



طراحی و کنترل عملکرد هیدرو استاتیکی شیرهای پروانه‌ای به کمک

نرم افزارهای المان محدود

- تهیه و تدوین:
دکتر فرید وکیلی تهامی - مهندس مهدی محمد پور
- نظارت و کنترل: مهندس علی وکیلی تهامی



تیر ماه ۱۳۸۵

پیشگفتار

نیروهای دینامیکی ناشی از عبور سیال در شیرهای پروانه ای با قطر بالا (بالای 1000 میلیمتر) و تنش های ناشی از آنها در اثر فشار سیال و تغییر توزیع فشار و نیز توربولانس جریان از اهمیت بالایی در صنعت آبرسانی و سدسازی برخوردار است. قابل ذکر است که به سبب وجود و احداث سدهای بسیار در کشور، و کاربرد وسیع شیرهای پروانه ای در سیستم های انتقال آب و سدها و شبکه های آبیاری، انجام این طرح می تواند پاسخگوی بخشی از نیاز های وزارت نیرو و نیز شرکت های تولید کننده شیرآلات در طراحی بهینه شیرهای مذکور باشد.

در این پروژه مراحل طراحی شیرهای پروانه ای قطر بالا که مورد استفاده شرکت مکانیک آب قرار میگیرد به همراه مبانی تئوریک و استانداردهای معتبر مورد استفاده تدوین شده و مراحل مذکور در طراحی یک شیر نمونه به قطر نامی 1000 میلی متر با فشار کار نامی 10 بار به کار گرفته میشود. کلا طراحی شیر های مذکور در دو فاز انجام میگردد:

• **فاز اول:** بررسی استحکام شیرها در حالت کاملا بسته که در این حالت شیر بیشترین نیروهای هیدرواستاتیکی را تحمل میکند. این فاز در این پروژه مد نظر میباشد. در این پروسه به کمک روش المان محدود تنش ها، کرنش ها، تغییر مکان و تغییر فرم اجزای اصلی و بدنه شیر در حالت کاملا بسته بررسی شده و ضخامت لازم برای بدنه شیر، صفحات، محورها و بهینه سازی کل طرح شیرفلکه ها انجام خواهد شد.

• **فاز دوم:** بررسی رفتار هیدرو دینامیکی شیرها. در این فاز که پس از اتمام و تایید فاز اول مورد بررسی قرار خواهد گرفت، رفتار هیدرو دینامیکی سیال در حالت شیر باز در زاویه های مختلف بررسی شده و توزیع فشار توربولانس ناشی از عبور سیال، سرعت آن، کاویتاسیون، ضرائب تخلیه شیر و گشتاور های لازم برای حرکت دیسک به کمک روش المان محدود محاسبه خواهد شد.

برای نیل به نتیجه مطلوب در طراحی در فاز اول مراحل زیر باید پیگیری و اجرا گردند:

- 1- مطالعه و بررسی شیرهای پروانه ای وقوانین مکانیکی موثر در آنها و جمع بندی علمی از مطالب موجود در مراجع و استاندارد ها.
- 2- جمع آوری استانداردهای معتبر در طراحی و تست شیرهای پروانه ای و نوع محاسبات پیشنهادی در

آنها

3- استفاده از نرم افزارهای حل عددی در تحلیل شیر در حالت هیدرواستاتیکی مطابق با واقعیت

4- مقایسه نتایج حل عددی با نتایج حاصل از روابط تجربی در طراحی شیر

5- مقایسه نتایج حاصل از حل عددی و نیز نتایج محاسبات دستی با واقعیت حاصل از آزمایش (در صورت امکان انجام آزمایش)

6- بهینه سازی طرح شیر در قسمت سازه، شفت اتصال، دیسک و بقیه اجزاء در صورت لزوم به منظور برآورد شرایط قید شده در استاندارد ها و تامین استحکام با ضرایب اطمینان بالا در فصل اول این گزارش خلاصه ای در مورد انواع شیرهای مورد استفاده در سامانه های انتقال جریان و بویژه شیرهای پروانه ای ارائه گردیده است که در منابع کلاسیک درباره شیرهای پروانه ای آمده است. از جمله چگونگی تخمین برخی کمیت های مهم مانند گشتاور و ...

فصل دوم گزارش اختصاص به معرفی استانداردها دارد. آنچه در این بخش آمده است توصیه ها و روش های پیشنهاد شده توسط موسسه AWWA امریکا می باشد. با استفاده از مطالب این فصل می توان گشتاور اعمال شده به شیر، مقدار افت هد ناشی از شیر، چگونگی پیش بینی رخداد کاپیتاسیون و نیز برخی توصیه های مهم در چگونگی انجام آزمایش و انجام تست از شیرها و نیز طریقه نصب آنها در سامانه آمده است. در مراحل بعدی پروژه از پیشنهادات این استاندارد در حصول به نتیجه مطلوب و طراحی بهینه شیر استفاده خواهد شد.

فصل سوم گزارش دارای دوی بخش عمده می باشد. در این فصل توضیحاتی در مورد روش های حل عددی و نیز ابزارهای ریاضی - عددی دخیل در یک تحلیل عددی و کاربرد آنها آمده است. در فصل چهارم نیز نتایج حاصل از یکی از تحلیل های اولیه بر روی یک شیر پروانه ای به همراه نتایج لازم ارائه گردیده است.

در تهیه این گزارش از منابع و استانداردهای معتبر بین المللی استفاده شده است که در فصل های مختلف خلاصه ای از این استانداردها ارائه شده است. به منظور مراجعات بیشتر میتوان به منابع ذیل اشاره نمود:

API	598	Valve Inspection Tests
API	609	Butterfly Valves: Double Flanged, Lug-and-Wafer-Type
AWWA	C504	Rubber Seated Butterfly Valves
AWWA	C550	Protective Interior Coatings for Valves and Hydrants
AWWA	C509	Resilient-Seated Gate Valves
AWWA	C208	Dimensions for Fabricated Steel Water Pipe Fittings
AWWA	M49	Butterfly Valves: Torque, Head loss and Cavitation Analysis
ASME	B16/5	Pipe Flanges and Flanged Fittings NPS 1/2 Through NPS 24
ASTM	C920	Standard Specification for Elastomeric Joint Sealants
MSS	SP-67	Butterfly Valves
MSS	SP-86	Guidelines for Metric Data in Standards for Valves, Fittings and Actuators

فصل اول:

"انواع شیرآلات، شیرهای پروانه‌ای؛ طراحی و کاربرد"

در ابتدای این فصل مهمترین شیرآلاتی که در صنعت آبرسانی و نیز دیگر صنایع انتقال سیال مورد استفاده قرار می‌گیرند معرفی می‌گردند. در ادامه ساختار و چگونگی عملکرد شیر پروانه‌ای توضیح داده شده است و در پایان فصل نیز مهمترین روابطی که در کتب و مراجع کلاسیک وجود داشته و از آنها می‌توان در طراحی شیرهای پروانه‌ای استفاده نمود آمده است.

1-1 بررسی انواع شیرآلات بکار رفته در صنعت آبرسانی

1-1-1 انواع شیرها

شیرهای کنترل جریان را بر حسب روشی که در محدود کردن و قطع جریان دارند، به چهار گروه عمده می‌توان تقسیم نمود (Vincent-Genod 1984)

- 1- شیرهایی که عضو مانع جریان در آنها از بالا به پایین حرکت می‌کند و جریان را قطع می‌کند.
 - 2- شیرهایی که مانع جریان در آنها بصورت یک کشویی بوده و از کنار، گذر جریان را محدود می‌کند و یا می‌بندد.
 - 3- شیرهایی که مانع جریان در آنها بصورت یک دیسک و یا توپی بوده و با چرخش حول یک محور، مقطع عبور جریان را می‌بندد.
 - 4- شیرهایی با یک گلویی که می‌تواند تنگ شده و عبور جریان را سد کند.
- در سامانه‌های انتقال جریان، شیرها می‌توانند سه وظیفه شامل قطع و وصل جریان، کنترل مقدار جریان و نیز تقسیم و جدا کردن جریان به چند بخش را به عهده بگیرند. حسب وظیفه‌ای که طراح برای شیر در نظر گرفته است، باید شیر مناسب انتخاب گردد.

در صنایع مهمترین شیرهایی که استفاده می‌شوند به قرار زیر می‌باشند (Zappe R. W. 1986):

1- شیرهای سوزنی¹: در این شیرها عضو مانع جریان معمولاً با مقطع دایروی شکل بوده و با حرکت رو به پایین آن گذر جریان مسدود می‌گردد. از این شیرها می‌توان برای کنترل جریان و نیز قطع و وصل آن استفاده نمود؛ همچنین استفاده از آنها در جایی که به عملکرد سریع شیر نیاز است، مفید می‌باشد.

2- شیرهای پیستونی²: عضو مانع جریان در آنها به شکل یک پیستون می‌باشد. پیستون با حرکت کشویی بر روی نشیمنگاه موجب قطع و وصل جریان می‌گردد. در هر بار حرکت پیستون، سطح

¹ - globe valves

² - piston valves

نشیمنگه جاروب می‌گردد و از آلودگی‌هایی که به آن می‌چسبند پاک می‌گردد. بدین دلیل استفاده از این نوع شیر در مواردی که سیال آلوده و دارای ذرات معلق است، مناسب می‌باشد.

3- شیرهای کشویی¹: در این دسته از شیرها، عضو مانع جریان معمولاً به شکل دایره و یا مستطیل است و با حرکت عمود نسبت به راستای جریان موجب قطع آن می‌گردد. شیرهای کشویی (دروازه‌ای) خود دارای انواع گوناگون می‌باشند. دیسک مانع جریان با چرخش فلکه بالای شیر بصورت عمودی حرکت کرده و جریان را قطع می‌کند. در این شیرها وقتی کاملاً باز هستند، سطح مقطع عبور جریان در داخل شیر تفاوت ناچیزی با سطح مقطع جریان داخل لوله خواهد داشت و در نتیجه افت فشار کمی ایجاد خواهند کرد. برخی از انواع این شیرها سازه‌ای به شکل وانتوری یا شیپوره دارند و سطح مقطع عبور جریان در آنها کاهش یافته است. شیرهای دروازه‌ای بطور معمول برای قطع و وصل جریان استفاده می‌شوند.

4- شیرهای 90 درجه‌ای²: در این شیرها در داخل عضو مانع جریان، سوراخی تعبیه گردیده است، با چرخاندن این عضو سوراخ آن می‌تواند در راستای جهت جریان قرار گیرد و مسیر عبور جریان را باز کند و یا آنکه سوراخ بر دیواره نشیمنگه شیر منطبق گردد و مسیر عبور جریان مسدود گردد، با توجه به شکل سوراخ داخل عضو مانع جریان از این شیرها می‌توان برای تغییر مسیر جریان نیز استفاده نمود. اگر قطر سوراخ در این شیرها به اندازه قطر لوله‌ها باشد، در حالت کاملاً باز افت فشاری نخواهیم داشت.

5- شیرهای توپی³: عملکرد آنها همانند شیرهای 90 درجه‌ای (plug valves) می‌باشد. عضو مانع جریان در آنها بصورت کروی است. در این شیرها نشیمنگه را معمولاً از جنس نرم و انعطاف‌پذیر تهیه می‌کنند، در نتیجه آب‌بندی در شیر بخوبی انجام می‌گیرد. از این شیرها می‌توان در سامانه‌های انتقال سیال حاوی ذرات معلق استفاده نمود.

6- شیرهای پروانه‌ای⁴: این شیرها کاربرد بسیار وسیعی در سامانه‌های انتقال جریان دارند. توضیح بیشتر در مورد عملکرد و کاربرد آنها در بخش بعد آمده است.

7- شیرهای دیافراگمی¹: در این شیرها برای قطع و وصل جریان و یا کنترل آن دو قطعه دیافراگمی انعطاف‌پذیر در داخل شیر تعبیه شده است. با اعمال فشار بر روی اجزای انعطاف‌پذیر این اجزاء به سمت داخل خم می‌گردند و با تنگ کردن مسیر، جریان را کنترل می‌کنند.

¹ - gate valves

² - plug valves

³ - ball valves

⁴ - butterfly valves

علاوه بر شیرهای معرفی شده در بالا می‌توان به انواع دیگری از شیرها همچون شیرهای کنترل کایتاسیون، شیرهای هالوجت، شیرهای یکسویه فشارشکن، خودکار و ... نیز اشاره نمود

1-1-2 انتخاب نوع و اندازه شیر در سامانه انتقال سیال

در انتخاب شیر مناسب باید به موارد زیر توجه نمود (Tullis J.Paul 1989):

1. شیر نباید در حالت کاملاً باز مقدار افت فشار زیادی داشته باشد.
2. حدالمقدور در شیر نباید کایتاسیون ایجاد گردد.
3. مدت زمان لازم جهت بستن شیر باید مناسب و قابل قبول باشد.
4. شیر نباید برای شرایط کاری 10 تا 15% باز طراحی و استفاده شود.
5. باید مراقب بود که برخی از شیرها نمی‌توانند در زوایای بالاتر از 90% باز شوندگی، جریان را به درستی کنترل و به درستی عمل کنند.

1-2 شیرهای پروانه‌ای (Butterfly Valves)

1-2-1 ساختار و کارکرد شیرهای پروانه‌ای

شیرهای پروانه‌ای با چرخش حداکثر 90 درجه‌ای دیسک میانی، بطور کامل باز و یا بسته می‌شوند. چندین ساختار متفاوت برای دیسک آنها وجود دارد. نوع دیسک و شکل آن در مقدار ظرفیت، کایتاسیون و گشتاور اعمال شده به شیر اثرات مستقیم دارد.

امروزه این شیرها به سبب سبکی وزن، اندازه کوچک و فشرده، راندمان بالا و قیمت ارزان نسبت به بقیه انواع شیرآلات محبوبیت زیادی در سیستم‌های آبرسانی دارند (Tullis J.Paul 1989). از آنها می‌توان برای کنترل و یا قطع و وصل جریان استفاده نمود. با یک طرح خوب برای دیسک آنها، می‌توان ظرفیت شیر پروانه‌ای را تا حد یک شیر کشویی در حالت کاملاً باز افزایش داد. در سازه این شیرها از جنس‌های متنوع و مختلفی استفاده می‌کنند. این شیرها تقریباً با هر نوع سیالی سازگاری دارند.

حسب چگونگی آب‌بندی، این شیرها تحت شرایط دما و فشار بسیار وسیعی قابل استفاده می‌باشند. از این شیرها در زوایای 15 تا 70 درجه برای کنترل مقدار جریان می‌توان استفاده نمود. به سبب نوع حرکت

¹- diaphragm valves

دیسک در شیرهای پروانه‌ای، از آنها در سامانه‌های انتقال سیالات کثیف و حاوی ذرات معلق نیز استفاده می‌شود.

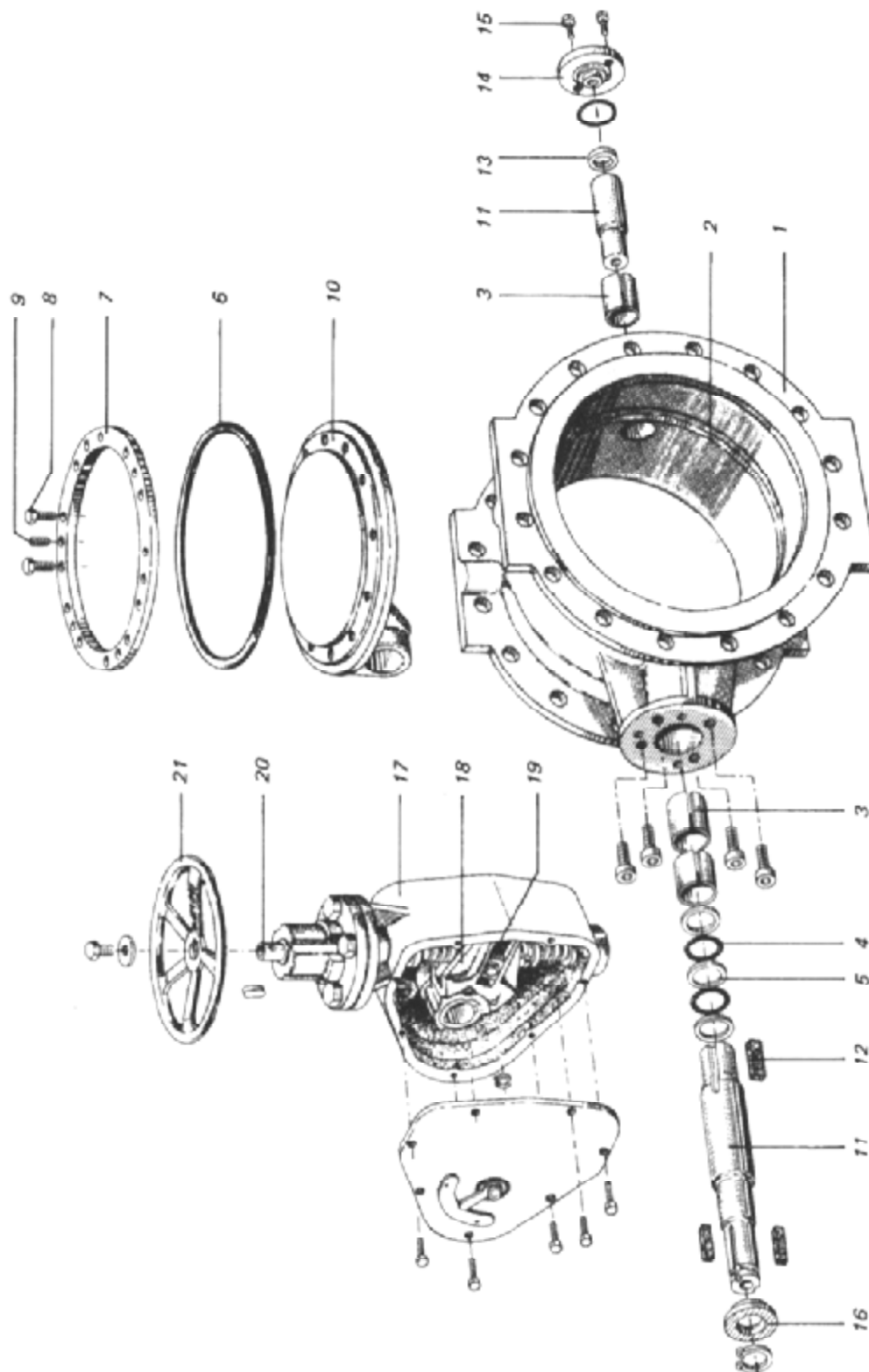
در شکل (1-1) نقشه انفجاری یک نمونه از شیرهای پروانه‌ای ساخت کارخانه مکانیک آب آمده است. لیست اجزاء شیر در جدول (1-1) آمده است.

در هنگام استفاده از شیرهای پروانه‌ای بعنوان کنترل‌کننده جریان باید مراقب شرایط بروز کاویتاسیون بود. همچنین اگر هنگام بستن شیر با سرعت زیاد بسته شود، پدیده ضربه قوچ می‌تواند در سیستم ایجاد گردد.

تولید و استفاده از شیرهای پروانه‌ای به سبب ساختار ساده و متراکم دارای توجیه اقتصادی خوبی است. این شیرها می‌توانند بصورت فشرده و ساندویچی طراحی و تولید گردند تا حجم کمی را در سیستم اشغال کنند. همچنین سازه آنها می‌تواند در شکل‌های متنوع و گوناگونی طراحی گردد. این امر موجب سازگاری شیر با سامانه انتقال سیال بوده و در وضعیت‌های مختلف نصب می‌گردد.

یکی از موضوعات مهم در شیرهای پروانه‌ای سایز بزرگ، مقدار افت فشار کم ایجاد شده توسط شیر در حالت کاملاً باز است. این افت فشار در حالت کاملاً باز آنچنان کم است که در مقایسه با افت فشار ایجاد شده در شبکه لوله‌کشی، معمولاً از آن صرف‌نظر می‌گردد (Tullis J.Paul 1989).

بروز کاویتاسیون یک عامل تعیین‌کننده مهم در طراحی شیرها می‌باشد. در حالتی که در پایین دست شیر شبکه‌ای وجود نداشته باشد (discharge) مهمترین اثر کاویتاسیون کاهش مقدار جریان و ضریب جریان می‌باشد. کاویتاسیون حاصل اختلاف فشار در دو سوی شیر می‌باشد و باید متوجه بود که در حالت نبودن شبکه در پایین دست، اختلاف فشار دو سوی شیر بیشتر از حالت وجود سیستم لوله‌کشی در پایین دست است. علاوه بر این موضوع کاویتاسیون موجب کاهش شدید طول عمر شیر و حتی لوله‌کشی پایین دست خواهد گردید. در این مورد در بخش‌های بعد مفصلاً بحث خواهد شد.

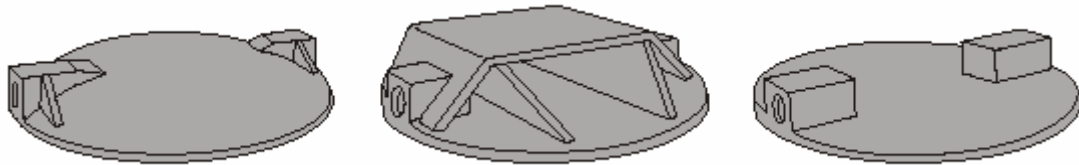


شکل (1-1): یک نمونه شیر پروانه‌ای ساخت شرکت مکانیک آب

جدول (1-1): اجزاء شیر پروانه‌ای نشان داده شده در شکل (1-1)

شماره قطعه	نام قطعه	مواد بکار رفته (بر اساس ASTM)
1	بدنه	A 536-77 Gr.65-44-12 با پوشش اپوکسی
2	نشیمنگاه	فولاد آستینیتیک CrNi
3	بوش یا تاقان	فولاد - قلع - PTFE
4	او-رینگ	NBR
5	رینگ پشتیبان	PTFE
6	رینگ آب بندی	NBR
7	رینگ نگاهدارنده	چدن نشکن یا فولاد با پوشش اپوکسی
8	پیچ	A 276-75 از نوع 321
9	پین متقابل	A 276-75 از نوع 321
10	دیسک	A 536-77 Gr.65-44-12 با پوشش اپوکسی
11	شفط	فولاد کرم - فریتیک
12	کلید	A 276-75 از نوع 431
13	کولار فشاری	فایبر گلاس از جنس پلاستیک محکم
14	درپوش یا تاقان	A 536-77 Gr.65-44-12
15	پیچ با سر شش گوش	A 276-75 از نوع 321
16	کولار فشاری	برنج
17	پوسته جعبه دنده	A 48-76 40 B
18	روکش دنده‌ها	A 536-77 Gr.65-44-12
19	مهره میله	برنز سخت
20	میله	فولاد کرم - فریتیک
21	میله گردونه (فرمان)	A 48-76 40 B

در طراحی سازه این شیرها، دیسک میانی شیر دارای اهمیت فوق‌العاده زیادی می‌باشد. شکل دیسک در مقدار راندمان شیر میزان گشتاورهای اعمال شده به شیر، طول عمر مفید شیر، کاویتاسیون و دیگر اثرات حرکت سیال بسیار موثر است. در شکل (1-2) سه دیسک متفاوت از نظر شکل، که برای شیرهای پروانه‌ای استفاده می‌شوند نشان داده شده است.



شکل (1-2): سه نمونه متفاوت از دیسک‌های مورد استفاده در شیرهای پروانه‌ای

1-2-2 محاسبات تئوریک در تحلیل رفتار سیالاتی شیرهای پروانه‌ای

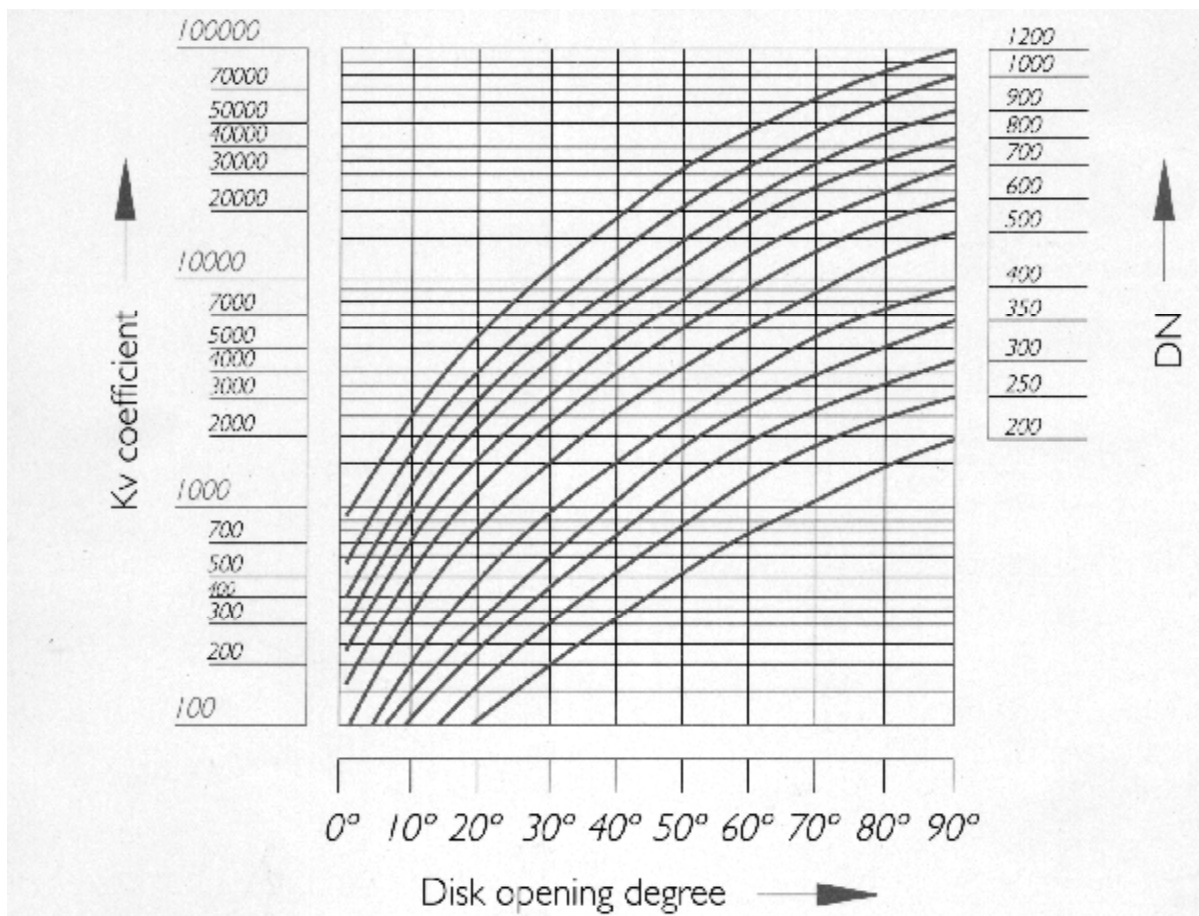
در اینجا به معرفی برخی روابط اساسی در تحلیل رفتار هیدرولیکی سیال در شیر که در مراجع آکادمیک و ادبیات فن آمده اند می‌پردازیم. علاوه بر آنچه در این فصل می‌آید، در بخش بعد مهمترین روابط محاسبه افت، گشتاور، کاویتاسیون و نیز شرایط کمینه برای طرح شیر، بر طبق استانداردهای موجود بررسی خواهد شد.

1-2-2-1 ضریب جریان

معمولترین رابطه (Zou- Mangd A. 2001) برای محاسبه اختلاف فشار دو قسمت یک جریان سیالاتی رابطه داریسی - وایسباخ است.

$$\Delta H = k \frac{V^2}{2g} \quad (1-1)$$

در این رابطه k ضریب مقاومت جریان است. این ضریب مقدار جریان گذرنده از شیر بر حسب $m^3 / hour$ در دمایی بین 5 تا 30 درجه است. مقدار ضریب مقاومت جریان معمولاً توسط سازنده شیرآلات در اختیار قرار می‌گیرد. در نمودار (1-1) نمونه‌ای از نمودارهای تعیین ضریب مقاومت جریان بر حسب مقدار زاویه باز بودن شیر آمده است. منحنی‌های موجود هر کدام برای یک شیر می‌باشند که اندازه قطر شیرها در سمت راست نمودار آمده است. ΔH مقدار اختلاف فشار و یا همان افت فشار بر حسب فوت و یا مترآب، v سرعت سیال و g ثابت گرانش زمین است. جمله $\frac{V^2}{2g}$ فاکتور هد سرعت می‌باشد.



نمودار(1-1): نمونه‌ای از نمودارهای تعیین ضریب مقاومت جریان بر پایه زاویه بازشدگی و قطر شیر (کاتالوگ شیرآلات تولیدی)

معادله ضریب C_v جریان بصورت معادله (1-2) بیان می‌گردد (Zou- Mangd A. 2001).

$$C_v = \frac{Q_{GPM}}{\sqrt{\Delta P / S_g}} \quad (1-2)$$

در این رابطه ΔP افت فشار بر حسب psi، Q_{GPM} مقدار دبی بر حسب gpm و S_g گرانش ویژه سیال است. C_v یک کمیت دارای بعد است در حالیکه k ضریب مقاومت جریان بدون بعد است. ایندو طبق رابطه (1-3) با یکدیگر ارتباط خواهند داشت.

$$\left[\frac{C_{v_{net}}}{d^2} \right]^2 = \frac{890.6032}{k} \quad (1-3)$$

برخی محققین بجای ضریب جریان یک ضریب دیگر C_d را پیشنهاد می کنند. C_d بدون بعد و مستقیماً از k بدست می آید. دامنه تغییر آن بین صفر تا 1 خواهد بود که حالت 1 برای یک سیال ایده آل بدون افت فشار می باشد.

در بیشتر تحلیل های عددی و یا مدل سازیهای هیدرولیکی، به ضریب جریانی احتیاج داریم که وابسته به شرایط و وضعیت شیر نباشد، در چنین حالاتی استفاده از C_d دقت محاسبات و نیز سادگی کار را افزایش می دهد (Zou- Mangd A. 2001) که مقدار آن از رابطه ذیل بدست می آید:

$$C_d = \frac{V}{\sqrt{2g\Delta H + V^2}} = \sqrt{\frac{1}{1+k}} \quad (1-4)$$
$$k = \frac{1}{C_d^2} - 1$$

2-2-2-1 پارامترهای کاویتاسیون

پارامتر کاویتاسیون یا شاخص کاویتاسیون یک مقدار عددی بدون بعد و برابر با نسبت فشار شرایط بدون کاویتاسیون $(P_2 - P_v)$ به اختلاف فشار هنگام بروز کاویتاسیون، ΔP است. روابط بدون بعد مختلفی برای تشریح ریاضی پدیده کاویتاسیون وجود دارد، که مهمترین آنها S_2 است (Tullis J. Paul 1989). در رابطه مربوط به S_2 ، P_2 فشار پایین دست، P_v فشار بخار سیال و ΔP اختلاف فشار دو سوی شیر است، بجای S_2 می توان از S نیز استفاده نمود. که در آن بجای P_2 از P_1 یعنی فشار بالادست استفاده می شود.

$$S_2 = \frac{P_2 - P_v}{\Delta P} \quad (1-5)$$

$$S = \frac{P_1 - P_v}{\Delta P} = S_2 + 1 \quad (1-6)$$

وضعیت حدی رخداد کاویتاسیون خفگی¹ با S_{choked} تعیین می شود. که در آن از F_L فاکتور پوشش فشار استفاده می گردد. F_L معمولاً توسط سازنده در اختیار طراحان و کاربران قرار می گیرد. مقدار F_L با رابطه ذیل تعیین می شود:

¹ - choking cavitation

$$F_L = \frac{Q_{GPM}}{C_v \sqrt{P_1 - 0.96P_v}} = \frac{1}{\sqrt{S_{CHOKED}}} \quad (1-7)$$

در این رابطه فشار بر حسب P_{sig} می‌باشد.

بر روی محدوده رخدادهای کاویتاسیون در شیرها تحقیقات وسیعی صورت گرفته است، و برای آن روابط مختلف و متنوعی پیشنهاد گردیده است. بهترین روابط که در شرایط و اندازه‌های مختلف شیرها، نتایج مناسبی را نشان داده‌اند در زیر آمده است (Zou- Mangd A.2001).

$$S_{CONSTANT} = 1.161 + \frac{9.4364}{\sqrt{K}} \quad (1-8)$$

$$S_{CHOKED} = 1.0851 + \frac{2.0762}{\sqrt{K}} \quad (1-9)$$

دو رابطه آخر در بدترین شرایط برای انواع مختلف شیرهای پروانه‌ای در سایزهای مختلف حداکثر 10 تا 15% خطا خواهند داشت.

در هر حال بهترین راه برای تشخیص مرزهای رخداد کاویتاسیون آزمایش و تکیه بر اطلاعات تجربی است. در بخش بعد به همراه معرفی شرایط استاندارد برای کاویتاسیون، درباره پدیده کاویتاسیون نیز توضیحات بیشتری داده خواهد شد.

3-2-2-1 ضریب گشتاور دینامیکی جریان

در مراجع کلاسیک، در تعیین گشتاور شیر معمولاً تنها به بررسی گشتاور هیدرودینامیکی می‌پردازند، و از گشتاور مورد نیاز برای غلبه بر نیروهای اصطکاکی خودداری می‌کنند، چرا که گشتاور حاصل از اصطکاک در شیرهای مختلف حسب شرایط شیر، می‌تواند کاملاً متفاوت باشد. بطور کلی می‌توان گفت که شیرهای با نشیمنگاه فلزی و یا تفلون مقادیر گشتاور نشیمنگاهی بسیار کمی دارند.

گشتاور دینامیکی حاصل نیروهای وارد از طرف جریان به دیسک است. در بیشتر شیرها جهت دوران حاصل از گشتاور تمایل به بسته شدن شیر را ایجاد می‌کند. ولی در برخی شیرهای دارای خروج از مرکز (با دیسک نامتقارن) وضعیت دیسک نسبت به شفت نگهداری بگونه‌ای است که تا زاویه 70 تا 80 درجه تمایل به باز شونده شیر ایجاد می‌شود.

گشتاور لازم برای عملکرد شیر از روابط ذیل محاسبه میشود (Zou- Mangd A.2001):

$$C_{TDP} = \frac{\text{Dynamics Flow Torque}}{\Delta P d^3} = \frac{T}{\Delta P d^3} \quad (1-10)$$

$$C_{TV} = K \frac{C_{TDP}}{2} \quad (1-11)$$

$$C_{TV} = \frac{T}{r V^2 d^3} \quad (1-12)$$

C_{TDP} بدون بعد بوده و ضریب گشتاور جریان می باشد. مقدار C_{TDP} در رابطه (1-10) آمده است. C_{TV} یک ضریب بدون بعد دیگر برای گشتاور دینامیکی است که برخلاف C_{TDP} که بر پایه افت فشار تنظیم گردیده است و بر اساس سرعت جریان محاسبه می شود، از آنجا که برای یافتن آن به داشتن سرعت نیاز است، و سرعت را نیز براحتی می توان بدست آورد، استفاده از نسبت به C_{TDP} مزیت دارد. در این روابط r چگالی و d قطر نامی شیر میباشند.

