



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE AMORTIGUADORES
DE PULSACIONES PARA BOMBAS RECIPROCANES
UTILIZADAS EN LA EXTRACCIÓN DE CRUDO EN EL SISTEMA
POWER OIL

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO MECÁNICO

AUTOR:

ROBERTO ANDRES MORENO LEON

Riobamba – Ecuador

2022



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

**DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE AMORTIGUADORES
DE PULSACIONES PARA BOMBAS RECIPROCANTES
UTILIZADAS EN LA EXTRACCIÓN DE CRUDO EN EL SISTEMA
POWER OIL**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de

INGENIERO MECÁNICO

AUTOR: ROBERTO ANDRES MORENO LEON

DIRECTOR: Ing. NELSON SANTIAGO CHUQUIN VASCO

Riobamba – Ecuador

2022

© 2022, Roberto Andrés Moreno León

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho del Autor.

Yo, ROBERTO ANDRES MORENO LEON, declaro que el presente Trabajo de Integración Curricular es de mi autoría y los resultados de este son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de integración curricular; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

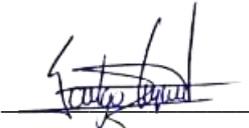
Riobamba, 5 de diciembre de 2022.



Roberto Andres Moreno Leon
C.I. 2101165039

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

El tribunal del Trabajo de Integración Curricular certifica que: El Trabajo de Integración Curricular; Tipo: Proyecto Técnico, **DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE AMORTIGUADORES DE PULSACIONES EN BOMBAS RECIPROCANTES UTILIZADAS EN LA EXTRACCIÓN DE CRUDO EN EL SISTEMA POWER OIL**, realizado por el señor: **ROBERTO ANDRES MORENO LEON**, ha sido minuciosamente revisado por los miembros del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Diego Fernando Mayorga Pérez PRESIDENTE DEL TRIBUNAL		2022-12-05
Ing. Nelson Santiago Chuquin Vasco DIRECTOR DE TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR		2022-12-05
Ing. / Javier Enrique Orna Chávez MIEMBRO DEL TRIBUNAL		2022-12-05

DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación lo dedico principalmente a Dios, por ser mi guía y brindarme la fortaleza para cumplir con tan anhelado sueño. A mis amados padres Roberto y Clemencia que me ofrecieron su apoyo incondicional, su amor, esfuerzo y sacrificio en estos años, gracias a ustedes he logrado llegar hasta aquí y convertirme en lo que soy. Que orgullo ser su hijo, son los mejores padres. A mi mujer Angie y mi hijo Matías por su amor, comprensión y apoyo, fueron mi motor en los momentos más difíciles. A mis maestros que formaron parte de mi vida académica, y que aportaron con sus conocimientos para poder cumplir con una etapa de mi vida.

Roberto

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer primeramente a Dios por cada una de sus bendiciones, a mis padres que han sabido darme su ejemplo de trabajo y honradez, y a mi mujer e hijo por su apoyo y paciencia en este gran proyecto de mi vida.

Al Ingeniero Armando Mancero en calidad de gerente de ingeniería, proyectos y construcciones mecánicas de la empresa American Petroleum And Industrial Supply S.A, por su guía, apoyo y asesoramiento en el desarrollo de este trabajo de Titulación.

También quiero agradecer a mis profesores, en especial al Ing. Nelson Chuquin e Ing. Javier Orna quienes con la enseñanza de sus valiosos conocimientos y dirección hicieron que pueda cumplir con mi propósito, gracias a cada uno de ustedes por su paciencia, dedicación, apoyo y amistad.

No podría olvidarme de mis amigos que en esta larga travesía universitaria eh podido formar, y han estado tanto en los buenos como en los malos momentos, en esta bella ciudad que siempre será mi segundo hogar.

Roberto

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xiii
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	xvi
ÍNDICE DE ANEXOS	xx
RESUMEN	xxi
SUMMARY	xxii
INTRODUCCION	1

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA	2
1.1. Antecedentes	2
1.2. Delimitación	3
1.2.1. <i>Delimitación espacial</i>	3
1.2.2. <i>Delimitación sectorial</i>	3
1.3. Formulación del problema	3
1.4. Objetivos	4
1.1.1. <i>Objetivo general</i>	4
1.1.2. <i>Objetivos específicos</i>	4

CAPÍTULO II

2. REVISIÓN DE LA LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS	5
2.1. Tipos de investigación	5
2.1.1. <i>Investigación exploratoria</i>	5
2.1.2. <i>Investigación descriptiva</i>	5
2.1.3. <i>Investigación de campo</i>	5
2.2. Métodos de investigación	5
2.2.1. <i>Método analítico</i>	5
2.2.2. <i>Método inductivo</i>	6
2.2.3. <i>Método deductivo</i>	6
2.3. Fuentes de recopilación de información	6
2.3.1. <i>Fuente primaria</i>	6
2.3.2. <i>Fuente secundarias</i>	6
2.4. Facilidades de producción	7

2.4.1.	<i>Sistema power oil</i>	7
2.4.2.	<i>Descripción del proceso de producción</i>	7
2.5.	Generalidades de las bombas	8
2.5.1.	<i>Bombas hidráulicas</i>	8
2.5.2.	<i>Clasificación de bombas hidráulicas</i>	8
2.5.2.1.	<i>Bombas de desplazamiento positivo o hidrostáticas</i>	8
2.6.	Principales problemas causados por pulsaciones de presión	13
2.6.1.	<i>Flujo inestable</i>	13
2.6.2.	<i>Ruido y vibración</i>	13
2.6.3.	<i>Sacudir las fuerzas</i>	14
2.6.4.	<i>Desgaste y fatiga</i>	14
2.6.5.	<i>Cavitación</i>	14
2.7.	Fuente de las pulsaciones de presión del fluido	15
2.8.	Amortiguadores de pulsaciones	15
2.8.1.	<i>Tipo CT (Perfil bajo)</i>	16
2.8.2.	<i>Tipo ZM (Cero mantenimiento)</i>	17
2.8.3.	<i>Tipo PE (Equipo de pulsación)</i>	18
2.9.	Dimensionamiento de amortiguadores	18
2.10.	Cálculo del tamaño del amortiguador	21
2.11.	Técnicas de control de pulsaciones y vibraciones	23
2.11.1.	<i>Enfoque de análisis I (API 674)</i>	23
2.11.1.1.	<i>Niveles máximos de pulsaciones permitidos</i>	24
2.12.	Recipientes a presión	24
2.13.	Criterio de diseño	25
2.14.	Cargas de diseño	25
2.15.	Materiales	26
2.16.	Esfuerzo permitido	27
2.17.	Ecuaciones para el diseño de recipientes a presión	27
2.18.	Selección de brida	28
2.18.1.	<i>Bridas welding neck</i>	28
2.18.2.	<i>Cálculo del espesor del cuello de brida</i>	29
2.19.	Teoría de falla	29
2.19.1.	<i>Envolverte cilíndrica</i>	30
2.19.2.	<i>Envolverte esférica</i>	31

CAPÍTULO III

3.	MARCO METODOLÓGICO	32
3.1.	Diseño de la investigación	32
3.2.	Tratamiento de datos	32
3.3.	Sistema de bombeo	32
3.3.1.	<i>Ubicación</i>	32
3.3.2.	<i>Nomenclatura de la bomba instalada en el sistema power oil</i>	34
3.3.3.	<i>Datos del fabricante</i>	34
3.3.4.	<i>Condiciones del sistema</i>	35
3.3.4.1.	<i>Velocidad recomendada de la bomba</i>	35
3.3.4.2.	<i>Diámetros de las tuberías</i>	35
3.3.4.3.	<i>Presiones de funcionamiento</i>	37
3.3.4.4.	<i>Diámetro del plunger</i>	38
3.3.4.5.	<i>Eficiencia de la bomba</i>	38
3.3.4.6.	<i>Caudal</i>	39
3.3.4.7.	<i>Temperatura</i>	39
3.4.	Datos generales para dimensionamiento de los amortiguadores	40
3.5.	Dimensionamiento de los amortiguadores de pulsos.	40
3.5.1.	<i>Presión de pulsaciones pico a pico</i>	41
3.5.2.	<i>Presión operativa máxima permitida</i>	41
3.5.3.	<i>Presiones absolutas de trabajo</i>	42
3.6.	Dimensionamiento del amortiguador PE	42
3.6.1.	<i>Propiedades del material</i>	46
3.6.2.	<i>Presión de diseño</i>	47
3.6.3.	<i>Condiciones del material</i>	49
3.6.4.	<i>Radiografía</i>	49
3.6.5.	<i>Diseño a presión interna</i>	50
3.6.5.1.	<i>Cuerpo del amortiguador</i>	50
3.6.6.	<i>Diseño a presión externa</i>	63
3.6.6.1.	<i>Envolverte cilíndrica</i>	63
3.6.7.	<i>Verificación de espesores por tensiones</i>	69
3.6.7.1.	<i>Esfuerzos causados por el viento</i>	69
3.6.7.2.	<i>Esfuerzos por impacto</i>	70
3.6.7.3.	<i>Esfuerzos debido a movimientos sísmicos</i>	70
3.6.7.4.	<i>Esfuerzos por el peso propio</i>	71
3.6.8.	<i>Cálculo del peso de los amortiguadores en vacío</i>	71

3.6.8.1.	<i>Peso de los cabezales</i>	71
3.6.8.2.	<i>Peso del cuerpo de los amortiguadores</i>	72
3.6.9.	<i>Peso de los amortiguadores lleno de agua</i>	73
3.6.10.	<i>Orejas de izaje</i>	75
3.6.10.1.	<i>Amortiguador a la succión</i>	75
3.6.10.2.	<i>Amortiguador a la descarga</i>	76
3.6.11.	<i>Diseño de aberturas y refuerzos</i>	76
3.6.11.1.	<i>Brida del amortiguador de succión</i>	77
3.6.11.2.	<i>Brida del amortiguador de descarga</i>	80
3.6.12.	<i>Recubrimiento interno de los amortiguadores tipo PE</i>	83
3.6.13.	<i>Pruebas de impacto para los componentes</i>	84
3.6.13.1.	<i>Pruebas de impacto para el cuerpo de ambos amortiguadores</i>	84
3.6.13.2.	<i>Prueba de impacto para las cabezas de ambos amortiguadores</i>	85
3.6.13.3.	<i>Prueba de impacto para las gargantas</i>	86
3.6.14.	<i>Soldadura recomendada</i>	86
3.7.	Dimensionamiento del amortiguador ZM (cero mantenimiento)	87
3.7.1.	<i>Cálculo del diámetro del cuerpo del amortiguador</i>	89
3.7.2.	<i>Especificación del material</i>	91
3.7.3.	<i>Condiciones de diseño</i>	91
3.7.4.	<i>Condiciones del material</i>	91
3.7.5.	<i>Radiografía</i>	91
3.7.6.	<i>Cuerpo del amortiguador</i>	92
3.7.6.1.	<i>Diseño del espesor a presión interna</i>	92
3.7.6.2.	<i>Diseño del espesor a presión externa</i>	94
3.7.7.	<i>Orejas de izaje</i>	94
3.7.8.	<i>Pruebas de impacto para el cuerpo</i>	95
3.7.9.	<i>Dimensionamiento del amortiguador CT</i>	96
3.7.9.1.	<i>Presión de diseño</i>	100
3.7.9.2.	<i>Conexión inferior</i>	100
3.7.9.3.	<i>Diseño por presión interna</i>	102
3.7.9.4.	<i>Diseño por presión externa</i>	106
3.7.9.5.	<i>Cáncamos de izaje</i>	108

CAPÍTULO IV

4.	RESULTADOS	110
4.1.	Validación de los elementos en el software CAE	110

4.1.1.	<i>Objetivos de la validación</i>	110
4.1.2.	<i>Normas aplicadas en el diseño y validación</i>	110
4.1.3.	<i>Procedimiento seguido para la validación</i>	111
4.1.4.	<i>Descripción del material</i>	111
4.2.	Análisis de resultados	111
4.3.	Esfuerzo nominal de los materiales	112
4.4.	Amortiguador tipo PE	112
4.4.1.	<i>Modelado de los amortiguadores tipo PE</i>	112
4.4.1.1.	<i>Amortiguador a la succión</i>	113
4.4.1.2.	<i>Amortiguador a la descarga</i>	114
4.4.2.	<i>Mallado de los amortiguadores tipo PE</i>	115
4.4.2.1.	<i>Amortiguador a la succión</i>	115
4.4.2.2.	<i>Amortiguador a la descarga</i>	116
4.4.3.	<i>Análisis por esfuerzos de Von Misses</i>	117
4.4.3.1.	<i>Esfuerzos del amortiguador a la succión</i>	117
4.4.3.2.	<i>Esfuerzos del amortiguador a la descarga</i>	117
4.4.4.	<i>Análisis de deformación</i>	118
4.4.4.1.	<i>Análisis de deformación del amortiguador a la succión</i>	119
4.4.4.2.	<i>Análisis de deformación del amortiguador a la descarga</i>	119
4.4.5.	<i>Factor de seguridad</i>	120
4.4.5.1.	<i>Factor de seguridad del amortiguador a la succión</i>	121
4.4.5.2.	<i>Factor de seguridad del amortiguador a la descarga</i>	121
4.4.6.	<i>Fatiga de los amortiguadores tipo PE</i>	122
4.4.6.1.	<i>Fatiga del amortiguador a la succión</i>	122
4.4.6.2.	<i>Fatiga del amortiguador a la descarga</i>	123
4.5.	Amortiguador tipo ZM (cero mantenimiento)	124
4.5.1.	<i>Modelado de los amortiguadores tipo ZM</i>	124
4.5.2.	<i>Mallado de los amortiguadores tipo ZM</i>	125
4.5.3.	<i>Análisis por esfuerzos de Von Misses</i>	126
4.5.4.	<i>Análisis de deformación</i>	128
4.5.5.	<i>Factor de seguridad</i>	129
4.5.6.	<i>Fatiga del amortiguador tipo ZM</i>	129
4.5.6.1.	<i>Fatiga del amortiguador a la succión</i>	130
4.6.	Amortiguador tipo CT	131
4.6.1.	<i>Modelado de los amortiguadores tipo CT</i>	131
4.6.1.1.	<i>Modelado del amortiguador CT a la succión</i>	131
4.6.1.2.	<i>Modelado del amortiguador CT a la descarga</i>	132

4.6.2.	<i>Mallado de los amortiguadores tipo CT</i>	133
4.6.2.1.	<i>Amortiguador a la succión</i>	133
4.6.2.2.	<i>Amortiguador a la descarga</i>	134
4.6.3.	<i>Análisis por esfuerzos de Von Misses de los amortiguadores CT</i>	135
4.6.3.1.	<i>Esfuerzos del amortiguador CT a la succión</i>	135
4.6.3.2.	<i>Esfuerzos del amortiguador CT a la descarga</i>	136
4.6.4.	<i>Análisis de deformación</i>	137
4.6.4.1.	<i>Análisis de deformación del amortiguador a la succión</i>	137
4.6.4.2.	<i>Análisis de deformación del amortiguador a la descarga</i>	138
4.6.5.	<i>Factor de seguridad</i>	139
4.6.5.1.	<i>Factor de seguridad del amortiguador a la descarga</i>	140
4.6.6.	<i>Fatiga de los amortiguadores tipo CT</i>	140
4.6.6.1.	<i>Fatiga del amortiguador a la succión</i>	140
4.6.6.2.	<i>Fatiga del amortiguador a la descarga</i>	141
CONCLUSIONES		143
RECOMENDACIONES		145
BIBLIOGRAFÍA		
ANEXOS		

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-2:	Ejemplo de nomenclatura de la bomba <u>60 T- 3 L 14 S F</u>	12
Tabla 2-2:	Materiales aceptables para recipientes a presión.	26
Tabla 3-2:	Esfuerzos permisibles para el diseño de recipientes a presión.	27
Tabla 4-2.	Ecuaciones para el diseño de recipientes a presión.	28
Tabla 5-2:	Material ASTM para bridas.	29
Tabla 1-3:	Nomenclatura de la bomba <u>165 T 5 H 02 A F</u>	34
Tabla 2-3:	Valores nominales de velocidad para bombas eléctricas en servicio continuo	35
Tabla 3-3:	Propiedades y características de funcionamiento del sistema.....	40
Tabla 4-3:	Características y propiedades del sistema a ingresar en la hoja de cálculo.....	42
Tabla 5-3:	Características de diseño del amortiguador PE en la descarga.	44
Tabla 6-3:	Características de diseño del amortiguador PE en la succión.....	45
Tabla 7-3:	Materiales de acero al carbono para tanques de presión.....	46
Tabla 8-3:	Composición química de los materiales utilizados en el amortiguador tipo PE ...	46
Tabla 9-3:	Esfuerzo admisible del material SA-106 grado B a 150 F.....	47
Tabla 10-3:	Radiografía de las juntas soldadas en el amortiguador tipo PE.	49
Tabla 11-3:	Eficiencia de las juntas soldadas.	50
Tabla 12-3:	Máxima elongación de la fibra (UG-79-1).....	53
Tabla 13-3:	Factores de empaquetadura m en tapa plana del amortiguador CT a la succión...55	
Tabla 14-3:	Dimensiones del acoplamiento ranurado en el amortiguador CT a la succión.	56
Tabla 15-3:	Número mínimo de roscas de tubería para conexiones NPS 4-6.....	62
Tabla 16-3:	Datos de diseño a presión externa para el amortiguador en la succión.....	64
Tabla 17-3:	Datos de diseño a presión externa para el amortiguador en la descarga	64
Tabla 18-3:	Modulo de elasticidad para el material del amortiguador PE a la succión.....	66
Tabla 19-3:	Valores del factor Z en función de la zona sísmica.	71
Tabla 20-3:	Datos para el peso del amortiguador PE a la succión.	74
Tabla 21-3:	Datos para el peso del amortiguador PE de descarga	74
Tabla 22-3:	Datos generales de la abertura del amortiguador PE a la succión	77
Tabla 23-3:	Espesor mínimo requerido para cuello de brida NPS 4	78
Tabla 24-3:	Datos generales de la abertura del amortiguador PE a la descarga.	81
Tabla 25-3:	Espesor mínimo requerido para cuello de brida NPS 2	82
Tabla 26-3:	Propiedades del recubrimiento interno scotchkote 134.....	84
Tabla 27-3:	Designación de electrodos utilizados en soldadura.	86
Tabla 28-3:	Características y propiedades del sistema de bombeo para el amortiguador ZM 87	
Tabla 29-3:	Características del amortiguador PE para su diseño y validación	89

Tabla 30-3:	Diámetros de amortiguadores ZM según su caudal.....	90
Tabla 31-3:	Radiografía de las junta soldada en el amortiguador ZM.....	91
Tabla 32-3:	Medidas del cuerpo del amortiguador ZM.....	92
Tabla 33-3:	Características y propiedades del sistema de bombeo para los amortiguadores CT.....	97
Tabla 34-3:	La unidad recomendada para la succión es un tipo CT-010285-211-1.....	99
Tabla 35-3:	La unidad recomendada para la descarga es un tipo CT-010285-211-1.....	99
Tabla 36-3:	Propiedades del material SA 516 Gr 70.....	103
Tabla 37-3:	Valores del factor M para amortiguador CT a la succión.....	103
Tabla 38-3:	Valores del factor M para amortiguador CT a la descarga.....	105
Tabla 39-3:	Dimensiones del cáncamo del amortiguador CT a la succión.....	109
Tabla 40-3:	Dimensiones del cáncamo del amortiguador CT a la succión.....	109
Tabla 1-4:	Propiedades mecánicas del material SA 106-B.....	111
Tabla 2-4:	Esfuerzo nominal de los materiales utilizados en los amortiguadores de pulsos.....	112
Tabla 3-4:	Condiciones de modelado de la unidad de succión tipo PE.....	113
Tabla 4-4:	Condiciones de modelado de la unidad de descarga tipo PE.....	114
Tabla 5-4:	Convergencia en la malla del amortiguador PE a la succión.....	115
Tabla 6-4:	Convergencia en la malla del amortiguador PE a la descarga.....	116
Tabla 7-4:	Esfuerzos aplicados en el cuerpo del amortiguador PE a la succión.....	117
Tabla 8-4:	Esfuerzos aplicados en el cuerpo del amortiguador PE a la descarga.....	117
Tabla 9-4:	Comparación de esfuerzos Von Mises de los amortiguadores PE.....	118
Tabla 10-4:	Deformación de los amortiguadores PE.....	120
Tabla 11-4:	Comparación de factor de seguridad en los amortiguadores PE.....	122
Tabla 12-4:	Límite de rotura y vida de los amortiguadores PE.....	124
Tabla 13-4:	Condiciones de modelado de la unidad de succión tipo ZM.....	125
Tabla 14-4:	Convergencia de la malla del amortiguador tipo ZM.....	126
Tabla 15-4:	Esfuerzos aplicados en el cuerpo del amortiguador ZM.....	127
Tabla 16-4:	Esfuerzos Von Mises del amortiguador ZM.....	127
Tabla 17-4:	Deformación del amortiguador ZM.....	128
Tabla 18-4:	Comparación de factor de seguridad en el amortiguador ZM.....	129
Tabla 19-4:	Límite de rotura y vida del amortiguador ZM.....	131
Tabla 20-4:	Condiciones de modelado de la unidad de succión tipo CT.....	131
Tabla 21-4:	Condiciones de modelado de la unidad de descarga tipo CT.....	132
Tabla 22-4:	Convergencia de la malla del amortiguador CT a la succión.....	134
Tabla 23-4:	Convergencia de la malla del amortiguador CT a la descarga.....	134
Tabla 24-4:	Esfuerzos aplicados en el cuerpo del amortiguador CT a la succión.....	135

Tabla 25-4:	Esfuerzos aplicados en el cuerpo del amortiguador CT a la descarga	136
Tabla 26-4:	Esfuerzos Von Mises de los amortiguadores CT.....	137
Tabla 27-4:	Deformación de los amortiguadores CT.....	139
Tabla 28-4:	Factor de seguridad en los amortiguadores PE.....	140
Tabla 29-4:	Límite de rotura de los amortiguadores CT.....	142

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1-2:	Sistema simplificado Power Oil.	7
Ilustración 2-2:	Clasificación de bombas.	8
Ilustración 3-2:	Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo.	9
Ilustración 4-2:	Bomba de émbolo triplex	10
Ilustración 5-2:	Características reales de desplazamiento de fluidos.	11
Ilustración 6-2:	Bomba triplex de simple efecto: puntos de perturbaciones de presión inducida.	11
Ilustración 7-2:	Amortiguadores: a) vejiga, b) membrana y c) fuelle	16
Ilustración 8-2:	Amortiguador de pulsaciones tipo CT	17
Ilustración 9-2:	Amortiguador de pulsaciones tipo ZM	17
Ilustración 10-2:	Amortiguador de pulsaciones tipo PE	18
Ilustración 11-2:	Presión interna en un amortiguador frente a fluctuaciones de volumen.	20
Ilustración 12-2:	Amortiguador tipo vejiga en sus etapas o volúmenes de gas	21
Ilustración 13-2:	Clasificación de recipientes a presión.	25
Ilustración 14-2:	Tensiones en; a) envoltente cilíndrica, y b) envoltente esférica	30
Ilustración 1-3.:	Levantamiento topográfico de la línea de flujo del pozo #23 Lago Agrio ..	33
Ilustración 2-3:	Pozo #23 Lago Agrio, sistema power oil.	33
Ilustración 3-3:	Placa del fabricante	34
Ilustración 4-3:	Diagrama de tubería e instrumentación power oil Lago Agrio 23.	36
Ilustración 5-3:	Diámetro de tubería a la succión.	36
Ilustración 6-3:	Diámetro de tubería a la succión.	37
Ilustración 7-3:	Presiones de operación a) Succión, b) Descarga.	37
Ilustración 9-3:	Dimensiones del amortiguador de pulsos seleccionados en la descarga (tipo PE).	44
Ilustración 10-3:	Dimensiones del amortiguador de pulsos seleccionados en la succión (tipo PE).	45
Ilustración 11-3:	Espesor de pared del amortiguador PE a la succión (dimensiones obtenidas en el software pipedata-pro)	51
Ilustración 12-3:	Cabeza plana de acoplamiento ranurado para amortiguador PE a la succión.	54
Ilustración 13-3:	Sección cónica del amortiguador tipo PE a la succión.	56
Ilustración 14-3:	Cuadro geométrico para componentes bajo cargas interna del amortiguador PE a la succión.	57
Ilustración 15-3:	Factor B de los componentes bajo presión externa.	58

Ilustración 16-3:	Espesor de pared del amortiguador de descarga (dimensiones obtenidas en el software pipedata-pro).....	59
Ilustración 17-3:	Factor C y dimensión d en tapa plana del amortiguador CT a la descarga..	61
Ilustración 18-3:	Sección cónica del amortiguador tipo PE a la descarga.....	62
Ilustración 19-3:	Cuadro geométrico para componentes bajo cargas externas para el amortiguador PE a la succión.	65
Ilustración 20-3:	Factor B de los componentes bajo presión externa para el amortiguador PE a la succión.	66
Ilustración 21-3:	Zonas sísmicas del Ecuador.....	70
Ilustración 22-3:	Medidas de las orejas de izaje	75
Ilustración 23-3:	Brida 4" 300 ANSI FLG del amortiguador PE de succión (dimensiones obtenidas en el software pipedata-pro).	77
Ilustración 24-3:	Tubería 4" NPS SCH 40 a la succión (dimensiones obtenidas del software pipedata-pro).....	79
Ilustración 25-3:	Brida 2" 1500 ANSI FLG del amortiguador de descarga (Dimensiones obtenidas en el software pipedata-pro).	80
Ilustración 26-3:	Tubería 2" NPS XXS (las dimensiones fueron obtenidas del software pipedata-pro).	83
Ilustración 27-3:	Curvas para pruebas de impacto.	85
Ilustración 28-3:	Diagrama de flujo para selección del amortiguador tipo ZM.....	88
Ilustración 29-3:	Amortiguador ZM seleccionado.....	88
Ilustración 30-3:	Curvas para pruebas de impacto en el amortiguador ZM.	96
Ilustración 31-3:	Diagrama de flujo para selección del amortiguador tipo CT.	98
Ilustración 32-3:	Brida 3" 150 ANSI SS del amortiguador a la succión (dimensiones obtenidas en el software pipedata-pro).	101
Ilustración 33-3:	Brida 3" 1500 ANSI SS del amortiguador de descarga (dimensiones obtenidas en el software pipedata-pro).	101
Ilustración 34-3:	Cabezal torisférico de amortiguador CT a la succión.	102
Ilustración 35-3:	Dimensiones del cáncamo de los amortiguadores CT	108
Ilustración 1-4:	Amortiguador de pulsos tipo PE a la succión modelado en Solidworks. ...	113
Ilustración 2-4:	Amortiguador de pulsos tipo PE a la descarga modelado en Solidworks.	114
Ilustración 3-4:	Malla del amortiguador para el tipo PE a la succión.....	115
Ilustración 4-4:	Mallado para el tipo PE a la descarga.	116
Ilustración 5-4:	Esfuerzos de Von Mises del amortiguador PE a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).....	117
Ilustración 6-4:	Esfuerzos de Von Mises del amortiguador PE a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).....	118

Ilustración 7-4:	Deformaciones del amortiguador PE a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).....	119
Ilustración 8-4:	Deformaciones del amortiguador PE a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).....	120
Ilustración 9-4:	Factor de seguridad del amortiguador PE a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).	121
Ilustración 10-4:	Factor de seguridad del amortiguador PE a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).	121
Ilustración 11-4:	Límite de rotura por fatiga del amortiguador PE a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).....	122
Ilustración 12-4:	Vida a la fatiga del amortiguador PE a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).....	123
Ilustración 13-4:	Límite de rotura por fatiga del amortiguador PE a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).	123
Ilustración 14-4:	Vida a la fatiga del amortiguador PE a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).....	124
Ilustración 15-4:	Amortiguador de pulsos tipo ZM (modelado en Solidworks).....	125
Ilustración 16-4:	Mallado para el amortiguador tipo ZM.....	126
Ilustración 17-4:	Esfuerzos de Von Mises del amortiguador ZM (simulación en ansys, 2022 R2).....	127
Ilustración 18-4:	Deformaciones del amortiguador ZM (simulación en ansys, 2022 R2)....	128
Ilustración 19-4:	Factor de seguridad del amortiguador ZM (simulación en ansys, 2022 R2).....	129
Ilustración 20-4:	Factor de seguridad por fatiga del amortiguador ZM (simulación en ansys, 2022 R2).....	130
Ilustración 21-4:	Vida a fatiga del amortiguador ZM (simulación en ansys, 2022 R2).....	130
Ilustración 22-4:	Amortiguador de pulsos CT a la succión modelado en SolidWorks.	132
Ilustración 23-4:	Amortiguador de pulsos tipo CT a la descarga modelado en SolidWorks.....	133
Ilustración 24-4:	Mallado para el tipo CT a la succión	134
Ilustración 25-4:	Mallado para el tipo CT a la descarga	135
Ilustración 26-4:	Esfuerzos de Von Mises del amortiguador CT a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).....	136
Ilustración 27-4:	Esfuerzos de Von Mises del amortiguador CT a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).....	136
Ilustración 28-4:	Deformaciones del amortiguador CT a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).....	138

Ilustración 29-4:	Deformaciones del amortiguador CT a la descarg (simulación en ansys, 2022 R2)	138
Ilustración 30-4:	Factor de seguridad del amortiguador CT a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).	139
Ilustración 31-4:	Factor de seguridad del amortiguador CT a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).	140
Ilustración 32-4:	Factor de seguridad por fatiga del amortiguador CT a la succión (simulación) en ansys, 2022 R2).....	141
Ilustración 33-4:	Vida a la fatiga del amortiguador CT a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).	141
Ilustración 34-4:	Factor de seguridad por fatiga del amortiguador CT a la descarga (simulación) en ansys, 2022 R2).....	142
Ilustración 35-4:	Vida a la fatiga del amortiguador CT a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).	142

ÍNDICE DE ANEXOS

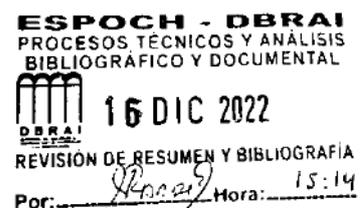
- ANEXO A:** CATÁLOGO NATIONAL OILWELL VARCO DE BOMBAS RECIPROCANTES
- ANEXO B:** PLACA DEL FABRICANTE DE LA BOMBA RECIPROCANTE NATIONAL J165H02AF
- ANEXO F:** POZO DE PRODUCCIÓN DE PETRÓLEO LAGO AGRIO 23
- ANEXO G:** PLANO DE DETALLE DEL AMORTIGUADOR SG-4503-F A LA SUCCIÓN DE LA BOMBA
- ANEXO H:** PLANO DE DETALLE DEL AMORTIGUADOR S-35402-F A LA DESCARGA DE LA BOMBA
- ANEXO I:** PLANO DE DETALLE DEL AMORTIGUADOR ZM143-20 A LA DESCARGA DE LA BOMBA
- ANEXO J:** PLANO DE DETALLE DEL AMORTIGUADOR CT-010285-X11-2 A LA SUCCIÓN DE LA BOMBA
- ANEXO K:** PLANO DE DETALLE DEL AMORTIGUADOR CT-013705-211-2 A LA DESCARGA DE LA BOMBA

RESUMEN

El objetivo de este proyecto fue realizar el dimensionamiento y selección de amortiguadores de pulsaciones en bombas recíprocas utilizadas en la extracción de crudo en el sistema power oil. Se buscará desarrollar una hoja de cálculo en Matlab para el dimensionamiento y selección de los tres tipos de amortiguadores de pulsaciones (PE, CT y ZM), que pueden ser instalados en el sistema referencial (Lago Agrio #23), que utiliza una bomba recíproca National tríplice. Se diseñó las unidades de amortiguación, a partir de las consideraciones de la norma de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) VIII división 1 del 2019, con ello se realizó el modelado en SolidWorks. Finalmente, se validó el funcionamiento de los dispositivos según elementos finitos en ANSYS, este procedimiento sirvió para verificar si los espesores y dimensiones obtenidas son correctas y puedan soportar las condiciones de operación. Los valores teóricos calculados de esfuerzos de Von Mises, deformación, factor de seguridad y fatiga, están muy cerca de los valores obtenidos del análisis en ansys y de los analíticos, siendo adecuados para las exigencias de operación con un error porcentual dentro del 10% en los resultados, es decir los datos se validan y el diseño de los amortiguadores de pulsaciones se consideran seguros y es muy probable que no sufran fallas. Esto debido a la correcta selección de los espesores entre 0,28 y 1,5 pulgadas respectivamente que corresponden a las cinco unidades seleccionadas para el diseño. Llegando a la conclusión que el diseño de los cuerpos y demás componentes tienen suficiente resistencia en las condiciones de carga diseñadas, capaces de soportar una sobrepresión en su funcionamiento. Se recomienda que si el sistema de bombeo supera los 15 psi debe ir instalado estos dispositivos de atenuación de pulsos.

