

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی عمران

پایان نامه کارشناسی ارشد مدیریت منابع آب

بررسی تاثیر زاویه خم لوله در میزان افت فشار در لوله‌های زانویی پره‌دار

نگارنده: سمن شعبانی

اساتید راهنما

دکتر امیرعباس عابدینی

دکتر سعید گلیان

بهمن ۱۳۹۵

گروه مهندسی و مدیریت منابع آب

پایان نامه کارشناسی ارشد خانم سمن شعبانی

تحت عنوان: بررسی تاثیر زاویه خم لوله در میزان افت فشار در لوله‌های زانویی پره‌دار

در تاریخ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد

مورد ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت.

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

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

تقدیم بہ خانواده عزیزم

مقدس ترین واژه مادر لغت نامہ دلم، مادر مہربانم کہ زندگیم را دیون مہر و عطف و عطا نمود

اومی دانم.

پدر، مہربانی مشفق، بردبار و حامی.

خواہرم ہمراہ ہمیشگی و پشتوانہ می زندگیم.

تسکر و قدردانی

خداوند بزرگ را تسکر م که لطف خود را شامل حال من نمود تا بتوانم تحقیق خود را به پایان برسانم و بتوانم سهمی هر

چندانک، در راه توسعه علمی ایران عزیز بردارم که چو ایران نباشد، تن من مباد. از اساتید کرامی جناب آقای

دکتر عالی‌نسی، جناب آقای دکتر گلیمان، جناب آقای دکتر احمدی، جناب آقای دکتر امینی، جناب آقای

محمدی و سرکار خانم کیوانلو که در کلیه مراحل انجام این پژوهش با خوشروئی، یاری و راهنمایی ام نمودند

کمال تسکر را دارم.

تعهدنامه

اینجانب سمن شعبانی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته عمران-مهندسی و مدیریت منابع آب دانشکده عمران دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه بررسی تاثیر زاویه خم لوله در میزان افت فشار در لوله‌های زانویی پره‌دار تحت راهنمایی دکتر امیرعباس عابدینی و دکتر سعید گلیان متعهد می‌شوم.

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

تاریخ

امضاء دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم‌افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.

چکیده

جهت انتقال سیالات از سازه‌هایی به نام لوله‌ها استفاده می‌شود. لوله‌ها را می‌توان به دو نوع لوله‌های مستقیم و خمیده دسته بندی کرد در واقع از خم‌ها جهت تغییر مسیر لوله استفاده می‌شود رایج ترین نوع خم‌ها که به طور گسترده تولید می‌شوند و کاربرد صنعتی دارند، خم ۴۵ درجه و ۹۰ درجه و ۱۸۰ درجه است و سطح مقطع‌های مختلف دایره‌ای، مستطیلی و مربعی دارند. از نکات مهم به منظور طراحی لوله‌ها افت فشار است و با توجه به این مساله که افت فشار در یک خم، نسبت به لوله مستقیمی با همان مشخصات بیشتر بوده، بررسی افت فشار در لوله‌های زانویی حائز اهمیت است. محققان همواره تلاش نمودند تا افت فشار در زانویی را به حداقل برسانند. تحقیقات در این زمینه نشان می‌دهد که عواملی از جمله نسبت شعاع خم به شعاع لوله و زاویه انحنا بر افت فشار زانویی تاثیرگذار است. از جمله این راهکارهایی که به جهت کاهش افت فشار در زانویی بررسی شده‌اند، می‌توان به قرار دادن پره در زانویی‌ها اشاره نمود که می‌تواند افت فشار در زانویی را به میزان قابل توجهی کاهش دهد. در این تحقیق اثر تغییر زاویه خم بر افت فشار ایجاد شده در زانویی بررسی شد. این بررسی با استفاده از نرم‌افزار فلونت در حالت وجود پره در زانویی و بدون پره و در نسبت‌های شعاع انحنا به شعاع لوله ۱/۵ و ۲ و ۳/۶ مورد بررسی قرار گرفت و نتایج مورد نظر با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شد. نتایج حاصل شده انطباق خوبی با نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد. این بررسی نشان می‌دهد که با افزایش زاویه خم، ضریب افت در زانویی افزایش می‌یابد و وجود پره می‌تواند ضریب افت را تا میزان ۵۰ درصد کاهش دهد. همچنین اثر تغییر عدد رینولدز بر افت فشار زانویی بررسی شد و نتایج نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز، ضریب افت فشار در زانویی کاهش می‌یابد و استفاده از پره در زانویی جهت کاهش ضریب افت فشار روش بسیار موثری است.

واژه‌های کلیدی: جریان آشفته، افت فشار، لوله‌های زانویی پره‌دار، نرم افزار فلونت

فهرست مطالب

فصل ۱	۱
۱-۱-مقدمه	۲
۱-۲-افت فشار در لوله‌ها	۲
۱-۳-روش تحقیق	۳
۱-۴-اهداف تحقیق	۴
۱-۵-ساختار پایان نامه	۵
فصل دوم	۷
۲-۱-مقدمه	۸
۲-۲-سابقه تحقیقات انجام شده	۸
فصل سوم	۱۷
۳-۱-مقدمه	۱۸
۳-۲-روش‌های عددی	۱۸
۳-۲-۱-روش المان محدود	۱۹
۳-۲-۲-روش تفاضل محدود	۲۰
۳-۲-۳-روش حجم محدود	۲۰
۳-۲-۴-روش المان مرزی	۲۰
۳-۳-جریان در لوله‌ها	۲۱
۳-۳-۱-جریان آرام	۲۱
۳-۳-۲-جریان آشفته	۲۱
۳-۳-۱-۲-معادلات حاکم بر جریان آشفته	۲۱
۳-۳-۱-۱-۲-معادله حرکت جریان آشفته	۲۱

۲۲ معادله پیوستگی جریان آشفته.....
۲۳ معادله مومنتوم جریان آشفته.....
۲۳ مدل سازی جریان آشفته.....
۲۵ روش میانگین گیری معادلات ناویراستوکس.....
۲۵ مدل های آشفتهگی.....
۲۶ مدل های دو معادله ای.....
۲۶ مدل آشفتهگی $k - \varepsilon$
۲۷ مدل کا-اِپسیلون استاندارد.....
۳۰ مزایا و معایب روش کا-اِپسیلون.....
۳۱ مدل آشفتهگی $k - \omega$
۳۲ ویژگی های مدل $k - \omega$
۳۲ نرم افزار فلونت.....
۳۳ فرضیات مدل سازی و مشخصات مدل.....
۳۷ فصل چهارم.....
۴۰ ۱-۴ مقدمه.....
۴۰ ۲-۴ مدل سازی و مشخصات مدل.....
۴۴ ۳-۴ صحت سنجی مدل.....
۴۵ ۴-۴ نتایج.....
۴۵ ۱-۴-۴ بررسی تاثیر زاویه خم.....
۴۸ ۲-۴-۴ بررسی تاثیر عدد رینولدز.....
۵۴ ۳-۴-۴ بررسی تاثیر نسبت شعاع خم به شعاع لوله.....
۵۶ ۵-۴ کانتورهای فشار.....
۶۳ ۶-۴ کانتورهای سرعت.....
۷۳ فصل ۵.....

۷۴.....	۱-۵- جمع بندی.....
۷۴.....	۲-۵- نتیجه گیری.....
۷۵.....	۳-۵- پیشنهادات.....
۷۷.....	مراجع.....
۸۳.....	پیوست ۱.....
۸۹.....	پیوست ۲.....
۹۵.....	پیوست ۳.....

فهرست تصاویر

- شکل ۳-۱- زاویه خم لوله..... ۳۳
- شکل ۳-۲- بسته نرم افزاری Fluent ۳۵
- شکل ۳-۳- نحوه‌ی نمایش عدم خطا در فلوئنت..... ۳۶
- شکل ۳-۴- منو انتخاب روش حل در نرم افزار فلوئنت..... ۳۶
- شکل ۴-۱- توزیع فشار در طول لوله با خم ۹۰ درجه..... ۴۰
- شکل ۴-۲- توزیع فشار در یک زانویی ۹۰ درجه..... ۴۱
- شکل ۴-۳- دیاگرام مودی..... ۴۲
- شکل ۴-۴- شکل هندسی مدل زانویی ۹۰ درجه..... ۴۳
- شکل ۴-۵- نمودار ضریب افت بر حسب تغییر زاویه $R/r = 1/5$ ۴۵
- شکل ۴-۶- نمودار ضریب افت بر حسب تغییر زاویه $R/r = 2$ ۴۶
- شکل ۴-۷- نمودار ضریب افت بر حسب تغییر زاویه $R/r = 3/6$ ۴۶
- شکل ۴-۸- نمودار ضریب افت بر حسب تغییر عدد رینولدز برای $R/r = 1/5$ ۴۹
- شکل ۴-۹- نمودار ضریب افت بر حسب تغییر عدد رینولدز برای $R/r = 2$ ۵۰
- شکل ۴-۱۰- نمودار ضریب افت بر حسب تغییر عدد رینولدز برای $R/r = 3/6$ ۵۰
- شکل ۴-۱۱- نمودار ضریب افت فشار بر حسب عدد رینولدز برای دو زاویه ۶۰ و ۱۲۰ درجه در $R/r = 1/5$ ۵۲
- شکل ۴-۱۲- نمودار ضریب افت فشار بر حسب عدد رینولدز برای دو زاویه ۶۰ و ۱۲۰ درجه در $R/r = 2$ ۵۳
- شکل ۴-۱۳- نمودار ضریب افت فشار بر حسب عدد رینولدز برای دو زاویه ۶۰ و ۱۲۰ درجه در $R/r = 3/6$ ۵۳

- شکل ۴-۱۴- نمودار نسبت ضریب افت بر حسب تغییر شعاع خم به شعاع لوله در رینولدز ۱۰۰۰۰ و برای زانویی ۹۰ درجه.....۵۴
- شکل ۴-۱۵- نمودار نسبت ضریب افت بر حسب تغییر شعاع خم به شعاع لوله در رینولدز ۱۰۰۰۰ و برای زانویی ۹۰ درجه.....۵۵
- شکل ۴-۱۶- نمودار نسبت شعاع انحنا به شعاع لوله و ضریب افت در رینولدز ۱۰۰۰۰۰ و زوایای ۴۵، ۵۰، ۶۰، ۱۲۰، ۱۳۰ و ۱۳۵ درجه در حالت با پره و بدون پره.....۵۵
- شکل ۴-۱۷- نمودار نسبت شعاع انحنا به شعاع لوله و ضریب افت در رینولدز ۲۰۰۰۰۰ و زوایای ۴۵، ۵۰، ۶۰، ۱۲۰، ۱۳۰ و ۱۳۵ درجه در حالت با پره و بدون پره.....۵۶
- شکل ۴-۱۸- کانتور فشار در زانویی ۶۰ درجه بدون پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R/r = 1/5$۵۷
- شکل ۴-۱۹- کانتور فشار در زانویی ۶۰ درجه با پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R/r = 1/5$۵۷
- شکل ۴-۲۰- کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه بدون پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R/r = 1/5$۵۸
- شکل ۴-۲۱- کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه با پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R/r = 1/5$۵۸
- شکل ۴-۲۲- کانتور فشار در زانویی ۱۲۰ درجه بدون پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R/r = 1/5$۵۹
- شکل ۴-۲۳- کانتور فشار در زانویی ۱۲۰ درجه با پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R/r = 1/5$۵۹
- شکل ۴-۲۴- کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه با پره در عدد رینولدز ۳۰۰۰۰ در $R/r = 2$۶۰
- شکل ۴-۲۵- کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه با پره در عدد رینولدز ۶۰۰۰۰ در $R/r = 2$۶۰
- شکل ۴-۲۶- کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه با پره در عدد رینولدز ۳۰۰۰۰۰ در $R/r = 2$۶۱
- شکل ۴-۲۷- کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه بدون پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R/r = 3/6$۶۲
- شکل ۴-۲۸- کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه با پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R/r = 3/6$۶۲
- شکل ۴-۲۹- کانتور سرعت در زانویی پره دار با عدد رینولدز ۴۰۰۰۰ و $R/r = 1/5$۶۴
- شکل ۴-۳۰- کانتور سرعت در زانویی پره دار با عدد رینولدز ۴۰۰۰۰ و $R/r = 2$۶۴
- شکل ۴-۳۱- کانتور سرعت در زانویی پره دار با عدد رینولدز ۴۰۰۰۰ و $R/r = 3/6$۶۵

- شکل ۴-۳۲- کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه بدون پره با عدد رینولدز 200000 و $R/r = 1/5$ ۶۶
- شکل ۴-۳۳- کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه با پره با عدد رینولدز 200000 و $R/r = 1/5$ ۶۶
- شکل ۴-۳۴- کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه بدون پره با عدد رینولدز 200000 و $R/r = 2$ ۶۷
- شکل ۴-۳۵- کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه با پره با عدد رینولدز 200000 و $R/r = 2$ ۶۷
- شکل ۴-۳۶- کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه بدون پره با عدد رینولدز 200000 و $R/r = 3/6$ ۶۸
- شکل ۴-۳۷- کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه با پره با عدد رینولدز 200000 و $R/r = 3/6$ ۶۸
- شکل ۴-۳۸- کانتور سرعت در زانویی ۴۵ درجه بدون پره و عدد رینولدز 100000 و $R/r = 1/5$ ۶۹
- شکل ۴-۳۹- کانتور سرعت در زانویی ۴۵ درجه با پره و عدد رینولدز 100000 و $R/r = 1/5$ ۷۰
- شکل ۴-۴۰- کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه بدون پره و عدد رینولدز 100000 و $R/r = 1/5$ ۷۰
- شکل ۴-۴۱- کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه با پره و عدد رینولدز 100000 و $R/r = 1/5$ ۷۱

فهرست جداول

- جدول ۳-۱- روابط اساسی و مدل‌های جریان آشفته..... ۲۴
- جدول ۳-۲- ضرائب مدل ویلکوکس..... ۳۲
- جدول ۴-۱- مقایسه آزمایشگاهی و نتایج عددی به دست آمده با روش‌های مختلف در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰..... ۴۴
- جدول ۴-۲- مقدار ضریب افت فشار به دست آمده در زوایای مختلف و $R/r = 1/5$ ۴۷
- جدول ۴-۳- مقدار ضریب افت فشار به دست آمده در زوایای مختلف و $R/r = 2$ ۴۷
- جدول ۴-۴- مقدار ضریب افت فشار به دست آمده در زوایای مختلف و $R/r = 3/6$ ۴۸
- جدول ۴-۵- محاسبه ضریب افت بر حسب عدد رینولدز در زاویه ۹۰ درجه..... ۵۱

فهرست علائم

h_e	افت موضعی در لوله
k_t	ضریب افت زانویی
v	سرعت متوسط لوله
g	شتاب گرانش زمین
h_f	افت اصطکاکی در لوله
f	ضریب اصطکاک داریسی و سباخ
l	طول لوله
d	قطر لوله
R_0	شعاع داخلی خم
R_i	شعاع بیرونی خم
μ_t	ویسکوزیته جریان آشفته
ε	نرخ اتلاف انرژی جنبشی جریان آشفته
ρ	چگالی جریان آشفته
σ_k	عدد پرانتل
σ_ε	عدد اشمیت
G	تولید برشی

B	تولید اتلاف بویانسی
ω	فرکانس آشفتگی
Δh_e	افت در خم لوله
Δh_t	افت در لوله مستقیم
R	شعاع خم
r	شعاع لوله
r_s	شعاع پره

فصل اول

مقدمه

۱-۱ مقدمه

از لوله‌ها جهت انتقال سیالات استفاده می‌شود. لوله‌ها از نظر جنس و کاربرد و نحوه‌ی اتصال دسته بندی می‌شوند. با توجه به کاربرد فراوان این سازه‌ها در صنعت شناخت ویژگی‌های آنها ضروری است. یکی از مسائل مهم جهت طراحی لوله‌ها، افت فشار است. لوله‌ها از طریق خم‌ها به هم متصل می‌شوند و با توجه به اینکه افت فشار در زانویی‌ها بیشتر از لوله‌های مستقیم است. شناخت زانویی‌ها و روش‌هایی جهت کاهش میزان افت فشار می‌تواند در طراحی این گونه سازه‌ها بسیار موثر واقع شود.

۱-۲ افت فشار در لوله‌ها

افت هد لوله مساوی با مجموع تغییر فشار است که در واقع تغییر ارتفاع تراز هیدرولیکی^۱ است. در مکانیک سیالات دو نوع اتلاف انرژی برای لوله‌ها در نظر گرفته می‌شود. افت موضعی^۲ و دیگری افت بر اثر اصطکاک در لوله‌ها^۳. در حالتی که عواملی چون تغییر قطر لوله‌ها و وجود انواع اتصالات (مانند زانو، انواع شیرها، وجود انحنا در لوله‌ها و ...) باعث تغییر شکل خطوط جریان و ایجاد گردابه‌ها^۴ شوند، به آن افت موضعی گفته می‌شود و با فرمول ۱-۱ قابل محاسبه است.

$$h_e = \frac{kv^2}{2g}$$

(۱-۱)

در رابطه فوق v سرعت جریان ورودی است k ضریب اتلاف انرژی موضعی است. این ضریب تجربی است و از طریق جداول مربوطه به دست می‌آید.

^۱ - HGL

^۲ - Minor Loss

^۳ -Major Loss

^۴ -Vortex

علاوه بر این افت، افت اصطکاکی نیز در لوله وجود دارد که برای طول لوله محاسبه می‌شود. این پدیده در اثر اصطکاک بین سیال و لوله‌ها اتفاق می‌افتد که منجر به افت فشار سیال می‌شود. برای محاسبه کاهش انرژی به علت وجود اصطکاک بین لایه‌های سیال و ذرات سیال با جداره از فرمول (۲-۱) استفاده می‌شود.

$$H_f = f \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

(۲-۱)

در رابطه فوق، l طول مسیر و d قطر لوله است f ضریب اصطکاک است که بستگی به عدد رینولدز و جنس لوله دارد و مقدار آن را می‌توان از نمودار مودی به دست آورد. در فصل‌های آتی درباره نحوه محاسبه افت اصطکاکی توضیحات بیشتری ارائه خواهد شد.

۱-۳- روش تحقیق

روش‌های مختلفی جهت شبیه‌سازی جریان‌ها وجود دارند. از جمله روش‌های آزمایشگاهی و روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی. هر کدام از این روش‌ها مزایا و معایب خود را دارند. روش‌های آزمایشگاهی بر اساس اندازه‌گیری‌های علمی و بر اساس قضیه پی‌باکینگهام بنا شده‌اند. به این معنا که با بی‌بعد سازی معادلات می‌توان به جای آزمایش یک نمونه حقیقی در مقیاس بزرگ، یک نمونه کوچک را با شرایط مناسب را آزمایش نمود. در گذشته به علت نبود امکانات رایانه‌ای کافی و همچنین زمان‌بر بودن محاسبات بیشتر از این روش استفاده می‌شد، اما روشی که در سال‌های اخیر، جهت حل معادلات شهرت یافته است؛ روش دینامیک سیالات محاسباتی است. این روش بر اساس محاسبات عددی بنا شده است و با توجه به پیشرفت سریع علوم کامپیوتر استفاده از این روش‌ها در زمینه‌های مختلف بسیار فراگیر شده است. این روش یکی از شاخه‌های مکانیک سیالات است که با استفاده از آنالیز عددی و الگوریتم‌های عددی، مسائل مشتمل بر

جریان‌های سیالاتی را تجزیه و تحلیل می‌نماید. در این روش از کامپیوترها برای شبیه‌سازی برهم‌کنش مایعات و گازها با سطوح شرایط مرزی استفاده می‌شود.

با استفاده از این روش می‌توان حالاتی را بررسی نمود که رسیدن به آن در شرایط آزمایشگاهی غیرممکن است. در این تحقیق از همین روش جهت شبیه‌سازی جریان در زانویی استفاده شده است.

۱-۴-اهداف تحقیق

با توجه به کاربردهای گسترده لوله‌ها در صنعت، شناخت معایب و ویژگی‌های لوله‌ها جهت استفاده بهینه از آنها حائز اهمیت است. لوله‌های مستقیم توسط خم‌ها (زانویی‌ها) به هم متصل می‌شوند و از جمله نکات حائز اهمیت جهت طراحی آنها افت فشار است. در این تحقیق با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی توزیع فشار و افت فشار در زانویی‌ها بررسی می‌شود. بررسی نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد که تغییر زاویه و نسبت شعاع خم به شعاع لوله بر میزان افت فشار در زانویی‌ها تاثیرگذار است. با توجه به مطالعات کم‌صورت گرفته بر روی خم‌ها در زوایای غیر از ۹۰ درجه و عدم وجود اطلاعات کافی در این زمینه در این تحقیق سعی شده زوایای غیر از ۹۰ درجه زانویی‌ها مورد بررسی قرار گیرد تا افت فشار در این لوله‌ها به دقت محاسبه شود. مطالعات آزمایشگاهی صورت گرفته نشان می‌دهد که وجود پره در زانویی میزان قابل توجهی افت فشار را کاهش می‌دهد. به همین منظور در این تحقیق سعی بر این است که ابتدا با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی و بسته نرم‌افزاری ANSYS Fluent 15 افت فشار در زانویی‌ها با زاویه ۹۰ درجه محاسبه شود و جهت صحت سنجی مقادیر به دست آمده، نتایج عددی با نتایج آزمایشگاهی به دست آمده ایتو و ایمای^۱ مقایسه شود. و پس از اطمینان از صحت نتایج، ضریب افت فشار برای زوایای دیگر نیز محاسبه خواهد شد. بنابراین در این تحقیق به سوالات زیر پاسخ داده خواهد شد.

¹ - Ito and Imai

- توزیع فشار برای یک لوله زانویی پره‌دار چگونه خواهد بود.
- با افزایش عدد رینولدز در یک جریان آشفته چه تغییراتی در افت فشار زانویی ایجاد می‌شود.
- با افزایش نسبت شعاع خم به شعاع لوله چه تغییری در ضریب افت فشار ایجاد می‌شود.
- وجود پره چه تاثیری بر افت فشار زانویی‌ها خواهد داشت.
- با تغییر زاویه در زانویی، افت فشار در زانویی‌ها چه تغییری خواهد نمود.

۱-۵- ساختار پایان نامه

این پایان نامه در پنج فصل تنظیم شده است در فصل اول افت فشار در لوله‌ها بررسی شده است. و عوامل تاثیر گذار بر افت لوله‌ها هر کدام به صورت خلاصه توضیح داده شده است. در فصل دوم به بررسی سابقه تحقیقات صورت گرفته در این زمینه پرداخته شده است. در فصل سوم معادلات حاکم بر جریان مورد بررسی قرار گرفته است همچنین به طور مختصر به معرفی نرم‌افزارهای گمبیت نسخه ۲/۳/۱۶ و فلوئنت ۱۵ پرداخته شده است که در این تحقیق از نرم‌افزارهای فوق جهت شبیه سازی استفاده شده است. در فصل چهارم نتایج عددی با نتایج آزمایشگاهی به دست آمده مقایسه شده است و سپس ضریب افت فشار برای سایر زوایا به دست آمده است. در فصل پنجم نتیجه گیری و پیشنهادات در آینده ارائه شده است و سپس مراجع و پیوست که بسته نرم افزاری از فایل‌های گمبیت و فلوئنت می‌باشند در ادامه ارائه شده است.

فصل دوم

تعمیر
سیستم

۲-۱- مقدمه

سازه‌های انتقال سیالات همواره مورد توجه انسان قرار بوده‌اند. گسترش شهرنشینی و افزایش روز افزون مجتمع‌ها و ساختمان‌های مرتفع و مسائل اقتصادی مرتبط با این سیستم‌ها و توجه به نیازهای ساکنین، موجب پیشرفت سریع این سیستم‌ها شده است. در صنعت از لوله‌ها به منظور انتقال سیالات استفاده می‌شود. لذا شناخت نقاط بحرانی و آسیب پذیر جهت طراحی لوله‌ها حائز اهمیت است. در این نوع سازه‌ها جهت ایجاد ارتباط در بین لوله‌ها و تغییر مسیر حرکت لوله‌ها از اتصالات (خم‌ها) استفاده می‌شود. در خم‌ها نیروی گریز از مرکز و شتاب ناشی از آن سبب شده سیال علاوه بر حرکت در طول لوله حول خط مرکزی لوله نیز دوران نماید. این امر باعث تغییر الگوی جریان در نقاط بالادست و پایین دست خم شده و تلفات در خم‌ها را افزایش می‌دهد. عوامل مختلفی بر میزان تلفات در خم‌ها تاثیرگذارند از جمله نسبت شعاع خم به شعاع لوله و زاویه خم و... با شناخت ویژگی‌های جریان در لوله‌های خمیده می‌توان تلفات در این نوع لوله‌ها را کاهش داد. این امر سبب طراحی خم‌هایی با هزینه‌ی اقتصادی کمتر و بازده بیشتر می‌شود.

۲-۲- سابقه تحقیقات انجام شده

همانطور که پیشتر اشاره شد در لوله‌های خمیده رفتار جریان بسیار پیچیده است. در سال‌های مختلف تحقیقات بسیاری در این زمینه صورت گرفته است. هیلدینگ^۱ (۱۹۳۸) افت فشار را برای ۹ لوله زانویی فولادی ۹۰ درجه بررسی نمود. مقطع عرضی لوله دایره‌ای و شعاع انحنا در این تحقیق ۶ تا ۸۰ اینچ در نظر گرفته شد. دو لوله مستقیم توسط خم ۹۰ درجه به هم متصل شده‌اند و طول لوله‌ها به منظور ایجاد شرایط جریان کاملاً توسعه یافته، به میزان لازم بلند انتخاب شده است. در این بررسی افت فشار در زانویی و پایین دست آن به صورت جمع افت فشار در لوله مستقیم و لوله خمیده در نظر گرفته شد و روابطی نیز برای آن

^۱ -Hilding

ارائه شد [۱]. برخی از محققان بررسی نمودند که افت فشار ایجاد شده در زانویی‌ها به علت ایجاد جریان ثانویه است که به عواملی از جمله زاویه انحنا و نسبت شعاع خم به شعاع انحنا بستگی دارد. از جمله این تحقیقات، ایتو^۱ (۱۹۶۰) مطالعات آزمایشگاهی برای محاسبه افت فشار در جریان آشفته با مقطع عرضی دایره‌ای انجام داد. در این بررسی از چند نسبت شعاع خم به شعاع لوله مختلف استفاده شد. و زاویه خم در این بررسی‌ها ۴۵ و ۹۰ درجه بوده است. این بررسی نشان داد که با افزایش عدد رینولدز ضریب افت در زانویی کاهش می‌یابد. همچنین در این تحقیقات یک فرمول تجربی جهت محاسبه افت فشار در زانویی ارائه شد [۲]. ایتو و ایمای^۲ (۱۹۶۶) جهت محاسبه افت فشار در زانویی با مقطع عرضی دایره‌ای از مطالعات آزمایشگاهی استفاده نمودند. جهت بررسی لوله‌های زانویی طول لوله به فاصله ۲۰ برابر قطر لوله در بالادست جریان و ۵۰ برابر قطر لوله در پایین دست جریان در نظر گرفته شد. بررسی‌ها نشان داد که وجود پره در زانویی افت فشار در زانویی را به میزان قابل توجهی کاهش می‌دهد. آنها همچنین با تغییر محل قرارگیری پره در زانویی نقطه بهینه قرارگیری پره در زانویی ۹۰ درجه را محاسبه نمودند. این محاسبات نشان داد که بهترین مکان قرارگیری پره در زانویی در محل $(R_0 R_i)^{0.5}$ است. همچنین دو پره در زانویی قرار داده شد و فاصله بهینه قرارگیری دو پره نیز محاسبه شد [۳].

انور و سو^۳ (۱۹۹۳) مدل آزمایشگاهی برای جریان آشفته در زانویی با مقطع عرضی دایره‌ای بررسی نمودند. این تحقیق جهت بررسی اثر نسبت شعاع خم به شعاع زانویی در یک لوله زانویی صورت گرفت [۴]. هاسکه و شریف^۴ (۱۹۹۷) از روش دینامیک سیالات محاسباتی جهت محاسبات جریان آشفته در سیال تراکم ناپذیر استفاده نمودند. زانویی مورد بررسی دارای زاویه ۸۰ درجه و مقطع مورد بررسی دایره‌ای شکل است. نتایج

¹ -Ito

² -Ito and Imai

³ -Anwer and So

⁴ - Haskew and Sharif

نشان داد که استفاده از پره در زانویی باعث بهبود توزیع یکنواخت سرعت در پایین دست جریان می‌شود [۵].

سودا^۱ (۲۰۰۰) تحقیقات مشابهی با مقاطع عرضی دایره‌ای و مربعی انجام داد [۶].

مودی و جاینتی^۲ (۲۰۰۴) با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی خم‌های ۹۰ درجه و ۱۸۰ درجه با مقطع عرضی مستطیلی را شبیه‌سازی نمودند در این تحقیق دو نسبت انحنای ۰/۷۵ و ۶/۶۷۵ بررسی شد. طول لوله‌ها ۲۰ برابر قطر لوله در بالادست جریان و ۴۰ برابر قطر لوله در پایین دست جریان در نظر گرفته شد. این طول به منظور ایجاد فاصله‌ی کافی جهت شبیه‌سازی صحیح جریان در زانویی در نظر گرفته شد. نتایج بررسی نشان داد که جریان در پایین دست خم با پیچ تند به شدت تغییر نموده و این تغییرات تا ۱۰ برابر قطر لوله ادامه پیدا می‌کند که باعث تلفات شدید شده است. و وجود پره هدایت می‌تواند میزان تلفات را به صورت قابل ملاحظه‌ای کاهش دهد. در این بررسی همچنین محل بهینه قرارگیری پره هدایت در لوله‌های زانویی با مقطع عرضی مستطیلی را محاسبه نمودند. نتایج تحقیقات آنها نشان داد که $(R_0 R_i)^{0.5}$ محل ایده آل برای قرارگیری پره است نتایج همچنین نشان می‌دهد که قرارگیری پره در زانویی یکنواختی پروفیل سرعت را بهبود می‌بخشد [۷].

یکی از مشکلات صنعت انرژی هسته‌ای اثر خوردگی و فرسایش در لوله‌های زانویی پره‌دار است. به منظور بررسی بیشتر این پدیده و شناخت نقاط بحرانی همیکز^۳ (۲۰۰۴) با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی و استفاده از نرم‌افزار Fluent به شبیه‌سازی لوله‌های زانویی پرداخت. هندسه مدل و مش بندی با استفاده از نرم‌افزار Gambit انجام شد. قطر لوله ۳۵/۵ میلیمتر و زاویه خم لوله مورد بررسی ۹۰ درجه بوده است. در این بررسی از مدل آشفتگی $k - \epsilon$ جهت شبیه‌سازی استفاده شد. همچنین سایر مدل‌های آشفتگی $k - \epsilon$ Standard و Realizable $k - \epsilon$ نیز بررسی شد که نتایج روش $k - \epsilon$ Standard

¹ -Suda

² -Modi and Jayanti

³ -Homicz

به روش $k - \varepsilon$ RNG نزدیکتر و هر دو جواب بهتری نسبت به روش $k - \varepsilon$ Realizable ارائه می‌دادند. نتایج بررسی نشان داد که حداکثر تنش برشی و انرژی جنبشی آشفتگی در مجاورت ورودی زانویی و در قسمت دیواره داخلی آن رخ می‌دهد [۸]. کرفورد^۱ و همکاران جهت محاسبه افت فشار ناشی از جداسازی جریان در یک عدد رینولدز مشخص از یک معادله کامپوزیتی جدید استفاده نمودند. در این محاسبات نسبت شعاع خم به شعاع لوله ۲ در نظر گرفته شد [۹].