4-2-2-1 شیرهای با قطر کمتر از قطر لوله اتصال

در بسیاری مواقع از شیرهای با قطر کمتر از قطر شبکه استفاده می گردد. این موضوع موجب ایجاد افت های اضافی می گردد. بنابراین تصحیح مقدار افت فشار شیر ضروری است. ΔP^* افت فشار حاصل از شیر در این شرایط با رابطه ذیل بدست خواهد آمد (Zou- Mangd A.2001):

$$\Delta P^* (\text{valve and reducer}) = C_R \Delta P (\text{net valve}) \quad (1-13)$$

در این رابطه ضریب C_R ، مجموع افت فشار شیر و اتصال کاهنده قطر است که به کمک رابطه ذیل میتواند محاسبه شود.

$$C_R = 1 + \frac{1.5(1 - \frac{d^2}{D^2})^2}{K} \quad (1-14)$$

که در آن d قطر داخلی شیر و D قطر داخلی شبکه لوله کشی است. ضریب جریان K با رابطه زیر تصحیح میشود:

$$K^* = KC_R \quad (1-15)$$

فشار بالادست شیر و اتصال کاهنده قطر میتوان از روابط ذیل استفاده کرد (Zou- Mangd A.2001):

$$(P_1^* - P_V) = (P_1 - P_V) + C_s \Delta P \quad (1-16)$$

$$C_s = \frac{1.5}{K} \left[1 - (0.67 \frac{d^2}{D^2}) - (0.33 \frac{d^4}{D^4}) \right] \quad (1-17)$$

که در آن شاخص کاویتاسیون بصورت زیر تصحیح می گردد.

$$S^* (\text{valve and reducer}) = \frac{S(\text{net valve}) + C_s}{C_R} \quad (1-18)$$

ضریب گشتاور دینامیکی نیز بصورت زیر تصحیح می گردد:

$$C_{TDP}^* = C_{tdp} C_R \quad (1-19)$$

5-2-2-1 اثر تغییر اندازه شیر در ضریب جریان

ضریب جریان K و نیز $\frac{C_V}{d^2}$ و C_d نسبت به تغییرات اندازه شیرهای همسان از نظر هندسی، متغیر نمی باشند بلکه تابعی از سطح و نوع لوله کشی شبکه می باشند. در هر حال معمولاً شیرها در سایزهای مختلف به لحاظ مسایل طراحی دارای تفاوت هایی از نظر شکل هندسی خواهند بود. جیمز بال¹ در سال 1973 مطالعاتی بر روی اثر تغییرات قطر دیسک d_o و ضخامت دیسک t بر روی مقاومت جریان انجام داده اند (نقل از مرجع Zou- Mangd A.2001). نتایج تحقیق این پژوهشگر در نموداری که ضریب جریان C_d نسبت به $\frac{t}{d_o}$ نمایش می داد ارائه شده است. از میانبایی نقاط حاصل در این نمودار رابطه زیر برای مقدار K تحت اثر تغییر قطر و ضخامت دیسک شیرها ارائه گردیده است:

¹ - James Ball

$$K = -2.14 + 80.24\left(\frac{t}{d_o}\right) - 1007.3\left(\frac{t}{d_o}\right)^2 + 5996\left(\frac{t}{d_o}\right)^3 - 16797\left(\frac{t}{d_o}\right)^4 + 18031\left(\frac{t}{d_o}\right)^5 \quad (1-20)$$

فصل دوم:

"بررسی استانداردهای موجود درباره شیرهای پروانه‌ای"

در این فصل استانداردهای معتبر بین المللی در دسترس که در مورد طراحی، تست و کاربرد شیرهای پروانه‌ای تدوین شده اند مورد بررسی قرار خواهد گرفت. در این راستا علاوه بر معرفی محدودیت‌های اعمال شده برای طراحی و ساخت شیر و آزمایش‌های لازم برای کنترل کیفیت شیر که در استانداردها درج شده است، نکات فنی - علمی مربوط به هر بخش نیز به تناسب ذکر می‌گردد. از استاندارد‌های مذکور به تناسب موضوع و کاربرد در این گزارش و نیز در کل پروسه طراحی و ساخت شیرها توسط شرکت مکانیک آب مورد استفاده قرار گرفته اند.

1-2 معرفی استانداردهای موجود برای شیرهای پروانه‌ای

در زمینه طراحی و ساخت شیرهای پروانه‌ای استانداردهای معتبری در دسترس می‌باشد. از جمله مهمترین آنها می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- MSS¹ SP_67 : Butterfly valves
- API² Std 598: Valve inspection and test
- API Std 609: Butterfly valves, lug-type and wafer-type
- ANSI/AWWA³ C504-00: Rubber-seated butterfly valves
- BSI⁴ 5155: Butterfly valves

در این استانداردها چگونگی محاسبات فنی مهندسی مربوط به طراحی، تست و نیز وضعیت و کیفیت ساخت اجزاء یک شیر مورد توجه قرار گرفته است.

مهمترین موضوعاتی که در طراحی یک شیر پروانه‌ای باید مد نظر طراح باشند، استحکام بدنه شیرو اجزاء اصلی آن در حالت کاملاً بسته و نیز هنگام عملکرد شیر، افت انرژی (افت هد فشار و افت هد سرعت)، گشتاورهای اعمال شده به شیر در هنگام باز و بسته شدن شیر و کاویتاسیون در آن می‌باشند. خلاصه ای از نوع و چگونگی محاسبه این کمیت‌ها و جزئیات مربوطه با توجه به استاندارد ANSI/AWWA C504 ، AWWA/ANSI M49 و API Standard 609 امریکا در ادامه این بخش آمده است.

¹ - MSS: Manufacturers Standardization Society of the valves and fittings Industry, Inc.

² - API: American Petroleum Institute

³ - ANSI: American National Standards Institute

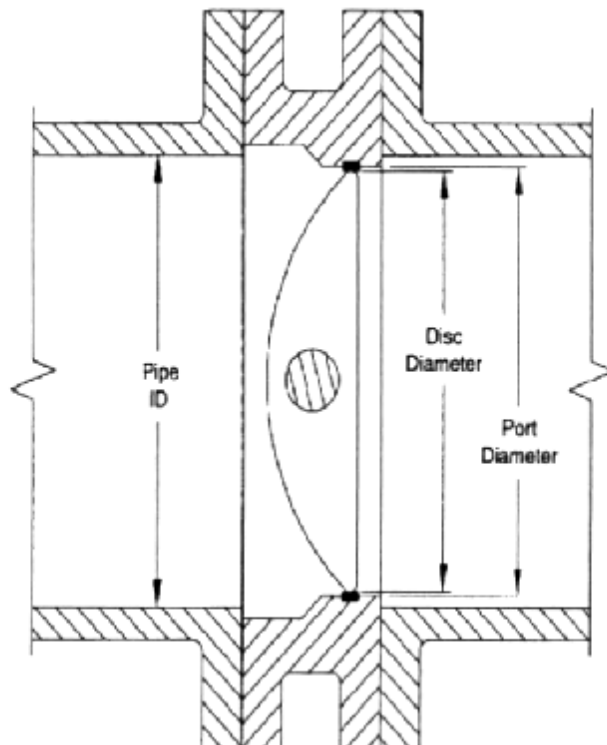
AWWA: American Water Works Association

⁴ -BSI: British Standards Institution

2-2 اعمال گشتاور در شیر های پروانه ای

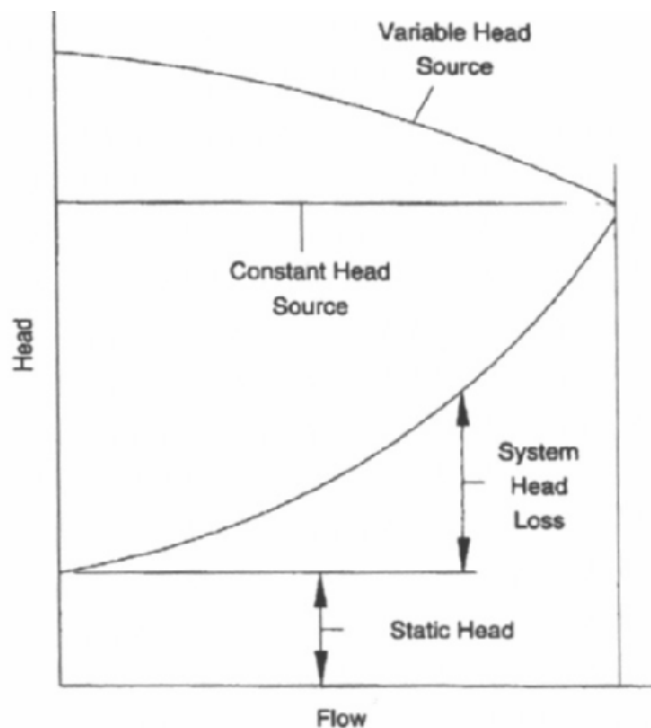
1-2-2 توصیه های مهم

- در بررسی مقدار گشتاور اعمال شده به شیر باید به موارد زیر توجه شود (Zou- Mangd A.2001):
- بدست آوردن ضریب شار یا دبی معمولاً با استفاده از شیرهای با اندازه نامی، مانند شیر با قطر 24in (600mm) انجام می شود. شیر به یک شبکه لوله کشی با قطر داخلی ID برابر با قطر نامی شیر متصل می شود. در استانداردهای امریکایی محاسبات مربوطه، بر پایه شیر با اندازه نامی 600mm (24inch) انجام می گیرد. البته باید دانست که معمولاً قطر داخل شیر و یا قطر گلوگاه خروجی (port) شیر، از قطر نامی کمتر است با اینحال ضریب گشتاور بر پایه همان سایز نامی ارائه می شود. معمولاً قطر دیسک نیز از قطر داخلی لوله های متصل به شیر (Pipe ID) کمتر است، و در محاسبه نیروی هیدرولیکی وارد بر دیسک و شفت اصلی اتصالی تاثیر دارد. در شکل (2-2) مقطعی از یک شیر پروانه ای نمایش داده شده است.
 - ضریب شار و گشتاور بر مبنای نصب شیر در یک شبکه لوله کشی مستقیم در پایین دست و بالا دست، و بدون آشوب جریان (flow disturbances) بدست می آید. در صورتیکه شبکه دارای اجزایی چون زانویی، سه راهی و... باشد. در محاسبات باید به توصیه های سازنده شیر توجه لازم مبذول گردد.
 - محاسبه گشتاور اعمالی به بلبرینگ ها که به قطر شفت اصلی شیر وابسته است. قطرهای کمینه برای شفت ها در استاندارد ANSI/AWWA آمریکا آمده است که جداول مربوط به آن ارائه شده است.
 - جنس شفت و یاتاقان های آنها و استحکام آن در دوران دیسک مهم است. ضریب اصطکاک استاتیکی بلبرینگ در محاسبه مقدار گشتاور مورد نیاز است. این ضریب معمولاً از طریق سازندگان یاتاقان در اختیار قرار می گیرد.
 - در استاندارد AWWA M49 ضریب نشیمنگاه (coefficient of seating) معرفی شده را می توان برای تمامی انواع نشیمنگاه (seat) استفاده کرد. این ضریب می تواند در فشارهای کاری مختلف، متفاوت باشد. این ضریب نیز می تواند بطور دقیق تر توسط سازنده در اختیار قرار گیرد.



شکل (2-2): مقطع شیر و لوله های اتصال آن

- اختلاف فشار یک شیر پروانه‌ای بصورت بیشترین اختلاف فشار بین بالا دست و پایین دست شیر زمانی که شیر بسته باشد، تعریف می‌گردد. فشار بالا دست می‌تواند توسط فشار ثابت منبع (constant head source) که همانند وجود یک مخزن در بالادست جریان است؛ و یا در اثر یک فشار متغیر در بالا دست (variable head source) تامین گردد. مورد اخیر مانند حالتی است که یک پمپ در بالا دست کار گذاشته شده باشد. شکل (2-3) نمودار هد هیدرولیکی شرایط مذکور را نشان می‌دهد.
- فشار پایین دست معمولاً صفر در نظر گرفته می‌شود. در حالتی که فشار بالا دست متغیر است (وجود پمپ در بالادست) منحنی فشار پمپ جهت محاسبه فشار بالا دست، مورد استفاده قرار می‌گیرد.



شکل (2-3): منابع بالادست با فشار ثابت و متغیر

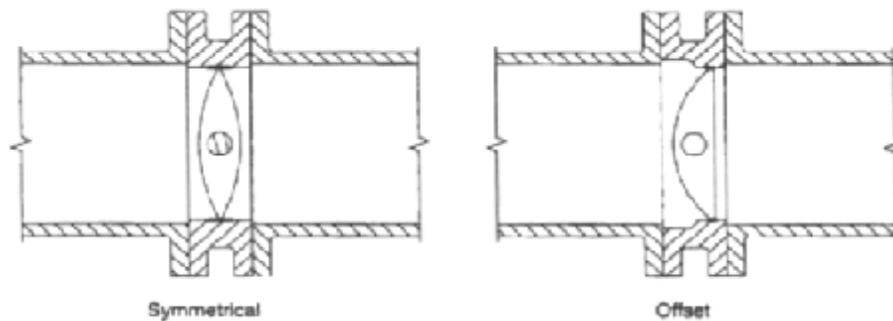
از مقدار اختلاف فشار در محاسبه نیروی وارد بر دیسک استفاده می‌گردد، همچنین از آن در تخمین خصوصیات سیستم لوله‌کشی، سرعت جریان، و افت فشار شیر در حالات باز با زاویه دیسک متفاوت، استفاده می‌گردد. به این منظور میتوان شرایط زیر را در نظر گرفت:

1. از آهنگ جریان سیستم (system flow rate) در حالت شیر کاملاً باز، در محاسبه گشتاور در حالات مختلف شیر استفاده می‌شود.

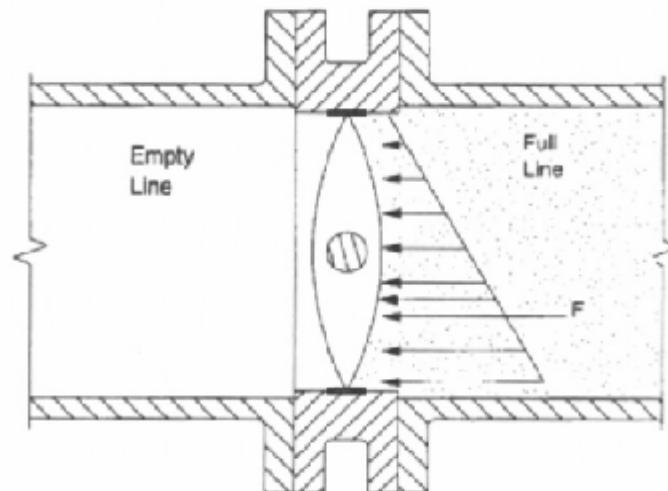
2. شکل هندسی دیسک (valve geometry) نیز در محاسبه گشتاور اهمیت دارد. در دیسک‌های متقارن، دیسک معمولاً در اثر جریان تمایل به بسته شدن دارد، در دیسک‌های با شفت خارج از مرکز، (غیر متقارن) در برخی حالات تمایل به باز شدن و در برخی تمایل به بسته شدن وجود دارد. شکل (4-2)

3. موقعیت شفت اتصال دیسک در شبکه‌های افقی مهم است. در این شبکه‌ها اگر شفت اتصال نیز در راستای افقی قرار داشته باشد، گشتاور حاصل از نیروی هیدرولیکی بالا و پایین دیسک با یکدیگر برابر نیستند و دیسک شیر تمایل به دوران خواهد داشت. شکل (2-5) نشان‌دهنده اثر گشتاور حاصل از نیروهای هیدرودینامیکی است.

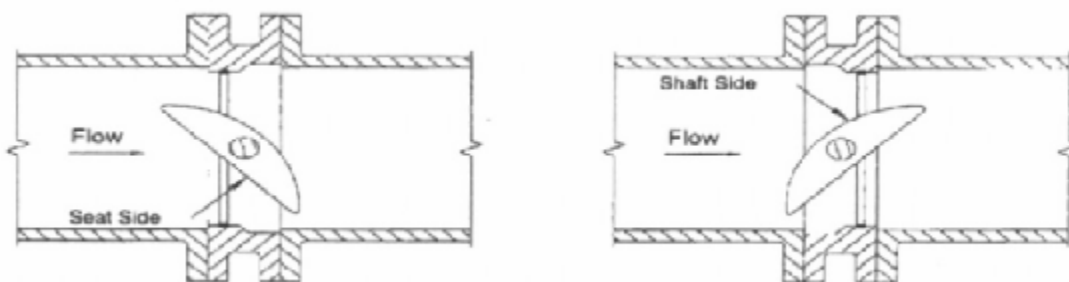
4. در شیرهای با دیسک خارج از مرکز (offset discs) حالتی که در آن جهت جریان از سمت شفت (shaft side) باشد و یا از طرف نشیمنگاه (seat side) در افزایش مقدار گشتاور اعمالی موثر خواهد بود. این موضوع باید در نصب شیر در سامانه انتقال سیال مورد توجه قرار گیرد. شکل (2-6)



شکل (2-4): دو نوع شیر؛ دیسک متقارن و دیسک با خروج از مرکز



شکل (2-5): نصب شیر در حالت شفت افقی در شبکه لوله کشی افقی



شکل (2-6): جهت جریان از سمت شفت و یا از سمت نشیمنگاه

2-2-2 مولفه‌های گشتاور

گشتاور اعمالی بر شیرهای پروانه‌ای از مجموع چندین گشتاور جزئی تشکیل شده است. معادلات

کلی در تعیین مقدار گشتاور در شیر بصورت زیر می‌باشد (AWWA M49, First Edition 2001).

$$T_t = T_b + T_{cg} + T_h + T_s + T_p \quad \text{گشتاور آستانه}^1 \quad (2-1)$$

$$T_t' = T_b + T_{cg} + T_d + T_p \quad \text{گشتاور باز شدن}^2 \quad (2-2)$$

$$T_t'' = T_b + T_{cg} - T_d + T_p \quad \text{گشتاور بسته شدن}^3 \quad (2-3)$$

گشتاورهای جزئی بکار رفته در روابط مذکور بصورت ذیل می‌باشد:

T_t : گشتاور کلی (با مقدار مثبت جهت بسته نگه داشتن شیر)

T_b : گشتاور یاتاقان یا بلبرینگ (همواره مثبت)

T_{cg} : گشتاور مرکز گرانش (با مقدار مثبت جهت بسته نگه داشتن شیر)

T_h : گشتاور هیدرواستاتیکی (همواره مثبت)

T_s : گشتاور نشیمنگاه (همواره مثبت)

T_p : گشتاور پیچ نگهدارنده و تویی (همواره مثبت)

T_d : گشتاور دینامیکی (با مقدار مثبت جهت بسته نگه داشتن شیر)

گشتاور کلی T_t مقدار نیروی چرخشی مورد نیاز برای دوران دیسک را بیان می‌کند. این مقدار گشتاور

عموماً در حالت کاملاً بسته (break torque) و یا در حالات باز با زاویه 10 درجه و یا کمتر انجام

می‌شود. گشتاور کلی باید بطور مستقل از جهت باز و بسته شدن محاسبه گردد. زیرا اندازه برخی از

مولفه‌های گشتاور نسبت به جهت دوران متفاوت خواهند بود. شکل (2-7) جهت گشتاورهای دینامیکی و

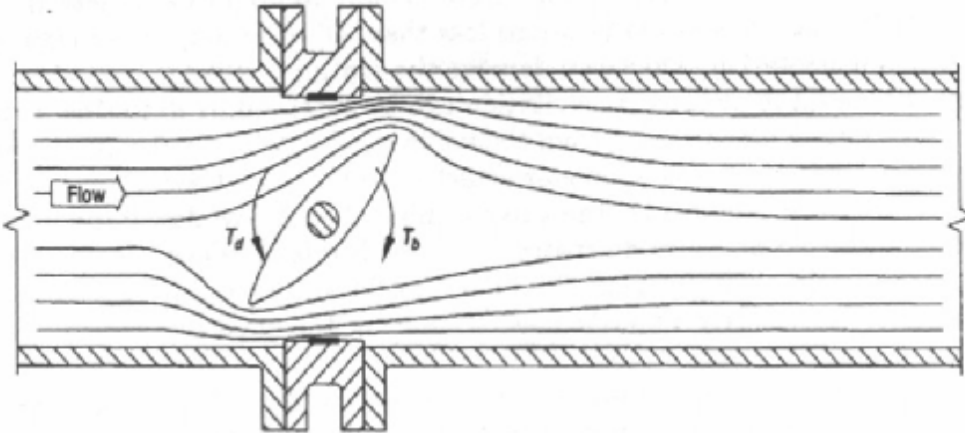
بلبرینگ را در یک شیر نشان می‌دهد.

تعیین مقدار و جهت گشتاور برای انتخاب درست عملکرد باز و بسته کردن دیسک، ضروری است.

¹ - Break torque

² - Opening Torque

³ - Closing Torque



شکل (2-7): جهت گشتاورهای دینامیکی و بلبرینگ در یک شیر

3-2-2 گشتاور بلبرینگ¹

گشتاور بلبرینگ رابطه‌ای است حاصل از ضریب اصطکاک میان بلبرینگ و شفت، قطر شفت، قطر دیسک و افت فشار بین دو سوی دیسک در زوایای متفاوت، که مقدار آن با استفاده از رابطه (2-4) محاسبه می‌شود (AWWA M49, First Edition 2001).

$$T_b = (pD_d^2 d_s / 8) C_f \Delta P \quad (2-4)$$

در این رابطه:

T_b : گشتاور بلبرینگ

D_d : قطر دیسک

d_s : قطر شفت

C_f : ضریب اصطکاک استاتیکی بین شفت و بوش

ΔP : افت فشار دو سوی دیسک

از آنجا که گشتاور بلبرینگ همواره با هر حرکتی مخالفت می‌کند مقدار آن همواره مثبت است. مقدار گشتاور بلبرینگی در حالت تقریباً بسته بیشینه و در حالت کاملاً باز کمینه است.

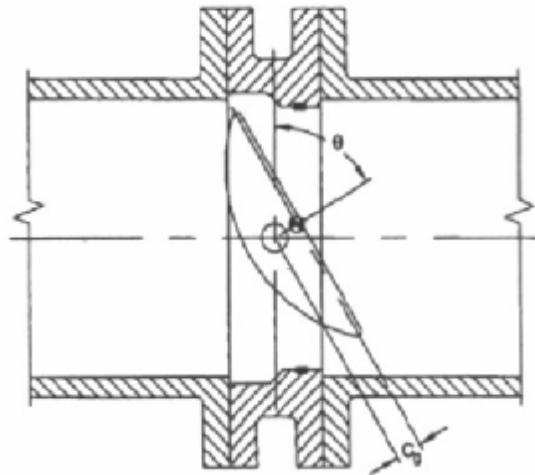
¹ - Bearing Torque

2-2-4 گشتاور مرکز گرانش¹

این گشتاور در اثر عدم تقارن (آفت) مرکز گرانش دیسک اتفاق می‌افتد. این گشتاور زمانی که شفت در حالت افقی است، موثر است، و تابعی از موقعیت دیسک و وزن آن و فاصله میان محور دوران و مرکز گرانش می‌باشد. در حالی که سامانه انتقال سیال و نیز شفت در حالت افقی باشند، در حالت کاملاً بسته گشتاور گرانشییا گشتاور ثقلی، مقدار بیشینه را دارا است. مقدار این گشتاور از رابطه ذیل می‌تواند محاسبه می‌شود (AWWA M49, First Edition 2001):

$$T_{cg} = WC_g \sin q \quad (2-5)$$

C_g : فاصله مرکز گرانش تا مرکز دوران (مقدار مثبت جهت بسته نگه داشتن شیر)
 q : زاویه میان محور عمودی و خط گذر از میان مرکز گرانش دیسک و مرکز شفت. (شکل 2-8)
 W : وزن دیسک



شکل (2-8): ابعاد و زاویه استقرار دیسک موثر در گشتاور مرکز گرانش

2-2-5 گشتاور هیدرواستاتیکی²

این گشتاور همانطور که در شکل (2-9) نشان داده شده است به علت مقدار فشار استاتیکی که در پشت دیسک می‌باشد و وقتی در سوی دیگر فشار ناشی از وجود سیال وجود ندارد، ایجاد می‌شود. این

¹ - Center of Gravity Torque

² - Hydrostatic Torque

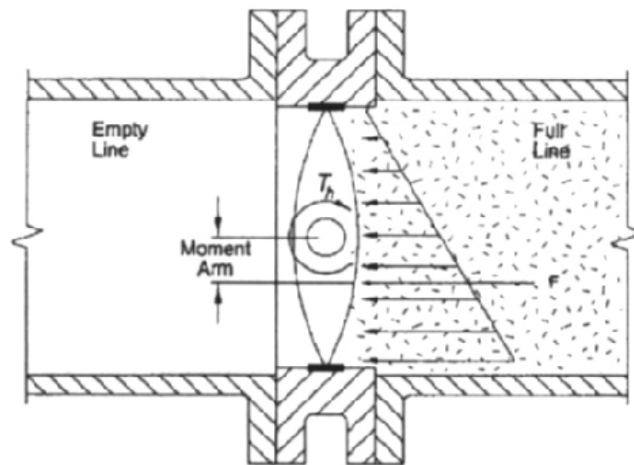
گشتاور در حالتی که شفت افقی است، ایجاد شده، و مقدار آن بر اساس توصیه های استاندارد؛ از رابطه (2-6) بدست می آید (AWWA M49, First Edition 2001).

$$T_h = (rp / 64)D_d^4 \quad (2-6)$$

در این رابطه:

r : چگالی سیال عامل

D_d : قطر دیسک



شکل (2-9): گشتاور هیدرواستاتیکی

اگر شفت شیر در حالت عمودی باشد و یا پایین دست شیر پر از سیال باشد، گشتاور هیدرواستاتیکی صفر خواهد بود. همانگونه که در معادله (2-6) دیده می شود، این گشتاور به توان چهارم قطر دیسک وابسته است. به عنوان مثال یک شیر (با سیال آب) با دیسک به قطر 12in (300mm) گشتاوری کوچک و قابل صرف نظر به اندازه 37(in-lb) خواهد داشت و این گشتاور برای شیری به قطر 30in (750mm) مقدار گشتاوری برابر با 1430in-lb خواهد داشت. شکل (2-9) گشتاور هیدرواستاتیکی وارد بر دیسک را در حالت کاملاً بسته نشان می دهد.

2-2-6 گشتاور نشیمنگاه¹

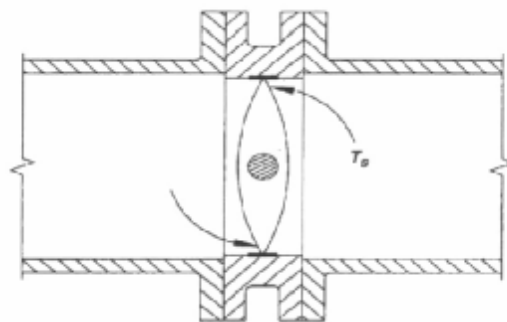
همانطور که در شکل (2-10) نشان داده شده است این گشتاور حاصل از اصطکاک و تماس میان نشیمنگاه و سطح دیسک است. این گشتاور به بسیاری از عوامل یا فاکتورهای عملکردی شیر وابسته است. از آنجمله می توان به نوع نشیمنگاه، جنس، ابعاد شیر، دمای سیال، و نیز افت فشار دو سوی دیسک اشاره نمود. تأثیر کلی این متغیرها با آزمایش بدست می آید. با در نظر گرفتن یک ضریب مناسب، مقدار این گشتاور را می توان بر حسب مجذور قطر دیسک با رابطه ذیل محاسبه کرد (AWWA M49, First Edition 2001):

$$T_s = C_s D_d^2 \quad (2-7)$$

D_d : قطر دیسک

C_s : ضریب گشتاور نشیمنگاه

گشتاور نشیمنگاه همواره مثبت است چرا که همواره با هر نوع حرکت دیسک مخالفت می کند. بدست آوردن C_s از طریق آزمایش با کمک شیرهای نو انجام می شود، تأثیرات کثیف شدن و فرسایش بر این گشتاور باید توسط سازنده شیر، بصورت یک ضریب اطمینان مناسب، معرفی گردد شکل (2-10).



شکل (2-10): گشتاور نشیمنگاه

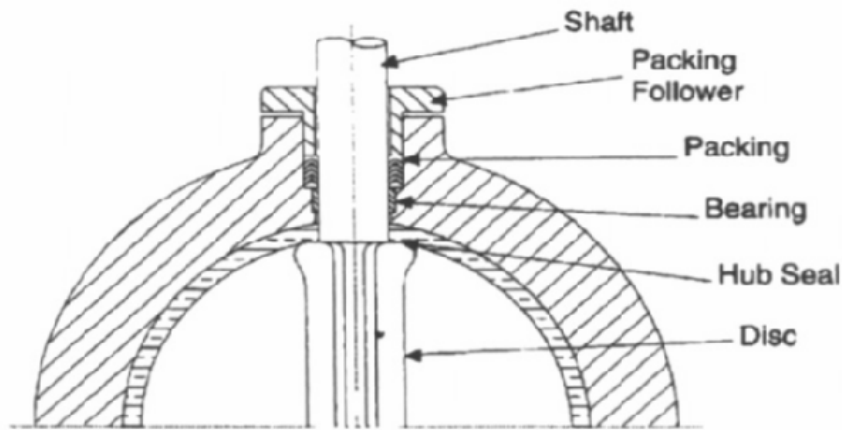
2-2-7 گشتاور قطعات اتصال شفت به بدنه²

این گشتاور حاصل از اصطکاک میان دیسک و یا شفت با قطعات جانبی همچون پوسته داخلی، کاسه نمد و ... است که تنها از طریق آزمایش می توان مقدار آن را تعیین نمود. این گشتاور از آنجا که با حرکت

¹ - Seating Torque

² - Packing and Hub Torque

دیسک مخالفت می‌کند، همواره مقداری مثبت خواهد داشت. مقدار این گشتاور معمولاً کم و قابل صرفنظر کردن می‌باشد. در شکل (2-11) قطعاتی که موجب بروز و یا افزایش این گشتاور می‌گردند نشان داده شده اند (AWWA M49, First Edition 2001).



شکل (2-11): گشتاور قطعات جانبی

2-2-8 گشتاور دینامیکی¹

گشتاور دینامیکی حاصل از حرکت جریان سیال از میان شیر بوده و خود تابعی از هندسه شیر، آهنگ جریان و نیز وضعیت قرارگیری شیر می‌باشد. مقدار این گشتاور از رابطه ذیل می‌تواند محاسبه گردد (AWWA M49, First Edition 2001).

$$T_d = (C_t D^3 \Delta P) \quad (2-8)$$

C_t : ضریب گشتاور دینامیکی (مقدار مثبت برای بستن شیر)

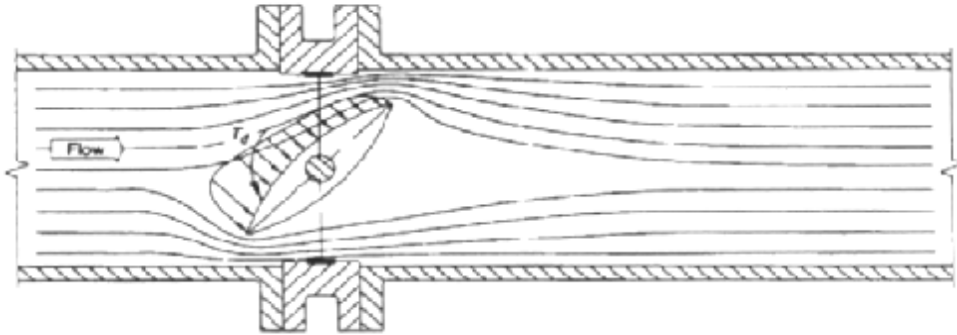
ΔP : اختلاف فشار دو سوی شیر

D : قطر دیسک

معمولاً بیشترین ضریب گشتاور دینامیکی در زاویه 65 تا 80 درجه‌ای از دیسک اتفاق می‌افتد. با این حال بیشترین مقدار گشتاور دینامیکی معمولاً در حالات نیمه‌باز شیر (بین 9 تا 50 درجه) اتفاق می‌افتد چرا که در این وضعیت‌ها مقدار افت فشار ΔP بسیار زیاد است. باید توجه داشت که گشتاور دینامیکی و نیز اختلاف فشار ΔP به خصوصیات و وضعیت سامانه انتقال سیال وابسته می‌باشند و بدون آگاهی از

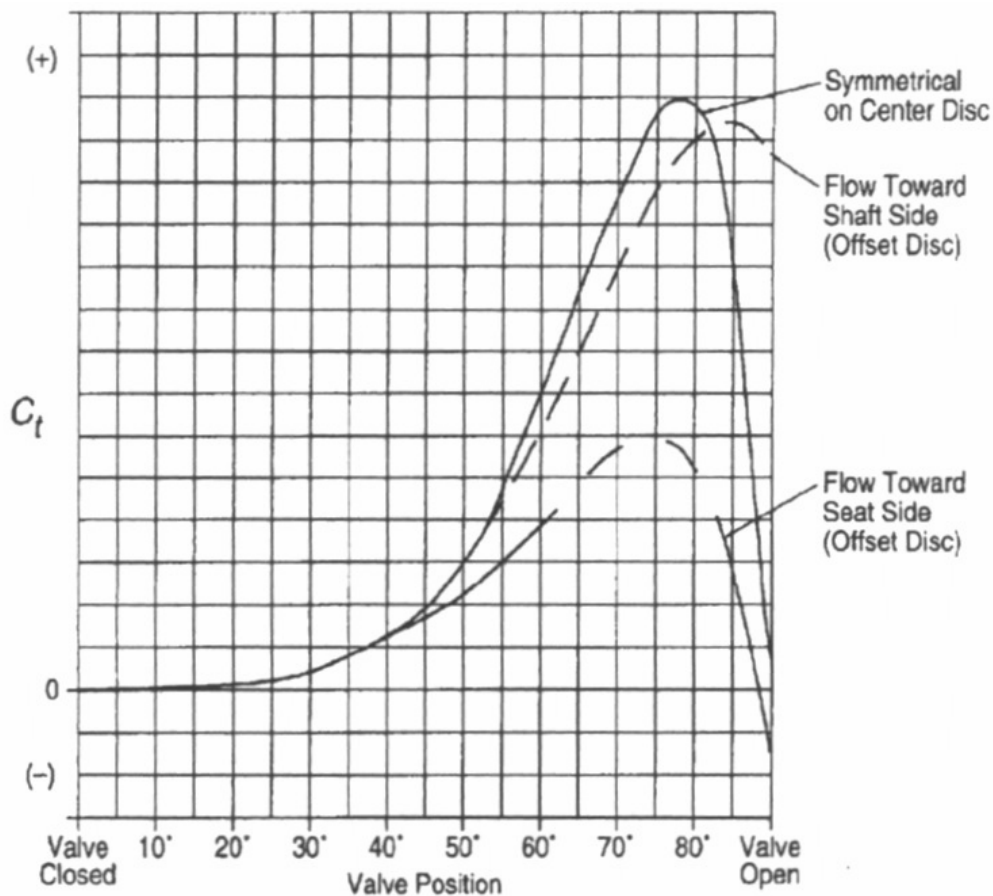
¹ - Dynamic Torque

وضعیت سیستم لوله کشی تحلیل و بررسی آنها نتایج درستی در بر نخواهد داشت. شکل (2-12) چگونگی ایجاد گشتاور دینامیکی در اثر حرکت سیال را نشان می‌دهد.