Palabras clave: <BOMBA RECÍPROCA>, <AMORTIGUADORES DE PULSOS>, <DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN>, <MODELADO SOLIDWORK>, <VALIDACIÓN ANSYS>.

2420-DBRA-UPT-2022



SUMMARY

The objective of this Project was to carry out the sizing and selection of pulsation dampers in reciprocating pumps used in the extraction of crude oil in the power oil system. It Will seek to develop a spreadsheet in Matlab for the sizing and selection of the three types of pulsation dampers (PE, CT and ZM), which can be installed in the referential system (Lago Agrio #23), which uses a reciprocating pump National triplex. The damping units were designed, based on the considerations of the standard of the American Society of Mechanical Engineers (ASME) VIII division 1 of 2019, with this the modeling was carried out in SolidWorks. Finally, the operation of the devices was validated according to finite elements in ANSYS, this procedure served to verify if the thicknesses and dimensions obtained are correct and can withstand the operating conditions. The calculated theoretical values of Von Mises stress, deformation, safety factor and fatigue are very close to the values obtained from the ansys analysis and from the analytics, being adequate for the operating requirements with a percentage error within 10% in the results, it means, the data is validated and the design of the pulsation dampers are considered safe and most likely not to fail. This is due to the correct selection of the thicknesses between 0.28 and 1.5 inches respectively, which correspond to the five units selected for the design. To conclude the design of the bodies and other components have sufficient resistance in the designed load conditions, capable of withstanding an overpressure in its operation. It is recommended that if the pumping system exceeds 15 psi, these pulse attenuation devices should be installed.

Keywords: <RECIPROCATANT PUMP>, <PULSE DAMPERERS>, <SIZING AND SELECTION>, <SOLIDWORK MODELING>, <ANSYS VALIDATION>.



Lic. Luis Francisco Mantilla Cabrera Mgs.
CI: 0603747809

INTRODUCCION

Las bombas de desplazamiento positivo crean pulsos y transitorios hidráulicos debido al comportamiento recíprocante en su labor de carrera. Los atenuadores de pulsos son determinantes para la seguridad de un sistema de inyección con este tipo de bombas. De este modo se disminuye la presión de aceleración del sistema y se consigue, por un lado, un caudal estable y, por otro, se salvaguardan las tuberías y otros dispositivos de la sobre presión. La presencia de un amortiguador de pulsos evita las averías causadas por las vibraciones y las pulsaciones correspondientes, debido a esto la presente investigación se refiere al dimensionamiento y selección de amortiguadores de pulsaciones en bombas recíprocantes utilizadas en la extracción de crudo en el sistema power oil.

La falta de estos dispositivos en el sistema de bombeo con el paso del tiempo dañará rápidamente los dispositivos de la bomba, así como el medio en general, lo que provocará fisuras repentinas o averías en el equipo, ocasionando grandes pérdidas financieras a la industria petrolera, por este motivo se debería dar más relevancia al tema, ya que al presente no se consignan recursos técnicos, ni humanos para su solución en el país.

Lo que se busca es desarrollar una hoja de cálculo en Matlab para el dimensionamiento y selección de los tres tipos de amortiguadores de pulsaciones (PE, CT y ZM), que pueden ser instalados en el sistema referencial (Pozo Lago Agrío #23), que utiliza una bomba recíprocante National tríplex. Se diseñan las unidades de amortiguación, para lo cual se tomó las consideraciones de la norma ASME VIII división 1 del 2019, y de esta manera realizar el modelado en SolidWorks para finalmente validar el funcionamiento de los dispositivos según elementos finitos en ANSYS, este procedimiento sirvió para verificar si los espesores y dimensiones obtenidas son correctas y puedan soportar las condiciones de operación. Para verificar la seguridad, la tensión de Von Mises se compara con la tensión de fluencia del material, así como también, se encontró los factores de seguridad tanto para los esfuerzos como para las presiones fluctuantes a fatiga.

Este estudio contribuyó a comprender cómo se comportan los sistemas de amortiguación, qué interacciones entre la bomba y el sistema de instalación deben tenerse en cuenta y qué parámetros de funcionamiento para la selección y dimensionamiento deben preferirse.

De esta manera, se plantea el dimensionamiento de amortiguadores de pulsos para bombas recíprocantes, con el fin de presentar a futuros ingenieros una guía para la selección de estos dispositivos en sistemas que lo requieran y de esta manera conseguir eliminar prácticamente todos los impactos hidráulicos, mejorando el rendimiento general y la confiabilidad del flujo de fluido.

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

1.1. Antecedentes

En la explotación petrolera concurre una gran variedad de fenómenos afines con el flujo, los cuales reducen la eficiencia de transporte de la producción. La mayoría de estos, tales como la disminución de presión por fricción, desgaste de las tuberías, incrustaciones, obstrucción de tuberías y varios más han sido analizados con detalle; sin embargo, un problema referente en los sistemas de bombeo que en el país no ha sido estudiado a fondo es la eliminación del flujo pulsante (Barron and Muñoz, 1991, p.1).

Cada bomba de diseño alternativo tiene picos de presión incorporados e inherentes, que están directamente relacionados con la disposición del pistón del cigüeñal de las bombas alternativas. Barron y Muñoz (1991, p.2), en su tesis “Efectos y métodos de control del flujo pulsante en bombas”, realizada en México D.F, explica los orígenes principales de las pulsaciones, como y de qué forma estos pulsos perturban a los diversos dispositivos del sistema de producción y cuáles son las técnicas y mecanismos de control que se pueden utilizar para reducir sus efectos perjudiciales.

Beynart (1999, p.20), en su artículo científico sobre el control de energía para fluidos, realizado en California, determina que existen muchos requisitos específicos para la selección y el uso de amortiguadores para reducir las pulsaciones de presión de fluido generadas por bombas alternativas de desplazamiento positivo. Al analizar la naturaleza de la pulsación de presión, este autor muestra los beneficios reales de instalar estos dispositivos ya que las pulsaciones de presión se reducen, el NPSH aumenta y la vida útil es más larga y eficiente.

Koegler et al (2017, p.162), en su artículo científico “Caracterización experimental de un amortiguador de pulsaciones de flujo continuo con respecto a pulsaciones de presión y vibraciones” indica que los acumuladores del tipo de flujo continuo prometen un tiempo de respuesta más rápido y, por lo tanto, un rango de aplicación más amplio. El rendimiento de amortiguación de un acumulador de presión de flujo continuo con respecto a las pulsaciones de presión del fluido y el ruido transmitido por la estructura resultante. Se evalúa la influencia de las distintas frecuencias de pulsación, la presión de precarga del amortiguador y el efecto de amortiguación en todo el sistema de tuberías. Los experimentos se realizaron en una instalación de prueba de circuito cerrado a escala industrial, con pulsaciones de presión y vibraciones de tuberías. El amortiguador, caracterizado por medio de análisis de video de alta velocidad,

demuestra ser capaz de amortiguar eficazmente las pulsaciones seguras y las vibraciones de las tuberías inducidas por una bomba centrífuga.

Golovin (2019, p.149), en su estudio “Amortiguador para sistemas hidráulicos”, Samara- Rusia, nos muestra amortiguadores de varios principios operativos y destaca amortiguadores pasivos. Todos los esquemas conocidos de atenuadores pasivos se agrupan en 5 grupos y se presentan en la estructura del esquema generalizado en forma de celdas independientes de diferentes niveles de complejidad. Las combinaciones de estas celdas forman varios esquemas de amortiguadores. La clasificación propuesta permite determinar las principales opciones para el desarrollo de las estructuras básicas de los dispositivos: longitudinales y transversales. El artículo presenta los resultados de los cálculos de las características de algunos circuitos amortiguadores y su análisis.

1.2. Delimitación

1.2.1. Delimitación espacial

El presente proyecto de Integración Curricular se desarrolla en el cantón Lago Agrio, capital de la provincia de Sucumbíos, Ecuador.

1.2.2. Delimitación sectorial

El actual trabajo se acoge al Plan Nacional de Desarrollo 2017-2021, en concordancia con el Eje 2 el cual corresponde a Economía al servicio de la sociedad, inmerso en el objetivo 5 que menciona lo siguiente: Impulsar la productividad para el crecimiento económico sostenible de manera redistributiva y solidaria.

1.3. Formulación del problema

El fluido de trabajo que pasa a través de una bomba reciprocante está sujeto al cambio continuo en la velocidad del pistón a medida que el pistón acelera, desacelera o se detiene con cada revolución del cigüeñal. Durante la carrera de succión, el pistón se aleja del cabezal de la bomba y reduce la presión en el cilindro, la presión atmosférica, que existe en la superficie de un líquido en el tanque, empuja el líquido hacia la tubería de succión hacia la cámara de la bomba. durante la carrera de descarga, el pistón se mueve hacia la cabeza de la bomba aumentando la presión en el cilindro y haciendo que el líquido sea forzado hacia la tubería de descarga. este ciclo se repite a la frecuencia relacionada con la velocidad de rotación.

En cada carrera de la bomba, se debe vencer la inercia de la columna del líquido en las líneas de descarga y succión para acelerar la columna de líquido a la velocidad máxima. al final de cada carrera se debe vencer la inercia de la columna de líquido para desacelerar la columna y llevarla al reposo.

Con el tiempo esto desgastará rápidamente los componentes de la bomba, así como el sistema en general, lo que a menudo provocará grietas repentinas en la bomba o daños en el equipo, ocasionando grandes pérdidas económicas a la industria petrolera, por esta razón se debería dar más importancia al tema, ya que actualmente no se destinan recursos, tanto técnicos como humanos para su solución en nuestro país.

La implementación de amortiguadores de pulsaciones en bombas reciprocantes tanto a la succión como en la descarga reducirá a casi cero las pulsaciones producidas por la bomba, evitando de esta manera daños o paradas repentinas en el sistema de bombeo.

1.4. Objetivos

1.1.1 Objetivo general

Realizar el dimensionamiento y selección de amortiguadores de pulsaciones en bombas reciprocantes utilizadas en la extracción de crudo en el sistema power oil

1.1.2 Objetivos específicos

- Revisar la literatura bibliográfica sobre estudios en la selección de amortiguadores de pulsaciones para bombas reciprocantes.
- Desarrollar una hoja de cálculo en Matlab para el dimensionamiento y selección de amortiguadores para bombas reciprocantes utilizadas en la extracción de crudo.
- Modelar los amortiguadores de pulsaciones seleccionados mediante Solidworks.
- Validar el funcionamiento de los dispositivos según elementos finitos en ANSYS.

CAPÍTULO II

2. REVISIÓN DE LA LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. Tipos de investigación

2.1.1. *Investigación exploratoria*

Se empleó este tipo de investigación, por lo que en la actualidad el tema carece de antecedentes de estudios técnicos en el área de análisis, y mediante el mismo se estableció los factores más importantes de la problemática y la importancia del estudio, así como una solución para la problemática planteada en la investigación.

2.1.2. *Investigación descriptiva*

La investigación también es de carácter descriptivo, pues se revisó la literatura bibliográfica sobre estudios en la selección de amortiguadores de pulsaciones para bombas recíprocas en la ciudad de Lago Agrio que son utilizadas en la extracción de petróleo, específicamente en el sistema “power oil”.

2.1.3. *Investigación de campo*

Con el uso de este tipo de investigación se conoció las necesidades reales, y comprender cómo se comportan los sistemas de amortiguación de pulsos, qué interacciones entre la bomba y el sistema de instalación se debe tener en cuenta y qué parámetros de funcionamiento para la selección y dimensionamiento deben preferirse.

2.2. Métodos de investigación

2.2.1. *Método analítico*

Se usó para obtener antecedentes de fuentes bibliográficas, como artículos científicos y tesis, relacionadas al proyecto investigativo, mismas que tuvieron en común el funcionamiento de sistemas de amortiguación de pulsaciones en bombas recíprocas utilizadas en la producción de crudo.

2.2.2. Método inductivo

Este método ayudó a obtener mediante una lluvia de ideas una conclusión de cuál es el procedimiento correcto para la selección de amortiguadores, es decir que mediante el mismo se planteó el realizar una hoja de cálculo para facilidad en el dimensionamiento de los atenuadores de pulsos.

2.2.3. Método deductivo

Se utilizó para llegar a una conclusión sobre el proyecto de integración estudiado, es decir, permitió afirmar que la hoja de cálculo será un método útil para el diseño, a partir de diversos conceptos y aplicaciones de esta, que será utilizada en diferentes áreas de la producción de petróleo.

2.3. Fuentes de recopilación de información

2.3.1. Fuente primaria

Se determinó la información a partir de la observación directa del problema, con ayuda de la empresa importadora de elementos o sistemas dentro del área petrolera “Petroinsupply”. Se realizó dentro de la ciudad de Lago Agrio que cuenta con varios pozos de producción de petróleo, y de esta manera se pudo establecer las necesidades que presentan las bombas reciprocantes en el proceso “power oil” en la extracción de crudo.

2.3.2. Fuente secundarias

Mediante textos, revistas, documentos y libros relacionados con amortiguadores de pulsos y bombas reciprocantes, se consiguió la información necesaria para poder dimensionar los atenuadores, y así permitir mejorar el proceso y aumentar la vida útil de la bomba y sus elementos.

2.4. Facilidades de producción

2.4.1. Sistema power oil

Es un sistema de producción artificial por bombeo hidráulico que utiliza como flujo motriz petróleo, particularmente es un sistema de flujo motriz abierto que demanda de dos conductos de fluido en el pozo. El primero para circular el petróleo a presión y mandarlo a una bomba dentro del pozo, el segundo es el fluido motriz que activa a la bomba más el fluido derivado del pozo en su regreso a superficie (Jami, 2019, p.8).

2.4.2. Descripción del proceso de producción

El procedimiento de producción utilizando el sistema Power Oil tiene inicio en el tanque de reposo, en el cual, se encuentra el petróleo con un BSW del 0,2 %, consecutivamente el fluido es impulsado por las bombas booster, éstas son las encargadas de aumentar la presión para mantener de una forma adecuada a las bombas principales del sistema (reciprocantes), las mismas que transmiten el fluido motriz directamente a los pozos conectados al sistema, como se puede apreciar en la figura 1 (Castillo, 2017, p.34).

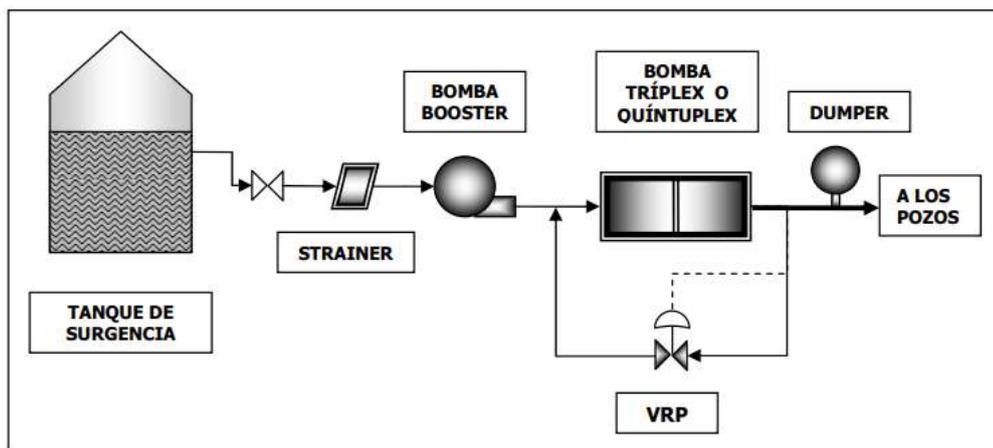


Ilustración 1-2: Sistema simplificado Power Oil.

Fuente: Castillo, 2017, p.98.

El sistema Power Oil contiene válvulas reguladoras de presión, esto se debe que, al manifestar una sobrepresión a la salida de las bombas reciprocantes, corrige el exceso de presión enviando el fluido motriz al tanque de reposo para que el proceso empiece nuevamente, a esto se lo conoce como recirculación (Jami, 2019, p.9).

2.5. Generalidades de las bombas

2.5.1. Bombas hidráulicas

Las bombas hidráulicas son elementos mecánicos que absorben energía mecánica de un motor propulsor, el cual puede ser la corriente generada por un río, como también por un motor eléctrico o de combustión interna (Gasolina, diésel, COP) y admite convertir la energía mecánica en una energía hidráulica, permitiendo incrementar la presión del líquido bombeado hasta la presión requerida en la descarga (Guerrero, 2018, p.9).

2.5.2. Clasificación de bombas hidráulicas

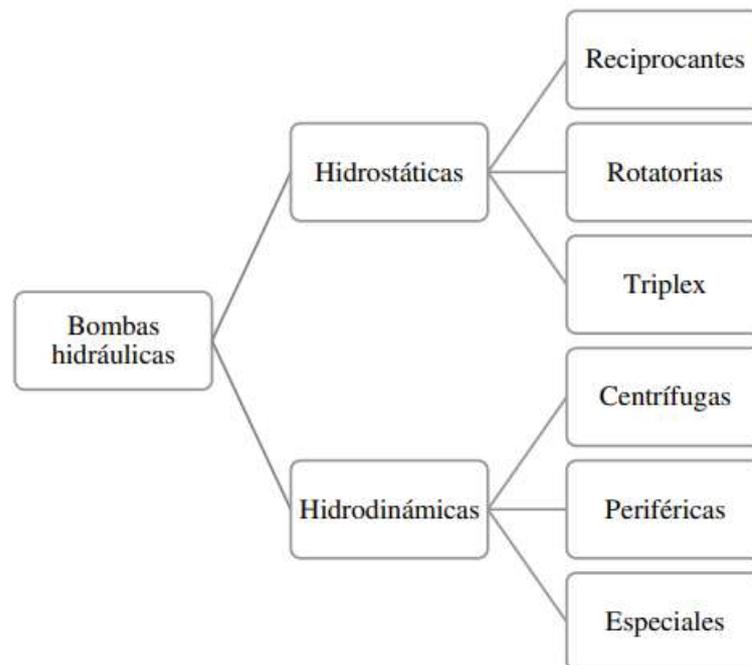


Ilustración 2-2: Clasificación de bombas.

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

“Una bomba es hidrodinámica cuando no dispone de sistemas de estanqueidad entre la salida y la entrada de la bomba. Mientras que las bombas hidrostáticas son aquellas que poseen o tienen puntos de estanqueidad” (Insuasti, 2021, p.7).

2.5.2.1. Bombas de desplazamiento positivo o hidrostáticas

Son elementos mecánicos y su funcionamiento consiste en el traslado del fluido a través de una cámara causando un aumento de presión en la parte interna de la bomba por la baja del volumen producido en la cámara (Guerrero, 2018, p.9).

Estos dispositivos mecánicos están formados por una cámara de succión, la cual, permite el aumento del volumen y por una cámara de descarga en la que se comprime el volumen del fluido, por este motivo, estas bombas son conocidas como bombas volumétricas (Guerrero, 2018, p.9).

- Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo

Las bombas hidrostáticas se dividen en dos grupos:

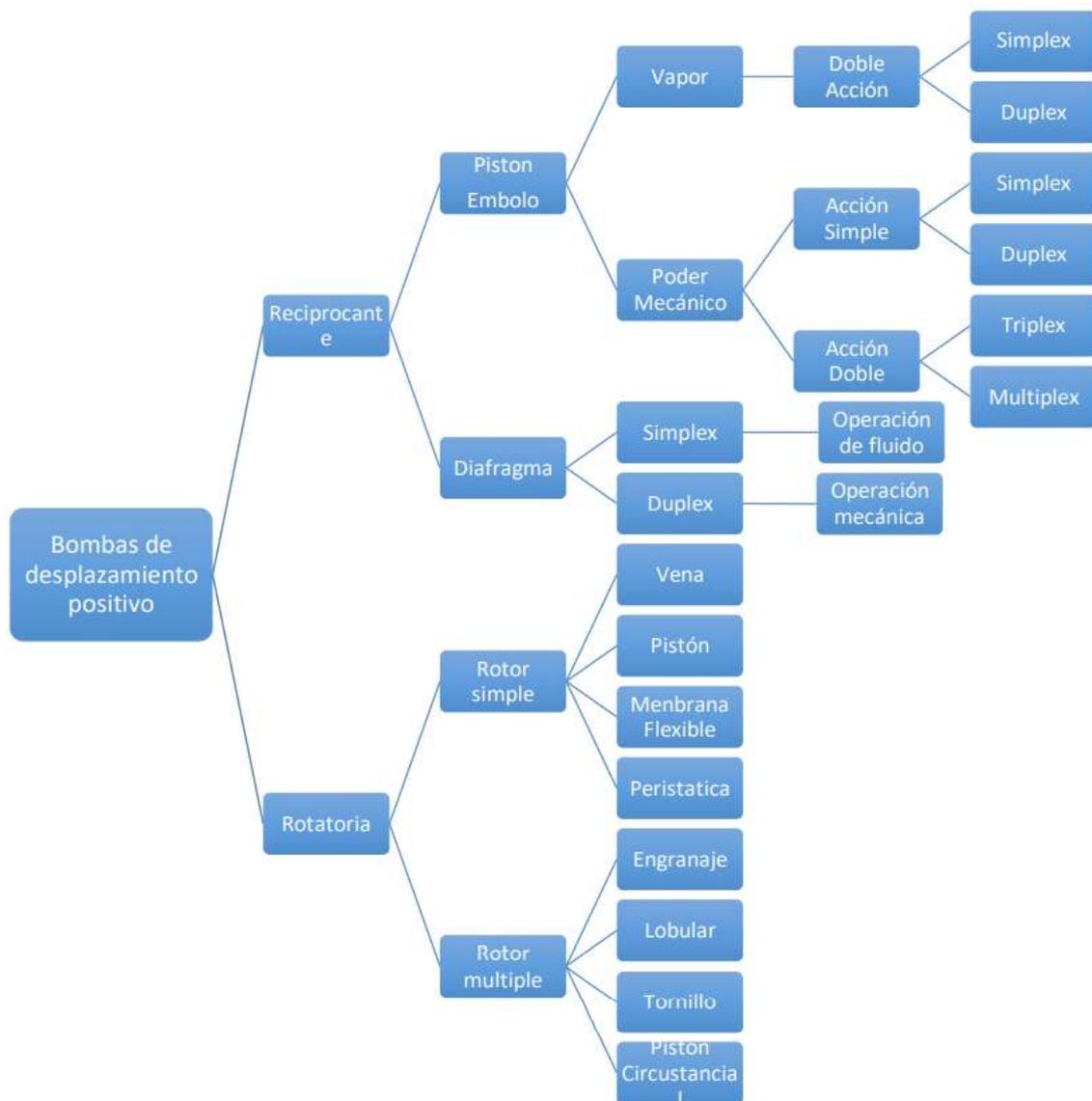


Ilustración 3-2: Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo.

Fuente: Guerrero, 2018, p.65

- Bombas reciprocantes

Las bombas de proceso recíprocamente se caracterizan típicamente por cabezales líquidos de émbolo (pistón) o diafragma, y tienen un nivel de excéntrica con control de velocidad, o unidades de accionamiento simplex o multiplex (principalmente triplex) de tipo leva y retorno por resorte figura 1-2. para dosificar aplicaciones, la carrera de las unidades de accionamiento puede ser continuamente ajustable o mediante técnicas de movimiento perdido (Vetter, 2002, p.25).

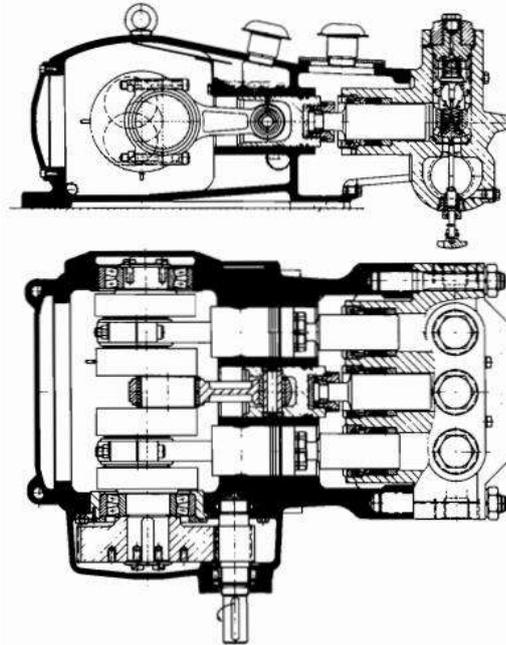


Ilustración 4-2: Bomba de émbolo triplex

Fuente: Vetter, 2002

Las bombas reciprocantes de desplazamiento positivo de émbolo o diafragma para altas presiones de descarga generan pulsaciones de presión en las tuberías. dado que la mayoría de los fluidos son comprimibles, la cinemática de desplazamiento revela una brecha de altas presiones de descarga que, junto con una reducción de la eficiencia volumétrica, da como resultado una excitación violenta de las vibraciones de presión (Vetter and Schweinfurter, 1987, p.262).

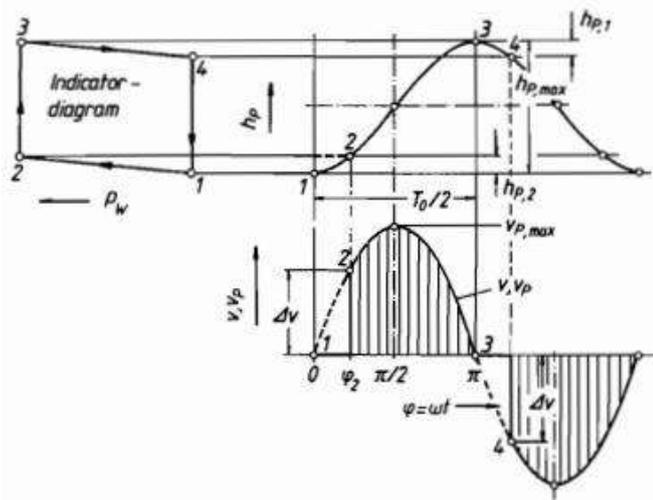


Ilustración 5-2: Características reales de desplazamiento de fluidos.

Fuente: Vetter, 2002

Un análisis armónico revela que amplitudes más altas de la bomba aumentan con la disminución de la eficiencia volumétrica. en algunos casos, los choques de presión pueden describirse como choque de Joukowski (Vetter and Schweinfurter, 1987, p.262).

En relación con los choques de presión, las bombas multi cilíndricas (multiplex) exhiben mayores variaciones de flujo instantáneo con una eficiencia volumétrica decreciente. Con eficiencias volumétricas por debajo $\eta_v=0.7$, el caudal instantáneo de las bombas triplex puede disminuir periódicamente incluso temporalmente hasta cero. los fluidos de alta presión de vapor son particularmente elásticos (Vetter and Schweinfurter, 1987, p.262).

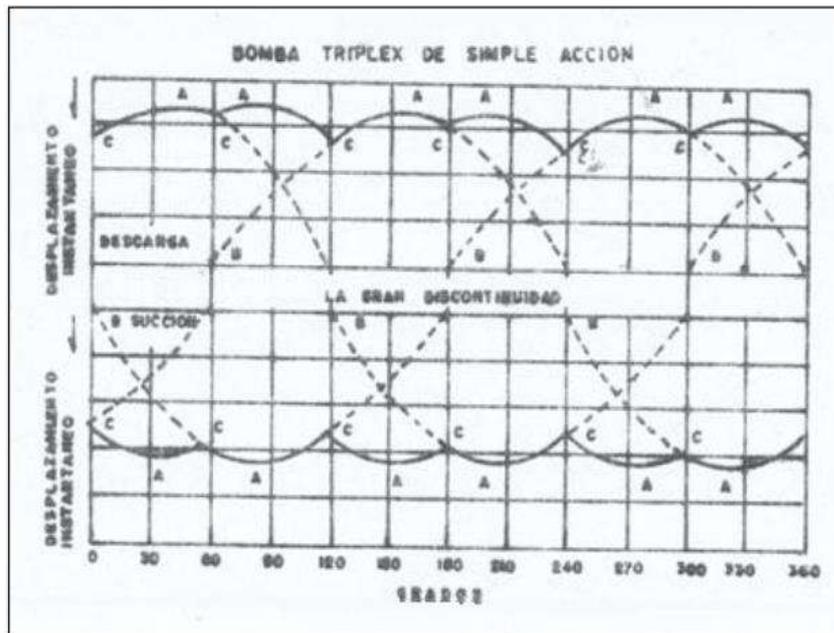


Ilustración 6-2: Bomba triplex de simple efecto: puntos de perturbaciones de presión inducida.

Fuente: Barron and Muñoz, 1991, p.78

Las bombas alternativas introducen en los sistemas de succión y descarga tres perturbaciones de presión aparentemente no relacionadas, que se ilustran en la figura. estas incluyen:

Una perturbación de baja frecuencia, basada en la velocidad a presiones máximas de velocidad de flujo, que ocurre en A.

Una frecuencia más alta debido a la presión de aceleración máxima al comienzo de cada carrera del pistón en B.

Una perturbación de presión en el punto de cambio de velocidad de flujo (valle) en C.

Nomenclatura de bombas reciprocantes

Para poder interpretar la nomenclatura de la bomba que se va a utilizar en el dimensionamiento y selección de los amortiguadores se debe conocer la designación de la bomba que está en operación, de la misma se obtendrán varios datos necesarios para este cálculo.

Tabla 1-2: Ejemplo de nomenclatura de la bomba 60 T- 3 L 14 S F

Valor	Designación
60	potencia nominal de entrada
T	Triplex
Q	Quintuplex
3	Longitud de la carrera
L	Baja presión
M	Media presión
H	Alta presión
14	**Número de material del cilindro
*S	Válvula de asiento esférico
*A	Válvula de jaula
*B	Válvula de jaula nueva
*C	Válvula de asiento cónico
F	Brida
T	Rosca

Fuente: (National Oilwell Varco, 2010)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

*La nomenclatura puede acortarse en las listas de piezas u otras instancias para omitir el material. El tipo de válvula, etc., esta descripción completa de la nomenclatura se ofrece con fines informativos.

**Los ejemplos de números de material del cilindro incluyen:

14=9D níquel, aluminio, bronce

12=Acero forjado

06=316 s

Cálculo del caudal

Primero se debe calcular la capacidad de la bomba dependiendo la configuración de esta, utilizando la siguiente ecuación:

$$PO \left[\frac{bbl}{stk} \right] = \frac{Di_L^2 * S_L}{4117.7} * e \quad (1.2)$$

Donde:

Di_L : Diámetro interno del cilindro

S_L : Longitud de la carrera (in)

e : Eficiencia volumétrica

Con la capacidad de la bomba ya calculada, se procede a encontrar el caudal con la siguiente fórmula:

$$Q \left[\frac{bbl}{min} \right] = PO \left[\frac{bbl}{stk} \right] * Pr \left[\frac{stk}{min} \right] \quad (2.2)$$

Donde:

Pr : velocidad de la bomba, 1rpm = 1 stk/min.

Para obtener el caudal en GPM, simplemente se multiplica por 42 que es el factor de conversión.

$$1 \text{ bbl} = 42 \text{ gal}$$

2.6. Principales problemas causados por pulsaciones de presión

2.6.1. Flujo inestable

El problema más obvio causado por la pulsación es que el flujo no es constante, lo que puede ocasionar problemas de proceso donde se requiere un caudal constante, en aplicaciones como pulverización, mezcla o medición. los caudales pueden ser difíciles de medir con algunos tipos de caudalímetros convencionales (Beynart, 1999, p.21).

2.6.2. Ruido y vibración

Muchas instalaciones de bombas reciproca antes sufren problemas que pueden generar costos de mantenimiento excesivos y una operación poco confiable. un problema típico encontrado es el

ruido y la vibración en las tuberías y la bomba. la vibración puede provocar la pérdida de rendimiento y la falla de válvulas, crucetas, cigüeñales y tuberías, e incluso barriles de bombas. los altos niveles de pulsación pueden ocurrir cuando la energía de pulsación de la bomba interactúa con las frecuencias acústicas naturales de la tubería. una bomba alternativa produce pulsaciones a múltiplos de la velocidad de la bomba y la pulsación magnificada en el sistema es generada a múltiplos de la frecuencia del émbolo. la mayoría de los sistemas tienen más de una frecuencia natural, por lo que esos problemas pueden ocurrir a diferentes velocidades de la bomba (Beynart, 1999, p.21).