لی^۲ و همکاران (۲۰۰۷) سرعت و اثرات تنش رینولدز در لوله ۱۸۰ درجه U شکل با مقطع عرضی دایره را بررسی نمودند. نتایج نشان داد که شدت جریان ثانویه در مقطع عرضی دایره‌ای کمتر از مقطع عرضی مربعی با همان مشخصات است [۱۰]. موجز و ایکولا^۳ (۲۰۰۹) به منظور بررسی جریان هوا و توزیع فشار در زانویی همراه با پره و از کد STAR-CD دینامیک سیالات محاسباتی استفاده نمودند. مقطع عرضی لوله مستطیلی بوده و زاویه زانویی مورد بررسی ۹۰ درجه است. شبیه سازی با ۱۳ عدد رینولدز مختلف که در بازه $1/5 \times 10^5$ تا 2×10^6 انتخاب شده‌اند صورت گرفته است. و جهت اطمینان از صحت نتایج، مقادیر به دست آمده را با نتایج عددی مقایسه نمودند. بررسی‌های آنها نشان داد که وجود پره در کاهش توزیع نامناسب سرعت بسیار موثر است و همچنین وجود پره افت فشار در زانویی را به میزان قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌دهد [۱۱].

هامبریک^۴ (۲۰۱۰) مدلی ترکیبی از دینامیک سیالات محاسباتی و سازه آکوستیک را جهت محاسبه ساختار و قدرت سیال تشریح نمود [۱۲]. لیوی^۵ و همکاران (۲۰۱۲) از مدل‌های $k - \varepsilon$ ادراکی^۶، RNG^y و

¹ -Crawford

² -Lee

³ - Moujaes and Aekula

⁴ -Hambric

⁵ -Liwei

⁶ -Realizable Model

⁷ - Renormalization group theory

مدل تنش رینولدز^۱ جهت شبیه سازی سیال نفت در جریان آشفته زانویی ۹۰ درجه با مقطع عرضی دایره استفاده نمودند. توزیع فشار و افت فشار کلی در رینولدزهای مختلف و نسبت انحناء متفاوت برای مدل تنش رینولدز ارائه شد. نتایج نشان داد که مدل تنش رینولدز می‌تواند جریان ثانویه را بهتر از سایر روش‌ها مدلسازی نماید همچنین افزایش عدد رینولدز، تغییرات گرادیان فشار را سریعتر نموده و اندازه فشار در دیواره داخلی و خارجی زانویی افزایش می‌یابد [۱۳]. نورانی^۲ و همکاران (۲۰۱۳) جریان آشفته کاملاً توسعه یافته را در لوله‌های مستقیم و خمیده در اعداد رینولدز متوسط با استفاده از روش DNS^۳ شبیه‌سازی عددی نمودند. مطالعه بر اساس عنصر طیفی گسسته صورت گرفته است. پس از مقایسه نتایج به دست آمده با نتایج DNS موجود و اطمینان از صحت نتایج بررسی‌ها برای دو عدد رینولدز ۵۳۰۰ و ۱۱۷۰۰ و انحنای ۰، ۰/۰۱ و ۰/۱ انجام شد. نتایج نشان داد که در یک محدوده‌ی خاصی از نرخ جریان، لوله‌های منحنی شکل ملایم ضریب اصطکاک کمتری نسبت به لوله مستقیم با همان نرخ جریان دارند [۱۴].

تحت شرایطی با دما و فشار زیاد غیریکنواختی بارهای فشار شدت یافته و تمرکز تنش ایمنی لوله‌ها و خم‌ها را با خطر مواجه می‌کند. ژانگ^۴ و همکاران (۲۰۱۳) توزیع فشار در زانویی ۹۰ درجه با مقطع عرضی دایره‌ای را بررسی نمودند. تحقیقات به صورت عددی و آزمایشگاهی صورت پذیرفت آنها تنش و ضخامت دیواره در زانویی را محاسبه نمودند توزیع فشار در چند نسبت شعاع خم به قطر لوله با استفاده از روش عددی به دست آمد. در این بررسی میزان تنش محاسبه شد و همچنین ضخامت دیواره زانویی طراحی شد [۱۵]. ژانگ و همکاران (۲۰۱۴) از روش LES^۵ جهت شبیه سازی جریان آشفته در زانویی ۹۰ درجه استفاده نمودند. قطر زانویی در این مطالعه برابر ۰/۰۷۶ متر و نسبت انحناء برابر ۱/۵ در نظر گرفته شد. ضخامت پره ۰/۰۰۳ متر و برابر ضخامت دیواره لوله در نظر گرفته شد. محل قرارگیری پره نیز از مطالعات

1 -Reynolds Stress Model

2 -Noorani

3 - direct numerical simulations

4 -Zhang

5 - Large Eddy Simulation

پیشین انتخاب شده و اعداد رینولدز در محدوده‌ی $10^5 \times 1/7$ تا $10^5 \times 6/81$ در نظر گرفته شده است. سیال ورودی آب در دمای ۲۵ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شد. نتایج عددی نشان داد که در اعداد رینولدز مختلف، وجود پره میزان ارتعاش و صدای ایجاد شده توسط جریان در زانویی ۹۰ درجه را به میزان چشمگیری کاهش می‌دهد. نتایج همچنین نشان می‌دهند که با افزایش فاصله از زانویی بی‌ثباتی در توزیع سرعت کاهش می‌یابد [۱۶].

صفایی^۱ و همکاران (۲۰۱۴) به کمک روش دو فازی (جامد و مایع) جریان آشفته، اثر فرسایش در زانویی سه بعدی ۹۰ درجه با حجم کمی از مس بررسی نمودند. شبیه‌سازی برای اندازه ذرات ۱۰ نانومتر تا ۱۰۰ میکرومتر و حجم ترک‌خوردگی ۰ تا ۰/۰۴ و در محدوده سرعت ۵ تا ۲۰ متر بر ثانیه صورت پذیرفت. معادلات دیفرانسیل سه بعدی حاکم توسط روش حجم محدود گسسته‌سازی شد. نتایج نشان می‌دهد که نرخ فرسایش به طور مستقیم به اندازه ذرات و حجم ترک‌خوردگی و سرعت جریان وابسته است. حداکثر فشار ارتباط مستقیم با حجم ذرات ترک‌خورده و سرعت جریان دارد، همچنین با قطر ذرات نسبت معکوس دارد. نتایج نشان می‌دهد که ضریب اصطکاک متوسط به اندازه ذرات و حجم ترک‌خوردگی بستگی ندارد اما با افزایش سرعت جریان افزایش می‌یابد [۱۷].

کیم^۲ و همکاران (۲۰۱۴) با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و از نرم‌افزار OpenFOAM جهت شبیه‌سازی جریان آشفته در زانویی ۹۰ استفاده نمودند. به منظور ایجاد طول کافی جهت شبیه‌سازی صحیح جریان طول لوله ۲۰ برابر قطر لوله در پایین دست جریان و ۵۰ برابر قطر لوله در بالادست جریان انتخاب شد. نتایج نشان داد که شدت چرخش جریان ثانویه به شعاع انحنای بستگی دارد و میزان وابستگی آن به عدد رینولدز بسیار کم است [۱۸]. رامین‌زاده^۳ و همکاران (۲۰۱۴) از نرم‌افزار فلوئنت جهت شبیه‌سازی

¹ -safaei

² -Kim

³ -Raminzadeh

جریان سرریز با مقطع عرضی دایره‌ای استفاده نمودند. جریان در یک سرریز دایره‌ای بررسی شد و نتایج به دست آمده با مقادیر آزمایشگاهی مقایسه شده است. همچنین تحقیقات آنها شرایط هیدرولیکی جریان در سرریز دایره‌ای را بررسی می‌نماید [۱۹]. لو^۱ و همکاران (۲۰۱۴) از نرم افزار فلوئنت و روش آنالیز ابعادی جهت شبیه سازی زانویی ۹۰ درجه استفاده نمودند. آنها زانویی با مقاومت زیاد در سیستم لوله کشی را با در نظر گرفتن فشار و سرعت زیاد لوله طراحی نمودند [۲۰]. شمشیربند^۲ و همکاران (۲۰۱۵) از محاسبات تکنیکی جهت پیشبینی عملکرد ذرات فرسایشی با اندازه میکرو و نانو در زانویی سه بعدی ۹۰ درجه استفاده نمودند. این فرآیند قادر است تمامی فرسایش و ماکزیمم نرخ فرسایش را با روش ANFIS شبیه‌سازی نماید. محدوده‌ی سرعت در این شبیه‌سازی ۵ تا ۲۰ متر بر ثانیه و حجم ترک‌ها بیش از ۴ درصد است. نتایج ANFIS با نتایج CFD محاسباتی با استفاده از (RMSE)^۳ و ضریب تعیین R^2 مقایسه شد. نتایج CFD نشان می‌دهد که دقت با استفاده از روش ANFIS بهبود یافته و قابلیت تعمیم را می‌توان با روش ANFIS به دست آورد. این روش همچنین می‌تواند همه‌ی فرسایش و همچنین ماکزیمم نرخ فرسایش را با قابلیت اطمینان بالا پیشبینی نماید. بنابراین می‌تواند به منظور کاربردهای عملی استفاده گردد [۲۱].

ژانگ^۴ و همکاران (۲۰۱۵) از روش شبیه سازی مدل LES جهت محاسبه زمان تغییرات فشار و سرعت استفاده نمودند. زانویی مورد بررسی در این تحقیق ۹۰ درجه و نسبت انحنا ۱/۵ و مقطع عرضی دایره‌ای در نظر گرفته شده است. در این بررسی از طولی معادل ۵ برابر قطر لوله در بالادست جریان و ۱۰ برابر قطر لوله در پایین دست جریان به منظور شبیه سازی استفاده شد. لوله به صورت کاملاً پیوسته و بدون مفصل در نظر گرفته شد. جنس لوله فولادی بوده و سیال مورد بررسی آب در نظر گرفته شده است. مطالعه با دو عدد رینولدز 5×10^4 و 1×10^5 که بر اساس جنس لوله و ویسکوزیته دینامیکی آب انتخاب شده‌اند، صورت

¹ -Lu

² -Shamshirband

³ - root-mean square method

⁴ -Zhang

گرفته است. با بررسی محل قرار گیری پره هدایت در نقاط مختلف زانویی محل بهینه قرار گیری پره تعیین شد. نتایج عددی به دست آمده بسیار نزدیک به نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده بوده است. نتایج نشان داد با قرار گیری پره در محل بهینه از زانویی می توان ارتعاش و صدای ناشی از حرکت سیال آب را در زانویی ۹۰ درجه را کاهش داد همچنین نتایج نشان داد که میزان کاهش تلفات با وجود پره هدایت به عدد رینولدز جریان وابسته است و با افزایش عدد رینولدز، ارتعاشات و صدای ناشی از حرکت سیال کاهش چشمگیری خواهد داشت [۲۲].

دبنت^۱ و همکاران (۲۰۱۵) از مدل $k-\epsilon$ جهت شبیه سازی جریان آشفته در لوله با مقطع عرضی مستطیلی استفاده نمودند. در این بررسی سرعت های مختلف ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۵ متر بر ثانیه در نظر گرفته شد که متناسب با اعداد رینولدز $4/09 \times 10^4$ ، $8/17 \times 10^4$ ، $12/25 \times 10^4$ ، $16/34 \times 10^4$ و $20/43 \times 10^4$ است. سیال مورد بررسی تراکم ناپذیر، نیوتنی و غیر قابل واکنش در نظر گرفته شده است. جریان در لوله کاملاً آشفته است. نمودار توزیع سرعت در نقاط مختلف زانویی ترسیم شده است. به دلیل وجود سرعت معکوس در مجاورت دیواره عمودی گرادیان فشار معکوس ایجاد شده است. نتایج نشان می دهد که توزیع درجه حرارت در هر مقطع عرضی بیانگر وابستگی انتقال حرارت همرفتی بر جریان سیال است [۲۳].

دوتا و نندی^۲ (۲۰۱۵) از روش های شبیه سازی عددی مدل $k-\epsilon$ در جریان آشفته جهت محاسبه افت فشار در زانویی ۹۰ درجه با مقطع عرضی دایره ای استفاده نمودند. در این تحقیقات نسبت شعاع خم به قطر لوله از ۱ تا ۵ تغییر نموده است و اعداد رینولدز از 10^5 تا 10×10^5 در نظر گرفته شده است. در این مطالعه با استفاده از روش تفکیک ضمنی سه بعدی معادلات RANS حل شدند. در این تحقیق به منظور شبیه سازی دقیق جریان آشفته از الگوریتم SIMPELIC جهت محاسبه معادلات RANS استفاده شد. این بررسی ها نشان داد که توزیع فشار و ضریب افت فشار در اعداد رینولدز مختلف به نسبت شعاع

¹ - Debnath

² - Dutta and Nandi

انحنای خم بستگی دارد [۲۴]. دوتا و همکاران (۲۰۱۶) تلاش نمودن تا مشخصات جداسازی جریان را در زانویی ۹۰ درجه با اعداد رینولدز بالا بررسی کنند. قطر داخلی لوله ۰/۰۱ متر و نسبت انحنا ۱ در نظر گرفته شده است. اعداد رینولدز در محدوده 1×10^5 تا 2×10^5 تغییر می‌کنند. برای این منظور از مدل آشفتگی $k - \epsilon$ استفاده نمودند. جهت حل معادلات از الگوریتم SIMPLE استفاده شد. و جهت اطمینان از صحت نتایج به دست آمده، مقادیر به دست آمده با نتایج آزمایشگاهی موجود مقایسه شد. نتایج بررسی‌ها نشان داد که با افزایش عدد رینولدز پروفیل سرعت در هسته داخلی لوله زانویی بهبود پیدا می‌کند [۲۵]. مقصودی (۲۰۱۰) به شبیه‌سازی و مدلسازی زانویی در جریان آشسته با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت پرداخت. مدلسازی برای زانویی ۴۵ درجه و ۹۰ درجه با استفاده از اعداد رینولدز مختلف صورت گرفت. مدلسازی با روش‌های مختلف انجام شد و نتایج نشان داد ضریب افت هیچ‌گونه ارتباطی با قطر زانویی ندارد. در این بررسی مشخص شد هر گاه نسبت شعاع انحنا به قطر زانویی از ۲ برابر تا ۶ برابر تغییر کند افت بر اثر انحنا بیشتر از افت طولی خواهد بود. اما از نسبت ۶ به بعد افت بر اثر انحنا تقریباً ثابت می‌ماند و افت طولی تاثیر بیشتری دارد. همچنین نتایج نشان داد که که مدل تنش رینولدز امگا نتایج دقیق‌تری را نسبت به سایر روش‌ها نشان می‌دهد [۳۹].

فصل سوم

معادلات حاکم و مدل سازی عددی

۳-۱ مقدمه

دینامیک سیالات محاسباتی^۱ CFD از شاخه‌های مکانیک سیالات بوده که با کمک آنالیز عددی و الگوریتم‌های عددی، مسائلی شامل جریان‌های سیالاتی را تجزیه تحلیل می‌نماید. اخیراً استفاده از این روش جهت پیشبینی جریان‌های داخلی و خارجی کاربردهای گسترده‌ای پیدا کرده است [۳۳]. از نخستین کارهای با اهمیت در این رشته به ریچاردسن نسبت داده شده است، وی در سال ۱۹۱۰ میلادی محاسبات نحوه پخش تنش^۲ در سدی که از مصالح بنایی ساخته شده بود را بررسی نمود. نخستین بار در سال ۱۹۷۲ رواک^۳ از عنوان دینامیک سیالات محاسباتی برای عنوان کتاب خود استفاده کرد [۳۲]. در این روش‌ها سعی بر این است که با استفاده از سرعت محاسبه بالای رایانه و بدون ساده سازی زیاد معادلات بقا، دستگاه معادلات را حل نمود. از جمله کاربردهای مهم آن می‌توان کمک به طراحی اجسام پرنده به عنوان مثال میدان فشار حول یک بالگرد همچنين کمک به پیشرفت در علم پزشکی و کمک به شناسایی جریان‌های بین رشته‌ای و کمک به تخمین سریع جریان در طرح‌های تجاری اشاره نمود [۳۴].

۳-۲ روش‌های عددی^۴

به طور کلی روش‌های عددی به صورت زیر تقسیم بندی می‌شوند.

۱- روش‌های پیوسته

• روش‌های المان محدود^۵ (FEM)

• روش‌های تفاضل محدود^۶ (FDM)

1 - Computational fluid dynamics

2 - stress distribution

3 -Rawak

4 -Numerical Method

5 -Finite Element Methods

6 -Finite Difference Methods

• روش حجم محدود^۱ (FVM)

• روش های المان مرزی^۲ (BEM)

۲- روش های گسسته

• روش های المان مجزا^۳ (DEM)

• روش های شبکه گسستگی های مجزا^۴

۳- روش های ترکیبی^۵

• ترکیب FEM/BEM یا BEM/DEM و یا FEM/DEM

• ترکیب های دیگر روش های پیوسته و گسسته

روشهای مورد بررسی در این تحقیق از نوع روش های پیوسته بوده لذا در ادامه به تشریح این روش ها می پردازیم [۳۸].

۳-۲-۱ روش المان محدود

این روش یکی از روش های پرکاربرد عددی در زمینه مهندسی است و اولین بار توسط ترنر^۶ و همکاران (۱۹۵۶) جهت تحلیل ساختمان ارائه شد. در روش فوق هندسه مسئله به یک سری المان تقسیم شده که در نقاط گرهی با هم در ارتباطند. از نرم افزارهایی که با روش المان محدود مسائل را حل می نمایند می توان به ANSYS، ABAQUS و PLAXIS اشاره نمود [۳۸].

¹ - Finite Volume Method

² -Boundary Element Methods

³ -District Element Methods

⁴ -Discrete Fracture Network Methods

⁵ -Hybrid Methods

⁶ - Turner

۳-۲-۲ روش تفاضل محدود

این روش یکی از قدیمی ترین روش‌های عددی جهت حل دستگاه‌های معادلات دیفرانسیلی است و از کاربرد گسترده‌ای در مسائل مهندسی دارد. این روش همانند روش المان محدود مسئله را به صورت پیوسته و توسط المان‌هایی مدل می‌نماید که در گره‌ها به هم متصل شده‌اند. برتری این روش آن است که جهت پردازش به توان محاسباتی بالایی نیاز ندارد. بررسی‌ها نشان داده که نتایج حاصل از این روش و روش اجزای محدود در مسائل خاصی، یکسان بوده، اما روش تفاضل محدود از روش اجزای محدود انعطاف پذیرتر می‌باشد. برخی از نرم افزارهایی که به این روش مسائل را حل می‌نمایند شامل FLAC 2D و FLAC 3D است [۳۸].

۳-۲-۳ روش حجم محدود

روش حجم محدود در واقع نوعی از روش اجزاء محدود است که در آن روش تقریب انتگرال‌ها با روش اجزاء محدود متفاوت است. از این روش جهت حل مسائل دینامیک سیالات محاسباتی و انتقال حرارت استفاده می‌شود. از نرم‌افزارهایی که با این روش مسائل را حل می‌نمایند می‌توان به نرم‌افزار فلوئنت اشاره نمود [۳۸].

۳-۲-۴ روش المان مرزی

روش المان مرزی، معادلات دیفرانسیل حاکم را به اتحادهای انتگرالی تبدیل می‌نماید که روی سطوح یا مرزها اعمال شده‌اند. انتگرال‌ها روی مرز انتگرال‌گیری شده که به صورت عددی هستند. در این روش، مرز به بخش‌های کوچکی که المان مرزی نامیده می‌شود، تقسیم شده و مانند روش‌های عددی دیگر در انتها یک دستگاه معادلات جبری خطی به دست می‌آید که جواب یکتا دارد. روش المان مرزی در شرایط همگن و مسائلی که به صورت الاستیک خطی هستند، کاربردی است [۳۸].

۳-۳ جریان در لوله‌ها

۱-۳-۳ جریان آرام

چنانچه هر لایه سیال به آرامی بر روی لایه مجاور خود بلغزد و لایه‌های سیال به موازات هم حرکت کنند، جریان سیال آرام یا ورقه‌ای نامیده می‌شود [۳۶] این نام برگرفته از واژه Laminar است. در این نوع جریان ملکول‌های سیال در حین پیشروی در طول مسیر در لایه اولیه خود باقی خواهند ماند [۳۱]. معادلات ناویراستوکس نیمه بیضوی حاکم بر جریان آرام و پایدار، تراکم ناپذیر و دوبعدی و به صورت زیر است.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1-3)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2-3)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \quad (2-3)$$

۲-۳-۳ جریان آشفته

اگر لایه‌ها به موازات هم حرکت نکنند، جریان آرام به جریان آشفته تبدیل می‌شود. در این صورت تبادل مومنتوم شدیدی بین ذرات وجود دارد [۳۶]. در این نوع جریان اندازه‌ی سرعت در هر نقطه به صورت دائم در حال تغییر و نوسان است. به گونه‌ای که تشخیص موقعیت ذره در هر لحظه از جریان مشکل است. جریان مورد مطالعه در این تحقیق نیز جریان آشفته است لذا در ادامه به بررسی این جریان می‌پردازیم [۳۸].

۳-۳-۲-۱ معادلات حاکم بر جریان آشفته

۳-۳-۲-۱-۱ معادله حرکت جریان آشفته

برای این منظور نخست معادلات را برای کمیت‌های لحظه‌ای^۱، یعنی کمیت‌های متوسط بعلاوه کمیت‌های نوسانی می‌نویسیم. آنگاه از طرفین هر معادله متوسط‌گیری زمانی می‌نماییم. لازم به ذکر است که چنانچه برای معادلات لحظه‌ای تساوی برقرار باشد، این تساوی برای متوسط زمانی آن (برای دامنه مشخصی از زمان) نیز برقرار است. در انتها معادلات را تا جایی که کمیت‌های متوسط زمانی ظاهر شوند، ساده‌سازی می‌نماییم [۳۸].

۳-۳-۲-۱-۲ معادله پیوستگی جریان آشفته

اصل بقاء جرم از اصول اساسی در مکانیک سیالات است. این اصل بیان می‌دارد که جرم نه تولید می‌شود و نه از بین می‌رود و توسط معادله پیوستگی بیان می‌گردد. فرم دیفرانسیل معادله پیوستگی به صورت زیر است [۲۷].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho u_i}) = 0 \quad (۴-۳)$$

معادله‌ی فوق در مقادیر لحظه‌ای جریان آشفته نیز برقرار است. چنانچه متوسط‌گیری زمانی از معادله فوق نماییم. حاصل به صورت زیر است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (۵-۳)$$

^۱ -Instantaneous Quantities

کمیت‌های لحظه‌ای توسط مقادیر متوسط زمانی و مقادیر نوسانی جایگذاری شده است، با توجه به قوانین متوسط‌گیری رینولدز به صورت زیر است.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho' u_i'}) = 0 \quad (6-3)$$

در حالتی که جریان تراکم ناپذیر است و $\rho' = 0$ است، معادله فوق به صورت زیر است [۳۲].

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (7-3)$$

۳-۳-۲-۱-۳- معادله مومنتوم جریان آشفته

معادله مومنتوم در جریان آشفته به صورت زیر است [۲۹].

$$\rho \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'}) \quad (8-3)$$

τ_{ij} تانسور تنش لزجت متوسط است. معادله فوق یک تفاوت با معادله کمیت‌های لحظه‌ای دارد که آن اضافه شدن ترم $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ است. این عبارت تنش آشفته‌گی یا تنش رینولدز نامیده می‌شود که در واقع تفاوت جریان آرام با جریان آشفته است. لازم به ذکر است که این عبارت از لحاظ فیزیکی تنش نیست و اثر تبادل انرسی را بیان می‌کند [۳۲].

۳-۳-۲-۲- مدل سازی جریان آشفته

تاکنون مدل‌های جریان‌های آشفته مختلفی برای رژیم‌های جریانی مختلف و حتی ناحیه‌ی خاصی از جریان ارائه شده است که همه دارای یک هدف هستند و آن محاسبه تنش رینولدز $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ است. مدل‌های آشفته‌گی از دو دیدگاه بررسی می‌شود

۱- روابط اساسی حاکم بر جریان آشفته

۲-مدل‌های جریان آشفته

روابط اساسی حاکم، از ویسکوزیته آشفته μ_t جهت محاسبه رابطه بین تنش‌های رینولدز معادلات رنز^۱ و پروفیل‌های جریان متوسط استفاده می‌نماید. همچنین از مدل‌های جریان آشفته جهت محاسبه μ_t استفاده می‌شود. که در روابط اساسی جریان آشفته به کار می‌روند. در جدول (۱-۳) رابطه از روابط اساسی و ۹ مدل جریان آشفته معرفی شده است [۳۸].

جدول ۱-۳ روابط اساسی و مدل‌های جریان آشفته [۳۸]

روابط اساسی	RANS Based Models				
	Eddy_viscosity Models			RSM	LES
Boussineq	مدل‌های صفر معادله‌ای	مدل‌های یک معادله‌ای	مدل‌های دو معادله‌ای	Reynolds Stress Models	Large Eddy Simulation
	- Automatic Mixing Length User- Specified Mixing Length	Spalart- Allmaras	Standarad k-e Extended K-e RNG K-e Anisotropic K-e Wilcox K-w SST K-w		

¹ -RANS

۳-۲-۳-۳ روش میانگین‌گیری معادلات ناویراستوکس^۱

در این روش، معادلات ناویر-استوکس که قبلاً متوسط‌گیری زمانی شده‌اند حل می‌شوند. در روش

فوق تنش‌های رینولدز در معادلات مجهول بوده و توسط این مدل آشفتگی مدلسازی می‌شوند [۳۰].

۳-۲-۳-۴ مدل‌های آشفتگی

در هر مدل آشفتگی هدف توصیف رابطه بین μ_t و کمیت‌های محاسبه شده در میدان جریان است.

همانطور که در جدول ۱-۱ ارائه شده است، این مدل‌ها به سه دسته تقسیم می‌شوند.

۱-مدل‌های صفر معادله‌ای^۲

۲-مدل‌های یک معادله‌ای^۳

۳-مدل‌های دو معادله‌ای^۴

در مدل‌های صفر معادله‌ای از روابط و معادلات جبری برای توصیف رابطه بین μ_t و کمیت‌های محاسبه

شده، استفاده می‌شود. مدل‌های یک معادله‌ای از یک معادله انتقال PDE^۵ در توصیف این رابطه استفاده

می‌کنند. و مدل‌های دو معادله‌ای از دو معادله انتقال PDE برای این منظور استفاده می‌نمایند. لازم به ذکر

است که هیچ معادله‌ای برای تمام مسائل مهندسی جوابگو نیست و انتخاب مدل مورد نظر به عواملی چون

فیزیک جریان، دقت مورد نیاز، میزان امکانات محاسباتی، زمان لازم جهت محاسبه و ... بستگی دارد. مدل

مورد مطالعه در این تحقیق از نوع مدل‌های دو معادله‌ای است لذا در ادامه بحث به تشریح مدل‌های دو

معادله‌ای می‌پردازیم [۳۸].

¹ - RANS

² - Zero Equation Model

³ - One Equation Model

⁴ - Two Equation Model

⁵ - Partial differential equation

۳-۲-۳-۵ مدل های دو معادله ای

استفاده از این مدل ها در سال های اخیر بسیار مورد توجه واقع شده است. زیرا این معادلات در عین قابلیت بالا، ساده ترین مدل کامل آشفتگی هستند. در این مدل ها دو معادله انتقال جداگانه حل می شود و مقیاس سرعت آشفتگی و مقیاس طول آشفتگی به دست می آیند. یکی از مزیت های این روش نسبت به مدل های صفر و یک معادله ای این است که می توان بدون آگاهی قبلی از هندسه جریان و یا ساختار آن جهت پیش بینی خواص جریان استفاده نمود. این مدل به یکی از مدل های رایج در جریان های صنعتی و مسائل انتقال حرارت است زیرا از نظر اقتصادی به صرفه است و دقت حل قابل قبولی در توصیف جریان های آشفته دار است.

۳-۲-۳-۱ مدل آشفتگی کا-اِپسیلون

این مدل از مدل های رایج در جریان آشفتگی است علی رغم اینکه در گرادیان های فشار معکوس بزرگ عملکرد مناسبی ندارد [۳۰]. همانطور که پیشتر نیز اشاره شده مدل کا-اِپسیلون یک مدل دو معادله ای است. و یا به عبارتی دارای دو معادله انتقال اضافی است که به منظور محاسبه خواص جریان هستند. k و پراکندگی آشفتگی دو متغیر انتقال هستند که در انرژی جنبشی جریان آشفته^۱ به کار می روند. در روش کا-اِپسیلون هدف بهبود مدل طول مختلط^۲ است زیرا می تواند در جریان هایی پیچیده توصیف جبری مناسبی برای مقیاس طول بیان کند. مدل کا-اِپسیلون دارای دقت مناسبی جهت استفاده برای جریان های داخلی و خارجی و جریان هایی که به دیواره محدود می شوند و یا گرادیان فشار کوچکی دارند، است. مدل کا اِپسیلون در نرم افزار فلونتت به سه بخش زیر تقسیم می شود [۲۹].

مدل کا اِپسیلون استاندارد^۳

^۱ -Turbulent Kinetic Energy

^۲ Mixing-Length Model

^۳ Standard

مدل کا اپسیلون RNG^۱

مدل کا اپسیلون ادراکی^۲

مدل استفاده شده در این تحقیق جهت شبیه‌سازی روش کا اپسیلون استاندارد است لذا در ادامه به تشریح این روش می‌پردازیم.

۱-۱-۵-۲-۳-۳ مدل کا اپسیلون استاندارد

این معادله به دلیل فهم آسان و سهولت در برنامه نویسی معروف‌ترین مدل دو معادله‌ای است. در این مدل میدان آشفته بر حسب دو متغیر انرژی جنبشی جریان آشفته و نرخ اتلاف ویسکوز انرژی جنبشی آشفته^۳ ε بیان شده است [۲۸].

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} \quad (۹-۳)$$

$$\varepsilon = \left(\frac{\mu}{\rho} \right) \overline{u_{i,j}' u_{i,j}'} \quad (۱۰-۳)$$

به کمک آنالیز ابعادی^۴ ثابت می‌شود که ویسکوزیته آشفته μ_t به طول مقیاس ادی‌های بزرگ جریان آشفته مرتبط است.

$$\mu_t \propto \rho u_l \delta_l \quad (۱۱-۳)$$

^۱ Renormalization group theory

^۲ Realizable model

^۳ Viscous Dissipation Rate of Turbulent Kinetic Energy

^۴ Dimensional Analysis

که در آن u_l و δ_l به ترتیب سرعت مقیاس و طول مقیاس بزرگترین ادی ها در میدان جریان آشفته هستند همچنین ثابت می شود که

$$u_l \propto \sqrt{k} \quad (12-3)$$

$$\delta_l \propto \frac{\sqrt{k^3}}{\varepsilon} \quad (13-3)$$

با جایگذاری معادلات (12-3) و (13-3) در معادله (11-3)، خواهیم داشت.

$$\mu_l = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (14-3)$$

در رابطه فوق C_μ یک ضریب تجربی است و مقدار آن معمولا برابر 0/09 در نظر گرفته می شود. در مدل استاندارد $\varepsilon - k$ مقادیر k و ε توسط معادله های نیمه تجربی زیر محاسبه می شوند.