شکل (2-12): ایجاد گشتاور دینامیکی در اثر حرکت سیال

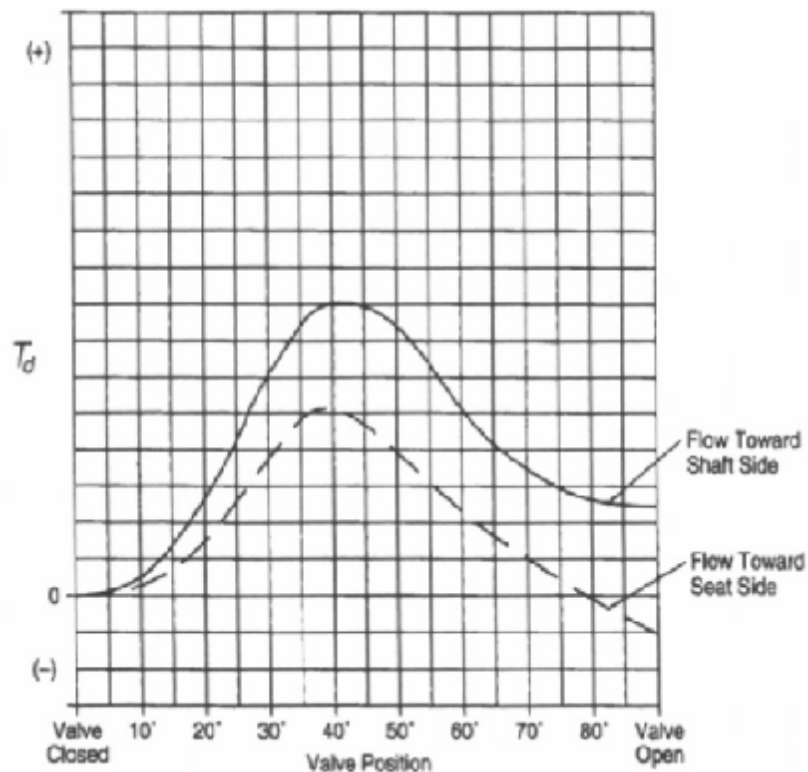
گشتاور دینامیکی برای شیرهای پروانه ای متقارن همانند آنچه در نمودار (2-1) نمایش داده شده (AWWA M49, First Edition 2001)، به چگونگی جهت جریان وابسته نخواهد بود، بلکه تنها متغیری از شکل هندسی دیسک، مقدار چرخش شیر و افت فشار دو سوی دیسک خواهد بود. این گشتاور در شیرهای با یک خروج از مرکز (One offset disc) به جهت جریان نیز وابسته است. مقدار ضریب گشتاور در حالت باز می‌تواند منفی باشد. (یعنی شیر را متمایل به باز شدن می‌کند) این در هنگامی است که سمت نشیمنگاه شیر در بالا دست جریان باشد. مقدار ضریب گشتاور در نزدیکی زاویه 85 درجه تغییر علامت می‌دهد. اگر شیر در زاویه‌ای قرار گیرد که جهت گشتاور متغیر و مدام در حال تغییر جهت باشد، ممکن است شیر در اثر ارتعاشات ناشی از تغییر جهت‌های پی‌پی گشتاور اعمالی، دچار آسیب گردد، وضعیت زاویه دیسک شیر در این حالات را باید به سرعت عوض نمود. نمودار (2-2) مقدار گشتاور دینامیکی را برای شیر با عدم تقارن محور دوران دیسک، با توجه به جهت جریان نشان می‌دهد.



نمودار (2-1): مقدار ضریب گشتاور دینامیکی (C_t) برای شیرهای پروانه‌ای متقارن و خارج از مرکز
(AWWA M49, First Edition 2001)

اگرچه مقدار ضریب گشتاور دینامیکی در زاویه 80 درجه بیشینه است (نمودار 2-1)، ولی همانگونه که قبلاً ذکر شد، به سبب بیشینه بودن اختلاف فشار در زاویه‌های کمتر، مقدار گشتاور بیشینه نیز در زوایای کمتر اتفاق می‌افتد.

در میان انواع مختلف گشتاورهای اعمال شده به شیر گشتاور دینامیکی معمولاً در شیرهای با قطر بیش از 20in مهمترین و بیشترین مقدار را داراست. گشتاور دینامیکی در شیرهای کوچک (معمولاً 6in و کوچکتر) قابل صرف نظر کردن است. مگر آنکه سرعت بیش از 16ft/sec باشد.



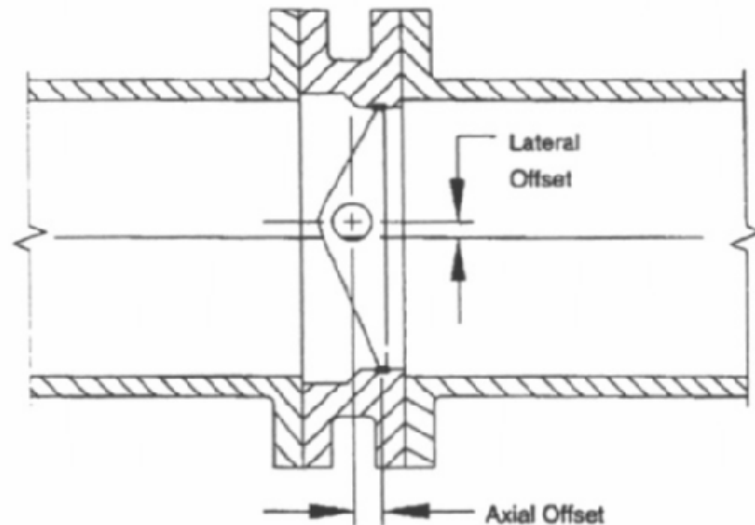
نمودار (2-2): مقدار گشتاور دینامیکی برای شیر با عدم تقارن محور دوران دیسک با توجه به جهت جریان (AWWA M49, First Edition 2001)

9-2-2 مولفه‌های دیگر گشتاور

گشتاورهای معرفی شده، در بیشتر شیرهای پروانه‌ای وجود دارند، با اینحال در برخی اندازه‌ها، طراحی‌ها و یا برخی سامانه‌های خاص، گشتاورهای اعمال شده به شیر مختص حالات معرفی شده نمی‌باشند، در اینجا به چند حالت خاص اشاره می‌کنیم.

1. گشتاور حاصل از خروج از مرکز شفت دیسک¹: این حالت خاص در شیرهای با دو خروج از مرکز اتفاق می‌افتد، همچنان که در شکل (2-13) قابل مشاهده است. این نوع گشتاور وابسته به مقدار خروج شفت از محور اصلی (lateral offset) و نیز نیروی هیدرواستاتیکی وارد بر دیسک می‌باشد.

¹ - shaft offset torque



شکل (2-13): خروج از مرکز شفت دیسک

2. **گشتاور غوطه‌وری**¹: این گشتاور توسط نیروی غوطه‌وری ایجاد می‌گردد، که جهت آن همواره عمودی و رو به بالاست و در مرکز اثر گشتاور گرانشی عمل کرده و مخالف گشتاور گرانشی می‌باشد. مقدار این گشتاور بسیار کم و قابل صرف‌نظر کردن است و تنها در شیرهای با قطر بزرگ (بالای 1500 میلیمتر) و یا در حالات کم فشار (کمتر از 172kpa) بخصوص اگر دیسک توخالی باشد باید در محاسبات مورد توجه قرار گیرد.

10-2-2 خصوصیات سیستم

تعیین خصوصیات سیستم برای محاسبه جریان، اختلاف فشار ΔP و نیز گشتاور ضروری می‌باشد. افت فشار در یک سامانه انتقال سیال به سبب افت اصطکاکی در لوله‌ها، شیرآلات و بقیه اجزا سیستم بوجود می‌آید. مقدار آهنگ شارش (آهنگ جریان) با تغییر وضعیت شیر می‌تواند افزایش و یا کاهش یابد، و به همراه این تغییر مقدار افت اصطکاکی نیز به نسبت مجذور تغییرات آهنگ جریان، تغییر می‌کند. به عنوان مثال با نصف شدن مقدار آهنگ جریان، مقدار افت اصطکاکی در سیستم، به یک چهارم کاهش می‌یابد.

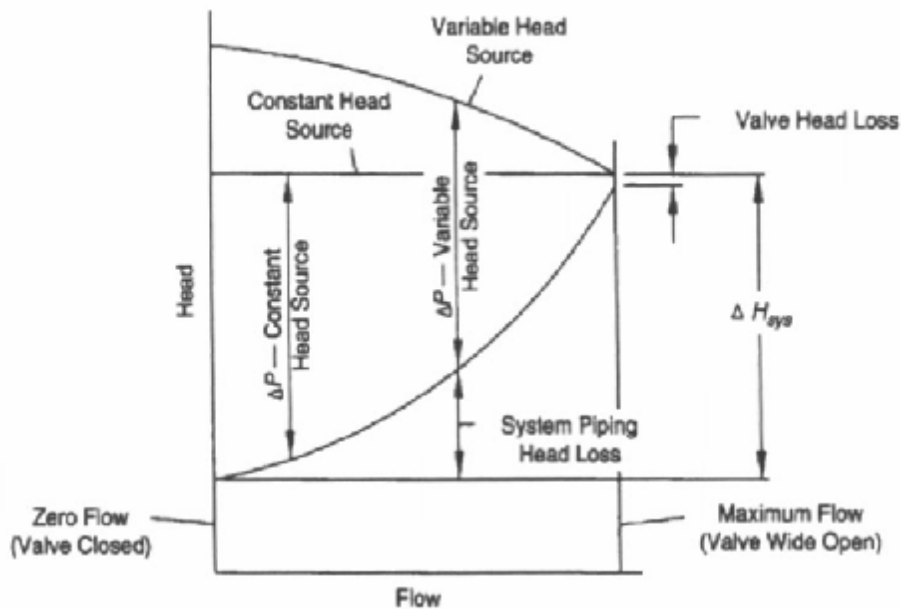
نوع اطلاعات مورد نیاز برای انجام یک تحلیل کامل عبارتند از:

1. نوع فشار سرچشمه بالادست (ثابت است و یا متغیر): در حالت متغییر منحنی پمپ مورد نیاز است.

¹ - Buoyancy torque

2. اختلاف فشار (differential pressure) میان شیر در حالت بسته
 3. مقدار آهنگ جریان در سامانه انتقال سیال در حالتی که شیر کاملاً باز است.
 4. مقدار افت فشار در سیستم در حالت آهنگ جریان نامی طرح.
- اگر این اطلاعات در دسترس نباشد، مقدار افت فشار برابر با مقدار اختلاف فشار میان شیر در حالت بسته، فرض می‌گردد.

نمودار (2-3) رابطه میان سرعت و افت فشار را در یک شیر پروانه‌ای نشان می‌دهد.



نمودار (2-3): دیاگرام نشان دهنده رابطه میان افت هد و سرعت در شیرهای پروانه‌ای
(AWWA M49, First Edition 2001)

2-2-10-1 حالت با منبع فشار ثابت

هنگامی که منبع جریان، یک مخزن باشد، منبع فشار ثابت در نظر گرفته می‌شود. اگرچه و با گذشت زمان سیال از مخزن خارج و احتمالاً از حجم و ارتفاع آن در مخزن کاسته می‌گردد، ولی این تغییر ارتفاع به آهستگی بوده و از آن صرف‌نظر می‌گردد. مجموع افت فشارها در یک سامانه انتقال سیال برابر، ΔH_{sys} خواهد بود. در هنگام محاسبه گشتاور یک شیر پروانه‌ای، سامانه باید به دو جز اصلی یعنی شیر و باقی اجزاء تقسیم گردد. در یک سیستم با منبع فشار ثابت مقدار ΔH_{sys} در یک بازه زمانی مشخص و تحت شرایط جریان مقداری ثابت خواهد بود، وقتی مقدار گشتاور مورد نیاز برای یک شیر پروانه‌ای محاسبه می‌

شود فرض بر آن است که شرایط هیچ عاملی که موجب تغییر در سیستم و تغییرات در افت فشار می‌گردد در زمان مورد بررسی تغییر نکند.

بنابراین ضریب افت سرعت¹ برای تمامی اجزا جز شیر ثابت باقی می‌ماند و به صورت K_{sys} تعریف می‌گردد.

بر اساس استاندارد (AWWA M49, First Edition 2001) مراحل محاسباتی به شرح زیر است:
1- محاسبه K_{sys} و K_v برای شیر کاملاً باز با رابطه ذیل:

$$K_{sys} = \frac{2g\Delta H_{sys}}{V^2 - K_{n90}} \quad (2-9)$$

2- محاسبه سرعت جریان در زاویه خاص باز بودن شیر:

$$V_q = \sqrt{2g\Delta H_{sys} / (K_{sys} + K_{nq})} \quad (2-11)$$

3- محاسبه افت هد ΔH_{vq} ، افت فشار ΔP_q ، گشتاور دینامیکی T_{dq} و گشتاور بلبرینگ T_{bq} در زاویه خاص باز بودن شیر به کمک روابط ذیل:

$$\Delta H_{nq} = K_{nq} V_q^2 / 2g \quad (2-12)$$

$$\Delta P_q = 0.4335 \Delta H_q \quad (2-13)$$

$$T_{dq} = C_{iq} D^3 \Delta P_q \quad (2-14)$$

$$T_{bq} = (pD_d^2 d_s / 8) C_f \Delta P_q \quad (2-15)$$

باید توجه داشت که T_d در حالت باز کننده؛ مثبت و در جهت بسته کننده؛ مقداری منفی خواهد داشت.

¹ - velocity head loss coefficient

2-2-10-2 حالت با فشار منبع متغیر

این حالت معمولاً با حضور یک پمپ در بالادست بوجود می‌آید، در این وضعیت مقدار فشار تأمین شده توسط پمپ تابعی از مقدار آهنگ جریان است، که این موضوع در منحنی مشخصه پمپ انعکاس یافته است.

مجموع افت فشار در سیستم در بازه زمانی معین ΔH_{sys} خواهد بود. همانند حالت فشار منبع ثابت، سیستم به دو جزء کلی یعنی شیر و باقی اجزاء تقسیم می‌گردد. در این حالت مقدار ΔH_{sys} در یک زمان محدود، بسته به شرایط و چگونگی جریان است.

در محاسبات فرض می‌شود، که دیگر اجزا ایجاد کننده افت فشار موجود در سیستم، هیچ تغییری وضعیتی نداشته باشند، بنابراین ضریب افت سرعت¹ تمامی اجزاء جز شیر پروانه‌ای ثابت مانده و برابر با K_{sys} خواهد بود.

طبق استانداردهای تدوین شده برای حالت منبع فشار متغیر محاسبات به ترتیب زیر انجام می‌شود (AWWA M49, First Edition 2001):

1. K_{sys} از رابطه (2-8) باید تعیین گردد. مقدار V از روی منحنی مشخصه پمپ در نقطه وضعیت شیر خوانده می‌شود، ΔH_{sys} نیز اختلاف میان مقدار هد پمپ و فشار استاتیکی پشت شیر خواهد بود.
2. تعیین سرعت جریان در زاویه مشخص شیر از رابطه ذیل تعیین می‌گردد.

$$V_q = \sqrt{\frac{2g\Delta H_{sysq}}{K_{sys} + K_{nq}}} \quad (2-16)$$

- اگر ΔH_{sys} متغیر وابسته به V_q باشد این معادله به ترتیب زیر حل می‌گردد.
- (a) یک شیر با V_q کمتر از V_q اولیه با زاویه باز بودن بیشتر در نظر گرفته میشود.
 - (b) مقدار ΔH_{sys} از رابطه (2-17) محاسبه میشود.

$$\Delta H_{sysq} = (K_{sys} + K_{nq})V_q^2 / 2g \quad (2-17)$$

- (c) از منحنی مشخصه پمپ محل تلاقی ΔH_{sys} با منحنی مشخص میشود.

¹ - velocity head losses coefficient

(d) اگر مقدار ΔH_{sys} بزرگتر از مقدار محاسبه شده برای شیر باشد، یک مقدار کمتر و یک مقدار بیشتر برای V_q در نظر گرفته و مراحل بالا را تکرار می‌گردد تا مقدار ΔH_{sys} صحیح بدست آید.

3. محاسبه افت هد ΔH_{vq} ، افت فشار ΔP_q ، گشتاور دینامیکی T_{dq} و گشتاور بلبرینگ T_{bq} در زاویه خاص (q) باز بود شیر نیز به کمک روابط ذیل (AWWA M49, First Edition 2001) انجام میشود:

$$\Delta H_{nq} = K_{nq} V_q^2 / 2g \quad (2-18)$$

$$\Delta P_q = 0.4335 \Delta H_q \quad (2-19)$$

$$T_{dq} = C_{iq} D^3 \Delta P_q \quad (2-20)$$

$$T_{bq} = (pD_d^2 d_s C_f \Delta P_q / 8) \quad (2-21)$$

4. مقدار T_{iq} را می‌توان با کمک روابط اصلی ارائه شده برای گشتاور کلی، تحت زوایای مختلف محاسبه نمود.

2-3-2 مقادیر افت در شیر

2-3-1 ایجاد افت فشار

شیرهای پروانه‌ای همانند بقیه اجزاء یک سامانه انتقال سیال، افت فشار و اتلاف انرژی را موجب می‌گردند. همچنان که شیر بسته می‌گردد، مقدار افت فشار افزایش می‌یابد تا آنجا که در نهایت کل هد جریان در شیر تلف می‌گردد. بررسی مقدار افت ایجاد شده در شیر، به لحاظ مقدار مصرف انرژی در جریان پمپاژ سیال و ارزش اقتصادی آن، امری مهم است.

از بین رفتن جریان و یا همان افت فشار با استفاده از چندین ضریب مختلف که برای جریان تعریف می‌شود، قابل محاسبه است در این بخش، دو ضریب از معمول‌ترین ضرایب مورد استفاده تشریح شده و سپس یک روش بدست آوردن مقدار افت هد بر اساس استاندارد های معتبر ارائه می‌گردد.

2-3-2 تعاریف

برای هر آهنگ شارشی، مقدار افت با کمک معادلات جریان سیال و ضرایب جریان قابل پیش‌بینی است. امروزه معادلات متعددی برای تشریح حرکت سیال مورد استفاده قرار می‌گیرند که برخی از آنها تنها برای حالات و شرایط خاص تدوین شده‌اند.

در استاندارد امریکایی دو ضریب مورد استفاده در تعیین حرکت سیال در شیرهای پروانه‌ای C_v و K_v متفاوت می‌باشند.

ضریب شارش C_v معمولاً برای شیرهای کنترلی مورد استفاده قرار می‌گیرد، که برابر با مقدار جریان برحسب گالن بر دقیقه به ازاء یک واحد افت فشار (psi) و در دمای کاری (16°C) در شیر می‌باشد. بسیاری از سازندگان شیر، مقدار C_v را برای شیر ساخته شده در حالت کاملاً باز بر روی شیر درج می‌کنند و با استفاده از رابطه ذیل می‌توان مقدار آهنگ جریان و یافت فشار را بدست آورد.

$$Q = C_v \sqrt{\Delta P / S_g} \quad (2-22)$$

Q : مقدار جریان بر حسب gpm

C_v : ضریب جریان

ΔP : افت فشار بر حسب psi

S_g : گرانش ویژه، بدون بعد

برای یک شیر به قطر 24 in (600 mm) در حالت کاملاً باز مقدار C_v حدود این به معنی ظرفیت 25000 گالن در دقیقه (1.58 m^3 در ثانیه) برای شیر نیست. چنین ظرفیتی معادل با سرعت 17.7ft/sec یا همان 5.8m/s است. که این مقدار سرعت بالاتر از حد مجاز استاندارد است درحالی‌که در استاندارد ANSI/AWWA C504 امریکا بیشینه سرعت مجاز برای این شیر 16ft/sec است.

در قسمت استانداردهای اجزاء شیر توضیح بیشتری در مورد دسته بندی شیرهای پروانه ای بر حسب سرعت‌های جریان آمده است.

ضریب مقاومت جریان (K)، برای انواع مختلف شیرها مقدار ثابتی خواهد داشت. K مقدار افت هد سرعت جریان¹ در شیر در قطعاتی چون زانویی و غیره تعریف می‌گردد. به عنوان نمونه یک زانویی 90درجه مقدار ضریب K برابر با 0,3 و یک سه راهی $K=0.9$ را دارد. طراح سیستم می‌تواند برای شیر

¹ - flow velocity heads lost

پروانه‌ای ضریب مقاومت جریان برابر با مقدار 47. یعنی عددی مابین سه‌راهی و زانویی را در نظر بگیرد (ANSI/AWWA C504).

برای استفاده از K_v در معادلات جریان باید به چند نکته مهم توجه نمود:

1. معادلات و ضرایب جریان بر حسب اندازه نامی شیر می‌باشند، ورودی شیر، قطر دیسک، و نیز قطر داخلی می‌توانند از مقدار قطر نامی متفاوت باشند. در چنین شرایطی باید با در نظر گرفتن ضرایب مناسب اثر این اختلاف قطر را در معادلات تاثیر داد.
2. بطور کلی می‌توان مقدار K_v اجزایی که بطور سری به یکدیگر متصل شده‌اند را با هم جمع کرد.
3. معادلات برای آب در دمای $60^\circ F (16^\circ C)$ تدوین شده‌اند. آب نیز سیال غیر قابل تراکم در نظر گرفته می‌شود.
4. دو روش کلی برای تست مقدار افت هد شیرها وجود دارد که در استانداردهای ISA S75.02 و ISA S39.2 به تفصیل ذکر شده اند (AWWA M49, First Edition 2001). استاندارد ISA S75.02 شامل مقدار افت فشار در بالادست و پایین دست شیر نیز می‌باشد. و در آن اندازه طول لوله بالادست دو برابر پایین دست و 6 برابر قطر شیر است. استاندارد ISA S39.2 با کم کردن افت فشار لوله‌کشی بالادست و پایین دست، تنها شامل افت فشار در شیر می‌باشد. هنگامی که شیر، با مقدار افت هد کم آزمایش می‌شود. تا 40 درصد خطا می‌تواند وجود داشته باشد (AWWA M49, First Edition 2001). در بخش‌های بعد روند انجام آزمایش بر طبق استاندارد ISA S7502 توضیح داده خواهد شد.
5. دقت محاسبه مقدار افت فشار متاثر از وضعیت لوله‌کشی خواهد بود. شیرها و برخی دیگر از اجزاء سیستم می‌توانند با تغییر سرعت جریان بطور محلی، باعث تغییر در مقدار افت فشار گردند. همچنین وضعیت پایین دست شیر و اینکه در پایین دست لوله‌کشی وجود داشته باشد و یا بدون لوله‌کشی باشد، نیز نتایج مختلفی را بدست خواهد آورد.

3-3-2 محاسبه افت هد

با داشتن ضریب جریان K برای یک شیر پروانه‌ای، مقدار افت هد با کمک رابطه (2-23) تعیین می‌شود (AWWA M49, First Edition 2001).

$$\Delta H = K_v V^2 / 2g \quad (2-23)$$

ΔH : افت هد، بر حسب فوت آب (و یا متر آب)

K_v : ضریب مقاومت شیر در برابر جریان

V : سرعت جریان، بر پایه قطر نامی شیر

g : شتاب گرانش

ضریب جریان می‌تواند بر حسب C_v باشد، رابطه K_v و C_v بصورت معادله (2-22) است.

$$K_n = 2g\Delta H / V^2 = 890D^4 / C_n^2 \quad (2-24)$$

D : قطر نامی شیر

همچنین اگر مقدار جریان بر حسب گالن بر دقیقه باشد سرعت را می‌توان بر اساس معادله (2-25)

تعیین نمود.

$$V = Q / A = 0.4085Q / D^2 \quad (2-25)$$

V : سرعت جریان بر حسب ft/sec

Q : مقدار شارش بر حسب gpm

A : مساحت مقطع گذر جریان بر حسب in^2

4-3-2 محاسبه انرژی

در یک سیستم پمپاژ شده، هنگامی که جریان از میان یک شیر یا یکی از اتصالات می‌گذرد، برای غلبه بر افت فشار در این اجزاء، احتیاج به صرف انرژی وجود دارد. یکی از علل استفاده از شیرهای پروانه‌ای، مقدار افت فشار کم ایجاد شده در سیستم می‌باشد.

معادله (2-26) می‌تواند برای تعیین ارزش انرژی صرف شده در یک سیستم هیدرولیکی بکار رود

(AWWA M49, First Edition 2001).

$$A = \frac{1.65Q \cdot \Delta H_s \cdot CU}{E} \quad (2-26)$$

A : مقدار قیمت انرژی سالانه

Q : مقدار جریان بر حسب gpm

ΔH : افت هد بر حسب فوت آب

S_g : گرانش ویژه بصورت بدون بعد

C : قیمت الکتریسته بر حسب ارزش مالی در هر کیلووات ساعت برق

U : درصد ضریب استفاده روزانه (کارکرد 24 ساعت در روز برابر با واحد)

E : راندمان پمپ و موتور (معمولاً حدود 0/80)

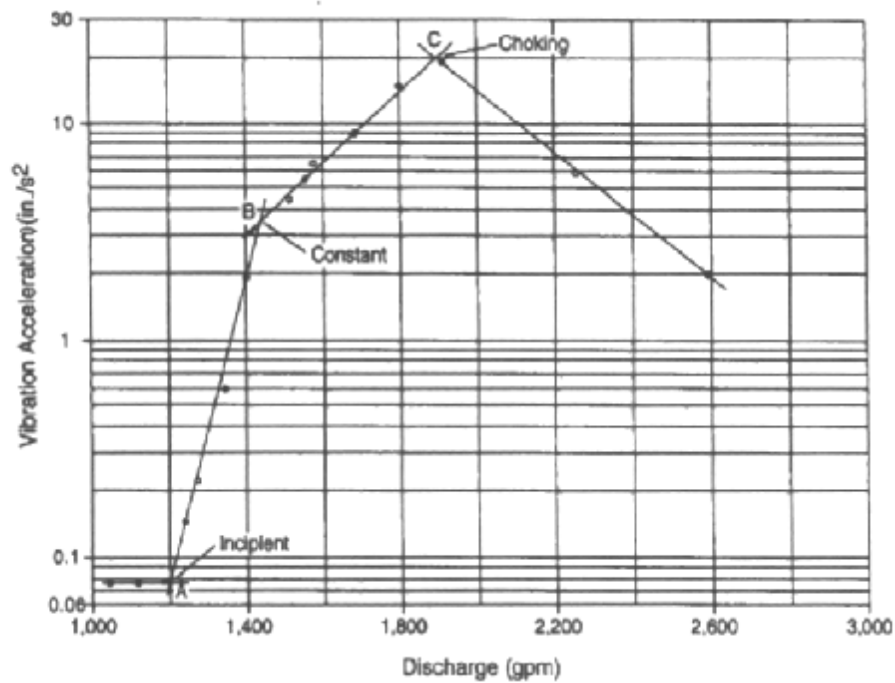
2-4-2 کاویتاسیون

2-4-1-1 رخداد کاویتاسیون

وقتی از یک شیردر سیستم استفاده می‌گردد، باید شرایط ایجاد کاویتاسیون در شیر، بررسی گردد. کاویتاسیون می‌تواند علاوه بر ایجاد سرو صدا در شیر، ارتعاشات و... از عمر مفید شیر و اجزاء و اتصالات نزدیک به شیر بکاهد.

کاویتاسیون بخار شدن و انبساط سریع یک مایع در اثر کاهش فشار در یک ناحیه از سیستم لوله‌کشی است. هنگامی که جریان از میان یک شیر پروانه‌ای نیمه‌باز می‌گذرد، یک منطقه کم فشار در پشت دیسک در سمت پایین دست، به سرعت می‌تواند بوجود آید. ایجاد این ناحیه در اثر تغییر ناگهانی سرعت جریان است. هنگامی که فشار در این ناحیه از مقدار فشار بخار مایع کمتر گردد، مایع بخار می‌گردد. بخار ایجاد شده بصورت حبابهایی ظاهر می‌گردد، همچنان که حبابها به همراه جریان به سمت پایین دست می‌روند، فشار جریان دوباره به حالت عادی باز می‌گردد، در نتیجه حبابها در اثر افزایش فشار می‌ترکند. در اثر انفجار حبابها افزایش فشار محلی بسیار بالایی در ناحیه اطراف حباب ایجاد می‌گردد، دستگاههای اندازه‌گیری این افزایش فشار ناگهانی را تا حد $100,000 \text{ psi}$ (689 MPa) اندازه‌گیری کرده‌اند. انفجار این بمب‌های کوچک حبابی اثرات مخرب زیادی در سیستم ایجاد می‌کند.

نمودار (2-4) منطقه کم فشار پایین دست دیسک شیر پروانه‌ای را نمایش می‌دهد. حبابهای کاویتاسیون می‌توانند بلافاصله پس از این منطقه و یا در فاصله‌ای در چندین برابر قطر لوله منهدم گردند. این موضوع بستگی به این دارد که بازگشت فشار به فشار اصلی سیستم، در کجا اتفاق می‌افتد. با ایجاد کاویتاسیون، صدای حاصل از کاویتاسیون و لرزش آن، همانند صدای عبور شن و ماسه از میان لوله می‌باشد.



نمودار (2-4): رخداد انواع مختلف کاویتاسیون (AWWA M49, First Edition 2001)

در بسیاری از شیرها هنگامی که در موقعیت نزدیک به بسته بودن می‌باشند، کاویتاسیون رخ می‌دهد چرا که اختلاف فشار در چنین حالتی بیشینه مقدار ممکن را داراست. کاویتاسیون در شیرها معمولاً به سه حالت در نظر گرفته می‌شود.

1- کاویتاسیون آغازین¹

2- کاویتاسیون ثابت²

3- کاویتاسیون خفگی³

کاویتاسیون آغازین با کمی صدا همراه است و خسارت عمده‌ای به بار نمی‌آورد. کاویتاسیون ثابت صدایی همانند حرکت دانه‌های شن داخل لوله ایجاد می‌کند. با رسیدن به مقدار بیشینه جریان در بالادست کاویتاسیون خفگی رخ می‌دهد. این کاویتاسیون با تخریب زیاد، ارتعاش و صدا همراه است.

2-4-2 پیش‌بینی کاویتاسیون

آزمون‌هایی برای تعیین چگونگی کاویتاسیون و پیش‌بینی رخداد آن و احتمالاً جلوگیری از بروز آن در دست می‌باشد. نتایج این آزمایشات معمولاً بر اساس زوایای مختلف عملکرد شیر، و میزان تخریب

¹ - Incipient Cavitation
² - Constant Cavitation
³ - Choked Cavitation

جمع‌بندی و ارایه می‌گردند. شاخص کاویتاسیون (رابطه 2-27) از جمله این ابزارها در تعیین رخداد کاویتاسیون است.

$$S = \frac{P_u - P_n}{P_u - P_d} \quad (2-27)$$

S: شاخص کاویتاسیون بدون واحد

P_d : فشار پایین دست بر حسب psig و یا KPa

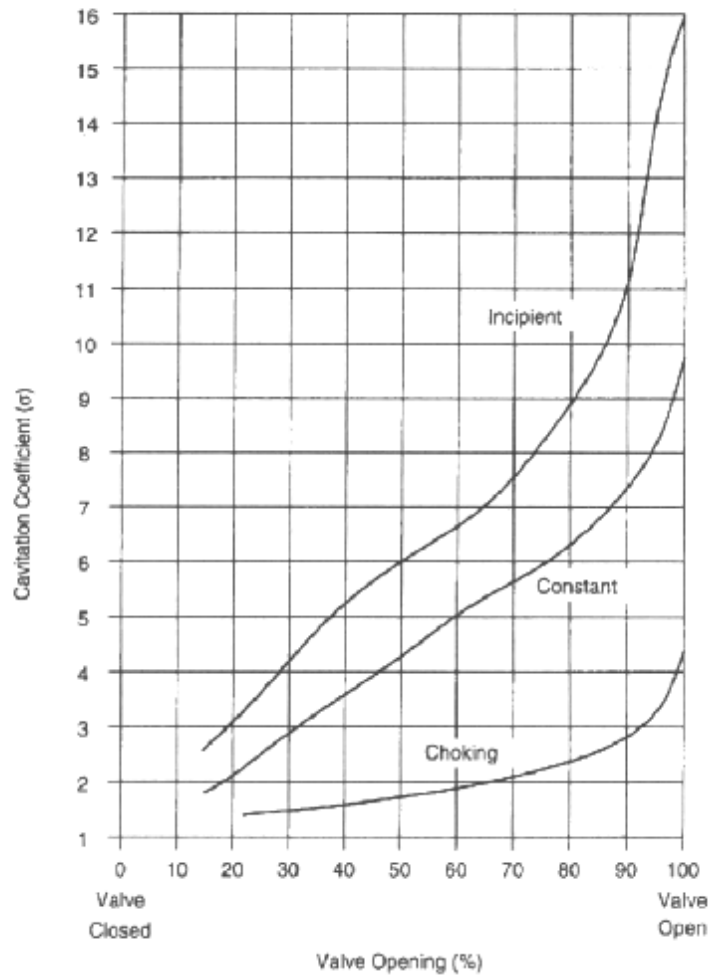
P_v : فشار بخار اشباع مایع در دمای کار و فشار اتمسفر، مقدار آن برای آب در $60^\circ F$ برابر با (KPa) 97/5- یا (psig) 14/2- در فشار سطح دریا است.

P_u : فشار بالادست بر حسب psig (و یا KPa)

شاخص کاویتاسیون می‌تواند با ضرایب کاویتاسیون مقایسه گردد تا بتوانیم زمان وقوع کاویتاسیون را پیشگویی کنیم.

ضرایب کاویتاسیون برای مراحل آغازین، ثابت و خفگی از طریق آزمایشات جریان سیال بدست می‌آیند. رخداد کاویتاسیون توسط دستگاههای hydrophone و یا accelerometer در حین آزمایش قابل شناسایی است. نتایج آزمایش برای یک شیر در نمودار (2-5) نمایش داده شده است. با استفاده از روش آزمایش پیشنهاد شده در بخش آخر این فصل می‌توان این ضرایب را بدست آورد.

هر چه مقدار محاسبه شده برای شاخص کاویتاسیون پایین‌تر باشد احتمال تخریب کاویتاسیون افزایش می‌یابد، برای نمونه در شیر با 50% بازی و شاخص کاویتاسیون 6 تقریباً کاویتاسیون رخ نمی‌دهد. ولی اگر شیر 39% باز و با شاخص 3,5 باشد کاویتاسیون در حدود حالات آغازین و ثابت رخ می‌دهد، و صدا نیز شنیده می‌شود. معمولاً اطلاعات مربوط به کاویتاسیون بر طبق فشار بالا دست و سائز شیر می‌باشند و برای تطبیق از فاکتور بزرگی و نیز فاکتور فشار استفاده می‌شود (AWWA M49, First Edition 2001).