2.6.3. Sacudir las fuerzas

Las fuerzas de sacudida son el resultado de las pulsaciones que causan vibración mecánica del sistema de tuberías. estos son una función de la amplitud D la pulsación y el área de la sección transversal de la tubería. cuando la frecuencia de excitación de la pulsación coincide con una frecuencia natural del sistema, se produce una amplificación y se establece una vibración excesiva. los factores de amplificación pueden ser tan altos como 40 para resonancia de pulsaciones y 20 para resonancia mecánica (Beynart, 1999, p.21).

2.6.4. Desgaste y fatiga

Las pulsaciones pueden provocar problemas de desgaste de las válvulas y los cojinetes de la bomba y, si se combinan con vibraciones mecánicas, a menudo provocarán el aflojamiento de los accesorios y los pernos y por lo tanto fugas. en casos severos, la fatiga mecánica puede provocar la falla total de los componentes y las uniones soldadas, particularmente cuando el líquido que se bombea es corrosivo (Beynart, 1999, p.21).

2.6.5. Cavitación

Bajo ciertas condiciones de bombeo, pueden ocurrir áreas de baja presión en un sistema. si la presión cae por debajo de la presión de vapor de líquido en el sistema, esto provocará la ebullición local de líquido y se formarán burbujas de vapor. si el líquido tiene gases disueltos, estos gases saldrán de la solución antes de que el líquido hierva. en relación con las cavitaciones, a menudo se encuentra el concepto de altura neta positiva de succión (NPSH). esto es, una diferencia entre la presión total en el lado de entrada de la bomba y la presión de vapor del líquido (Beynart, 1999, p.21).

2.7. Fuente de las pulsaciones de presión del fluido

Es casi obligatorio que las instalaciones de bombas múltiples tengan un equipo de control de pulsaciones de succión y descarga individual bien diseñados. si bien pueden disponerse múltiples bombas para funcionar a velocidades ligeramente diferentes, es imposible evitar que alcancen con frecuencia una condición “en fase” en la que todas las perturbaciones del flujo de la bomba o de la aceleración ocurren simultáneamente. el número de bombas puede multiplicar el alcance de la vibración de la tubería causada por tales perturbaciones porque la energía aumenta de manera similar (Liermann, 2016, p.1).

La reducción de los pulsos de presión hidráulica lograda por el equipo de control de pulsaciones generalmente se informa en la “oscilación” de la presión de pulsación total como un porcentaje de la presión promedio. este método es ampliamente utilizado dentro de la industria y, a menudo, se recomienda como estándar. es muy importante tener en cuenta que cualquier referencia a grado de pulsación debe aplicarse a la excursión total en términos de presión y porcentaje (Kogler et al., 2017, p.164).

2.8. Amortiguadores de pulsaciones

El motivo primordial del control de pulsos en las bombas es mitigar o filtrar cualquier variación en la presión producida por la bomba, la cual ocasiona en el sistema de tuberías, fuerzas que ocasionan vibración y ruido. (Barron and Muñoz, 1991, p.129).

En todos los amortiguadores de pulsaciones existe un elemento separador para aislar el gas del líquido del circuito; siendo su función principal evitar fugas de gas. Esta pieza que separa ambos fluidos está fabricada básicamente en dos tipos de material: Caucho (NBR, EPDM, FKM, butilo, silicona) o un material termoplástico, normalmente PTFE. el amortiguador puede ser de membrana o de fuelle, según la forma del elemento separador como lo muestra la figura 4-2 (HIDRACAR SA, 2019, p.1).

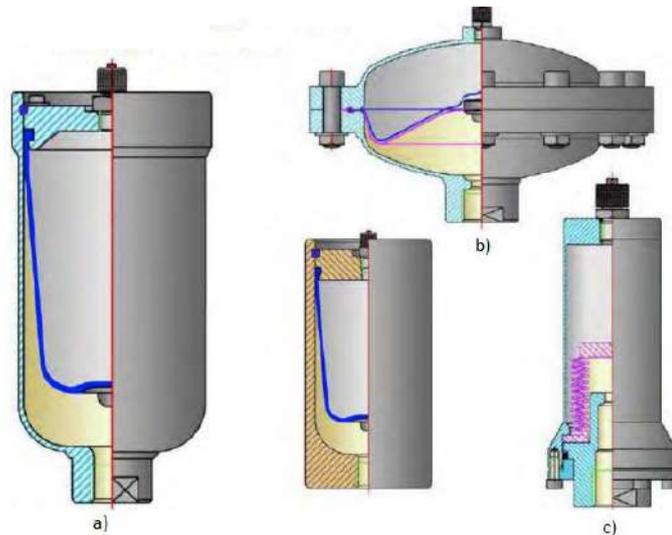


Ilustración 7-2: Amortiguadores: a) vejiga, b) membrana y c) fuelle.

Fuente: HIDRACAR SA, 2019, p.15

En la producción petrolera, hay dos tipos básicos de atenuadores de pulsación para bombas que son:

- Tipo CT (perfil bajo)
- Tipo ZM (cero mantenimientos)
- Tipo PE (equipo de pulsación)

2.8.1. Tipo CT (perfil bajo)

Un amortiguador de pulsaciones es un recipiente con gas a presión en su interior, normalmente nitrógeno. La presión inicial del gas de llenado o inflado en el interior del amortiguador debe ser siempre inferior a la presión del circuito donde se instale. La función de un amortiguador de pulsaciones es estabilizar el caudal variable y oscilante generado en un circuito hidráulico en cada ciclo por bombas volumétricas de pistón o de membrana como bombas dosificadoras (CoorsTek, 2006, p.1).



Ilustración 8-2: Amortiguador de pulsaciones tipo CT.

Fuente: CoorsTek, 2019, p.1

2.8.2. Tipo ZM (cero mantenimientos)

Los amortiguadores de pulsaciones ZM, funcionan bien en una amplia variedad de sistemas y rangos de presión. A diferencia de las unidades cargadas con gas, no se necesitan ajustes cuando cambian las presiones del sistema o los niveles de sobretensión. Su conexión biselada permite que las unidades se suelden directamente en la línea, lo que elimina los costos de las bridas y las posibles fugas en las bridas. La serie ZM reduce las pulsaciones hasta un 75% en un rango operativo variable. Sus guías estacionarias fuerzan el flujo pulsante del fluido a través de una capa esférica. La masa giratoria de los medios crea un efecto de suavizado del sistema, amortiguando las sobretensiones de la fuente amplificada (Coorstek, 2006, p.2).



Ilustración 9-2: Amortiguador de pulsaciones tipo ZM.

Fuente: (Coorstek, 2006, p.2)

2.8.3. Tipo PE

Los amortiguadores de pulsaciones PE (pulsation equipment), reducen significativamente las pulsaciones dañinas y los picos de presión que pueden causar fallas prematuras de émbolos, válvulas, tuberías y conexiones críticas, crean condiciones de flujo constante, absorbiendo el aumento de flujo que ocurre después de la carrera, su cuerpo cilíndrico contiene en su interior un diafragma de goma, cargado con nitrógeno según norma. (CoorsTek, 2009, p.2).



Ilustración 10-2: Amortiguador de pulsaciones tipo PE.

Fuente: CoorsTek, 2009, p.2

2.9. Dimensionamiento de amortiguadores

Un amortiguador de pulsaciones es un recipiente con gas a presión en su interior, normalmente nitrógeno. La presión inicial del gas de llenado o inflado en el interior del amortiguador debe ser siempre inferior a la presión del circuito donde se instale. La presión del gas de inflado del amortiguador se denominará “P0” (HIDRACAR SA., 2019, p.1).

Cuando hay instalado un amortiguador de pulsaciones en el circuito, el volumen suministrado por la bomba en cada impulso o ciclo de trabajo se divide en dos partes; uno va al circuito y la otra parte al amortiguador de pulsaciones. Este volumen almacenado en el amortiguador se devuelve inmediatamente al circuito mientras la bomba está en su etapa de succión o llenado de la cámara. La cantidad de líquido que entra y sale del amortiguador en cada ciclo alterno de la bomba se denominará “ δV ” (HIDRACAR SA., 2019, p.1).

Cuando se introduce δV en el amortiguador, el gas contenido en su interior se comprime y, por tanto, se reduce su volumen y aumenta la presión. El volumen de gas final (V_2) será el volumen de gas inicial menos el volumen de líquido introducido (δV) (HIDRACAR SA., 2019, p.2).

El volumen de gas inicial es el volumen total del amortiguador o el tamaño del amortiguador. El tamaño del amortiguador es un valor desconocido a calcular en cada caso en función del tipo de bomba. A este volumen o tamaño del amortiguador lo denominaremos " V_0 "

De todo esto, podemos establecer que:

$$V_2 + \delta V = V_0 \quad (3.2)$$

Cada amortiguador tiene una constante derivada de su tamaño y su presión de gas de llenado o carga (Boyle ley de Mariotte):

$$P_0 * V_0 = constante \quad (4.2)$$

Esta ley sólo es aplicable para gases ideales. En la práctica, esta ley no se cumple. (HIDRACAR SA., 2019, p.2).

En la práctica laboral, no es conveniente que los amortiguadores se vacíen totalmente de líquido en cada ciclo. Se recomienda un volumen adicional " v " para evitar que el inserto anti-extrusión del elemento separador golpee repetidamente contra la superficie inferior interna del amortiguador, lo que podría desgastar prematuramente la vejiga o la membrana (HIDRACAR SA., 2019, p.2). De ello resulta una nueva fórmula:

$$V_2 + \delta V + v = V_0 \quad (5.2)$$

Donde " v " es un volumen teórico no utilizado de líquido dentro del amortiguador, es decir, el volumen de líquido almacenado permanentemente en el amortiguador. Como norma se considera que este volumen es el 20% del volumen total del amortiguador, siempre que la temperatura se mantenga constante, por lo que la fórmula anterior se puede expresar como:

$$V_2 + \delta V + 0.2V_0 = V_0 \quad (6.2)$$

Y finalmente como:

$$\frac{V_2 + \delta V}{0.8} = V_0 \quad (7.2)$$

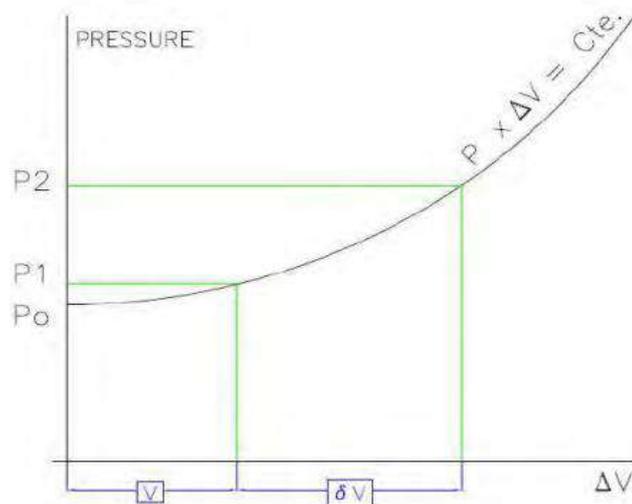


Ilustración 11-2: Presión interna en un amortiguador frente a fluctuaciones de volumen.

Fuente: HIDRACAR SA, 2019, p.2

La Gráfico 4-2, representa la curva (hipérbola) de compresión del gas dentro del acumulador o amortiguador de pulsaciones. Se representa la presión del gas dentro del acumulador frente a las fluctuaciones de volumen (HIDRACAR SA., 2019, p.2).

En la Figura 8-2, podemos ver la evolución del volumen y la presión del gas en 3 etapas (precarga, P_1 y P_2 que son las presiones mínima y máxima del circuito una vez que la bomba está funcionando) (HIDRACAR SA., 2019, p.3).

En el valor de presión de carga de gas inicial " P_0 ", no hay líquido dentro del amortiguador y el gas llena todo el interior del amortiguador. La curva corta el eje de ordenadas en aquel punto donde el valor de la presión es " P_0 ". En el eje de abscisas se representa el volumen de líquido introducido en el amortiguador en cada ciclo de trabajo (HIDRACAR SA., 2019, p.3).

La presión " P_1 " es la presión del gas cuando se ha introducido un volumen " v " en el amortiguador. La presión " P_2 " es el valor que alcanza el gas cuando se introduce en el amortiguador el volumen adicional " δV " (HIDRACAR SA., 2019, p.3).

De la curva del Gráfico 4-2, podemos deducir que para un tamaño de amortiguador fijo si el valor " δV " aumenta, entonces el valor de presión " P_2 " también aumentará; o al revés: Si aumentamos el tamaño del amortiguador manteniendo constante el valor " δV " el valor final del gas a presión " P_2 " será menor (HIDRACAR SA., 2019, p.3).

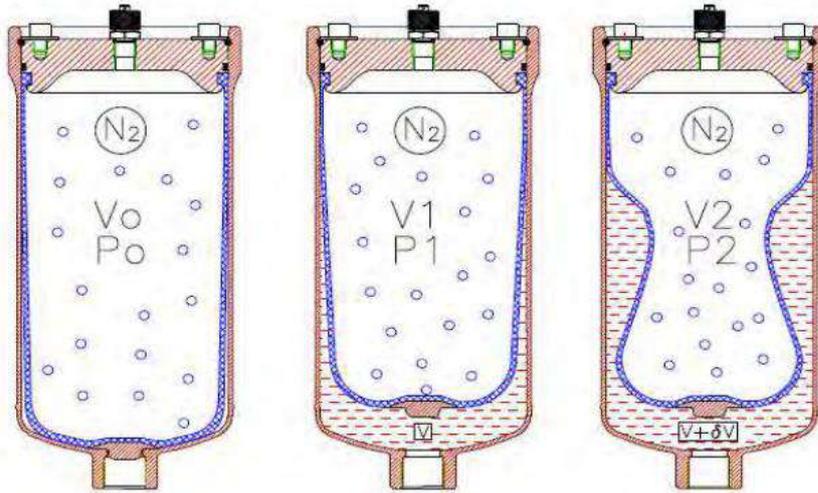


Ilustración 12-2: Amortiguador tipo vejiga en sus etapas o volúmenes de gas.

Fuente: HIDRACAR SA, 2019, p.3

2.10. Cálculo del tamaño del amortiguador

Los datos necesarios para calcular el tamaño del amortiguador son: “ δV ” = Volumen de líquido que debe almacenar el amortiguador. “ P_1 ” y “ P_2 ” son los valores de presión mínima y máxima que se aceptan en el circuito (HIDRACAR SA., 2019, p.3).

Un amortiguador de pulsaciones no elimina el 100% de la oscilación de presión que se produce en los circuitos con bombas volumétricas o dosificadoras. Su función es regular o controlar las variaciones de presión para que se mantenga dentro de los límites previamente establecidos. Esta variación, en +/- porcentaje de la presión teórica “ P_t ”, es la que determina, junto con el valor de “ δV ”, el tamaño del amortiguador de pulsaciones (HIDRACAR SA., 2019, p.3).

“ P_t ” es la presión necesaria a la salida de la bomba, para vencer todas las resistencias que se van a presentar, para hacer circular el líquido hasta el final del circuito hidráulico.

Si la presión teórica o de trabajo en un circuito es “ P_t ” y la pulsación residual admitida es +/- 5% de esta presión, los valores P_1 y P_2 serán:

$$P_1 = P_t - \frac{5}{100} * P_t \quad (8.2)$$

$$P_2 = P_t + \frac{5}{100} * P_t \quad (9.2)$$

Con todos estos datos conocidos: δV , P_1 y P_2 , ya podemos calcular el tamaño del amortiguador “ V_0 ”.

La ley de los gases ideales en condiciones isotérmicas (ley de Boyle), nos da la siguiente igualdad:

$$P_0 * V_0 = P_1 * V_1 = P_2 * V_2 = Constante \quad (10.2)$$

Si: $V_1 = V_0 - v$ y $v = 0.2 * V_0$

Tenemos: $V_1 = 0.8 * V_0$

Y también: $V_2 = V_1 - \delta V$

Finalmente, se obtuvo: $P_0 = 0.8 * P_1$

Y luego:

$$P_0 * V_0 = P_2 * V_2;$$

$$0.8 * P_1 * V_0 = P_2 * (V_1 - \delta V) = P_2 * (0.8 * V_0 - \delta V) \quad (11.2)$$

De las igualdades obtenemos la fórmula final:

$$V_0 = \frac{P_2 * \delta V}{0.8 * (P_2 - P_1)} \quad (12.2)$$

Esta es la fórmula teórica simplificada para calcular el volumen del amortiguador de pulsaciones en función de δV , P_1 y P_2 .

Como ya hemos dicho, se acepta como norma que la presión del gas de carga, “ P_0 ” = $0.8 * P_1$. Esta diferencia entre P_0 y P_1 impide el vaciado completo de líquido del amortiguador en cada ciclo de trabajo. Tener esta cantidad extra de líquido “ v ” (almacenado en el amortiguador entre P_0 y P_1) también puede utilizarse para compensar, en algunos casos, los posibles cambios en la presión del gas producidos por variaciones en la temperatura exterior que modificarían la calculada. “ δV ” teórico y en ese caso no podría ser completamente introducido o descargado fuera del amortiguador (HIDRACAR SA., 2019, p.4).

La primera igualdad (8.2) $P_0 * V_0 = P_1 * V_1 = \dots = P_n * V_n$ no se cumple en la práctica porque, cuando se comprime un volumen de gas (en poco tiempo), sube la temperatura, lo que aumenta la presión, y cuando un gas se expande su presión cae un valor extra porque la temperatura se reduce (efecto frigorífico). Este efecto ocurre con la mayoría de los gases, incluidos el nitrógeno y el aire, que son los más utilizados para cargar los amortiguadores (el aire atmosférico se puede utilizar para presiones inferiores a 10 bar, siempre que no haya riesgo de reacción química entre el oxígeno del aire y el líquido bombeado) (HIDRACAR SA., 2019, p.4).

La fórmula (8) queda, así, transformada en:

$$P_0 * V_0^\gamma = P_1 * V_1^\gamma = \dots = P_n * V_n^\gamma \quad (13.2)$$

donde γ = relación de calor específico del gas a presión y volumen constantes, respectivamente.

Para gases diatómicos ideales (N_2), $\gamma = 1.4$. Esta constante también es teórica.

De ambas fórmulas (10) y (11) podemos obtener el V_0 en función de la pulsación residual (HIDRACAR SA., 2019).

Si consideramos $\theta = \pm \text{pulsación residual}(\%)/100$

De (10). Curva isoterma

$$V_0 = \frac{1+\theta}{1.6*\theta} * \delta V \quad (14.2)$$

De (11). Curva adiabática

$$V_0 = \frac{1}{\left(\frac{0.8}{1-\theta}\right)^{1/\gamma} - \left(\frac{0.8}{1-\theta}\right)^{1/\gamma}} * \delta V \quad (15.2)$$

Si dividimos las fórmulas anteriores (12 para la curva Isoterma) entre (13 para la curva Adiabática), obtenemos una relación K que es función de la pulsación residual θ . Para valores bajos de pulsaciones residuales admisibles (inferiores a +-5%), el valor obtenido es prácticamente constante (K=0,8). Entonces, incorporaremos el factor K en la fórmula (10), para tomar en consideración la expansión y compresión adiabática del gas dentro del amortiguador (HIDRACAR SA., 2019, p.5).

$$V_0 = \frac{P_2 * \delta V}{0.8 * 0.8 * (P_2 - P_1)} \quad (16.2)$$

Esta fórmula se puede utilizar en la práctica para casi todas las aplicaciones industriales. Será muy poco probable que los volúmenes dados por esta fórmula se ajusten a cualquier tamaño de volumen de amortiguador estándar de un fabricante. Salvo en aplicaciones muy exigentes, podemos recomendar el uso del tamaño inferior del cerrador estándar del fabricante, favoreciendo la rentabilidad (HIDRACAR SA., 2019, p.5).

Nota: No hemos considerado una posible variación de temperatura del fluido o ambiente. Esto cambiaría el valor de la presión del gas de carga a 20° (tenga en cuenta que por cada 10°C de variación de temperatura la presión del gas cambiará aproximadamente un 3%) (HIDRACAR SA., 2019, p.5).

2.11. Técnicas de control de pulsaciones y vibraciones

2.11.1. Enfoque de análisis 1 (API 674)

En la sección 7.7.1.2 de la norma API 674 indica que; Si existen pulsaciones y vibraciones perjudiciales en un sistema de bombeo, en las técnicas básicas utilizadas para su control incluye la siguiente:

Dispositivos de control de pulsaciones como amortiguadores, acumuladores, aisladores hidráulicos, inhibidores, supresores, estabilizadores, filtros acústicos y configuraciones de tuberías seleccionadas. Los dispositivos de control de pulsaciones pueden ser suministrados por el Comprador o el Vendedor. Si los proporciona el Comprador, los datos técnicos completos relacionados con el dispositivo de pulsación se proporcionarán en la hoja de datos.

El estudio analítico incluye el diseño de un dispositivo de supresión de pulsaciones de bomba utilizando técnicas analíticas patentadas y/o empíricas para cumplir con los niveles de pulsaciones especificados en 3.7.1.1 a 3.7.1.3. Este enfoque incluye el estudio, un buen diseño

de tuberías, buenos principios de soporte/restricción y una NPIP (Presión de entrada positiva neta), adecuada para diseñar una solución de pulsación.

2.11.1.1. Niveles máximos de pulsaciones permitidos

Los niveles de pulsación pico a pico en los sistemas de tuberías de succión y descarga más allá de los dispositivos de control de pulsación no deben exceder los niveles calculados por la ecuación 17.2 que especifica el nivel de pulsación pico a pico permitido de cada componente de frecuencia de pulsación individual.

$$P_1 = \frac{100}{(ID * f)^{1/2}} \quad (17.2)$$

Donde:

P_1 , es el nivel de pulsación pico a pico máximo permitido de los componentes de frecuencia de pulsación individuales, expresado en psi, (los niveles de pulsación de succión y descarga también deben limitarse a valores que no causen cavitación o elevación de la válvula de alivio).

ID, es el diámetro interior de la tubería de línea, en pulgadas.

f es la frecuencia de pulsación, en Hertz, derivada de la siguiente ecuación:

$$f = \frac{(rpm) * n}{60} \quad (18.2)$$

Donde:

RPM, es la velocidad de la bomba y

n, corresponde a la frecuencia fundamental y los armónicos de la velocidad de la bomba.

2.12. Recipientes a presión

Los recipientes a presión son recipientes cerrados que se utilizan para contener líquidos, vapores y gases a una presión significativamente más alta o baja que la presión ambiental. Son ampliamente utilizados en diversas industrias, como las industrias petroquímicas, de petróleo y gas, química y de procesamiento de alimentos (directory, 2018, p.1).

El primer paso en el diseño de un contenedor es elegir el mejor tipo para el servicio al que está destinado. Los factores que influyen en la elección del tipo son la función del contenedor, la ubicación, la naturaleza del fluido que debe almacenarse, la temperatura y la presión de funcionamiento y su capacidad para almacenar el volumen que necesita el proceso (Tirenti, 2017, p.4-5).

Los recipientes a presión se pueden clasificar según su servicio previsto, temperatura y presión, materiales y geometría. Los diferentes tipos de recipientes a presión se pueden clasificar de la siguiente manera:



Ilustración 13-2: Clasificación de recipientes a presión

Fuente: (Tirenti, 2017, p.4)

2.13. Criterio de diseño

Los criterios de diseño del Código consisten en reglas básicas que especifican el método de diseño, la carga de diseño, la tensión admisible, el material aceptable y los requisitos de certificación de inspección de fabricación para la construcción de embarcaciones. El método de diseño conocido como "diseño por regla" utiliza la presión de diseño, la tensión admisible y una fórmula de diseño compatible con la geometría de la pieza para calcular el espesor mínimo requerido de la pieza. Este procedimiento minimiza la cantidad de análisis requerido para asegurar que el recipiente no se rompa o experimente una distorsión excesiva. Además de especificar el espesor del recipiente, el Código contiene muchos detalles de construcción que se deben seguir (Livingston y Scaavuzzo, 2000, p.3).

El Código ASME [2019] está incluido como estándar por el American National Standards Institute (ANSI). El Instituto Americano del Petróleo (API) también ha desarrollado códigos para tanques de almacenamiento de baja presión, y estos también forman parte de las normas ANSI. El Código ASME para calderas y recipientes a presión se ha utilizado en todo el mundo, pero muchos otros países industrializados también han desarrollado códigos para calderas y recipientes a presión. Las diferencias en estos códigos a veces causan dificultades en el comercio internacional (Livingston y Scaavuzzo, 2000, p.3).

2.14. Cargas de diseño

Las fuerzas que influyen en el diseño del recipiente a presión son la presión interna/externa; cargas muertas debidas al peso del buque y su contenido; cargas externas de tuberías y accesorios, viento y terremotos; cargas de tipo operativo tales como vibración y chapoteo del

contenido; y cargas de arranque y parada. El Código considera la presión de diseño, la temperatura de diseño y, hasta cierto punto, la influencia de otras cargas que impactan las tensiones circunferenciales (o circulares) y longitudinales en las láminas. Se deja al diseñador dar cuenta del efecto de las cargas restantes en el buque. Se deben consultar varios códigos de construcción nacionales y locales para manejar cargas de viento y terremotos (Livingston y Sccauvuzzo, 2000, p.3).

2.15. Materiales

Los materiales que se utilizarán en los recipientes a presión deben seleccionarse de las especificaciones de materiales aprobadas por el código. Este requisito normalmente no es un problema ya que se encuentra disponible un amplio catálogo de tablas que enumeran los materiales aceptables (Livingston y Sccauvuzzo 2000, p.3). Los factores que deben tenerse en cuenta al elegir una mesa adecuada son:

- Costo
- Fabricabilidad
- Condición de servicio (desgaste, corrosión, temperatura de funcionamiento)
- Disponibilidad
- Requisitos de fuerza

Varios materiales típicos de recipientes a presión para un ambiente no corrosivo y para temperaturas de servicio entre $\pm 50^{\circ}\text{F}$ y $\pm 1000^{\circ}\text{F}$ se muestran en la Tabla 9.1.

Tabla 2-2: Materiales aceptables para recipientes a presión.

Temperatura de uso	Material de la placa	Material de tubería	Material de forja
+33 a +775	SA-516	SA-333	SA-350
	Todos los grados	Gr. 1	Gr. LF1, LF2
	SA-515	SA-53	SA-181
	Gr. 55,60,65	SA-106	Gr. I, II
	SA-516		
	Todos los grados		
+776 a +1000	SA-204 Gr. B, C	SA-335	SA-182
	SA-387 Gr. 11,12	Gr. P1, P11, P12	Gr. F1, F11, F12

Fuente: (Livingston y Sccauvuzzo, 2000, p.3-4)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

2.16. Esfuerzo permitido

La tensión admisible utilizada para determinar el espesor mínimo de la pared del recipiente se basa en las propiedades de tracción y rendimiento del material a temperatura ambiente y de diseño. Cuando el recipiente opera a una temperatura elevada, también se deben considerar las propiedades de fluencia del material. Estas propiedades se ajustan mediante factores de diseño que limitan el nivel de tensión de la membrana circular a un valor que impide la ruptura, la distorsión plástica o elástica excesiva y la ruptura por fluencia. La Tabla 3.2 muestra las tensiones admisibles típicas para varios aceros al carbono comúnmente utilizados para recipientes a presión sin coacción (Livingston y Scauvuzzo, 2000, p.4).

Tabla 3-2: Esfuerzos permisibles para el diseño de recipientes a presión.

Material	Temperatura límite (F)	Esfuerzo admisible (psi)
SA-515 Gr 60	700	14400
	800	10800
	900	6500
SA-516 Gr 70	700	16600
	800	14500
	900	12000
SA-53 Gr A	700	11700
	800	9300
	900	6500
SA-106 Gr B	700	14400
	800	10800
	900	6500
SA-181 Gr I	700	16600
	800	12000
	900	6500

Fuente: (Livingston y Scauvuzzo, 2000, p.4-5)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

2.17. Ecuaciones para el diseño de recipientes a presión

Las fórmulas de diseño utilizadas en el método de "diseño por regla" se basan en la teoría de la tensión principal y calculan la tensión circunferencial media. La teoría de falla de la tensión principal establece que la falla ocurre cuando una de las tres tensiones principales alcanza el

límite elástico del material. Suponiendo que el esfuerzo radial sea insignificante, los otros dos esfuerzos principales pueden determinarse mediante fórmulas simples basadas en la mecánica de ingeniería. El Código reconoce que el espesor del caparazón puede ser tal que el esfuerzo radial no sea despreciable, y se han hecho ajustes en las fórmulas apropiadas. La Tabla 4.2 muestra varias fórmulas utilizadas para calcular el espesor de pared para numerosas geometrías de recipientes a presión (Livingston y Sccauvuzzo, 2000, p.5).

Tabla 4-2: Ecuaciones para el diseño de recipientes a presión.

Designación	Ecuación
Envolvente cilíndrica	$t = \frac{PR}{SE+0.6P}$ (19.2)
Envolvente esférica	$t_r = \frac{PR}{2SE_L+0.8P}$ (20.2)
Cabeza hemisférica	$t = \frac{PR}{2SE+0.2P}$ (21.2)
Cabeza elipsoidal	$t = \frac{PD}{2SE+0.6P}$ (22.2)
Cabeza plana	$t = d; CP = SE$

Fuente: (ASME VIII división I, 2019, p.19-50)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Donde:

t, espesor mínimo requerido (in)

P, Presión de diseño (psi)

R, radio interior (in)

S, tensión admisible (psi)

D, diámetro interior (in)

L, Radio interior de la corona esférica (in)

E, factor de eficiencia de la junta de soldadura, determinada por la junta y el grado de examen

C, factor que depende del método de fijación de la cabeza

2.18. Selección de brida

2.18.1. bridas *welding neck*

Se unen al tubo a través de soldadura a tope. Se las prefiere cuando se demanda uniones radiografiadas, o cuando los esfuerzos aplicados en la unión son máximos. El largo cuello cónico alivia la distribución de tensiones. La tabla 2-2, muestra los distintos tipos de materiales aplicados a este tipo de bridas, según el grado de temperatura a la que van a estar sometidas.

Tabla 5-2: Material ASTM para bridas.

Material según ASTM	
A 105	(a)
A 216 WCB	(a)
A 515-70	(a)
A 516-70	(a) (b)
A 350 LF2	(a)
A537 C L1	(c)
(a) No se recomienda para largas exposiciones a temperaturas superiores a 427 C (b) No se debe utilizar para temperaturas superiores a 454 C (c) No se debe utilizar para temperaturas superiores a 371 C	

Fuente: (OCTAL, 2018, p.2)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

2.18.2. Cálculo del espesor del cuello de brida

Según UG 45 del ASME VIII sección II, para aberturas de acceso y aberturas utilizadas solo para inspección:

$$t_{UG-45} = t_a \text{ Depende de UG 27}$$

Para otras boquillas

$$t_{b1} = \text{req}(\text{Cabeza } (UG - 35) \text{ o envoltente } (UG - 27))$$

$$t_{b2} = \text{req}(E = 1 (UG - 35) \text{ o envoltente } (UG - 27))$$

Donde:

Eficiencia = 1

$$t_{b3} = t_{\text{tabla UG-45}} + ca \quad (23.2)$$

$$t_b = \min(t_{b3}; \max(t_{b1} + t_{b1})) \quad (24.2)$$

Espesor

$$t_{UG-45} = \max(t_a; t_b) \quad (25.2)$$

2.19. Teoría de falla

La teoría de falla en el código de recipientes a presión ASME VIII división 1, se dice que el criterio de Von Mises es más adecuado para recipientes a presión, el código ASME optó por utilizar el criterio de Tresca como marco para el procedimiento de diseño por análisis por dos razones: a) es más conservador, y b) se considera más fácil de aplicar. Sin embargo, ahora que

se usan computadoras para los cálculos, la expresión de Von Mises es una función continua y se adapta fácilmente para los cálculos, mientras que la expresión de Tresca es discontinua. Para el análisis del cuerpo como una envolvente cilíndrica o esférica se toma como referencia el método de Von Mises, en la figura 28-3 se indica el comportamiento de las tensiones.