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j k_{,j} = \left(\mu + \frac{\mu_l}{\sigma_k} k_{,j} \right)_{,j} + G + B - \rho \varepsilon \quad (15-3)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_j \varepsilon_{,j} = \left(\mu + \frac{\mu_l}{\sigma_\varepsilon} \varepsilon_{,j} \right)_{,j} + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G + C_1 (1 - C_3) \frac{\varepsilon}{k} B - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (16-3)$$

در این معادلات C_1 و C_2 و C_3 ضرایب تجربی و σ_k و σ_ε به ترتیب اعداد پранتل و اشمیت آشفته هستند.

و عبارات $C_1 \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) G$ و $C_2 \rho \left(\frac{\varepsilon^2}{k} \right)$ در معادله به ترتیب نشاندهنده فرآیندهای تولید برشی ε و فرآیندهای

اضمحلال ویسکوز ε هستند. عبارت $C_1 (1 - C_3) \frac{\varepsilon}{k} B$ نشاندهنده اثرات بویانسی است. در معادله (15-3)

عبارت G نشاندهنده میزان تولید انرژی جنبشی آشفتگی است که در اثر اندرکنش بین جریان متوسط^۱ و میدان جریان آشفته ایجاد شده است و به آن عبارت تولید برشی گفته می‌شود. پارامتر B نشاندهنده تولید اتلاف بویانسی است که در اثر میدان چگالی نوسان کننده جریان^۲ ایجاد شده است. روابط صریح^۳ برای G و B به صورت زیر است.

$$G = -\overline{\rho u_i \dot{u}_j u_{i,j}} \quad (۱۷-۳)$$

$$B = \overline{\rho \dot{u}_i g_i} \quad (۱۸-۳)$$

با قرار دادن رابطه اساسی بوزینسک در معادله خواهیم داشت.

$$G \approx \mu_t (u_{i,j} + u_{j,i}) \mu_{i,j} \quad (۱۹-۳)$$

با تقریب ویسکوزیته ادی می‌توان پارامتر B را مدل نمود.

$$B \approx -\frac{\mu_t}{\rho \sigma_p} \rho_{,i} g_i \quad (۲۰-۳)$$

در این رابطه عدد اشمیت و پرانتل جریان آشفته چگالی است. برای جریان های چگالی ثابت، پارامترهای بویانسی با استفاده از تقریب بوزینسک به صورت زیر محاسبه می‌شوند.

$$B = g \left[\frac{\mu_t}{\sigma_t} \beta_T T_{,i} + \frac{\mu_t}{S_t} \beta_C C_{,i} \right] \quad (۲۱-۳)$$

^۱ Mean Flow

^۲ Fluctuating Density Field

^۳ Exact Realltions

۳-۳-۲-۵-۱-۲ مزایا و معایب روش کا اپسیلون

همانطور که پیش تر نیز اشاره شد، مدل کا اپسیلون یک مدل دومعادله‌ای است که برای رفتار جریان در نواحی که توسط دیواره محدود نشده باشند، و شرط عدم لغزش وجود نداشته باشد قابل استفاده است. شناخت نقاط ضعف و قوت مدل کمک می‌کند که بر روی مدل به منظور بهبود کارائی، بهینه‌سازی صورت گیرد. که در ادامه به چند مورد اشاره شده است [۲۶].

مزایای این روش شامل

۱- روشی نسبتاً ساده است.

۲- دارای محاسبات پایداری است که منجر می‌شود به سادگی همگرا شود.

۳- جهت پیشبینی بسیاری از جریان‌ها مناسب است.

معایب این روش به صورت زیر است.

۱- این روش برای جریان‌هایی که در ذیل ذکر شده است، پیشبینی ضعیفی دارد.

- چرخش و جریان‌های چرخشی
- جریان‌هایی با جدایی قوی
- جت‌های متقارن محور
- جریان‌های محصور نشده خاص و جریان‌های به طور کامل توسعه یافته در مجراهای

غیردایره‌ای

۲- این روش فقط برای جریان‌های کاملاً آشفته کاربرد دارد.

۳- نیاز به اجرای تابع دیوار دارد.

۴- نیاز به اصلاحاتی برای جریان‌های با خطوط جریان بسیار خمیده دارد.

۳-۲-۵-۲-مدل آشفتگی $k - \omega$

این مدل یکی از مدل‌های رایج آشفتگی است که همانند روش $k - \varepsilon$ از دو معادله انتقال اضافی جهت محاسبه خواص جریان استفاده می‌نماید. اولین متغیر انتقال بیان کننده انرژی جنبشی جریان آشفته و دومین متغیر فرکانس آشفتگی ω است در واقع به جای نرخ اضمحلال ε از فرکانس آشفتگی ω جهت مشخص شدن آشفتگی استفاده می‌نماید و به سه حالت ویلکوکس^۱ $k - \omega$ و ویلکوکس $k - \omega$ اصلاح شده^۲ و SST^۳ است [۳۱]. در این قسمت تنها به بررسی نوع ویلکوکس مدل $k - \omega$ می‌پردازیم. در مدل ویلکوکس $k - \omega$ روابط زیر برقرار است.

$$\delta_t \propto \frac{\sqrt{k}}{\omega} \quad (۲۲-۳)$$

$$u_t \propto \sqrt{k} \quad (۲۳-۳)$$

فرکانس آشفتگی ω را می‌توان به مقادیر k و ω توسط عبارت $\varepsilon = k\omega$ مربوط ساخت. ویسکوزیته آشفتگی μ_t برابر است با

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k}{\omega} \quad (۲۴-۳)$$

معادلات انتقال برای k و ω در این مدل به صورت زیر است.

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j k_{,j} = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} k_{,j} \right)_{,j} + G + B - \rho \omega k \quad (۲۵-۳)$$

^۱ -Wilcox's k-omega model

^۲ -Wilcox's modified k-omega model

^۳ - shear stress transport k-omega model

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho u_j \omega_{,j} = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \omega_{,j} \right)_{,j} + C_1 \frac{\omega}{k} G + C_1 (1 - C_3) \frac{\omega}{k} B - C_2 \rho \omega^2 \quad (26-3)$$

ضرائب مدل ویلکوکس از جدول (۲-۳) به دست می‌آیند.

جدول ۲-۳ ضرائب مدل ویلکوکس [۳۱]

σ_k	σ_ε	C_μ	C_1	C_2
۲	۲	۰/۰۹	۰/۵۵۵	۰/۸۳۳۳

۳-۲-۳-۲-۵-۲-۱ ویژگیهای مدل $k - \omega$

این مدل در حالتی که جریان شامل کاهش سرعت جدایی حاصل از گرادیان فشار معکوس باشد بهتر از مدل $k - \varepsilon$ عمل می‌کند. مدل $k - \varepsilon$ در اعداد رینولدز بالا نتایج خوبی ارائه می‌نماید و برای حل معادلاتی که در نقاط نزدیک به دیواره هستند و به عبارتی عدد رینولدز پایین دارند نتایج دقیقی ارائه نمی‌دهد لذا می‌توان در این حالت از مدل $k - \omega$ استفاده نمود.

۳-۴ نرم افزار فلوئنت

شرکت Fluent در هانور نیوهمپشایر^۱ و در سال ۱۹۸۸ افتتاح شد این شرکت به توسعه و ایجاد نرم افزار های تخصصی دینامیک سیالات محاسباتی پرداخت. محصولات آن به چهار گروه اصلی تقسیم شده است.

- گروه دینامیک سیالات محاسباتی CFD

¹ - Hanover new Hampshire

• گروه مش بندی Meshing

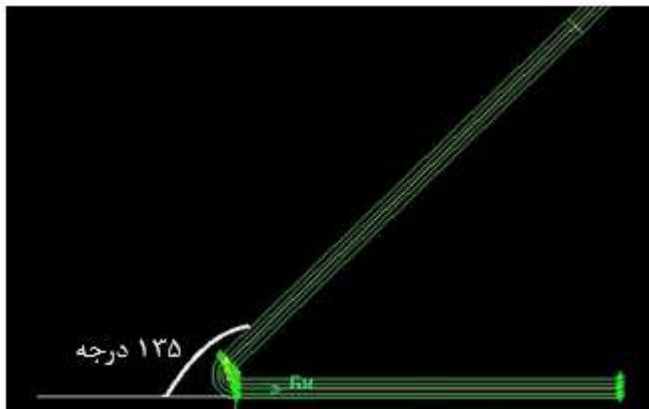
• گروه مهندسی CFD Engineering

• گروه نرم افزارهای خاص کاربردی

شرکت ANSYS در ۱۶ فوریه ۲۰۰۶ مالکیت تمام محصولات شرکت Fluent را از آن خود نمود و امروزه تحت عنوان ANSYS Fluent فعالیت می کند. در میان نرم افزارهای مختلفی که برای کارهای CFD استفاده می شود، نرم افزار Fluent به لحاظ فراگیر بودن توانسته است به خوبی جای خود را در میان این نرم افزارها باز نماید [۳۴].

۳-۵ فرضیات مدل سازی و مشخصات مدل

هدف در این تحقیق بررسی افت فشار در زانویی است برای این منظور ابتدا به توضیحاتی در مورد فرضیات آزمایشگاهی مرجع شماره [۳] می پردازیم زیرا نتایج به دست آمده در این مطالعه با نتایج آزمایشگاهی به دست آمده از مرجع فوق مقایسه شده است. در مدلسازی مرجع [۳] از زانویی کاملاً صاف و با زاویه ی ۹۰ درجه جهت محاسبه استفاده شده است که مشخصات آن به شرح زیر است. لازم به ذکر است که در این پایان نامه منظور از زاویه لوله لوله دوران لوله و یا به عبارتی زاویه خارجی است جهت درک بهتر این مفهوم خم ۱۳۵ درجه در شکل (۳-۱) نشان داده شده است.



شکل ۳-۱ زاویه خم لوله

فاصله‌ی ابتدای لوله تا اول زانویی (بالا دست خم) معادل با ۲۰ برابر قطر لوله و فاصله‌ی انتهای لوله از زانویی (پایین دست خم) ۵۰ برابر قطر لوله در نظر گرفته شده است این فاصله از آن جهت حائز اهمیت است که طول کافی جهت مدلسازی صحیح جریان در خم وجود ایجاد شود و با افزایش فاصله از محور مرکزی لوله، سرعت محوری جریان دچار تغییر نشود.

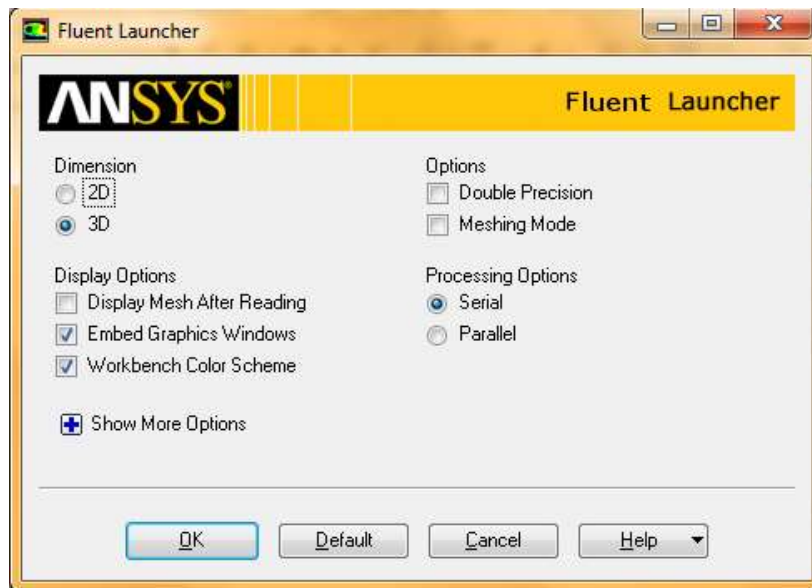
در این بررسی از سه نسبت شعاع خم به شعاع لوله ۱/۵، ۲ و ۳/۶ استفاده شده است و جنس لوله و پره های آن فولادی است و سیال مورد مطالعه آب است. در این تحقیق نیز به تبعیت از مرجع [۳] همان مشخصات فوق در نظر گرفته شده است به این صورت که یک زانویی با زوایای مختلف ۴۵، ۵۰، ۶۰، ۷۰، ۸۰، ۹۰، ۱۰۰، ۱۱۰، ۱۲۰، ۱۳۰ و ۱۳۵ درجه در دو حالت وجود پره و عدم وجود پره، مدلسازی شده است. در حالتی که زانویی پره دار است، فاصله‌ی قرارگیری پره، همان فاصله‌ی بهینه‌ای است که توسط مرجع مورد بررسی ذکر شده است. این مدلسازی به صورت سه بعدی با استفاده از نرم افزار Gambit ورژن ۲/۳/۱۶ است.

بعد از ترسیم مش در قسمت Specify boundary Types شرایط مرزی را تعریف می‌نماییم به این صورت که قسمت ورودی زانویی را velocity inlet و قسمت خروجی زانویی را pressure outlet و همچنین دیواره های بیرونی زانویی و پره را به عنوان wall تعریف می‌نماییم. المان‌های مشبندی شش وجهی و حداقل تعداد آنها برابر ۱۶۰۰۰۰ است. آموزش نحوه‌ی ترسیم زانویی در پیوست ۱ ارائه شده است.

فایل مش را export نموده و با استفاده از نرم افزار ANSYS Fluent ورژن ۱۵ مش را اجرا می‌نماییم. مدلسازی با نرم افزار ANSYS Fluent با استفاده از دو مدل $k - \varepsilon$ و $k - \omega$ صورت گرفته است که در ادامه به تشریح این دو مدل می‌پردازیم. فایل ژورنال یکی از بسته های نرم افزاری گمبیت در پیوست ۲ ارائه شده است.

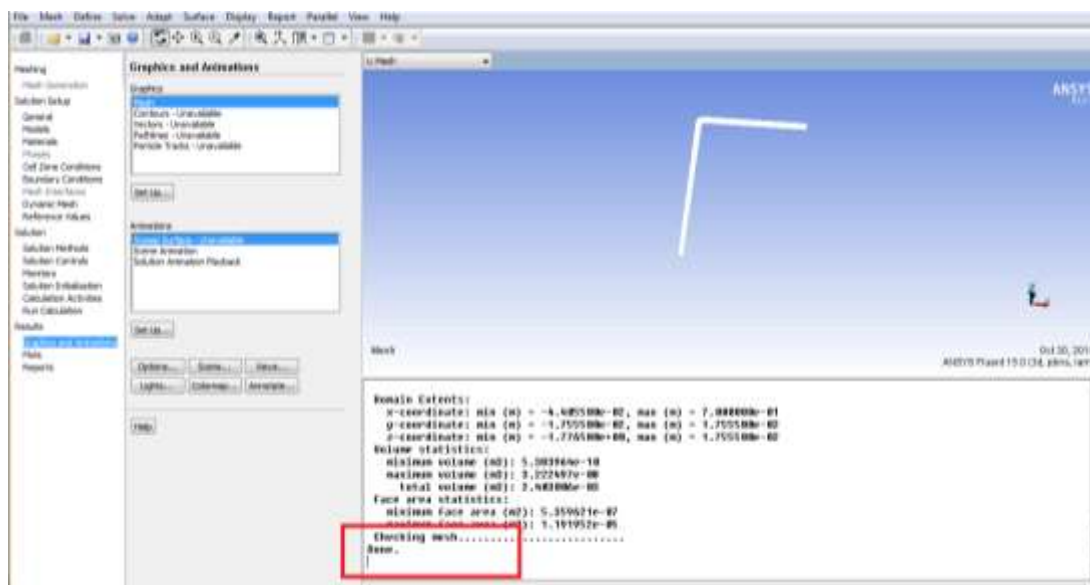
در ادامه به تشریح اجرا برنامه فلونت می‌پردازیم.

ابتدا نرم افزار ANSYS Fluent ورژن ۱۵ را اجرا می‌نماییم که پنجره ای مطابق شکل (۳-۲) نمایش داده می‌شود.



شکل ۳-۲ بسته نرم افزاری Fluent

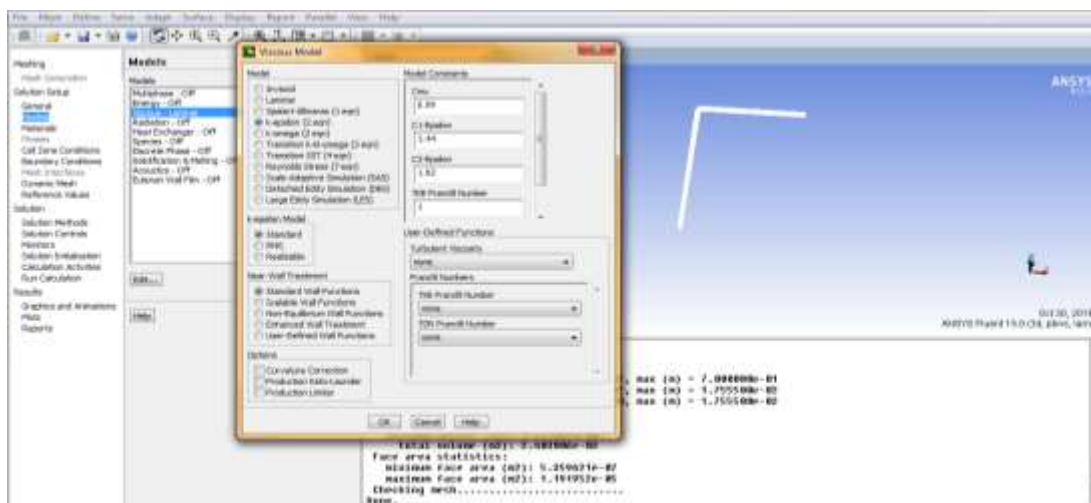
چون مش بندی ما به صورت سه بعدی است در قسمت Dimension گزینه‌ی سه بعدی را انتخاب می‌نماییم و بر روی ok کلیک می‌کنیم. نرم افزار اجرا می‌شود سپس از منوی File گزینه‌ی Read و سپس Mesh را انتخاب نموده و مش مورد نظر را که از نرم افزار گمبیت export نموده‌ایم، فراخوانی می‌کنیم. جهت نمایش زانویی می‌توانیم از منوی Display، گزینه‌ی Mesh را انتخاب نماییم به این ترتیب زانویی همراه با مش بندی نمایش داده می‌شود. جهت اطلاع از اینکه زانویی به صورت صحیح مش بندی شده است از منوی Mesh بر روی check کلیک می‌نماییم اگر مش به صورت صحیح ترسیم شده باشد در انتهای بررسی Done همانند شکل (۳-۳) نمایش داده خواهد شد در غیر این صورت Warning نمایش داده می‌شود.



شکل ۳-۳ نحوه‌ی نمایش عدم خطا در فلونت

Models → Viscous → Edit

در این قسمت مدل $k-\varepsilon$ استاندارد را مطابق شکل (۳-۴) را انتخاب می‌نماییم.



شکل ۳-۴ منو انتخاب روش حل در نرم افزار فلونت

در قسمت Fluid, Materials را انتخاب نموده و به ترتیب جرم مخصوص را برابر $997/1$ کیلوگرم بر متر مکعب و ویسکوزیته را 0.00089 کیلوگرم متر بر ثانیه وارد می‌نماییم و بر روی گزینه‌ی Create/change کلیک می‌کنیم. در قسمت Boundary conditions ورودی را انتخاب نموده و سرعت را بر حسب عدد

رینولدز مورد نظر وارد می‌کنیم و سپس در قسمت Specification Method، k and Epsilon را انتخاب می‌نماییم قسمت خروجی را نیز انتخاب نموده و در قسمت Specification Method، k and Epsilon را انتخاب می‌نماییم. در قسمت Solution Method، Scheme را به حالت Simplec و Gradient را به حالت Least Squares cell Based قرار می‌دهیم و Pressure را به حالت Body force weighted و Momentum را به حالت First order Upwind قرار می‌دهیم. با کلیک بر روی گزینه‌ی Monitors پنجره‌ای به نام Residual Monitors باز می‌شود در این پنجره در قسمت Monitor check Convergence Absolute Criteria هم‌گرایی همه‌ی موارد را به صورت $1/0.00001$ وارد می‌نماییم. در قسمت Solution Initialization گزینه‌ی Standard Initialization را انتخاب نموده و سرعت ورودی را در راستی محور x وارد می‌نماییم زیرا ورودی زانویی در راستای محور x واقع شده است. در انتها نیز در قسمت Run Calculation در قسمت Number of Iteration عدد ۱۰۰۰ را وارد نموده و بر روی گزینه‌ی Calculate کلیک می‌نماییم به این ترتیب برنامه اجرا خواهد شد و در فصل بعد به بررسی نتایج می‌پردازیم.

فصل چهارم

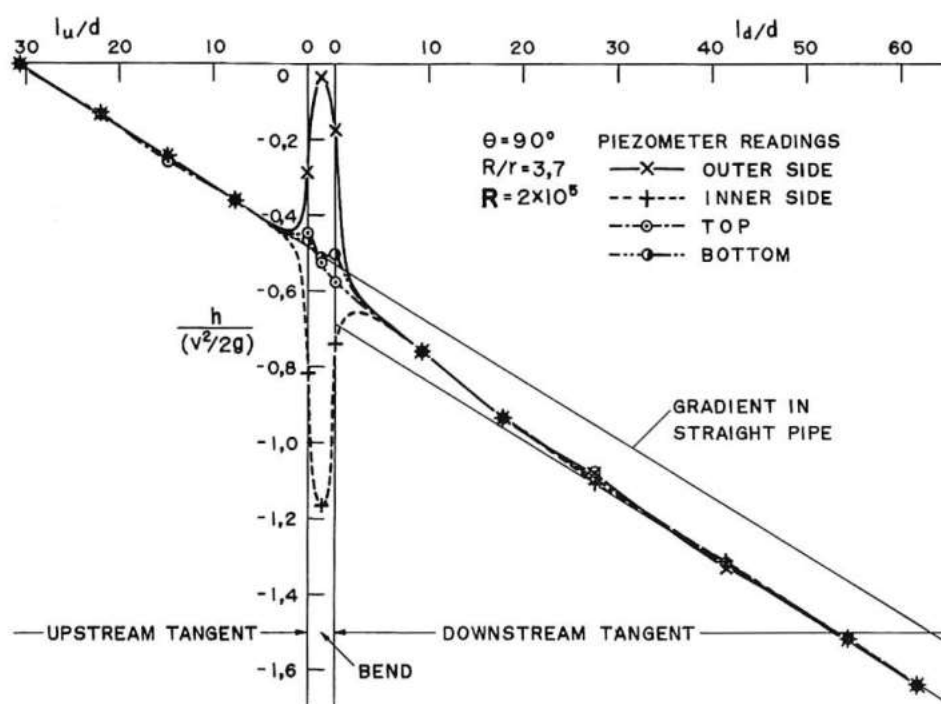
مدلسازی و نتایج

۱-۴ مقدمه

همانطور که پیشتر اشاره شد، هدف از این تحقیق بررسی اثر زاویه بر روی لوله‌های زانویی پره‌دار است. برای این منظور ضریب افت در زوایای مختلف محاسبه شده است. در این فصل ابتدا شرایط مربوط به مدل‌سازی و فرضیات مدل را بررسی می‌نماییم، سپس نتایج مربوط به روش عددی را محاسبه می‌نماییم. در ادامه به تفصیل هر کدام از این بخش‌ها می‌پردازیم.

۲-۴ مدل‌سازی و مشخصات مدل

در شکل (۱-۴) مثالی از منحنی توزیع فشار در طول خم که شامل مماس بوده، نشان داده شده است. افزایش فشار در طول دیواره بیرونی خم همراه با کاهش فشار در طول دیواره داخلی مشاهده می‌شود. هنگامی که یک سیال از خم عبور می‌کند، بخش قابل توجهی از انرژی خود را در طول مماس بر پایین دست جریان از دست می‌دهد. این رابطه به صورت شماتیک در شکل (۲-۴) نمایش داده شده است.

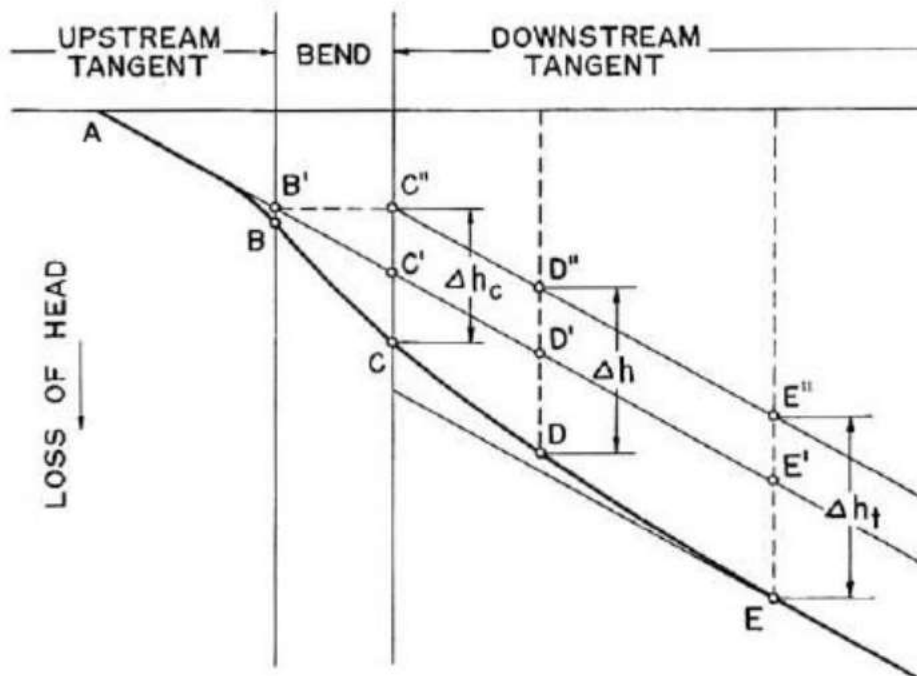


شکل ۱-۴ توزیع فشار در طول لوله با خم ۹۰ درجه [۲]

بیانگر شیب $A-B-C-D-E$ هیدرولیکی واقعی است و $A-B'-C'-D'-E'$ بیانگر شیب هیدرولیکی در یک لوله مستقیم است. با حذف خم از لوله، شیب هیدرولیکی توسط خطوط $A-B'-C'-D'-E'$ نشان داده می‌شود. پس کل افت در خم لوله برابر Δh_e است و ضریب افت فشار در زانویی از رابطه (۱-۴) محاسبه می‌شود.

$$k_t = \frac{\Delta h_e}{\left(\frac{v^2}{2g}\right)} \quad (1-4)$$

در رابطه (۱-۴)، Δh_t افت هد کلی زانویی است. سرعت متوسط محوری جریان است و g شتاب گرانشی زمین است که برابر 9.81 متر بر مجذور ثانیه فرض شده است.

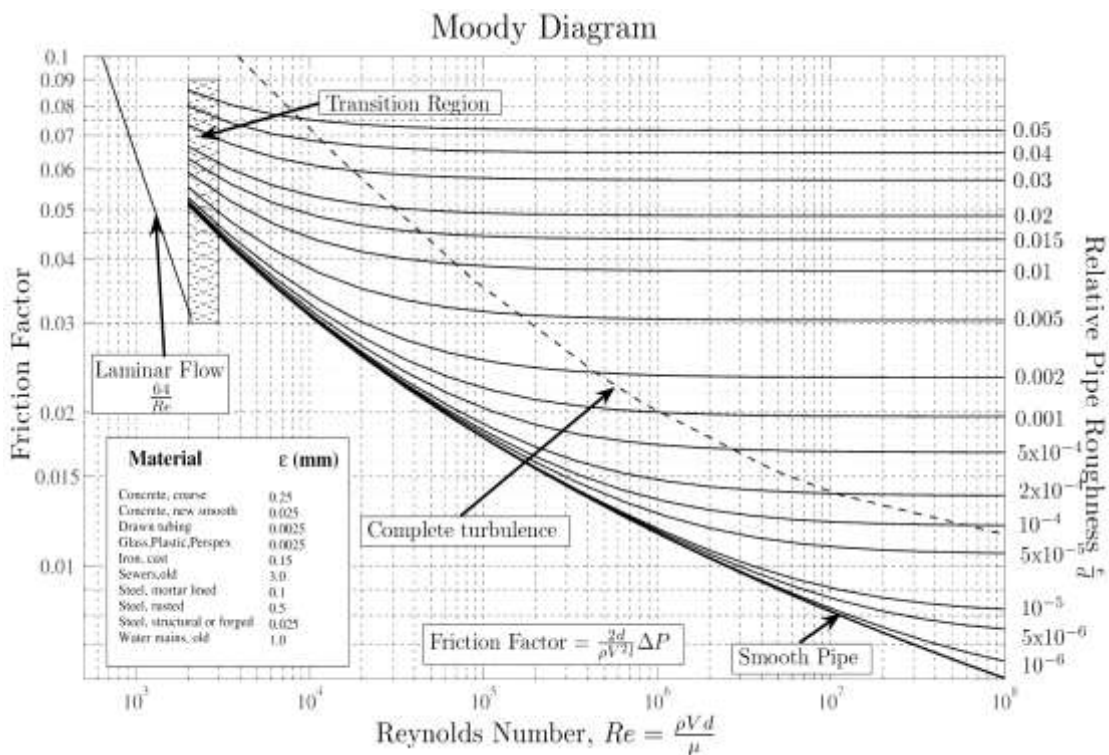


شکل ۲-۴- توزیع فشار در یک زانویی ۹۰ درجه [۲]

جهت محاسبه ضریب افت خم در لوله زانویی ابتدا ضریب افت در یک لوله مستقیم محاسبه می‌شود سپس از لوله‌ای با طول یکسان به همراه خم کم می‌شود. لازم به ذکر است که در یک لوله مستقیم و صاف، افت هد از رابطه‌ی داری و سباخ (۲-۴) محاسبه می‌شود.

$$\Delta h_f = f \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (2-4)$$

در این رابطه f از دیاگرام مودی^۱ که در شکل (۳-۴) نشان داده شده محاسبه می‌شود. L طول لوله بر حسب متر و d قطر لوله است. همانطور که در شکل مشاهده می‌شود، مقدار f با تغییر عدد رینولدز تغییر می‌نماید. به عبارت دیگر با تغییر عدد رینولدز محاسبات فوق باید تکرار می‌شود. ضریب اصطکاک لوله یا همان f با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد.

