , Hyochoong , "The Finite Element Method Using MATLAB", Second Edition, CRC Press , Boca Raton , Florida , April , 2000.
- [32] Laanearu, J., Bergant, A., Annus, I., Koppel, T., vant Westende, J.M.C., "Some aspects of fluid elasticity related to filling and emptying of large-scale pipeline". Proc. of the 3rd IAHR International Meeting of the WorkGroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, Czech Republic, October 14-16th 2009.
- [33] Lavooij, C.S.W., Tijsseling, A.S. "Fluid-structure interaction in liquid-filled piping systems", Journal of Fluids and Structures, 1991, 5, 573-595.
- [34] Lavooij, C.S., Tijsseling, A.S. "Fluid Structure Interaction in Compliant Piping Systems", Proceedings of 6th Int. Conference on Pressure Surges, BHRA, 1990, pp. 85-100.
- [35] Lee, U., Kim, J., "Dynamics of branched pipeline systems conveying internal unsteady flow" Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME, Vol 121, n 1, Jan, 1999, pp. 114-122.
- [36] Leslie D.J., Vardy A.E. "Practical guidelines for fluid-structure interaction in pipelines: A review" 10<sup>th</sup> international meeting of the work Group on the behaviour of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions, Trondheim, Norway, 26-28 June 2001.
- [37] Li, Q.S., Yang Ke, Zhang, L. "Analytical solution for fluid-structure interaction in liquid-filled pipes subjected to impact-induced water hammer", ASCE Journal of Engineering Mechanics, 2003, 129, 1408-1417.
- [38] Mitosek, M. "Study of cavitation due to water hammer in plastic pipes", Plastics, Rubber and Composites Processing and Applications, 1997, 26(7), 324-329.
- [39] Moussou, Vaugrante, Guivarch, Seligmann "Coupling effects in a two elbows piping system", Proc. of the 7th Int. Conf. on Flow Induced Vibrations, Lucerne, Switzerland, 2000, 579-586.
- [40] Narayanan, G. V., Beskos, D. E., "Numerical operational methods for time-dependent linear Problems", International Journal for Numerical Methods in Engineering 1982, 18, 1829–1854.
- [41] Nourbakhsh, S.A., Jaumotte, B.A., Hirsch, C., Parizi, H.B. "Turbopumps and Pumping Systems" Springer. 2008.

- [42] Paidoussis Michael P., "Fluid-structure interactions, slender structures and axial flow, Volume 1" academic press, 1998
- [43] Papargyri-Beskou, S., Beskos, D.E., "Response of gradient-viscoelastic bar to static and dynamic axial load", Springer-Verlag Acta Mechanica 2004, 170, 199–212.
- [44] Rachid, F.B.De.F, Mattos, H.S.C. "Modelling of the fluid-structure interaction in inelastic piping systems" Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences, Vol 24, n 1, 2002, pp. 62-69.
- [45] Reddy, J. N., "An introduction to the finite element method", Second Edition, McGRAW HILL, New York, 1993.
- [46] Schmidt, A., Gaul, L., "Finite element formulation of viscoelastic constitutive equations using fractional time derivatives", Nonliner dynamics 2002, 29: 37-55.
- [47] Simpson, A.R., Bergant, A. "Numerical comparison of pipe column-separation models", ASCE Journal of Hydraulic Engineering1994, 120(3), 361-377.
- [48] Soares, A.K., Covas, D.I.C., Ramos, H.M. "Transient flow in viscoelastic pipes with cavitation", Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Work Group on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, Czech Republic, October 2009.
- [49] Soares, A.K., Covas, D.I.C., Ramos, H.M., Reis, L.F.R., "Unsteady Flow with Cavitation in Viscoelastic Pipes", International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2009, Vol. 2, No. 4, 269-277.
- [50] Soares, A.K., Covas, D.I.C., Reis, L.F., "Analysis of PVC pipe-wall viscoelasticity during water hammer", ASCE Journal of Hydraulic Engineering, 2008, 134(9), 1389-1394.
- [51] Sobey R.J., "Analytical solutions for unsteady pipe flow", Journal of Hydroinformatics IWA Publishing, 2004, 187-207
- [52] Sreejith, B., Jayaraj, K., Ganesan. N., Padmanabhan, C., Chellapandi, P., Selvaraj, P., "Finite element analysis of fluid-structure interaction in pipeline systems", Nuclear engineering and design 2004, 227 313-322.
- [53] Thorley, A.R.D., "Fluid transients in pipeline systems: a guide to the control and suppression of fluid transients in liquids in closed conduits" 2nd ed. Professional Engineering Publishing, London. 2004.
- [54] Tijesseling, A.S., "Poisson-Coupling Beat in Extended Waterhammer Theory" Proc. Of the 4th Int. Symp. On Fluid-Structure Interaction, Aeroelasticity, Flow-Induced Vibration and Noise, 1997, Dallas, USA, ASME – AD, vol. 53-2, 529-532.
- [55] Tijsseling A.S. and Vardy AE, "Time scales and FSI in oscillatory liquid-filled pipe flow", BHR Group, Proc. of the 10th Int. Conf. on Pressure Surges (Editor S Hunt), Edinburgh, United Kingdom, May 2008, pp. 553-568.
- [56] Tijsseling, A.S. "Fluid-structure interaction in case of water hammer with cavitation", PhD Thesis, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 1993.