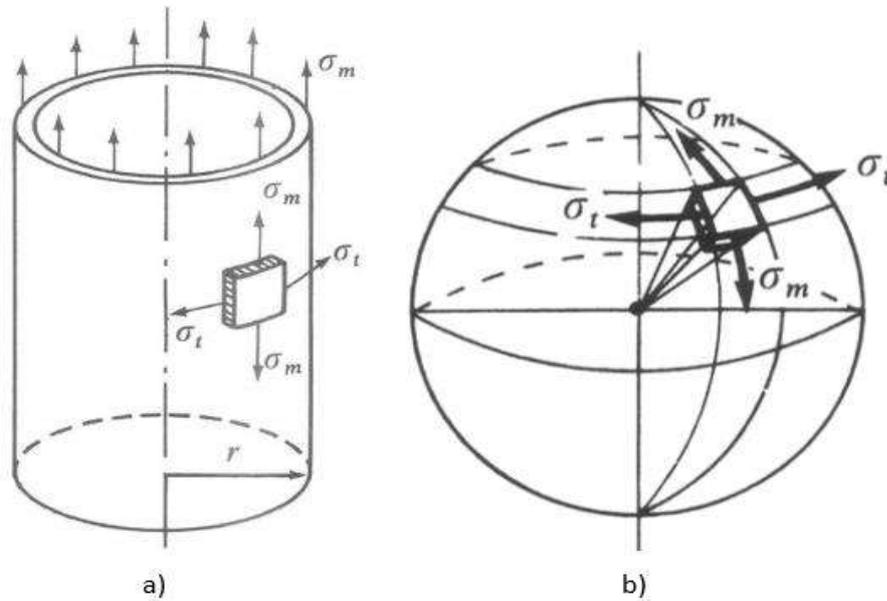


Ilustración 14-2: Tensiones en; a) envolvente cilíndrica, y b) envolvente esférica

Fuente: (Megyesy, 1973, p.50-60)

2.19.1. Envolvente cilíndrica

Los esfuerzos para la envolvente cilíndrica tanto para los esfuerzos tangenciales como los esfuerzos medios vienen dados por las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_m = \sigma_{yy} = \frac{P*r}{2*e} \quad (26.2)$$

$$\sigma_t = \sigma_{xx} = \frac{P*r}{e} \quad (27.2)$$

Donde:

σ_m , esfuerzo en dirección al meridiano (psi).

σ_t , esfuerzo en el sentido transversal (psi).

P: Presión de diseño (psi).

r: Radio del cuerpo (in).

e: espesor del recipiente (in).

2.19.2. *Envolvente esférica*

En este caso se confirma por simetría que;

$$\sigma_m = \sigma_t = \sigma \quad (28.2)$$

Entonces para el esfuerzo total tenemos,

$$\sigma = \frac{P*r}{2*e} \quad (29.2)$$

Con los esfuerzos de tensión obtenidos, se calcula la tensión de Von Mises con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_t^2 - (\sigma_m * \sigma_t)} \quad (30.2)$$

CAPÍTULO III

3. MARCO METODOLÓGICO

3.1. Diseño de la investigación

Los datos requeridos para el dimensionamiento de los amortiguadores de pulsos se basaron en la investigación de campo, manejando variables dependientes como lo es, la producción de petróleo con mayor eficiencia del sistema de bombeo gracias al atenuador de pulsos, y el sistema “power oil” sin amortiguadores de pulsaciones, la variable independiente.

Se realizó una visita de campo a varios pozos de producción de petróleo con el sistema power oil en función, y se determinó que los sistemas de amortiguación de pulsaciones instalados en las bombas no son seleccionados correctamente, la mayoría de las veces son sobredimensionados para las condiciones de uso. Por esta razón se formuló una hoja de cálculo que servirá como guía para el adecuado dimensionamiento y selección de los amortiguadores de pulsos, dependiendo de las condiciones que presenta el sistema de bombeo.

3.2. Tratamiento de datos

Para análisis de los datos se utilizó el software Matlab, el mismo que ayudará como una guía para el dimensionamiento y selección de los atenuadores de pulsos. Una vez seleccionados los tres tipos de amortiguadores para este sistema de referencia, se diseñó las cinco unidades en SolidWorks para proceder con la validación mediante elementos finitos en ANSYS.

3.3. Sistema de bombeo

3.3.1. Ubicación

El sistema power oil tomado como referencia para este proyecto de dimensionamiento y selección de amortiguadores de pulsos, es el pozo #23 Lago Agrio, ubicado en las afueras de la ciudad. Las coordenadas de su ubicación son: $X=293124.64$ y $Y=11508.78$. En la figura 9-3. Se indica la línea de flujo del pozo y la distribución de su sistema.

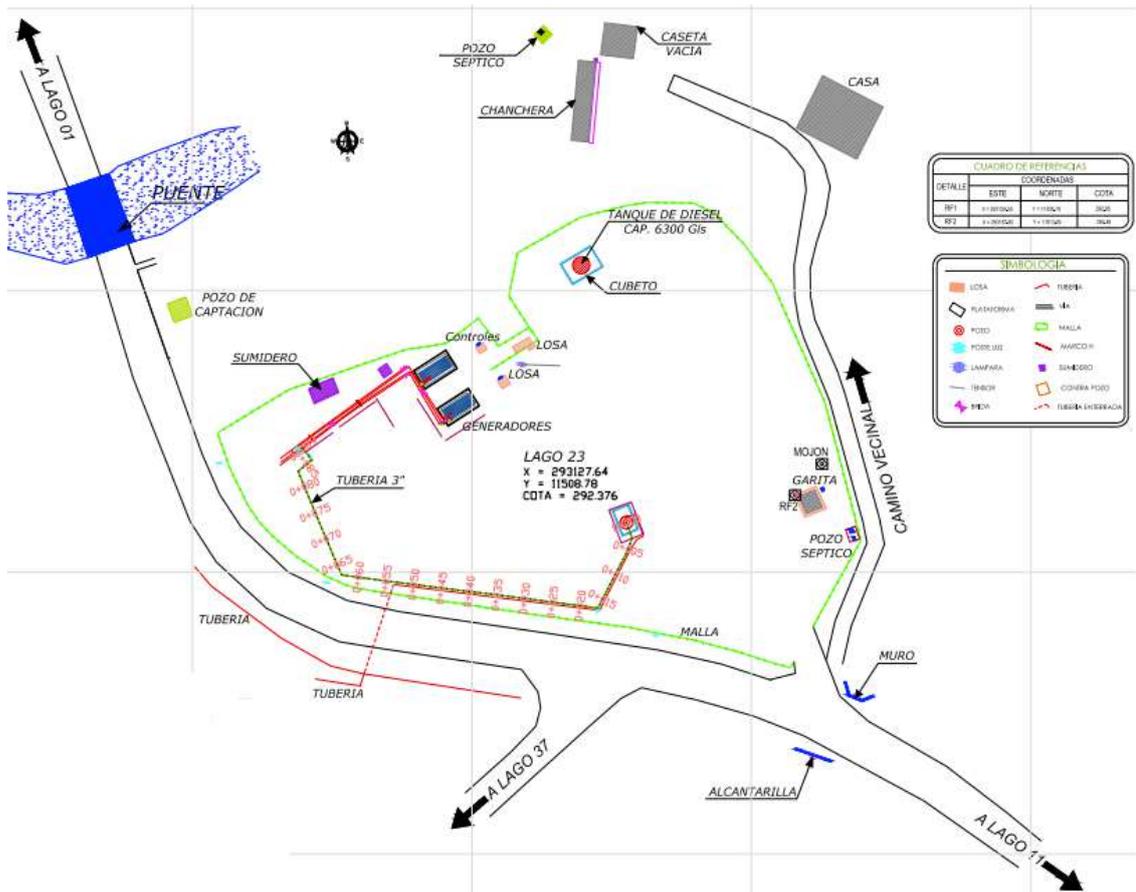


Ilustración 1-3: Levantamiento topográfico de la línea de flujo del pozo #23 Lago Agrio

Fuente: (PETROAMAZONAS EP, 2015, p.1)

Este sistema se encuentra operando con una bomba National triplex J-165-H02AF que es la designación antigua. 165T-5H02AF, siendo la última designación actualizada en el catálogo de bombas National oilwell varco (NOV), mostrado en el anexo A.



Ilustración 2-3: Pozo #23 Lago Agrio, sistema power oil.

Fuente: Moreno, R. 2022.

3.3.2. Nomenclatura de la bomba instalada en el sistema power oil.

Tabla 1-3: Nomenclatura de la bomba 165 T 5 H 02 A F

Valor	Designación
165	Potencia nominal de entrada (hp)
T	Triplex
5	Longitud de carrera
H	Alta presión
02	CBRZ fundición níquel, aluminio, bronce
A	Válvula de jaula
F	Bridada

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

La designación de los valores de la bomba instalada en el sistema y que se muestran en la tabla 2-3., fueron indicados en la sección 2.2.2. Estos datos también se pueden obtener del anexo A, de igual manera, muestra las distintas bombas reciprocantes a las que es posible aplicar todo este procedimiento de selección.

3.3.3. Datos del fabricante

Los datos mostrados en la tabla 1-3., fueron obtenidos de la placa del fabricante de la bomba National triplex instalada en el sistema, que se la indica en la ilustración 3-3, algunas de estas fueron tomadas de las consideraciones que indica la norma API 674 para el control de pulsaciones.

PLUNGER PUMP

MODEL J165H02AF DATE OF MANUFACTURE PUMP No. 4292 STROKE 5

FLUID END S/N 15973-D

RATED MAX INPUT 165 HP/kW AT 400 RPM AIR TEMPERATURE INDUSTRIAL EP GEAR OIL
 50°F TO 155°F AGMA #6 EP OR ISO 320 EP
 RATED MAX OUTPUT 148.5 HP/kW AT 400 RPM 20°F TO 100°F AGMA #5 EP OR ISO 220 EP
 -20°F TO 80°F AGMA #2 EP OR ISO 68 EP

DO NOT EXCEED MAXIMUM DISCHARGE PRESSURE BELOW

PLUNGER SIZE	GPM AT RATED RPM	MAX RATED PSI/BAR
<u>1 7/8</u>	<u>72</u>	<u>3550</u>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

CRANKCASE LUBRICATION INSTRUCTIONS

CRANKCASE OIL CAPACITY 6 U.S. GALLONS

OIL MUST POUR FREELY AT MINIMUM OPERATING TEMPERATURE. CHANGE OIL AS FREQUENTLY AS REQUIRED TO MAINTAIN A SLUDGE FREE OIL OF PROPER VISCOSITY. CHECK OIL LEVEL PERIODICALLY WITH PUMP AT REST. ROTATE IDLE PUMP OCCASIONALLY TO AVOID CORROSION.

MANUFACTURED UNDER ONE OR MORE UNITED STATES PATENTS 3,146,724 3,276,639 3,399,694 4,487,222 4,867,697

CE & TCF: ATEX 0004

NATIONAL OILWELL VARCO
 10000 HIGHWAY 10, HOUSTON, TEXAS 77042 U.S.A.
 2407904

MAX/MIN FLUID TEMP C
 MAX/MIN AMBIENT TEMP C

Ilustración 3-3: Placa del fabricante

Fuente: (National Oilwell Varco 2010, p.15)

3.3.4. Condiciones del sistema

3.3.4.1. Velocidad recomendada de la bomba

La Tabla 2.3., representan las clasificaciones de velocidad máximas permitidas para bombas recíprocas en funcionamiento de servicio continuo, indicadas en la norma API 674.

Tabla 2-3: Valores nominales de velocidad para bombas eléctricas en servicio continuo

Longitud de carrera		Clasificación de velocidad (r/min)	
mm	in	Bombas de simple efecto	Bombas de doble efecto
50	2	450	140
75	3	400	127
100	4	350	116
125	5	310	108
150	6	270	100
175	7	240	94
200	8	210	88
250	10	168	83
300	12	140	78
350	14	120	74
400	16	105	70

Para bombas de émbolo de simple efecto con cinco o más cilindros, las velocidades pueden incrementarse en un 20 % para operación continua. Para trabajos ligeros e intermitentes (hasta 6 h por día), velocidades de hasta 10 % superior son admisibles.

Fuente: (API 674, 2010, p.66)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Para la selección del valor de la velocidad de diseño en funcionamiento continuo, se ingresa con la longitud de carrera del pistón especificada en la ilustración 3-3, placa del fabricante y teniendo en cuenta que la bomba triplex es de simple acción, se obtuvo una velocidad de 310 rpm.

3.3.4.2. Diámetros de las tuberías

Los diámetros de las tuberías fueron obtenidos del diagrama de tuberías e instrumentación power oil Lago Agrio 23, proporcionado por Petroamazonas encargado de este sistema, se lo indica en la ilustración 4-3.

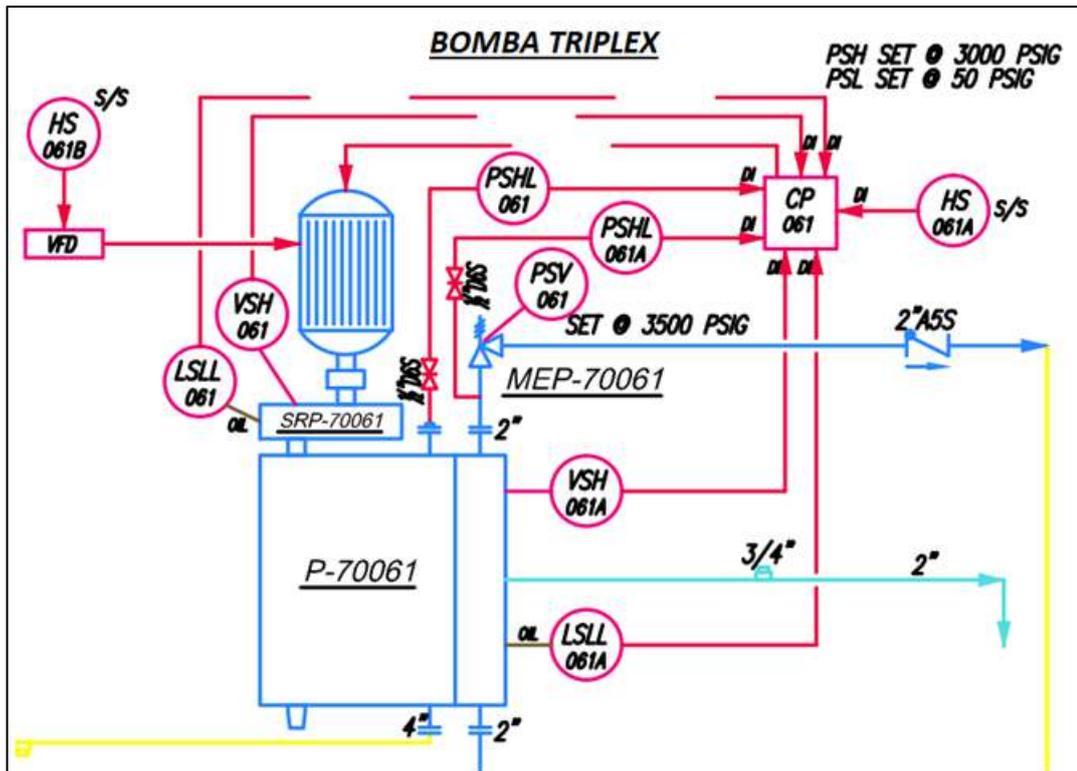


Ilustración 4-3: Diagrama de tubería e instrumentación power oil Lago Agrio 23.

Fuente: (Petroamazonas, 2017, p.1)

De este diagrama se obtuvieron los diámetros exactos de las tuberías tanto a la succión como a la descarga de la bomba.

- Succión:

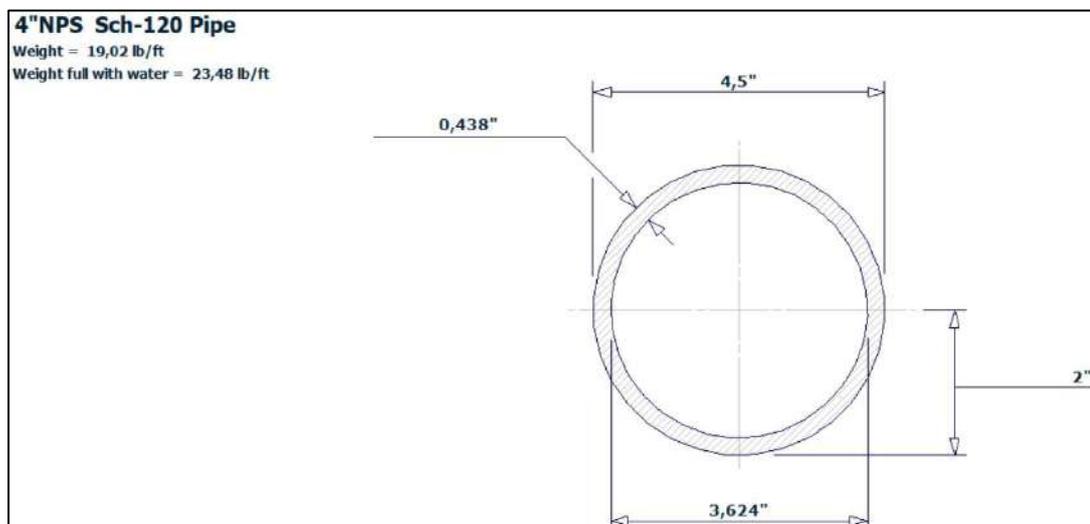


Ilustración 5-3: Diámetro de tubería a la succión.

Fuente: (Pipedata-pro, 2022, p.1)

El diámetro de tubería utilizado a la succión de la bomba es de 4" NPS con Sch-120.

- Descarga:

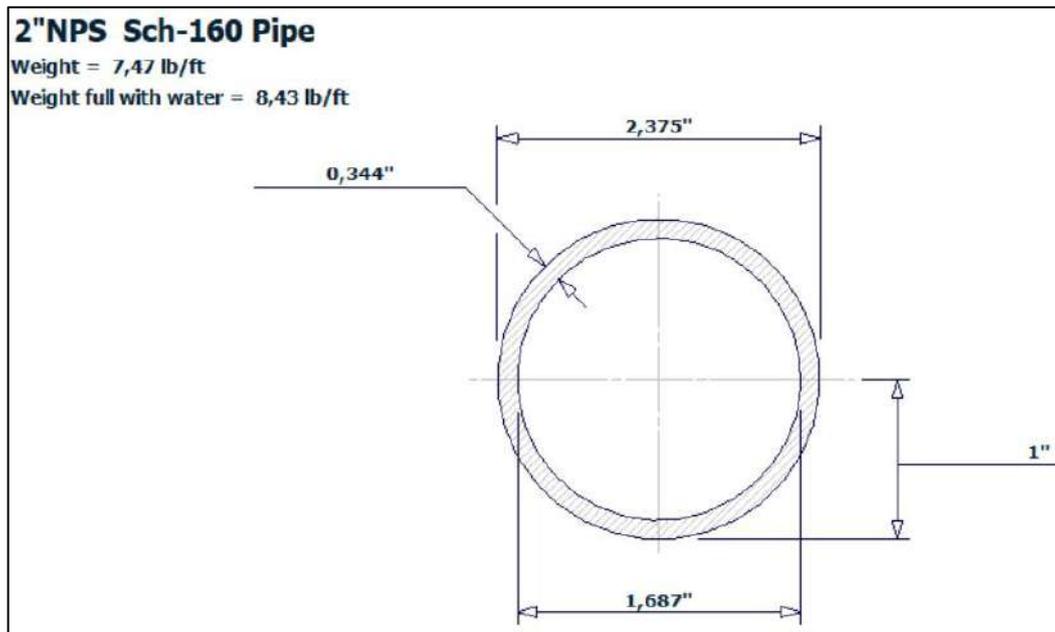


Ilustración 6-3: Diámetro de tubería a la succión.

Fuente: (Pipedata-pro, 2022, p.1)

El diámetro de tubería utilizado a la descarga de la bomba es de 2" NPS con Sch-80.

3.3.4.3. Presiones de funcionamiento

Las presiones a las cuales se encuentra funcionando la bomba tanto a la succión como a la descarga se las tomó directamente de los manómetros instalados en las tuberías respectivamente y son mostradas en la ilustración 7-3, a continuación.

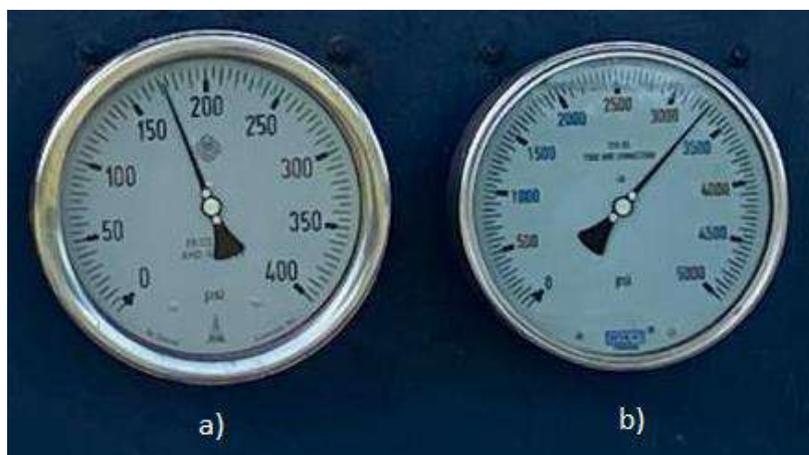


Ilustración 7-3: Presiones de operación a) Succión, b) Descarga.

Fuente: Moreno, Roberto, 2022.

La presión de succión bombeado desde la estación Lago central por bombas booster llega al sistema a 170 psig, mientras que la presión de descarga que es generada por la bomba triplex del pozo 23, sale a 3300 psig directamente al cabezal de distribución.

3.3.4.4. Diámetro del plunger

En este tipo de bombas reciprocantes, el caudal y la presión de funcionamiento tienen la relación con el diámetro del pistón, por lo que, mientras mayor sea el diámetro, mayor el caudal de bombeo y menor la presión, y si el diámetro del pistón es menor es todo lo contrario. Las bombas utilizadas en los sistemas power oil en los pozos de extracción de petróleo, por lo general, utilizan bombas quintuplex y triplex que llevan consigo un diámetro de plunger entre 1 in y 2 in. En la bomba triplex del sistema seleccionado funciona un plunger o pistón de 1 7/8" de diámetro.

3.3.4.5. Eficiencia de la bomba

Se calcula la eficiencia de la bomba reciprocante, que es afectada por varios factores al rendimiento del sistema, siendo los principales: las pérdidas hidráulicas, pérdidas volumétricas y pérdidas mecánicas.

$$\eta = \frac{h \cdot \gamma \cdot Q}{\text{Potencia teórica}} \quad (1.3)$$

Donde la potencia teórica se obtuvo de la tabla del fabricante de la bomba especificada en la ilustración 3-3.

$$Pot (teórica) = 165 \text{ KW}$$

La altura de bombeo incluida en la ecuación se obtuvo debido a que se conoce la presión de salida de la bomba, transformando los psi a metros de columna de agua (m.c.a). Donde; 1 psi es igual a 0.704 m.c.a.

$$3300 \text{ psi} * \frac{0.704 \text{ m.c.a}}{1 \text{ psi}} = 2323.2 \text{ m.c.a}$$

El peso específico, se lo encontró con la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned} \gamma &= \delta * g & (2.3) \\ \gamma &= 0.9037 * 0.98 \\ \gamma &= 0.8856 \end{aligned}$$

Se obtuvo una potencia de la bomba

$$\begin{aligned} Pot (bomba) &= (2323.2 \text{ m.c.a}) * (0.8856) * (68.13 \text{ GPM}) \\ Pot (bomba) &= 140.178 \text{ KW} \end{aligned}$$

Por lo tanto, de la ecuación 1.3:

$$\eta = \frac{140.178}{165}$$

$$\eta = 0.85$$

La bomba triplex del sistema en estudio está funcionando con una eficiencia de 85%

3.3.4.6. Caudal

Como lo explicado anteriormente y al tener un diámetro del plunger no muy grande tendremos un caudal relativamente bajo, el caudal se lo calcula con una eficiencia de 85% y a las 400 rpm máxima, indicada en la placa del fabricante de la bomba.

Utilizando la ecuación 1.2 se calcula la capacidad de la bomba:

$$PO \left[\frac{bbl}{stk} \right] = \frac{1.875^2 * 5}{4117.7} * 0.85$$

$$PO = 0.00406 \frac{bbl}{stk}$$

Para transformar las unidades a gal/stk se multiplicó por 42:

$$PO = 0.00363 * 42$$

$$PO = 0.1524 \frac{gal}{stk}$$

A partir de la fórmula 2.2, se calculó el caudal:

$$Q \left(\frac{bbl}{min} \right) = 0.1524 \frac{gal}{stk} * 400 \frac{stk}{min}$$

$$Q = 60.96 \frac{gal}{min}$$

Se utilizó este caudal, ya que, el que viene especificado en la placa del fabricante está calculado a 100% de eficiencia de la bomba.

3.3.4.7. Temperatura

La temperatura la cual se va a utilizar para realizar el procedimiento de dimensión de los atenuadores de pulsos será la del ambiente, con la condición de que esté en grados Fahrenheit. La temperatura promedio de la ciudad de Lago Agrio, donde se encuentra ubicado el pozo en estudio, es alrededor de 80 F.

3.4. Datos generales para dimensionamiento de los amortiguadores

Las condiciones de funcionamiento del sistema de bombeo tomado como referencia se detallan en la tabla 4-3. Estos datos serán necesarios para el dimensionamiento de los amortiguadores de pulsos, tanto a la succión como a la descarga de la bomba.

Tabla 3-3: Propiedades y características de funcionamiento del sistema.

Especificación	Valor	Unidades
Tipo de bomba	Triplex	
Velocidad de la bomba	310	rpm
Caudal de la bomba	60.96	GPM
Diámetro del plunger	1 7/8	In
Carrera del pistón	5	In
Presión de succión	170	Psi
Presión de descarga	3300	Psi
Diámetro de tubería en la succión	4	In
Diámetro de la tubería en la descarga	2	In
Temperatura ambiente	78	F

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

3.5. Dimensionamiento de los amortiguadores de pulsos.

Con las condiciones mostradas anteriormente en la tabla 4-3, se procedió a realizar el dimensionamiento de cada uno de los tres tipos de amortiguadores, mediante la implementación de una hoja de cálculo en Matlab para facilidad en la selección de las unidades.

Se trabajó con el catálogo de amortiguadores de pulsaciones de la empresa Coorstek, encargada de la distribución de estos, la cual proporcionó datos generales de sus unidades como lo son: precio, designación del amortiguador y ciertas dimensiones útiles.

La finalidad del dimensionamiento de los tres tipos de atenuadores de pulsos es para que el cliente directo de la empresa importadora de estos elementos “Petroinsupply” pueda presentar sus cotizaciones y diferentes beneficios de cada uno de ellos y de esta manera el comprador pueda elegir el que mejor convenga tanto en función como en ahorro económico.

3.5.1. *Presión de pulsaciones pico a pico*

Para el cálculo de la frecuencia de pulsación se utiliza la velocidad de la bomba máxima, es decir, la mostrada en la placa del fabricante 400 rpm. Utilizando la ecuación 18.2, se obtiene:

$$f = \frac{(rpm) * n}{60}$$
$$f = \frac{400 * 3}{60}$$
$$f = 20 \text{ Hertz}$$

Los niveles de las pulsaciones pico a pico del sistema no debieron de exceder el calculado por la ecuación 17.2, obteniendo el nivel de pulsación pico a pico permitido de cada componente.

Para succión:

$$P_{1s} = \frac{100}{(4 * 20)^{1/2}}$$
$$P_{1s} = 11.18 \text{ psi}$$

Para descarga:

$$P_{1d} = \frac{100}{(2 * 20)^{1/2}}$$
$$P_{1d} = 15.811 \text{ psig}$$

3.5.2. *Presión operativa máxima permitida*

Es el valor máximo especificado de presión manométrica de descarga o succión promedio, siendo la suma de la presión de operación, ya sea de entrada o salida de la bomba con la presión pico a pico calculada anteriormente, todo esto expresado en psig.

Succión:

$$P_m = P_s + P_{1s} \tag{3.3}$$
$$P_m = 170 \text{ psig} + 11.18 \text{ psig}$$
$$P_m = 181.18 \text{ psig}$$

El nivel de pulsación pico a pico máximo permitido de los componentes de frecuencia de pulsación individuales en la succión es 181.18 psig.

Descarga:

$$P_m = 3300 \text{ psig} + 15.811 \text{ psig}$$
$$P_m = 3315.811 \text{ psig}$$

El nivel de pulsación pico a pico máximo permitido de los componentes de frecuencia de pulsación individuales en la descarga es 3315.81 psig.

3.5.3. Presiones absolutas de trabajo

Las presiones utilizadas en el proceso de selección de los amortiguadores de pulsaciones deben ser transformadas de manométricas a absolutas, es decir se le suma la presión atmosférica.

$$P_{abs} = P + 14.7 \quad (4.3)$$

Succión:

$$P_{abs} = 170 + 14.7$$

$$P_{abs} = 184.7 \text{ psia}$$

Descarga:

$$P_{abs} = 3300 + 14.7$$

$$P_{abs} = 3314.7 \text{ psia}$$

3.6. Dimensionamiento del amortiguador PE

Se realizó el dimensionamiento y selección de los atenuadores de pulsos de tipo PE tanto a la succión como a la descarga respectivamente, para esto se necesitan las principales características del sistema y propiedades de funcionamiento de la bomba y mediante la hoja de cálculo obtener las unidades recomendadas.

Tabla 4-3: Características y propiedades del sistema a ingresar en la hoja de cálculo.

Especificación	Valor	Unidad
Tipo	Triplex	-
Numero de cilindros	3	-
Velocidad de bomba	310	Rpm
Eficiencia de bomba	85%	-
Diámetro de plunger	1 7/8	In
Carrera del pistón	5	In
Presión de succión (atmosférica)	184.7	psi
Diámetro de tubería de succión	4	In
Conexión de succión	Bridado	-
Presión de descarga (atmosférica)	3314.7	psi
Diámetro de tubería de descarga	2	In
Conexión de descarga	Bridado	-
Tipo de fluido	Petróleo	-
Temperatura ambiente	80	F

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Para la selección de las unidades de amortiguamiento de pulsos en el sistema de bombeo se utilizó una hoja de cálculo en el software Matlab que mediante el catálogo de la empresa distribuidora de estos elementos “COORSTEC”, se conoció las principales dimensiones y propiedades que debe tener cada atenuador. Se realizó un diagrama de flujo, mostrado en la figura 16-3, que explica el uso y los resultados obtenidos de esta hoja de cálculo.