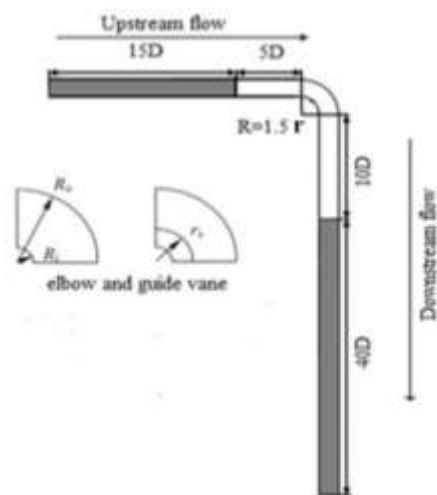


شکل ۳-۴ دیاگرام مودی [۳۶]

در نتایج آزمایشگاهی مرجع [۳] یک زانویی کاملاً صاف با زاویه ۹۰ درجه مورد بررسی قرار گرفته است. این بررسی فاصله اول زانویی تا ابتدای لوله ۲۰ برابر قطر زانویی و فاصله انتهای زانویی تا انتهای لوله ۵۰ برابر قطر زانویی در نظر گرفته شده است. تا فاصله کافی به منظور مدل‌سازی صحیح جریان در زانویی وجود

^۱ -Modi

داشته باشد. فاصله قرائت فشار در لوله از زانویی ۵ برابر قطر لوله در پایین دست جریان و ۱۰ برابر قطر لوله در بالادست جریان در نظر گرفته شده است. قطر لوله برابر ۰/۰۳۵۱۱ متر در نظر گرفته شده است و نسبت شعاع خم به شعاع لوله در نسبت های مختلف ۱/۵ و ۲ و ۳/۶ در نظر گرفته شده است. جنس لوله و پره های آن فولادی بوده و سیال عبوری از لوله نیز آب در نظر گرفته شده است. در این بررسی نیز نسبت شعاع خم به شعاع لوله ۱/۵، ۲ و ۳/۶ در نظر گرفته شده است و محاسبات برای ۸ عدد رینولدز مختلف که در ادامه توضیح داده می شود، صورت گرفته است. در این بررسی هدف محاسبه اثر تغییر زاویه جهت محاسبه ضریب افت در زانویی است. لذا ابتدا زانویی ها با نسبت شعاع خم به شعاع لوله ۱/۵، ۲، ۳/۶ در ۱۱ زاویه مختلف ۴۵، ۵۰، ۶۰، ۷۰، ۸۰، ۹۰، ۱۰۰، ۱۱۰، ۱۲۰، ۱۳۰، ۱۳۵ درجه در حالت با پره و بدون پره مدلسازی شده است. در محاسبات فوق ضخامت پره برابر ۰/۰۰۰۷ در نظر گرفته شده است مدلسازی با نرم افزار فلونت ورژن ۱۵ صورت گرفته است چگالی آب در این محاسبات برابر ۹۹۷/۱ کیلوگرم بر متر مکعب و ویسکوزیته آب برابر ۰/۰۰۰۸۹ کیلوگرم متر بر ثانیه در نظر گرفته شده است همچنین ضخامت جداره لوله برابر ۰،۰۰۲ متر در نظر گرفته شده است شکل (۴-۴) هندسه کلی مدل و فواصل زانویی را در حالت نسبت شعاع خم به شعاع لوله ۱/۵ نشان می دهد.



شکل ۴-۴ شکل هندسی مدل زانویی ۹۰ درجه

در شکل فوق R شعاع انحنا خم و R_i شعاع لوله است. R_0 شعاع بیرونی خم و R_i شعاع داخلی خم است
 IS شعاع انحناء پره است.

۳-۴ صحت سنجی مدل

همنطور که در فصل ۳ اشاره شد مش بندی با استفاده از نرم افزار گمبیت ورژن ۲/۳/۱۶ صورت گرفته است. در صورتی که حجم مش بندی بسیار زیاد باشد زمان محاسبات طولانی خواهد شد و در صورتیکه حجم مش بندی کم باشد جواب به دست آمده دقیق نخواهد بود لذا باید حجم مش بندی بهینه ای در نظر گرفته شود تا بهترین جواب محاسبه شود برای این منظور نتایج عددی به دو روش مختلف $k - \omega$ و $k - \varepsilon$ محاسبه شد و نتایج با روش آزمایشگاهی مرجع [۳] مقایسه شده است.

جدول ۴-۱ مقایسه آزمایشگاهی و نتایج عددی به دست آمده با روش های مختلف در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰۰

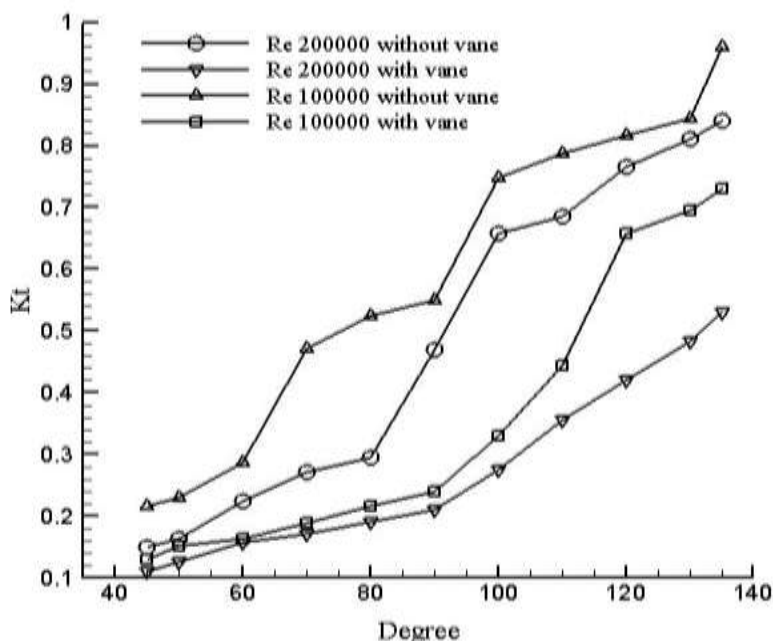
مدل	نسبت R/r	نتایج آزمایشگاهی	نتایج روش $k - \varepsilon$	نتایج روش $k - \omega$	درصد خطا روش $k - \varepsilon$	درصد خطا روش $k - \omega$
مدل با پره	۱/۵	۰/۲۳	۰/۲۱۸۵	۰/۲	۵	۱۳/۰۴
مدل بدون پره	۱/۵	۰/۴۷	۰/۴۷	۰/۴۸	۰	۲/۱۲
مدل با پره	۲	۰/۲۲	۰/۲۲۱۷	۰/۲۱	۳/۲۲	۴/۵۴
مدل بدون پره	۲	۰/۲۸	۰/۲۸	۰/۳	۰	۷/۱۴
مدل با پره	۳/۶	۰/۲۲	۰/۲۰۳۷	۰/۱۹	۷/۴	۱۳/۶
مدل بدون پره	۳/۶	۰/۲۱	۰/۱۹	۰/۱۷۲۳	۹/۵۲	۱۷/۹۵

همانطور که در جدول (۴-۱) مشاهده می شود روش $k - \varepsilon$ نتایج دقیق تری نسبت به روش $k - \omega$ ارائه می دهد به عبارت دیگر مطابقت بیشتری با نتایج آزمایشگاهی دارد.

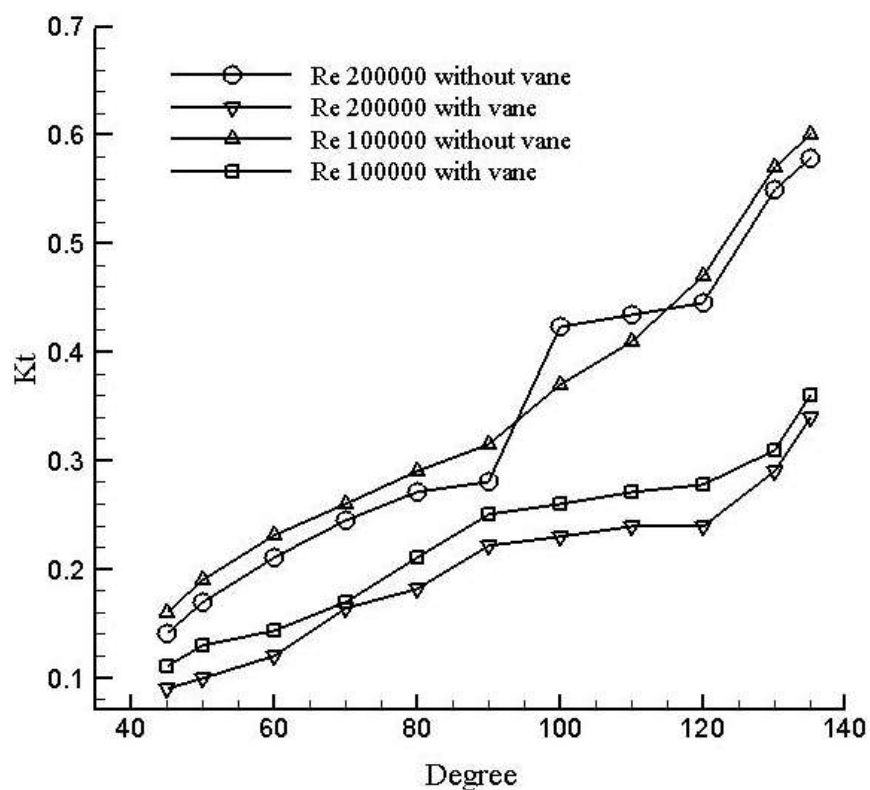
۴-۴- نتایج

۴-۴-۱- بررسی تاثیر زاویه خم

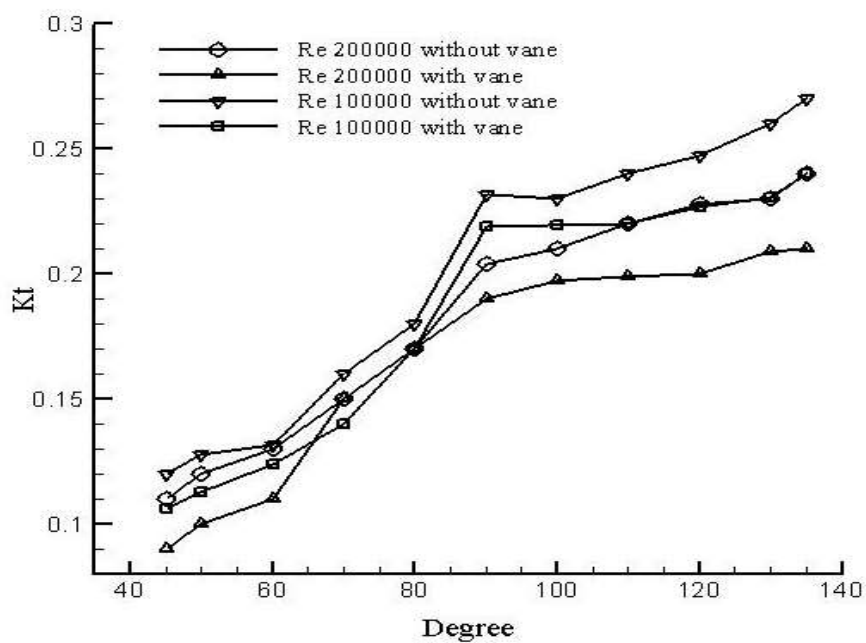
شکل (۴-۵)، (۴-۶) و (۴-۷) به ترتیب اثر تغییر زاویه بر ضریب افت زانویی را در سه نسبت شعاع خم به شعاع لوله ۱/۵، ۲ و ۳/۶ نشان می‌دهند. این نمودارها در دو حالت وجود پره در زانویی و حالت بدون پره ترسیم شده است. این مقایسه در دو عدد رینولدز 1×10^5 و 2×10^5 صورت گرفته است. همانطور که در شکل مشاهده می‌شود با افزایش زاویه، ضریب افت در زانویی افزایش و با افزایش عدد رینولدز، ضریب افت کاهش می‌یابد. همچنین وجود پره در زانویی باعث کاهش افت فشار در خم می‌شود. با مقایسه نمودارها مشاهده می‌شود که با افزایش نسبت شعاع خم به شعاع لوله افت فشار در لوله کاهش می‌یابد. جهت مقایسه دقیق‌تر، نتایج به صورت جدول نیز ارائه شده است. جدول (۴-۲)، (۴-۳) و (۴-۴) به ترتیب ضریب افت برای سه نسبت شعاع خم به شعاع لوله را نشان می‌دهند.



شکل ۴-۵ نمودار ضریب افت بر حسب تغییر زاویه $R/r = 1/5$



شکل ۴-۶ نمودار ضریب افت بر حسب تغییر زاویه $R/r = 2$



شکل ۴-۷ نمودار ضریب افت بر حسب تغییر زاویه $R/r = 3/6$

جدول ۲-۴ مقدار ضریب افت فشار به دست آمده در زوایای مختلف و $R/r = 1/5$

زاویه بر حسب درجه	k_t بدون پره	k_t با پره	k_t بدون پره	با پره k_t
	رینولدز ۲۰۰۰۰۰	رینولدز ۲۰۰۰۰۰	رینولدز ۱۰۰۰۰۰	رینولدز ۱۰۰۰۰۰
۴۵°	۰/۱۵	۰/۱۱	۰/۲۱۶۳	۰/۱۳۲۱
۵۰°	۰/۱۶۴	۰/۱۲۷۱	۰/۲۳۰۵	۰/۱۵۰۱
۶۰°	۰/۲۲۳۷	۰/۱۵۷	۰/۲۸۷۵	۰/۱۶۴
۷۰°	۰/۲۷۱۱	۰/۱۷۲۱	۰/۴۷۱۸	۰/۱۸۹۴
۸۰°	۰/۲۹۵۳	۰/۱۹۰۱	۰/۵۲۵۳	۰/۲۱۵۷
۹۰°	۰/۴۷	۰/۲۱۹	۰/۵۵	۰/۲۴۰۲
۱۰۰°	۰/۶۵۶۹	۰/۲۷۴۵	۰/۷۴۸۳	۰/۳۲۹۹
۱۱۰°	۰/۶۸۵۱	۰/۳۵۵۴	۰/۷۸۸۶	۰/۴۴۴۲
۱۲۰°	۰/۷۶۵	۰/۴۰۱۱	۰/۸۱۷	۰/۶۵۷۸
۱۳۰°	۰/۸۱۰۴	۰/۴۸	۰/۸۴۴۶	۰/۶۹۵۱
۱۳۵°	۰/۸۳۹۸	۰/۵۳۲۱	۰/۹۶۰۲	۰/۷۳

جدول ۳-۴ مقدار ضریب افت فشار به دست آمده در زوایای مختلف و $R/r = 2$

زاویه بر حسب درجه	k_t بدون پره	k_t با پره	k_t بدون پره	با پره k_t
	رینولدز ۲۰۰۰۰۰	رینولدز ۲۰۰۰۰۰	رینولدز ۱۰۰۰۰۰	رینولدز ۱۰۰۰۰۰
۴۵°	۰/۱۴	۰/۰۹۷	۰/۱۶	۰/۱۱
۵۰°	۰/۱۷	۰/۱	۰/۱۹	۰/۱۳
۶۰°	۰/۲۱۰۷	۰/۱۲۰۱	۰/۲۳۱۵	۰/۱۴۲۸
۷۰°	۰/۲۴۴۵	۰/۱۶۳۴	۰/۲۶	۰/۱۷
۸۰°	۰/۲۷۰۶	۰/۱۸۲۱	۰/۲۹۱	۰/۲۱
۹۰°	۰/۲۸	۰/۲۲۱۷	۰/۳۱۱۵	۰/۲۵
۱۰۰°	۰/۴۲۳۷	۰/۲۳۰۱	۰/۳۷	۰/۲۶
۱۱۰°	۰/۴۳۳۹	۰/۲۳۹۱	۰/۴۱	۰/۲۷۱
۱۲۰°	۰/۴۴۴۸	۰/۲۴	۰/۴۶۹۹	۰/۲۷۸
۱۳۰°	۰/۵۵	۰/۲۹	۰/۵۷	۰/۳۱
۱۳۵°	۰/۵۷۹۲	۰/۳۴	۰/۶	۰/۳۶

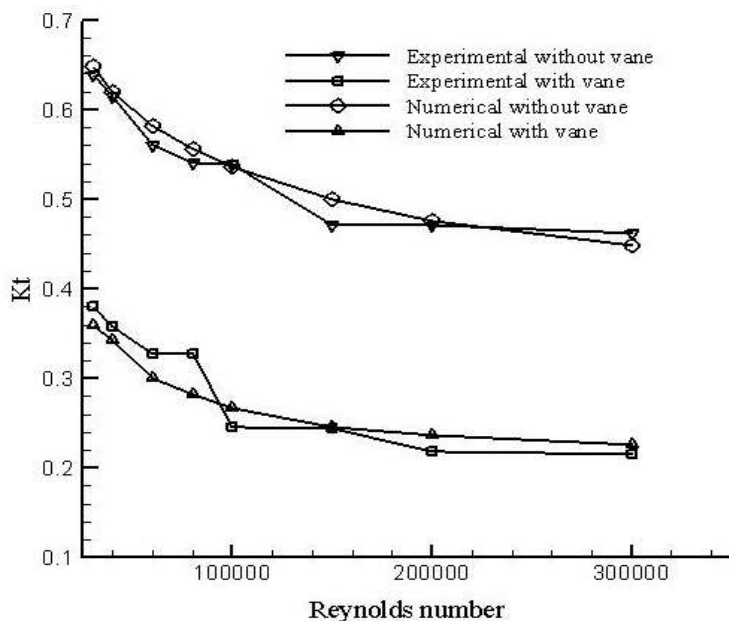
جدول ۴-۴ مقدار ضریب افت فشار به دست آمده در زوایای مختلف و $R/r = 3/6$

زاویه بر حسب درجه	k_f بدون پره	k_f با پره	k_f بدون پره	k_f با پره
	رینولدز ۲۰۰۰۰۰	رینولدز ۲۰۰۰۰۰	رینولدز ۱۰۰۰۰۰	رینولدز ۱۰۰۰۰۰
۴۵°	۰/۱۱	۰/۰۹	۰/۱۲	۰/۱۱۳۲
۵۰°	۰/۱۲	۰/۱	۰/۱۲۸۷	۰/۱۲۳۷۶
۶۰°	۰/۱۲۹۹	۰/۱۱	۰/۱۳۱۸	۰/۱۴
۷۰°	۰/۱۵	۰/۱۵	۰/۱۶	۰/۱۷
۸۰°	۰/۱۷	۰/۱۶	۰/۱۸	۰/۲۱۸۸
۹۰°	۰/۲۰۳۷	۰/۱۹	۰/۲۳۱۵	۰/۲۱۹۵
۱۰۰°	۰/۲۱	۰/۱۹۷	۰/۲۳۱۸	۰/۲۲
۱۱۰°	۰/۲۲	۰/۱۹۹	۰/۲۴	۰/۲۲۶۸
۱۲۰°	۰/۲۲۷۷	۰/۲	۰/۲۴۷	۰/۲۳
۱۳۰°	۰/۲۳	۰/۲۰۸۷	۰/۲۶	۰/۲۳۰۶
۱۳۵°	۰/۲۳۹۸	۰/۲۱	۰/۲۷	۰/۲۴

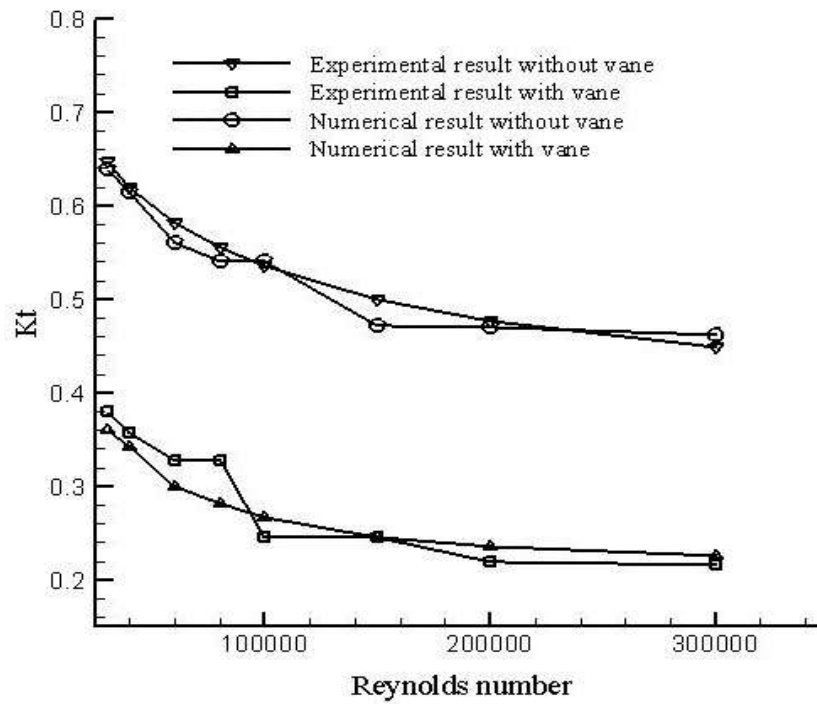
۴-۴-۲- بررسی تاثیر عدد رینولدز

جهت بررسی صحت نتایج در مقایسه‌ای دیگر نمودار ضریب افت بر حسب عدد رینولدز در ۸ عدد رینولدز مختلف ۳۰۰۰۰ و ۴۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰ و ۸۰۰۰۰ و ۱۰۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰۰ و ۲۰۰۰۰۰ و ۳۰۰۰۰۰ در حالت با پره و بدون پره محاسبه شده است. این محاسبات ابتدا برای زانویی ۹۰ درجه صورت گرفته است و پس از مقایسه نتایج عددی با نتایج آزمایشگاهی مرجع [۳] بررسی در دو زاویه ۶۰ درجه و ۱۲۰ درجه نیز صورت گرفته است. شکل (۴-۸)، (۴-۹) و (۴-۱۰) به ترتیب نمودار ضریب افت بر حسب تغییر رینولدز در سه نسبت شعاع خم به شعاع لوله ۱/۵، ۲ و ۳/۶ را در زاویه ۹۰ درجه نشان می‌دهند. همچنین این نتایج در جدول (۴-۵) نیز آمده است در این شکل‌ها و جدول (۴-۵) نتایج عددی به دست آمده با نتایج آزمایشگاهی مرجع [۳] مقایسه شده است. این بررسی نشان داده است که با افزایش عدد رینولدز در هر سه

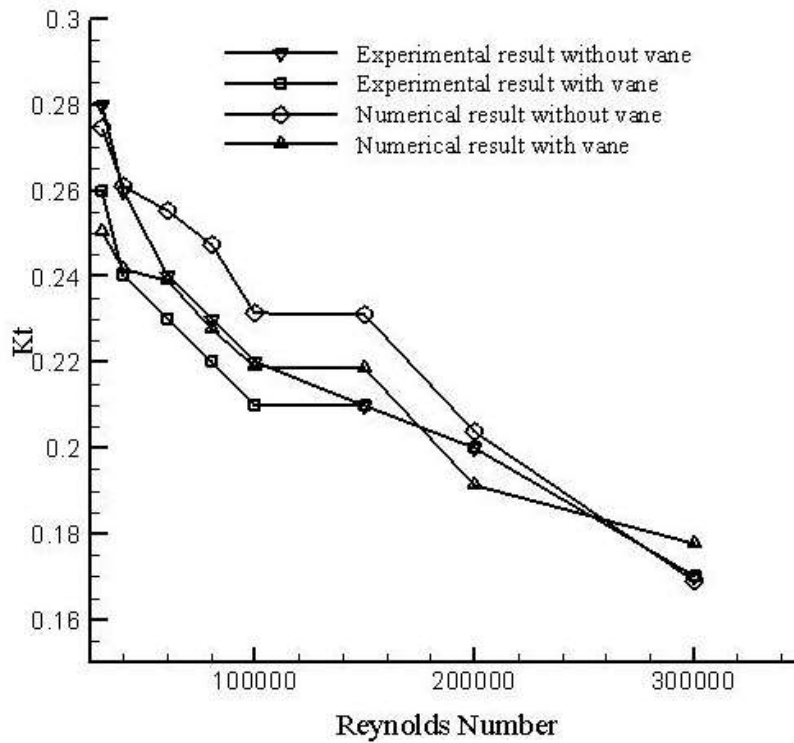
نسبت شعاع خم به شعاع انحنا، ضریب افت کاهش یافته است. همچنین تاثیر پره برای نسبت شعاع خم به شعاع لوله ۱/۵ بیشتر بوده و با افزایش نسبت R/r از تاثیر وجود پره جهت کاهش افت فشار، کاسته می شود. درصد خطای محاسباتی نیز در این جدول محاسبه شده است و می توان ملاحظه نمود که درصد خطا برای تمامی اعداد رینولدز کمتر از ۱۰ درصد است.



شکل ۴-۸ نمودار ضریب افت بر حسب تغییر عدد رینولدز برای $R/r = 1/5$



شکل ۹-۴ نمودار ضریب افت بر حسب تغییر عدد رینولدز برای $R/r = 2$



شکل ۱۰-۴ نمودار ضریب افت بر حسب تغییر عدد رینولدز برای $R/r = 3/6$

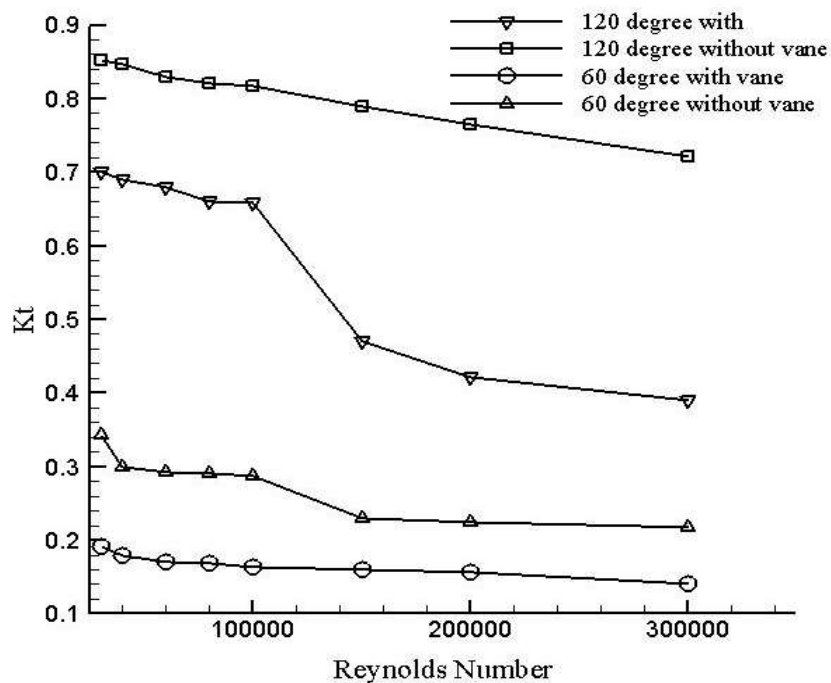
جدول ۴-۵ محاسبه ضریب افت بر حسب عدد رینولدز در زاویه ۹۰ درجه

عدد رینولدز	$\frac{R}{r}$	نتایج آزمایشگاهی		نتایج عددی		درصد خطا	
		بدون پره	با پره	بدون پره	با پره	بدون پره	با پره
3×10^5	$=1/5$	۰/۴۴	۰/۲۲۶	۰/۴۶۱	۰/۲۱۶	۲/۸۷	۴/۴۲
2×10^5		۰/۴۷	۰/۲۳۶	۰/۴۷	۰/۲۱۹	۱/۰۹	۷/۱۱
$1/5 \times 10^5$		۰/۵	۰/۲۴۶	۰/۴۷۱	۰/۲۴۵	۱/۰۹	۰/۴
1×10^5		۰/۵۳	۰/۲۶۷	۰/۵۴	۰/۲۴۶	۰/۷۴	۷/۸۶
8×10^4		۰/۵۵	۰/۲۸۲	۰/۵۴۱	۰/۳۰۸۳	۲/۶۹	۹/۳۲
6×10^4		۰/۵۸	۰/۳	۰/۵۶	۰/۳۲	۳/۷۸	۹/۳۳
4×10^4		۰/۶۱	۰/۳۴۳	۰/۶۱۴	۰/۳۵	۰/۷۴	۴/۳۱
3×10^4		۰/۶۴	۰/۳۶	۰/۶۳۹	۰/۳۸	۱/۳۴	۵/۵۵
3×10^5	$=2$	۰/۲۴	۰/۲۰۹	۰/۲۷	۰/۲۱	۸/۵۱	۱/۶۷
2×10^5		۰/۲۶	۰/۲۲	۰/۲۸	۰/۲۲	۳/۰۵	۰/۷۷
$1/5 \times 10^5$		۰/۲۷	۰/۲۲۸	۰/۳	۰/۲۳	۸/۶	۳/۰۶
1×10^5		۰/۳	۰/۲۴۲	۰/۳۱۵	۰/۲۵	۵	۳
8×10^4		۰/۳۲	۰/۲۵۴	۰/۳۳۲	۰/۲۵۲۷	۳/۹	۰/۵۵
6×10^4		۰/۳۴	۰/۲۶۸	۰/۳۴۱	۰/۲۶۳۹	۰/۷۸	۱/۶۷
4×10^4		۰/۳۹	۰/۲۹۷	۰/۳۸۱	۰/۲۷۴۶	۲/۷	۷/۷۵
3×10^4		۰/۴۲	۰/۳۲	۰/۴۰۵	۰/۲۹۵	۵/۲۵	۷/۸۱
3×10^5	$=3/6$	۰/۱۷	۰/۱۷	۰/۱۶۸	۰/۱۷	۰/۶۲	۴/۵۸
2×10^5		۰/۲	۰/۲	۰/۲۰۳	۰/۱۹	۱/۸۵	۴/۴
$1/5 \times 10^5$		۰/۲۱	۰/۲۱	۰/۲۳	۰/۲۱۸۶	۹/۹۵	۴/۰۶
1×10^5		۰/۲۲	۰/۲۱	۰/۲۳۱	۰/۲۱۸۸	۵/۲۲	1/4
8×10^4		۰/۲۳	۰/۲۲	۰/۲۴۷	۰/۲۲	۷/۵	۳/۴
6×10^4		۰/۲۴	۰/۲۳	۰/۲۵۵	۰/۲۳	۶/۳۷	۳/۸۶
4×10^4		۰/۲۶	۰/۲۴	۰/۲۶	۰/۲۴	۰/۳۸	۰/۷
3×10^4		۰/۲۸	۰/۲۶	۰/۲۷	۰/۲۵	۱/۹۲	۳/۶۵

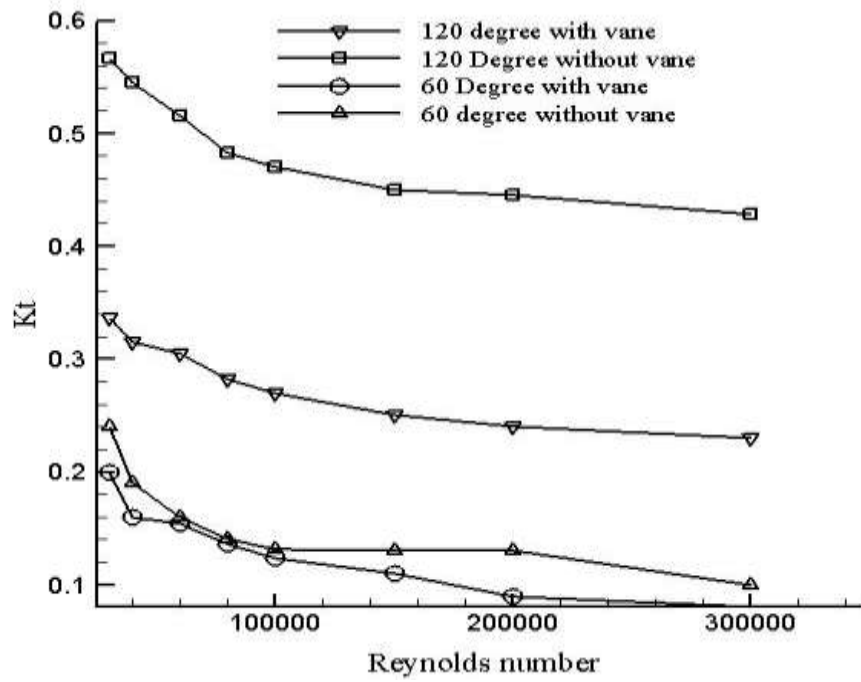
شکل‌های (۴-۱۱) و (۴-۱۲) و (۴-۱۳) به ترتیب نمودار ضریب افت بر حسب تغییر عدد رینولدز در

سه نسبت شعاع خم به شعاع لوله ۱/۵، ۲ و ۳/۶ را نشان می‌دهند. این نمودارها برای زوایای ۶۰ درجه و

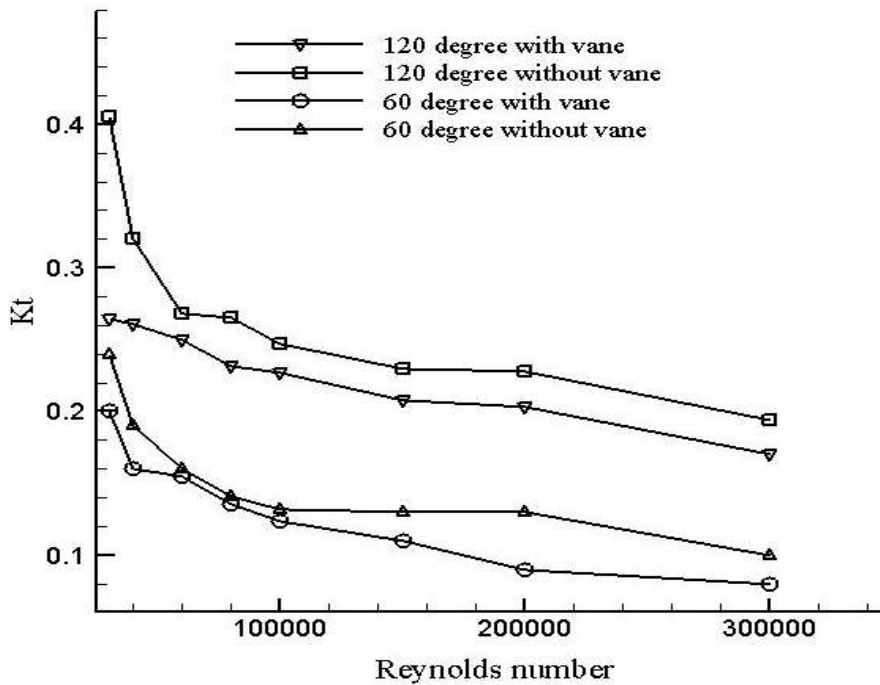
۱۲۰ درجه ترسیم شده است. با دقت در نمودارها ملاحظه می‌شود که با افزایش زاویه میزان افت فشار افزایش یافته است اگر چه قرارگیری پره می‌تواند ضریب افت فشار را کاهش دهد. همچنین می‌توان نشان داد که هر چه نسبت شعاع خم به شعاع لوله بیشتر شود، از مقدار ضریب افت کاسته می‌شود.