نمودار (2-5): ضرایب کاویتاسیون برای یک شیر پروانه‌ای 6in

ضرایب کاویتاسیون نوع آغازین و ثابت (s_c, s_i) با کمک روابط زیر و تأثیر فاکتورهای بزرگنمایی و فشار تصحیح می‌گردند (AWWA M49, First Edition 2001).

$$\begin{aligned} s_i &= (s_{ii} SSE - 1) PSE + 1 \\ s_c &= (s_{ct} SSE - 1) PSE + 1 \end{aligned} \quad (2-28)$$

s_i : ضریب کاویتاسیون آغازین در فشار مرجع P_u

s_{ii} : ضریب کاویتاسیون آغازین از آزمایش

s_c : ضریب کاویتاسیون نوع ثابت در فشار مرجع P_u

s_{ct} : ضریب کاویتاسیون نوع ثابت از آزمایش

SSE : فاکتور بزرگی تفاوت اندازه شیر

PSE : فاکتور فشار (تفاوت در فشار بالادست)

ضرائب PSE, SSE به کمک روابط زیر محاسبه میشوند:

$$PSE = \left(\frac{P_u - P_n}{P_{ut} - P_{nt}} \right)^{0.28} \quad (2-29)$$

P_u : فشار بالادست مرجع (اصلی)

P_{ut} : فشار بالا دست آزمایش

P_v : فشاربخار اشباع در دمای کار و فشار اتمسفر

P_{vt} : فشار بخار اشباع در آزمایش

$$SSE = \left(\frac{D}{d_t} \right)^Y \quad (2-30)$$

$$Y = 0.3(K_v)^{-0.025} \quad (2-31)$$

D : سایز شیر اصلی بر حسب (mm)in

d_t : سایز شیر مورد آزمایش بر حسب (mm)in

K_v : ضریب مقاومت شیر؛ بدون بعد

تأثیر فاکتور بزرگی برای شیرهای بزرگتر از 36in (900mm) معمولاً کمتر از مقدار معرفی شده در رابطه (2-30) است. این روابط بصورت تجربی بدست آمده‌اند، و نمی‌توان برای همه نوع طراحی از آنها استفاده نمود. همچنین تحقیقات نشان می‌دهند که تأثیر بزرگی در کاویتاسیون نوع خفگی محسوس نمی‌باشد.

3-4-2 روش پیش‌بینی کاویتاسیون

دقت در پارامترهای معادله کاویتاسیون که پیشتر آمده می‌تواند به دیدگاههای خوبی جهت جلوگیری از رخداد کاویتاسیون در اختیار طراح قرار دهد. برای کاهش کاویتاسیون، شاخص کاویتاسیون شیر یعنی S می‌باید به مقداری بیش از ضریب کاویتاسیون ثابت S_c ، افزایش یابد. یک راه برای رسیدن به این هدف افزایش فشار پایین دست شیر است.

راه حل دیگر کاهش اختلاف فشار دو سوی شیر $(P_u - P_d)$ می‌باشد. ضریب کاویتاسیون ثابت بانغیر وضعیت دیسک و تغییر در مقدار بازشدگی شیر تغییر می‌یابد.

بصورت عملی، راهکارهای زیر را می‌توان برای کاهش کاویتاسیون پیشنهاد نمود.

1. فشار پایین دست را با تغییر موقعیت شیر در سامانه انتقال سیال افزایش دهیم و یا آنکه مقاومت در برابر عبور جریان را با قراردادن یک شیر و یا یک اتصال همانند اتصال اریفیس یا روزنه، افزایش دهیم.
2. مقدار اختلاف فشار ($P_u - P_d$) را با استفاده از دو یا چند شیر بصورت سری در سامانه، کاهش دهیم، در شیرهای سری، اختلاف فشار میان دو سو کمتر از حالت مشابه و با وجود یک شیر است.
3. باتغییر سایز شیر می توان وضعیت و مقدار لازم باز شدن شیر را تغییر داد. برای دستیابی به مقدار دبی جریان مشابه حالت اولیه یک شیر بزرگتر در زاویه دیسک بسته تر می تواند بکار رود، اینچنین شیری معمولاً ضریب کاویتاسیون ثابت (S_c) کوچکتری خواهد داشت.
4. یک مسیر پس خور (بای پس) در شیر اصلی اجرا گردد.
5. ورودی های هوا بلافاصله در پایین دست، نصب گردد؛ تا ناحیه دارای اختلاف فشار در لوله را کاهش دهد، در این حالت سیستم نباید نسبت به ورود هوا حساس و آسیب پذیر باشد، در غیر این صورت همچنن می توان از تکنیک هایی جهت جداسازی مجدد هوا، استفاده نمود.

2-5-2 استانداردهای معتبر در طراحی و ساخت اجزاء اصلی شیرهای پروانه

ای

1-5-2 دسته بندی شیرهای پروانه ای

در طراحی سازه شیرهای پروانه ای استاندارد "AWWA C504" توصیه های مهمی نموده است. در این استاندارد با توجه به نوع شیر و اندازه قطر آن، شیرها به چهار دسته کلی تقسیم می گردند:

- شیرهای فشرده¹: دسته 150 B در اندازه های 3-20 in (75-500 mm)
- شیرهای فلنچ دار بدنه کوتاه²: دسته 25 A، دسته 25 B، دسته 75 A، دسته 75 B، دسته 150 A، دسته 150 B در اندازه های 3-72 in (75-1800 mm) و دسته 250 B در اندازه 3-48 in (75-1200 mm)
- شیرهای فلنچ دار بدنه بلند¹: دسته 75 A، دسته 75 B، دسته 150 A و 150 B در اندازه های 3-72 in (75-1800 mm)

¹- Wafer Valves

²- Short-body Flanged Valves

• شیرهای با اتصال به لوله کشی بصورت مکانیکی²: کلاس یا دسته‌های 150 B، 250 B در اندازه‌های 3-24 in (75-600 mm) دسته 25 A، دسته 25 B، دسته 75 A، دسته 75 B، دسته 150 A و دسته 150 B و دسته 250 B در اندازه‌های 30-48 in (750-1200 mm) **تعریف دسته‌بندیها**: عدد موجود در دسته‌بندیها معرف فشار عملکرد شیر است. یعنی بیشینه فشار مجاز در طراحی شیر، برای جریان در حالت پایدار برحسب پوند بر مجذور اینچ psig و یا بیشترین اختلاف فشار در حالت پایدار.

حروف A و B مقدار شارش جریان در حالت کاملاً باز شیر را بیان می‌کنند، شیرهای دسته A بیشینه آهنگ جریان 8 ft/sec (2/4 m/sec) را دارا می‌باشند و شیرهای دسته B دارای بیشینه آهنگ جریان 16ft/sec (4/9 m/sec) می‌باشند.

2-5-2 استانداردهای معتبر در طراحی ضخامت و طول بدنه شیر

2-5-2-1 طول شیر

طبق جدول (2-1) تنها کلاس‌بندیهای 25، 75 و 150 شیرهای پروانه‌ای با انتهای فلنجی و نیز برای شیرهای پروانه‌ای فشرده (ساندویچی) دارای مقادیر استاندارد شده برای طول شیر می‌باشند. اندازه‌های داده شده در این جدول برای شیرهای با اتصال به بدنه بصورت مکانیکی و نیز شیرهای اتصال فلنجی دسته 250B قابل اعمال نمی‌باشند (AWWA C504).

2-2-5-2 ضخامت و جنس پوسته

کمترین ضخامت مجاز پوسته برای انواع کلاس‌بندیها در جدول (2-1) آمده است. نصف مجموع ضخامتهای پوسته برای دو نقطه که در راستای قطر شیر، روبروی هم قرار گرفته‌اند، باید از اندازه‌های داده شده در جدول بیشتر و یا حداقل برابر با اندازه‌های موجود در جدول باشد طبق استاندارد در هیچ نقطه‌ای از پوسته ضخامت نباید از 12/5 درصد ضخامت داده شده در جدول کمتر باشد. (AWWA C504).

¹ - Long-body Flanged Valves

² - Mechanical-joint-end Valves

3-5-2 استانداردهای تدوین شده در طراحی شفت اتصال دیسک به بدنه

در طراحی شفت باید به موارد زیر توجه شود (AWWA C504):

- شفت اتصال دیسک به بدنه شیر باید یک تکه بوده و از میان دیسک گذر کرده باشد. می‌توان شفتهای اتصال را برای دو سوی دیسک دو تکه در نظر گرفت، در این صورت باید حداقل به اندازه یک و نیم برابر قطر، شفت داخل یاتاقان و روی سازه مستقر شده باشد.
- شفت در فاصله بین دیسک و بلبرینگ قطر ثابت دارد. حداقل قطر شفت اتصال از بلبرینگ تا دیسک باید طبق جدول (2-2) باشد. اندازه‌های جدول در تمامی دسته‌ها جز دسته 25B برای تمامی فلزات قابل استفاده می‌باشند. قطرهای داده شده برای دسته 25B بر اساس استاندارد ASTM A 564 و جنس H1150 می‌باشد (AWWA C504).
- جنس پوسته شیر باید از چدن خاکستری، چدن داکتیل و یا آلیاژی از چدن خاکستری باشد. جنس شیر در موارد خاص برحسب مورد مصرف، می‌تواند غیرچدنی باشد.

جدول (2-1): طول بدنه شیر و کمترین ضخامت مجاز برای بدنه (AWWA C504)

کمترین ضخامت بدنه شیر								طول بدنه*						اندازه شیر	
دسته 250B		دسته 150A		دسته 75A		دسته 25A		نوع شیر							
		دسته 150B		دسته 75B		دسته 25B		فشرده		فلنجی اندازه بزرگ		فلنجی اندازه کوچک			
(mm)	in.	(mm)	in.	(mm)	in.	(mm)	in.	(mm)	in.	(mm)	in.	(mm)	in.	(mm)	in.
(9/5)	3/8	(9/40)	0/37	(9/40)	0/37	(9/40)	0/37	(50/8)	2	(127)	5	(127)	5	(75)	3
(11/9)	15/32	(10/2)	0/40	(10/2)	0/40	(10/2)	0/40	(57/2)	2 ^{1/4}	(178)	7	(127)	5	(100)	4
(15/9)	5/8	(10/9)	0/43	(10/9)	0/43	(10/9)	0/43	(71/4)	2 ^{13/16}	(203)	8	(127)	5	(150)	6
(15/9)	5/8	(11/7)	0/46	(1/7)	0/46	(11/7)	0/46	(74/6)	2 ^{5/16}	(216)	8 ^{1/2}	(152)	6	(200)	8
(17/5)	11/16	(13/7)	0/54	(12/7)	0/50	(12/7)	0/50	(79/4)	3 ^{1/8}	(381)	15	(203)	8	(250)	10
(19/1)	3/4	(14/7)	0/58	(13/7)	0/54	(13/7)	0/54	(85/7)	3 ^{3/8}	(381)	15	(203)	8	(300)	12
(22/2)	7/8	(16/0)	0/63	(14/7)	0/58	(13/7)	0/54	(96/3)	3 ^{3/4}	(406)	16	(203)	8	(350)	14
(25/4)	1	(17/3)	0/68	(16/0)	0/63	(14/7)	0/58	(105)	4 ^{1/8}	(406)	16	(203)	8	(400)	16
(28/6)	1 ^{1/8}	(20/1)	0/79	(17/3)	0/68	(16/0)	0/63	(117)	4 ^{5/8}	(406)	16	(203)	8	(450)	18
(28/6)	1 ^{1/8}	(21/1)	0/83	(18/0)	0/71	(16/8)	0/66	(130)	5 ^{1/8}	(457)	18	(203)	8	(500)	20
(31/8)	1 ^{1/4}	(23/6)	0/93	(20/3)	0/80	(18/8)	0/74			(457)	18	(203)	8	(600)	24
(44/5)	1 ^{3/4}	(27/9)	1/10	(23/9)	0/94	(22/1)	0/87			(559)	22	(305)	12	(750)	30
(47/6)	1 ^{7/8}	(31/0)	1/22	(28/7)	1/13	(24/6)	0/97			(559)	22	(305)	12	(900)	36
(57/2)	2 ^{1/4}	(34/3)	1/35	(29/5)	1/16	(27/2)	1/07			(610)	24	(305)	12	(1050)	42
(63/5)	2 ^{1/2}	(37/6)	1/48	(34/8)	1/37	(29/9)	1/18			(660)	26	(381)	15	(1200)	48

		(41/4)	1/63	(38/4)	1/51	(33/0)	1/30			(711)	28	(381)	15	(1350)	54
		(48/0)	1/89	(41/1)	1/62	(35/3)	1/39			(762)	30	(381)	15	(1500)	60
		(50/8)	2/00	(45/7)	1/80	(41/3)	1/625			(864)	34	(457)	18	(1650)	66
		(60/3)	2/375	(50/8)	2/00	(44/5)	1/75			(914)	36	(457)	18	(1800)	72

***ترانس مجاز برای شیرهای با قطر 10in (250mm) و یا کمتر $\pm 1/8in$ (3,17mm) است. ترانس برای شیرهای با قطر

12in (300mm) و بالاتر $\pm 3/16in$ (4,76mm) می‌باشد. [1]

جدول (2-2): مقادیر استاندارد برای قطر شفت اتصال دیسک به بدنه (AWWA C504)

قطر شفت اتصال														قطر شیر	
دسته 250B*		دسته 150B*		دسته 150A*		دسته 75B*		دسته 75A*		دسته 25B*		دسته 25A*		(mm)	In.
(mm)	In	(mm)	In	(mm)	In	(mm)	In	(mm)	In	(mm)	In	(mm)	In		
(12/7)	1/2	(12/7)	1/2	(12/7)	1/2	(12/7)	1/2	(12/7)	1/2	(12/7)	1/2	(12/7)	1/2	(75)	3
(15/9)	5/8	(15/9)	5/8	(15/9)	5/8	(15/9)	5/8	(15/9)	5/8	(15/9)	5/8	(15/9)	5/8	(100)	4
(25/4)	1	(25/4)	1	(25/4)	1	(19/1)	3/4	(19/1)	3/4	(19/1)	3/4	(19/1)	3/4	(150)	6
(28/6)	1 ^{1/8}	(28/6)	1 ^{1/8}	(28/6)	1 ^{1/8}	(22/2)	7/8	(22/2)	7/8	(22/2)	7/8	(22/2)	7/8	(200)	8
(34/9)	1 ^{3/8}	(34/9)	1 ^{3/8}	(34/9)	1 ^{3/8}	(28/6)	1 ^{1/8}	(28/6)	1 ^{1/8}	(25/4)	1	(25/4)	1	(250)	10
(38/1)	1 ^{1/2}	(38/1)	1 ^{1/2}	(38/1)	1 ^{1/2}	(31/8)	1 ^{1/4}	(31/8)	1 ^{1/4}	(28/6)	1 ^{1/8}	(28/6)	1 ^{1/8}	(300)	12
(44/5)	1 ^{3/4}	(44/5)	1 ^{3/4}	(44/5)	1 ^{3/4}	(38/1)	1 ^{1/2}	(34/9)	1 ^{3/8}	(34/9)	1 ^{3/8}	(31/8)	1 ^{1/4}	(350)	14
(50/8)	2	(50/8)	2	(50/8)	2	(41/3)	1 ^{5/8}	(38/1)	1 ^{1/2}	(38/1)	1 ^{1/2}	(34/9)	1 ^{3/8}	(400)	16
(57/2)	2 ^{1/4}	(57/2)	2 ^{1/4}	(54/0)	2 ^{1/8}	(47/6)	1 ^{7/8}	(41/3)	1 ^{5/8}	(41/3)	1 ^{5/8}	(38/1)	1 ^{1/2}	(450)	18
(63/5)	2 ^{1/2}	(63/5)	2 ^{1/2}	(60/3)	2 ^{3/8}	(54/0)	2 ^{1/8}	(44/5)	1 ^{3/4}	(47/6)	1 ^{7/8}	(38/1)	1 ^{1/2}	(500)	20
(76/2)	3	(76/2)	3	(69/9)	2 ^{3/4}	(63/5)	2 ^{1/2}	(50/8)	2	(57/5)	2 ^{1/4}	(44/5)	1 ^{3/4}	(600)	24
(92/1)	3 ^{5/8}	(92/1)	3 ^{5/8}	(88/9)	3 ^{1/2}	(76/2)	3	(63/5)	2 ^{1/2}	(69/9)	2 ^{3/4}	(50/8)	2	(750)	30
(111)	4 ^{3/8}	(111)	4 ^{3/8}	(102)	4	(92/1)	3 ^{5/8}	(76/2)	3	(88/9)	3 ^{1/2}	(63/5)	2 ^{1/2}	(900)	36
(127)	5	(127)	5	(114)	4 ^{1/2}	(108)	4 ^{1/4}	(85/7)	3 ^{3/8}	(95/3)	3 ^{3/4}	(73/0)	2 ^{7/8}	(1050)	42
(143)	5 ^{5/8}	(143)	5 ^{5/8}	(130)	5 ^{1/8}	(124)	4 ^{7/8}	(98/4)	3 ^{7/8}	(108)	4 ^{1/4}	(82/6)	3 ^{1/4}	(1200)	48
		(171)	6 ^{3/4}	(146)	5 ^{3/4}	(140)	5 ^{1/2}	(108)	4 ^{1/4}	(124)	4 ^{7/8}	(92/1)	3 ^{5/8}	(1350)	54
		(184)	7 ^{1/4}	(159)	6 ^{1/4}	(152)	6	(121)	4 ^{3/4}	(140)	5 ^{1/2}	(102)	4	(1500)	60
		(197)	7 ^{3/4}	(178)	7	(171)	6 ^{3/4}	(127)	5	(152)	6	(114)	4 ^{1/2}	(1650)	66
		(216)	8 ^{1/2}	(191)	7 ^{1/2}	(191)	7 ^{1/2}	(146)	5 ^{3/4}	(165)	6 ^{1/2}	(124)	4 ^{7/8}	(1800)	72

- اتصال بین شفت و دیسک باید بگونه‌ای طراحی شود که امکان انتقال گشتاوری معادل با 75 درصد پیچش اعمال شده به شفت با قطر کمینه را دارا باشد. اصولاً باید شفت بصورت صلب به دیسک مقید گردد، ابزار اتصال باید از جنس فلزات مقاوم در برابر خوردگی انتخاب شود، شفت و دیسک باید بصورت مکانیکی همچون استفاده از پیچ، رزوه کردن و یا کاشتن پین به یکدیگر متصل گردند و نباید دو قطعه با جوشکاری به یکدیگر متصل شوند.
- همانگونه که گفته شد، قطر شفت باید تا محل بلبرینگ یکسان باشد. اگر قطر شفت برای اتصال به عملگر باز و بسته کردن شیر، پس از بلبرینگ‌ها کاهش یابد، باید برای کاهش تمرکز تنش در محل تغییر قطر فیلت اجرا گردد. (شفت در محل تغییر قطر راکورد زده شود).
- کمترین قطر مجاز شفت باید بتواند بیشینه گشتاور محاسبه شده برای حرکت دادن دیسک را انتقال دهد با این شرط که مقدار تنش پیچشی ایجاد شده در شفت از 40 درصد سفتی پیچشی موجود برای جنس شفت تجاوز ننماید.
- تمامی شفت‌های مورد استفاده باید با فولاد زنگ نزن و یا آلیاژ مس - نیکل پوشیده شوند.

4-5-2 استانداردهای تدوین شده در طراحی دیسک شیر پروانه‌ای

مطابق استاندارد (AWWA C504) طراحی، ساخت و جنس مناسب برای دیسک شیرهای پروانه ای باید دارای ویژگی‌های زیر باشد:

- جنس دیسک باید از چدن، فولاد و یا برنز باشد.
- دیسک باید به گونه‌ای طراحی گردد که بتواند اختلاف فشار دو سوی دیسک در حالت کاملاً بسته را تحمل نماید. در این حالت تنش اعمال شده در دیسک نباید از $0/2$ برابر بیشینه تنش کششی قابل تحمل توسط جنس به کار رفته در دیسک، تجاوز نماید.
- ضخامت دیسک نباید بیش از $2/25$ برابر قطر شفت باشد. (قطرهای مجاز شفت در جدول (2-2) (2 آمده است)

4-6-2 آزمایش‌های استاندارد شیرهای پروانه‌ای

1-6-2 توصیه‌های مهم

در بخش‌های قبل اهمیت گشتاور، افت هد و نیز کاویتاسیون ذکر گردید. دقت محاسبه این کمیت‌ها، کاملاً وابسته به مقدار ضرایب بکار رفته می‌باشد. در هر حال، روشی تجربی برای بدست آوردن صحیح ضرایب معرفی می‌گردد. این ضرایب علاوه بر حالت تجربی می‌توانند بصورت تحلیلی نیز بدست آیند.

مطابق استانداردهای تدوین شده شرایط زیر باید در طراحی یک تست یا آزمایش شیر پروانه ای

مدنظر قرار گرفته و رعایت شود (AWWA M49, First Edition 2001):

- آزمایش باید با آب در دمای 50 تا 70 درجه فارنهایت (21°C تا 10°C) انجام گیرد. آزمایش در دماهای دیگر بطور معمول در مقدار افت فشار اثری نخواهد داشت ولی در محاسبه مقدار گشتاور وقتی در شیر قطعات لاستیکی وجود دارد، تأثیر خواهد داشت.
- لوله‌های پایین دست و بالا دست شیر باید مستقیم و افقی و با همان قطر نامی شیر باشند، طول آنها باید در بالادست حداقل 29 و در پایین دست 15 برابر قطر نامی شیر باشد. مقدار افت فشار ناشی از لوله‌ها نیز باید قبل از انجام آزمایش تعیین و از مقادیر بدست آمده در آزمایش کم شود.
- اندازه‌گیری جریان، فشار و گشتاور باید حداقل در 10 موقعیت شیر در زوایای صفر، 10، 20، ... تا 90 و کاملاً باز انجام گیرد. در حول و حوش موقعیت گشتاور بیشینه، باید چندین اندازه‌گیری انجام شود. موقعیت دیسک شیر را می‌توان توسط پتانسیومیر، ترانسفورماتورهای اختلافی دورانی (RVDT) و یا یک ابزار ساده که به شفت متصل گردیده است، اندازه‌گیری نمود. در یک آزمون دقیق به سبب وجود لقی بین چرخنده‌ها مقادیر و اعدادی که بر روی شیر توسط سازنده درج می‌گردد، نباید مورد استفاده قرار گیرد.
- مدل کوچک شیر در آزمون قابل استفاده است، ولی؛ مدل باید به اندازه‌ای بزرگ باشد که عدد رینولدز آن بالاتر از 100000 باشد، و نیز مدل به لحاظ هندسی همانند و همسان شیر اصلی باشد. قطر نامی مدل نباید از 6in (150mm) کوچکتر باشد.

همچنین تolerانس دقت اندازه‌ها حداکثر تا 5% مجاز است.

1. آزمایش جریان مقدار k و ضریب گشتاور دینامیکی را تعیین می‌کند، آزمایش باید با استاندارد ISA-S75.02 منطبق باشد.
2. فشار در لوله‌ها، در بالادست در فاصله دو برابر قطر شیر و در پایین دست در فاصله 19 برابر قطر شیر سنجیده می‌شود. اندازه‌گیری‌ها به کمک شیرهای فشار پیزومتریک که در دو سو نصب گردیده‌اند، انجام می‌گیرد. طراحی این شیرها بر طبق استاندارد ISA-S75.02 خواهد بود.
3. جریان حجمی با استفاده از مخازن وزنی، مخازن حجمی و یا نازل‌های جریان با حداکثر خطای 5% اندازه‌گیری می‌شود.
4. حداقل دقت ابزارهای فشار سنج مورد استفاده باید در بازه 12 درصد اختلاف فشار اندازه‌گیری شده باشد.

2-6-2 آزمایش جریان

پروسه معرفی شده در اینجا (AWWA M49, First Edition 2001) برای آزمایش جریان یک شیر پروانه‌ای با نشیمنگاه لاستیکی¹ خواهد بود. در شکل (2-14) فلودیگرام آن نمایش داده شده است.

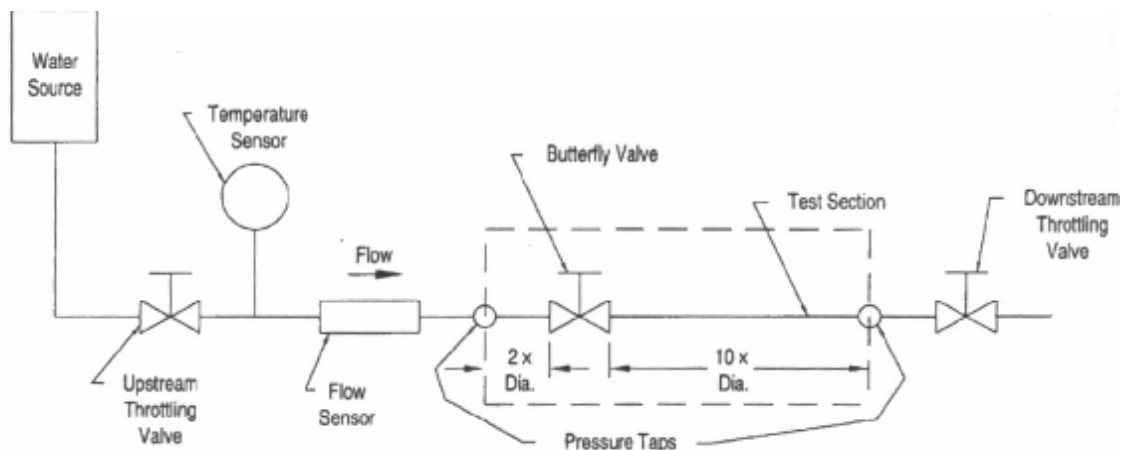
1. کمترین گشتاور لازم جهت بستن و آببندی شدن شیر باید بدست آید، باید شیر را در حالت جریان صفر ولی پر آب از حالت نیمه‌باز چرخاند تا بسته شود، در چنین حالتی T_p گشتاور قطعات جانبی شیر بدست می‌آید.

2. قبل از نصب شیر بر روی خط آزمایش، جهت تشخیص زاویه شیر باید شیر را به یک ابزار سنجش مناسب، مجهز نمود، با یک کرنش سنج (strain gauge) و یا گشتاور سنج باید مقدار گشتاور عملکرد بدست آید.

3. خط لوله نیز باید به ابزارهای سنجش جریان و فشار همچون مانومتر، فشار سنج و... مجهز باشد. خط لوله باید با طول 12 برابر قطر جهت تعیین افت هد قبل از انجام آزمایش شیر، مورد آزمایش قرار گیرد.

4. با شیر پروانه‌ای کاملاً باز در جریانی برابر با $4-16 \text{ ft/sec}$ مقدار جریان و افت فشار باید اندازه گیری شود. آزمایش باید در حالت کاملاً باز و با کمترین مقدار شارش از میان سه شارش، دوباره تکرار شود.

طی این آزمایش باید مقدار K_v در هر موقعیت، محاسبه گردد. مقدار افت هد لوله‌های خط جریان از مقدار فشار اندازه‌گیری شده کسر گردد تا ΔH_v بدست آید.



شکل (2-14): سیستم آزمون جریان (AWWA M49, First Edition 2001)

معادله جریان در این حالت از رابطه زیر به دست می‌آید:

¹ - rubber seated

$$K_n = 2g(\Delta H_t - \Delta H_p) / V^2 \quad (2-32)$$

K_v : ضریب مقاومت شیر بدون هد

g : ثابت گرانش

ΔH_t : مجموع افت هد در شیر و خط بر حسب فوت (متر) آب

ΔH_r : افت هد محاسبه شده در خط بر حسب فوت (متر) آب

V : سرعت جریان

مقادیر میانگین حاصل از تکرار چند آزمایش و نیز چند سری اندازه گیری محاسبه شده و دقت اعداد تا دو رقم اعشار می باشد. پس از انجام آزمایش در یک موقعیت، آزمایش با 10 درجه تغییر وضعیت زاویه دیسک تکرار می شود.

5. مقدار گشتاور مورد نیاز برای چرخاندن شیر در جهت باز شدن و بسته شدن در موقعیت‌های مختلف شیر باید محاسبه گردد. از این طریق می توان گشتاور بلبرینگ رابدست آورد. افزایش مقدار گشتاور نشاندهنده آن است، که گشتاور دینامیکی ایجاد شده تمایل به بستن شیر دارد. گشتاور بدست آمده شامل گشتاور دینامیکی، گشتاور بلبرینگ و گشتاور قطعات جانبی، می باشد.
روابط زیر در محاسبه این گشتاورها بکار می آیند (AWWA M49, First Edition 2001).

$$T_d = (\text{گشتاور بستن} - \text{گشتاور باز کردن}) / 2 \quad (2-33)$$

مقدار مثبت T_d نشان دهنده تمایل گشتاور دینامیکی به بستن شیر است.

برای گشتاورهای بلبرینگ و قطعات جانبی داریم:

$$T_b = T_p - (\text{گشتاور بستن} + \text{گشتاور باز کردن}) / 2 \quad (2-34)$$

T_b : گشتاور بلبرینگی

T_p : گشتاور قطعات جانبی (قطعات اتصال شفت به بدنه)

6. با قرار دادن شیرهای کنترل در بالا و پایین دست شیر، می‌توان به آزمایش کاویتاسیون شیر پرداخت. فشار بالادست ثابت (معمولاً 70 psig) نگه داشته می‌شود، سپس جریان افزایش داده می‌شود تا محدوده سه نوع کاویتاسیون مشخص گردد.

رسم نمودار لگاریتمی خروجی شتاب سنج نسبت به آهنگ جریان و یا شاخص کاویتاسیون مفید است، و همانطور که در نمودار (2-4) دیده می‌شود شیب این نمودار در نقاط تغییر نوع کاویتاسیون تغییر می‌کند. در این حالت شرایط زیر را می‌توان آزمایش کرد:

- کاویتاسیون آغازین همراه با صدای قطع و وصل جریان است و نیز مقدار ارتعاش آن بیشتر از مقدار لرزش حاصل از توربولانس جریان است.
- کاویتاسیون نوع ثابت با صدایی ممتد همراه است و ارتعاش در شارش‌های کندتر در آن افزایش می‌یابد.
- کاویتاسیون خفگی زمانی ایجاد می‌شود که آهنگ جریان با باز کردن بیشتر شیر کنترل پایین دست، افزایش نمی‌یابد.

7. برای دیسک‌های خارج از مرکز، آزمون جریان باید با جریان مخالف نیز تکرار گردد.

8. ضرایب S_c و S_i باید به سبب اثر تفاوت فشار کار با فشار آزمایش و شرایط مختلف، به کمک روابط (2-28) تصحیح گردند و بر اساس فشار بالا دست مدون گردند.

9. در نهایت موارد زیر باید به عنوان شرایط و نتایج آزمایش تهیه و تدوین گردند.

مدل و جنس شیر، نقشه ساختاری، زوایای شیر در حالات باز شدن، سرعت جریان (بر اساس اندازه یا سایز نامی شیر)، مجموع افت هد، افت هد لوله، افت هد شیر، میانگین k_{vq} شیر، گشتاور باز کردن و بستن شیر $(T_p + T_b + T_d)$ ، مقادیر T_d, T_p, T_b, C_i, C_f و S_c و S_i در فشار مبنا.

3-6-2 آزمایش گشتاور نشیمنگاه

مراحل آزمایش بر طبق منابع استاندارد معتبر (AWWA M49, First Edition 2001) بصورت زیر انجام می‌گیرد:

1. مدل، نوع، جنس شیر باید ثبت شود. ضریب اصطکاک C_f برای محاسبات لازم است.
2. شیر را باید به حالت نیمه‌باز چرخاند، و گشتاور قطعات جانبی رامحاسبه کرد. باید این کار چندین بار در حالت بدون جریان ولی پرآب انجام و میانگین نتایج ثبت گردد.
3. باید شیر (که در پشت آن فشار وجود دارد) را به آرامی باز کرد و بیشترین گشتاور باز کردن را ثبت نمود $(T_p + T_b + T_d)$. سپس شیر را بست و بیشترین گشتاور بستن را نیز ثبت نمود

$(T_p + T_b + T_d)$. آزمایش سه بار تکرار و نتایج میانگین ثبت می‌شود، در شیرهای خارج از مرکز،

آزمایش با جریان خلاف جهت نیز باید تکرار گردد.

4. گشتاور بلبرینگ از رابطه (2-36) بدست می‌آید.

$$T_b = \left(\frac{\rho D_d^2 d_s}{8} \right) C_f \Delta P \quad (2-36)$$

D_d : قطر دیسک

d_s : قطر شیفت

C_f : ضریب اصطکاک بین شفت و بوش (سازنده باید این مقدار را اعلام کند)

5. گشتاور نشیمنگاه T_s از کم کردن T_p و T_b از گشتاور بدست آمده در مرحله 2 بدست می‌آید.

6. ضریب C_s به کمک رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$C_s = T_s / D_d^2 \quad (2-37)$$

4-6-2 آزمایش آب‌بندی

تمامی شیرها باید در حالت بسته، از نظر آب‌بندی مورد آزمایش قرار گیرند. در هنگام آزمون دیسک شیر باید در حالت افقی قرار گیرد، در این موقعیت و در حالیکه شیر بسته است، هوا با فشار برابر با فشار عملکرد شیر (طبق شرایطی که دسته‌بندی شیر مشخص کرده است) باید در تمام مدت آزمون به سطح پایین دیسک وارد شود (AWWA C504).

سطح بالایی دیسک شیر باید قابل مشاهده بوده و با آب بدون فشار (در تماس با هوای آزاد) کاملاً پوشیده شده باشد. مدت زمان لازم برای انجام آزمون حداقل 5 دقیقه است. در این مدت نباید هیچگونه حباب هوایی ناشی از عدم آب‌بندی، میان دیسک و نشیمنگاه در آب بالای دیسک مشاهده گردد (AWWA C504).

بجز موارد خاص و به سفارش مصرف کننده، شیر تنها از یک سو که احتمال نشتی در آن جهت بیشتر است، مورد آزمایش قرار می‌گیرد.

5-6-2 آزمایش فشار هیدرواستاتیک

مشابه آزمون آب‌بندی که شرایط آن در قسمت قبل توضیح داده شد، می‌توان آزمون فشار هیدرواستاتیک را نیز انجام داد (AWWA C504). در این آزمون فشار هیدرواستاتیکی دو برابر مقدار تعیین شده برای کارکرد شیر، اعمال می‌گردد، در سوی دیگر شیر فشار صفر است. در مدت زمان انجام آزمون فشار هیدرواستاتیک هیچگونه نشتی نباید از دو سر اتصال شیر، و یا کاسه نمد آب‌بندی دور شفت، اتفاق بیافتد، همچنین در قطعات و اجزاء شیر نباید هیچگونه تغییر شکلی اتفاق بیافتد (AWWA C504). آزمون فشار هیدرواستاتیک ترجیحاً" در هر دو جهت شیر انجام می‌شود. حداقل مدت زمان انجام آزمون برای شیرهای زیر 8in (200mm) یک دقیقه، برای شیرهای از 10in (250mm) تا 500mm) 20in، سه دقیقه و برای شیرهای بزرگتر ده دقیقه است (AWWA C504).