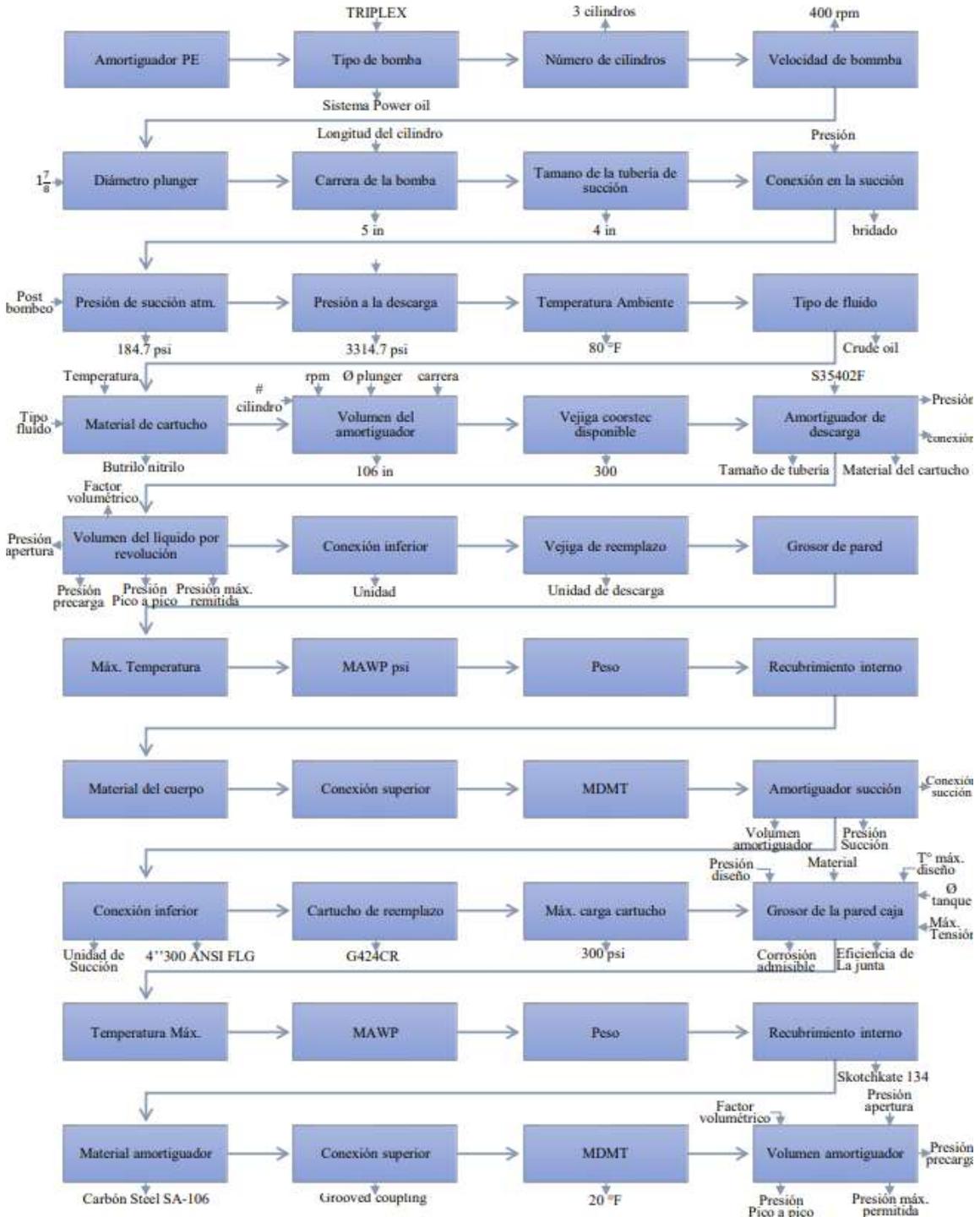


Ilustración 8-3: Diagrama de flujo para selección del amortiguador tipo PE.

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Para el diseño de los amortiguadores tipo PE, se tomó como referencia las consideraciones de la norma ASME VIII división 1 del 2019 que trata sobre el diseño y la construcción de recipientes a presión.

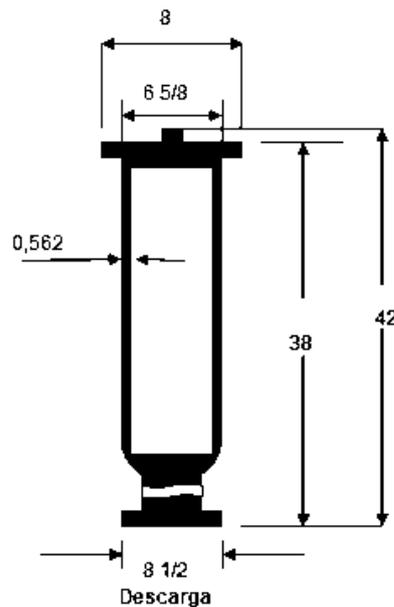


Ilustración 9-3: dimensiones del amortiguador de pulsos seleccionados en la descarga (tipo PE).

Realizado por: Moreno, R, 2022.

En la tabla 5-3, se indican las características del amortiguador de pulsos en la descarga de la bomba, necesarios para realizar el diseño y análisis de los elementos, estos datos fueron obtenidos de la hoja de cálculo.

Tabla 5-3: Características de diseño del amortiguador PE en la descarga.

Designación	Valor	Unidad
Unidad recomendada	S35402F	
Conexión inferior	2" 1500 ANSI FLG	in
Vejiga de reemplazo	A624CR	--
Carga del cartucho	2320	Psi
Temperatura de diseño	150	F
Presión de diseño	3540	Psi
Unidad de peso	240	Lbs
Recubrimiento Interno	Skotchkote 134	--
Material de la Caja	Carbon Steel SA-106-B	--
Conexión superior	ACME Thread	--
MDMT	-20	°F
Corrosión admisible	0.125	in
Volumen del amortiguador	2485,92	in^3

Realizado por: Moreno, R, 2022.

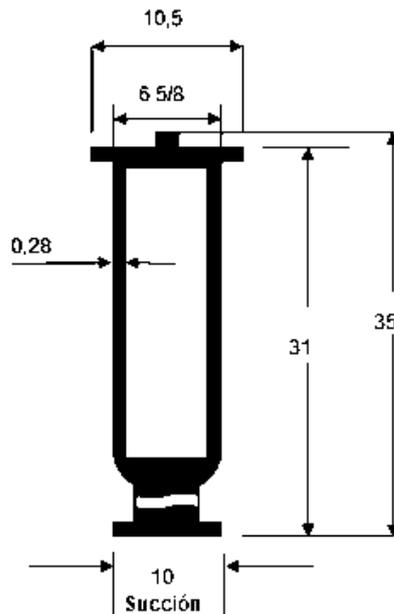


Ilustración 10-3: Dimensiones del amortiguador de pulsos
Seleccionados en la succión (tipo PE).

Realizado por: Moreno, R, 2022.

En la tabla 6-3, se indican las características del amortiguador de pulsos en la succión de la bomba, necesarios para realizar el diseño y análisis de la unidad recomendada.

Tabla 6-3: Características de diseño del amortiguador PE en la succión.

Designación	Valor	Unidad
Unidad recomendada	SG4504F	
Conexión inferior	4" 300 ANSI FLG	in
Vejiga de reemplazo	G424CR	--
Carga del cartucho	129	Psi
Temperatura de diseño	150	F
Presión de diseño	450	Psi
Unidad de peso	110	Lbs
Recubrimiento Interno	Skotchkote 134	--
Material de la Caja	Carbon Steel SA-106-B	--
Conexión superior	Grooved Coupling	--
MDMT	-20	°F
Corrosión admisible	0.125	in
Volumen del amortiguador	124,33	in ³

Realizado por: Moreno, R, 2022.

3.6.1. Propiedades del material

En la sección UG 4 de la norma ASME VII división 1, nombra las generalidades que debe cumplir el material, conociendo que los esfuerzos máximos en el diseño son definidos por los esfuerzos de fluencia, así como también por la resistencia a la tracción del material del tanque. En la tabla 7-3 se indica las propiedades de los materiales más comunes utilizados en el diseño de tanques a presión.

Tabla 7-3: Materiales de acero al carbono para tanques de presión

Lugar	Nombre del acero	Límite de fluencia		Resistencia a la tracción		Esfuerzo máximo admisible	
		ksi	MPa	ksi	MPa	ksi	MPa
Cuerpo	SA-516 G-70	38	260	70	485	20	138
Tapas	SA-516 G-70	38	260	70	485	20	138
Cuerpo	SA-285-C	30	205	55	380	15.7	108
Tapas	SA-285-C	30	205	55	380	15.7	108
Tubería	SA-106-B	35	240	60	415	17	118
Bridas	SA-105	36	250	70	485	20	138
Espárragos	SA-193-B7	105	724	125	862	25	172

Fuente: (Megyesy, 1973, p.65)

Realizado por: Moreno, R, 2022.

El material de construcción del cuerpo del amortiguador al ser el cuerpo una tubería es el SA-106 grado B, en la tabla 8-3 se indicó la composición de diseño material.

Tabla 8-3: Composición química de los materiales utilizados en el amortiguador tipo PE

Grado	C	Mn	P	S	Si	Cr	Cu	Ni	Mo	V
SA 106-B	<0.3	0.29-1.06	<0.035	<0.0305	>0.1	<0.4	<0.4	<0.4	<0.15	<0.08
SA 105	<0.25	0.6-.05	<0.35	<0.4	0.1-0.035	<0.3	<0.4	<0.4	<0.12	<0.08

Fuente: (OCTAL, 2018, p.2)

Las propiedades de este material dependiendo de la temperatura de diseño se encuentran descritas en la norma ASME sección II parte D del año 2019. (Para ver propiedades completas ver anexo C).

Tabla 9-3: Esfuerzo admisible del material SA-106 grado B a 150 F

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
6	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
7	14.6	14.6	14.6	...	14.6	14.6	14.6	14.6	14.6	13.3	11.1	9.2	7.4	5.0
8	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
9	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
10	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
11	14.6	14.6	14.6	...	14.6	14.6	14.6	14.6	14.6	13.3	11.1	9.2	7.4	5.0
12	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9

Fuente: (ASME Sección II parte D, 2019, p.82-95)

El esfuerzo máximo admisible del material es de 17100 psi.

3.6.2. Presión de diseño

Para obtener la presión de diseño se indica lo siguiente:

$$P = P_o + \text{Sobrepresión} + P_s \quad (5.3)$$

Donde para la sobrepresión se toma un valor de 30.5 psi

Para el cálculo de la presión hidrostática se utilizó una gravedad específica de 0.904, la altura del fluido es h es 9 in

$$P_s = S_G * g * h \quad (6.3)$$

Donde:

P_s : Presión hidrostática [psi]

S_G : Gravedad específica

g : Gravedad [in/s²]

H_{LL} : Altura del fluido [in]

Para encontrar la altura a la que el fluido se va a encontrar constante dentro de los amortiguadores, se utilizó la ecuación:

$$\delta V = \pi * r^2 * h \quad (7.3)$$

Por lo tanto:

$$h = \frac{\delta V}{\pi * r^2} \quad (8.3)$$

Donde:

δV ; Es el volumen que entra y sale del amortiguador en cada ciclo

Para obtener las presiones de operación necesarios del amortiguador se utilizó las ecuaciones 8.2 y 9.2, mostradas a continuación:

- Para el amortiguador de succión

$$P_1 = 3300 - \frac{5}{100} * (3300)$$

47

$$P_1 = 3135 \text{ psi}$$

$$P_2 = 3300 + \frac{5}{100} * (3300)$$

$$P_2 = 3465 \text{ psi}$$

Y el volumen inicial del amortiguador seleccionado es de 119.38 in^3

Entonces, para el cálculo del volumen diferencial (δV) del amortiguador se utilizó la ecuación 12.2:

$$\delta V = \frac{0.8 * 0.8 * (3465 - 3135) * 119.38}{3465}$$
$$\delta V = 7.27 \text{ in}^3$$

Por lo tanto, la altura del fluido fue:

$$h = \frac{7.27}{\pi * 3.3125^2}$$
$$h = 0.21 \text{ in}$$

Se calculó la presión hidrostática:

$$P_s = 0.904 * 32.2 * 0.21$$

$$P_s = 6.113 \text{ psi}$$

La presión de diseño es

$$P = 170 + 6.113 + 30.5$$

$$P = 206.613 \text{ psi}$$

- Para el amortiguador de descarga

P_2 Y el volumen inicial del amortiguador seleccionado es de 653.8 in^3

Entonces:

$$\delta V = \frac{0.8 * 0.8 * (3465 - 3135) * 653.8}{3465}$$
$$\delta V = 39.85 \text{ in}^3$$

Por lo tanto, la altura del fluido fue:

$$h = \frac{39.85}{\pi * 3.75^2}$$
$$h = 0.90 \text{ in}$$

Se calculó la presión hidrostática:

$$P_s = 0.904 * 32.2 * 0.9$$

$$P_s = 26.2 \text{ psi}$$

Se tiene una presión de diseño

$$P = 3300 + 26.2 + 30.5$$

$$P = 3356.7 \text{ psi}$$

3.6.3. Condiciones del material

La corrosión admisible del material en su interior es de 0.125 in y por otro lado la corrosión externa será de 0 al no estar expuesto a condiciones extremas.

3.6.4. Radiografía

Las eficiencias de las uniones (E), depende únicamente del tipo de junta y del examen de la junta, el valor fue seleccionado de la tabla 10-3.

Tabla 10-3: Radiografía de las juntas soldadas en el amortiguador tipo PE.

Unidad	Junta	Tipo
Succión	Junta longitudinal categoría A grado 1	Full RT (UW-11 (b) Tipo 1)
Descarga	Junta longitudinal categoría A grado 1	Full RT (UW-11 (a) Tipo 1)

Fuente: (ASME Section VIII, 2019, p.14)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Con los datos de radiografías de las juntas soldadas es posible obtener la eficiencia de las juntas soldadas que se muestran en la tabla 11-3, y en el anexo D se puede ver la tabla completa de la norma para dichos valores de las juntas.

Tabla 11-3: Eficiencia de las juntas soldadas.

Table UW-12 Maximum Allowable Joint Efficiencies for Welded Joints						
Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Extent of Radiographic or Ultrasonic Examination [Note (1), Note (2), Note (3)]		
				(a) Full [Note (4)]	(b) Spot [Note (5)]	(c) None
(1)	Butt joints as attained by double-welding or by other means that will obtain the same quality of deposited weld metal on the inside and outside weld surfaces to agree with the requirements of UW-35. Welds using metal backing strips that remain in place are excluded.	None	A, B, C, and D	1.00	0.85	0.70
(2)	Single-welded butt joint with backing strip other than those included under (1)	(a) None except as in (b) below (b) Circumferential butt joints with one plate offset; see UW-13(b)(4) and Figure UW-13.1, sketch (i)	A, B, C, and D A, B, and C	0.90 0.90	0.80 0.80	0.65 0.65
(3)	Single-welded butt joint without use of backing strip	Circumferential butt joints only, not over 7/8 in. (16 mm) thick and not over 24 in. (600 mm) outside diameter	A, B, and C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint	(a) Longitudinal joints not over 7/8 in. (10 mm) thick (b) Circumferential joints not over 7/8 in. (16 mm) thick	A B and C [Note (5)]	NA NA	NA NA	0.55 0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17	(a) Circumferential joints [Note (7)] for attachment of heads not over 24 in. (600 mm) outside diameter to shells not over 7/8 in. (13 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over 7/8 in. (16 mm) in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than 1 1/2 times the diameter of the hole for the plug.	D C	NA NA	NA NA	0.50 0.50
(6)	Single full fillet lap joints without plug welds	(a) For the attachment of heads convex to pressure to shells not over 7/8 in. (16 mm) required thickness, only with use of fillet weld on inside of shell; or (b) For attachment of heads having pressure on either side, to shells not over 24 in. (600 mm) inside diameter and not over 7/8 in. (6 mm) required thickness with fillet weld on outside of head flange only	A and B A and B	NA NA	NA NA	0.45 0.45
(7)	Corner joints, full penetration, partial penetration, and/or fillet welded	As limited by Figure UW-13.2 and Figure UW-16.1	C and D [Note (8)]	NA NA	NA NA	NA NA
(8)	Angle joints	Design per U-2(e) for Category B and C joints	B, C, and D	NA	NA	NA

Fuente: (ASME Section VIII, 2019, p.199)

De la tabla se obtuvo el valor de la eficiencia de juntas soldadas E, siendo estos valores tanto para el amortiguador a la succión y como para la unidad de descarga es igual a 1.

3.6.5. Diseño a presión interna

La presión interna del amortiguador de pulsos afecta directamente al espesor de la envolvente cilíndrica que conforma el cuerpo de dichos elementos, para encontrar esta dimensión se utilizó la sección UG 31, cuando tubos se utilizan con carcasas, y nos indica que se debe seguir los requerimientos del UG 27 del código ASME VIII división I. En la tabla 6-3 se mostró los datos para el diseño en las condiciones de presión interna para el atenuador a la succión y en la tabla 5-3 para la descarga.

3.6.5.1. Cuerpo del amortiguador

Se diseñó el cuerpo de los amortiguadores, tanto para la succión como para la descarga de la bomba.

- Amortiguador de pulsos a la succión

Una vez ingresado los datos requeridos y solicitados en la hoja de cálculo, el resultado será el tipo de amortiguador de pulsos que es necesario para las condiciones ingresadas.

Espesor de pared del cuerpo

La ecuación para el cálculo del espesor para el cuerpo del amortiguador fue tomada del ASME división 1 del 2019, del apéndice obligatorio 1 que son las fórmulas complementarias de diseño expresadas en términos de dimensiones exteriores.

Espesor requerido para junta longitudinal (Esfuerzo circunferencial), se utilizó la ecuación 20.2:

$$t = \frac{206.43 * 3.3125}{17100 + 0.4 * 206.43}$$
$$t = 0.04 \text{ in}$$

Al espesor encontrado se le debe sumar la corrosión admisible que es 0.125 in.

$$t_r = 0.04 + 0.125$$
$$t_r = 0.165 \text{ in}$$

El espesor mínimo requerido para la pared del amortiguador de succión es de 0.165 in. Con ayuda del software pipe data-pro se busca un espesor de mayor al requerido.

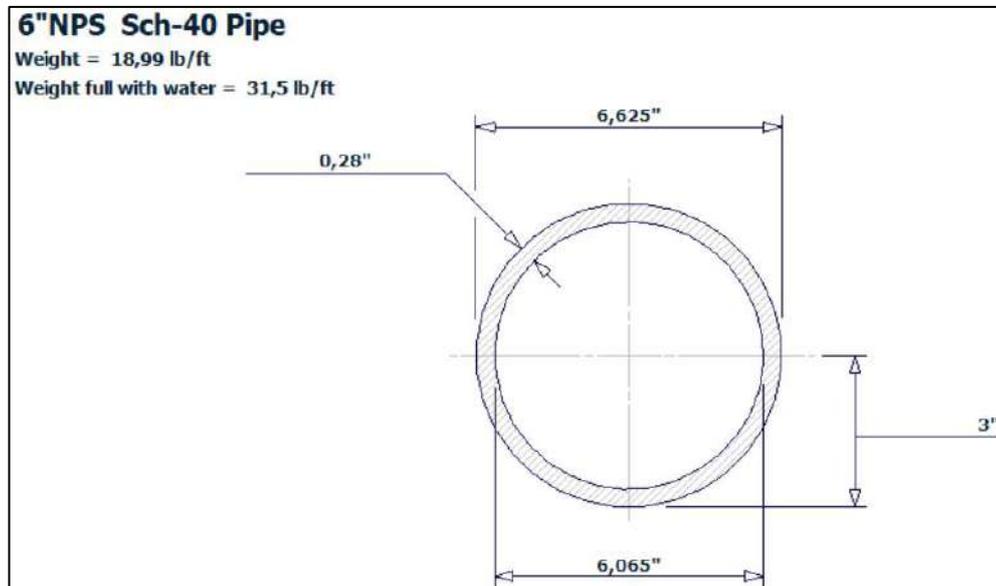


Ilustración 11-3: Espesor de pared del amortiguador PE a la succión (Dimensiones obtenidas en el software pipedata-pro)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Espesor nominal

$$t_n = 0.28 \text{ in}$$

Cálculo de tolerancias de fabricación de la plancha:

$$\text{menor}(6\% * (t_n); 0.018 \text{ in}) \quad (9.3)$$

$$\text{menor}(0.0168; 0.018 \text{ in})$$

$$\text{tolerancia de fabricación} = 0.0168 \text{ in}$$

Espesor nominal mínimo

$$t_{nm} = 0.28 - 0.0168$$

$$t_{nm} = 0.2632 \text{ in} \geq t_r = 0.165 \text{ in} \quad \text{cumple}$$

El espesor seleccionado y recomendado por el catálogo de coorstek es de 0.28 in el cual es mayor al calculado.

Máxima presión admisible de trabajo (MAWP)

Según el ASME VIII división I, 2019, en la sección de apéndice obligatorio 1, que indica las fórmulas suplementarias encontramos, la máxima presión admisible de trabajo (con sus siglas en inglés, MAWP), se calcula en estado corroído y temperatura de operación, mediante la siguiente ecuación:

Espesor nominal mínimo en condiciones de corrosión:

$$t = t_{nm} - c.a = 0.2632 \text{ in} - 0.125 \text{ in} = 0.1382 \text{ in}$$

Para SA 106-B a 150 F: $S = 17.1 \text{ ksi}$ (Ver Tabla 1A en Anexo C)

$$MAWP = \frac{SEt}{R-0.4t} \quad (10.3)$$

Donde:

MAWP: Presión máxima admisible de trabajo [psi]

S: Esfuerzo admisible máximo [psi]

E: Eficiencia de la junta

t: Espesor mínimo en condiciones corroídas [in]

R: Radio interno del tanque [in]

$$MAWP = \frac{17100 * 0.1382}{3.3125 - 0.4 * 0.1382}$$

$$MAWP = 725.53 \text{ psi} > P_i \text{ ok}$$

Máxima presión admisible (MAP)

Según (ASME, 2019), se calcula en condiciones nuevas y a temperatura ambiente, mediante la siguiente ecuación:

$$t = t_{nm} = 0.28 \text{ in}$$

Para SA 106-B a 80° F: $S = 17.1 \text{ ksi}$ (Ver Tabla 1A en Anexo C)

$$MAP = \frac{SEt}{R-0.4t} \quad (11.3)$$

Donde:

MAP: Presión máxima admisible [psi]

t: Espesor mínimo en condiciones nuevas [in]

$$MAP = \frac{17100 * 0.2632}{3.3125 - 0.4 * 0.2632}$$

$$MAP = 1403.3 \text{ psi}$$

Máxima elongación de la fibra

Tabla 12-3: Máxima elongación de la fibra (UG-79-1)

Table UG-79-1 Equations for Calculating Forming Strains	
Type of Part Being Formed	Forming Strain
Cylinders formed from plate	$\epsilon_f = \left(\frac{50t}{R_f} \right) \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$
For double curvature (e.g., heads)	$\epsilon_f = \left(\frac{75t}{R_f} \right) \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$
Tube and pipe bends	$\epsilon_f = \frac{100r}{R}$

GENERAL NOTE:
 ϵ_f = calculated forming strain or extreme fiber elongation
 R = nominal bending radius to centerline of pipe or tube
 R_f = final mean radius
 R_o = original mean radius, equal to infinity for a flat plate
 r = nominal outside radius of pipe or tube
 t = nominal thickness of the plate, pipe, or tube before forming

Fuente: (ASME VIII división I, 2019, p.19)

Como el cuerpo del amortiguador es una tubería se toma la tercera ecuación mostrada en la tabla 12-3.

$$\epsilon_f = \left(\frac{50t}{R_f} \right) \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right) \tag{12.3}$$

Donde:

ϵ_f , Deformación calculada

R_f , Radio final medio del cuerpo (in)

R_o , radio original medio, es igual a ∞

Obtenido de ASME sección VIII división 1 Sección UCS-79

$$Ef = \frac{50 * 0.152}{3.3125}$$

$$Ef = 2.29 \% < 5\% \text{ "OK"}$$

El porcentaje de alargamiento de fibra no excede el 5%, por lo que es adecuado

Cabeza plana

Cuando la tapa está unida ya sea por pernos o algún tipo de acoplamiento ranurado, estos causan un momento en el borde.

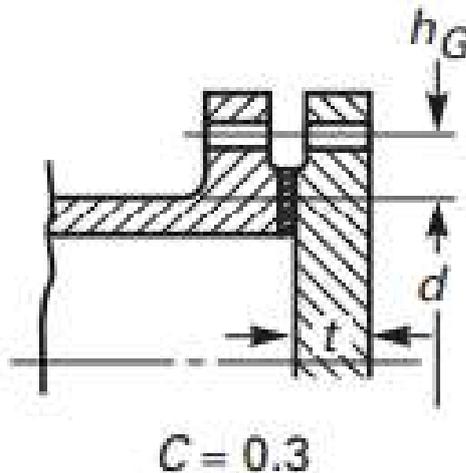


Ilustración 12-3: Cabeza plana de acoplamiento ranurado para amortiguador PE a la succión.

Fuente: (ASME VIII división I, 2019, p.41)

En este caso el espesor se debe calcular con la ecuación mostrada en el ASME VIII div I en la sección UG 34 (c). Se debe calcular el espesor t para las condiciones de funcionamiento.

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{SE} + \frac{1.9Wh_G}{SEd^3}} \quad (13.3)$$

Donde:

C , un factor que depende del método de fijación de la cabeza, las dimensiones de la carcasa y otros elementos.

h_G , brazo de momento de la empaquetadura, igual a la distancia radial desde la línea central de los pernos hasta la línea de reacción de la empaquetadura.

W , carga total del perno dada para cabezas circulares

d , diámetro, o tramo corto, medido como se indica en la Figura UG-34

El valor de P será la presión de diseño y los valores de S a temperatura de diseño, mientras que W se utilizó la fórmula 2-5 (e)(5) del ASME VIII.

$$W = W_{m1} \quad (14.3)$$

Donde:

$$W_{m1} = H + H_p \quad (15.3)$$

Para el valor de H , se tiene

$$H = 0.785 * G^2 * P \quad (16.3)$$

$$H = 0.785 * 6.345^2 * 206.43$$

$$H = 6523.87 \text{ lb}$$

Y para el valor de H_p

$$H_p = 2b * 3.14 * G * m * P \quad (17.3)$$

Tabla 13-3: Factores de empaquetadura m en tapa plana del amortiguador CT a la succión.

Table 2-5.1 Gasket Materials and Contact Facings Gasket Factors m for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress y				
Gasket Material	Gasket Factor m	Min. Design Seating Stress y , psi (MPa)	Sketches	Facing Sketch and Column in Table 2-5.2
Self-energizing types (O-rings, metallic, elastomer, other gasket types considered as self-sealing)	0	0 (0)
Elastomers without fabric or high percent of mineral fiber:				
Below 75A Shore Durometer	0.50	0 (0)		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5); Column II
75A or higher Shore Durometer	1.00	200 (1.4)		
Mineral fiber with suitable binder for operating conditions:				
$\frac{1}{8}$ in. (3.2 mm) thick	2.00	1,600 (11)		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5); Column II
$\frac{1}{16}$ in. (1.6 mm) thick	2.75	3,700 (26)		
$\frac{1}{32}$ in. (0.8 mm) thick	3.50	6,500 (45)		
Elastomers with cotton fabric insertion	1.25	400 (2.8)		(1a), (1b), (1c), (1d), (4), (5); Column II

Fuente: (ASME VIII división I, 2019, p.19)

$$H_p = 2 * 0.28 * 3.14 * 6.345 * 1 * 206.43$$

$$H_p = 2303.15 \text{ lb}$$

Entonces el valor de W_{m1} es

$$W_{m1} = 6523.87 + 2303.15$$

$$W_{m1} = 8827.03 \text{ lb}$$

Por lo tanto, utilizando la ecuación 13.3 el espesor de la tapa plana en condiciones de funcionamiento es:

$$t = 6.345 \sqrt{\frac{0.3 * 206.43}{17100 * 1} + \frac{1.9 * 8827.03 * 0.093}{17100 * 1 * 6.345^3}}$$

$$t = 0.487 \text{ in}$$

Incluyendo la corrosión admisible al espesor encontrado tenemos el espesor requerido:

$$t_r = t + ca$$

$$t_r = 0.487 + 0.125$$

$$t_r = 0.612 \text{ in}$$

Por lo tanto, el espesor nominal para la placa será de 0.75 in

tolerancias de fabricación de la plancha, a partir de la ecuación 9.3:

$$\text{menor}(6\% * (0.75 \text{ in}); 0.018 \text{ in})$$

$$\text{menor}(0.045; 0.018 \text{ in})$$

$$\text{tolerancia de fabricación} = 0.018 \text{ in}$$

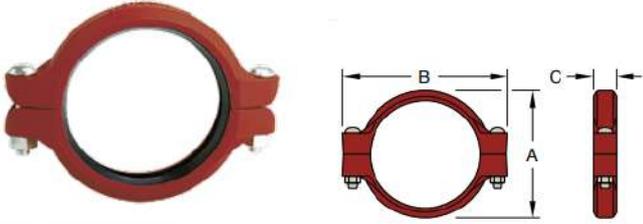
Entonces el espesor nominal mínimo de la cabeza plana debe ser.

$$t_{n-min} = 0.75 - 0.018$$

$$t_{n-min} = 0.732 \text{ in}$$

La conexión superior del amortiguador a succión al manejarse con presiones relativamente bajas cuenta con un acoplamiento ranurado que se selecciona a partir de diámetro nominal de la tubería que este caso sería el cuerpo del amortiguador.

Tabla 14-3: Dimensiones del acoplamiento ranurado en el amortiguador CT a la succión.



Número de pieza		Tamaño de tubería		Máx. † Presión bar psi	Máx. † Carga final N Libras	Máx. * † Hueco extremo mm Pulg.	Deflexión ‡		Dimensiones - mm Pulg.			Tamaño de pernos de acoplamiento (Cant. 2) mm Pulg.	Aprox. Peso Kg Libras
Grado "A" Junta EPDM	Grado "E" Junta Tri-Seal EPDM	Nominal mm Pulg.	D.E. mm Pulg.				Grados Por acopla- miento	mm/m Pulg./ Pies	A	B	C		
705MA0141*	705MT0141*	125 5	141,3 5,563	20,7 300	32,417 7,288	6,4 0,25	2° 35'	45,0 0,54	174,8 6,88	247,7 9,75	52,3 2,06	M16 x 83 5/8 x 3-1/4	3,0 6,6
705MA0159*	705MT0159*	150 159,0mm	159,0 6,200	20,7 300	40,939 9,204	6,4 0,25	2° 35'	45,0 0,54	175,0 6,89	248,0 9,76	52,0 2,05	M16 x 83 -	3,2 7,0
705MA0165*	705MT0165*	150 165,1mm	165,1 6,500	20,7 300	44,258 9,950	6,4 0,25	2° 12'	38,3 0,46	196,9 7,75	271,5 10,69	52,3 2,06	M16 x 83 -	3,2 7,0
705MA0168*	705MT0168*	150 6	168,3 6,625	20,7 300	45,975 10,336	6,4 0,25	2° 10'	37,8 0,45	201,7 7,94	271,5 10,69	52,3 2,06	M16 x 83 5/8 x 3-1/4	3,2 7,0
705MA0219*	705MT0219*	200 8	219,1 8,625	20,7 300	77,925 17,519	6,4 0,25	1° 40'	29,2 0,35	258,8 10,19	344,4 13,56	63,5 2,50	M20 x 121 3/4 x 4-3/4	5,4 11,8

Fuente: (Grinnell, 2015, p.16)

Sección cónica

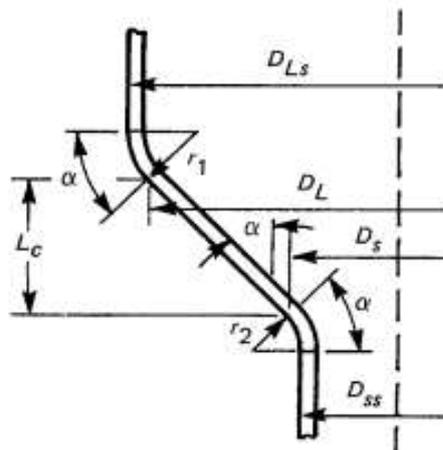


Ilustración 13-3: Sección cónica del amortiguador tipo PE a la succión.