شکل ۴-۱۱ نمودار ضریب افت فشار بر حسب عدد رینولدز برای دو زاویه ۶۰ و ۱۲۰ درجه در $R/r = 1/5$



شکل ۱۲-۴ نمودار ضریب افت فشار بر حسب عدد رینولدز برای دو زاویه ۶۰ و ۱۲۰ درجه در $R/r = 2$

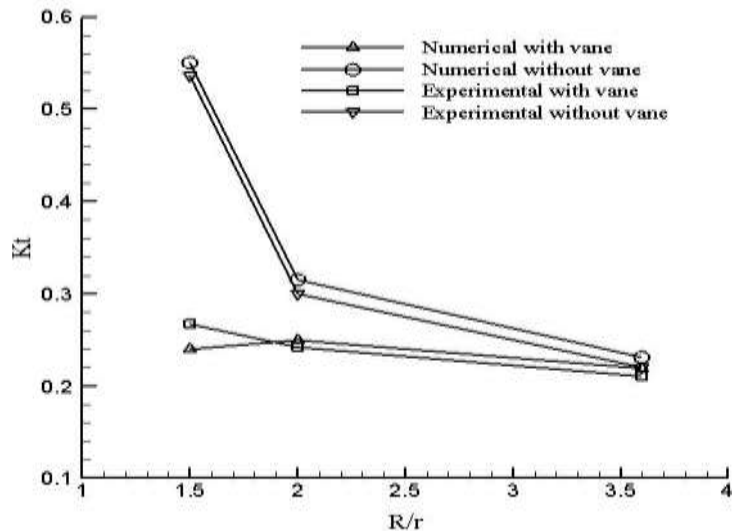


شکل ۱۳-۴ نمودار ضریب افت فشار بر حسب عدد رینولدز برای دو زاویه ۶۰ و ۱۲۰ درجه در $R/r = 3/6$

۴-۴-۳- بررسی تاثیر نسبت شعاع خم به شعاع لوله

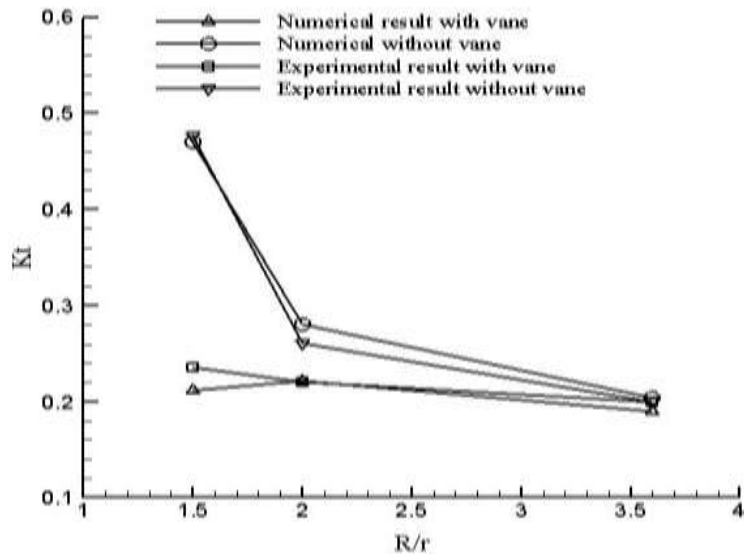
شکل (۴-۱۴) و (۴-۱۵) به ترتیب نمودار تغییر نسبت شعاع خم به شعاع لوله در زانویی را در دو عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ و ۲۰۰۰۰۰ نشان می‌دهند. این نتایج با نتایج آزمایشگاهی به دست آمده از مرجع [۳] مقایسه شده است و نتایج عددی با نتایج آزمایشگاهی مطابقت دارد. با توجه به شکل ملاحظه می‌شود که با افزایش نسبت شعاع خم به شعاع لوله از ضریب افت کاسته شده است.

شکل‌های (۴-۱۶) و (۴-۱۷) به ترتیب نمودارهای نسبت شعاع انحنا به شعاع لوله در حالت وجود پره و عدم وجود پره را در دو عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ و ۲۰۰۰۰۰ نشان می‌دهند. این نمودارها برای زوایای ۴۵، ۵۰، ۶۰، ۱۲۰، ۱۳۰ و ۱۳۵ درجه ترسیم شده است. با مقایسه دو شکل فوق می‌توان نتیجه گرفت که ضریب افت همگی زوایا در حالت وجود و عدم وجود پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ بیشتر از عدد رینولدز ۲۰۰۰۰۰ است. با دقت در نمودارها مشاهده می‌شود که با افزایش نسبت شعاع انحنا به شعاع خم در همگی زوایا ضریب افت کاهش یافته است.



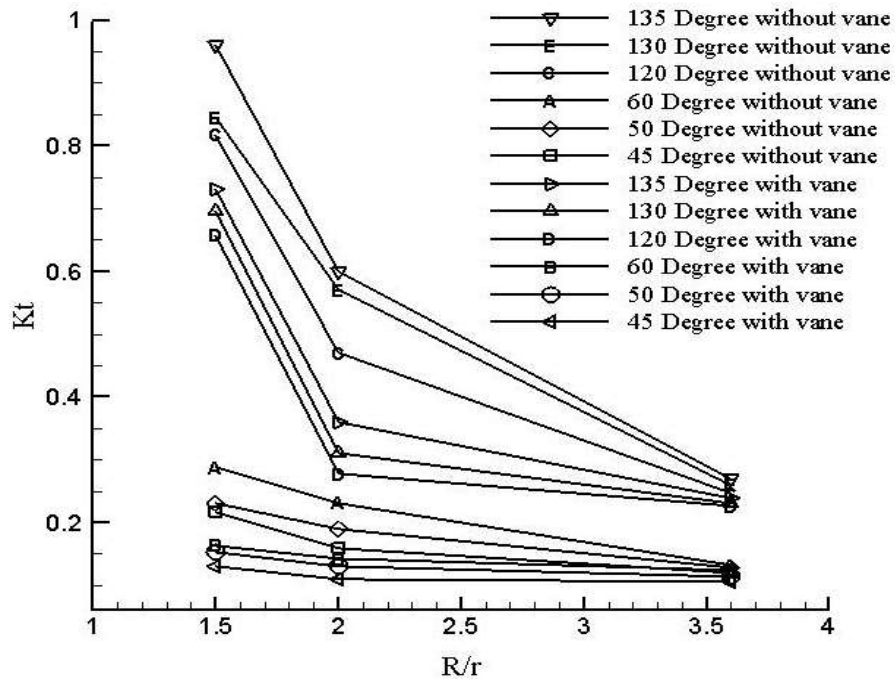
شکل ۴-۱۴ نمودار مقایسه نتایج آزمایشگاهی و عددی نسبت ضریب افت بر حسب تغییر شعاع خم به شعاع لوله در

رینولدز ۱۰۰۰۰۰ و برای زانویی ۹۰ درجه



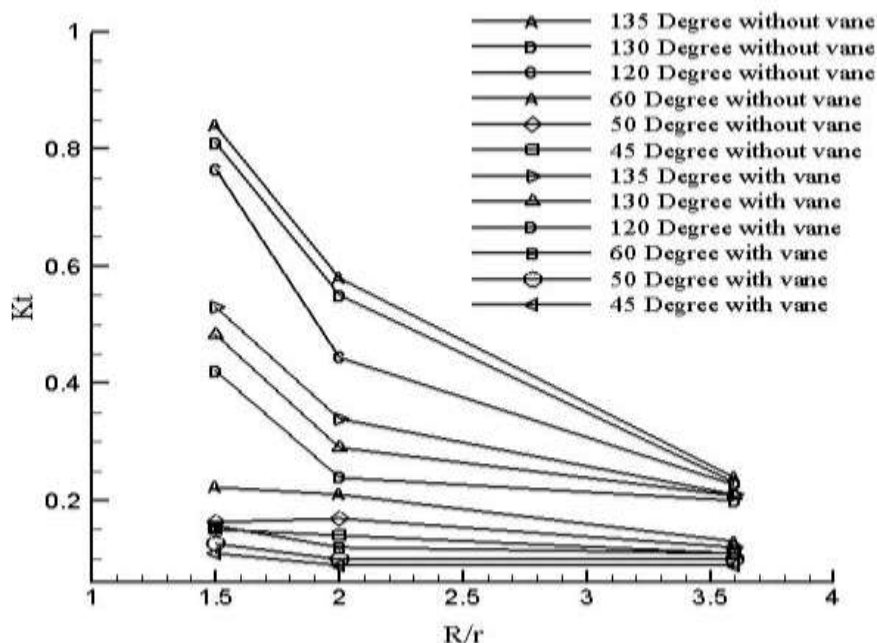
شکل ۴-۱۵ نمودار مقایسه نتایج عددی و آزمایشگاهی نسبت ضریب افت بر حسب تغییر شعاع خم به شعاع لوله در

رینولدز ۲۰۰۰۰۰ و برای زانویی ۹۰ درجه



شکل ۴-۱۶ نمودار نسبت شعاع انحنا به شعاع لوله و ضریب افت در رینولدز ۱۰۰۰۰۰ و زوایای ۴۵، ۵۰، ۶۰، ۱۲۰، ۱۳۰ و ۱۳۵ درجه

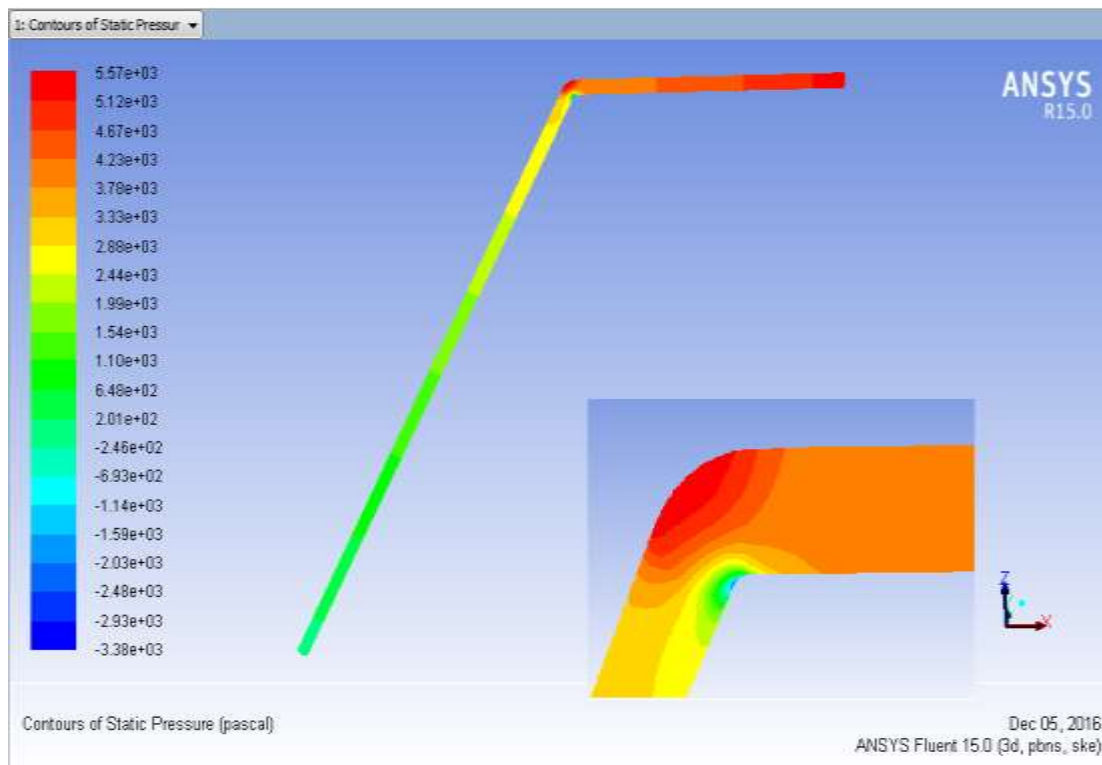
در حالت با پرّه و بدون پرّه



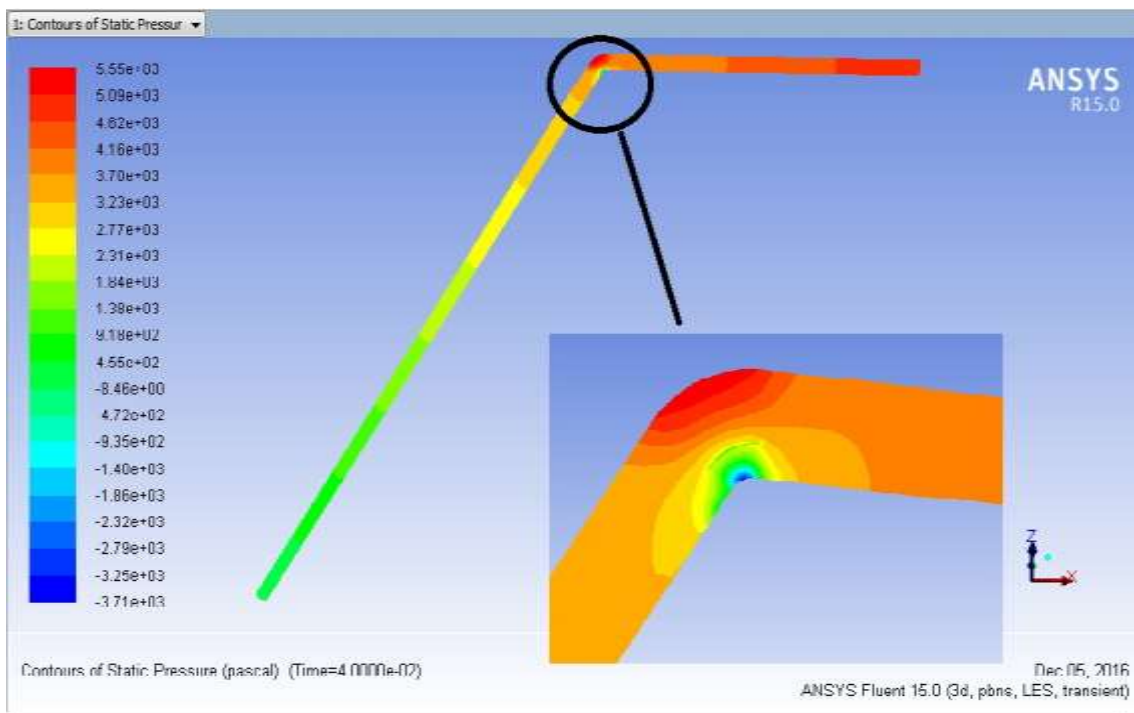
شکل ۴-۱۷ نمودار نسبت شعاع انحنا به شعاع لوله و ضریب افت در رینولدز 200000 و زوایای 45° ، 50° ، 60° ، 120° ، 130° و 135° درجه در حالت با پره و بدون پره

۴-۵ کانتورهای فشار

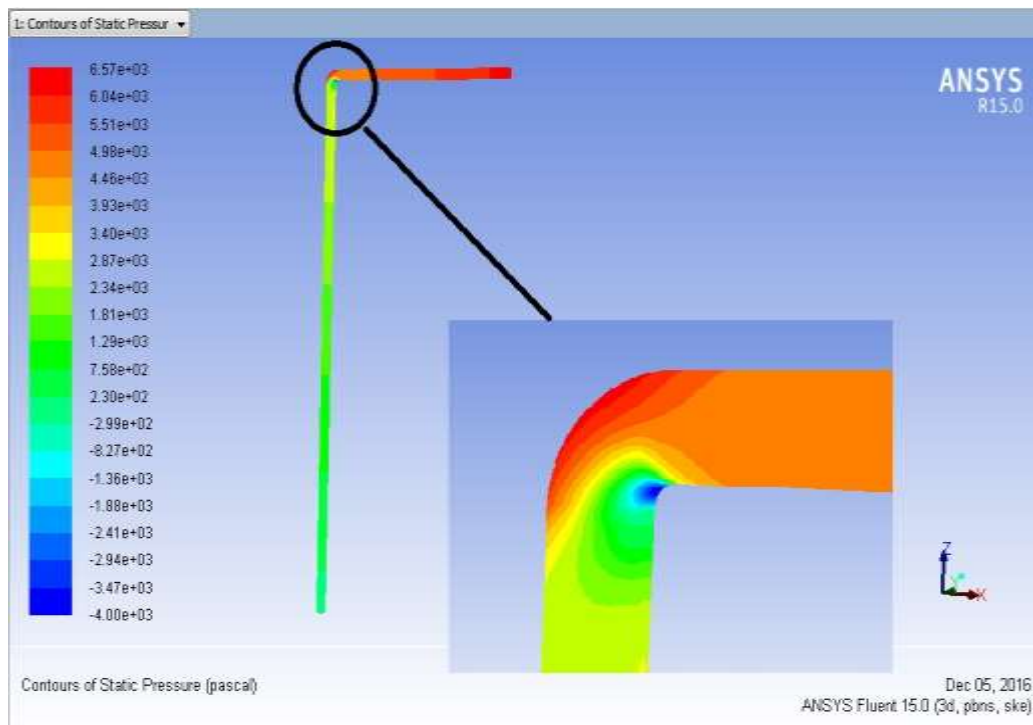
همانطور که پیشتر اشاره شد در لوله‌های خمیده به علت وجود جریان برگشتی افت فشار قابل توجهی مشاهده می‌شود که تابع شکل هندسی جریان و مقدار جریانی است که از آن عبور می‌کند. شکل‌های (۴-۱۸) و (۴-۱۹) و (۴-۲۰)، (۴-۲۱)، (۴-۲۲)، (۴-۲۳) به ترتیب کانتورهای فشار در عدد رینولدز 100000 برای خم‌های 60° درجه بدون پره و با پره، 90° درجه بدون پره و با پره، 120° درجه بدون پره و با پره را نشان می‌دهند. این کانتورها برای نسبت شعاع انحنا به شعاع لوله $1/5$ ترسیم شده است. در این شکل‌ها کمترین میزان فشار در نواحی نزدیک به دیواره‌های داخلی زانویی‌ها است هر چه به دیواره خارجی نزدیک‌تر می‌شویم افزایش فشار مشاهده می‌شود. با دقت در شکل‌ها ملاحظه می‌شود که با افزایش زاویه از 60° درجه تا 120° درجه میزان کاهش فشار در ناحیه دیواره‌های داخلی بیشتر و میزان افزایش فشار در دیواره‌های خارجی بیشتر می‌شود.



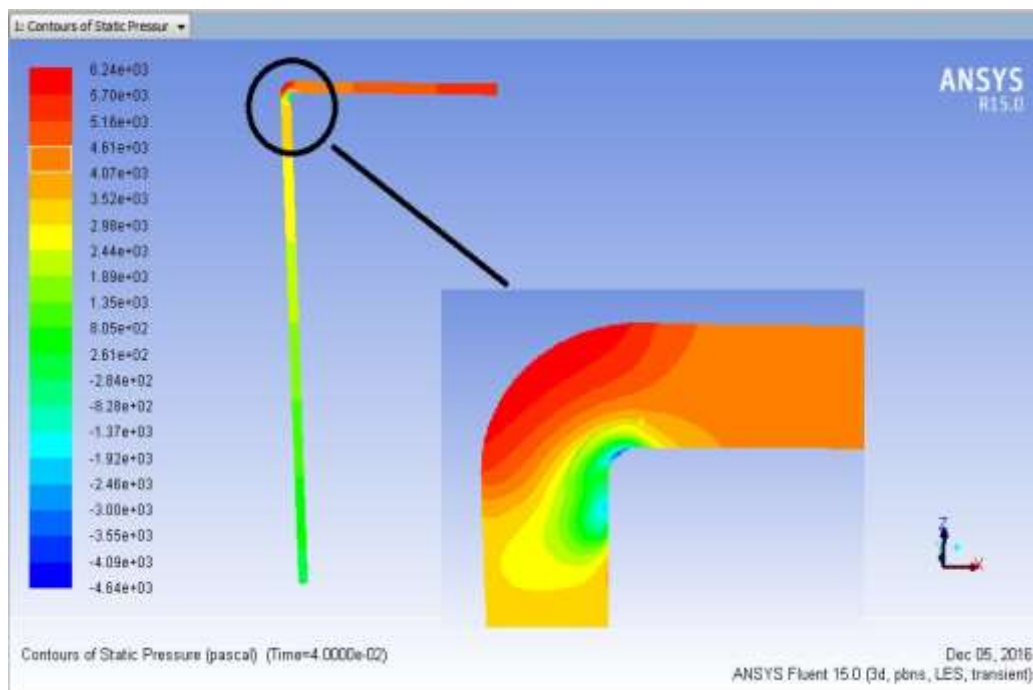
شکل ۴-۱۸ کانتور فشار در زانویی ۶۰ درجه بدون پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R_r = 1/5$



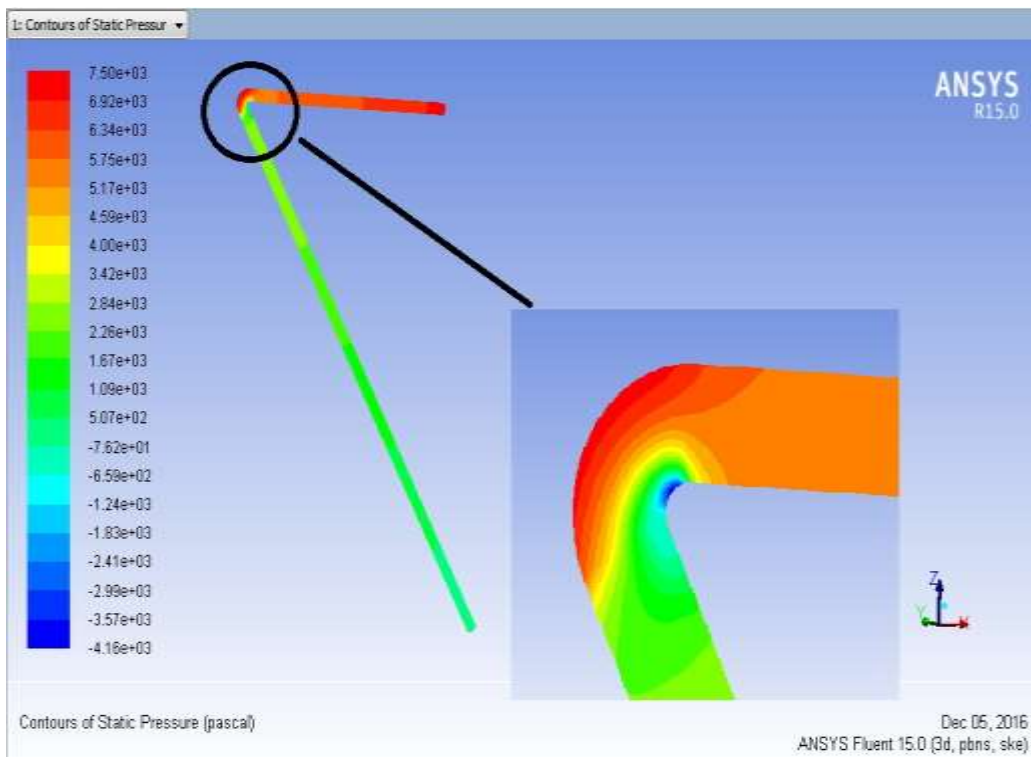
شکل ۴-۱۹ کانتور فشار در زانویی ۶۰ درجه با پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R_r = 1/5$



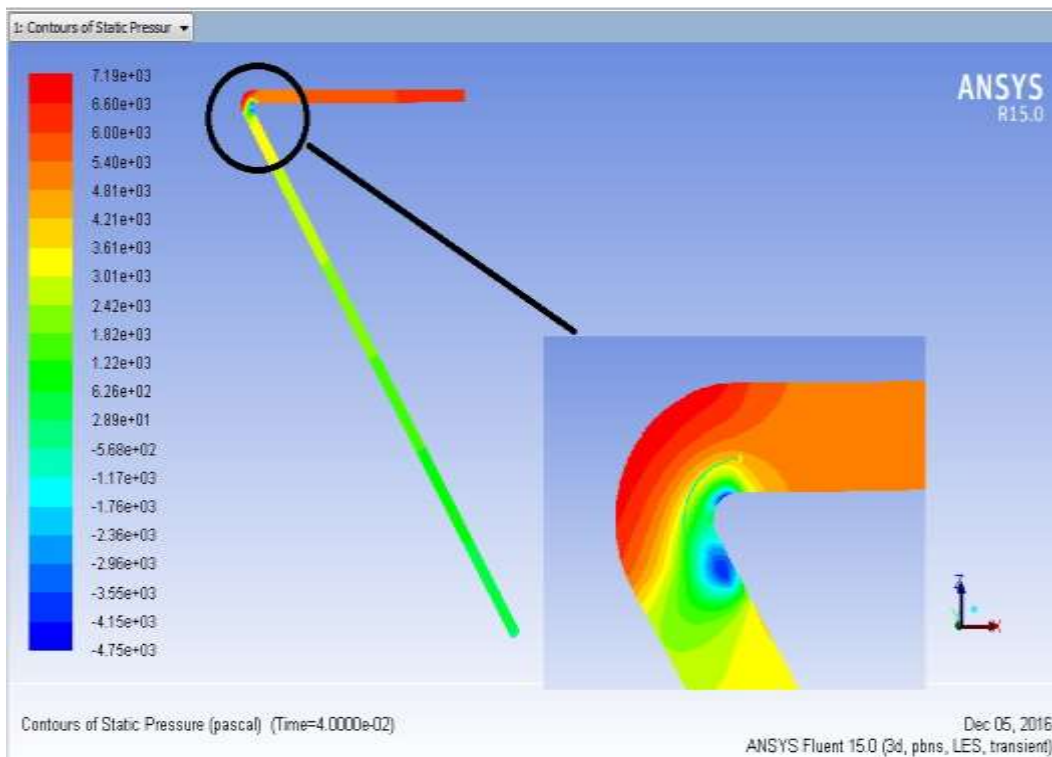
شکل ۴-۲۰ کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه بدون پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R/r = 1/5$



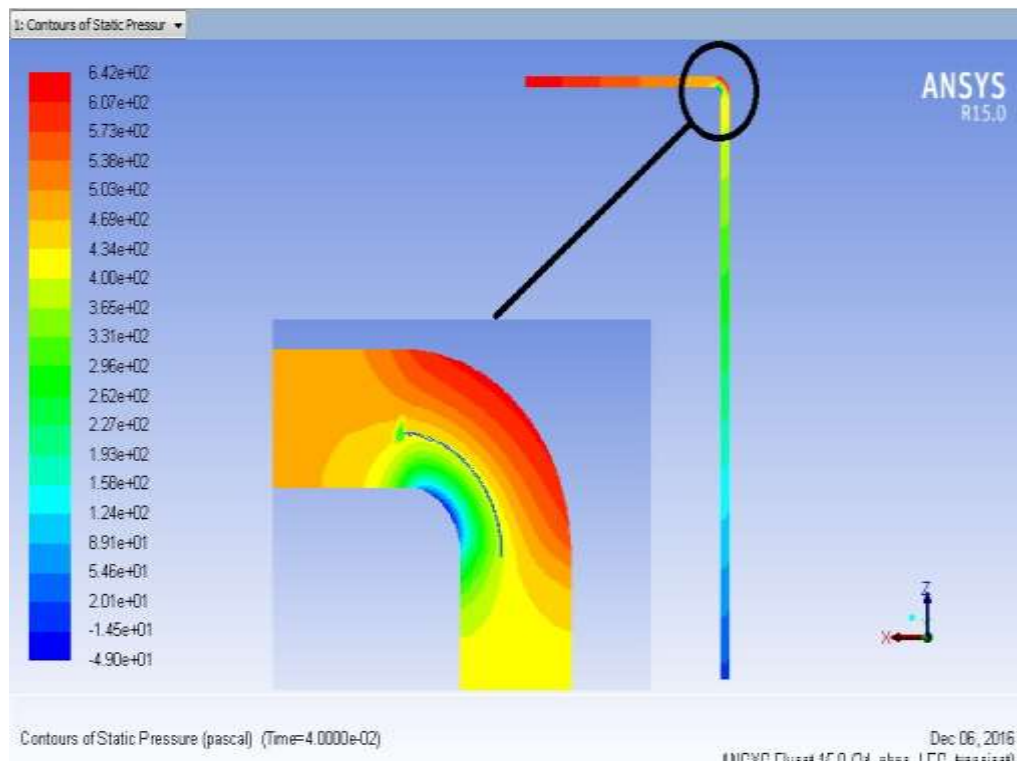
شکل ۴-۲۱ کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه با پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R/r = 1/5$