6-6-2 آزمایش‌های صحت کارکرد

به درخواست سفارش‌دهنده شیر، سازندگان آن می‌بایست یکسری آزمون‌های اطمینان از صحت کارکرد شیر را انجام دهند. یکی از آزمون‌های صحت کارکرد، همان آزمایش فشار هیدرواستاتیکی است که توضیحات آن در قسمت قبل ذکر گردید. علاوه بر این برای کنترل طول عمر مفید شیرها، سازنده باید آزمون طول عمر مفید را برای چند شیر از یک مجموعه تولید شده، انجام دهد. برای یافتن طول عمر مفید، در جدول (2-3) تعداد سیکل‌های تکرار برای شیرها بر حسب اندازه و دسته بندی استاندارد شیرها آمده است. در هر سیکل باید اختلاف فشار دوسوی دیسک در حالت بسته برابر با فشار تعیین شده برای کارکرد آن دسته از شیرها، باشد، شیر باز گردد و سپس از حالت کاملاً باز دوباره بسته شود (AWWA C504).

جدول (2-3): تعداد دفعات تکرار در آزمون تعیین طول عمر مفید شیرها (AWWA C504)

اندازه شیر		تعداد دفعات تکرار
in	mm	
3-20	75-500	10000
24-42	600-1050	5000
48-72	1200-1800	1000

2-7- استفاده از شیر در سیستم

در این بخش برخی توصیه‌ها برای نصب شیر و نیز نوع عملکرد باز و بسته کننده آن بیان می‌شود.

2-7-1- سایز عملگر

اندازه عملگر باید بر حسب بزرگترین گشتاور اعمالی به شیر و با توجه به مقدار آهنک گشتاور قابل ایجاد توسط یک عملگر، تعیین گردد.

سرعت باز و بسته شدن عملگر، باید مطلوب و مناسب باشد و مقدار نیرویی که به آن اعمال می‌گردد؛ در حدود اندازه‌های مجاز باشد، اطلاعات بیشتر در این خصوص در استاندارد تدوین شده آمریکایی (ANSI/AWWA C504/C540) بیان شده است.

2-7-2- نصب شیر در سیستم

نوع و چگونگی نصب شیر در یک سامانه می‌تواند اثرات مهم و قابل توجهی در راندمان و نیز عمر مفید سیستم داشته باشد، بطور کلی موارد زیر باید مد نظر طراح باشد:

2-7-2-1- جهت فشار و جریان

شیرهای پروانه‌ای با دیسک متقارن می‌توانند بصورت دو طرفه مورد استفاده قرار گیرند؛ و جهت جریان در آنها اهمیت ندارد. شیرهای با خروج از مرکز شفت، دارای خصوصیات گشتاوری و جریانی متفاوتی بر حسب وضعیت قرارگیری شفت در پایین دست و یا بالا دست جریان خواهند بود. در شیر با یک خروج از مرکز، آب‌بندی در سمت فشار بهتر انجام می‌گیرد، در هنگام نصب باید به جهت مناسب جریان برای شیر توجه کرد.

2-7-2-2- وجود زانویی، سه راهی و اتصالات نظیر در بالادست

این اتصالات موجب عدم تقارن در شکل پروفیل سرعت جریان خواهند شد. اگر فاصله شیر تا اتصال حداقل 8 برابر قطر لوله باشد، می‌توان انتظار داشت که پروفیل سرعت جریان ورودی شیر بصورت متقارن باشد. وجود سرعت نامتقارن در بالادست، موجب افزایش گشتاور دینامیکی ایجاد شده خواهد گردید.

2-7-2-3- وجود شیر در بالادست

معمولاً یک شیر یکطرفه در بالادست شیر پروانه‌ای نصب می‌گردد. و یک لوله با قطر کمتر از قطر لوله‌های اصلی، بطور مستقیم بین دو شیر وجود دارد. اگر این شیر دارای یک شفت افقی است، باید شفت

<http://www.mechanicab.com>

شیر پروانه‌ای بصورت عمودی باشد. در صورت نیاز دو شیر پروانه‌ای پشت سر هم در سیستم نصب می‌گردند، جهت محور شفت یکی از دو شیر عمودی و دیگری باید افقی باشد، تا شیر عقبی برگشتاور دینامیکی شیر جلویی اثر گذار نباشد (ANSI/AWWA & AWWA M49, First Edition 2001). (C504/C540).

4-2-7-2-2-4 کنترل جریان

در صورت استفاده از شیرهای پروانه ای به عنوان ابزار کنترل مقدار جریان، زاویه دیسک شیر کنترل معمولاً در حدود بین 10 تا 20 درجه تنظیم می‌گردد. استفاده از شیر در زوایای کوچکتر از 20 درجه معمولاً موجب افزایش بیش از حد سرعت در پایین دست و نیز کاویتاسیون می‌گردد، که این خود موجب کاهش عمر مفید شیر، و آسیب‌رسانی به سامانه انتقال سیال خواهد گردید (AWWA M49, First Edition 2001).

فصل سوم:

"تحلیل رفتار هیدرومکانیکی شیر پروانه‌ای با

استفاده از نرم افزارهای حل عددی"

در ابتدای این فصل روش تحلیل عددی المان محدود تشریح شده است. همچنین تعدادی از بسته‌های نرم افزاری که با استفاده از یکی از روش‌های حل عددی، می‌توانند مسایل مهندسی را تحلیل نمایند، به اجمال معرفی گردیده است. سپس معیارهای تسلیم مورد استفاده در تحلیل سازه‌های مکانیکی، معرفی شده‌اند

1-3 مسائل مهندسی

به طول کلی مسائل مهندسی، مدل‌هایی ریاضی از حالت‌های فیزیکی هستند. مدل‌های ریاضی به شکل معادلات دیفرانسیل همراه با مجموعه‌ای از شرایط مرزی و اولیه می‌باشند. این معادلات از کاربرد قوانین و اصول اساسی طبیعت برای یک سیستم و یا یک حجم کنترلی حاصل می‌شوند. این معادلات نمایانگر بالانس جرم، نیرو و یا انرژی می‌باشند.

در صورت یافتن جواب دقیق این معادلات، رفتار جزء به جزء سیستم تحت شرایط مفروض مشخص می‌شود. جواب‌های تحلیلی شامل دو قسمت می‌باشند:

1- قسمت همگن

2- قسمت خصوصی

در هر مسئله مفروض مهندسی، دو گونه پارامتر وجود دارند که بر چگونگی رفتار سیستم تاثیر می‌گذارند. دسته اول پارامترهایی هستند که مربوط به رفتار طبیعی سیستم می‌باشند. این پارامترها خواص هم چون مدول کشسانی، ضریب هدایت حرارتی و ویسکوزیته را در بر می‌گیرند.

دسته دوم پارامترهایی هستند که در سیستم، آشفتگی به وجود می‌آورند. نیروهای خارجی، ممان‌ها، اختلاف دما در طول یک محیط و اختلاف فشار در جریان سیال، نمونه‌ای از این پارامترها می‌باشند.

شاخص‌های ویژه‌ای رفتار طبیعی سیستم را مشخص کرده و همیشه در قسمت همگن جواب معادله دیفرانسیل ظاهر می‌شود. در مقابل، پارامترهایی که باعث آشفتگی می‌شوند در قسمت خصوصی جواب معادله ظاهر می‌شوند. شناخت این پارامترها در مدل‌سازی به روش اجزاء محدود، از نظر شکل ظاهری در ماتریس سفتی یا هدایت و ماتریس بارگذاری یا نیرو اهمیت ویژه‌ای دارد. همواره شاخص‌های طبیعی سیستم در ماتریس سفتی، ماتریس هدایت و یا ماتریس مقاومت ظاهر می‌شوند، در حالی که پارامترهای آشفتگی همیشه در ماتریس بارگذاری ظاهر می‌شوند.

2-3 روش های حل عددی

در عمل، مسائل مهندسی بسیاری وجود دارند که نمی توان جواب دقیقی برای آنها یافت. شاید بتوان علت این امر را در طبیعت پیچیده معادلات دیفرانسیل و یا مشکلات ناشی از تعریف شرایط هندسی، اعمال شرایط مرزی و شرایط اولیه دانست. در مواجهه با این گونه مسائل از روش تقریب عددی از جمله روش المان اجزاء محدود (Finite Element Method) استفاده می شود. در برابر جوابهای تحلیلی که رفتار دقیق سیستم را در هر نقطه داخل سیستم نشان می دهند، جواب های عددی تنها در نقاط گسسته ای بنام گره (Node)، جواب دقیق به دست می دهند. گام نخست در روش عددی تفکیک سازی مسئله می باشد. این فرآیند، جسم یا محیط مورد نظر را به تعدادی زیر ناحیه و گره تقسیم می کند.

در حالت کلی دو روش عددی وجود دارد. 1- روش تفاضل محدود¹ و 2- روش اجزاء محدود². در روش تفاضل محدود، معادلات دیفرانسیل برای هر گره نوشته شده و معادلات تفاضلی جایگزین مشتقات می شود. در این روش یک سری معادلات خطی چند مجهولی به وجود می آید. اگر چه روشهای تفاضل محدود از نظر درک و کاربرد در مسائل ساده آسان می باشد ولی برای کاربرد و در مسائل با شرایط مرزی دشوار و شکل هندسی پیچیده، مشکل می باشد. هم چنین کاربرد این روش برای مسائلی با خواص مادی غیر ایزوتروپ نیز بسیار مشکل می باشد. در مقابل، در روش اجزاء محدود از فرمول های انتگرالی به جای معادلات دیفرانسیل جهت تشکیل معادلات جبری استفاده می شود. در این روش یک تابع پیوسته تقریبی برای حل در هر المان فرض می شود. جواب نهائی از اجتماع یکایک جواب ها حاصل می شود. این کار با حفظ پیوستگی در مرزهای بین المانی انجام می گیرد (زارعی نژاد محمد 1380).

به دلایل فوق در این پروژه از روش اجزاء محدود استفاده شده است که در ذیل به شرح این روش بطور خلاصه پرداخته می شود.

3-3 روش اجزاء محدود

1-3-3 تاریخچه مختصری از روش اجزاء محدود

روش اجزاء محدود، روشی عددی است که برای دست یابی به جواب انواع مسائل مهندسی می توان از آن بهره گرفت. مسائل پایدار، گذرا، خطی و یا غیرخطی در زمینه تنش، انتقال حرارت، جریان سیال و الکترومغناطیسی، توسط روش های اجزاء محدود مورد تحلیل قرار می گیرند. سرآغاز روش نوین اجزاء

¹ - Finite Difference Method

² - Finite Element Method

محدود به اوایل سال 1900 میلادی بر می گردد، یعنی زمانی که پژوهشگران یک محیط پیوسته Continua کشسان را با تفکیک آن به میله های الاستیک معادل، مدل سازی کرده و تقریب زدند (Zienkiewicz O.C. Cheung Y.K.K1967).

اما Courant (1943)، اولین کسی بود که روش اجزاء محدود را توسعه بخشید. در مقاله ای که در اوایل سال 1940 منتشر شد، Courant برای تحلیل مسائل تنش از روش میان یابی توسط چند جمله ای تکه ای بر روی نواحی مثلثی شکل استفاده نمود. گام مهم بعدی در استفاده از روش های اجزاء محدود توسط شرکت بوئینگ در سال 1950 برداشته شد، شرکت بوئینگ در ادامه کارهای گذشته از المان های مثلثی شکل، برای مدل سازی و محاسبه تنش در بال های هواپیما استفاده کرد. بالاخره در سال 1960، Clough اصطلاح اجزاء محدود را رایج نمود. در طی سال 1960، پژوهشگران شروع به استفاده از روش اجزاء محدود در زمینه های دیگر مهندسی همچون انتقال حرارت و مسایل جریان طبیعی نمودند. در سال 1967، Cheung Zienkiewicz اولین کتابی را که به طور کامل به روش اجزاء محدود اختصاص یافته بود تالیف کردند (Zienkiewicz O.C. Cheung Y.K.K1967).

2-3-3 مراحل اساسی در روش اجزاء محدود

مراحل اساسی که در هر روش اجزاء محدود به کار برده می شود، شامل موارد ذیل می باشد:

• فاز پیش پردازش (Pre-processing)

1- تفکیک مسئله به شکل المان های محدود (Finite Elements)، یعنی تقسیم بندی مسئله به گره ها (Nodes) و المان ها (Elements).

2- فرض یک تابع شکل که نمایانگر رفتار فیزیکی المان باشد، یعنی یک تابع پیوسته تقریبی برای حل المان.

3- بسط معادلات برای هر المان.

4- جمع بندی یکایک المان ها جهت نمایش کل مسئله و ایجاد ماتریس سفتی اصلی

5- اعمال شرایط مرزی، شرایط اولیه و بارگذاری.

• فاز حل مسئله (Processing)

6- حل مجموعه ای از معادلات خطی و غیرخطی چند مجهولی برای رسیدن به نتایجی هم چون

مقادیر جابجایی در گره های مختلف و یا مقادیر دما در گره های مختلف.

• فاز پس پردازش (Post-processing)

7- یافتن اطلاعات مهم دیگر. در این مرحله ممکن است مقادیر تنش های اصلی، شار حرارتی و ... مورد محاسبه قرار گیرند.

به طور کلی راهکارهای مختلفی برای فرموله کردن مسائل به شکل المان محدود وجود دارد.

1- فرمول بندی مستقیم

2- فرمول بندی می نیمم انرژی پتانسیل کل

3- فرمول بندی مانده وزنی.

مراحل فوق، بدون توجه به چگونگی مدل سازی به روش اجزاء محدود در تمامی تحلیل های اجزاء

محدود عمومیت دارد (Zienkiewicz O.C. Cheung Y.K. 1967).

3-3-3 معرفی فرمول بندی ها در روش اجزاء محدود

3-3-3-1 فرمول بندی مستقیم

با یک مسئله پیچش فرمول بندی مستقیم توضیح داده می شود:

پیچش یک میل گردان مدور را در نظر بگیرید پیچشی برای میل گردانی با سطح مقطع ثابت، ممان

قطبی J و طول L که از ماده ای با مدول برشی کشسانی G ساخته شده و تحت گشتاور پیچشی T قرار

دارد برابر است با :

$$q = \frac{TI}{JG} \quad (3-1)$$

با استفاده از فرمول بندی مستقیم، شرایط تعادل و رابطه ذیل:

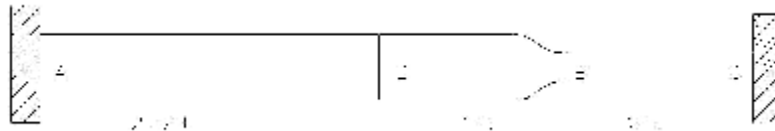
$$q = \frac{TI}{JG} \quad (3-2)$$

می توان نشان داد که برای المانی متشکل از دو گره، ماتریس سفتی، زاویه پیچش و گشتاور پیچشی

طبق معادله زیر با هم ارتباط دارند:

$$\frac{JG}{I} = \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \end{Bmatrix} \quad (3-3)$$

حال میل گردانی را در نظر گرفته می شود که از دو قسمت تشکیل شده است (شکل 3-1). قسمت AB از ماده ای با مدول برشی کشسانی $G_{AB} = 3.9 \times 10^6 \text{ lb/in}^2$ و قطر 1.5 in ساخته شده است. قسمت BC با اختلاف کمی از مدول برشی $G_{BC} = 4.0 \times 10^6 \text{ lb/in}^2$ و قطر 1 in ساخته شده است. میل گردان از دو سر ثابت است و گشتاور پیچشی 200 lb.ft در نقطه D وارد می شود. با استفاده از سه المان، زوایای پیچشی در D و B هم چنین نیروهای عکس العمل پیچشی را در نقاط مرزی تعیین می شود.



شکل (3-1): شماتیک میل گردان

این مسئله با چهار گره در نقاط و سه المان در طول میله در نظر گرفته میشود. ممان اینرسی قطبی برای هر المان برابر است با:

$$J_1 = J_2 = \frac{1}{2} p r^4 = \frac{1}{2} p \left(\frac{1.5 \text{ in}}{2} \right)^4 = 0.497 \text{ in}^4 \quad (3-4)$$

$$J_3 = \frac{1}{2} p r^4 = \frac{1}{2} p \left(\frac{1.0 \text{ in}}{2} \right)^4 = 0.0982 \text{ in}^4 \quad (3-5)$$

ماتریس سفتی هر المان از معادله ذیل محاسبه می شود:

$$[K]^{(E)} = \frac{JG}{I} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3-6)$$

لذا برای المان 1، ماتریس سفتی برابر است با:

$$[K]^{(1)} = \frac{(3.9 \times 10^6 \text{ lb/in}^2)(0.497 \text{ in}^4)}{(12 \times 2.5) \text{ in}} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 64610 & -64610 \\ -64610 & 64610 \end{bmatrix} \text{ lb.in} \quad (3-7)$$

و موقعیت آن در ماتریس سفتی اصلی برابر است با:

$$[K]^{(1G)} = \begin{bmatrix} 64610 & -64610 & 0 & 0 \\ -64610 & 64610 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{matrix} \quad (3-8)$$

همینطور برای المان های 2و3، ماتریس سفتی و موقعیت هر کدام از آن ها در ماتریس سفتی اصلی عبارتند از :

$$[K]^{(2)} = \frac{(3.9 \times 10^6 \text{ lb.in}^2)(0.497 \text{ in}^4)}{(12 \times 1.0) \text{ in}} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 161525 & -161525 \\ -161525 & 161525 \end{bmatrix} \text{ lb.in} \quad (3-9)$$

$$[K]^{(2G)} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 161525 & -161525 & 0 \\ 0 & -161525 & 161525 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{matrix} \quad (3-10)$$

$$[K]^{(3)} = \frac{(4.0 \times 10^6 \text{ lb.in}^2)(0.0982 \text{ in}^4)}{(12 \times 2.0) \text{ in}} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 16367 & -16367 \\ -16367 & 16367 \end{bmatrix} \text{ lb.in} \quad (3-11)$$

$$[K]^{(3G)} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 16367 & -16367 \\ 0 & 0 & -16367 & 16367 \end{bmatrix} \begin{matrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{matrix} \quad (3-12)$$

ماتریس اصلی نهایی ، به سادگی از جمع بندی المان ها بدست خواهد آمد.

$$[K]^{(G)} = [K]^{(1G)} + [K]^{(2G)} + [K]^{(3G)} \quad (3-13)$$

$$[K]^{(IG)} = \begin{bmatrix} 64610 & -64610 & 0 & 0 \\ -64610 & 64610+161525 & -161525 & 0 \\ 0 & -161525 & 161525+161525 & -16367 \\ 0 & 0 & -16367 & 16367 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{Bmatrix} \quad (3-14)$$

با اعمال شرایط مرزی در نقاط A و C و اعمال گشتاور پیچشی خارجی داریم :

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -64610 & 226135 & -161525 & 0 \\ 0 & -161525 & 177892 & -16367 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -(200 \times 12) lb.in \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3-15)$$

با حل مجموعه معادلات فوق:

$$\begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -0.03020 \\ -0.02742 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3-16)$$

ممان های عکس العمل در نقاط A و C به صورت زیر تعیین می شوند :

$$[R] = [K]\{q\} - \{T\} \quad (3-17)$$

$$\begin{Bmatrix} R_A \\ R_D \\ R_B \\ R_C \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 646410 & -64610 & 0 & 0 \\ -64610 & 226135 & -161525 & 0 \\ 0 & -161525 & 177892 & -16367 \\ 0 & 0 & -16367 & 16367 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ -0.03020 rad \\ -0.02742 rad \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -(200 \times 12) lb.in \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} R_A \\ R_D \\ R_B \\ R_C \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1951 & lb.in \\ 0 \\ 0 \\ 499 & lb.in \end{Bmatrix}$$

مجموع R_A و R_C برابر با گشتاور پیچشی اعمال شده می شود. تغییر قطر میل گردان باعث افزایش تمرکز تنش می شود، اما در مدل مورد استفاده از محاسبه آن چشم پوشی شده است.

2-3-3-3 فرمولبندی به روش می نیمم انرژی پتانسیل کل

فرمولبندی به روش می نیمم انرژی پتانسیل کل در مکانیک جامدات، روشی رایج جهت مدل سازی اجزاء محدود می باشد. بارگذارهای خارجی بر روی جسم باعث تغییر شکل آن می شوند. در حین تغییر شکل، کار انجام شده توسط نیروهای خارجی به شکل انرژی کشسانی در ماده ذخیره شده که انرژی کرنش نامیده می شود. انرژی کرنش را در یک عضو جامد هنگامی که جسم در معرض نیروی مرکزی قرار دارد در نظر بگیرید، همانگونه که در شکل (2-3) دیده می شود. جزیی از جسم به صورت حجم دیفرانسیلی است که تنش های عمودی بر سطوح این حجم وارد می شوند. رفتار کشسانی یک عضو را می توان به صورت یک فنر مدل سازی کرد. هنگامی که عضو مورد نظر تحت کشش قرار می گیرد، انرژی ذخیره شده در عضو برابر است با:

$$dA = \int_0^{y'} F dy' = \int_0^{y'} Ky' dy' = \frac{1}{2} Ky'^2 = \left(\frac{1}{2} Ky' \right) y' \quad (3-18)$$

معادله بر حسب تنش عمودی و کرنش، به صورت زیر در می آید:

$$dA = \frac{1}{2} (Ky') y' = \left(\frac{1}{2} s_y dx dz \right) e dy = \frac{1}{2} s e dV \quad (3-19)$$

بنابراین برای یک عضو یا المان تحت بارگذاری محوری، انرژی کرنش برابر است با:

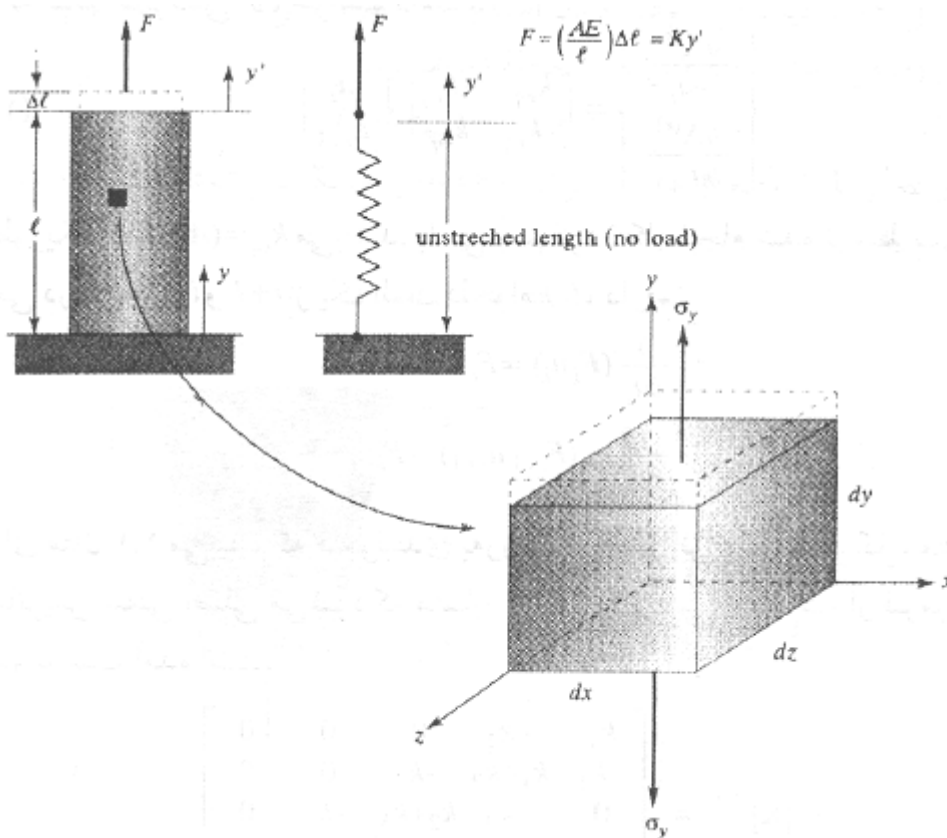
$$\Lambda^{(e)} = \int d\Lambda = \int_v \frac{se}{2} dV = \int_v \frac{Ee^2}{2} dV \quad (3-20)$$

به طوریکه V حجم عضو می باشد. انرژی پتانسیل کل برای جسمی شامل المان و گره، برابر با تفاضل بین انرژی کرنش کل و کار انجام شده کل توسط نیروهای خارجی می باشد:

$$\Pi = \sum_{e=1}^n \Lambda^{(e)} - \sum_{i=1}^m F_i u_i \quad (3-21)$$

اصل می نیمم انرژی پتانسیل کل به زبان ساده بیان می کند که در یک سیستم پایدار، جابجایی در نقطه تعادل به گونه ای است که مقدار انرژی کل سیستم می نیمم خواهد شد.

$$\frac{\partial \Pi}{\partial u_i} = \frac{\partial}{\partial u_i} \sum_{e=1}^n \Lambda^{(e)} - \frac{\partial}{\partial u_i} \sum_{i=1}^m F_i u_i = 0 \quad \text{برای } i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (3-22)$$



شکل (3-2): رفتار کشسانی یک عضو تحت بارگذاری مرکزی

انرژی کرنش برای یک المان دلخواه از معادله (3-20) به صورت زیر تعیین می شود:

$$\Lambda^{(e)} = \int_u \frac{Ee^2}{2} dV = \frac{A_{avg} E}{2l} (u_{i+1}^2 + u_i^2 - 2u_{i+1}u_i) \quad (3-23)$$

که در این رابطه $e = (u_{i+1} - u_i)/l$ جایگزین کرنش محوری شده است. با می نیم کردن انرژی کرنش

نسبت به u_i و u_{i+1} داریم:

$$\frac{\partial \Lambda^e}{\partial u_i} = \frac{A_{avg} E}{l} (u_i - u_{i+1}) \quad (3-24)$$

$$\frac{\partial \Lambda^e}{\partial u_{i+1}} = \frac{A_{avg} E}{l} (u_{i+1} - u_i) \quad (3-25)$$

و به شکل ماتریسی آن، خواهیم داشت:

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial \Lambda^e}{\partial u_i} \\ \frac{\partial \Lambda^e}{\partial u_{i+1}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{eq} & -K_{eq} \\ -K_{eq} & K_{eq} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_{i+1} \end{Bmatrix} \quad (3-26)$$

به طوریکه $K_{eq} = (A_{avg} E)/l$ می باشد. با می نیم کردن کار انجام شده توسط نیروهای خارجی در

گره های i و $i+1$ از یک المان دلخواه (e)، داریم:

$$\frac{\partial}{\partial u_i} (F_i u_i) = F_i \quad (3-27)$$

$$\frac{\partial}{\partial u_{i+1}} (F_{i+1} u_{i+1}) = F_{i+1} \quad (3-28)$$

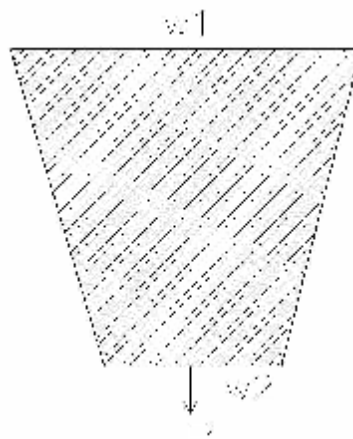
برای مسایل مختلف فیزیکی استفاده از این روش همان ماتریس سفتی را بدست می دهد که با روش فرمول بندی مستقیم حاصل می شود، ولی در بسیاری از موارد استفاده از این روش ساده تر و رسیدن به جواب سریع تر است.

3-3-3-3 فرمول بندی به روش مانده وزنی

روش های مانده وزنی بر اساس فرض یک جواب تقریبی برای معادله دیفرانسیل حاکم بر مسئله بنا شده اند. شرایط مرزی و اولیه مسئله می بایست در جواب فرضی صدق کند. از آنجایی که جواب فرضی دقیق نیست، با جایگزینی جواب در معادله دیفرانسیل به تعدادی مانده یا خطا می رسیم. به بیان دیگر در هر روش مانده وزنی نیاز به حذف خطا در چند فاصله انتخابی و یا چند نقطه وجود دارد. برای روشن

شدن بحث مطابق شکل (3-3) یک قطعه با سطح مقطع متغیر که تحت بار P می‌باشد را در نظر بگیرید. قطعه در یک سر ثابت و در سمت دیگر بار P بر آن اعمال شده است. عرض قطعه در سطح بالایی w_1 و در پایین w_2 است. همچنین دارای ضخامت t و طول L است. مدول کشسانی آن نیز E است. با فرض کم بودن وزن قطعه می‌خواهیم میزان تغییر شکل قطعه را در نقاط مختلف آن تحت بارگذاری را بدست آوریم. معادله دیفرانسیل حاکم بر مسئله و شرایط مرزی به صورت زیر می‌باشد :

$$A(y)E \frac{du}{dy} - P = 0 \quad u(0) = 0$$



شکل (3-3): فرم یک قطع با سطح مقطع متغیر

حال نیاز به فرض یک جواب تقریبی خواهیم داشت. شرایط مرزی باید در این جواب فرضی صدق کند. تابع ذیل را انتخاب می‌کنیم :

$$u(y) = c_1 y + c_2 y^2 + c_3 y^3 \quad (3-29)$$

به طوریکه c_1 و c_2 و c_3 ضرایب مجهول می‌باشند. در معادله بالا شرط مرزی بصورت $u(0) = 0$ صدق می‌کند. با جایگزینی جواب فرضی این معادله در معادله دیفرانسیلی حاکم تابع خطا R به دست می‌آید.

(3-30)

$$\left(w_1 + \left(\frac{w_2 - w_1}{L} \right) y \right) E (c_1 + 2c_2 y + 3c_3 y^2) - P = R$$

با جایگزینی مقادیر w_1 ، w_2 ، L ، T و E ساده کردن آن، داریم:

$$R/E = (0.25 - 0.0125y)(c_1 + 2c_2 y^2) - 96.154 \times 10^{-6} \quad (3-31)$$

الف) روش تلفیقی

در روش تلفیقی، خطا یا مانده تابع R در چند نقطه به تعداد ضرایب مجهول در جواب فرضی برابر با صفر در نظر گرفته می شود. چون در مساله جاری جواب فرضی سه ضریب مجهول دارد، تابع خطا را در سه نقطه برابر صفر در نظر می گیریم. سه نقطه $y = L/3$ و $y = L$ و $y = 2L/3$ را برای حذف خطا انتخاب می کنیم:

$$R(c, y) \Big|_{y = \frac{L}{3}} = 0 \quad (3-32)$$

$$R = \left(0.25 - 0.0125 \left(\frac{10}{3} \right) \right) \left(c_1 + 2c_2 \left(\frac{10}{3} \right) + 3c_3 \left(\frac{20}{3} \right)^2 \right) - 96.154 \times 10^{-6} = 0$$

$$R(c, y) \Big|_{y = \frac{2L}{3}} = 0$$

$$R = \left(0.25 - 0.0125 \left(\frac{20}{3} \right) \right) \left(c_1 + 2c_2 \left(\frac{20}{3} \right) + 3c_3 \left(\frac{20}{3} \right)^2 \right) - 96.154 \times 10^{-6} = 0$$

$$R(c, y) \Big|_{y=L} = 0$$

$$R = (0.25 - 0.0125(10))(c_1 + 2c_2(10) + 3c_3(10)^2) - 96.154 \times 10^{-6} = 0 \quad (3-33)$$

این روش، سه معادله خطی به وجود می آورد که با حل آن ها سه ضریب مجهول c_1 و c_2 و c_3 به دست خواهد آمد.

$$c_1 + \frac{20}{3}c_2 + \frac{100}{3}c_3 = 461.539 \times 10^{-6}$$

$$c_1 + \frac{40}{3}c_2 + \frac{400}{3}c_3 = 576.924 \times 10^{-6}$$

$$c_1 + 20c_2 + 300c_3 = 769.232 \times 10^{-6}$$

از حل معادلات فوق:

$$c_1 = 423.0776 \times 10^{-6}, c_2 = 21.65 \times 10^{-15}, c_3 = 1.153848 \times 10^{-6}$$

با جایگزینی ضرایب c در پروفیل تغییر مکان تقریبی:

$$u(y) = 423.0776 \times 10^{-6} y + 21.65 \times 10^{-15} y^2 + 1.153848 \times 10^{-6} y^3$$

(ب) روش زیر دامنه

در این روش انتگرال تابع خطا در یک فاصله انتخابی برابر با صفر در نظر گرفته می شود. تعداد فاصله های انتخابی باید برابر با ضرایب مجهول باشد، بنابراین در مثال قطعه با عرض متغیر، سه انتگرال به دست خواهد آمد:

$$(3-34)$$

$$\int_0^L \mathfrak{R} dy = 0$$

$$\int_0^L [(0.25 - 0.0125y)(c_1 + 2c_2y + 3c_3y^2) - 96.154 \times 10^{-6}] dy = 0$$

$$\int_{\frac{L}{3}}^{\frac{2L}{3}} \mathfrak{R} dy = 0$$

$$\int_{\frac{L}{3}}^{\frac{2L}{3}} [(0.25 - 0.0125y)(c_1 + 2c_2y + 3c_3y^2) - 96.154 \times 10^{-6}] dy = 0$$

$$\int_{\frac{2L}{3}}^L \mathfrak{R} dy = 0$$

$$\int_{\frac{2L}{3}}^L [(0.25 - 0.0125y)(c_1 + 2c_2y + 3c_3y^2) - 96.154 \times 10^{-6}] dy = 0$$

با انتگرال گیری از معادلات سه معادله خطی خواهیم داشت که با حل آن ها، ضرایب مجهول به دست

خواهد آمد:.

$$763.88889 \times 10^{-3} c_1 + 2.4691358 c_2 + 8.1018519 c_3 = 320.513333 \times 10^{-6}$$

$$0.625 c_1 + 6.1728395 c_2 + 47.4537041 c_3 = 3.2051333 \times 10^{-4}$$

$$0.4861111 c_1 + 8.0246917 c_2 + 100.6944444 c_3 = 3.2051333 \times 10^{-4}$$

با حل معادلات فوق:

$$c_1 = 391.35088 \times 10^{-6}, c_2 = 6.075 \times 10^{-6}, c_3 = 809.61092 \times 10^{-9}$$

با جایگزینی ضرایب c در پروفیل تغییر مکان:

$$u(y) = 391.35088 \times 10^{-6} y + 6.075 \times 10^{-6} y^2 + 809.61092 \times 10^{-9} y^3$$

ج) روش گالرکین

در روش گالرکین، با تعریف خطا در تابع وزنی Φ_i و انتگرال گیری آن مجهولات به دست خواهد آمد:

(3-35)

$$\int_a^b \Phi_i \mathfrak{R} dy = 0 \quad i = 1, 2, \dots, N$$

توابع وزنی به تعداد ضرائب جواب تقریبی انتخاب می شوند. چون سه مجهول در جواب تقریبی مساله وجود دارد، نیاز به تشکیل سه معادله داریم. با توجه به توضیحات قبلی جواب فرضی به صورت زیر بود:

(3-36)

$$u(y) = c_1 y + c_2 y^2 + c_3 y^3$$

بنابراین توابع وزنی به صورت زیر تعریف می شوند:

$$f_1 = y \quad f_2 = y^2 \quad \text{و} \quad f_3 = y^3 \quad \text{با این انتخاب به معادلات زیر می رسیم:}$$

(3-37)

$$\int_0^L y \left[(0.25 - 0.0125y)(c_1 + 2c_2 y + 3c_3 y^2) - 96.154 \times 10^{-6} \right] dy = 0$$

$$\int_0^L y^3 \left[(0.25 - 0.0125y)(c_1 + 2c_2 y + 3c_3 y^2) - 96.154 \times 10^{-6} \right] dy = 0$$

با انتگرال گیری از معادلات به سه معادله خطی می رسیم که با حل آنها ضرایب مجهول c_1 و c_2 و c_3 به دست می آیند:

$$8.333333c_1 + 104.1666667c_2 + 1125c_3 = 0.0048077$$

$$52.0833333c_1 + 750c_2 + 8750c_3 = 0.0320513333$$

$$375c_1 + 5833.3333c_2 + 71428.57143c_3 = 0.240385$$

با حل معادلات فوق خواهیم داشت:

$$c_1 = 400.642 \times 10^{-6}, c_2 = 4.006 \times 10^{-6}, c_3 = 0.935 \times 10^{-6}$$

با قرار دادن ضرایب c در معادله پروفیل تقریبی تغییر مکان به دست می آید :

$$u(y) = 400.642 \times 10^{-6} y + 4.006 \times 10^{-6} y^2 + 0.935 \times 10^{-6} y^3$$

(د) روش کمترین مربعات

در روش کمترین مربعات با می نیمم کردن خطا نسبت به ضرایب مجهول در جواب فرضی، طبق رابطه زیر مساله حل می شود:

$$\text{Minimize} \left(\int_a^b R^2 dy \right) \quad (3-38)$$

که در نهایت خواهیم داشت :

$$\int_a^b R \frac{\partial R}{\partial c_i} dy = 0 \quad i = 1, 2, 3, \dots, N \quad (3-39)$$

چون سه مجهول در جواب تقریبی مساله قطعه با عرض متغیر وجود دارد، سه معادله تشکیل می شود . تابع خطا برابر است با:

$$R / E = (0.25 - 0.0125y)(c_1 + 2c_2y + 3c_3y^2) - 96.154 \times 10^{-6}$$

با دیفرانسیل گیری از تابع خطا نسبت به c_1 و c_2 و c_3 و جایگذاری در معادله داریم:

$$\int_0^{10} [(0.25 - 0.0125y)(c_1 + 2c_2y + 3c_3y^2) - 96.154 \times 10^{-6}] (0.25 - 0.0125y) dy = 0$$

$$\int_0^{10} [(0.25 - 0.0125y)(c_1 + 2c_2y + 3c_3y^2) - 96.154 \times 10^{-6}] (0.25 - 0.0125y) 2y dy = 0$$

$$\int_0^{10} [(0.25 - 0.0125y)(c_1 + 2c_2y + 3c_3y^2) - 96.154 \times 10^{-6}] (0.25 - 0.0125y) 3y^2 dy = 0$$

با انتگرال گیری از معادلات فوق به سه معادله خطی می رسیم که با حل آن ها می توان ضرایب مجهول را به دست آورد.

$$0.3645833333c_1 + 2.8645833333c_2 + 25c_3 = 0.000180289$$

$$2.8645833333c_1 + 33.33333333c_2 + 343.75c_3 = 0.001602567$$

$$25c_1 + 343.75c_2 + 3883.928571c_3 = 0.015024063$$

با حل معادلات فوق خواهیم داشت :

$$c_1 = 389.773 \times 10^{-6}, \quad c_2 = 6.442 \times 10^{-6}, \quad c_3 = 0.789 \times 10^{-6}$$

که با قراردادن ضرایب C در معادله (3-35) پروفیل تغییر مکان به دست می آید:

$$u(y) = 389.773 \times 10^{-6} y + 6.442 \times 10^{-6} y^2 + 0.789 \times 10^{-6} y^3$$

3-3-3-4 مقایسه جواب های مانده وزنی

دقت روش های مانده وزنی را با مقایسه جواب های حاصل از این روش و مقادیر دقیق آن مقایسه می شود. جدول (3-1) مقادیر تغییر مکان گرهی را که از روش های دقیق، تلفیقی، زیردامنه، گالرکین و کمترین مربعات محاسبه شده اند نشان می دهد. در این جدول به خوبی دیده می شود که جواب ها توافق خوبی با یکدیگر دارند.