Fuente: (ASME VIII división I, 2019, p.20)

Cuando α es igual o inferior a 60 grados y D/t es mayor o igual a 10 tenemos:

Se determina la longitud L_e de la sección cónica necesaria para la comprobación del espesor de la sección. Las dimensiones de la sección cónica se las puede observar en el anexo G.

$$L_e = \left(r_1 + r_2 \frac{D_{SS}}{D_{LS}} \right) \sin \alpha + \frac{L_C (D_L + D_S)}{2 D_{LS}} \quad (18.3)$$

$$L_e = \left(1.5 + 1.25 \frac{4.5}{6.625} \right) \sin 37.5 + \frac{0.7 (6.065 + 4.5)}{2 \cdot 6.625}$$

$$L_e = 1.988 \text{ in}$$

Entonces, se encuentran las relaciones

$$\frac{D_L}{t_e} = \frac{6.065}{0.28} = 21.66$$

$$\frac{L_e}{D_L} = \frac{1.98}{6.065} = 0.33$$

Se obtiene el valor de A de la figura G de la norma:

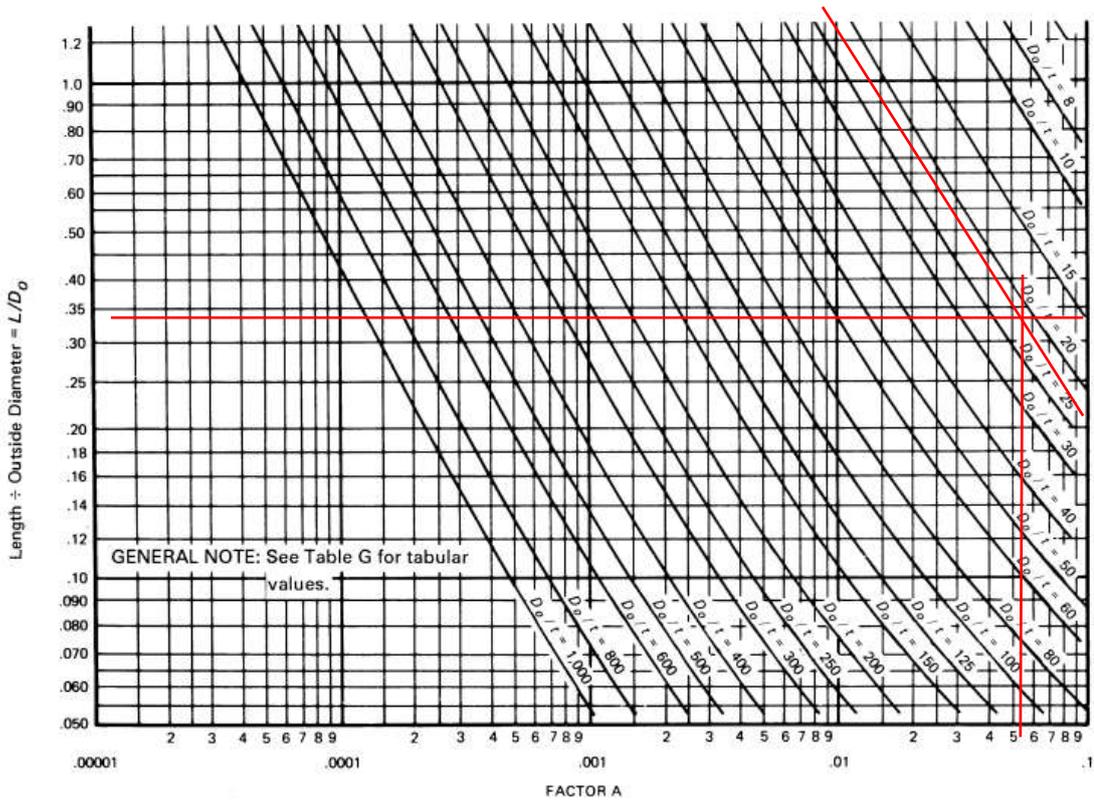


Ilustración 14-3: Cuadro geométrico para componentes bajo cargas interna del amortiguador PE a la succión.

Fuente: (ASME Sección II parte D, 2019, p.900)

Se obtiene que:

$$A=0,053$$

El módulo de elasticidad del material de bajo carbono mediante la temperatura de operación a 150 F, tenemos que es:

$$E = 29.031 \text{ ksi}$$

Una vez obtenido el valor de elasticidad del material ingresamos a la ilustración 15-3 e intersecamos con el valor de A:

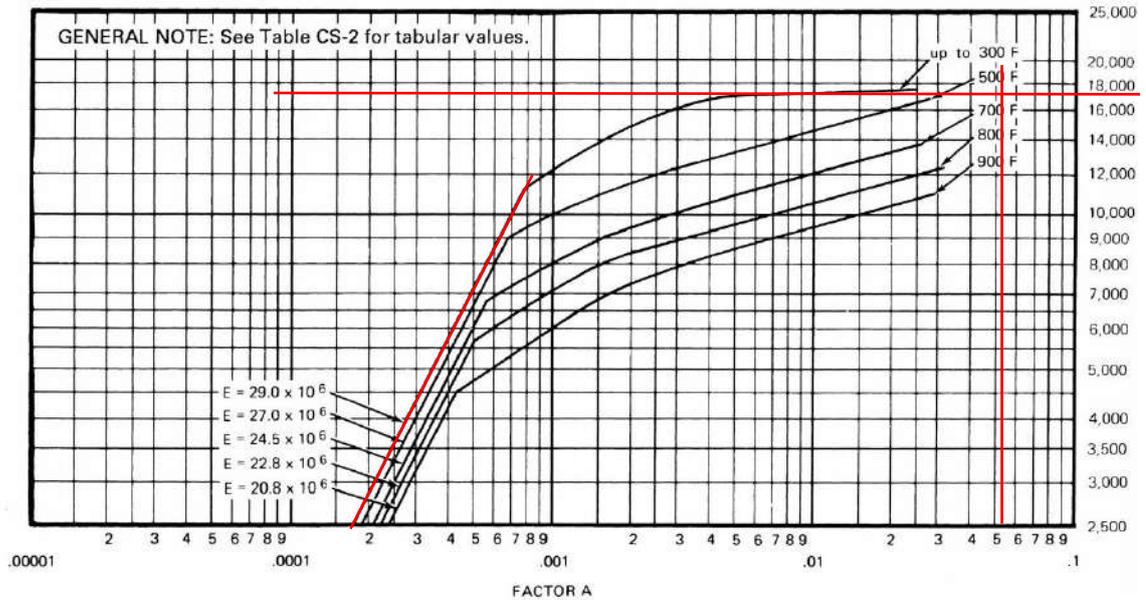


Ilustración 15-3: Factor B de los componentes bajo presión externa.

Fuente: (ASME Sección II parte D, 2019, p.902)

$$B = 17200$$

Se calcula entonces la presión admisible:

$$P_a = \frac{4B}{3 \cdot \frac{DL}{t_e}} \quad (19.3)$$

$$P_a = \frac{4 * 17200}{3 * 21.66}$$

$$P_a = 1058.78 \text{ psi} \gg P_i \text{ OK}$$

Se concluye que la sección cónica del recipiente soporta la presión de operación.

- Amortiguador de pulsos a la descarga

Espesor requerido para junta longitudinal (Esfuerzo circunferencial), utilizando la ecuación 20.2 es:

$$t_r = \frac{3356.7 * 3.3125}{17100 * 1 + 0.4 * 3356.7}$$

$$t_r = 0.6028 \text{ in}$$

Al espesor encontrado se le debe sumar la corrosión admisible que es 0.125 in.

$$t_r = 0.6028 + 0.125$$

$$t_r = 0.728 \text{ in}$$

El espesor mínimo requerido para la pared del amortiguador de descarga es de 0.808 in.
Se selecciona un espesor nominal de la tubería de 0.75 in por facilidades constructivas y de ensamblaje.

$$t_n = 0.75 \text{ in}$$

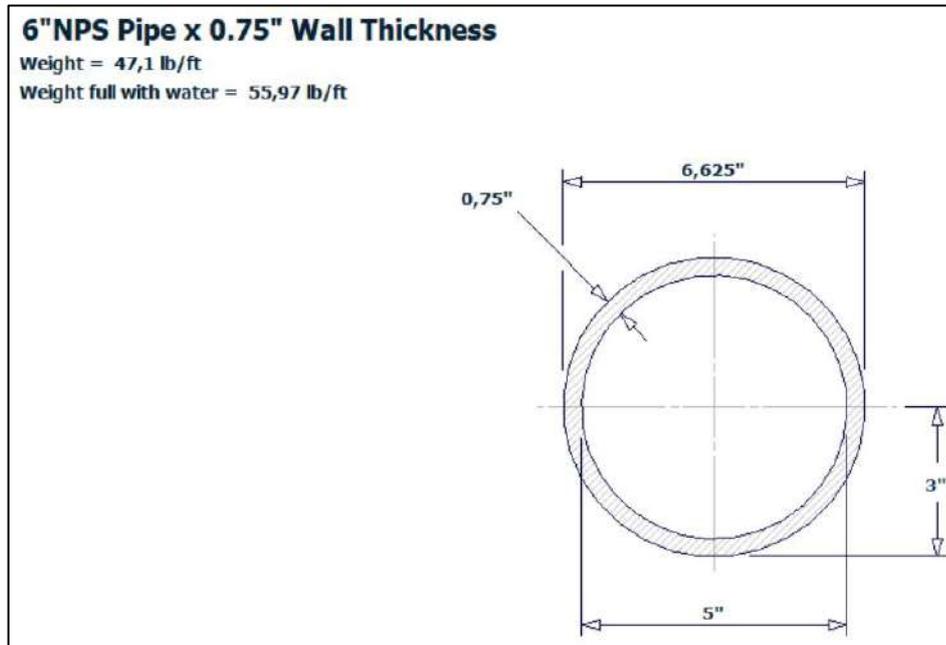


Ilustración 16-3: Espesor de pared del amortiguador de descarga (Dimensiones obtenidas en el software pipedata-pro)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Cálculo de tolerancias de fabricación de la plancha, se utilizó la ecuación 9.3:

$$\text{menor}(6\% * (0.75 \text{ in}); 0.018 \text{ in})$$

$$\text{menor}(0.045; 0.018 \text{ in})$$

$$\text{tolerancia de fabricación} = 0.018 \text{ in}$$

Espesor nominal mínimo

$$t_{nm} = 0.75 - 0.018$$

$$t_{nm} = 0.732 \geq t_r = 0.728 \quad \text{cumple}$$

El espesor seleccionado y recomendado por el catálogo de coorstek es de 1 in el cual es mayor al calculado.

Máxima presión admisible de trabajo (MAWP)

Espesor nominal mínimo en condiciones de corrosión:

$$t = t_{nm} - c.a = 0.732 \text{ in} - 0.125 = 0.607 \text{ in}$$

Para SA 106-B a 150°F: $S = 17.1 \text{ psi}$ (Ver Tabla 1A en Anexo 1)

Utilizando la ecuación 10.3 se encontró el MAWP:

$$MAWP = \frac{17100(1)(0.607)}{3.75 - 0.4 * (0.607)}$$
$$MAWP = 3381.34 \text{ psi} > P_i$$

Máxima presión admisible (MAP)

$$t = t_{nm} = 0.732 \text{ in}$$

Para SA 106-B a 80° F: $S = 17.1 \text{ ksi}$ (Ver Tabla 1A en Anexo 1)

Para obtener el valor del MAP se utilizó la ecuación 11.3:

$$MAP = \frac{17100 * 1 * 0.732}{3.3125 - 0.4 * 0.732}$$
$$MAP = 4145.18 \text{ psi}$$

Máxima elongación de la fibra

Con la ayuda de la ecuación 12.3 se encontró la elongación de la fibra:

$$Ef = \frac{50 * 0.604}{6.625}$$
$$Ef = 4.56 \% < 5\% \text{ "OK"}$$

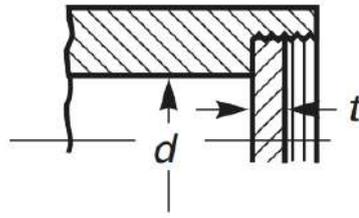
El porcentaje de alargamiento de fibra no excede el 5%, por lo que no requiere un tratamiento térmico posterior al formado

Cabeza plana

Cuando la tapa está unida a uno de los extremos del amortiguador mediante una rosca, en este caso el espesor se debe calcular con la ecuación mostrada en el ASME VIII div I en la sección UG 34 (c)(2) ecuación 1. Se debe calcular el espesor t para las condiciones de funcionamiento.

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{SE}} \quad (20.3)$$

El valor de C se lo obtuvo a partir de la tabla UG-34 del ASME, en donde indica algunos tipos aceptables de cabezas planas y cubiertas.



$$C = 0.75$$

Ilustración 17-3: Factor C y dimensión d en tapa plana del amortiguador CT a la descarga.

Fuente: (ASME VIII división I, 2019, p.41)

Entonces el espesor de la cabeza es:

$$t = 5.5 * \sqrt{\frac{0.75 * 3556.2}{17100 * 1}}$$

$$t = 2.172 \text{ in}$$

Incluyendo la corrosión admisible al espesor encontrado tenemos el espesor requerido:

$$t_r = t + ca$$

$$t_r = 2.172 + 0.125$$

$$t_r = 2.297 \text{ in}$$

Por lo tanto, el espesor nominal para la placa será de 2.5 in

Tolerancias de fabricación de la plancha:

$$\text{menor}(6\% * (2.5 \text{ in}); 0.018 \text{ in})$$

$$\text{menor}(0.15; 0.018 \text{ in})$$

$$\text{tolerancia de fabricación} = 0.018 \text{ in}$$

$$t_{n-min} = 2.5 - 0.018$$

$$t_{n-min} = 2.482 \text{ in}$$

EL espesor mínimo recomendado por la norma ASME en la tala UG-43 indica que para el tamaño de conexión de tubería de 4 a 6 in muestra el número de hilos que estarán comprometido directamente en la tapa que es de 10 y el espesor mínimo de la placa de 1.25 in.

Tabla 15-3: Número mínimo de roscas de tubería para conexiones NPS 4-6.

Table UG-43 Minimum Number of Pipe Threads for Connections		
Size of Pipe Connection, NPS (DN)	Threads Engaged	Min. Plate Thickness Required in. (mm)
1/2 and 3/4 (DN 15 and 20)	6	0.43 (11.0)
1, 1 1/4, and 1 1/2 (DN 25, 32, and 40)	7	0.61 (15)
2 (DN 50)	8	0.70 (18)
2 1/2 and 3 (DN 65 and 80)	8	1.0 (25)
4-6 (DN 100-150)	10	1.25 (32)
8 (DN 200)	12	1.5 (38)
10 (DN 250)	13	1.62 (41)
12 (DN 300)	14	1.75 (45)

Fuente: (ASME VIII división I, 2019, p.25)

Sección cónica

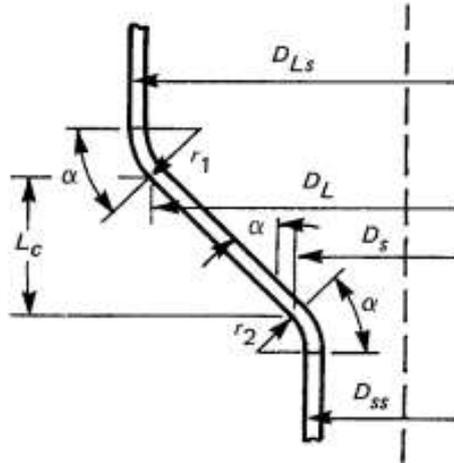


Ilustración 18-3: Sección cónica del amortiguador tipo PE a la descarga

Fuente: (ASME VIII división I, 2019, p.20)

Cuando α es igual o inferior a 60 grados y D/t es menor a 10 tenemos:

Se determina la longitud L_e de la sección cónica necesaria a partir de la ecuación 18.3, para la comprobación del espesor de la sección. Las dimensiones de la sección cónica se las obtuvo del anexo H.

$$L_e = \left(1.5 + 0.75 \frac{2.4}{6.625} \right) \sin 37.5 + \frac{1.6 (5.125 + 2.4)}{2 \cdot 6.625}$$

$$L_e = 1.987 \text{ in}$$

Entonces, se encuentran las relaciones

$$\frac{D_L}{t_e} = \frac{5.125}{0.75} = 6.83$$

$$\frac{L_e}{D_L} = \frac{1.987}{5.125} = 0.341$$

Se obtiene el valor de A de la figura G de la norma ASME II parte D:

Al ser el valor de A mayor a 0.1 se trabaja con este mismo valor, es decir:

$$A = 0.1$$

El módulo de elasticidad del material de bajo carbono mediante la temperatura de operación a 150 F, tenemos que es:

$$E = 29.031 \text{ ksi}$$

Una vez obtenido el valor de elasticidad del material ingresamos a la figura 15-3 e intersecamos con el valor de A:

$$B = 17400$$

En este caso presión admisible tiene dos ecuaciones:

$$P_{a1} = \left[\frac{2.167}{\frac{D_L}{t_e}} - 0.0833 \right] * B \quad (21.3)$$

$$P_{a1} = \left[\frac{2.167}{6.83} - 0.0833 \right] * 17400$$

$$P_{a1} = 4071.19 \text{ psi}$$

Y para el cálculo de Pa2, tenemos:

$$P_{a2} = \frac{2S}{D_L} \left[1 - \frac{1}{\frac{D_L}{t_e}} \right] \quad (22.3)$$

$$P_{a2} = \frac{2 * 35000 * 0.9}{6.83} \left[1 - \frac{1}{6.83} \right]$$

$$P_{a2} = 7873.5 \text{ psi}$$

Por lo tanto, la presión admisible de la parte cónica del amortiguador a la succión es la menor de las calculadas:

$$P_a = 4071.19 \text{ psi} > P_i \text{ OK}$$

Se concluye que la sección cónica del recipiente soporta la presión de operación.

3.6.6. Diseño a presión externa

3.6.6.1. Envolverte cilíndrica

En este apartado se usa la sección de requerimientos generales, específicamente la parte UG-28, donde se determina los espesores de placas y tubos desde la presión externa. En donde el literal (c) explica los pasos para los cálculos de placas cilíndricas y tubos. En la tabla 16-3 se mostró

los datos para el diseño en las condiciones de presión interna para el atenuador a la succión y en la tabla 17-3 para la descarga.

Tabla 16-3: Datos de diseño a presión externa para el amortiguador en la succión.

Denominación	Valor	Unidad
Presión externa (P)	15	Psi
Temperatura (T)	80	°F
Diámetro exterior (D)	6.625	in
Longitud del cilindro (L)	27.62	In
Juntas Soldadas	A tope 1	--
Radiografía	Full RT	--
Material	SA 106-B	--
Corrosión Admisible (ca)	0	in

Realizado por: Moreno, R, 2022.

Tabla 17-3: Datos de diseño a presión externa para el amortiguador en la descarga.

Denominación	Valor	Unidad
Presión externa (P)	15	Psi
Temperatura (T)	80	°F
Diámetro exterior (D)	7.5	in
Longitud del cilindro (L)	33.75	In
Juntas Soldadas	A tope 1	--
Radiografía	Full RT	--
Material	SA 106-B	--
Corrosión Admisible (ca)	0	in

Realizado por: Moreno, R, 2022.

- Amortiguador en la succión

Longitud total

Se debe determinar la longitud tangencial a partir de la altura del cabezal, pero como al ser una cabeza plana en el amortiguador de succión la altura total será la ya conocida de 27.62 in.

Espesor nominal

$$t = t_n - ca$$

$$t = 0.28 - 0.125 - 0,018$$

$$t = 0.137 \text{ in}$$

Se calcula el diámetro exterior:

$$D_o = D_i + 2t_n \tag{23.3}$$

$$D_o = 6.065 + 2(0.137)$$

$$D_o = 6.339 \text{ in}$$

Se obtienen las expresiones:

$$\frac{D_o}{t} = \frac{6.339}{0.137} = 46.27$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{27.62}{6.339} = 4.35$$

Se obtiene el valor de A de la figura G de la norma:

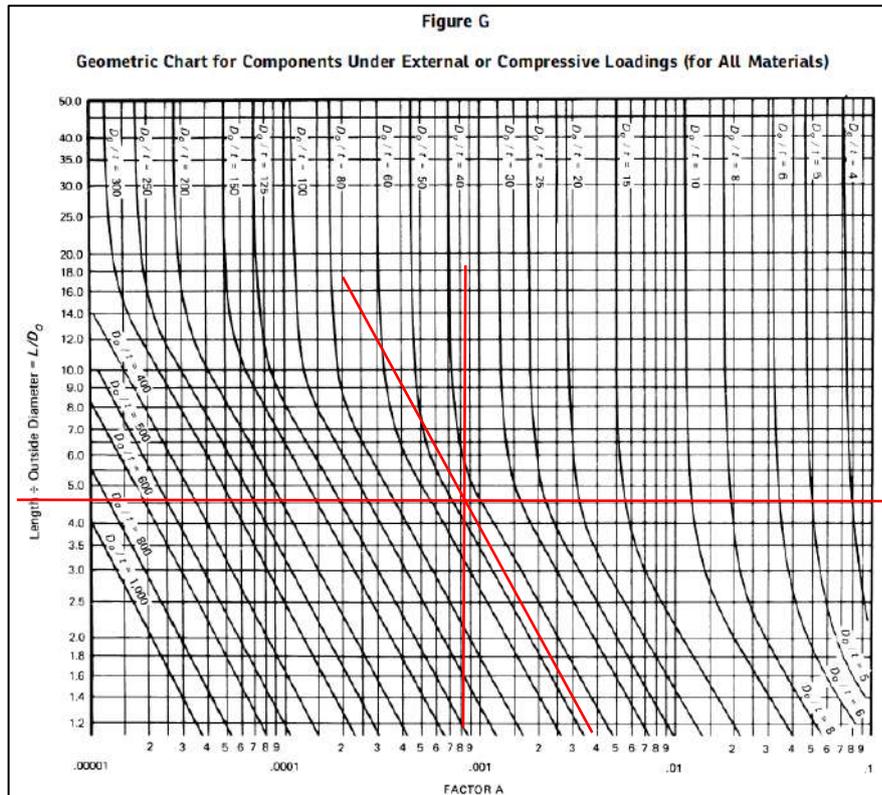


Ilustración 19-3: Cuadro geométrico para componentes bajo cargas externas para el amortiguador PE a la succión.

Fuente: (ASME Sección II parte D, 2019, p.900)

Se obtiene que:

$$A=0,00085$$

El valor del módulo de Young corresponde:

Tabla 18-3: Modulo de elasticidad para el material del amortiguador PE a la succión.

Table TM-1 Moduli of Elasticity E of Ferrous Materials for Given Temperatures																		
Materials	Modulus of Elasticity $E = \text{Value Given} \times 10^6$ psi, for Temperature, °F, of																	
	-325	-200	-100	70	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
Carbon steels with C \leq 0.30%	31.4	30.8	30.3	29.4	28.8	28.3	27.9	27.3	26.5	25.5	24.2	22.5	20.4	18.0
Carbon steels with C > 0.30%	31.2	30.6	30.1	29.2	28.6	28.1	27.7	27.1	26.4	25.3	24.0	22.3	20.2	17.9	15.4
Ductile cast iron	24.5	23.4	22.5	21.9	21.2	20.5	19.9	19.2
Material Group A [Note (1)]	31.1	30.5	30.0	29.0	28.5	28.0	27.6	27.0	26.3	25.3	23.9	22.2	20.1	17.8	15.3
Material Group B [Note (2)]	29.6	29.0	28.6	27.8	27.1	26.7	26.2	25.7	25.1	24.6	23.9	23.2	22.4	21.5	20.4	19.2	17.7	...
Material Group C [Note (3)]	31.6	30.9	30.5	29.6	29.0	28.5	28.0	27.4	26.9	26.2	25.6	24.8	23.9	23.0	21.8	20.5	18.9	...
Material Group D [Note (4)]	32.6	31.9	31.4	30.6	29.9	29.4	28.8	28.3	27.7	27.0	26.3	25.6	24.7	23.7	22.5	21.1	19.4	...
Material Group E [Note (5)]	33.0	32.4	31.9	31.0	30.3	29.7	29.2	28.6	28.1	27.5	26.9	26.2	25.4	24.4	23.3	22.0	20.5	...
Material Group F [Note (6)]	31.2	30.7	30.2	29.2	28.4	27.9	27.3	26.8	26.2	25.5	24.5	23.2	21.5	19.2	16.5
Material Group G [Note (7)]	30.3	29.7	29.2	28.3	27.5	27.0	26.4	25.9	25.3	24.8	24.1	23.5	22.8	22.0	21.2	20.3	19.2	18.1
Material Group H [Note (8)]	30.2	29.0	28.2	27.5	27.0	26.4	26.0	25.5	25.1
Material Group I [Note (9)]	27.8	27.1	26.6	25.8	25.1	24.6	24.1	23.6	23.1	22.6	22.1	21.6	21.1	20.6	20.1	19.6	19.1	18.6
Material Group J [Note (10)]	31.1	30.3	29.7	28.6	27.8	27.2	26.6	26.0	25.4	24.7	24.1	23.5	22.9
S13800 [Note (11)]	31.5	30.9	30.3	29.4	28.7	28.1	27.5	26.9	26.3	25.7	25.0	24.4
S15500 [Note (12)]	30.5	29.9	29.4	28.5	27.8	27.2	26.7	26.1	25.5	24.9	24.3	23.7
S45000 [Note (13)]	31.6	31.0	30.4	29.5	28.8	28.2	27.6	27.0	26.4	25.8	25.1	24.5
S17400 [Note (14)]	30.5	29.9	29.4	28.5	27.8	27.2	26.7	26.1	25.5	24.9	24.3	23.7
S17700 [Note (15)]	31.6	31.0	30.4	29.5	28.8	28.2	27.6	27.0	26.4	25.8	25.1	24.5
S66286 [Note (16)]	31.0	30.6	30.2	29.2	28.5	27.9	27.3	26.7	26.1	25.5	24.9	24.2

Fuente: (ASME Sección II parte D, 2019, p.891)

De la tabla se obtiene el módulo de elasticidad del material de bajo carbono mediante la temperatura de operación a 150 F, tenemos que es:

$$E = 29.031$$

Una vez obtenido el valor de elasticidad del material ingresamos a la figura 19-3 e intersecamos con el valor de A:

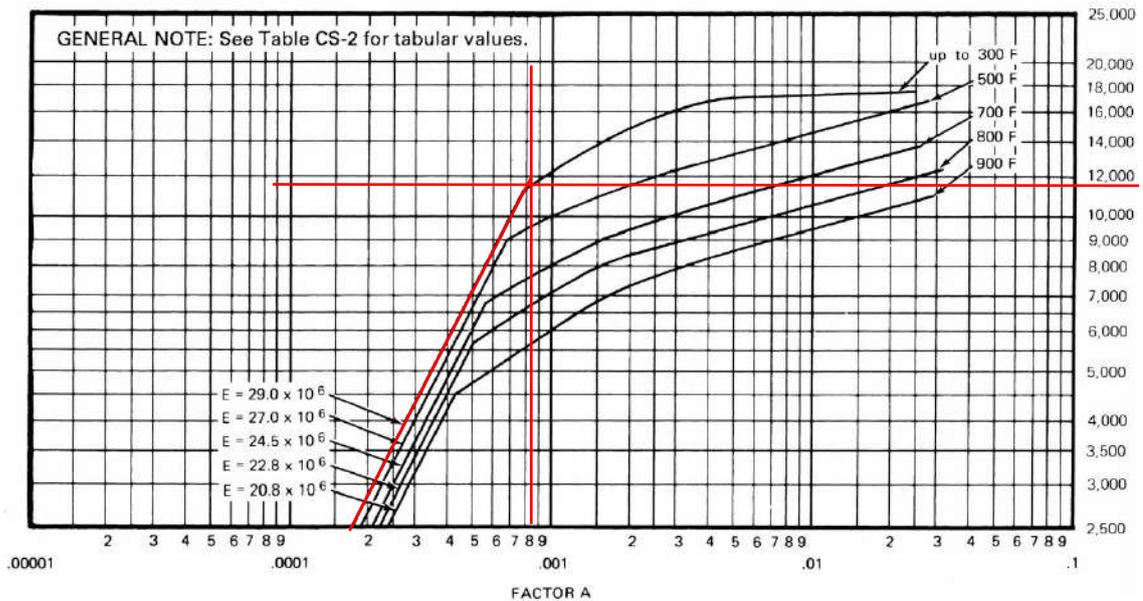


Ilustración 20-3: Factor B de los componentes bajo presión externa para el amortiguador PE a la succión.

Fuente: (ASME Sección II parte D, 2019, p. 902)

$$B = 11500$$

Se calcula entonces la presión admisible:

$$P_a = \frac{4B}{3 * \frac{D_o}{t}} \quad (24.3)$$

$$P_a = \frac{4 * 11500}{3 * 46.27}$$

$$P_a = 331.39 \text{ psi} \gg P_e \text{ OK}$$

Se concluye que la envolvente del recipiente soporta el vacío total.

Cabeza plana

De la misma manera se calcula el valor de presión externa admisible que pueden soportar la cabeza plana del amortiguador.

$$R_o = D_o = 6.625 \text{ in}$$

El espesor del cabezal en estado corroído es:

$$t = t_n - ca$$

$$t = 1 - 0.125 - 0,018$$

$$t = 0.857 \text{ in}$$

Se calcula el valor de A:

$$A = \frac{0,125}{(D_o/t)} \quad (25.3)$$

$$A = \frac{0,125}{\frac{6.625}{0.857}} = 0.01617$$

De la ilustración 20-3 se obtuvo el valor de B:

$$B = 17150$$

Se calcula entonces la presión admisible, utilizando la ecuación 24.3:

$$P_a = \frac{4 * 17150}{3 * \frac{6.625}{0.857}}$$

$$P_a = 2958 \text{ psi} \gg P_e \text{ OK}$$

Se concluye que la envolvente del recipiente soporta el vacío total.

- Amortiguador en la descarga

Longitud total

Se debe determinar la longitud tangencial a partir de la altura del cabezal, pero como al ser una cabeza plana en el amortiguador de succión la altura total será la ya conocida de 33.75 in.

Espesor nominal

$$t = t_n - ca$$
$$t = 0.75 - 0.125 - 0,018$$
$$t = 0.607 \text{ in}$$

Se calcula el diámetro exterior, con la ecuación 23.3:

$$D_o = 5.5 + 2(0.607)$$
$$D_o = 6.714 \text{ in}$$

Se obtienen las expresiones:

$$\frac{D_o}{t} = \frac{6.714}{0.607} = 11.06$$
$$\frac{L}{D_o} = \frac{33.75}{6.714} = 5.03$$

Se obtiene el valor de A, a partir de la ilustración 19-3, con los valores obtenidos anteriormente:

$$A=0,0065$$

El valor del módulo de Young es el mismo del amortiguador de succión, el cual tiene el mismo material a la misma temperatura de diseño:

$$E = 29.031$$

Una vez obtenido el valor de elasticidad del material ingresamos a la ilustración 20-3 e intersecamos con el valor de A

$$B = 9100$$

Se calcula entonces la presión admisible, con la ecuación 24.3:

$$P_a = \frac{4 * 9100}{3 * 11.06}$$
$$P_a = 1097.04 \text{ psi} \gg P_e \text{ OK}$$

Se concluye que la envolvente del recipiente soporta el vacío total.

Cabeza plana

De la misma manera se calcula el valor de presión externa admisible que pueden soportar la cabeza plana del amortiguador de descarga.

$$R_o = D_o = 7.5 \text{ in}$$

El espesor del cabezal en estado corroído es:

$$t = t_n - ca$$
$$t = 1 - 0.125 - 0,018$$
$$t = 0.857 \text{ in}$$

Se calcula el valor de A, utilizando la ecuación 25.3:

$$A = \frac{0,125}{\frac{7.5}{0.857}} = 0.0143$$

Se obtiene el valor de B, mediante la ilustración 20-3:

$$B = 17100$$

Se calcula entonces la presión admisible, con la ecuación 24.3:

$$P_a = \frac{4 * 17100}{3 * \frac{7.5}{0.857}}$$

$$P_a = 2612.8 \text{ psi} \gg P_e \text{ OK}$$

Se concluye que la envolvente del recipiente soporta el vacío total.

3.6.7. Verificación de espesores por tensiones

Los recipientes a presión diseñados con el ASME VIII división 1, deben cumplir con los requerimientos establecidos por la norma y enlistados a continuación:

- Esfuerzos por viento
- Esfuerzos por impacto
- Movimientos sísmicos
- Cargas por el peso propio y del contenido

3.6.7.1. Esfuerzos causados por el viento

Para las cargas de viento a las cuales estará sometido los recipientes la norma ASME VIII división 1 mediante la practica según Megyesy, (1973) los recipientes con relación espesor y diámetro relativamente pequeñas van a estar sometidos a esfuerzos por viento.

Se hace la consideración que los tanques sometidos a estas condiciones deben soportar 1 psi de carga de viento.

- Amortiguador a la succión

$$P_a \text{ cuerpo} = 331.4 \text{ psi}$$

$$P_{\text{ext cabezales}} = 2958 \text{ psi}$$

$$P_{\text{viento}} = 1 \text{ psi}$$

$$P_a \gg P_{\text{viento}} \text{ ok}$$

- Amortiguador a la descarga

$$P_a \text{ cuerpo} = 1097 \text{ psi}$$

$$P_{ext\ cabezales} = 2612\ psi$$

$$P_{viento} = 1\ psi$$

$$P_a \gg P_{viento}\ ok$$

Al cumplir con la condición propuesta por megyesy, podemos decir que ambos amortiguadores soportarán las cargas de viento.

3.6.7.2. Esfuerzos por impacto

Los esfuerzos por impacto netamente se realiza el estudio cuando los recipientes van a estar en constante movimiento, y al ser recipientes que van a estar instalados directamente en un sistema de bombeo fijo, pues se omite el estudio de impacto.