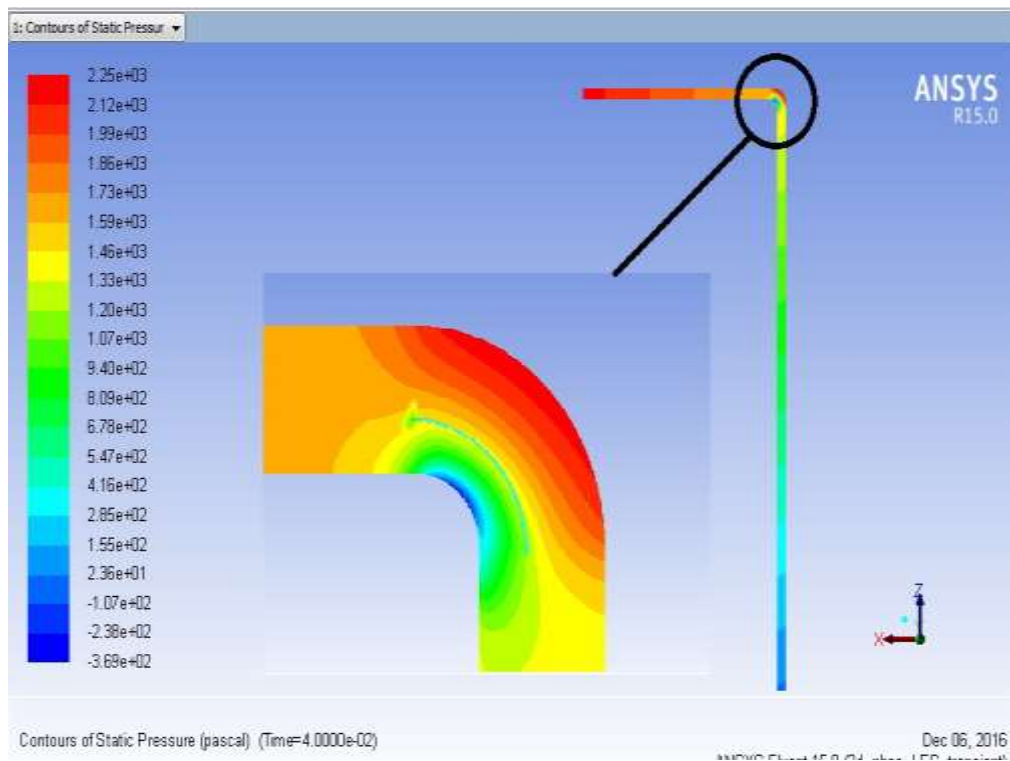
شکل ۴-۲۲ کانتور فشار در زانویی ۱۲۰ درجه بدون پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R_f = 1/5$



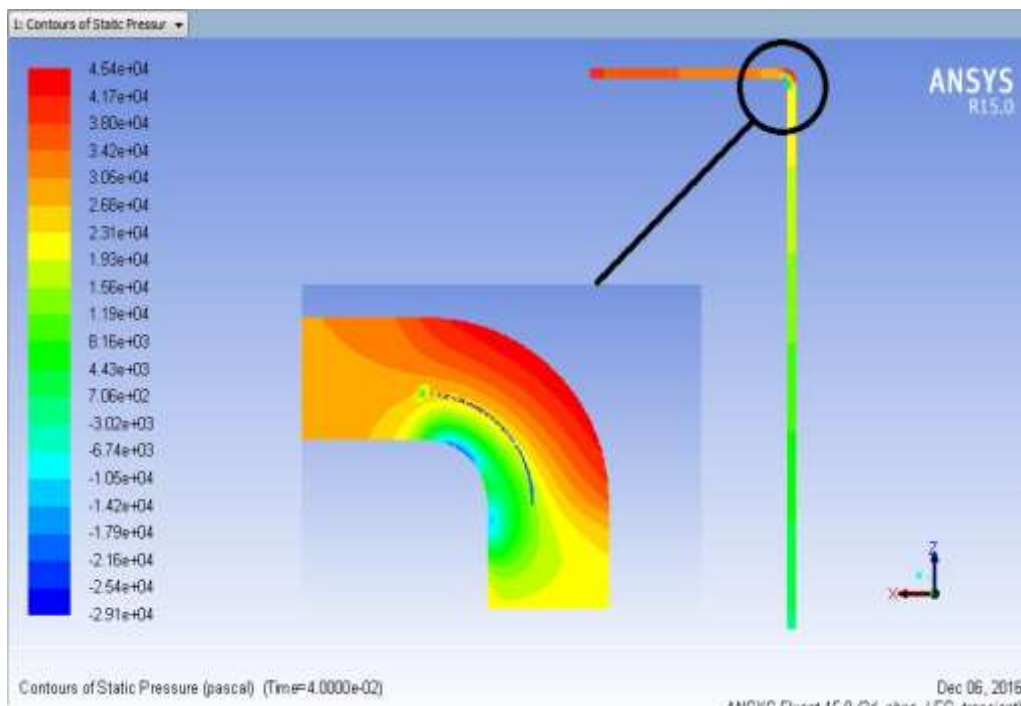
شکل ۴-۲۳ کانتور فشار در زانویی ۱۲۰ درجه با پره در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در $R_f = 1/5$



شکل ۴-۲۴ کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه با پره در عدد رینولدز ۳۰۰۰۰ در $R_r = 2$



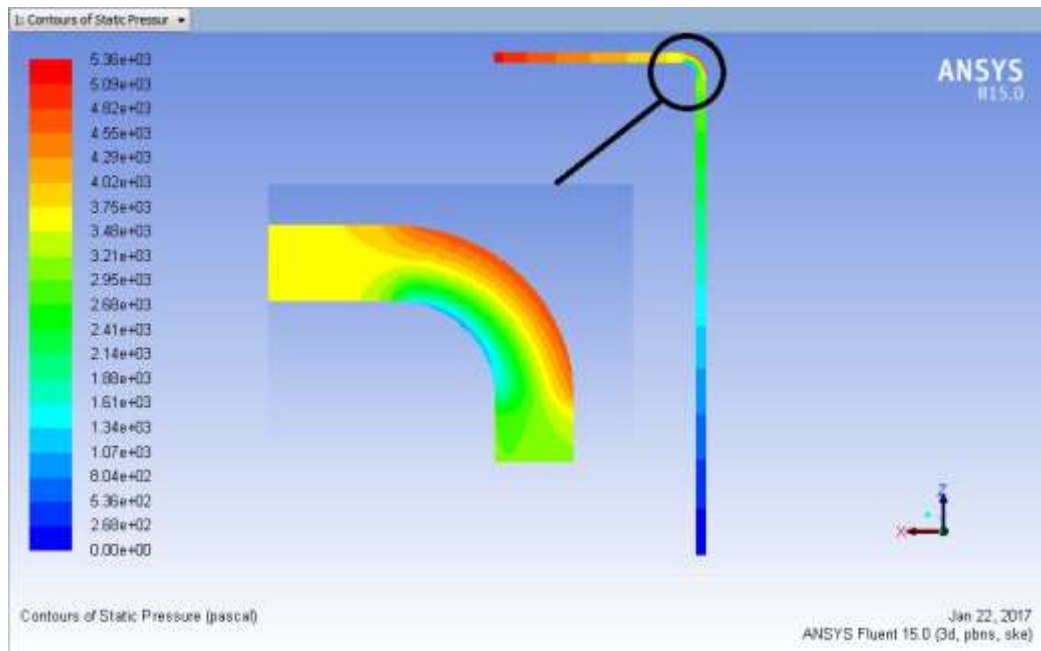
شکل ۴-۲۵ کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه با پره در عدد رینولدز ۶۰۰۰۰ در $R_r = 2$



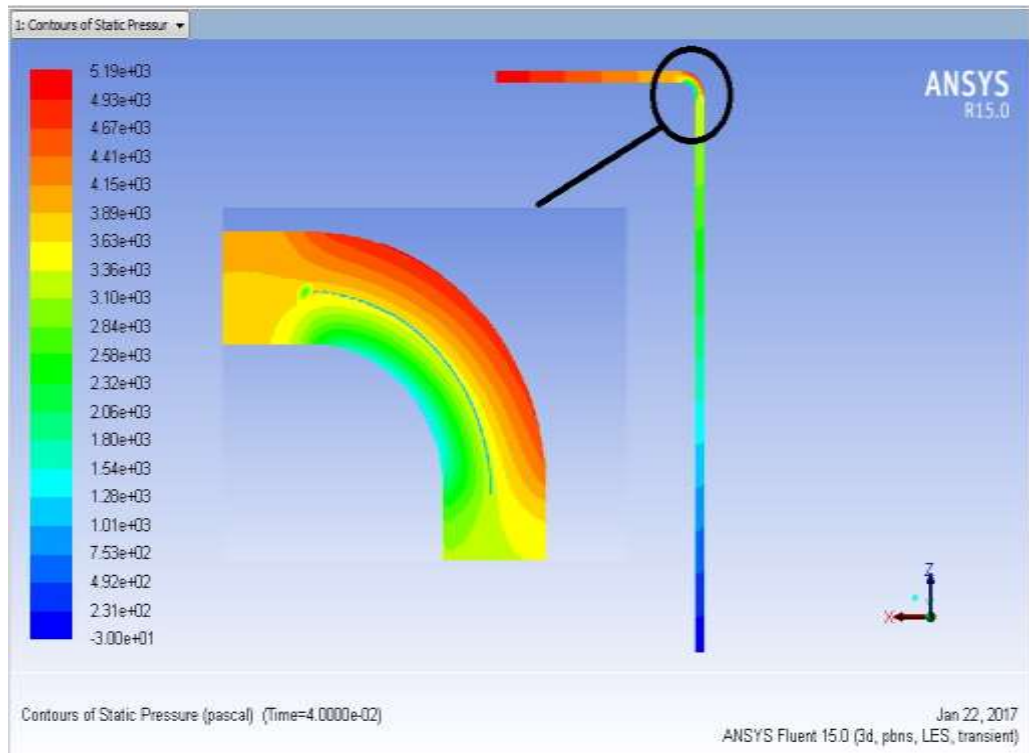
شکل ۴-۲۶ کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه با پره در عدد رینولدز ۳۰۰۰۰۰ در $R/r = 2$

شکل های (۴-۲۴) و (۴-۲۵) و (۴-۲۶) به ترتیب کانتورهای فشار زاویه ۹۰ درجه با پره را در سه رینولدز مختلف ۳۰۰۰۰، ۶۰۰۰۰ و ۳۰۰۰۰۰ و نسبت شعاع خم به شعاع لوله ۲ نشان می دهند. نقاطی که در شکل با رنگ قرمز نشان داده شده است حداکثر فشار و نقاطی با رنگ سرمه‌ای دارای حداقل فشار هستند به عبارت دیگر دیواره بیرونی دارای حداکثر فشار و دیواره داخلی دارای فشار حداقل است. با دقت در شکل‌ها مشاهده می شود که با افزایش عدد رینولدز در یک نسبت شعاع خم به شعاع لوله، فشار در دیواره بیرونی افزایش یافته و همچنین فشار در دیواره داخلی کاهش می یابد.

شکل های (۴-۲۷) و (۴-۲۸) کانتور فشار در حالت با پره و بدون پره را برای نسبت شعاع خم به شعاع لوله ۳/۶ نشان می دهند. اگر دو شکل (۴-۲۷) و (۴-۲۸) با دو شکل (۴-۲۰) و (۴-۲۱) که به ترتیب توزیع فشار در لوله های زانویی حالت پره دار و بدون پره را در یک عدد رینولدز مشابه یعنی ۱۰۰۰۰۰ نشان می دهند، مقایسه کنیم به این نتیجه می رسیم که با افزایش نسبت شعاع خم به شعاع انحنا از ۱/۵ به ۳/۶ حداکثر فشار در دیواره بیرونی کاهش یافته و همینطور در دیواره داخلی حداقل فشار افزایش یافته است.



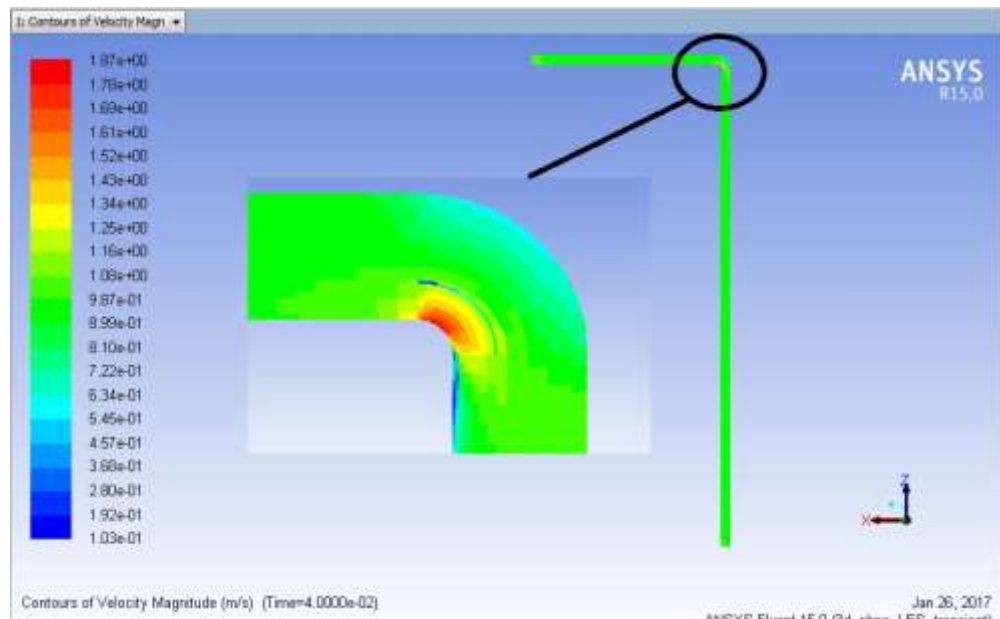
شکل ۴-۲۷ کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه بدون پره در عدد رینولدز 100000 در $R_r = 3/6$



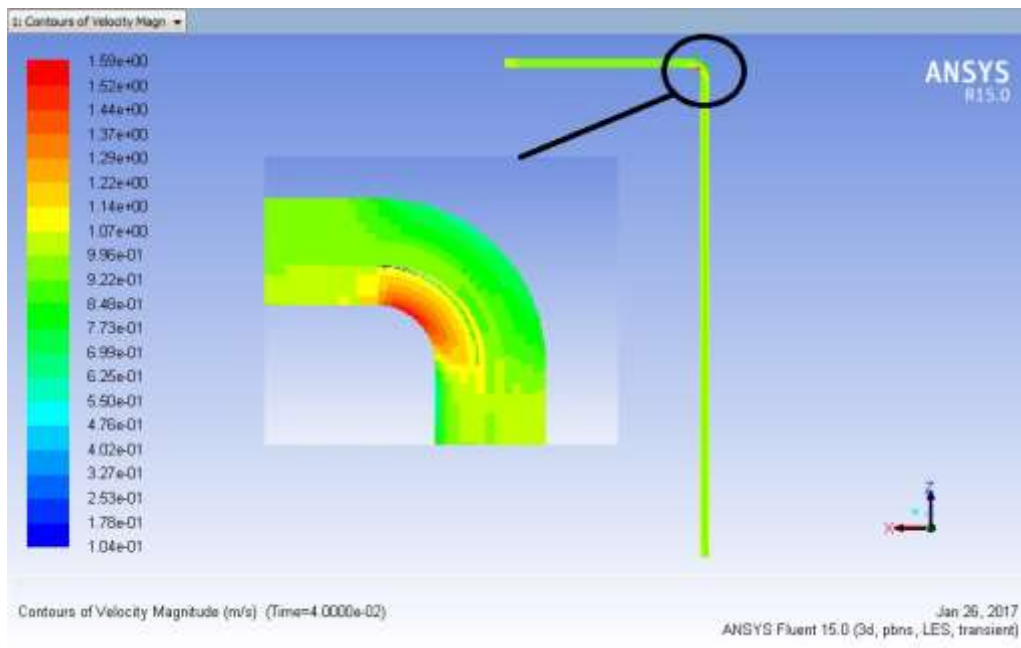
شکل ۴-۲۸ کانتور فشار در زانویی ۹۰ درجه با پره در عدد رینولدز 100000 در $R_r = 3/6$

۴-۶ کانتورهای سرعت

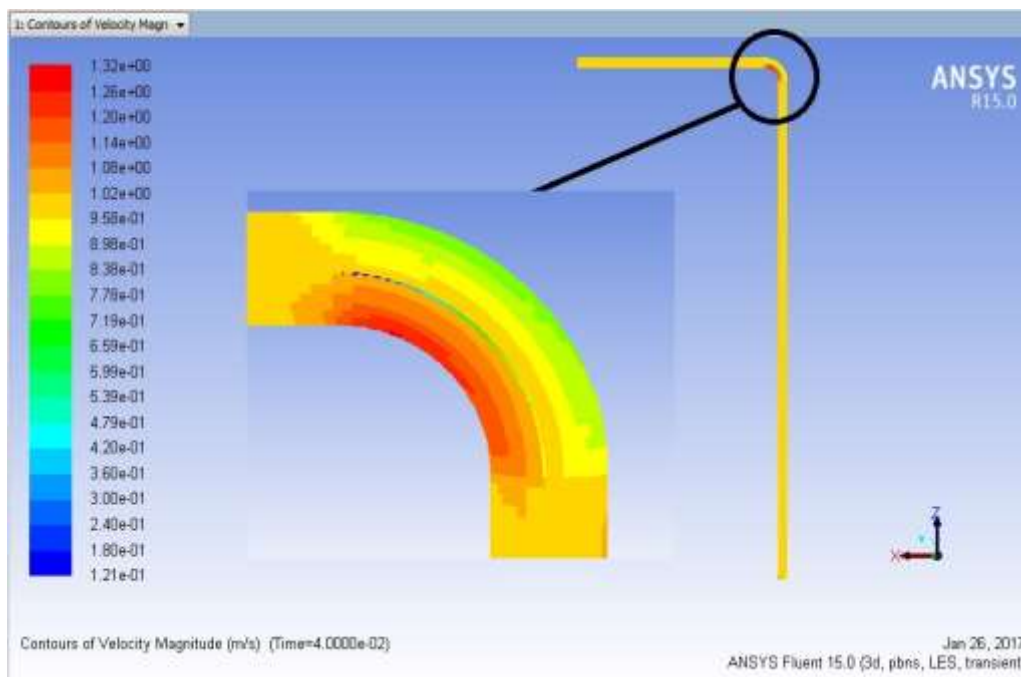
اگر جریان داخل لوله در مختصات استوانه‌ای در نظر گرفته شود سه مولفه θ و r و Z خواهد داشت. زمانی که لوله مستقیم باشد، سرعت در دو راستای θ و r صفر است و تنها در راستای Z سرعت خواهیم داشت. هنگامی که لوله تبدیل به خم می‌شود به دلیل وجود نیروی گریز از مرکز و شتاب حاصل از آن، سرعت دارای مولفه‌ی دیگری خواهد بود که تابع شعاع انحنای لوله است. این مولفه‌ی جدید سرعت تمایل دارد به سیال حرکتی چرخشی دهد. یعنی سیال هم‌زمان که در طول لوله به جلو می‌رود، حول خط مرکزی لوله نیز دوران می‌کند. شکل‌های (۴-۲۹)، (۴-۳۰) و (۴-۳۱) کانتور سرعت را به ترتیب برای سه نسبت شعاع خم به شعاع لوله $1/5$ و 2 و $3/6$ نشان می‌دهد. سرعت ورودی جریان برابر $1/0.169$ متر بر ثانیه در نظر گرفته شده است. نقاطی که با رنگ قرمز در شکل نشان داده دارای ماکزیمم سرعت هستند و نقاطی که با رنگ سرمه‌ای مشخص شده دارای سرعتی تقریباً برابر صفر است. در قسمت زانویی شکل دیواره‌های داخلی دارای ماکزیمم سرعت هستند و هر چه به دیواره‌های بیرونی نزدیک‌تر می‌شویم از مقدار سرعت کاسته می‌شود. همچنین در یک عدد رینولدز ثابت با افزایش نسبت شعاع خم به شعاع لوله حداکثر سرعت کاهش یافته و حداقل سرعت افزایش یافته است.



شکل ۴-۲۹ کانتور سرعت در زانویی پره دار با عدد رینولدز 40000 و $R/r = 1/5$

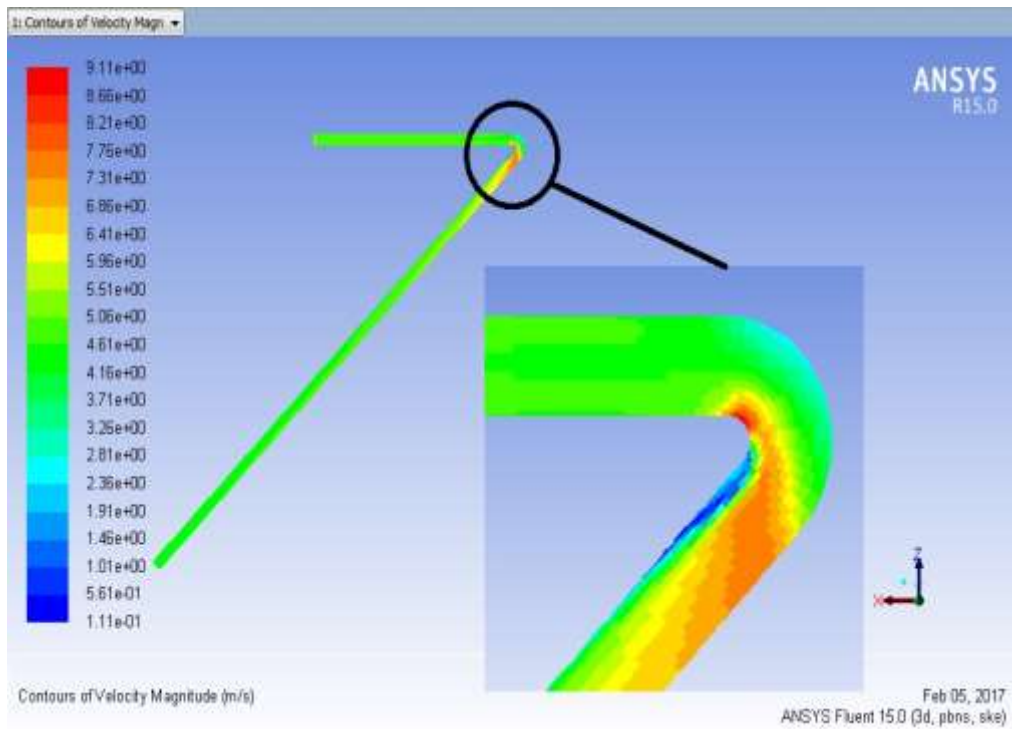


شکل ۴-۳۰ کانتور سرعت در زانویی پره دار با عدد رینولدز 40000 و $R/r = 2$

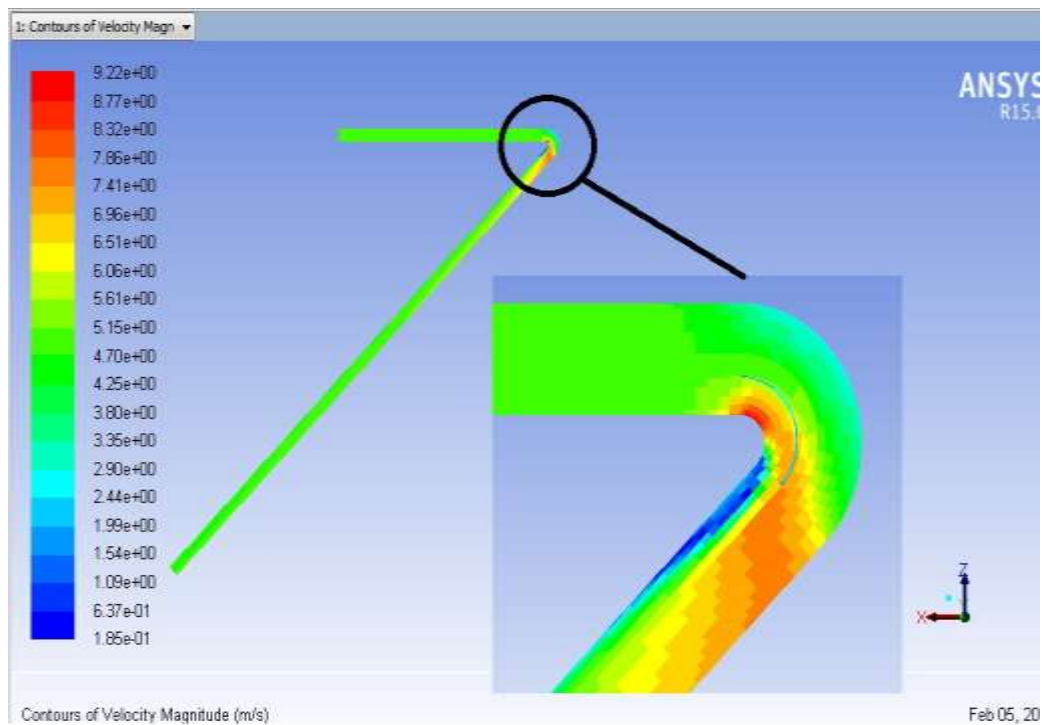


شکل ۴-۳۱ کانتور سرعت در زانویی پره دار با عدد رینولدز 40000 و $R/r = 3/6$

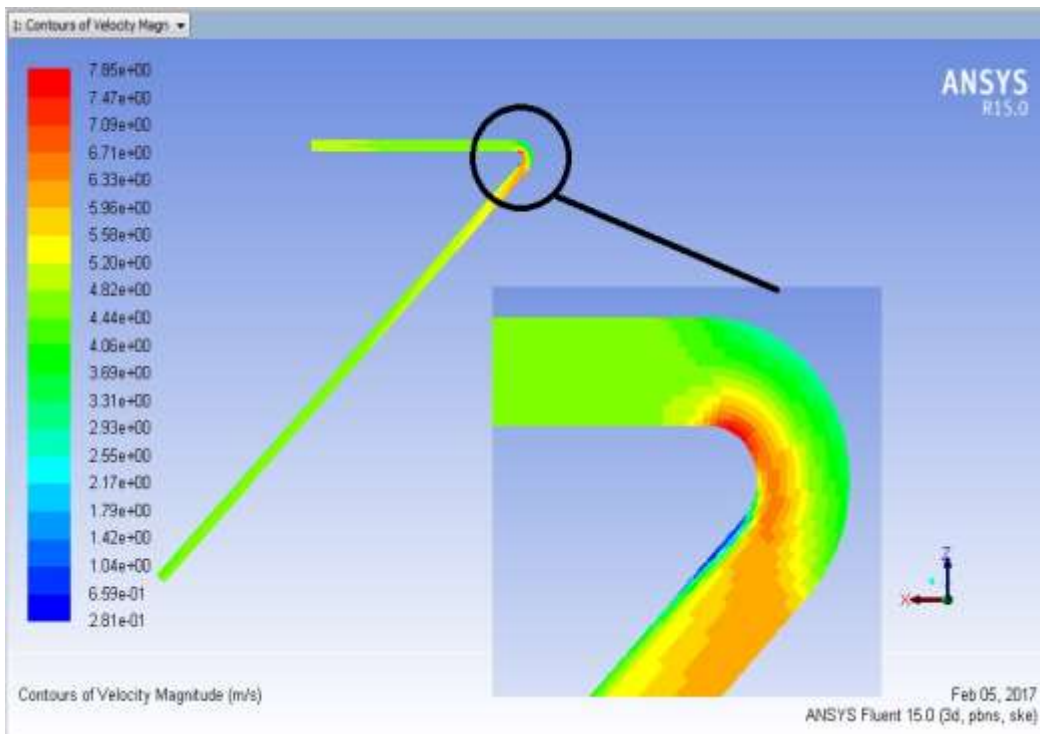
شکل‌های (۴-۳۲)، (۴-۳۳)، (۴-۳۴)، (۴-۳۵)، (۴-۳۶) و (۴-۳۷) به ترتیب کانتورهای سرعت را برای زانویی ۱۳۵ درجه در حالت‌های بدون پره و با پره و نسبت شعاع انحنا به شعاع لوله $1/5$ ، 2 و $3/6$ نشان می‌دهند. عدد رینولدز در این شکل‌ها برابر 20000 بوده که معادل با سرعت $5/08$ است. سرعت ماکزیمم در دیواره‌های داخلی زانویی مشاهده می‌شود و هر چه به سمت دیواره‌های بیرونی حرکت می‌کنیم از مقدار سرعت کاسته می‌شود. با دقت در شکل‌های فوق می‌توان مشاهده نمود که در یک عدد رینولدز ثابت و برای یک زاویه مشخص با افزایش نسبت شعاع انحنا به شعاع لوله از $1/5$ به $3/6$ حداکثر سرعت کاهش یافته و سرعت حداقل افزایش پیدا کرده است. به عبارت دیگر اختلاف سرعت ماکزیمم و مینیمم با افزایش نسبت شعاع انحنا کاهش یافته است.