جدول (3-1): مقایسه جواب حاصل از روش های مختلف ریاضی در حل معادلات المان محدود برای یک مساله

واحد

موقعیت نقطه درقطعه	تغییر مکان های حاصل از روش دقیق	تغییر مکانهای حاصل از روش تلفیقی	تغییر مکان های حاصل از روش گالرکین	تغییر مکان های حاصل از روش گالرکین	تغییر مکان های حاصل از روش کمترین مربعات
	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)
y=0	0	0	0	0	0
y=2.5	0/001027	0/001076	0/001029	0/001041	0/001027
y=5/0	0/002213	0/002259	0/002209	0/002220	0/002208
y=7/5	0/003615	0/003660	0/003618	0/003624	0/003618
y=10	0/005333	0/005384	0/005330	0/005342	0/005331

3-4 بسته‌های نرم‌افزاری

3-4-1 نرم‌افزارهای تحلیل عددی

امروزه استفاده از بسته‌های نرم‌افزاری، در حل مسایل عددی به طراحان این امکان را داده است که مسایل پیچیده و غیر خطی را تحلیل نمایند و با استفاده از نتایج حاصل بهترین تصمیم را در شرایط مختلف اتخاذ نمایند.

نرم افزار های حل عددی که به حل مسایل مکانیکی اعم از مکانیک سیالات و یا جامدات می‌پردازند، عموماً از یکی از دو روش المان محدود¹ و یا حجم محدود² و یا هر دو آنها استفاده می‌کنند³. تعدادی از آنها کاربردی کاملاً صنعتی و برای حل مسایل خاص موجود در یک رشته خاص صنعتی طراحی و ساخته شده‌اند، تعدادی نیز بیشتر جنبه علمی تحقیقاتی داشته و در مراکز آکادمیک و علمی جایگاه رفیعی یافته‌اند. در این میان می‌توان نرم‌افزارهایی را نام برد که از آنها هم صنعتگران براحتی استفاده می‌کنند و هم متخصصین و پژوهشگران دانشگاهی.

در تحلیل مسایل سازه‌ای و تنش‌های استاتیکی، شکل‌دهی فلزات خصوصاً در حالات با تغییر شکل محدود- نسبتاً محدود، مسایل دینامیکی- ارتعاشاتی معمولاً از روش المان محدود استفاده می‌گردد. از حجم محدود نیز بیشتر در تحلیل مسایل دینامیک سیالات، مسایل ترمودینامیکی، شکل‌دهی فلزات با تغییر شکل‌های بسیار زیاد و نیز حل مسایل گرمایی بسیار استفاده می‌گردد. هر کدام از این روش‌ها دارای مزایا و محدودیت‌های خاص خود می‌باشند و استفاده از آنها در حل یک مساله و رسیدن به نتایج درست تابعی از این مزیت‌ها و محدودیت‌ها خواهد بود. بطور کلی می‌توان گفت در حل مسایلی که اصلی‌ترین عنصر فیزیک آنها وابسته به قوانین سه گانه نیوتون می‌باشد، معمولاً المان محدود دارای مزیت است و مسایلی که اساس فیزیک آنها بر قوانین بقاء جرم و انرژی استوار است با حجم محدود بهتر حل می‌گردند. در جدول (3-2) نام برخی از نرم‌افزارهای حل عددی به همراه مورد استفاده و نیز روش حل آنها آمده است.

¹ - Finite Element Method

² - Finite Volume Method

³ - روش حجم محدود در اصل حالتی خاص از روش تفاضل محدود می‌باشد

جدول (2-3): معرفی برخی از بسته‌های نرم افزاری حل عددی

نام نرم افزار	روش حل عددی	مورد استفاده اصلی
Ansys	FEM	تحلیل تنش - کرنش، سیالات، انتقال حرارت، ارتعاشات، الکترو مغناطیس، شکل دهی
Fluent-Ghambi	FV	تحلیل سیالات، انتقال حرارت
Cos-Mos	FEM	تحلیل تنش - کرنش، انتقال حرارت، سیالات، الکترو مغناطیس
Abaqus	FEM	تحلیل تنش - کرنش، سیالات، انتقال حرارت، ارتعاشات، شکل دهی
Mark	FEM	تحلیل تنش - کرنش، سیالات، انتقال حرارت، شکل دهی
Patran-Nastran	FEM- FV	تحلیل تنش - کرنش، سیالات، انتقال حرارت، ارتعاشات، شکل دهی
Mold-flow	FEM- FV	شکل دهی مواد
Superforge	FV	شکل دهی مواد
PAM-Stamp	FEM	شکل دهی مواد

2-4-3 منابع خطا در استفاده از نرم افزارهای حل عددی

در سال های اخیر استفاده از تحلیل به روش اجزاء محدود به عنوان یک ابزار طراحی به سرعت در حال افزایش می باشد. بسته های نرم افزاری جامع و فراگیر یک وسیله رایج برای مهندسين طراح شده است. تعداد زیادی از کاربران، بدون داشتن آگاهی کامل از مفاهیم بنیادی تحلیل به روش اجزاء محدود از این روش استفاده می کنند. مهندسينی که از تحلیل به روش اجزاء محدود استفاده می کنند، باید از محدودیت های این روش آگاه باشند. مهمترین خطاهایی که منجر به نتایج نادرست می شود عبارتند از:

1- داده های ورودی نادرست، نظیر خواص فیزیکی و ابعاد
2- انتخاب نامناسب نوع المان ها، و یا انتخاب اندازه و توزیع نامناسب المان ها
3- شکل و اندازه ناقص المان بعد از مش بندی، این قسمت بخش بسیار مهمی از تحلیل به روش اجزاء محدود می باشد. شکل و اندازه نامناسب المان ها بر دقت نتایج تاثیر می گذارد. این نکته حائز اهمیت است که کاربر، اختلاف بین مش بندی ها و محدودیت های مرتبط با آنها را بخوبی بشناسد و در محل مناسب از المان های ریز استفاده کند.

4- اعمال نادرست شرایط مرزی و بارگذاریها
5- افزایش بیش از اندازه حجم محاسبات. این امر میتواند ناشی از استفاده از المان های بیش از اندازه ریز و یا ناشی از افزایش بی رویه حجم محاسبات عددی باشد. تقریب های متوالی نیز به این خطا می افزاید.

این مرحله معمولاً مشکل ترین جنبه مدلسازی می باشد. این مرحله شامل تفسیر یک مسئله واقعی و برآورد مناسبی از بارگذاری و شرایط مرزی برای مدل اجزاء محدود می باشد. این مرحله مستلزم قضاوتی

درست و تجربه ای کامل می باشد. برای بررسی صحت نتایج حاصل از تحلیل عددی آزمایش تجربی مدل بهترین راه می باشد، ولی این کار بسیار پرهزینه و وقت گیر است. گاه می توان با اعمال شرایط تعادل و موازنه انرژی برای قسمت های مختلف مطمئن شد که قوانین فیزیکی نقض نمی شوند. به عنوان مثال در مورد مدل های استاتیکی، مجموع نیروهای وارده در نمودار جسم آزاد مدل باید صفر باشد. با این کار می توان دقت نیروی عکس العمل محاسبه شده را بررسی کرد. در مساله تعیین تنش های موجود در یک سطح مقطع دلخواه می بایست نیروهای داخلی منتجه در این حالت، با نیروهای خارجی موازنه شوند.

3-5 معیارهای تسلیم

معمولاً در مسایلی که در آنها تنش های مکانیکی وجود دارد، آگاهی از میزان تحمل تنش و داشتن معیاری مناسب در تشخیص حد مقاومت مکانیکی جسم مورد بررسی امری ضروری است. بدین منظور لازم است از معیارهای تسلیم استفاده گردد.

در تغییرشکل الاستیک اگر بارگذاری روی جسم برداشته شود، جسم به حالت اولیه خود برمی گردد. در این حالت تنش و کرنش بوسیله ثابتهایی نظیر مدول الاستیسیته، ضریب پواسون و قانون هوک با یکدیگر مرتبط میشوند. برای ایجاد تغییرشکل پلاستیک، بایستی جسم به یک سطح تنش معینی برسد که اصطلاحاً به آن تنش تسلیم گفته میشود. اغلب روابطی که برای تعیین شروع تغییرشکل پلاستیک اجسام ارائه شده است بر اساس تستهای یک بعدی قطعات و مشاهدات و تجربیات عینی ارائه شده است. این روابط شروع تسلیم را تحت بارگذاریهای چند محوره پیش بینی میکنند، به این روابط اصطلاحاً معیار تسلیم¹ گفته می شود. تمامی معیارهای تسلیم بصورت روابط ریاضی هستند که در آن مؤلفه های تنش یا کرنش به یکدیگر مرتبط شده اند. توسط این روابط و مؤلفه های تنش یا کرنش ایجاد شده در جسم میتوان شروع تسلیم جسم را پیش بینی نمود که آنرا بصورت کلی بیان میکنند:

$$f(s_x, s_y, s_z, t_{xy}, t_{xz}, t_{yz}) = Const \quad (3-40)$$

برای بیشتر مواد انعطاف پذیر همسانگرد، فرضیات زیر جهت تعیین معیار تسلیم در نظر گرفته می شود:

- از اثر بوشینگر² صرف نظر می شود، یعنی اینکه حد تسلیم در کشش و فشار یکسان در نظر گرفته میشود.

1-Yield Criteria

2 - Baushinger

• مقدار تنش میانگین یا تنش هیدروستاتیکی در تسلیم جسم تأثیری ندارد.

هرکدام از معیارهای تسلیم در فضای تنش یک مکان هندسی را تشکیل میدهند که توسط آن میتوان در مورد تسلیم یا عدم تسلیم جسم قضاوت نمود. معیارهای تسلیم برای بسیاری از مواد مختلف ارائه شده اند که هرکدام از آنها دارای فرضیات، مزایا و معایبی هستند. مهمترین معیارهای تسلیم ارائه شده برای مواد انعطاف پذیر عبارتند از: معیار تسلیم ماکزیمم تنش های محوری، معیار تسلیم ماکزیمم تنش برشی یا ترسکا - معیار تسلیم ون میزز¹.

در این پژوهش در بررسی نتایج حاصل از بارگذاری از معیارهای تسلیم ماکزیمم تنش های محوری و نیز معیار تسلیم وان - میسس بیشتر استفاده می شود.

معیار تسلیم Von Mises را میتوان به صورت زیر بیان نمود:

$$S_y = \left[\frac{(s_I - s_{II})^2 + (s_{III} - s_{II})^2 + (s_I - s_{III})^2}{2} \right]^{1/2} \quad (3-41)$$

که در آن S_y حد تسلیم (yield point) فولاد مورد استفاده و σ_I ، σ_{II} ، σ_{III} ، تنش های اصلی میباشند.

فصل چهارم:

"مراحل طراحی یک شیر پروانه‌ای نمونه

150A با قطر اسمی 1000 میلیمتر"

در این پروژه با استفاده از محدودیت ها و توصیه های قید شده در استاندارد های بین المللی طراحی و ساخت شیر های پروانه ای (ANSI/AWWA & AWWA M49, First Edition 2001) که خلاصه ای از آنها در فصل های قبل ذکر شد و نیز کاربرد روش اجزا محدود به کمک نرم افزار (Solid Work and Cos-Mos) مراحل طراحی یک شیر پروانه ای نمونه به قطر اسمی 1000 میلیمتر توضیح داده میشود. لازم به ذکر است که این مراحل در طراحی و ساخت تمامی شیر های پروانه ای شرکت مکانیک آب به کار می رود. استفاده از این روش علاوه بر افزایش در دقت طراحی، موجب کاهش هزینه ساخت نیز خواهد گردید، چرا که قبل از ساخت شیر تقویت های لازم در بدنه و قطعات اصلی انجام خواهد شد. این عمل علاوه بر افزایش عمر و استحکام شیر های تولیدی، موجب کاهش هزینه تولید و در نهایت کاهش قیمت تمام شده شیر خواهد شد. از طرف دیگر، کنترل چنین محاسباتی، در مهندسی مشاور، کارفرما و کاربران شیر، اطمینان و اعتماد کافی را ایجاد خواهد کرد، چرا که محصول تولیدی مطابق استانداردهای بین المللی و نیز آخرین روش های محاسباتی طراحی شده و پس از تولید نیز تست شده است.

1-4 مراحل طراحی

- خلاصه ای از مراحل طراحی که در شرکت مکانیک آب مورد استفاده قرار میگیرد در دیاگرام (1-4) نشان داده شده است. این گزارش نیز خلاصای از این مراحل را به شرح زیر پوشش میدهد:
- 1- اطلاعات جامعی در مورد نحوه عملکرد شیرها و بویژه شیرهای پروانه ای جمع آوری و ارائه شده است.
 - 2- روابط اصلی کلاسیک قید شده در استانداردها در مورد رفتار هیدرودینامیکی سیال در شیرها گردآوری شده است.
 - 3- منابع استاندارد مفید برای طراحی درست شیرهای پروانه ای جمع آوری و ترجمه شده و استانداردهای معرفی شده در این گزارش در زمینه محاسبات سیالاتی و نیز حدود مجاز برای طراحی قسمت های اصلی شیر بسیار بکار میروند.
 - 4- بر طبق منابع و مراجع استاندارد؛ آزمایشات لازم جهت بررسی عملکرد شیر معرفی گردیده است. انجام این آزمایشات مهمترین پشتوانه عملی برای تایید یک طرح بهینه می باشند.
 - 5- مطالب جامعی در مورد روش حل عددی المان محدود گردآوری و ارائه شده است. شرایط و علل بروز خطا در هنگام استفاده از این روش ها معرفی شده اند.

6- بررسی‌هایی در مورد نرم افزارهای تحلیل گر با روش المان محدود انجام شده است. با توجه به علل ذکر شده در فصل 3 این گزارش، بسته نرم‌افزاری COS-MOS برای انجام تحلیل مورد استفاده قرار گرفته و در ادامه کار نیز از آن برای تحلیل شرایط و وضعیت‌های مختلف استفاده خواهد شد.

7- چندین تحلیل اولیه در محیط COS-MOS با شرایط مختلف انجام گردیده است. در اولین مرحله، سازه شیر با تمام اجزاء واقعی مدلسازی شده و با در نظر گرفتن جنس فولادی برای تمام اجزاء و برقراری فشار هیدرواستاتیکی ثابت در پشت دیسک تحلیل اولیه انجام گردیده و مشخص شده است که شفت اتصال دیسک به بدنه اصلی آسیب‌پذیرترین عضو می‌باشد. برای تقویت شفت، قطر شفت از 85mm به 95mm افزایش پیدا کرده و جنس آن نیز اصلاح گردیده است. علاوه بر آن بدنه دیسک و شیر بخصوص در محل اتصال یاتاقان‌های محور اصلی به بدنه به کمک قطعات کمکی (stiffner) تقویت شده اند. سپس رفتار شیر با اعمال تغییرات مذکور مجدداً تحلیل شده است. در ادامه مراحل تحلیل، قطعات تقویتی در محل اتصال دیسک و شفت بر روی دیسک افزوده شده که در نتیجه آن بهبود شرایط تحمل تنش در این قسمت از سازه کاملاً مشهود است.

تمامی تحلیل‌های انجام شده با فرض بسته بودن کامل شیر، آب‌بندی صحیح و بدون نشتی قطعات و تحت فشار هیدرواستاتیکی پشت دیسک انجام گردیده است.

در بخش‌های ذیل مراحل ذکر شده در دیاگرام (1-4) تشریح شده و نتایج حاصل برای شیر نمونه ارائه میگردد.

2-4 تحلیل رفتار هیدرواستاتیکی شیر پروانه‌ای

1-2-4 ابعاد هندسی شیر

با بررسی‌های انجام شده مشخص گردیده که شرکت‌های معتبر ساخت شیرآلات، برای انجام تحلیل و طراحی بهینه شیرآلات؛ از نرم‌افزار COS-MOS استفاده می‌کنند. در این پروژه نیز این بسته نرم‌افزاری برای انجام تحلیل مورد استفاده قرار گرفته است. در این بسته نرم‌افزاری از روش المان محدود (FEM) در حل عددی سازه‌های جامداتی و نیز سیالاتی بهره گرفته شده است. ابتدا طرح اولیه شامل؛ ابعاد و هندسه قطعات اصلی شیر تهیه شده و سپس مدل کامل و صحیح شیر مورد نظر توسط نرم‌افزار (Solid-Work) که نمونه آن برای شیر به قطر 1000 میلی‌متر در شکل‌های (2-4) الی (4-4) ارائه شده است، آماده شده و سپس مدل مذکور به نرم‌افزار (Cos-Mos) جهت انجام محاسبات منتقل میگردد.

- تعیین مشخصات فنی شیر مورد نظر بر اساس شرایط عملکردی از قبیل:
 - الف) قطر نامی
 - ب) فشار کاری
 - ج) کلاس طبقه بندی براساس استاندارد (AWWA C504)

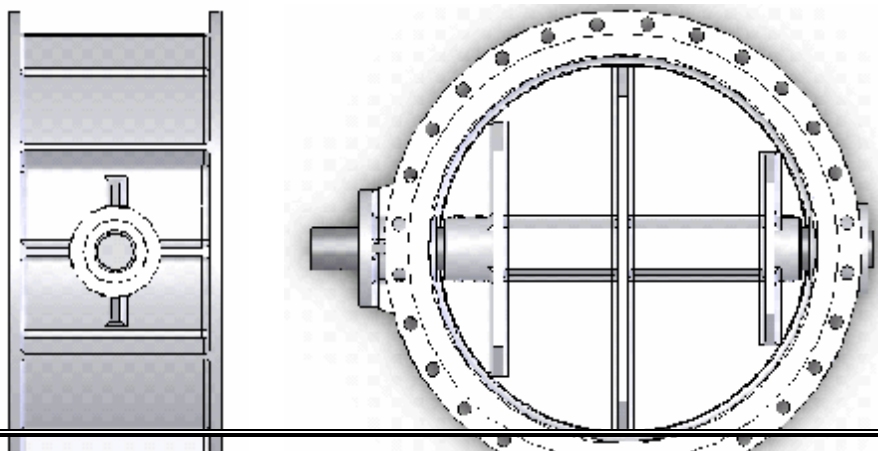
- تعیین ابعاد هندسی شیرو قطعات اصلی مطابق استاندارد (AWWA C504)
- تهیه نقشه های فنی به کمک نرم افزار (Solid Work) و مطابقت آن با ابعاد واقعی و استاندارد

- تعیین جنس مناسب برای قطعات اصلی مطابق استاندارد (AWWA C504) و یا مواد مناسب بر اساس شرایط عملکرد شیر، نظر کارفرما و دسترسی در بازار
- انتقال مدل هندسی و جنس قطعات به نرم افزار (Cos-Mos)

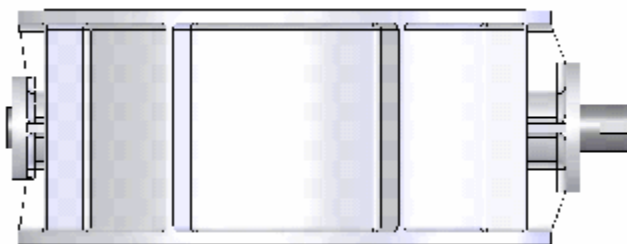
- تعیین شرایط مرزی تکیه گاهی
- تعیین فشار تست دو برابر فشار نامی مطابق استاندارد (AWWA C504) در حالت شیر کاملا بسته
- تحلیل استحکام بدنه، دیسک، محور و سایر قطعات اصلی و مقایسه آن با محدودیت های قید شده در استاندارد ها

- تغییر ابعاد و جنس در صورت نیاز بر اساس نتایج حاصل از مرحله قبل و بهینه سازی آن
- ساخت نهایی شیر
- تست شیر در فشار دو برابر فشار نامی مطابق استاندارد (AWWA C504) در حالت شیر کاملا بسته از دو طرف

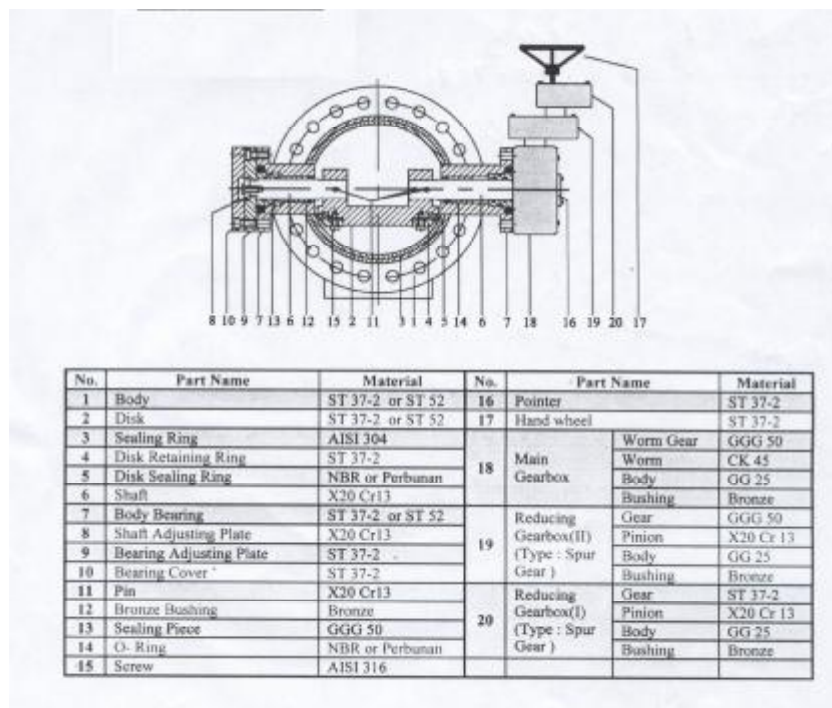
دیاگرام (4-1) مراحل طراحی شیر های پروانه ای



شکل (4-2) نمای جانبی شیر پروانه ای به قطر اسمی 1000 میلیمتر



شکل (4-3) نمای روبروی شیر پروانه ای به قطر اسمی 1000 میلیمتر



شکل (4-4) لیست قطعات اصلی و جنس قطعات شیر پروانه ای تولیدی شرکت مکانیک آب

4-2-2 جنس انتخابی برای قطعات اصلی

در این مرحله جنس و ابعاد قطعات اصلی شیر مطابق استاندارد (AWWA C504) که شرح آن در جداول (2-1) و (2-2) ذکر شد، تعیین می‌گردد. جنس مواد مورد استفاده در قطعات شیرهای پروانه ای بر

اساس شرایط کارکرد آنها، تنش های تحمل شده، شرایط ساخت از قبیل قابلیت ماشین کاری و نیز قیمت آنها تعیین میشود. شکل (4-4) لیست قطعات اصلی بکار رفته در ساخت یک شیر پروانه ای قطر بالا را که توسط شرکت مکانیک آب طراحی و ساخته میشود نشان میدهد. در جدول ضمیمه این شکل نیز جنس مواد انتخابی برای قطعات مورد نظر ارائه شده است. خلاصه ای از جدول مذکور که نشان دهنده جنس قطعات اصلی شیر پروانه ای و خصوصیات مکانیکی مواد مورد استفاده می باشد، مجدداً در جدول (4-1) ارائه شده است. استاندارد های تعیین مشخصات مکانیکی مواد بر اساس استاندارد (DIN 17100 and DIN 17440) بوده و در این پروژه و محاسبات انجام شده از حداقل مقادیر ذکر شده در جهت اطمینان استفاده شده است.

جدول (4-1) مشخصات مکانیکی مواد مورد استفاده در قطعات اصلی شیر پروانه ای 150A به قطر

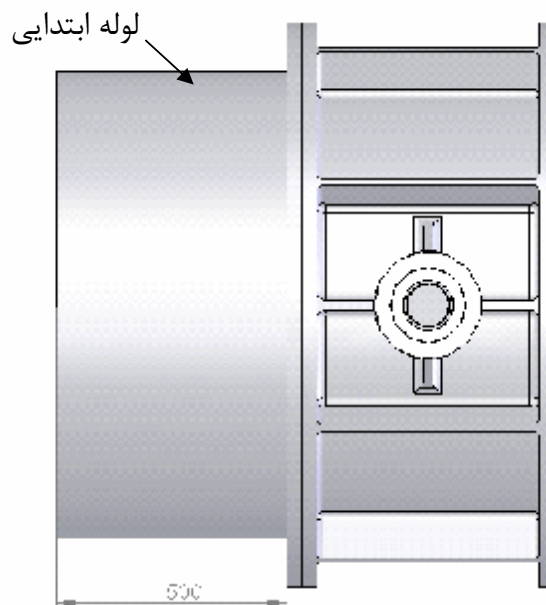
10000 میلیمتر مطابق استاندارد DIN 17 100 و DIN 17440

نام قطعه	نام ماده	حد استحکام S_{ut} (MPa)	حد تسلیم S_y (MPa)	مدول کشسانی E (MPa)
بدنه شیر	St 37-2	340-470	205	210000
دیسک	st 37-2 یا st 52	340-470	205	210000
محورها	13 20Cr X-ضد زنگ	650-740	450	190000
پین ها	13 20Cr X-ضد زنگ	650-740	450	190000

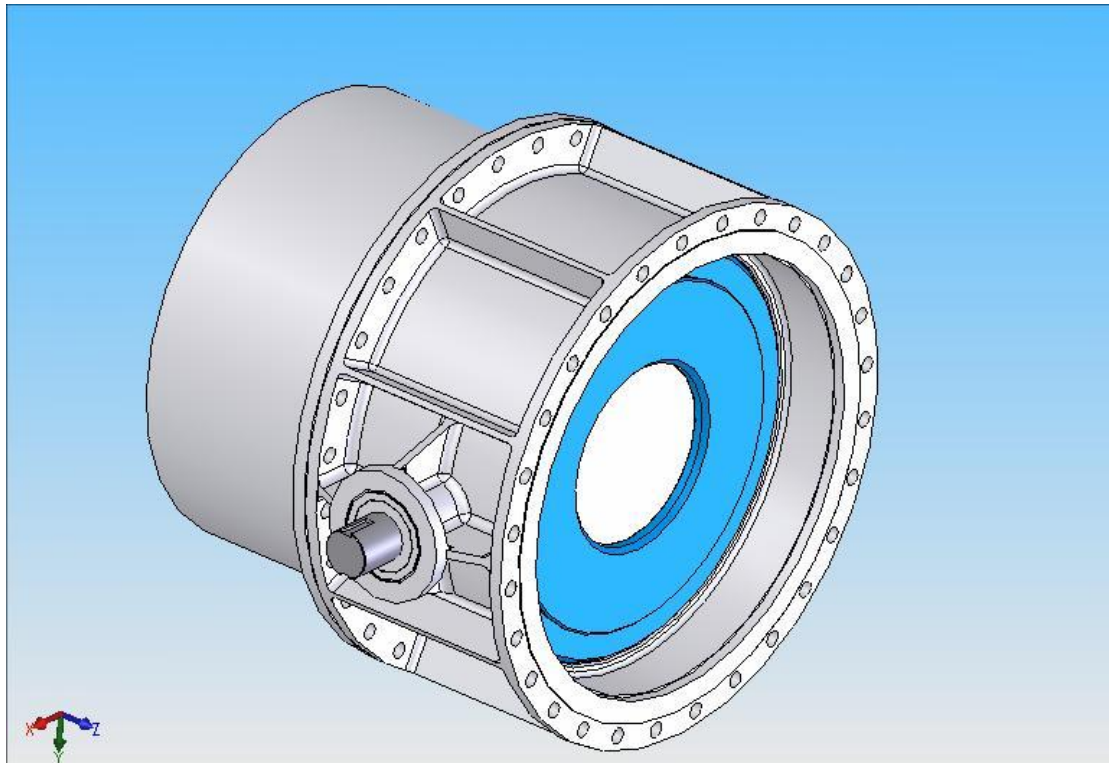
3-2-4 انتقال مدل هندسی به نرم افزار Cos-Mos

در استاندارد AWWAC504 جهت تست عملی و مدلسازی نرم افزاری و به منظور حذف اغتشاشات ناشی از شرایط تکیه گاهی در محاسبه شرایط عملکردی شیر؛ یک لوله در ابتدای آن در نظر گرفته می شود. این لوله در عمل جهت از بین بردن اغتشاشات جریان و ایجاد یکنواختی و نیز حذف تنش های اضافی ناشی از اعمال شرایط تکیه گاهی به کار می رود. طول لوله در استاندارد مذکور برای شرایط مورد نظر ذکر شده است و معمولاً در دو طرف شیر به صورت مساوی قرار می گیرد. در تحلیل هیدرواستاتیکی این لوله جهت هدف دیگری در نظر گرفته میشود. در حالتی که تحلیل فوق انجام می گیرد، شیر از یک طرف و به کمک فلنج باید کاملاً مهار شود. در این حالت المانهای موجود در سطح تماس (چون نرم افزار

COSMOS بر مبنای تئوری المان محدود عمل می کند) در تمام درجات آزادی مهار میشوند. این امر باعث ایجاد تنش های اضافی موضعی در محل اتصال این مقاطع میگردد. برای مدل نمودن شیر به صورت واقعی و مطابق آنچه در عمل مورد استفاده قرار میگیرد، مطابق شکل (4-5) لوله ای به قطر داخلی 1000 میلیمتر و به طول 500 میلیمتر در سمت پر فشار شیر نصب شده است و شرایط تکیه گاهی به لوله مذکور اعمال شده است. لازم به ذکر است که وجود این لوله تاثیری در مقدار تنش های محاسبه شده برای اجزای اصلی شیر نخواهد داشت چرا که در این مدل المانهای شیر کاملاً مهار نمی شوند و به تبع جابجایی المانهای لوله، المانهای شیر نیز قادر به جابجایی خواهند بود و از افزایش موضعی تنش جلوگیری میشود.