3.6.7.3. Esfuerzos debido a movimientos sísmicos

Según NEC, (2014) y como se lo indica en la ilustración 21-3, se debe tomar el factor Z para la ciudad de Lago Agrio, donde está ubicado el sistema en estudio.

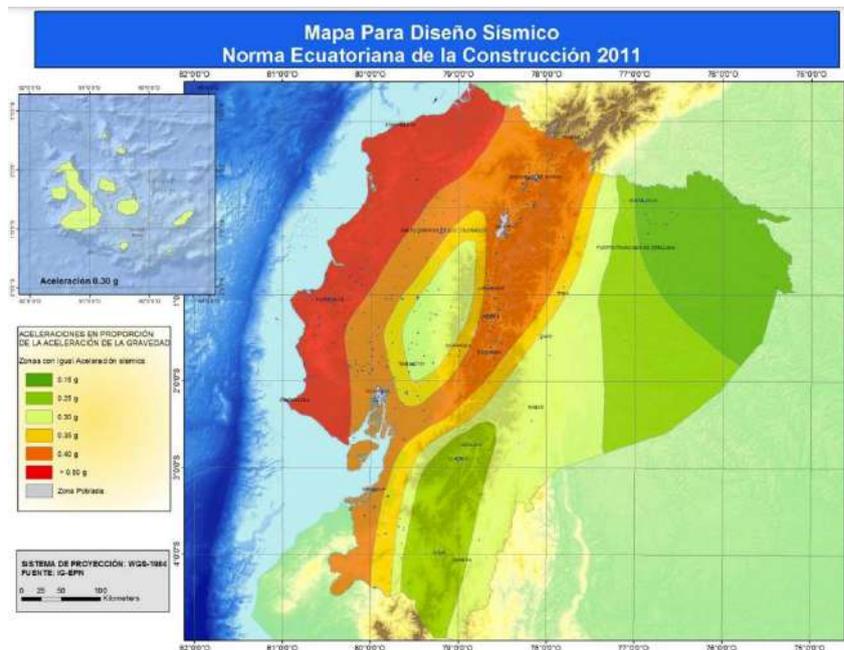


Ilustración 21-3: Zonas sísmicas del Ecuador

Fuente: (NEC, 2014, p.28-30)

El Ecuador es considerado como amenaza sísmica alta, a excepción y como se puede observar en la ilustración 21-3 el nororiente que es catalogado como amenaza sísmica intermedia.

Tabla 19-3: Valores del factor Z en función de la zona sísmica.

Zona sísmica	I	II	III	IV	V	VI
Factor Z	0.15	0.25	0.30	0.35	0.4	0.50
Caracterización del peligro sísmico	Intermedia	Alta	Alta	Alta	Alta	Muy alta

Fuente: (NEC, 2014, p.28)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

El valor del factor Z para la zona I es de 0.15 g que según la tabla 20-3 se considera como una zona sísmica intermedia.

Una vez conocido el factor Z que viene dado según la ubicación del sistema en estudio, se planteó que de acuerdo con las consideraciones de la norma NEC y sabiendo que los amortiguadores son estacionarios, se desprecian las cargas sísmicas.

3.6.7.4. Esfuerzos por el peso propio

Las tensiones producidas por el peso propio del tanque intervienen directamente a este tipo de esfuerzos, En este caso al ser los amortiguadores de manera vertical e instalados directamente a la línea de succión y descarga de la bomba, los esfuerzos serán aplicados a las bridas, la recomendación sería realizar un mecanismo en el cual exista una sujeción de estos elementos y de esta manera evitar movimientos bruscos o algún tipo de resonancia.

3.6.8. Cálculo del peso de los amortiguadores en vacío

3.6.8.1. Peso de los cabezales

- Cabezal del amortiguador a la succión

Primero se debió calcular el área de la tapa plana del amortiguador, se considera el diámetro interno del cuerpo que es de 6.065 in, el área se calcula como un cilindro.

$$A_{cabezal} = 1.5708 * Di^2 \quad (26.3)$$

Donde:

A: Área del cilindro en (in^2).

D: Diámetro interno en condiciones corroídas (in).

$$A_{cabezal} = 1.5708 * 154.051mm^2$$
$$A_{cabezal} = 37277.8 mm^2 = 57.78 in^2$$

Como se sabe en el otro extremo de los amortiguadores tipo PE se tiene una brida de conexión, el peso de este elemento se puede ver en la figura 27-3 la cual es:

$$P_{brida} = 25.69 \text{ lbs}$$

El peso teórico del material SA 106-B es de 0.285 lbs/in³. Por lo tanto, el peso del cabezal es:

$$P_{cabeza} = (A_{cabezal} * t) * P_{106-B} \quad (27.3)$$

$$P_{cabeza} = (57.78 \text{ in}^2 * 0.75 \text{ in}) * 0.285 \frac{\text{lbs}}{\text{in}^3}$$

$$P_{cabeza} = 12.35 \text{ lbs}$$

- Cabezal del amortiguador a la descarga

De igual manera se calculó el área de la tapa plana del amortiguador, se considera el diámetro interno del cuerpo que es de 5.5 in, el área se lo calcula con la ecuación 26.3.

$$A_{cabezal} = 1.5708 * 139.7^2$$

$$A_{cabezal} = 30655.87 \text{ mm}^2 = 47.52 \text{ in}^2$$

El otro extremo se tiene una brida de conexión, el peso de este elemento se puede ver en la ilustración 29-3 la cual es:

$$P_{brida} = 24.26 \text{ lbs}$$

El peso teórico del material SA 106-B es de 0.285 lbs/in³. Por lo tanto, el peso del cabezal es, utilizando la ecuación 27.3:

$$P_{cabeza} = (47.52 \text{ in}^2 * 2.5 \text{ in}) * 0.285 \frac{\text{lbs}}{\text{in}^3}$$

$$P_{cabeza} = 33.858 \text{ lbs}$$

3.6.8.2. Peso del cuerpo de los amortiguadores

- Amortiguador a la succión

Se empieza calculando el área cilíndrica del cuerpo

$$A = \pi * D * L_{cilindro} \quad (27.3)$$

Donde:

A, área del cilindro (in²)

D, diámetro interno en condiciones corroídas (in)

L, longitud del cilindro (in)

$$A = \pi * 6.375 \text{ in} * 27.62 \text{ in}$$

$$A = 553.16 \text{ in}^2$$

Una vez calculada el área se encuentra el peso del cilindro

$$P_{cil} = (A_{cil} * t) * P_{106-B} \quad (28.3)$$

Donde:

P_{cil} , Peso del cilindro (lbs).

A_{cil} , Área del cilindro (in^2).

$t_{cilindro}$: Espesor del cilindro (mm).

P 106-B, Peso teórico del acero $\frac{lbs}{in^3}$.

$$P_{cil} = 553.16 in^2 * 0.28in * 0.285 \frac{lbs}{in^3}$$

$$P_{cil} = 44.142 lbs$$

Entonces, ya conocido todos los pesos del amortiguador se calcula el peso total

$$P_{vacio} = P_{cil} + P_{cab} + P_{brida} \quad (29.3)$$

$$P_{vacio} = 44.142 + 12.35 + 25.69$$

$$P_{vacio} = 82.182 lbs$$

- Amortiguador a la descarga

Se calculó el área cilíndrica del cuerpo con la ecuación 27.3:

$$A = \pi * 5.25in * 33.75in$$

$$A = 556.65 in^2$$

Se encontró el peso del cilindro utilizando la ecuación 28.3:

$$P_{cil} = 556.65 in^2 * 1in * 0.285 \frac{lbs}{in^3}$$

$$P_{cil} = 158.64 lbs$$

Entonces con la ecuación 29.3, ya conocido todos los pesos del amortiguador se calcula el peso total

$$P_{vacio} = P_{cil} + P_{cab} + P_{brida}$$

$$P_{vacio} = 158.64 + 33.358 + 24.26$$

$$P_{vacio} = 216.26 lbs$$

3.6.9. *Peso de los amortiguadores lleno de agua*

- Amortiguador en la succión

Para calcular el peso del tanque lleno con agua se tomó la siguiente ecuación:

$$P_W = V_{Total} * \gamma \quad (30-3)$$

Donde:

P_w , peso del tanque con agua (lbs)

V_{total} , volumen del tanque in^3

γ , peso específico del agua lbs/in^3

Tabla 20-3: Datos para el peso del amortiguador PE a la succión.

Designación	Valor	Unidad
Peso específico	62.43	<i>lbs/ft³</i>
Volumen total del recipiente	0.0674	<i>ft³</i>

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Entonces se tiene:

$$P_W = 62.43 * 0.0674$$

$$P_W = 4.21 \text{ lbs}$$

Por lo tanto, se calculó el peso del amortiguador de succión lleno de agua

$$P_{final\ succión} = P_W + P_{vacío} \tag{31.3}$$

$$P_{final\ succión} = 4.21 + 82.18$$

$$P_{final\ succión} = 86.4 \text{ lbs}$$

- Amortiguador en la descarga

Tabla 21-3: Datos para el peso del amortiguador PE de descarga

Designación	Valor	Unidad
Peso específico	62.43	<i>lbs/ft³</i>
Volumen total del recipiente	0.3756	<i>ft³</i>

Realizado por: Moreno, Roberti, 2022.

Entonces a partir de la ecuación 30.3 se tiene:

$$P_W = 62.43 * 0.3756$$

$$P_W = 23.45 \text{ lbs}$$

Por lo tanto, se calculó el peso del amortiguador de succión lleno de agua con la ecuación 31.3:

$$P_{final\ succión} = 23.45 + 216.26$$

$$P_{final\ succión} = 239.7 \text{ lbs}$$

3.6.10. Orejas de izaje

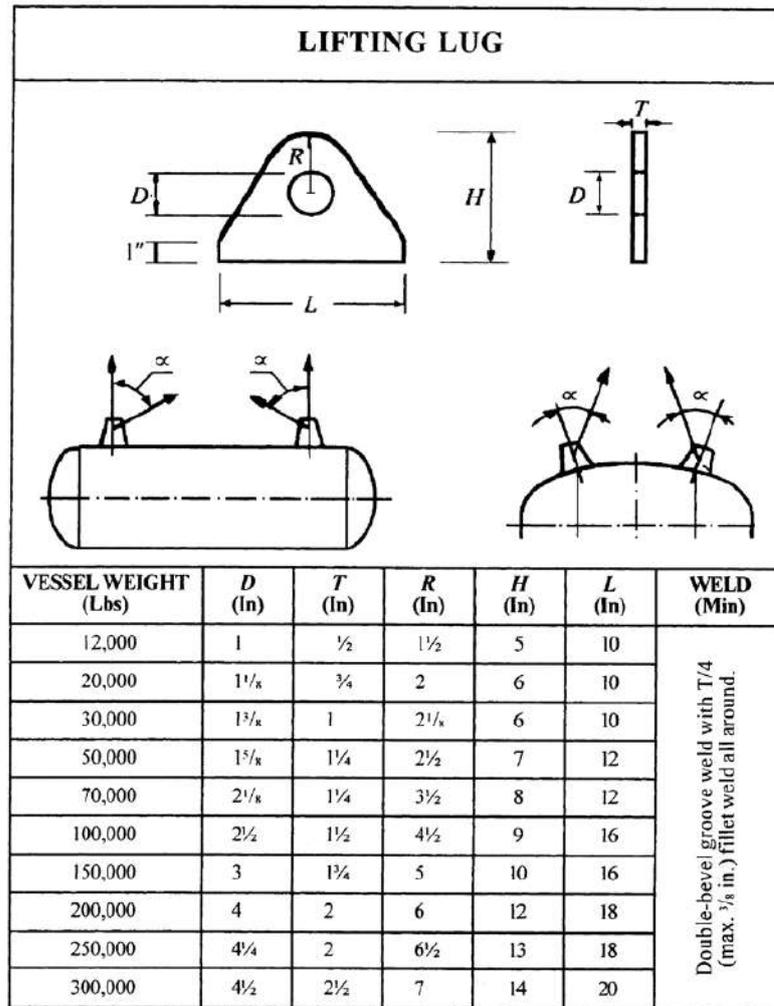


Ilustración 22-3: Medidas de las orejas de izaje

Fuente: (Megyesy, 1973, p.150)

3.6.10.1. Amortiguador a la succión

Para calcular el espesor de la placa de izaje se utiliza la formula siguiente

$$t_o = \frac{W}{SD} \tag{32.3}$$

Donde:

W, es el peso del amortiguador en vacío

S, Esfuerzo a tensión del material de la oreja

D, diámetro del agujero

$$t_o = \frac{82.182lbs * 32.2}{20000 * 1}$$

$$t_o = 0.132 in$$

Área de soldadura aplicada

Para la verificación de la soldadura se deben aplicar las siguientes ecuaciones y comparar sus resultados

$$A_s = 1,4142t_oL \quad (33.3)$$

$$A_s = 1,4142(0.132)(10)$$

$$A_s = 1.87 \text{ in}^2$$

$$A_r = \frac{W}{S} \quad (34.3)$$

$$A_r = \frac{82.18 * 32.2}{20000}$$

$$A_r = 0.13 \text{ in}^2$$

$$A_s > A_r \text{ OK}$$

3.6.10.2. Amortiguador a la descarga

Para calcular el espesor de la placa de izaje se utiliza la ecuación 32.3:

$$t_o = \frac{216.26 \text{ lbs} * 32.2}{20000 * 1}$$

$$t_o = 0.348 \text{ in}$$

Área de soldadura aplicada

Para la verificación de la soldadura se deben aplicar las ecuaciones 33.3 y 34.3. Comparar sus resultados

$$A_s = 1,4142(0.348)(10)$$

$$A_s = 4.9 \text{ in}^2$$

$$A_r = \frac{216.26 * 32.2}{20000}$$

$$A_r = 0.35 \text{ in}^2$$

$$A_s > A_r \text{ OK}$$

3.6.11. Diseño de aberturas y refuerzos

Para diseño de las aberturas se utilizará la sección UG 45 del ASME VIII división 1. Las aberturas serán seleccionadas de tubería sin costura estándar cuya especificación del material corresponde a SA-105. El esfuerzo admisible se obtiene del anexo C dependiendo del material a la temperatura de diseño.

3.6.11.1. *Brida del amortiguador de succión*

Tabla 22-3: Datos generales de la abertura del amortiguador PE a la succión

Designación	Valor	Unidad
Presión de diseño	456.113	Psi
Temperatura de diseño	150	F
Corrosión admisible	0.125	In

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

La brida para el amortiguador de succión obtenida de la hoja de cálculo se la muestra en la ilustración 23-3.

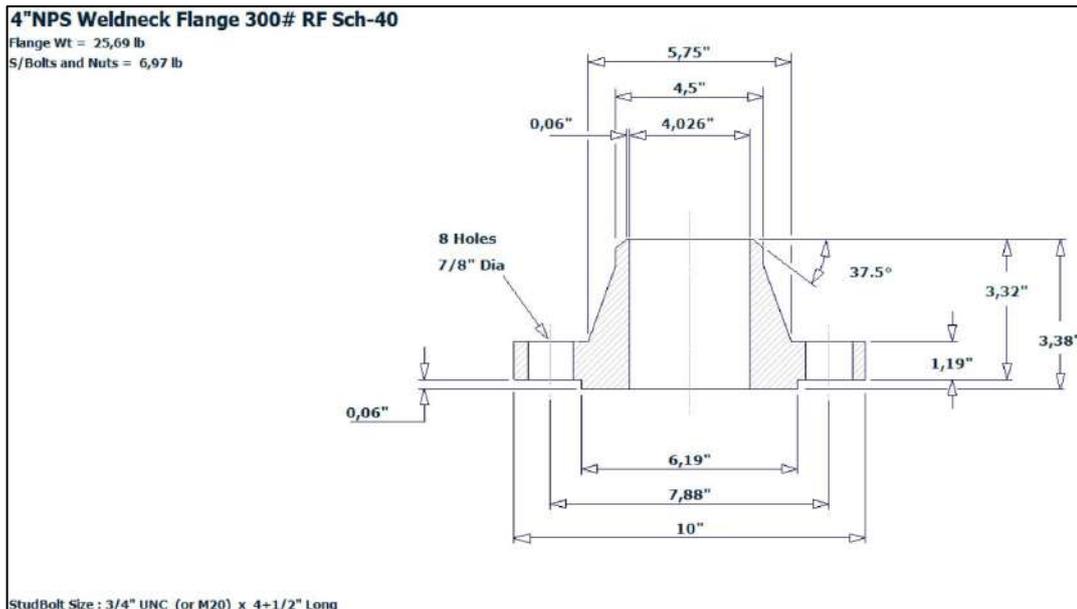


Ilustración 23-3: Brida 4" 300 ANSI FLG del amortiguador PE de succión (Dimensiones obtenidas en el software pipedata-pro).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

En el software pipe data se obtuvo las dimensiones específicas de la brida 4" 300 ANSI FLG que fue seleccionada para la succión del sistema de bombeo, al igual que recomienda 8 espárragos de 3/4" UNC x 4 1/2" de longitud para su fijación.

Espesor mínimo del cuello en la brida de succión

En la figura 16-3, se muestran las dimensiones de la brida utilizada en el amortiguador de succión y serán necesarias para el cálculo del espesor del cuello.

Cálculo de t_a

$$ta = \frac{PR}{SE-0,6P} + CA \quad (34.3)$$

Donde: E=1

$$ta = \frac{456.113 * 3.095}{17100 * 1 - 0,6 * (456.113)} + 0.125$$

$$ta = 0.209 \text{ in}$$

El radio del cabezal donde el cuello de la brida será conectado es de R=3.0325 in

Cálculo tb1

$$tb1 = \frac{PR}{SE-0,6P} + CA \quad (35.3)$$

$$tb1 = \frac{456.113 * 3.0325}{17100 * 1 - 0,6 * (456.113)} + 0.125$$

$$tb1 = 0.207 \text{ in}$$

Cálculo tb2

$$tb2 = \frac{PR}{SE-0,6P} \quad (36.3)$$

$$tb2 = \frac{(15)(3.0325)}{17100 * 1 - 0,6 * 15} + 0.125$$

$$tb2 = 0.128 \text{ in}$$

Cálculo tb3

Tabla 23-3: Espesor mínimo requerido para cuello de brida NPS 4.

Nominal Size	Minimum Wall Thickness [See UG-16(d)]	
	in.	mm
NPS 1/8 (DN 6)	0.060	1.51
NPS 1/4 (DN 8)	0.077	1.96
NPS 3/8 (DN 10)	0.080	2.02
NPS 1/2 (DN 15)	0.095	2.42
NPS 3/4 (DN 20)	0.099	2.51
NPS 1 (DN 25)	0.116	2.96
NPS 1 1/4 (DN 32)	0.123	3.12
NPS 1 1/2 (DN 40)	0.127	3.22
NPS 2 (DN 50)	0.135	3.42
NPS 2 1/2 (DN 65)	0.178	4.52
NPS 3 (DN 80)	0.189	4.80
NPS 3 1/2 (DN 90)	0.198	5.02
NPS 4 (DN 100)	0.207	5.27
NPS 5 (DN 125)	0.226	5.73
NPS 6 (DN 150)	0.245	6.22
NPS 8 (DN 200)	0.282	7.16
NPS 10 (DN 250)	0.319	8.11
≥ NPS 12 (DN 300)	0.328	8.34

GENERAL NOTE: For nozzles having a specified outside diameter not equal to the outside diameter of an equivalent standard NPS (DN) size, the NPS (DN) size chosen from the table shall be one having an equivalent outside diameter larger than the nozzle outside diameter.

Fuente: (ASME VIII división I, 2019, p.55)

$$\begin{aligned}
 tb3 &= 0.207 + 0.125 \\
 tb3 &= 0.32 \text{ in} \\
 tb &= \min (tb3; \max(tb1; tb2)) \\
 tb &= \min (0.32; 0.207) \\
 tb &= 0.207
 \end{aligned}
 \tag{35.3}$$

Cálculo de t

$$\begin{aligned}
 t_{UG-45} &= \max (t_a; t_b) \\
 t_{UG-45} &= \max (0.209; 0.207) \\
 t_{UG-45} &= 0.209 \text{ in}
 \end{aligned}
 \tag{36.3}$$

En este caso se selecciona un tubo de $t = 0.237 > t_{UG-45} = 0.209 \text{ in}$, cumpliendo con el espesor mínimo.

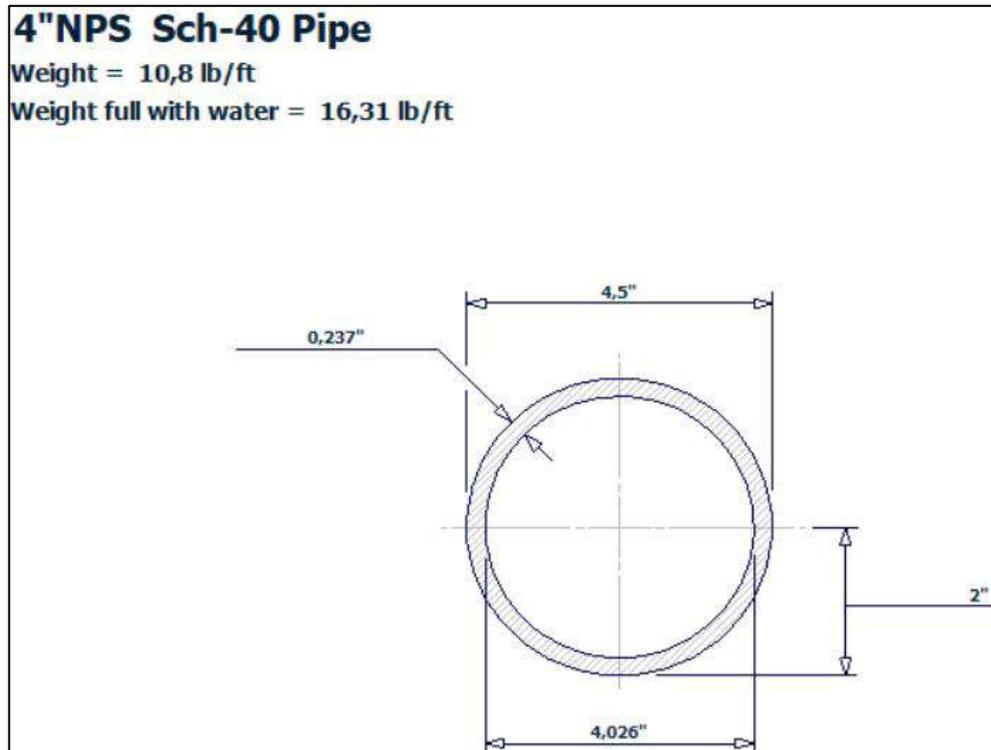


Ilustración 24-3: Tubería 4" NPS SCH 40 a la succión (las dimensiones fueron obtenidas del software pipedata-pro).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Al tener un espesor del cuello de la brida de 0.237 in, se realiza una comparación con la brida ya seleccionada, que al ser welding neck viene con el cuello unido, de esta manera se constata que el espesor es el correcto.

$$MAWP = \frac{SEt}{R+0.6t} \quad (37.3)$$

$$MAWP = \frac{17100 * 1 * 0.237}{3.095 + 0.6 * 0.237}$$

$$MAWP = 1251.91 > P_i \quad OK$$

De esta manera se realiza la comprobación de que la brida 4" 300 ANSI FLG resiste a la presión, ya que el MAWP es mayor a la presión de operación.

3.6.11.2. Brida del amortiguador de descarga

Se utiliza el mismo material y tolerancias de diseño que la brida en el amortiguador de succión.

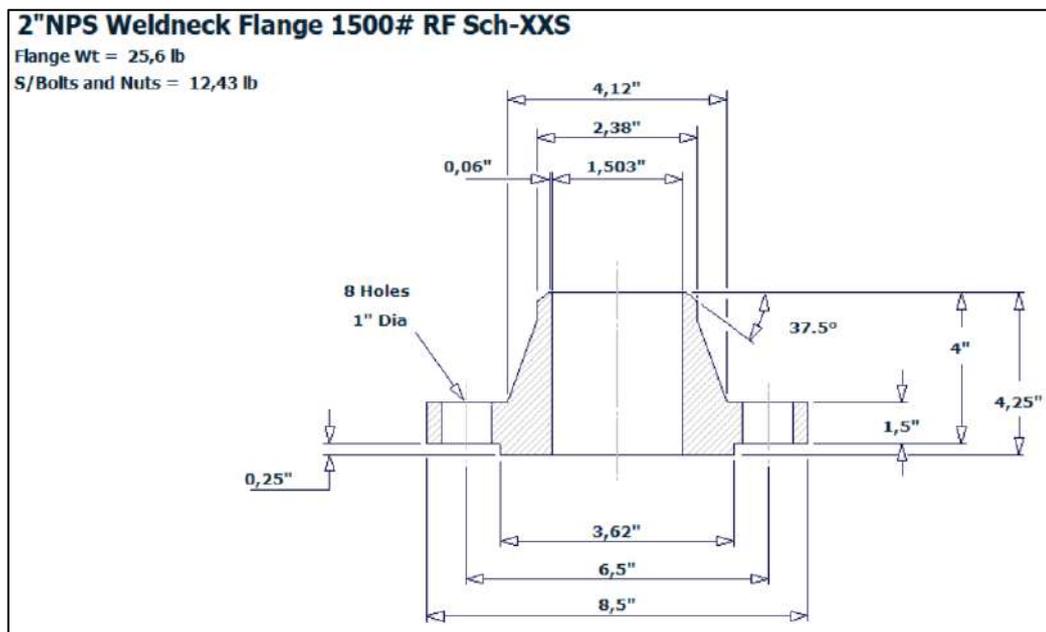


Ilustración 25-3: Brida 2" 1500 ANSI FLG del amortiguador de descarga (Dimensiones obtenidas en el software pipedata-pro).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Respecto a la selección del amortiguador a partir de la hoja de cálculo se buscó la brida en la base de datos del software pipe data pro. En la ilustración 25-3, se indican las dimensiones de la brida del amortiguador a la descarga del sistema, al igual que recomienda 8 espárragos de 7/8" UNC x 5 3/4" de longitud para su fijación.

Espesor mínimo del cuello en la brida de descarga

Tabla 24-3: Datos generales de la abertura del amortiguador PE a la descarga.

Propiedad	Valor	Unidad
Presión de diseño	3556.2	psi
Temperatura de diseño	150	F
Corrosión	0.125	in

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Como la temperatura de diseño es de 150 F y el material de la brida es SA 105 al igual que en la succión, tenemos un esfuerzo máximo admisible de 17100 psi.

En la ilustración 25-3, se muestran las dimensiones de la brida utilizada en el amortiguador de descarga y serán necesarias para el cálculo del espesor del cuello mediante la ecuación 34.3.

$$t_a = \frac{3556.2 * 1.81}{17100 * 1 - 0,6 * (3556.2)} + 0.125$$
$$t_a = 0.43 \text{ in}$$

El radio del cabezal donde el cuello de la brida será conectado es de R=3.0325 in, con la ecuación 35.3.

$$t_{b1} = \frac{3556.2 * 3.0325}{17100 * 1 - 0,6 * (3556.2)} + 0.125$$
$$t_{b1} = 0.845 \text{ in}$$

Cálculo t_{b2} a partir de la ecuación 36.3.

$$t_{b2} = \frac{(15)(3.0325)}{17100 * 1 - 0,6 * 15} + 0.125$$
$$t_{b2} = 0.128 \text{ in}$$

Cálculo tb_3

Tabla 25-3: Espesor mínimo requerido para
cuello de brida NPS 2.

Nominal Size	Minimum Wall Thickness [See UG-16(d)]	
	in.	mm
NPS $\frac{1}{8}$ (DN 6)	0.060	1.51
NPS $\frac{1}{4}$ (DN 8)	0.077	1.96
NPS $\frac{3}{8}$ (DN 10)	0.080	2.02
NPS $\frac{1}{2}$ (DN 15)	0.095	2.42
NPS $\frac{3}{4}$ (DN 20)	0.099	2.51
NPS 1 (DN 25)	0.116	2.96
NPS $1\frac{1}{4}$ (DN 32)	0.123	3.12
NPS $1\frac{1}{2}$ (DN 40)	0.127	3.22
NPS 2 (DN 50)	0.135	3.42
NPS $2\frac{1}{2}$ (DN 65)	0.178	4.52
NPS 3 (DN 80)	0.189	4.80
NPS $3\frac{1}{2}$ (DN 90)	0.198	5.02
NPS 4 (DN 100)	0.207	5.27
NPS 5 (DN 125)	0.226	5.73
NPS 6 (DN 150)	0.245	6.22
NPS 8 (DN 200)	0.282	7.16
NPS 10 (DN 250)	0.319	8.11
\geq NPS 12 (DN 300)	0.328	8.34

GENERAL NOTE: For nozzles having a specified outside diameter not equal to the outside diameter of an equivalent standard NPS (DN) size, the NPS (DN) size chosen from the table shall be one having an equivalent outside diameter larger than the nozzle outside diameter.

Fuente: (ASME VIII división I, 2019, p.55)

Por lo tanto, encontramos el valor de tb_3

$$tb_3 = 0.135 + 0.125$$

$$tb_3 = 0.26 \text{ in}$$

Mediante la ecuación 35.3 se obtiene:

$$tb = \min(0.26; 0.845)$$

$$tb = 0.26$$

Cálculo de t , a partir de la ecuación 36.3.

$$t_{UG-45} = \max(0.43; 0.26)$$

$$t_{UG-45} = 0.43 \text{ in}$$

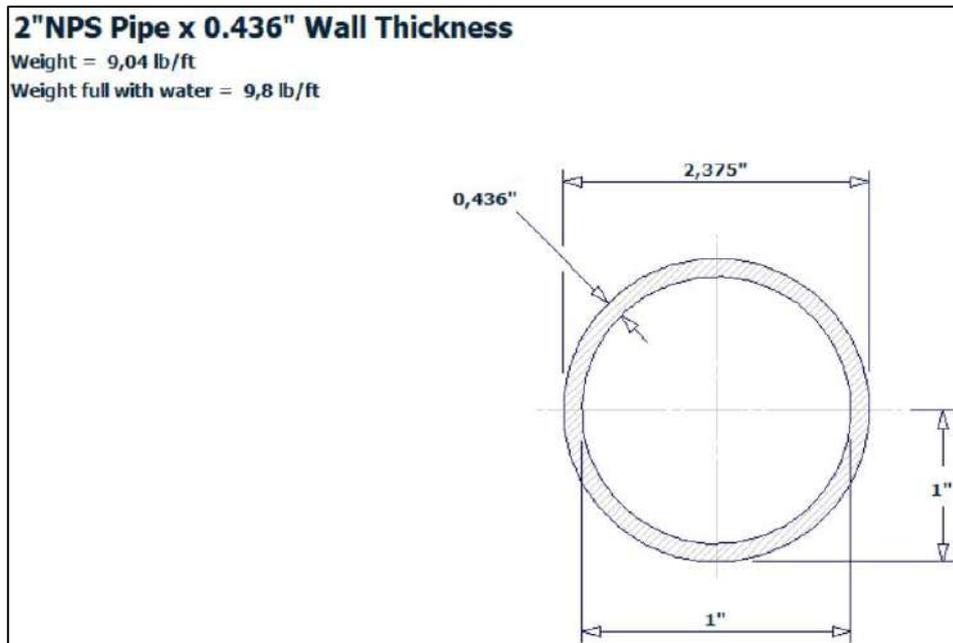


Ilustración 26-3: Tubería 2" NPS XXS (las dimensiones fueron obtenidas del software pipedata-pro).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

En este caso se selecciona un tubo de $t = 0.438 > t_{UG-45} = 0.43 \text{ in}$, cumpliendo con el espesor mínimo.

Al tener un espesor del cuello de la brida de 0.438 in, se realiza una comparación con la brida ya seleccionada, que al ser welding neck viene con el cuello unido, de esta manera se constata que el espesor es el correcto, se utilizó la ecuación 37.3.

$$MAWP = \frac{17100 * 1 * 0.438}{1.81 + 0.6 * 0.438}$$

$$MAWP = 3613.37 > P_i \quad OK$$

De esta manera se realiza la comprobación de que la brida 2" 1500 ANSI FLG resiste a la presión, ya que el MAWP es mayor a la presión de operación.

3.6.12. Recubrimiento interno de los amortiguadores tipo PE

El recubrimiento interno utilizado debido a las exigencias del fluido es el scotchkote 134, el cual es un recubrimiento epoxi termo endurecible diseñado principalmente para la protección contra la corrosión del metal. Las propiedades se las enlista en la tabla 26-3.