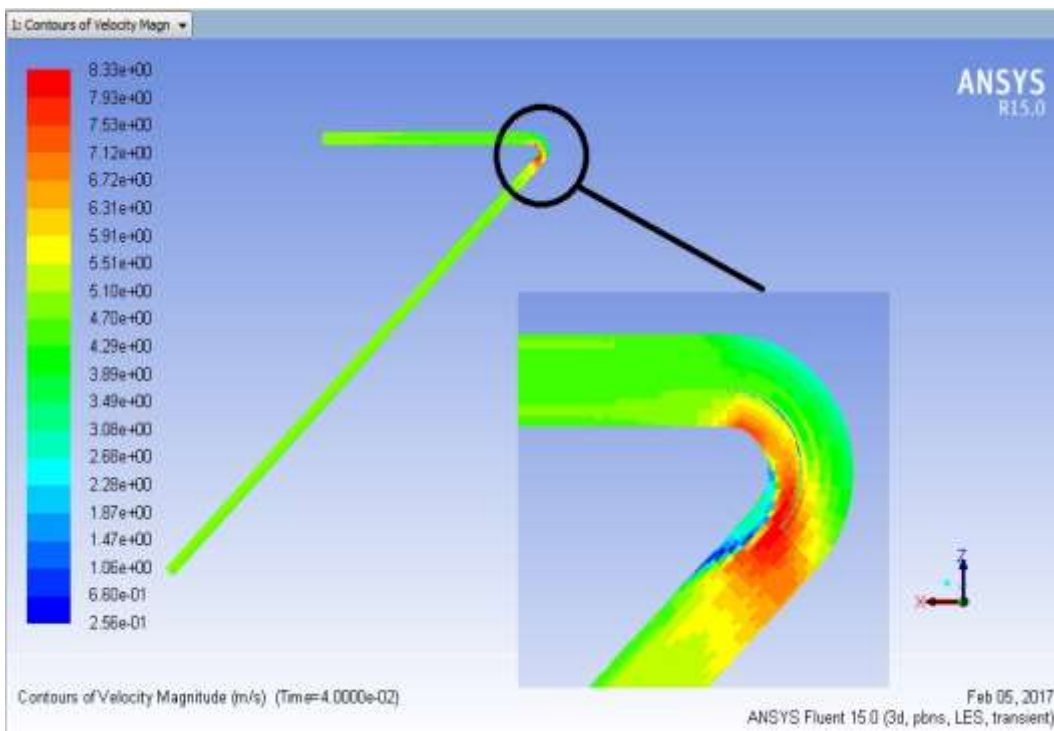
شکل ۳۲-۴ کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه بدون پره با عدد رینولدز 200000 و $1/5$ $R/r =$



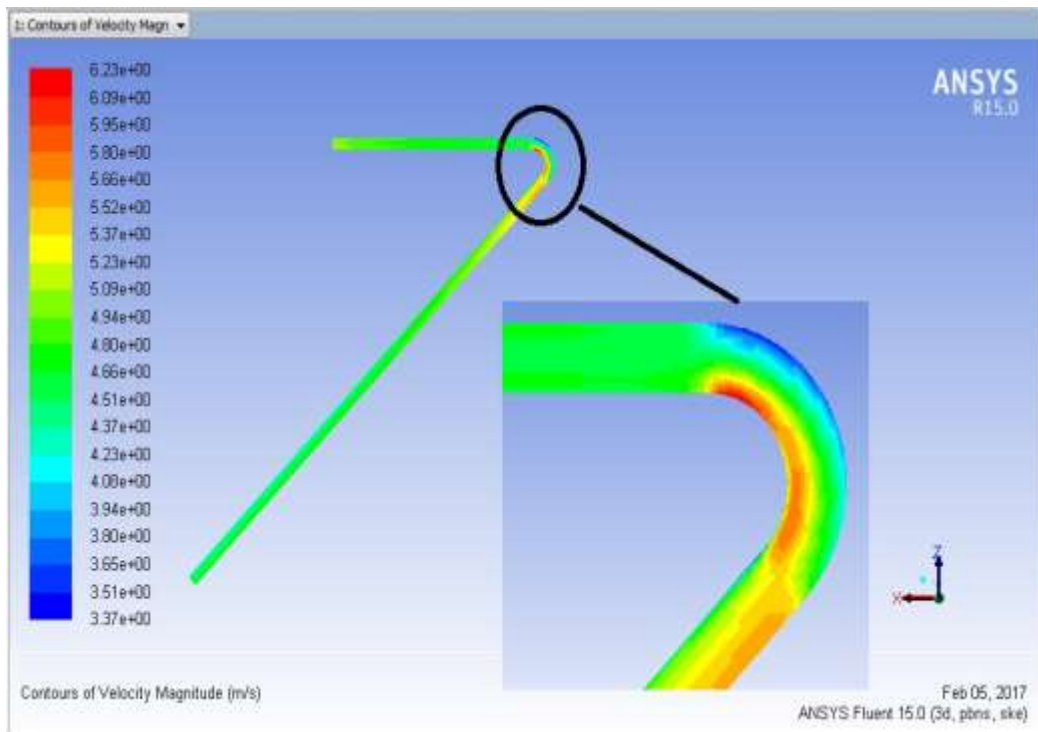
شکل ۳۳-۴ کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه با پره با عدد رینولدز 200000 و $1/5$ $R/r =$



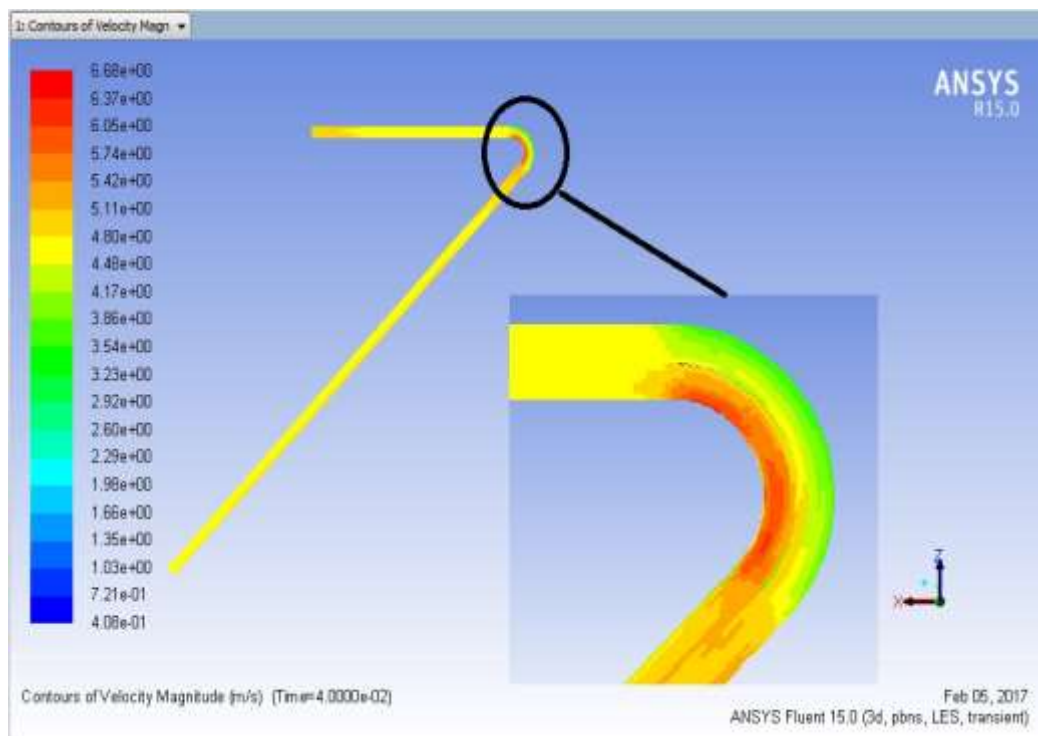
شکل ۴-۳۴ کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه بدون پره با عدد رینولدز 200000 و 2 $R/r =$



شکل ۴-۳۵ کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه با پره با عدد رینولدز 200000 و 2 $R/r =$

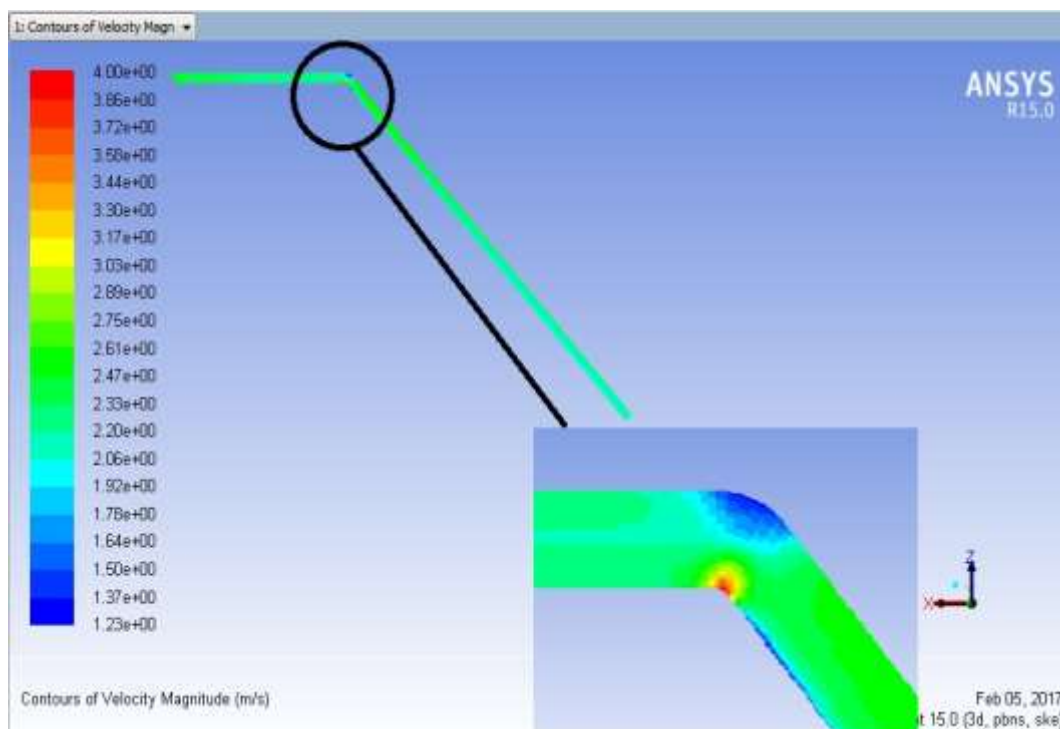


شکل ۴-۳۶ کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه بدون پره با عدد رینولدز $200,000$ و $R/r = 3/6$

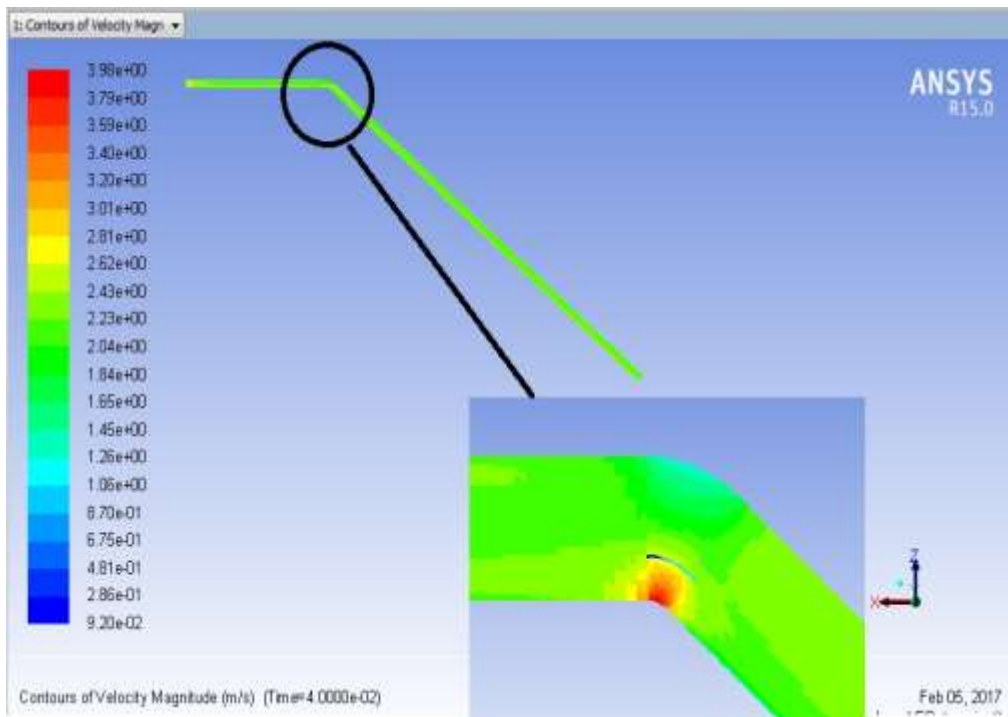


شکل ۴-۳۷ کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه با پره با عدد رینولدز $200,000$ و $R/r = 3/6$

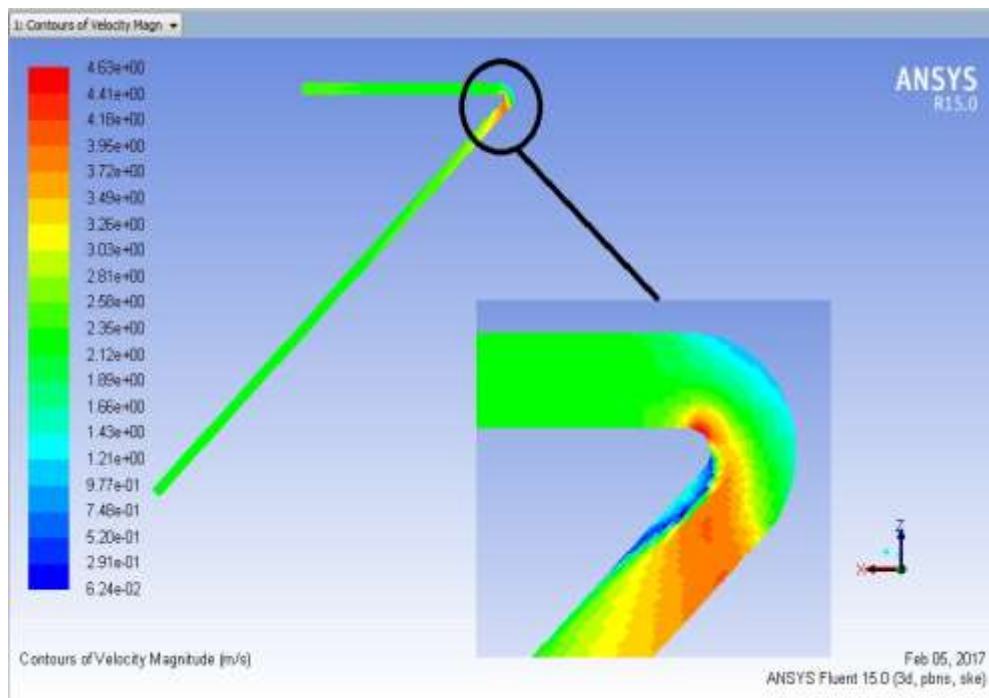
شکل‌های (۴-۳۸)، (۴-۳۹)، (۴-۴۰) و (۴-۴۱) به ترتیب کانتورهای سرعت را برای زانویی بدون پره و پره دار در دو زاویه ۴۵ درجه و ۱۳۵ درجه نشان می‌دهند. عدد رینولدز در این شکل‌ها برابر ۱۰۰۰۰۰ بوده که معادل سرعت ۲/۵۴۲ است. نسبت شعاع انحنا به شعاع لوله در تمامی این شکل‌ها برابر ۱/۵ است. دیواره‌های داخلی زانویی دارای سرعت ماکزیمم هستند و سرعت در دیواره‌های خارجی زانویی حداقل است. همچنین سرعت حداکثر در زانویی ۱۳۵ درجه بیشتر از زانویی ۴۵ درجه است. و همینطور سرعت حداقل در زانویی ۱۳۵ درجه کمتر از زانویی ۴۵ درجه است به عبارت دیگر اختلاف ماکزیمم و مینیمم سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه بیشتر از زانویی ۴۵ درجه است.



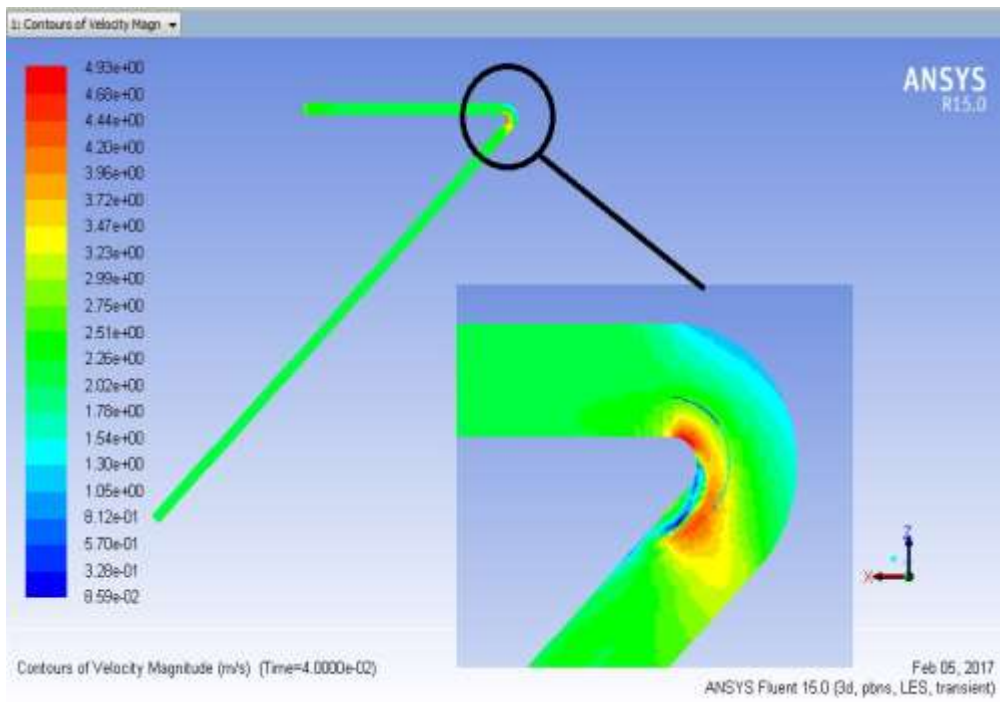
شکل ۴-۳۸ کانتور سرعت در زانویی ۴۵ درجه بدون پره و عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ و $R/r = 1/5$



شکل ۴-۳۹ کانتور سرعت در زانویی ۴۵ درجه با پره و عدد رینولدز 100000 و $1/5$ $R/r =$



شکل ۴-۴۰ کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه بدون پره و عدد رینولدز 100000 و $1/5$ $R/r =$



شکل ۴-۴۱ کانتور سرعت در زانویی ۱۳۵ درجه با پره و عدد رینولدز 100000 و $R_r = 1/5$

فایل بسته نرم‌افزاری فلوئنت در پیوست ۳ ارائه شده است.

فصل پنجم

جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

۵-۱ جمع‌بندی

در این تحقیق اثر قرار دادن یک پره در زانویی با زوایای مختلف مورد بررسی قرار گرفت. قطر لوله ۰/۰۳۵۱۱ مقطع زانویی مورد نظر دایره‌ای و نسبت‌های مورد مطالعه شعاع خم به شعاع لوله ۱/۵، ۲ و ۳/۶ است. برای این منظور ابتدا زانویی‌ها بدون پره و با پره در زاویه ۹۰ درجه با هر سه نسبت شعاع خم به شعاع لوله مورد بررسی قرار گرفتند و پس از مقایسه نتایج با روش آزمایشگاهی به دست آمده از مرجع [۳] و اطمینان از صحت نتایج، ۱۰ زاویه دیگر نیز مورد بررسی قرار گرفت. همچنین ضریب افت فشار در زانویی ۹۰ درجه در ۸ رینولدز مختلف برای حالت با پره و بدون پره مورد بررسی قرار گرفت و پس از اطمینان از صحت نتایج، دو زانویی دیگر با زاویه ۶۰ و ۱۲۰ درجه در ۸ رینولدز مختلف بررسی شدند. در انتها نیز ضریب افت زانویی بر حسب نسبت شعاع خم به شعاع لوله مورد بررسی قرار گرفت.

۵-۲ نتیجه‌گیری

- نتایج به دست آمده از افت فشار در زانویی با پره و بدون پره به شرح زیر است.
- با توجه به درصد خطای کم بین نتایج آزمایشگاهی و نتایج عددی، نرم‌افزار فلونت می‌تواند جایگزین مناسبی برای مدلسازی آزمایشگاهی جریان آشفته در زانویی و محاسبه ضریب افت فشار باشد که موجب کاهش هزینه و صرفه جویی در زمان خواهد شد.
 - در میان روش‌های بررسی شده در این تحقیق، روش $k-\varepsilon$ نتایج دقیق تری نسبت به روش $k-\omega$ ارائه داد.
 - با افزایش زاویه در زانویی، از ۴۵ درجه به ۱۳۵ درجه و در یک نسبت شعاع خم به شعاع انحنای مشخص، ضریب افت فشار در زانویی افزایش می‌یابد.

- با افزایش عدد رینولدز در زانویی در یک نسبت شعاع خم به شعاع انحنا مشخص، ضریب افت فشار در زانویی کاهش می‌یابد. این نتیجه برای همه‌ی نسبت‌های شعاع خم به شعاع لوله و در تمامی زوایای بررسی شده در این تحقیق صادق است.
- قرارگیری پره در زانویی، باعث کاهش اثر جریان ثانویه عمود بر جریان محوری می‌شود و جریان یکنواخت‌تر شده و در نهایت باعث کاهش افت فشار در زانویی می‌شود. که این میزان می‌تواند به ۵۰ درصد برسد.
- با افزایش نسبت شعاع خم به شعاع انحنا از ۱/۵ به ۳/۶ ضریب افت فشار در همه‌ی زوایا کاهش می‌یابد. این نتیجه هم برای زانویی‌های پره دار و هم زانویی‌های بدون پره صادق است.
- با ترسیم کانتورهای فشار مشخص شد در یک نسبت شعاع خم به شعاع لوله با افزایش عدد رینولدز، فشار حداکثر در دیواره بیرونی افزایش یافته همچنین فشار حداقل در دیواره داخلی کاهش می‌یابد.

۳-۵ پیشنهادات

- جهت ادامه مطالعات در زمینه لوله‌های زانویی پره دار می‌توان به موارد زیر اشاره نمود.
- در این تحقیق لوله‌های زانویی پره دار با یک پره مورد بررسی قرار گرفت و در برخی منابع با چند پره نیز مورد بررسی قرار گرفته است لذا می‌توان جهت بررسی‌های آتی از چند پره در زانویی استفاده نمود.
- مطالعه منابع نشان می‌دهد که فاصله بهینه قرارگیری پره در زانویی ۹۰ درجه از رابطه‌ی $R_s = (R_0 R_i)^{1/2}$ محاسبه می‌شود و در این تحقیق نیز از همین فاصله جهت قرارگیری پره استفاده شده است اما ممکن است این فاصله در زوایای غیر از ۹۰ درجه فاصله بهینه قرارگیری پره نباشد لذا در بررسی‌های آتی می‌تواند مورد بررسی قرار گیرد.

• در این تحقیق سه نسبت شعاع خم به شعاع لوله ۱/۵ و ۲ و ۳/۶ بررسی شده است لذا می توان

نسبت های دیگر شعاع خم به شعاع لوله را مورد بررسی قرار داد.

در تمامی بررسی های اخیر سیال مورد مطالعه آب بوده است، در نتیجه می توان سیال مورد مطالعه را تغییر

داد. به عنوان مثال با استفاده از سیال نفت نتایج فوق را بررسی نمود.

مراجعه

- 1-Hilding K, (1938) “Pressure losses for fluid flow in 90° pipe bends” **Journal of research of the national bureau of standards** v 21.
- 2-Ito H. (1960) “Pressure Losses in Smooth Pipe Bends” **J. Basic Eng** 131.
- 3-Ito H. and Imai K. (1966) “Pressure Losses in Varied Elbows of a Circular Cross Section” **J. Basic Eng** 684.
- 4-Anwer M. and So R. M. C. (1993) “Swirling turbulent flow through a curved pipe” **Exp. Fluids** 14, 85-96.
- 5-Haskew J. T, Sharif M. A. R (1997) “Performance evaluation of vaned pipe bends in turbulent flow of liquid propellants” **Elsevier science Inc** v 21.
- 6-Sudo K, Sumida M, Hibara H (2000). “Experimental investigation on turbulent flow through a circular-sectioned 180° bend” **Exp. Fluids**, 28(1), 51-57.
- 7-Modi P.P. and Jayanti S. (2004) “Pressure Losses and flow maldistribution in ducts with sharp bends” **Chem. Eng. Res. Des.** 82(A3): 321–331
- 8-Homicz G, (2004) “Computational Fluid Dynamic Simulations of Pipe Elbow Flow” **Sandia Natl. Lab. [Tech. Rep.] SAND** 2004-3467.
- 9-Crawford N. M and Cunningham G. and Spence S. W. T. (2006) “An experimental investigation into the pressure drop for turbulent flow in 90° elbow bends” **Proc. Inst. Mech. Eng., Part E** 2007 221: 77.
- 10-Lee G. H., Choi Y. D. and Han S. H. (2007) “Measurement of developing turbulent flow in a U-bend of circular cross-section” **J. Mech. Sci. Tec** vol.21, No. 2, pp.348~ 359.
- 11-Moujaes S. F and Aekula S. (2009) “CFD Predictions and Experimental Comparisons of Pressure Drop Effects of Turning Vanes in 90° Duct Elbows” **Am. J. Energy Eng** 0733-9402/2009/4-119–126.
- 12-Hambric S. A., Boger D A., Fahnline J. B. and Campbell R. L. (2010) “Structure-and fluid-borne acoustic power sources induced by turbulent flow in 90° piping elbows” **J. Fluid. STR**, 26(1), 121-147.
- 13-Liwei W., Dianrong G. and Zhang Y. (2012) “Numerical Simulation of Turbulent Flow of Hydraulic Oil through 90° Circular-sectional Bend” **Chin. J. Mech. Eng. (Engl. Ed.)** Vol. 25, No. 5, 2012.

- 14- Noorani A, Khoury G. K. E, Schlatter P, (2013) “Evolution of turbulence characteristics from straight to curved pipes” **Int. J. Heat Mass Transfer** 41 (2013) 16–26.
- 15-Zhang H., Zhang X., Sun H., Chen M., Lu X., Wang Y. and Liu X. (2013) “Pressure of Newtonian Fluid Flow through Curved Pipes and Elbows” **J. Therm. Sci** Vol.22, No.4 (2013) 372–376.
- 16-Zhang T., Zhang Y., Ouyang H. and Guo T. (2014) “Flow-induced Noise and Vibration Analysis of a Piping Elbow with/without a Guide Vane” **J. Marine Sci. Appl J.** Marine Sci. Appl. (2014) 13: 394-401
- 17-Safaei M. R, Mahian O, Garoosi F, Hooman K, Karimipour A, Kazi S. N and Gharekhani S, (2014) “Investigation of Micro- and Nanosized Particle Erosion in a 90° Pipe Bend Using a Two-Phase Discrete Phase Model” **The Scientific World Journal** V (2014), Article ID 740578, 12 pages.
- 18-Kim J., Yadav M., and Kim S. (2014) “Characteristics of secondary flow induced by 90-degree elbow in turbulent pipe flow” **Eng. Appl. Computational Fluid Mechanics** Vol. 8, No. 2, pp. 229–239 (2014).
- 19-Raminzadeh H., Maghasoodi R., Sarkardeh H. and Tavakkol S. “Simulation flow over circular spillways by using different turbulence models” **Eng. Appl. Computational Fluid Mechanics** Vol. 6, No.1, pp. 100–109 (2012).
- 20-Lu X., Li X., Liu J., Lu X., Zhu H. and Zhou Y. (2014) “Numerical simulation of flow fluid in elbow pipe based on FLUENT and the establishment of the pressure model” **Appl. Mech. Mater** 713-715, pp 39-42.
- 21- Shamshirband S, Malvandi A, Karimipour A, Goodarzi M, Afrand M, Petković D, Dahari M, Mahmoodian N, (2015) “Performance investigation of micro- and nano-sized particle erosion in a 90° elbow using an ANFIS model” **Powder Technol** 284 (2015) 336–343.
- 22-Zhang T., Zhang Y. O. and Ouyang H. “Structural vibration and fluid-borne noise induced by turbulent flow through a 90° piping elbow with/without a guide vane” **Int. J. Pressure Vessels Piping** 125 (2015) 66e77.

23-Debnath R., Mandal A., Majumder S., Bhattacharjee S. and Roy D. "Numerical analysis of turbulent fluid flow and heat transfer in a rectangular elbow" **J. Appl. Fluid Mech** Vol. 8, No. 2, pp. 231-241, 2015.

24-Dutta P. and Nandi N. (2015) Study on pressure drop characteristics of single phase Turbulence flow in pipe bend for high Reynolds number" **ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences** Vol. 10, No. 5, March 2015.

25-Dutta P., Saha S. K., Nandi N. and Pal N. (2016) "Numerical study on flow separation in 90° pipe bend under high Reynolds number by k-ε modelling" **J. Eng. Sci. Technol. Rev.** 19 (2016) 904–910.

26-Karthik T. S. D. (2011) "Turbulence models and their applications" **Indo German Winter Academy**.

27-Bardina J. E., Huang P. G., and Coakley T. J. (1997) "Turbulence model validation, testing and development" NASA Technical Memorandum 110446.

28-Jones W. P., and Launder B. E. (1972), "The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence" **Int. J. Heat Mass Transfer** vol. 15, 1972, pp. 301-314.

29-Launder B. E., and Sharma B. I. (1974) "Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc" **Lett. Heat Mass Transfer** vol. 1, no. 2, pp. 131-138.

30- Wilcox, David C (1998). "Turbulence Modeling for CFD" Second edition. **Anaheim: DCW Industries**, 1998. pp. 174.

31-Ferziger A. Joel H., Peric, Milovan. (2002) "Computational Methods for Fluid Dynamics" **Springer** ISBN 978-3-642-56026-2.

32-Minkowycz W. J. and Sparrow E. M. (1980) "Numerical heat transfer and fluid flow" **Series in computational methods in mechanics and thermal sciences** ISBN 0-07-048740-5.

۳۳- ک.ا. هافمن و اس. تی. چیانگ. ۱۳۹۴، "دینامیک سیالات محاسباتی برای مهندسان"

جلد اول، چاپ ششم، مرکز نشر دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان.

۳۴- جمشیدی ن ، احمدی کیا ح ، برجی ا ، (۱۳۹۴) " آزمایشگاه مجازی دینامیک سیالات

محاسباتی با ANSYS FLUENT" چاپ اول، انتشارات جهاد دانشگاهی واحد صنعتی امیر کبیر،

تهران.

۳۵- مقیمان م ، (۱۳۸۲) "محاسبات عددی- کامپیوتری انتقال حرارت و حرکت سیالات"

چاپ سوم، انتشارات دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد.

۳۶- امیرافشاری س، (۱۳۸۹) "مکانیک سیالات" چاپ پنجم، انتشارات سیمای دانش و انتشارات

آذر، تهران.

۳۷- صنیعی نژاد م، (۱۳۸۸) " مبانی جریانهای آشفته و مدلسازی آنها" چاپ اول، انتشارات

دانش نگار، تهران.

۳۸- کرمی م، ابره ب، فرامرزی ل، (۱۳۹۱) "آموزش کاربردی نرم افزار flac 3d version 4" چاپ

اول، انتشارات جهاد دانشگاهی واحد صنعتی اصفهان، اصفهان.

۳۹- مقصودی، ر (۱۳۸۸) "مقایسه نتایج آزمایشگاهی و مدلسازی افت جریان در زانویی"

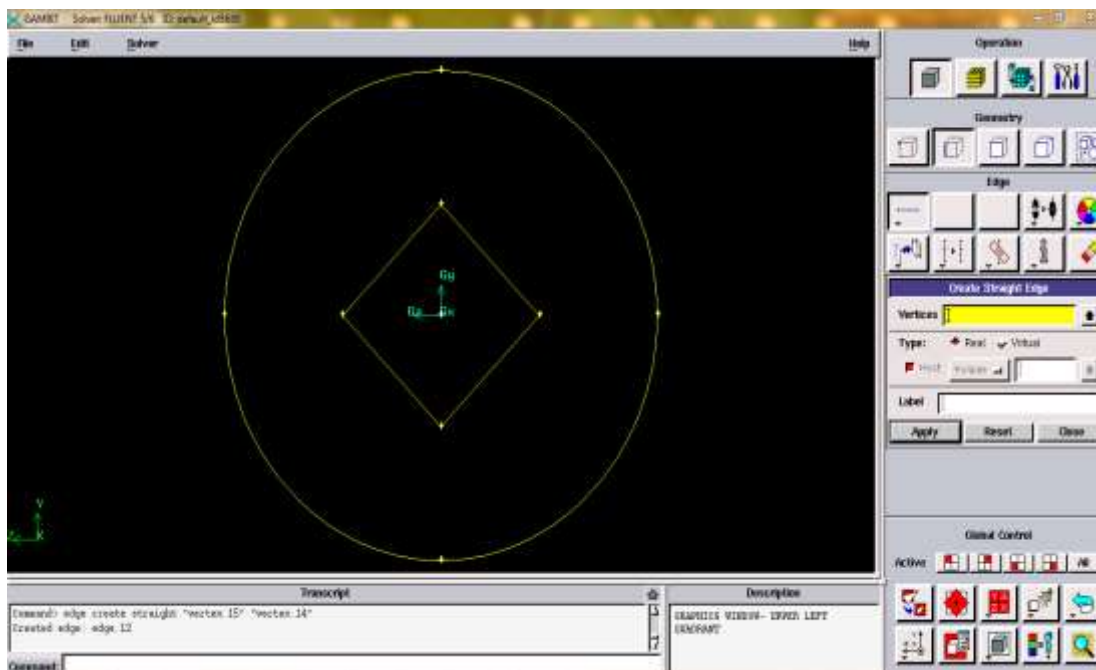
دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه صنعتی شاهرود.