شکل (4-5 الف) مدل شیر منتقل شده به نرم افزار Cos-MOs

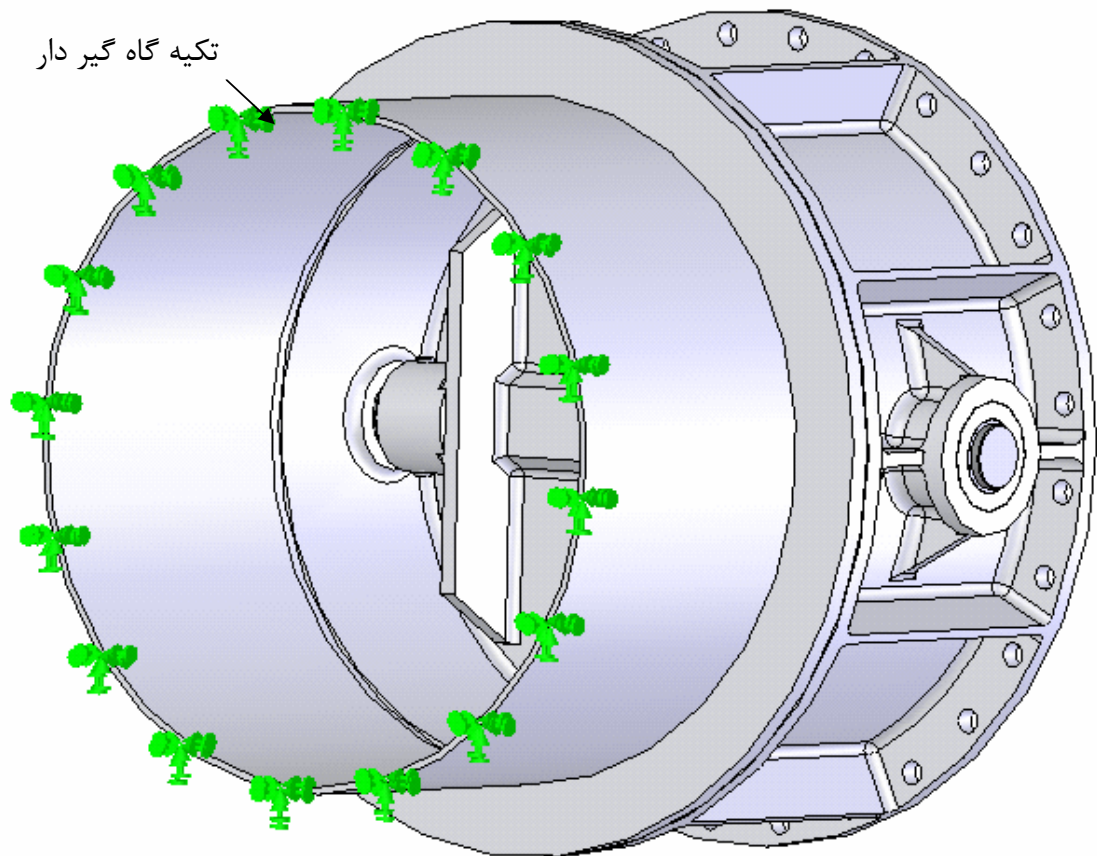


شکل (4-5) مدل شیر منتقل شده به نرم افزار Cos-Mos

4-2-4 شرایط مرزی تعریف شده در نرم افزار Cos-Mos

تحلیل های انجام شده در دو حالت شیر کاملا بسته و فشار از یک طرف و تخلیه آزاد از طرف دیگر (Discharge) مطابق استاندارد (AWWAC504) با فشاری برابر با دو برابر فشار نامی یعنی (20 بار) انجام شده اند. شرایط تکیه گاهی به صورت کاملا گیر دار در انتهای لوله ابتدایی مطابق شکل (4-6) اعمال شده است.

انتخاب چنین شرایط مرزی بر مبنای مطالعات وسیعی که در باره استانداردهای مختلف طراحی، ساخت و آزمایش شیرها تدوین شده است انجام شده است. اصولا تمامی مراجع معتبر در این زمینه به دو منبع اصلی یعنی (AWWA C504 and API 598) اشاره می کنند. به همین دلیل در این گزارش نیز از اصول قید شده در همین منابع استفاده شده است. علاوه بر موارد فوق، شیر طراحی شده تحت لنگر خمشی و کوپل پیچشی نیز بارگذاری شده و تنش های حاصل با مقادیر مجاز مقایسه شده اند. با این وجود، در مراجع مختلف مورد بررسی، کد خاصی در مورد مقادیر لنگرهای خمشی و پیچشی اعمال شده؛ ارائه نشده است و لذا، مبنای محاسبات کد ارائه شده در استانداردهای فوق انتخاب شده که همان فشاری برابر دو برابر فشار نامی، در حالت شیر کاملا بسته می باشد.



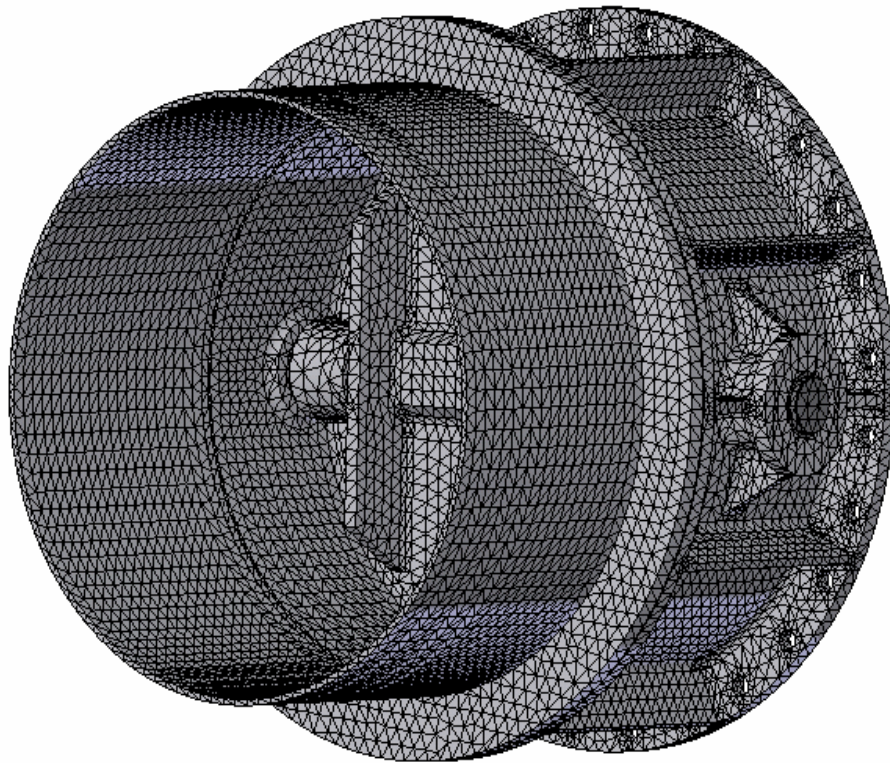
شکل (4-6) شرایط تکیه گاهی اعمال شده به لوله ابتدایی

با توجه به نیاز به بررسی رفتار شیر در شرایط تست بر مبنای مراجع و منابع استاندارد، جهت شیرهای پروانه ای از استاندارد AWWA504 استفاده میشود. این استاندارد معمولترین استاندارد در زمینه مذکور بوده و از گروه استانداردهای ASTM می باشد. هدف از تست بررسی چگونگی عملکرد شیر از نظر مقاومتی در حالت کاملاً بسته (فشار هیدرواستاتیکی و فشار خط) میباشد. طبق این استاندارد با توجه به اینکه برای هر شیر یک فشار و قطر نامی تعریف میشود، مبنای فشار نامی در نظر گرفته و در نتیجه تست را در دو برابر فشار نامی انجام می دهیم. شیر مورد نظر در این تست شیر DN1000PN10 میباشد. با توجه به فشار نامی 10 بار فشار تست برابر 20 بار خواهد بود. با اعمال این بار تحت شرایط کاملاً بسته در نرم افزار COSMOS تست انجام می گیرد.

4-2-5 المان بندی مدل

همانطور که در فصل سوم ذکر شد، چگونگی المان بندی مدل در دقت محاسبات تاثیر مهمی دارد. المان ها میباید تا حد ممکن از اضلاع مساوی تشکیل شده و نیز اندازه آنها هماهنگ با اندازه واقعی قطعات انتخاب شوند. بخصوص، در موضعی که امکان تمرکز تنش وجود دارد، می باید از المان های ریز تری استفاده نمود. از طرف دیگر استفاده از المان های خیلی ریز، حجم محاسبات و نیز خطای ناشی از آن را افزایش میدهد. به همین دلیل، تحلیل با چند نوع المان بندی انجام میگردد و در هر مرحله اندازه المان ها ریز تر میگردد؛ تا نتایج همگراگردند. المان بندی نهایی مورد استفاده در این تحلیل در شکل (4-7) نشان داده شده است. مدل نشان داده شده حاوی 209705 گره و 117225 المان میباشد.

Model name: final
Study name: 2
Mesh type: Solid mesh



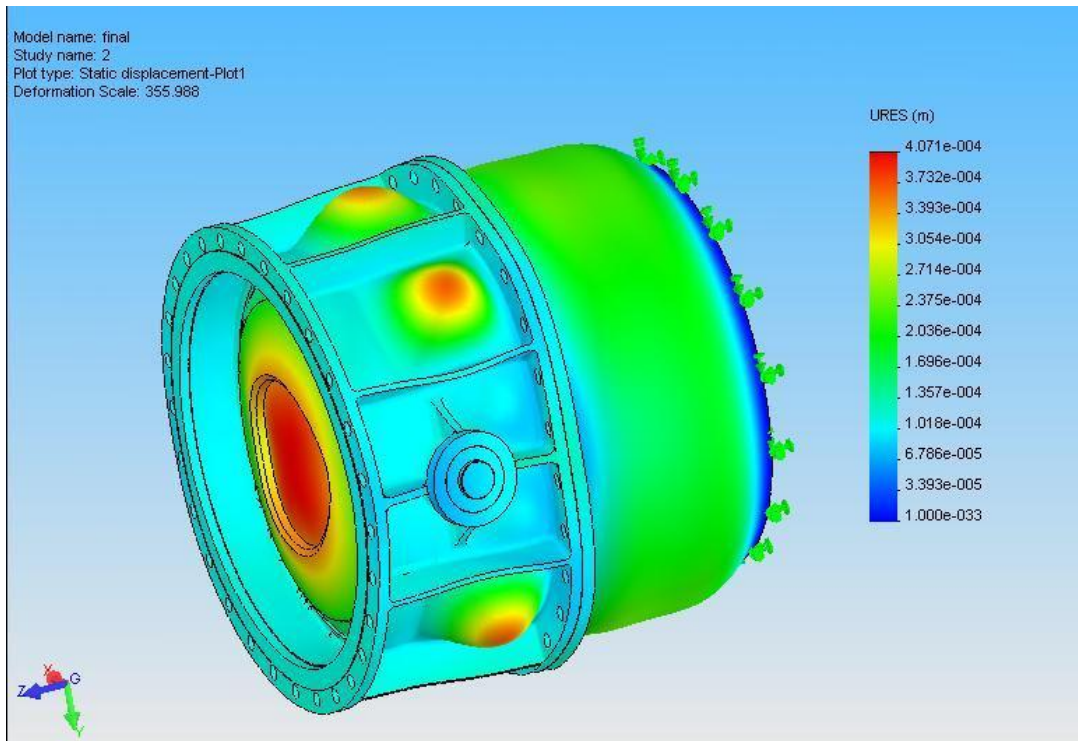
شکل (4-7) المان بندی مدل شیر پروانه ای به همراه لوله ابتدایی

4-3 نتایج تحلیل

نتایج حاضر با تحلیل رفتار مکانیکی شیر به کمک روش اجزا محدود برای شیر PN 10 به قطر اسمی 1000 میلیمتر و در شرایط کاملا بسته با فشار اعمالی 20 بار از یک طرف به دست آمده است.

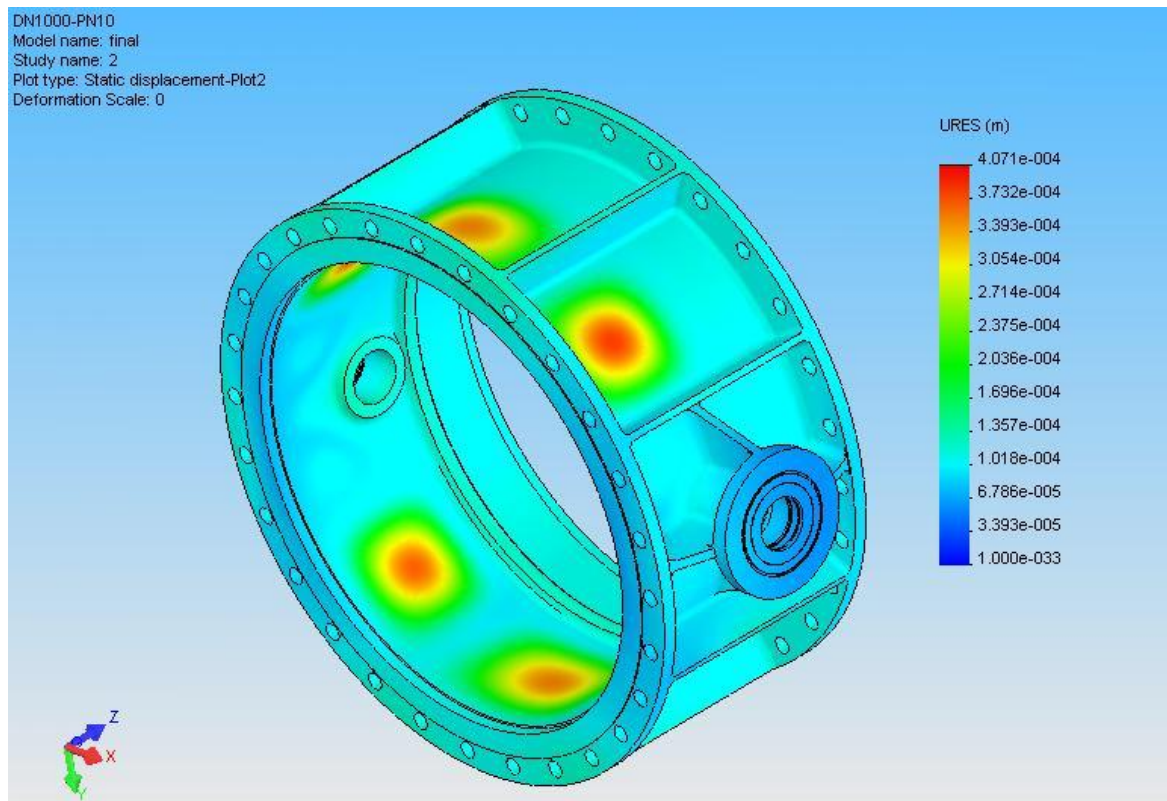
1-3-4 تغییر مکان قطعات اصلی

ابتدا با بررسی تغییر مکان های حاصل، شرایط تکیه گاهی و چگونگی تغییر مکان قطعات اصلی کنترل میشود. شکل (4-8) تغییر مکان برآیند قطعات شیر را در حالت کاملاً بسته و تحت فشار یک طرفه با 20 بار را نشان میدهد. مقیاس رنگی مقدار تغییر مکان را بر حسب متر ارائه میکند ولی در شکل این تغییر مکان با مقیاس 356 بزرگ نمایی شده است. همانطور که ملاحظه میشود حداکثر تغییر مکان برابر 0/4 میلیمتر و در مرکز دیسک می باشد.

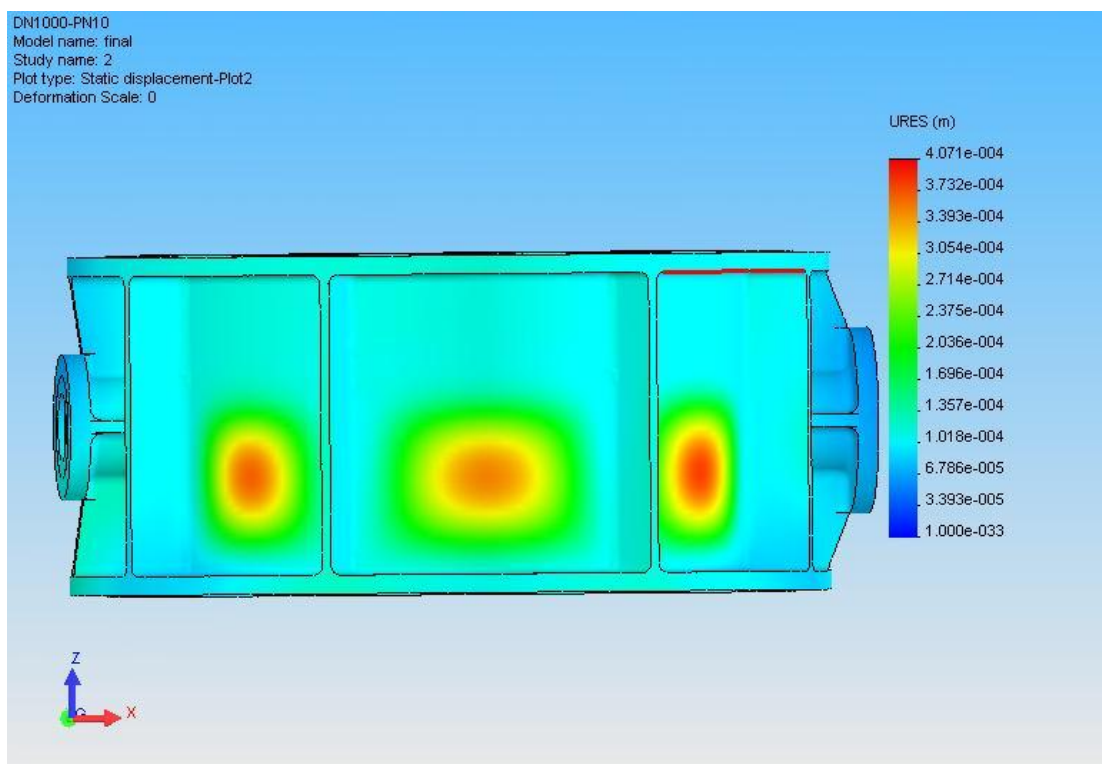


شکل (4-8) تغییر مکان قطعات اصلی و بدنه شیر با فشار 20 بار با ماکزیمم 0/4 میلیمتر در مرکز دیسک

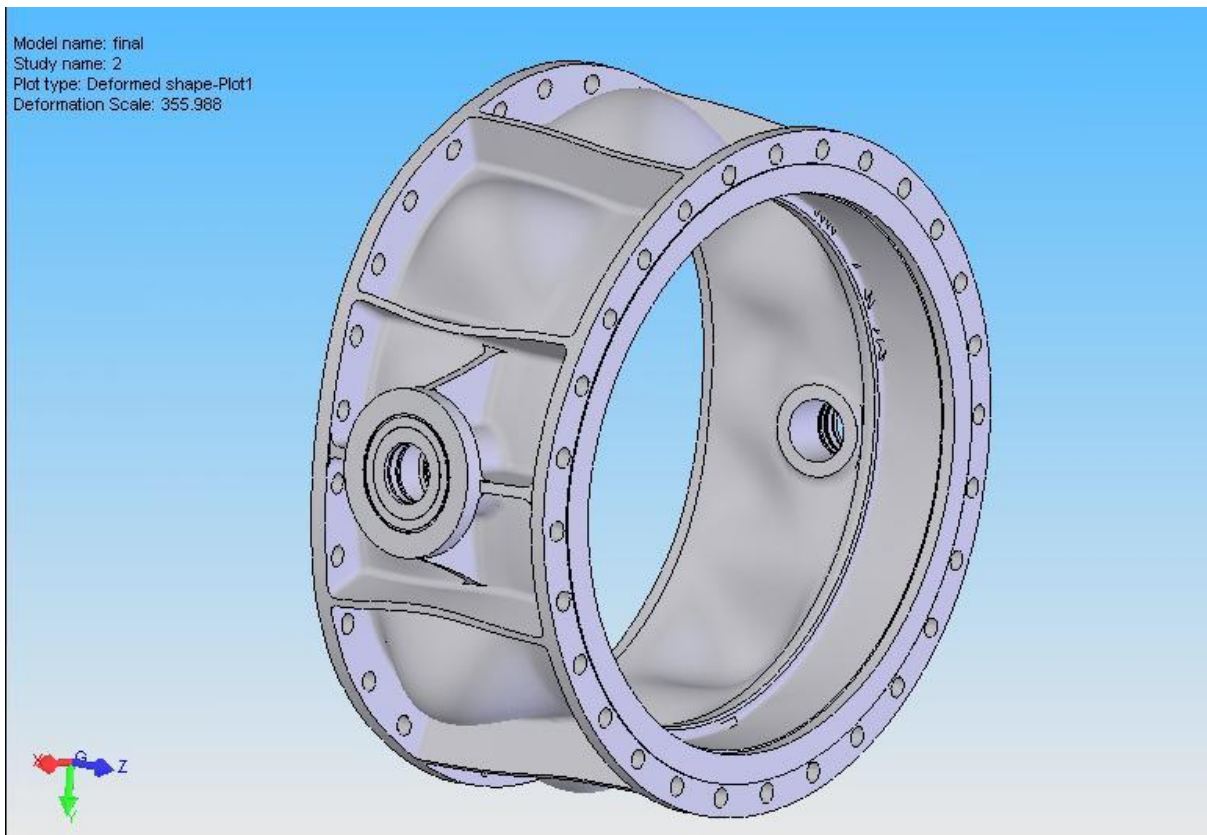
همینطور شکل (4-9) تغییر مکان های موجود را در بدنه شیر به طور مشخص نشان می دهد. در این شکل اهمیت نقش قطعات تقویتی در بدنه (stiffner) به منظور کاهش تغییر مکان در محیط آن به خوبی آشکار است و ملاحظه می شود که حداکثر تغییر مکان در حد فاصل بین این قطعات رخ می دهد.



شکل (9-4 الف) تغییر مکان در بدنه شیر تحت فشار 20 بار با حد اکثر تغییر مکان 0/4 میلیمتر

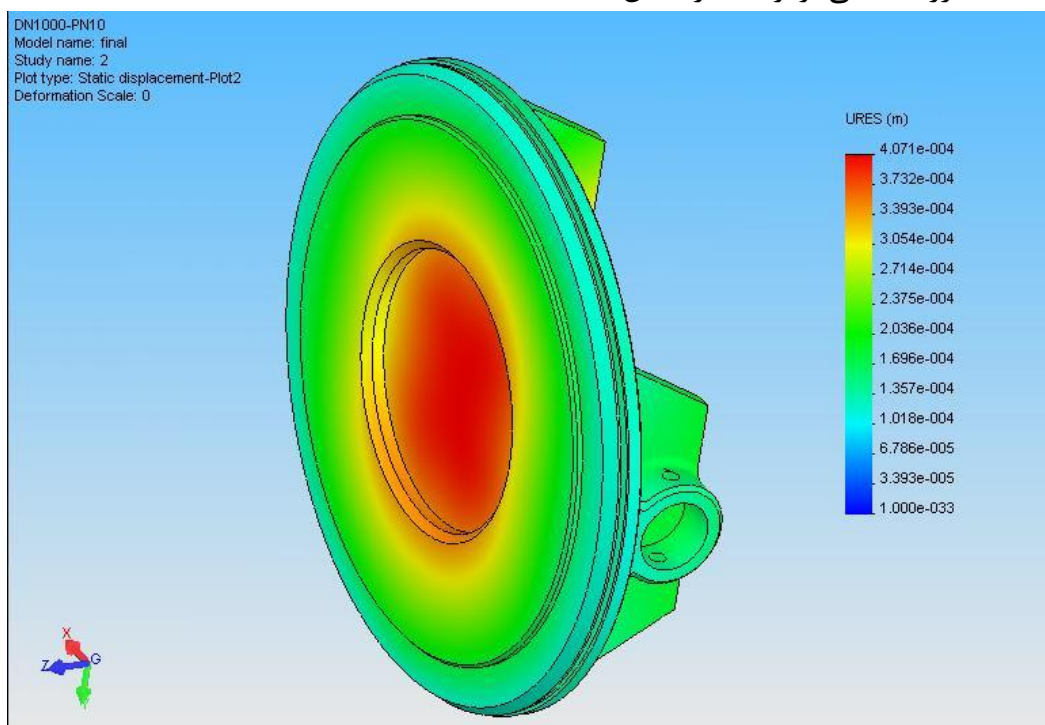


شکل (9-4 ب) تغییر مکان در بدنه شیر که در سمت تحت فشار اتفاق می افتد.

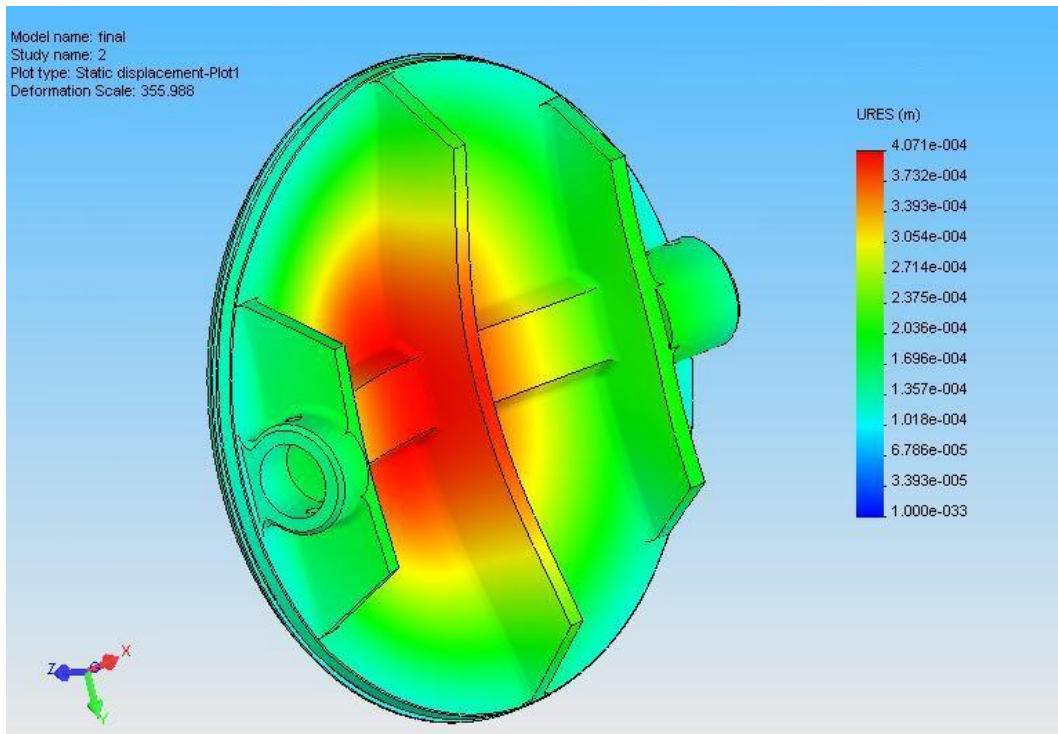


شکل (9-4 ج) تغییر مکان در بدنه شیر تحت فشار 20 بار با مقیاس بزرگ نمایی 356

در شکل (10-4) مقدار تغییر مکان در دیسک به طور مشخص نشان داده شده است. مقیاس رنگی مقدار تغییر مکان را بر حسب متر نشان می دهد. همانطور که ملاحظه میشود حداکثر تغییر مکان 0/4 میلیمتر میباشد. شکل (10-4 الف) مقدار تغییر مکان را بر حسب رنگ های مختلف با مقیاس متر نشان داده است. شکل (10-4 ب) مقدار تغییر مکان در دیسک را علاوه بر مقیاس رنگی بلکه به صورت تغییر فرم آن با عدد بزرگ نمایی برابر 356 را نشان میدهد.



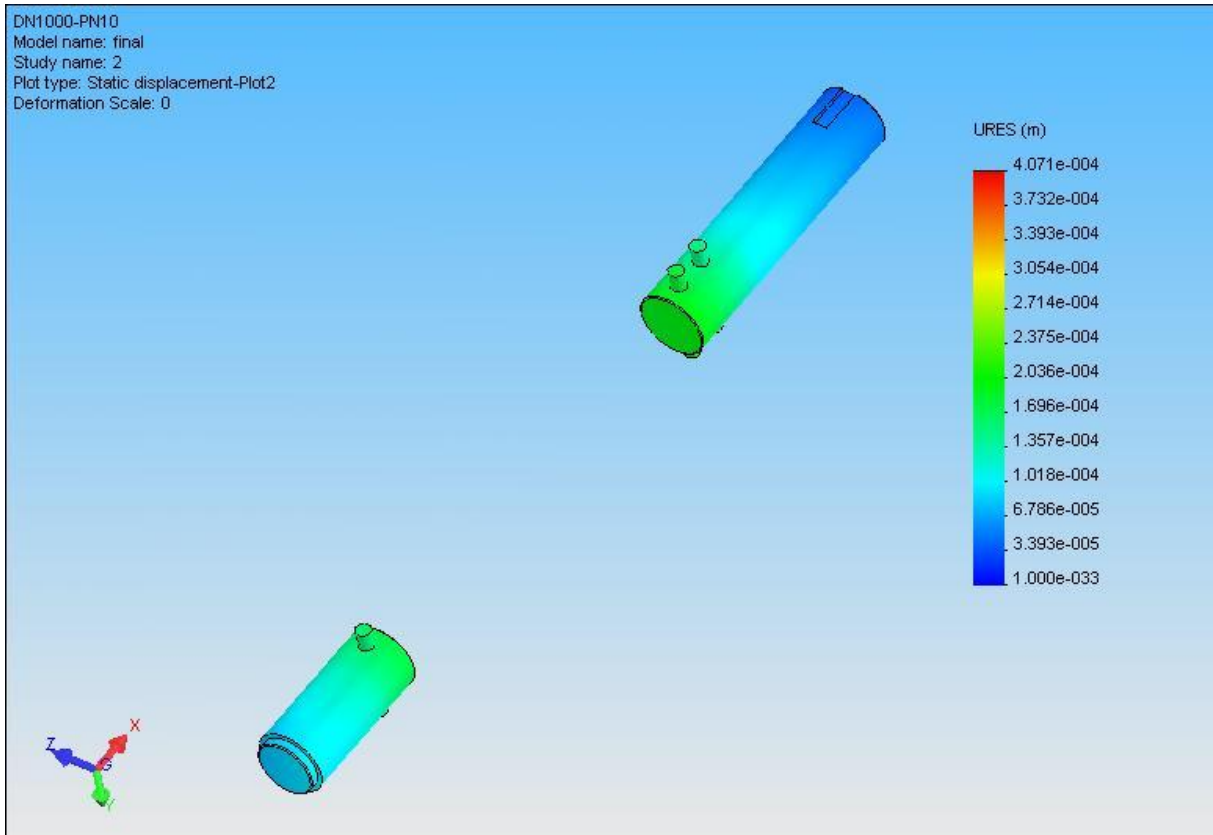
شکل (10-4 الف) تغییر مکان دیسک تحت فشار 20 بار بدون بزرگ نمایی تغییر مکان



شکل (10-4 ب) تغییر مکان شیر با بزرگ نمایی 356 برابر با حداکثر تغییر مکان 0/4 میلیمتر

شکل (11-4) تغییر مکان را در محورهای اصلی نشان میدهد. همانطور که ملاحظه میشود، تغییر

مکان در محورها حداکثر به 0/3 میلیمتر میرسد.



شکل (4-11) تغییر مکان در محورهای اصلی تحت فشار 20 بار که حداکثر به 0/3 میلیمتر میرسد.

4-3-2 تنش های ایجاد شده و ضرایب اطمینان در قطعات اصلی

همانطور که در فصل سوم توضیح داده شد، در این تحلیل از معیار تسلیم حداکثر انرژی واپیچشی یا معیار Von Mises استفاده شده است که میتوان آنرا به صورت زیر بیان نمود:

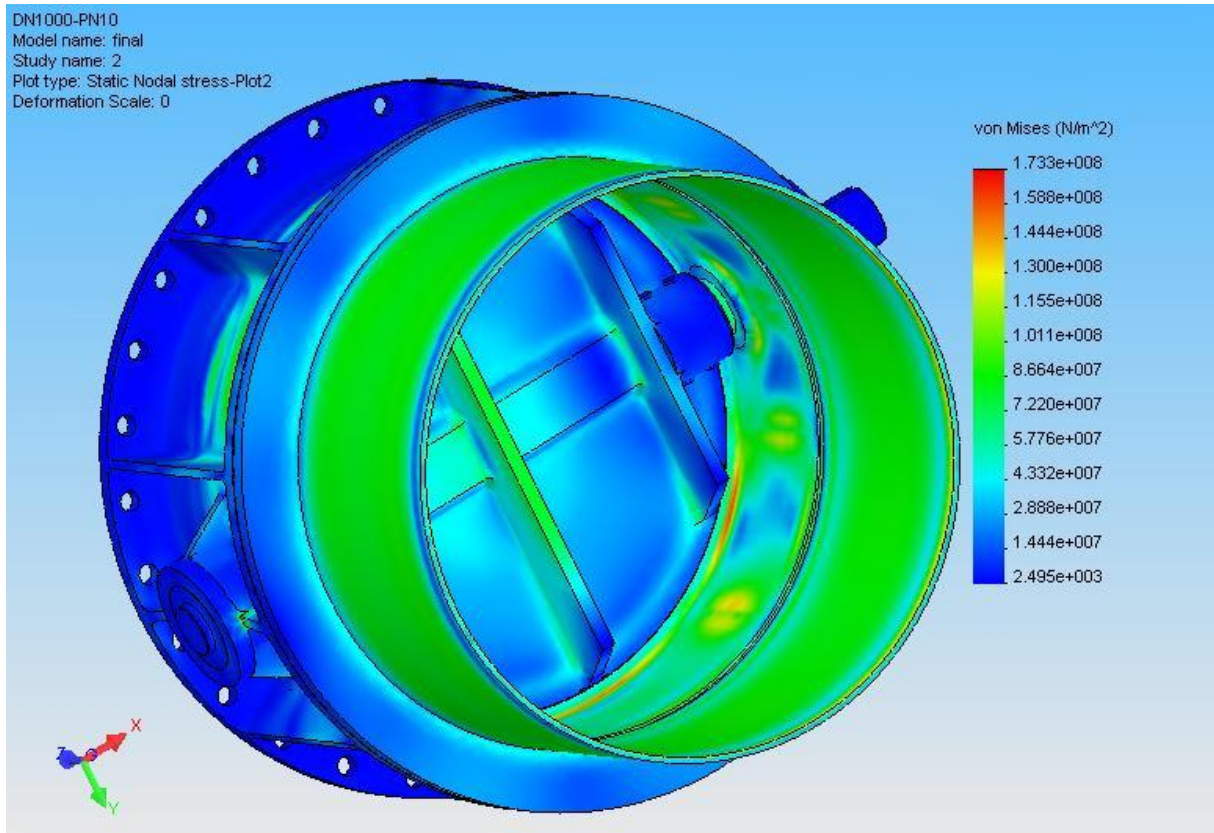
(4-1)

$$\frac{S_y}{FOS} = \left[\frac{(s_I - s_{II})^2 + (s_{III} - s_{II})^2 + (s_I - s_{III})^2}{2} \right]^{1/2}$$

که در آن S_y حد تسلیم (yield point) فولاد مورد استفاده و σ_I ، σ_{II} ، σ_{III} ، تنش های اصلی و FOS ضریب اطمینان میباشد.