- [57] Tijsseling, A.S. "Water hammer with fluid-structure interaction in thick-walled pipes", Journal of Computers & Structures, 2007, 85, 844-851.
- [58] Tijsseling, A.S., "Exact solution of linear hyperbolic four-equation system in axial liquid-pipe vibration" Journal of Fluids and Structures, Vol 18, Issue 2, September 2003, pp. 179-196.
- [59] Tijsseling, A.S., Vardy, A.E., "Fluid-structure interaction and transient cavitation tests in a T-piece pipe", Journal of Fluids and structures 20 (2005), July 2005.
- [60] Tijsseling, A.S., "Fluid-structure interaction in liquid-filled pipe systems: a review", Journal of Fluids and Structures, 1996, 10, 109-146.
- [61] Tijsseling, A.S., and Lavooij, C.S., Fluid-Structure Interaction and Column Separation in a Straight Elastic Pipe. Proc. of the 6th Int. Conf. on Pressure Surges, BHRA, 1989, Cambridge, UK, 27-41.
- [62] Tijsseling, A.S., "Fluid-structure interaction website", http://www.win.tue.nl/fsi.
- [63] Tijsseling, A.S., Heinsbroek, A.G.T.J. "The influence of bend motion on waterhammer pressures and pipe stresses". In J.C.P. Liou (Ed.), Proc. 3rd ASME & JSME Joint Fluids Engineering Conference, Symposium S-290 Water Hammer (San Francisco CA, USA, July 1999), ASME-FED volume 248, Paper FEDSM99-6907. American Society of Mechnical Engineers.
- [64] Tijsseling, A.S., Hou, Q., Svingen, B., Bergant, A., "Acoustic resonance in a reservoir-pipeline-orifice system", Proceedings of the ASME 2010 Pressure Vessels & piping conference, July, Washington, USA.
- [65] Tijsseling, A.S., Kruisbrink, A.C.H., Pereira da Silva, A. "The reduction of pressure wavespeeds by internal rectangular tubes." In J.C.P. Liou (Ed.), Proc. 3rd ASME & JSME Joint Fluids Engineering Conference, Symposium S-290 Water Hammer (San Francisco CA, USA, July 1999), ASME-FED volume 248, Paper FEDSM99-6903. American Society of Mechanical Engineers.
- [66] Tijsseling, A.S., Vardy A.E. "On the suppression of coupled liquid/pipe vibrations", Proc. of the 18th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Valencia, Spain, 1996, 945-954.
- [67] Wiggert, D.C, Tijsseling, A.S "Fluid transients and fluid-structure interaction in flexible liquid-filled piping", ASME Applied Mechanics Reviews, 2001, 54, 455-481.
- [68] Wiggert, D.C., Otwell R.S., Hatfield, F.J. "The effect of elbow restraint on pressure transients", ASME Journal of Fluids Eng. 107, 402–406. Discussed by Schwirian, R.E. and Walker, J.S. 1985, 108, 121–122.
- [69] Wineman, A.S., Rajagopal, K.R., "Mechanical response of polymers: an introduction", Cambridge University Press, 2000.
- [70] Wylie, E. Benjamin, Streeter, Victor L., Suo Lisheng, "Fluid Transients in Systems", Prentice Hall, 1993.
- [71] Yang, Ke, Li, Q.S., Zhang L., "Longitudinal vibration analysis of multi-span liquid-filled pipelines with rigid constraints" Journal of Sound and Vibration, Vol 273, 2004, pp. 125-147.
- [72] Zhang, L., Tijsseling, A.S., Vardy, A.E., "FSI analysis of liquid-filled pipes" Journal of Sound and Vibration, Vol 224, n 1, July 1999, pp.69-99.

[73] Zielke, W., Perko, H.D., Keller, A. "Gas release in transient pipe flow", Proceedings of the Sixth International Conference on Pressure Surges, BHRA, Cambridge, United Kingdom, 1989, 3-13.

## Abstract

Fluid-structure interaction in pipe systems in which the dynamic behaviour of pipe systems following water hammer is being studied has been the subject of attention in recent years. In addition, the application of viscoelastic pipes is thriving in various piping systems due to their numerous advantages. Column separation is also a very considerable issue as it can bring about devastating effects.

Describing the mathematical modelling and providing the appropriate numerical tool for the FSI in viscoelastic pipe systems with taking into account the column separation phenomenon was the main aim of this thesis. Governing equations were derived for the first time in this research and were solved using two different suggested methods: full method of characteristics (full MOC) and method of characteristics-finite element method (MOC-FEM). Furthermore, the solution based on MOC-FEM was extended to provide a useful tool in solving systems with various types of boundary conditions. In the investigation of column separation, the simplest method called discrete vapour cavity model (DVCM) was employed. It was chosen to be included in FSI analyses in viscoelastic pipes due to its simple concept and easy implementation.

From physical point of view, in a water hammer problem, the viscoelastic behavior results in retarded strains in radial and axial directions. Axial strains are generated only if the FSI effects are taken into account. In this research, the governing equations for modeling the retarded axial strains were derived and their interaction with the hydraulic equations was investigated. In obtaining the final solvable differential equations, the retarded strains were treated using expressions in the form of convolution integrals and then were approximated with appropriate relations. The approximation provides recursive functions of unknowns for the calculation of convolutions integrals. The recursive relations can then be employed in conjunction with the conventional numerical solutions of FSI.

Manifestation of the robustness of two numerical methods being full MOC and MOC-FEM for investigation of viscoelastic pipes following a water hammer was the main conclusion of this work. It was also demonstrated that the FSI effects in viscoelastic pipe systems were more significant than in elastic pipes. This conclusion was drawn after verifying the numerical schemes in different stages and then investigating several case studies. Substantial damping and less cavitation were the other crucial deductions which can be inferred from the provided head results.



Shahrood University of Technology

**Civil Engineering Department** 

Fluid-Structure Interaction in Viscoelastic Pipe Systems with

**Column Separations** 

Alireza Keramat

Supervisor:

Dr. Ahmad Ahmadi

September 2010