پوستا

در ادامه نحوی مدل‌سازی یک نمونه از مدل‌ها توضیح داده می‌شود.

در این مرحله قصد داریم زانویی با قطر 0.3511 متر و نسبت شعاع خم به شعاع لوله $1/5$ ترسیم نماییم.

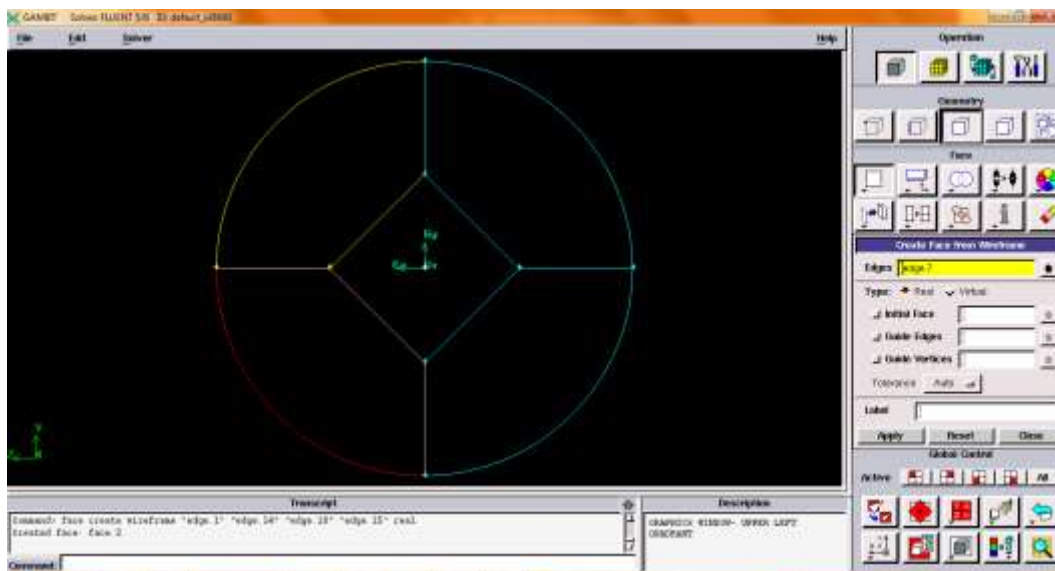
برای این منظور ابتدا دایره و مربعی مطابق شکل (۵-۱) ترسیم می‌نماییم.



شکل ۵-۱ ترسیم دایره با قطر 0.3511 و مربع داخل آن

نقاط گوشه از مربع را به دایره وصل می‌نماییم و با استفاده از دستور `Create face from wireframe` سطوح

مختلف را در شکل (۵-۲) تعریف می‌نماییم.



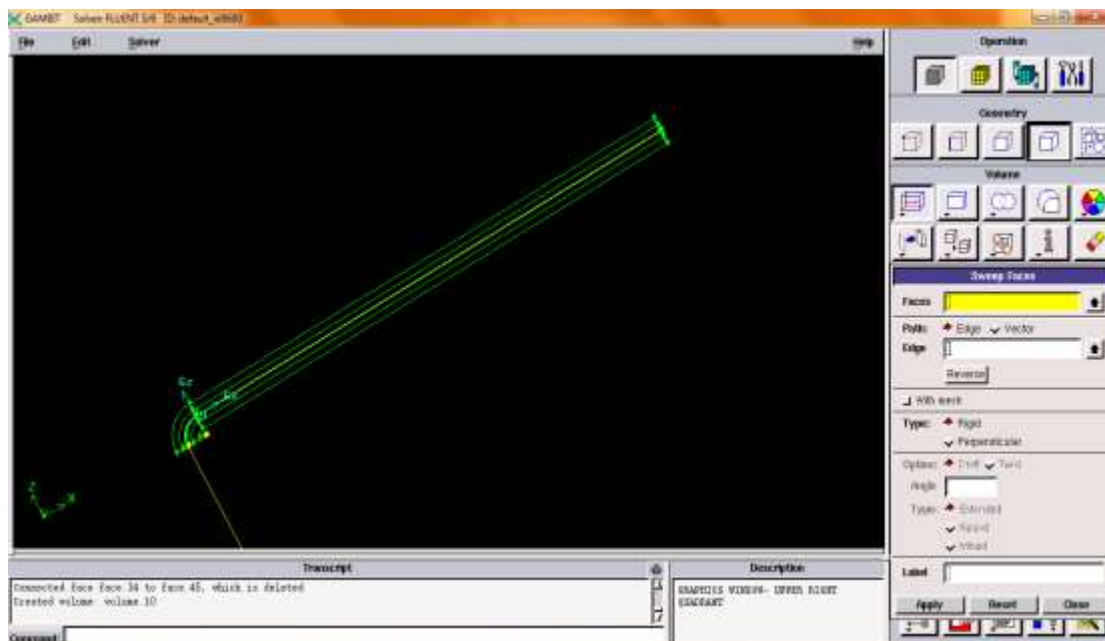
شکل ۲-۵ تعریف سطوح مختلف جهت دوران برای ایجاد زانویی

سپس مختصات محور دوران را وارد نموده و محور دوران را ترسیم می‌نماییم. با استفاده از دستور `revolve` faces همه‌ی سطوح ایجاد شده را نسبت به محور مورد نظر به اندازه ۹۰ درجه دوران می‌دهیم که در شکل (۳-۵) قابل مشاهده است.

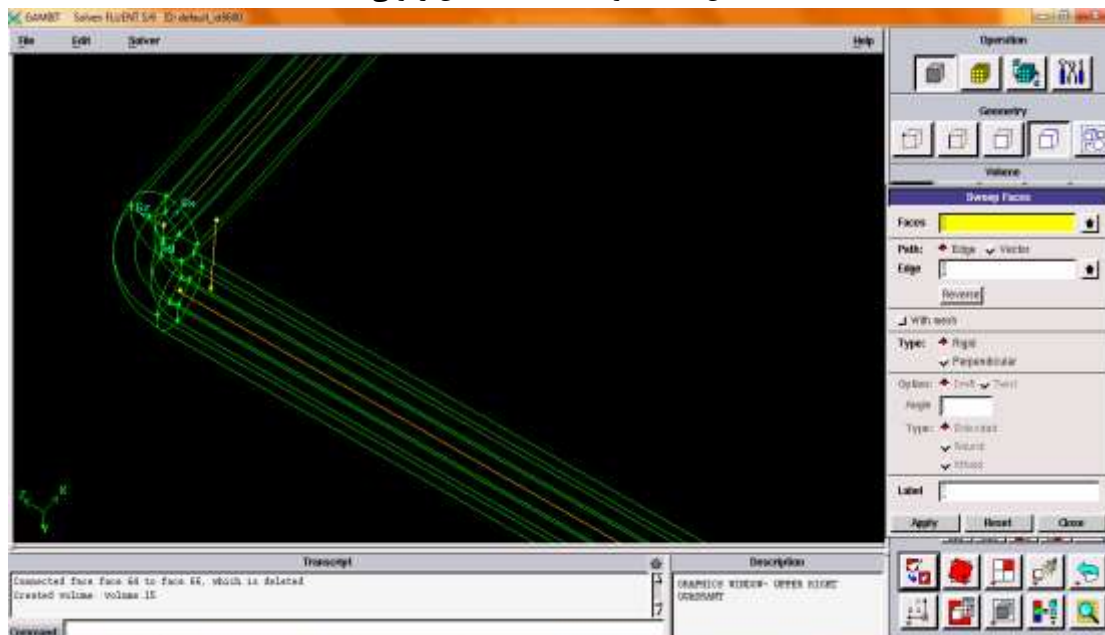


شکل ۳-۵ ایجاد زانویی با استفاده از دستور `revolve faces`

به این ترتیب زانویی ترسیم می‌شود. با استفاده از دستور sweep Faces سطوح دایره و مربع ایجاد شده را نسبت به خط ترسیم شده sweep می‌نماییم در شکل (۴-۵) و (۵-۵) می‌توان نحوه ی sweep نمودن را مشاهده کرد.

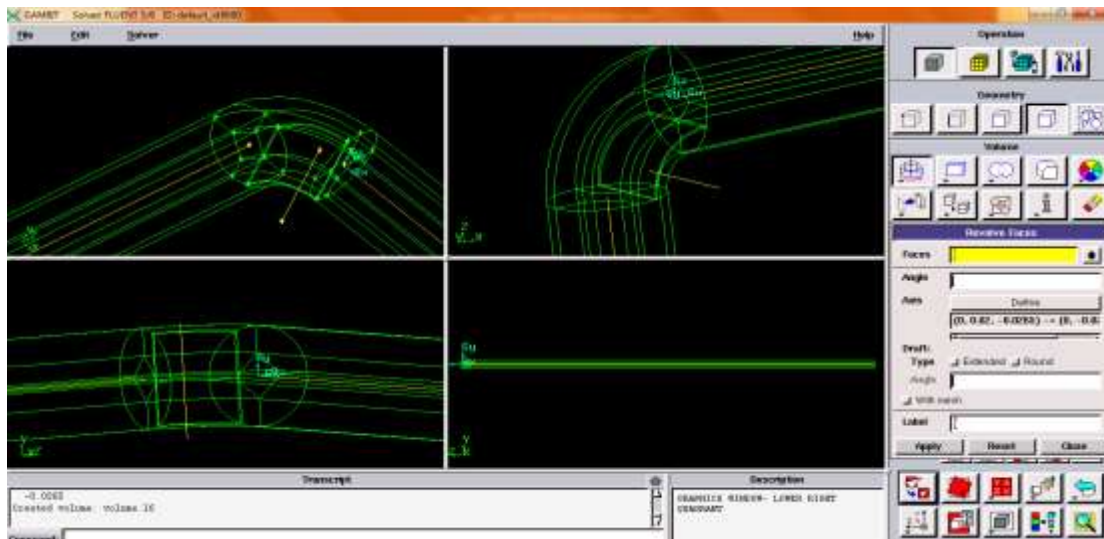


شکل ۴-۵ نحوه ی sweep شدن زانویی



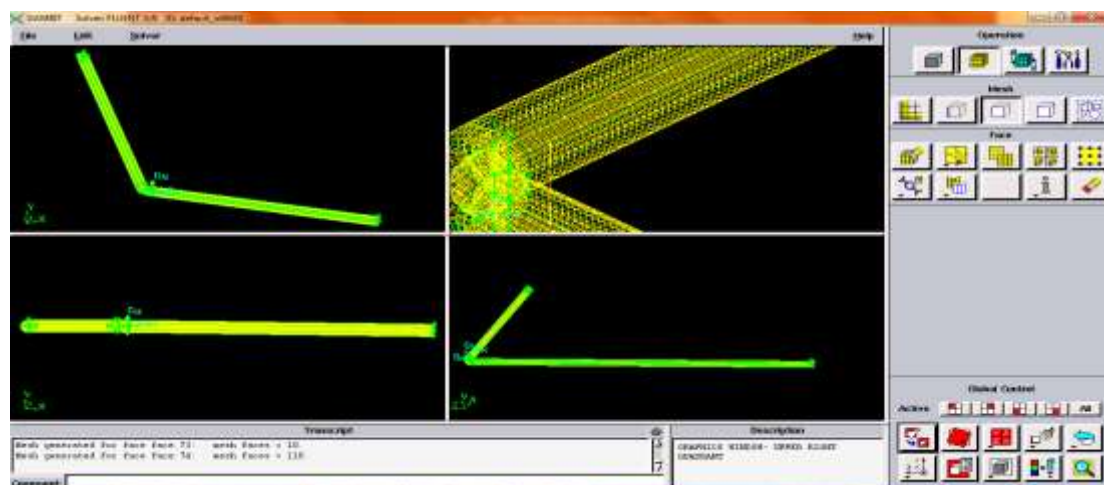
شکل ۵-۵ نمایی از زانویی sweep شده

به این ترتیب زانویی به صورت کامل ترسیم می‌شود در مدل زانویی با پره بعد از ترسیم شکل باید پره را ترسیم نماییم به این ترتیب ابتدا مختصات پره را وارد می‌نماییم سپس نقاط را به هم وصل می‌نماییم و با استفاده از دستور Create face from wireframe آن را به صورت سطح تعریف می‌نماییم. با استفاده از دستور revolve faces مطابق شکل (۵-۶) سطح را نسبت به محور دوران می‌دهیم تا پره ایجاد شود.



شکل ۵-۶ نحوه‌ی ایجاد پره در زانویی

حال با استفاده از دستور Mesh faces زانویی را مش‌بندی می‌نماییم نحوه‌ی مش‌بندی در شکل (۵-۷) نمایش داده شده است.



شکل ۵-۷ نحوه‌ی مش‌زدن در زانویی

پوست ۲

فایل ژورنال بسته نرم‌افزاری گمبیت برای زانویی مدل پره دار یکی از زوایا به صورت زیر است.

```
/Journal File for GAMBIT ۲,۳,۱۴, Database ۲,۳,۱۴, ntx ۸۶SP۲۰۰۶۰۳۲۹۲۱
```

```
/Identifier "default_id"۱۱۱۲
```

```
/File opened for write Fri Jan .۲۰۱۰ ۱۶:۲۱:۱۱ ۱۵
```

```
vertex create coordinates * * *  
vertex create coordinates * *,۰۱۷۵۵۵ *  
vertex create coordinates *-۰ *,۰۱۷۵۵۵  
vertex create coordinates *,۰۱۷۵۵۵ * *  
vertex create coordinates * *-۰ *,۰۱۷۵۵۵  
vertex create coordinates *,۰۰۸ * *  
vertex create coordinates * *-۰ *,۰۰۸  
vertex create coordinates * *,۰۰۸ *  
vertex create coordinates *-۰ *,۰۰۸  
edge create center ۲points "vertex.۱" "vertex.۵" "vertex.۳" circle  
edge create straight "vertex.۸" "vertex.۲"  
edge create straight "vertex.۷" "vertex.۵"  
edge create straight "vertex.۹" "vertex.۳"  
edge create straight "vertex.۶" "vertex.۴"  
edge split "edge.۱" tolerance ۱e-۰۶ edge "edge.۲" connected  
edge split "edge.۱" tolerance ۱e-۰۶ edge "edge.۳" connected  
edge split "edge.۱" tolerance ۱e-۰۶ edge "edge.۴" connected  
edge split "edge.۷" tolerance ۱e-۰۶ edge "edge.۵" connected  
vertex create coordinates *-۰ *,۰۰۸  
vertex create coordinates * *,۰۰۸ *  
vertex create coordinates *,۰۰۸ * *  
vertex create coordinates * *-۰ *,۰۰۸  
edge create straight "vertex.۱۴" "vertex."۱ *  
edge create straight "vertex.۱۶" "vertex."۵  
edge create straight "vertex.۱۳" "vertex."۱۱  
edge create straight "vertex.۱۵" "vertex."۱۲  
edge create straight "vertex.۱۳" "vertex.۱۶" "vertex."۱۴  
edge create straight "vertex.۱۴" "vertex.۱۵" "vertex."۱۳  
face create wireframe "edge.۶" "edge.۹" "edge.۱۴" "edge.۱۰" real  
face create wireframe "edge.۱۰" "edge.۱" "edge.۱۱" "edge.۱۳" real  
face create wireframe "edge.۱۱" "edge.۱۶" "edge.۱۲" "edge.۷" real  
face create wireframe "edge.۱۲" "edge.۱۵" "edge.۹" "edge.۸" real
```

```

face create wireframe "edge.۱۴" "edge.۱۵" "edge.۱۶" "edge.۱۳" real
vertex create coordinates ۰,۰۲۶۵ ۰,۰۴ ۰
undo
/Undone to: vertex create coordinates ۰,۰۲۶۵ ۰,۰۴ ۰
vertex create coordinates ۰,۰۴ ۰-۰,۰۲۶۵
undo
/Undone to: vertex create coordinates ۰,۰۴ ۰-۰,۰۲۶۵
vertex create coordinates ۰,۰۲ ۰-۰,۰۲۶۵
vertex create coordinates ۰- ۰,۰۲-۰,۰۲۶۵
edge create straight "vertex.۱۷" "vertex."۱۸
volume create revolve "face.۱" "face.۲" "face.۳" "face.۴" "face.۵" dangle \ ۴۵
vector ۰- ۰ ۰,۰۴origin ۰,۰۲ ۰-۰,۰۲۶۵
vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۱۸۷۳
undo
/Undone to: vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۱۸۷۳
vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۱۲۴۱
undo
/Undone to: vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۱۲۴۱
vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۱۲۴۱
vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۲۴۱-۰,۰۱۲۴۱
undo
/Undone to: vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۲۴۱-۰,۰۱۲۴۱
vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۱۲۴۱
undo
/Undone to: vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۱۲۴۱
vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۱۲۴۱
undo
/Undone to: vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۱۲۴۱
vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۱۲۴۱
undo
/Undone to: vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۱۲۴۱
vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۳۱۱۵
undo
/Undone to: vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۳۱۱۵
vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۲۶۵-۰,۰۱۸۷۳
undo
/Undone to: vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۲۶۵-۰,۰۱۸۷۳
vertex create coordinates - ۰ ۰,۰۱۸۷۳-۰,۰۱۸۷۳

```

vertex create coordinates - . . , . 1 8 7 3 - . , . 2 6 5
 vertex create coordinates - . . , . 1 8 7 3 - . , . 1 7 5 5 5
 vertex create coordinates - . . , . 1 8 7 3 - . , . 1 2 4 1
 vertex create coordinates - . . , . 1 8 7 3 - . , . 1 8 7 3
 vertex create coordinates - . . , . 1 8 7 3 - . , . 7 7 7
 vertex delete "vertex. 3 2" "vertex. 3 3" "vertex. 3 1" "vertex. 3 4"
 vertex delete "vertex. 3 5"
 vertex create coordinates - . . , . 1 8 7 3 - 1 , 2 4 9
 vertex create coordinates - . 1 , 2 5 6 1 - 1 , 2 4 9
 vertex delete "vertex. 3 7"
 vertex create coordinates . . . , 7
 edge create straight "vertex. 1" "vertex. 3 9"
 edge create straight "vertex. 3 8" "vertex. 3 8"
 volume create translate "face. 2" "face. 5" "face. 3" "face. 4" "face. 1" onedge\
 " edge. 3 7"
 volume create translate "face. 1 6" "face. 2 6" "face. 2 1" "face. 8" "face. \
 " 1 3
 onedge "edge. 4 8"
 vertex create coordinates . , . 4 . - . , . . 6 7
 vertex create coordinates . - . , . 4 - . , . . 6 7
 edge create straight "vertex. 6 4" "vertex. 6 5"
 edge split "edge. 6" tolerance \e- . 6 edge "edge. 1 1 0" connected
 vertex create coordinates . - . , . 4 - . , . . 6 7
 vertex create coordinates . , . 4 . - . , . . 6 7
 edge create straight "vertex. 6 8" "vertex. 6 7"
 edge split "edge. 1" tolerance \e- . 6 edge "edge. 1 1 2" connected
 vertex create coordinates . , . 4 . - . , . . 7 4
 vertex create coordinates . - . , . 4 - . , . . 7 4
 edge create straight "vertex. 7 0" "vertex. 7 1"
 edge split "edge. 1 1 1" tolerance \e- . 6 edge "edge. 1 1 4" connected
 vertex create coordinates . - . , . 4 - . , . . 7 4
 vertex create coordinates . , . 4 . - . , . . 7 4
 edge create straight "vertex. 7 4" "vertex. 7 3"
 edge split "edge. 1" tolerance \e- . 6 edge "edge. 1 1 6" connected
 edge create straight "vertex. 6 6" "vertex. 7 2" "vertex. 7 5" "vertex. 6 9"
 edge create straight "vertex. 6 9" "vertex. 6 6"
 face create wireframe "edge. 1 1 9" "edge. 1 1 8" "edge. 1 2 1" "edge. 1 1 7" real
 volume create revolve "face. 6 9" dangle 9 . vector . - . . , . 6 origin \ . , . 2 .

•,•٢٤٥-

undo

/Undone to: volume create revolve "face.٢٩" dangle ٩٠vector •- • •,•٢origin • •

volume create revolve "face.٢٩" dangle ٢٥vector •- • •,•٢origin \ •,•٢ •

•,•٢٤٥-

face mesh "face.١" "face.٢" "face.٣" "face.٤" "face.٥" "face.٦" "face.٧" "face.\ "٨

" face.٩" "face.١٠" "face.١١" "face.١٢" "face.١٣" "face.١٤" "face.١٥" "face.١٦" "face.\ "١٧

" face.١٨" "face.١٩" "face.٢٠" "face.٢١" "face.٢٢" "face.٢٣" "face.٢٤" "face.٢٥" "face.\ "٢٦

" face.٢٧" "face.٢٨" "face.٢٩" "face.٣٠" "face.٣١" "face.٣٢" "face.٣٣" "face.٣٤" "face.\ "٣٥

" face.٣٦" "face.٣٧" "face.٣٨" "face.٣٩" "face.٤٠" "face.٤١" "face.٤٢" "face.\ "٤٣

" face.٤٤" "face.٤٥" "face.٤٦" "face.٤٧" "face.٤٨" "face.٤٩" "face.٥٠" "face.\ "٥١

" face.٥٢" "face.٥٣" "face.٥٤" "face.٥٥" "face.٥٦" "face.٥٧" "face.٥٨" "face.\ "٥٩

" face.٦٠" "face.٦١" "face.٦٢" "face.٦٣" "face.٦٤" "face.٦٥" "face.\ "٦٦

" face.٦٧" "face.٦٨" "face.٦٩" "face.٧٠" "face.٧١" "face.٧٢" "face.٧٣" "face.٧٤" map size •,•٣

volume mesh "volume.١" "volume.٢" "volume.٣" "volume.٤" "volume.٥" "volume.\ "٦

" volume.٧" "volume.٨" "volume.٩" "volume.١٠" "volume.١١" "volume.\ "١٢

" volume.١٣" "volume.١٤" "volume.١٥" "volume.١٦" map size ١

physics create "wall" btype "WALL" face "face.٧٢" "face.٧٣" "face.\ "٧٤

" face.٧٥" "face.٧٦" "face.٧٧" "face.٧٨" "face.٧٩" "face.٨٠" "face.\ "٨١

" face.٨٢" "face.٨٣" "face.٨٤" "face.٨٥" "face.٨٦" "face.٨٧" "face.\ "٨٨

" face.٨٩

\ "٩٠" "face.٩١physics create "inlet" btype "VELOCITY_INLET" face "face.

"٩٢" "face.٩٣" "face.٩٤face."

\ "٩٥" "face.٩٦physics create "outlet" btype "PRESSURE_OUTLET" face "face.

"٩٧" "face.٩٨" "face.٩٩face."

"daraje ba elbow.msh ١٣٥" ٥export fluent

.maximum memory ٢١٢٢٨٠٠^cpu second(s), ١٨,٩٤, ٢٠١٢ ١٧:٠٢:٠٤ ١٥File closed at Sat Oct /

پوست ۲

فایل تنظیمات بسته نرم‌افزاری فلونت در یکی از مدل‌های پره دار به صورت زیر است.

```
(cx-gui-do cx-activate-item "MenuBar*ReadSubMenu*Mesh...")
(cx-gui-do cx-set-text-entry "Select File*FilterText" "e:\dars\payan
nameh\natayej\re=200000\navad ba vane\*")
(cx-gui-do cx-activate-item "Select File*Apply")
(cx-gui-do cx-set-text-entry "Select File*Text" "zanoi mesh 0.003-0.001.msh")
(cx-gui-do cx-activate-item "Select File*OK")
(cx-gui-do cx-activate-item "NavigationPane*Frame1*PushButton5(Models)")
(cx-gui-do cx-set-list-selections "Models*Frame1*Table1*Frame1*List1(Models)" '( 2))
(cx-gui-do cx-activate-item "Models*Frame1*Table1*Frame1*List1(Models)")
(cx-gui-do cx-activate-item "Models*Frame1*Table1*PushButton2(Edit)")
(cx-gui-do cx-set-toggle-button "Viscous
Model*Frame1*Table1*Frame1(Model)*ToggleBox1(Model)*k-epsilon (2 eqn)" #f)
(cx-gui-do cx-activate-item "Viscous
Model*Frame1*Table1*Frame1(Model)*ToggleBox1(Model)*k-epsilon (2 eqn)")
(cx-gui-do cx-set-position "Viscous Model" '(x 69 y 198))
(cx-gui-do cx-activate-item "Viscous Model*PanelButtons*PushButton1(OK)")
(cx-gui-do cx-activate-item "NavigationPane*Frame1*PushButton6(Materials)")
(cx-gui-do cx-activate-item
"Materials*Frame1*Table1*ButtonBox2*PushButton1(Create/Edit)")
(cx-gui-do cx-set-real-entry-list "Create/Edit
Materials*Frame2(Properties)*Table2(Properties)*Frame4*Frame2*RealEntry3" '( 997.1))
(cx-gui-do cx-set-real-entry-list "Create/Edit
Materials*Frame2(Properties)*Table2(Properties)*Frame7*Frame2*RealEntry3" '( 0.00089))
(cx-gui-do cx-activate-item "Create/Edit
Materials*PanelButtons*PushButton1(Change/Create)")
(cx-gui-do cx-activate-item "Create/Edit Materials*PanelButtons*PushButton1(Close)")
(cx-gui-do cx-activate-item "NavigationPane*Frame1*PushButton9(Boundary Conditions)")
(cx-gui-do cx-activate-item "Boundary
Conditions*Frame1*Table1*Frame2*Table2*Frame4*Table4*ButtonBox1*PushButton1(Edit)")
(cx-gui-do cx-set-list-selections "pressure-outlet-3-
1*Frame4*Frame1(Momentum)*Frame1*Table1*Frame3(Turbulence)*Table3(Turbulence)*Drop
DownList1(Specification Method)" '( 0))
```



```

(cx-gui-do cx-activate-item "pressure-outlet-3-
1*Frame4*Frame1(Momentum)*Frame1*Table1*Frame3(Turbulence)*Table3(Turbulence)*Drop
DownList1(Specification Method)")
(cx-gui-do cx-activate-item "pressure-outlet-3-1*PanelButtons*PushButton1(OK)")
(cx-gui-do cx-set-list-selections "Boundary Conditions*Frame1*Table1*Frame1*List1(Zone)"
'( 1))
(cx-gui-do cx-activate-item "Boundary Conditions*Frame1*Table1*Frame1*List1(Zone)")
(cx-gui-do cx-activate-item "Boundary
Conditions*Frame1*Table1*Frame2*Table2*Frame4*Table4*ButtonBox1*PushButton1(Edit)")
(cx-gui-do cx-set-list-selections "velocity-inlet-4-
1*Frame4*Frame1(Momentum)*Frame1*Table1*Frame3(Turbulence)*Table3(Turbulence)*Drop
DownList1(Specification Method)" '( 0))
(cx-gui-do cx-activate-item "velocity-inlet-4-
1*Frame4*Frame1(Momentum)*Frame1*Table1*Frame3(Turbulence)*Table3(Turbulence)*Drop
DownList1(Specification Method)")
(cx-gui-do cx-set-real-entry-list "velocity-inlet-4-
1*Frame4*Frame1(Momentum)*Frame1*Table1*Frame12*Table12*RealEntry2(Velocity
Magnitude)" '( 5.08))
(cx-gui-do cx-activate-item "velocity-inlet-4-1*PanelButtons*PushButton1(OK)")
(cx-gui-do cx-activate-item "NavigationPane*Frame1*PushButton14(Solution Methods)")
(cx-gui-do cx-set-list-selections "Solution Methods*Frame1*Table1*Frame2(Pressure-
Velocity Coupling)*Table2(Pressure-Velocity Coupling)*DropDownList1(Scheme)" '( 1))
(cx-gui-do cx-activate-item "Solution Methods*Frame1*Table1*Frame2(Pressure-Velocity
Coupling)*Table2(Pressure-Velocity Coupling)*DropDownList1(Scheme)")
(cx-gui-do cx-set-list-selections "Solution Methods*Frame1*Table1*Frame3(Spatial
Discretization)*Table3(Spatial Discretization)*DropDownList2(Pressure)" '( 4))
(cx-gui-do cx-activate-item "Solution Methods*Frame1*Table1*Frame3(Spatial
Discretization)*Table3(Spatial Discretization)*DropDownList2(Pressure)")
(cx-gui-do cx-set-list-selections "Solution Methods*Frame1*Table1*Frame3(Spatial
Discretization)*Table3(Spatial Discretization)*DropDownList3(Momentum)" '( 0))
(cx-gui-do cx-activate-item "Solution Methods*Frame1*Table1*Frame3(Spatial
Discretization)*Table3(Spatial Discretizat

```

Abstract

Pipe is one of the structures which is used in fluid transfer. Pipes are divided in two types: straight and curved. Curves are used to redirect the pipes. The most common type of bends that are widely produced and have industrial applications are bent with 45 degrees, 90 degrees and, 180 degrees. In addition, they have circular, rectangles and squares cross sections. One the important issues in the design of pipes is pressure drop. According to the fact that the pressure drop in a pipe bend is higher than that of straight pipe with the same specifications; investigating the pressure drop in the pipe elbow is very important. Researchers always have tried to minimize pressure loss in the elbow. The results showed that factors such as the radius of curvature than the radius of the pipe and the angle of bends affect the pressure drop of pipe bends. One of the solutions that have been used to reduce pressure drop in the pipe bends is to implement guide vane that could significantly reduce pressure drop in the pipe bends. In This research, the effects of bends angle on the pressure drop in pipe bend is investigated using Fluent. Furthermore, variety parameters like elbow with or without guide vane and different radius of curvature to the radius of the bend ratio such as 1.5, 2 and, 3.6 are studied. Also, all results are compared with experimental results and showed a good agreement with them. This study shows that increasing the angle of bend, rises pressure drop coefficient in pipe bends and applying guide vane can reduce the pressure drop by 50%. In addition, the effect of the Reynolds number on the drop pressure is studied and results showed that by increasing the Reynolds number, pressure loss coefficient decreases and the guide vane is a very effective method to reduce pressure loss coefficient.

Keywords: Turbulence flow, drop pressure, guide vane elbow, fluent software



Shahrood University of Technology

Faculty of civil engineering

MS.c Engineering and Water Resources Management

**Title of thesis: An investigation into the effect of the pipe
bending angle in the pressure drop of vane elbow pipes**

By:

Saman shabani

Supervisors:

Dr. Amir Abbas Abedini

Dr. Saeed golian

January 2017