شکل (4-12) توزیع تنش موثر یا Von Mises را در کل بدنه شیر تحت فشار 20 بار را نشان می دهد. مقیاس رنگی شکل بر اساس واحد نیوتن بر متر مربع یا همان پاسکال (Pa) میباشد. همانطور که ملاحظه میشود حداکثر تنش موثر (MPa) 173/3 میباشد، که با توجه به مشخصات مکانیکی برای جنس

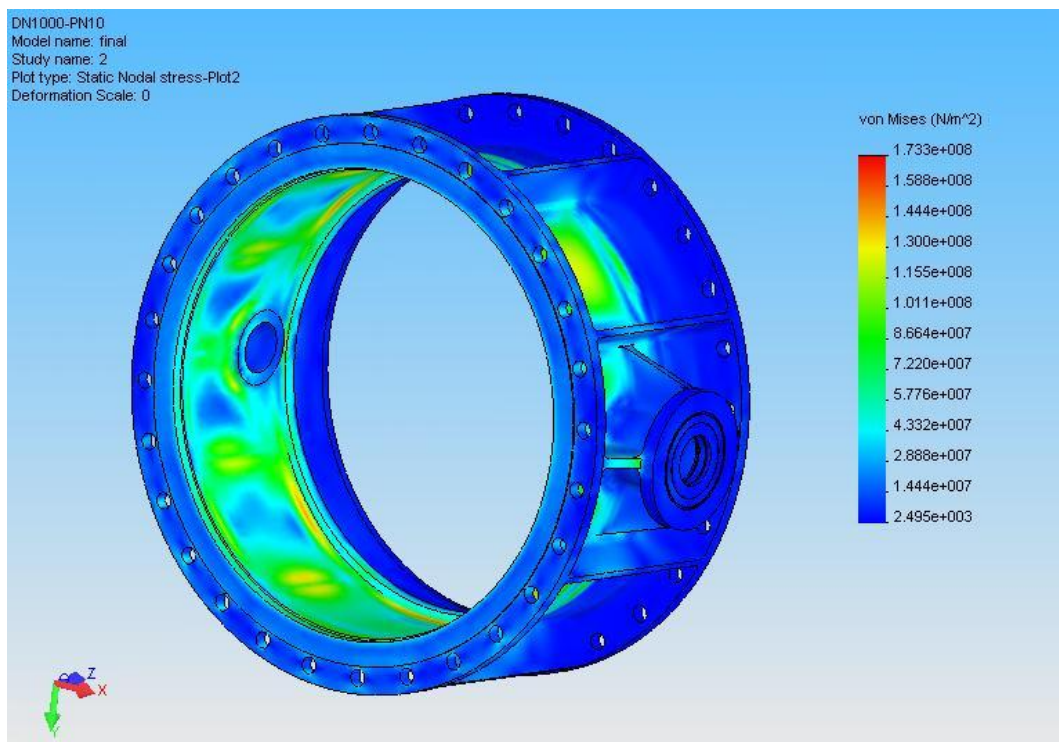
های انتخابی (رجوع شود به جدول 1-4) تنش در هیچ قطعه ای از حد تسلیم آن بالاتر نبوده؛ و لذا میتوان به جرات گفت که هیچگونه تغییر فرم پلاستیک حتی در دو برابر فشار نامی در اجزای شیر رخ نخواهد داد. این موضوع به صراحت جزو قیود ذکر شده در استاندارد (AWWA M49, First Edition 2001) می باشد. بنابراین این شیر طراحی شده از این نظر مطابق استاندارد مذکور میباشد.



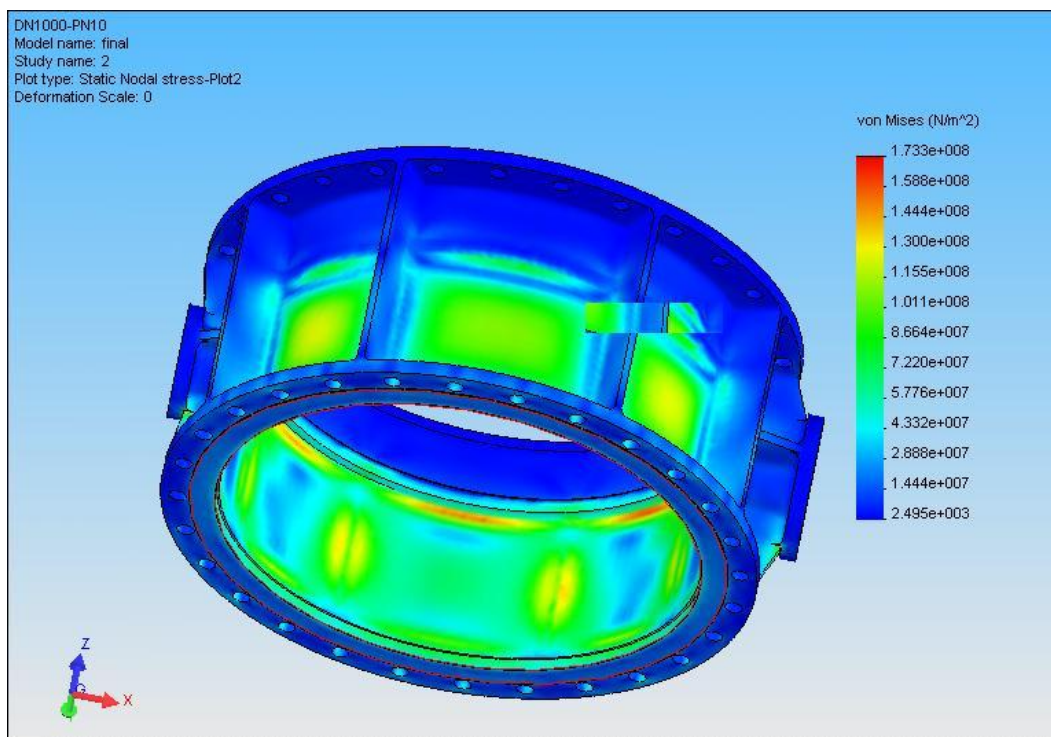
شکل (4-12) توزیع تنش موثر در شیر با حد اکثر تنش (MPa) 173/3 در حالت شیر بسته تحت فشار 20 بار

شکل (4-13) توزیع تنش موثر یا (Von Mises) را در بدنه شیر به طور مشخص نشان میدهد. همانطور که ملاحظه میشود، حداکثر مقدار این تنش در بدنه به (MPa) 130 میرسد. با توجه به جنس انتخابی در بدنه شیر فولاد (st 37) میتوان ضریب اطمینان در برابر 1/58 را به کمک رابطه (4-1) برابر بدست آورد.

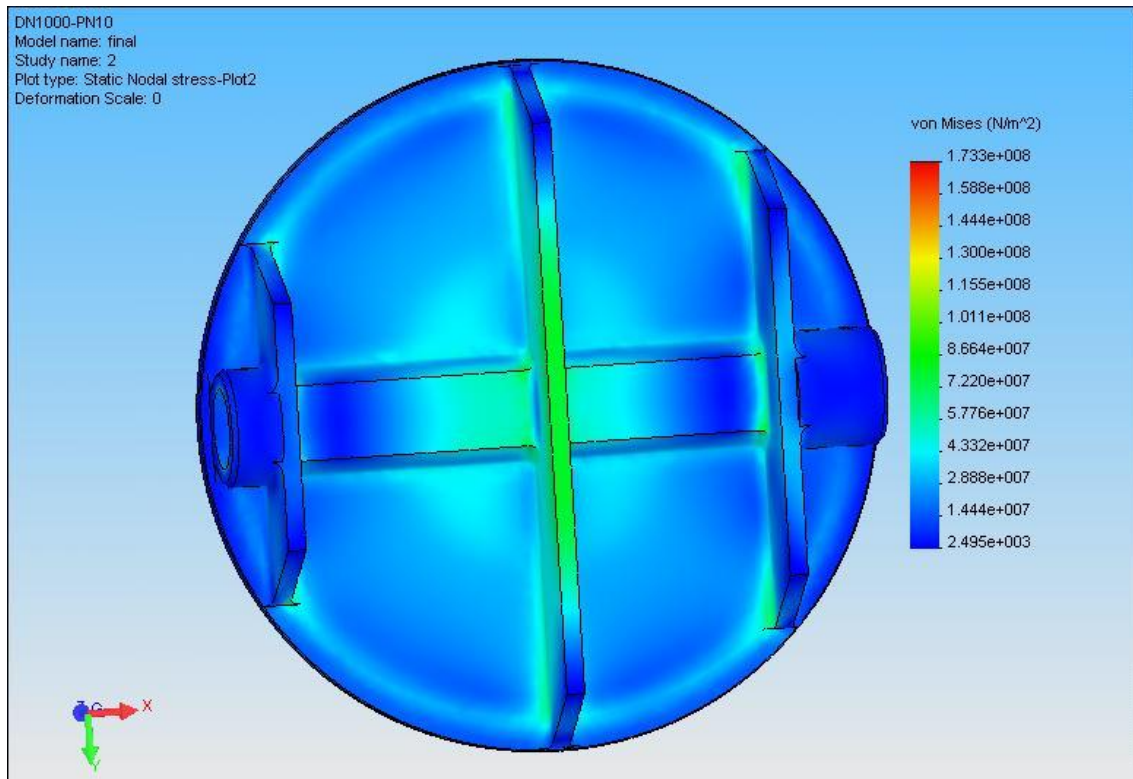
$$FOS = \frac{205}{130} = 1.58$$



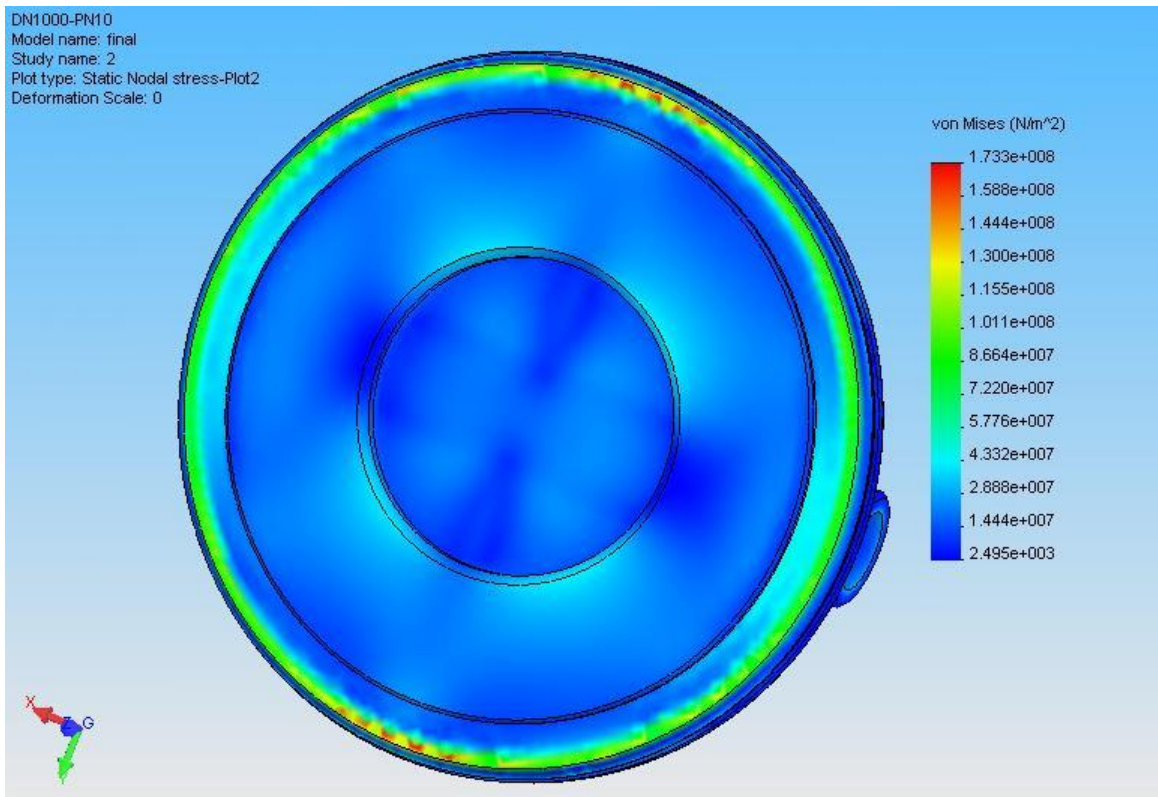
شکل (4-13 الف) توزیع تنش موثر در بدنه شیر



شکل (4-13) توزیع تنش موثر در بدنه شیر



شکل (14- الف) توزیع تنش موثر در دیسک در نمای پشت یا تحت فشار

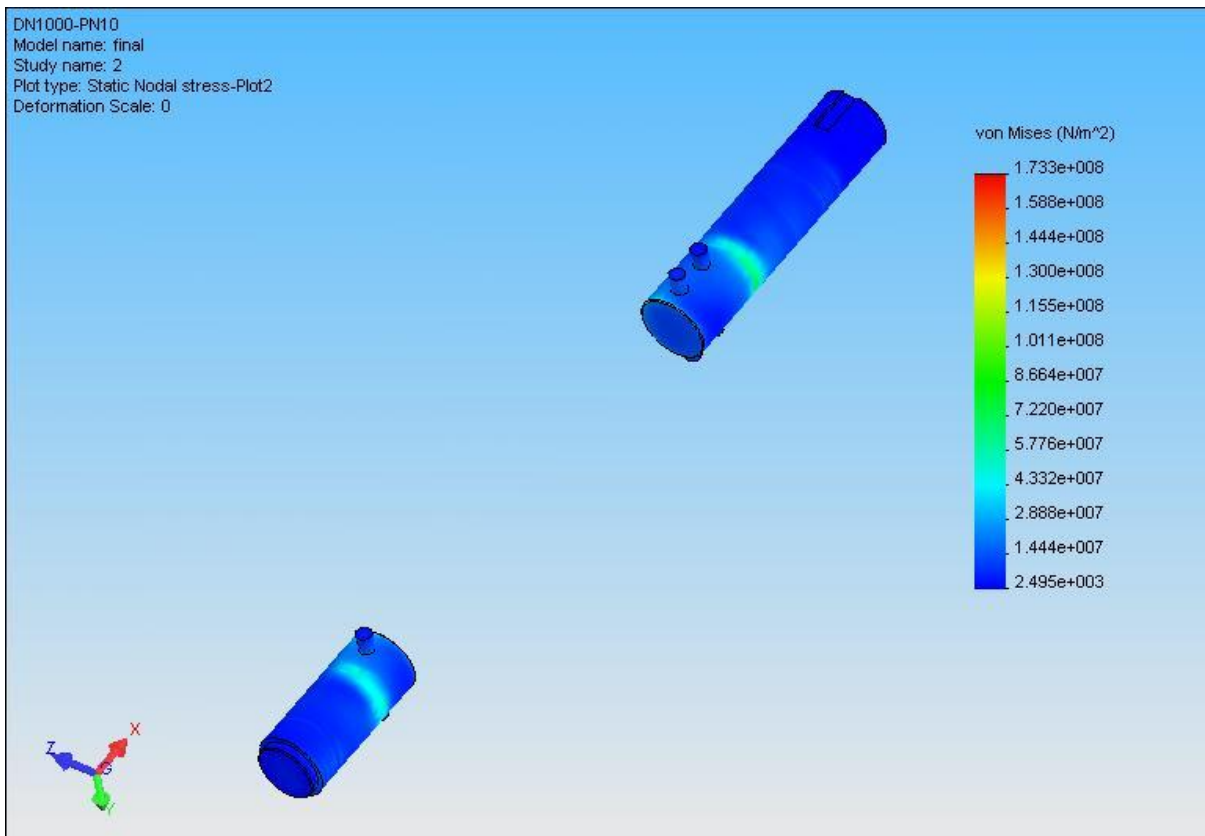


شکل (14- ب) توزیع تنش موثر در دیسک در نمای جلو یا سمت بدون فشار

توزیع تنش موثر در دیسک از دو طرف در شکل (14-4) نمایش داده شده است. همانطور که ملاحظه میشود، تنش موثر در تمامی بدنه دیسک از حد 115 (MPa) تجاوز نمی کند؛ مگر در نوار باریک محیطی

دیسک که در مجاورت محل آب بندی آن میباشد. در این ناحیه تنش به صورت موضعی بالا و در حد 170 (MPa) میباشد. بدین ترتیب و با انتخاب جنس یکسان از فولاد st 37 برای بدنه و دیسک میتوان گفت که مقدار ضریب اطمینان در دیک نیز در حد 1/58 خواهد بود و در هیچ نقطه ای از دیسک، تغییر فرم پلاستیک رخ نخواهد داد.

اثر تقویت های کار گذاشته شده در دیسک از جمله قطعه تقویتی سرتاسری که در حد فاصل مابین تکیه گاه های یاتاقان جوش داده شده است، در کاهش تنش های موثر بر روی دیسک در شکل (4-14) الف) به خوبی مشاهده میشود.



شکل (4-15) توزیع تنش موثر در محورها و پین های اتصالی شیر

شکل (4-15) اثر توزیع تنش موثر در محور ها و پین های اصلی شیر را نشان میدهد. ملاحظه میشود که تنش موثر در این قطعات حداکثر به مرز 130 (MPa) میرسد. با توجه به جنس انتخابی برای محور ها از نوع فولاد ضد زنگ (13 20Cr X-ضد زنگ) با حد تسلیم 450 (MPa) مقدار ضریب اطمینان در محورها را برابر 3/46 به کمک رابطه (4-1) بدست آورد.

$$FOS = \frac{450}{130} = 3.46$$

4-4 خستگی (fatigue) در قطعات اصلی شیر

به علت استفاده متناوب از شیرها، قطعات اصلی آن در معرض شکست ناشی از خستگی خواهند بود که بر اساس استاندارد (AWWA C504) که در جدول (2-3) شرح آن داده شده شیرهای با قطر 1000 میلیمتر حداقل میباید در 5000 سیکل کاری تست شوند.

جهت بررسی عمر خستگی قطعات اصلی شیر، ابتدا میباید حد دوام (endurance limit) آنها را به کمک رابطه زیر محاسبه نمود (J. E. Shigley & C. R. Mischke 2004):

(4-2)

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S'_e$$

که در آن S_e حد دوام قطعه، ضرائب K_i برای اصلاح حد دوام نمونه آزمایشی S'_e می باشند. هر کدام از ضرایب فوق برای فولاد st37 با سطح جوش کاری شده به شرح ذیل محاسبه میشود:

$$K_a = a(S_u)^b \quad \text{for welded surface} : K_a = 272(340)^{-0.995} = 0.82$$

$$K_b = 0.8 \quad \text{for welded surface}$$

$$K_c = 1.0 \quad \text{for combined multi - axial loading}$$

$$K_d = 1.0 \quad \text{for temperature below } 250^\circ C$$

$$K_e = 1.0/k_f \quad k_f = 2.7 \text{ (fatigue stress concentration factor) for weld} : K_e = 0.37$$

$$S'_e = 0.504 S_u \quad \text{for } S_u \leq 1400 \text{ MPa} : S'_e = 171.36 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0.82 \times 0.8 \times 0.37 \times 171.36 = 41.6 \text{ MPa}$$

همانطور که ملاحظه میشود، برای نوع سطح جوشکاری شده فولاد st37 حد دوام به 41/6 (MPa) میرسد. از طرف دیگر حداکثر تنش در قطعات بالغ بر 173/3 (MPa) می باشد. با فرض حداقل تنش در قطعات برابر صفر در حالت کاملاً باز شیر یا بدون فشار رنج تغییرات تنش در شیر به صورت زیر خواهد بود.

(4-3)

$$s_m = \frac{s_{\max} + s_{\min}}{2} = \frac{173.3 + 0}{2} = 86.65 \text{ (MPa)}$$

(4-4)

$$s_a = \frac{s_{\max} - s_{\min}}{2} = \frac{173.3 - 0}{2} = 86.65 \text{ (MPa)}$$

بر اساس رابطه طراحی (Soderberg) - نقل از مرجع J. E. Shigley & C. R. Mischke (2004):

(4-5)

$$\frac{s_a}{s_f} + \frac{s_m}{s_y} = 1$$

که در آن s_y حد تسلیم و s_f حد دوام خستگی برای عمر محدود قطعه می باشد. بنابراین:

$$s_f = \frac{s_a s_y}{s_y - s_m} = \frac{86.65 \times 205}{205 - 86.65} = 150 \text{ (MPa)}$$

رابطه بین s_f حد دوام خستگی برای عمر محدود قطعه و s_e حد دوام قطعه به صورت زیر تقریب می شود (J. E. Shigley & C. R. Mischke 2004):

$$s_f = a(N)^b \text{ where : } a = \frac{(0.9S_u)^2}{S_e} \text{ and } b = -\frac{1}{3} \log \frac{(0.9S_u)}{S_e} \quad (4-6)$$

که در این رابطه N تعداد سیکل هایی است که قطعه عمر خواهد کرد. بنابراین:

$$a = \frac{(0.9 \times 340)^2}{41.6} = 2250.865 \quad \text{and} \quad b = \frac{-1}{3} \log \frac{(0.9 \times 340)}{41.6} = 0.2889$$

$$N = 10^{\frac{\log(S_f/a)}{b}} = 10^{\frac{\log(150/2250.865)}{-0.2889}} = 11799$$

بنابر این میتوان نتیجه گرفت که قطعات اصلی شیر حداقل برای 11799 سیکل کاری کامل، شامل باز و بسته شدن شیر از فشار صفر تا 20 بار (دو برابر فشار نامی طراحی شده برای شیر) عمر مفید خواهند داشت.

اگر محاسبات فوق برای فشار نامی کارکرد شیر یعنی 10 بار تکرار شود، تنش ماکزیمم در قطعات برابر خواهد بود با $s_{\max} = 173.3/2 = 86.65$ (MPa)؛ در این صورت بر اساس روابط (3-4) تا (4-6) :

$$s_m = s_a = 43.325 \quad (MPa)$$

$$S_f = \frac{s_a s_y}{s_y - s_m} = \frac{43.325 \times 205}{205 - 43.325} = 55 \quad (MPa)$$

$$N = 10^{\frac{\log(S_f/a)}{b}} = 10^{\frac{\log(55/2250.865)}{-0.2889}} = 381519$$

بنابر این در فشار نامی عملکرد شیر یعنی 10 بار، قطعات اصلی عمر خستگی بیش از 381519 سیکل را خواهند داشت، که نه تنها این مقدار بسیار بیش از حد تعیین شده توسط استاندارد (AWWA C504) یعنی 5000 سیکل میباشد، بلکه اگر شیر در هر روز 30 بار کاملاً بسته و باز شود؛ حداقل عمر خستگی قطعات اصلی آن از نظر رفتار سازه ای-مکانیکی بیش از 30 سال خواهد بود.

5-4 نتیجه گیری و دورنمای فعالیت‌های آینده

گزارش ارائه شده شیوه ای مدرن و علمی از مراحل طراحی شیرهای پروانه‌ای را که بر پایه استانداردهای معتبر بین‌المللی و نیز اصول تحلیلی مهندسی مکانیک بنا شده است و هم‌اکنون به عنوان پروژه طراحی در شرکت مکانیک آب مورد استفاده قرار می‌گیرد ارائه می‌کند.

در این گزارش به فاز اول پروژه طراحی که مبنای آن بررسی استحکام سازه شیر در هنگام عملکرد آن است می‌پردازد. هرچند روابط و معیارهای طراحی و تست شیرهای پروانه ای با در نظر گرفتن شرایط هیدرودینامیکی ارائه شده است، ولی به این امر به صورت دقیق تر در فاز دوم پرداخته خواهد شد.

در این گزارش نشان داده شده است که بدنه، دیسک و سایر قطعات اصلی شیر طراحی شده در برابر فشار تست تعیین شده توسط معیارهای استاندارد (دو برابر فشار نامی) به خوبی مقاومت نموده و در هیچ نقطه ای تنش از حد مجاز بالا نرفته و نیز تغییر فرم پلاستیک رخ نمیدهد.

بر پایه آنچه تاکنون انجام گردیده است موارد زیر در فازهای آینده پروژه می‌تواند انجام گیرد:

- 1- شیر با قطر 1000 میلیمتر و با سازه‌ای همانند مدل استفاده شده در تحلیل‌های عددی، تحت فشار هیدرواستاتیکی آزمایش می‌شود. این آزمایش امکان مقایسه نتایج تئوری و محاسباتی با آنچه در عمل رخ می‌دهد را فراهم می‌کند. آزمایش با استفاده از امکانات شرکت مکانیک آب انجام خواهد گیرد.
- 2- رفتار شیر در اثر عبور سیال در هنگام باز بودن شیر تحلیل شود. دیسک شیر تحت زوایای متعدد از حالت کاملاً بسته (تحت فشار هیدرواستاتیکی) تا کاملاً باز قرار خواهد گرفته، بطوریکه زوایای مورد بررسی دارای اختلاف 5 درجه نسبت به زاویه‌های قبلی و بعدی باشند. با انجام کامل این مرحله می‌توان دیاگرام‌های ارزشمندی که نشانگر خصوصیات هیدرولیکی شیر میباشد؛ بدست آورد. از جمله می‌توان گشتاورهای اعمال شده به شیر، وضعیت اختلاف فشار در دوسوی دیسک و احتمال بروز کاویتاسیون و میزان تنش اعمال شده به سازه، شفت اتصال و دیسک را بدست آورد.
- 3- در صورتیکه شرایط آزمایشگاهی فراهم گردد، نتایج حاصل از تحلیل‌های هیدرودینامیکی شیر مورد آزمون عملی قرار گیرند. با انجام تحلیل‌های عددی متعدد، مقایسه نتایج آنها با استانداردهای تدوین شده‌ای که در فصل دوم این گزارش آمده است و نیز نتایج حاصل از آزمایش در حالت هیدرواستاتیکی و آزمایشات حالت هیدرودینامیکی (در صورت فراهم بودن شرایط آزمون)، می‌توان به طرحی بهینه برای سازه شیر و قطعات اصلی رسید.

- 1- "AWWA Standard for Rubber-Seated Butterfly Valves", American Water Works Association, ANSI/AWWA C504-00, Revision of ANSI/AWWA C504-94, American Water Works Association, 2000.
- 2- "Butterfly Valves: Double Flanged, Lug-and Wafer-Type", API Standard 609, Fifth Edition, 1997.
- 3- "Butterfly Valves: Torque, Head Loss, and Cavitation Analysis", American Water Works Association M49 , First Edition, 2001.
- 4- Miller D.S., "Internal Flow System, Design and Performance Prediction", Gulf Publishing, 1990
- 5- Kalsi M.S., "Dynamic Torque Model for Quarter – turn Air-Operated Valves", Kalsi Engineering Inc, 2002.
- 6- Kalsi M.S., Eldiwany B., Sharma Vinod, Richie Aaron, "Effect of Butterfly Valve Disc Shape Variations on Torque Requirements for Power Plant Applications", Kalsi Engineering Inc.
- 7- Kazuhiko Ogawa, Khmura Takeyoshi, "Hydrodynamic Characteristics of a Butterfly Valves- Prediction of Torque Characteristics", Science Direct, 1995.
- 8- Sarpkaya T., "Torque and Cavitation Characteristics of Butterfly Valves", Journal of Applied Mechanics, 2000.
- 9- Tullis J.Paul, "Hydraulics of Pipelines, Pumps Valves Cavitation Transients", John Wiley & Sons, 1989.
- 10- Vincent-Genod J., "Fundamentals of Pipeline Engineering", Gulf Publishing, 1984.
- 11- Yang Bo- Suk, Hwang Won Woo, Soo- Jong Lee, "Cavitation Detection of Butterfly Valve Using Support Vector Machines, 2003.
- 12- Zappe R.W., "Valve Selection Handbook", Fourth Edition, Gulf Professional Publishing, 1986.
- 13- Zou- Mangd A., "Application of Butterfly Valves for Free Discharge, Minimum Pressure Drop, and for Choking Cavitation", 2001.
- 14- Zienkiewicz O.C. Cheung Y.K.K, "The Finite Element Method, in Structural and Continuum Mechanics", Mc Graw-Hill, 1967.
- 15- Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke & Richard Budynas "Mechanical Engineering Design", Seventh Edition, Mc Graw-Hill, 2004.

16- زارعی نژاد محمد، گرجی نژاد سعید، "تحلیل به روش اجزاء محدود"، انتشارات ارس رایانه، چاپ اول،
1380.

17- "کاتالوگ شیرآلات تولیدی"، شرکت مکانیک آب

فهرست عناوین:

- پیشگفتار ۲
- فصل اول: "انواع شیرآلات، شیرهای پروانه‌ای طراحی و کاربرد" ۴
- 1-14 بررسی انواع شیرآلات بکار رفته در صنعت آبرسانی 5
- 1-1-1 انواع شیرها 5
- 1-1-2 انتخاب نوع و اندازه شیر در سامانه انتقال سیال ۷
- 2-1 شیرهای پروانه‌ای ۷
- 1-2-1 ساختار و کارکرد شیرهای پروانه‌ای ۷
- 1-2-2 محاسبات تئوریک در تحلیل رفتار سیالاتی شیرهای پروانه‌ای 11
- 1-2-2-1 ضریب جریان 11
- 1-2-2-2 پارامترهای کاویتاسیون 13
- 1-2-2-3 ضریب گشتاور دینامیکی جریان 14
- 1-2-2-4 شیرهای با قطر کمتر از قطر لوله اتصال 15
- 1-2-2-5 اثر تغییر اندازه شیر در ضریب جریان 16
- فصل دوم: "بررسی استانداردهای موجود درباره شیرهای پروانه‌ای" 18
- 2-1 معرفی استانداردهای موجود برای شیرهای پروانه‌ای 19
- 2-2 اعمال گشتاور در شیرهای پروانه‌ای 20
- 2-2-1 توصیه‌های مهم 20
- 2-2-2 مولفه‌های گشتاور 24
- 2-2-3 گشتاور بلبرینگ 25
- 2-2-4 گشتاور مرکز گرانش 26
- 2-2-5 گشتاور هیدرواستاتیکی 26
- 2-2-6 گشتاور نشیمنگاه 28
- 2-2-7 گشتاور قطعات اتصال شفت به بدنه 28
- 2-2-8 گشتاور دینامیکی 29
- 2-2-9 مولفه‌های دیگر گشتاور ۳۲

- 33 2-2-10 خصوصیات سیستم
- 34 2-2-10-1 حالت با منبع فشار ثابت
- 36 2-2-10-2 حالت با فشار منبع متغیر
- 37 2-3 مقادیر افت در شیر
- ۳۷ 2-3-1 ایجاد افت فشار
- 38 2-3-2 تعاریف
- 39 2-3-3 محاسبه افت هد
- 40 2-3-4 محاسبه انرژی
- ۴۱ 2-4 کاویتاسیون
- ۴۱ 2-4-1 رخداد کاویتاسیون
- 42 2-4-2 پیش‌بینی کاویتاسیون
- 45 2-4-3 روش پیش‌بینی کاویتاسیون
- 46 2-5 استانداردهای لازم در طراحی و ساخت اجزاء اصلی شیر
- 46 2-5-1 دسته بندی شیرهای پروانه‌ای
- 47 2-5-2 استانداردهای معتبر در طراحی ضخامت و طول بدنه شیر
- 47 2-5-2-1 طول شیر
- 47 2-5-2-2 ضخامت و جنس پوسته
- ۴۸ 2-5-3 استانداردهای تدوین شده در طراحی شفت اتصال دیسک به بدنه
- 50 2-5-4 استانداردهای تدوین شده در طراحی دیسک شیر پروانه‌ای
- 50 2-6 آزمایش های استاندارد شیر های پروانه ای
- 50 2-6-1 توصیه‌های مهم
- 52 2-6-2 آزمایش جریان
- 54 2-6-3 آزمایش گشتاور نشیمنگاه
- 55 2-6-4 آزمایش آب‌بندی
- 56 2-6-5 آزمایش فشار هیدرواستاتیک
- 56 2-6-6 آزمایش‌های صحت کارکرد
- 57 2-7 استفاده از شیر در سیستم
- 57 2-7-1 سباز عملگر
- 57 2-7-2 نصب شیر در سیستم

- 57 2-7-2-1 جهت فشار و جریان
- 57 2-7-2-2 وجود زانویی، سه راهی و اتصالات نظیر در بالادست
- 57 2-7-2-3 وجود شیر در بالادست
- 58 2-7-2-4 کنترل جریان
- 59 فصل سوم: "تحلیل رفتار هیدرومکانیکی شیر پروانه‌ای با استفاده از نرم افزارهای حل عددی"
- 60 3-1 مسائل مهندسی
- 61 3-2 روش های حل عددی
- 61 3-3 روش اجزاء محدود
- 61 3-3-1 تاریخچه مختصری از روش اجزاء محدود
- 62 3-3-2 مراحل اساسی در روش اجزاء محدود
- 63 3-3-3 معرفی فرمول‌بندی‌ها در روش اجزاء محدود
- 63 3-3-3-1 فرمول‌بندی مستقیم
- 67 3-3-3-2 فرمول‌بندی به روش می نیمم انرژی پتانسیل کل
- 69 3-3-3-3 فرمول‌بندی به روش مانده وزنی
- 77 3-4 بسته‌های نرم‌افزاری
- 77 3-4-1 نرم‌افزارهای تحلیل عددی
- 78 3-4-2 منابع خطا در استفاده از نرم‌افزارهای حل عددی
- 79 3-5 معیارهای تسلیم
- 81 فصل چهارم: "مراحل طراحی یک شیر پروانه‌ای نمونه A150 با قطر اسمی 1000 میلیمتر"
- 82 4-1 مراحل طراحی
- 83 4-2 تحلیل رفتار هیدرواستاتیکی شیر پروانه‌ای
- 83 4-2-1 ابعاد هندسی شیر
- 85 4-2-2 جنس انتخابی برای قطعات اصلی
- 86 4-2-3 انتقال مدل هندسی به نرم‌افزار COS-MOS
- 88 4-2-4 شرایط مرزی تعریف شده در نرم‌افزار Cos-Mos
- 90 4-2-5 المان بندی مدل
- 90 4-3 نتایج تحلیل
- 91 4-3-1 تغییر مکان قطعات اصلی

95.....	4-3-2 تنش های ایجاد شده و ضرایب اطمینان در قطعات اصلی
100.....	4-4 خستگی در قطعات اصلی شیر
103.....	4-4 نتیجه گیری و دورنمای فعالیت آینده
104.....	فهرست منابع

شرکت مکانیک آب

تولید کننده شیر آلات صنعتی و تجهیزات مکانیکی سد ها

محصولات تولیدی توسط شرکت مکانیک آب

BUTTERFLY VALVES شیرهای پروانه ای

AUTOMATIC CONTROL VALVES شیرهای کنترل اتوماتیک پیلوت دار

CHECK VALVES, LIFTING TYPE شیرهای یکطرفه سوپاپی بدون ضربه

CHECK VALVES, TILTING DISK شیرهای یکطرفه اهرم وزنه ای

GLOBE VALVES, FOR CONTROL شیرهای گلوب مخصوص کنترل

BURST SAFETY VALVES شیرهای حفاظت شکستگی خط لوله

NEEDLE VALVES شیرهای سوزنی

HOWELL BUNGER VALVES شیرهای هاول بانگر

HOLLOW JET VALVES شیرهای هالوجت

VERTICAL SLEEVE VALVES (غلافی) شیرهای آستینی (غلافی)

STRAINERS صافی های خط لوله و یکسر فلنج

FOOT VALVES سوپاپ های مکش پمپ ها



BUTTERFLY VALVES



CHECK VALVES,
LIFTING TYPE



CHECK VALVES, TILTING DISK



BURST SAFETY VALVES



GLOBE VALVES, FOR CONTROLLING
PRESSURE & FLOW



NEEDLE VALVE

شرکت مکانیک آب

تولید کننده شیر آلات صنعتی و تجهیزات مکانیکی سد ها

محصولات تولیدی توسط شرکت مکانیک آب

DISMANTLING JOINTS اتصالات قابل پیاده کردن

EXPANSION JOINTS اتصالات قابل انبساط

FLANGE, TEE, ELBOW, REDUCER انواع فلنج، سه راه، زانو و تبدیل فولادی

WATER HAMMER PROTECTION FACILITIES طراحی و ساخت تجهیزات مقابله با ضربت لوجی آب



DISMANTLING JOINTS & EXPANSION JOINTS



STRAINERS & FOOT VALVES



FREE OUTLET VALVES



WATER HAMMER PROTECTION FACILITIES



FLANGE, TEE, ELBOW, REDUCER