Tabla 26-3: Propiedades del recubrimiento interno scotchkote 134.

Propiedad	Valor	Unidad
Color	Verde bosque	--
Gravedad específica	1.151	--
Cobertura	127	$ft^2/lb/mil$ ($066 m^2/kg/mm$)
Densidad del fluido	33	lbs/ft^3 ($530 kg/m^3$)
Vida útil	8 a 18 meses	F
Promedio de gelificación	120	Segundos
Cobertura de borde	12% a 18%	--
Concentración mínima de explosivos	0.03	oz/ft^3 ($30.6 g/m^3$)
Temperatura de ignición	986	F

Fuente: (3M, 2016, p.2)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

3.6.13. Pruebas de impacto para los componentes

La temperatura mínima para el diseño según el material constructivo se describe en el ASME VIII división 1 en la sección UCS-66, y se debe encontrar estos valores tanto para el cuerpo, así como, para las cabezas.

3.6.13.1. Pruebas de impacto para el cuerpo de ambos amortiguadores

El material de ambos amortiguadores de pulsos tipo PE es el SA 106 grado B y tienen una temperatura mínima de diseño de -20 F.

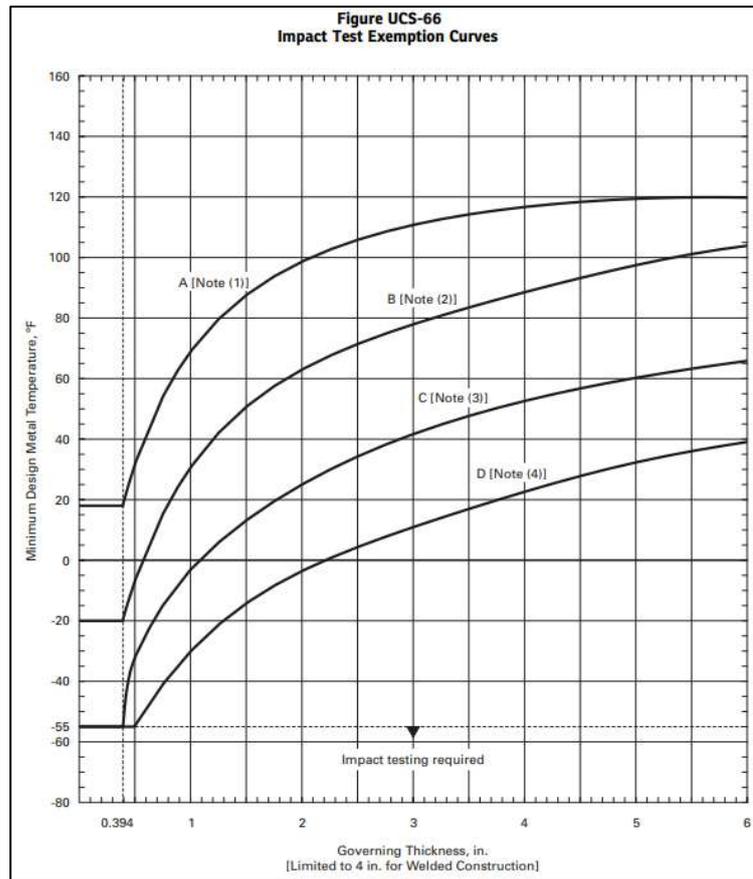


Ilustración 27-3: Curvas para pruebas de impacto.

Fuente: (Megyesy, 1973, p.65)

Al encontrarse el material en la nota 1 como lo indica la figura UCS-66 del ASME, esto debido a que el material no está definido en ninguna de las notas, por ende, se lo tomó dentro de la curva A. Intersecamos el espesor mínimo para el amortiguador de succión de 0.28 in y con un MDMT de -20 F, encontrándose debajo de la curva A.

De la misma forma para el amortiguador de descarga intersecamos el espesor mínimo de 1.094 in con el MDMT de -20 F, encontrándose bajo la curva A.

Al estar ambas intersecciones por debajo de la curva A se indica que el cuerpo de ambos amortiguadores necesita pruebas de impacto.

3.6.13.2. Prueba de impacto para las cabezas de ambos amortiguadores

Para las cabezas planas de ambos cilindros en la sección UCS 66 indica que para este tipo de elementos se debe dividir el espesor plano para 4 y se sigue el mismo proceso que el aplicado al cuerpo en donde se tiene el mismo material SA 106-B que se encuentra en la curva B y se define un espesor primeramente para el amortiguador de succión de 0.1875 in. Intersecando

dicho valor con el MDMT de -20 F, nos damos cuenta de que la intersección se encuentra bajo la curva A.

Para la tapa del amortiguador a la descarga se obtiene un espesor de 0.625 in con un MDMT de -20 F, intersecando estos valores se encuentran bajo la curva.

Al encontrarse ambas intersecciones bajo la curva A indica que es necesario realizar pruebas de impacto a ambos elementos.

3.6.13.3. Prueba de impacto para las gargantas

Para determinar si las gargantas de ambos amortiguadores requieren pruebas de impacto se define en primer lugar que estos dos elementos tienen un material SA 105.

Con un MDMT de -20 para ambas gargantas se debe intersecar en la figura 26-3 con el espesor mínimo. Para el amortiguador a succión el espesor mínimo de la brida es de 0.25 in, la intersección de estos valores se encuentran por debajo de la curva A.

Por otro lado, para el amortiguador a la descarga al intersecar el MDMT con el espesor mínimo de 0.5 in se encuentra por debajo de la curva objetivo A.

Como ambas intersecciones de estos elementos se encuentran en la parte inferior de la curva se requiere pruebas de impacto.

3.6.14. Soldadura recomendada

El tipo de electrodo para la soldadura en recipientes a presión son los electrodos E6010 y el E7018, la designación se la indica a continuación:

Tabla 27-3: Designación de electrodos utilizados en soldadura.

Tipo de electrodo		Designación
E	E	Tipo de soldadura
6	7	Resistencia última del material (ksi)
0	0	
1	1	Posición del soldador
0	8	Parámetros (escoria, penetración)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Al unir dos aceros mediante soldadura se debe considerar si el electrodo utilizado es compatible con los materiales a soldar, de esta manera se hace utilidad del diagrama de schaeffler.

La norma nos indica que todos los recipientes a presión después de realizar las soldaduras deben recibir un tratamiento térmico. Las bridas por lo general son tratadas térmicamente después de su forjado o mecanizado, pero la norma refiere que después de la soldadura deberá recibir un tratamiento térmico.

3.7. Dimensionamiento del amortiguador ZM (cero mantenimientos)

Se realizó el dimensionamiento y selección de los atenuadores de pulsos de tipo ZM, solamente para la descarga del sistema, de igual manera se necesitan las principales características y propiedades en el funcionamiento de la bomba, las cuales, se utilizan para obtener las unidades recomendadas.

Tabla 28-3: Características y propiedades del sistema de bombeo para el amortiguador ZM.

Especificación	Valor	Unidad
Configuración de tubería	180	Grados
Tipo	Triplex	
Numero de cilindros	3	
Velocidad de bomba	310	Rpm
Eficiencia de bomba	85%	
Diámetro de plunger	1 7/8	in
Carrera del pistón	5	in
Conexión de succión	Bridado	
Presión de descarga (atmosférica)	3314.7	psi
Diámetro de tubería de descarga	2	in
Conexión de descarga	Bridado	
Tipo de fluido	Petróleo	

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Para la selección de las unidades de amortiguamiento de pulsos en el sistema de bombeo se utilizó una hoja de cálculo en el software libre Excel que mediante el catálogo de la empresa distribuidora de estos elementos “COORSTEK”, se conoció las principales dimensiones y propiedades que debe tener el atenuador. Se realizó un diagrama de flujo, mostrado en la figura 28-3, que explica el uso y los resultados obtenidos de esta hoja de cálculo.

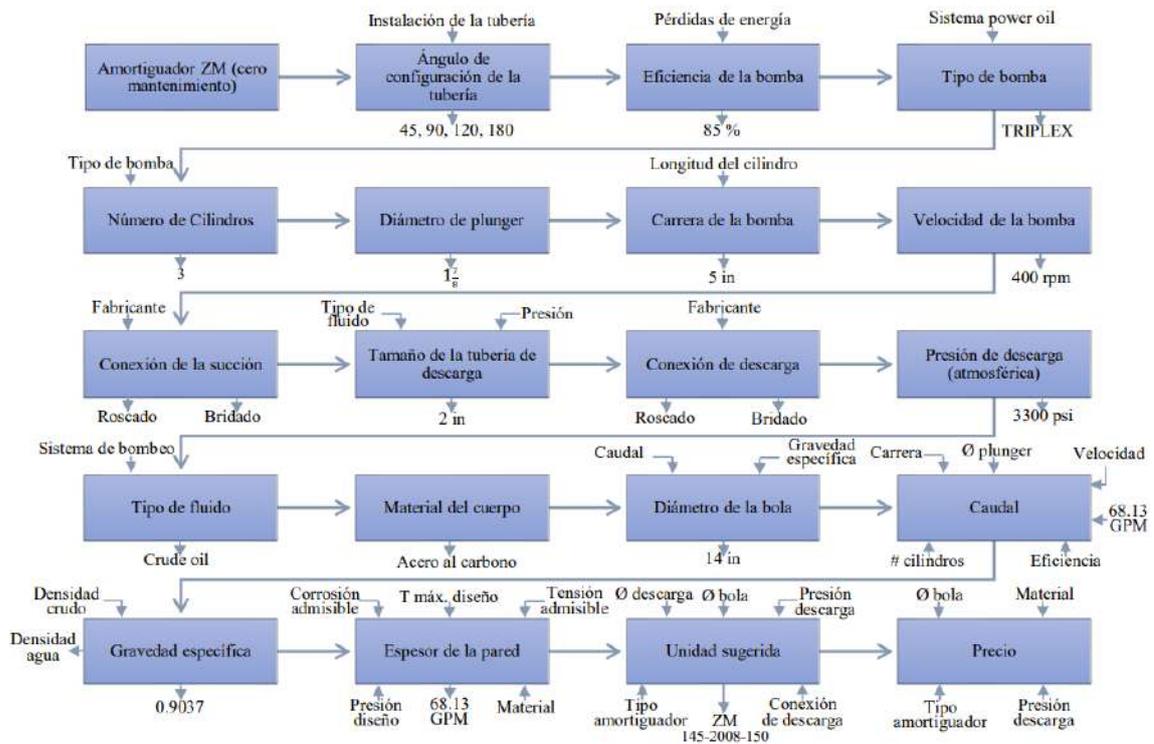


Ilustración 28-3: Diagrama de flujo para selección del amortiguador tipo ZM.

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

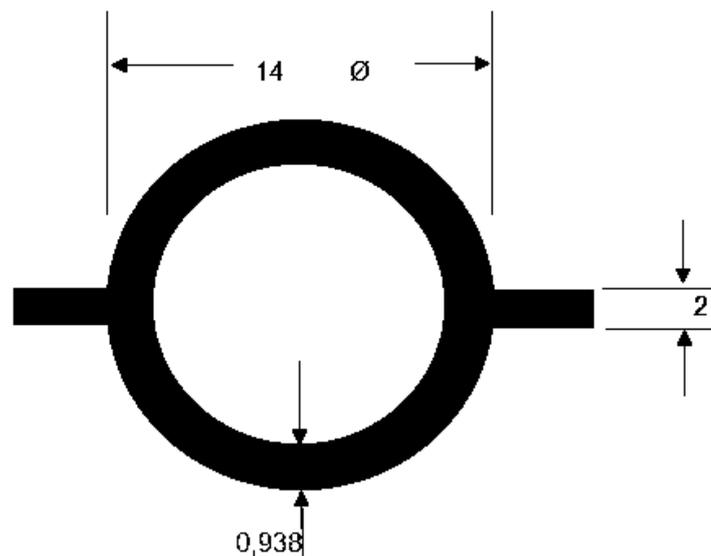


Ilustración 29-3: Amortiguador ZM seleccionado

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Los datos obtenidos de la hoja de cálculo se muestran en la tabla 29-3 y son los necesarios para realizar el diseño del elemento y validar su funcionamiento.

Tabla 29-3: Características del amortiguador PE para su diseño y validación

Designación	Valor	Unidad
Unidad sugerida	ZM143-2008-BEV	
Diámetro de la bola	14	In
Capacidad	62.2	in^3
Material del cuerpo	Acero al carbono	
Presión de diseño	5000	psi
Temperatura de diseño	100	F
Atenuación	85 %	--
Fluido	Petróleo	--

Fuente: Moreno, Roberto, 2022.

3.7.1. Cálculo del diámetro del cuerpo del amortiguador

Con respecto a la tabla 29-3, donde indica los datos generales de funcionamiento de la bomba, en la cual tenemos un diámetro de plunger de 1 7/8 in, mientras que la carrera es de 5 in a una velocidad máxima de diseño de 400 rpm.

Se calcula el caudal, siendo este necesario para determinar el diámetro de la bola, como lo indica a continuación:

$$Q = \frac{A * x * rpm * \#c}{231} * n \quad (38.3)$$

$$A = \frac{\phi_p^2 * \pi}{4} \quad (39.3)$$

Donde:

Q, caudal por revolución

A, es el área del cilindro de la bomba (in^2)

ϕ_p , diámetro del pistón (in)

x, carrera del pistón (in)

rpm, velocidad máxima de la bomba

#c, numero de cilindros

n, eficiencia de la bomba

$$A = \frac{1.875^2 * \pi}{4} = 2.761 \text{ in}^2$$

Entonces de la ecuación 38.3.

$$Q_c = \frac{2.761 * 5 * 400 * 3}{231} * 0.85$$

$$Q_c = 60.94 \text{ GPM}$$

El caudal generado por la bomba triplex a 400 rpm y a la eficiencia de 85% es de 60.94 GPM

El diámetro interior requerido se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$D = \left(\frac{Q * 231}{0.5236} \right)^{1/3} \quad (40.3)$$

$$D = \left(\frac{60.94 * 231}{5.236} \right)^{1/3}$$

$$D = 13.91 \text{ in}$$

Con el valor del diámetro calculado entramos a la tabla 30-3, y escogemos el valor mayor más próximo al calculado.

Tabla 30-3: diámetros de amortiguadores ZM según su caudal

Diámetro del amortiguador	Caudal del amortiguador/10	Designación
4	0.15	ZM4
6	0.49	ZM6
8	1.16	ZM8
10	2.27	ZM10
12	3.92	ZM12
14	6.22	ZM14
16	9.28	ZM16
18	13.22	ZM18
20	18.13	ZM20
22	24.14	ZM22
24	31.33	ZM24
30	61.2	ZM30

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

El diámetro seleccionado del amortiguador de pulsaciones tipo ZM, para las condiciones del sistema estudiado es de 14 in que tiene una capacidad de 62.2 GPM.

$$Q_c < Q_t \quad (41.3)$$

$$60.94 < 62.2 \text{ Cumple}$$

Para obtener el espesor requerido de los amortiguadores tipo ZM, se tomó como referencia las consideraciones de la norma ASME VIII división 1.

3.7.2. *Especificación del material*

El material de construcción del cuerpo del amortiguador es el SA-106 grado B, las propiedades de este material se encuentran descritas en la norma ASME sección II parte D del año 2019. (Para ver propiedades completas ver anexo 3).

El esfuerzo máximo admisible del material se lo obtuvo de la tabla 9-3 a una temperatura de diseño de 100 F el valor es de 17100 psi.

3.7.3. *Condiciones de diseño*

La presión interna de operación del amortiguador de descarga es de 3300 psi y de diseño 5000, por otro lado, la temperatura de diseño en la unidad fue de 100 °F, estos valores fueron obtenidos de la placa del fabricante del amortiguador seleccionado mostrado en el anexo E.

3.7.4. *Condiciones del material*

La corrosión admisible del material en su interior es de 0.125 in y por otro lado la corrosión externa será de 0 al no estar expuesto a condiciones extremas.

3.7.5. *Radiografía*

Las eficiencias de las uniones (E), depende únicamente del tipo de junta y del examen de la junta, el valor fue seleccionado de la tabla 31-3.

Tabla 31-3: Radiografía de la junta soldada en el amortiguador ZM.

Unidad	Junta	Tipo
Descarga	longitudinal categoría A grado 1	Full RT (UW-11 (a) Tipo 1)

Fuente: (ASME Section VIII, 2019, p.20)

Realizado por: Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Con los datos de radiografía de la junta soldada es posible obtener la eficiencia de las juntas soldadas que se muestran en la tabla 31-4, y en el anexo D se adjuntó la tabla completa de la norma.

De la tabla se obtuvo el valor de la eficiencia de junta soldada E, que para el amortiguador de descarga la eficiencia de la junta es de 1.

3.7.6. Cuerpo del amortiguador

3.7.6.1. Diseño del espesor a presión interna

Tabla 32-3: Medidas del cuerpo del amortiguador ZM.

Designación	Valor	Unidad
Diámetro de esfera	14	in
Radio de operación	7	in

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

La ecuación para el cálculo del espesor para el cuerpo del amortiguador fue tomada del ASME división 1 del 2019, del apéndice obligatorio 1 que son las fórmulas complementarias de diseño expresadas en términos de dimensiones exteriores.

Espesor requerido para capas esféricas, mediante la ecuación 20.2:

$$t_r = \frac{5000 * 7}{2 * 17100 * 1 + 0.8 * 5000}$$
$$t_r = 0.916 \text{ in}$$

Al espesor encontrado se le debe sumar la corrosión admisible que es 0.125 in.

$$t_r = 0.916 + 0.125$$
$$t_r = 1.041 \text{ in}$$

El espesor mínimo requerido para la pared del amortiguador de descarga es de 1.041 in.

Espesor nominal

Al ser el cuerpo esférico su forjado es a partir de planchas nominales en pulgadas, por esta razón el espesor nominal seleccionado es de 1 1/8 in.

$$t_n = 1.125 \text{ in}$$

Cálculo de tolerancias de fabricación de la plancha:

$$\text{menor}(6\% * (1.125 \text{ in}); 0.018 \text{ in})$$

$$\text{menor}(0.0675; 0.018 \text{ in})$$

$$\text{tolerancia de fabricación} = 0.018 \text{ in}$$

Entonces, el espesor nominal mínimo

$$t_{nm} = 1.125 - 0.018$$

$$t_{nm} = 1.107 \text{ in} \geq t_r = 1.041 \quad \text{cumple}$$

El espesor seleccionado para condiciones extremas de corrosión es de 1.107 in el cual es mayor al calculado, por lo que cumple con la condición.

Máxima presión admisible de trabajo (MAWP)

Según el ASME VIII división I, 2019, en la sección de apéndice obligatorio 1, que indica las fórmulas suplementarias encontramos, la máxima presión admisible de trabajo (con sus siglas en inglés, MAWP), se calcula en estado corroído y temperatura de operación, mediante la siguiente ecuación:

Espesor nominal mínimo en condiciones de corrosión:

$$t = t_{nm} - c.a = 1.107 \text{ in} - 0.125 \text{ in} = 0.982 \text{ in}$$

Para SA 106-B a 300 F: $S = 17.1 \text{ ksi}$ (Ver Tabla 1A en Anexo C)

$$MAWP = \frac{2SEt}{R-0.8t} \quad (42.3)$$

Donde:

MAWP: Presión máxima admisible de trabajo [psi]

S: Esfuerzo admisible máximo [psi]

E: Eficiencia de la junta

t: Espesor mínimo en condiciones corroídas [in]

R: Radio del tanque [in]

$$MAWP = \frac{2 * 17100 * 0.982}{7 - 0.8 * 0.982}$$

$$MAWP = 5404.3 \text{ psi} > P_i$$

Máxima presión admisible (MAP)

Según (ASME, 2019), el MAP se calcula en condiciones nuevas y a temperatura ambiente, mediante la siguiente ecuación:

$$t = t_{nm} = 1.125 \text{ in}$$

Para SA 106-B a 80° F: $S = 17.1 \text{ ksi}$ (Ver Tabla 1A en Anexo C)

$$MAP = \frac{2SEt}{R-0.8t} \quad (43-3)$$

Donde:

MAP: Presión máxima admisible [psi]

t: Espesor mínimo en condiciones nuevas [in]

$$MAP = \frac{2 * 17100 * 1.125}{7 - 0.8 * 1.125}$$

$$MAP = 6307.4 \text{ psi}$$

3.7.6.2. Diseño del espesor a presión externa

De la misma manera se calcula el valor de presión externa admisible que pueden soportar el amortiguador de tipo PE a la descarga.

$$R_o = D_o = 7 \text{ in} \quad (43.3)$$

El espesor del cabezal en estado corroído es:

$$t = t_n - ca$$

$$t = 1.125 - 0.125 - 0,018$$

$$t = 0.982 \text{ in}$$

Se calcula el valor de A, mediante la ecuación 25.3:

$$A = \frac{1.1}{\left(\frac{7}{0.982}\right)^2} = 0.02165$$

Se calcula el valor de B, a partir de la ilustración 20-3:

$$B = 17100$$

Se calcula entonces la presión admisible Pa1, a partir de la ecuación 21.3:

$$P_{a1} = \left[\frac{\frac{2.167}{7} - 0.0833}{0.982} \right] * 17100$$

$$P_{a1} = 3773.9 \text{ psi}$$

Se calcula el valor de Pa2 con la ecuación 22.3:

$$P_{a2} = \frac{2 * 17100}{7/0.982} \left[1 - \frac{1}{7/0.982} \right]$$

$$P_{a2} = 4124.71 \text{ psi} > P_i \text{ OK}$$

Se concluye que la envolvente del recipiente soporta el vacío total.

3.7.7. Orejas de izaje

Para el izaje del amortiguador tipo zero mantenimiento (ZM), por su peso se necesitará simplemente una sola oreja, las dimensiones se las obtuvo desde la ilustración 22-3.

Para calcular el espesor de la placa de izaje se debe conocer el peso del elemento, al ser esférico y no tener muchos elementos extras en su interior y exterior se lo calcula fácilmente. Se considera el diámetro interno del cuerpo que es de 4.75 in, el área se la calcula.

$$A_{esfera\ interior} = 4 * \pi * r^2 \quad (44.3)$$

Donde:

A: Área del cilindro en (in^2).

D: Diámetro interno en condiciones corroídas (in).

$$A_{esfera} = 4 * \pi * 2.375^2 \quad (45.3)$$

$$A_{esfera} = 70.9\ in^2$$

El peso teórico del material SA 106-B es de 0.285 lbs/in³. Por lo tanto, el peso del cabezal se calcula con la ecuación 28.3:

$$P_{esfera} = (70.9\ in^2 * 1.125\ in) * 0.285\ \frac{lbs}{in^3}$$

$$P_{esfera} = 22.73\ lbs$$

El espesor para la placa de izaje se lo calcula con la ecuación 34.3:

$$t_o = \frac{22.73\ lbs * 32.2}{20000 * 1}$$

$$t_o = 0.037\ in$$

Área de soldadura aplicada

Para la verificación de la soldadura se deben aplicar las ecuaciones 33.3 y 34.3 para comparar sus resultados

$$A_s = 1,4142(0.037)(10)$$

$$A_s = 0.523\ in^2$$

$$A_r = \frac{22.73 * 32.2}{20000}$$

$$A_r = 0.037\ in^2$$

$$A_s > A_r\ OK$$

3.7.8. Pruebas de impacto para el cuerpo

La temperatura mínima para el diseño según el material constructivo se describe en el ASME VIII división 1 en la sección UCS-66, y se debe encontrar este valor para el cuerpo en este caso. El material del amortiguadore tipo ZM es el SA 106 grado B y tienen una temperatura mínima de diseño de -20 F.

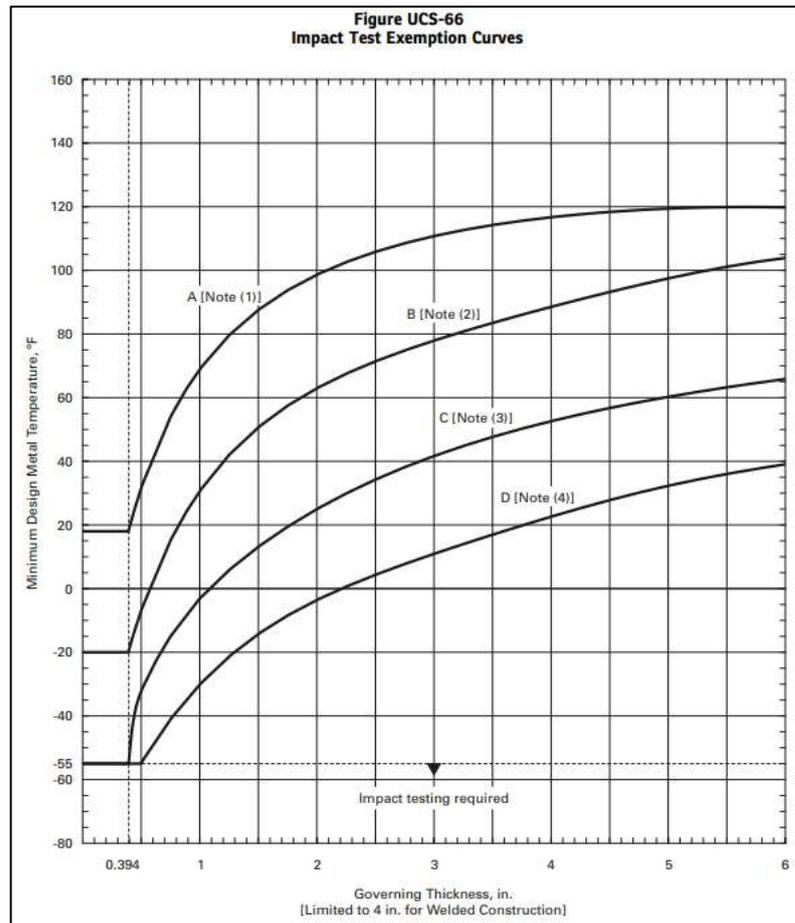


Ilustración 30-3: Curvas para pruebas de impacto en el amortiguador ZM.

Fuente: (Megyesy, 1973, p.155)

Al encontrarse el material en la nota 1 como lo indica la figura UCS-66 del ASME, esto debido a que el material no está definido en ninguna de las notas, por ende, se lo tomó dentro de la curva A. Intersecamos el espesor mínimo para el amortiguador de 1.125 in y con un MDMT de -20 F, encontrándose debajo de la curva A. Al estar ambas intersecciones por debajo de la curva A se indica que el cuerpo de ambos amortiguadores necesita pruebas de impacto.

3.7.9. Dimensionamiento del amortiguador CT

Las características y propiedades de entrada en la hoja de cálculo para este tipo de amortiguadores de pulsaciones fueron especificadas en la tabla 33-3, para obtener las unidades recomendadas.

Tabla 33-3: Características y propiedades del sistema de bombeo para los amortiguadores CT.

Especificación	Valor	Unidad
Tipo	Triplex	
Numero de cilindros	3	
Velocidad de bomba	310	Rpm
Eficiencia de bomba	95%	
Caudal esperado	68.12	GPM
Diámetro de plunger	1 7/8	in
Carrera del pistón	5	in
Presión de succión (atmosférica)	184.7	psi
Diámetro de tubería de succión	4	in
Presión de descarga (atmosférica)	3314.7	psi
Diámetro de tubería de descarga	2	in
Material de brida	Acero inoxidable	
Variación de presión pico a pico (succión)	11.18	psi
Variación de presión pico a pico (descarga)	15.811	psi
Tipo de fluido	Petróleo	
Temperatura de fluido	115	F
Temperatura ambiente	80	F

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Para la selección de las unidades de amortiguamiento de pulsos en el sistema de bombeo se utilizó una hoja de cálculo en el software libre Excel que mediante el catálogo de la empresa distribuidora de estos elementos “COORSTEK”, se conoció las principales dimensiones y propiedades que debe tener cada atenuador. Se realizó un diagrama de flujo, mostrado en la figura 31-3, que explica el uso y los resultados obtenidos de esta hoja de cálculo.

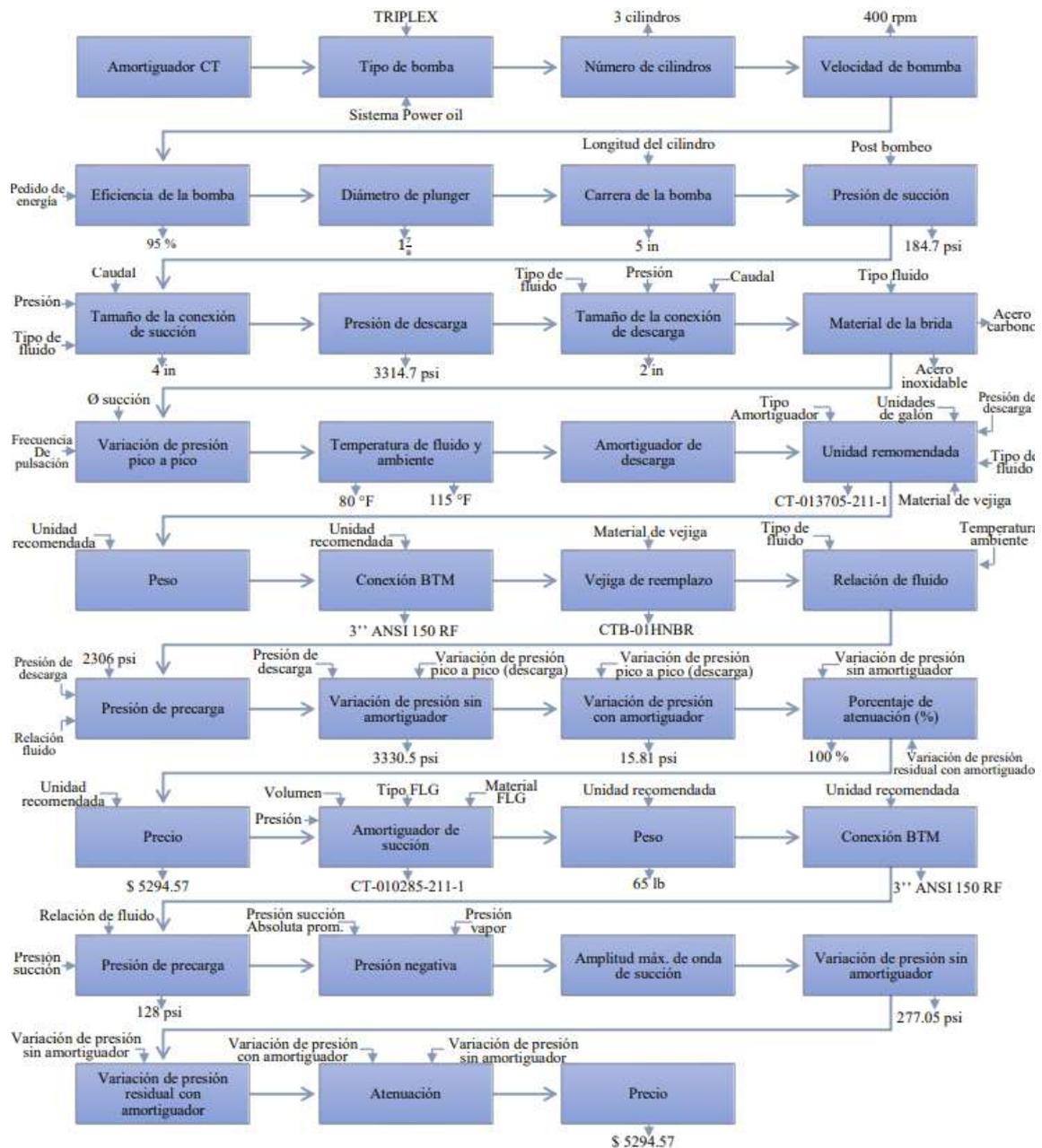


Ilustración 31-3: Diagrama de flujo para selección del amortiguador tipo CT.

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Conocidas las propiedades y características a la cual el sistema de bombeo power oil se encuentra en funcionamiento se selecciona los amortiguadores de pulsaciones tipo CT a la succión y descarga respectivamente.

Para el diseño de este tipo de amortiguadores se necesitarán los datos que serán demandados por el software Matlab según las bases de datos y cálculos realizados, estos datos se los mostró en la tabla 34-3 para el amortiguador a la succión y en la tabla 35-3 para el amortiguador a la descarga.

Tabla 34-3: La unidad recomendada para la succión es un tipo
CT-010285-211-1

Designación	Valor	Unidad
Conexión inferior	3" ANSI 150 RF	
Vejiga de reemplazo	CTB-01HNBR	
Peso de la unidad	65	Lbs
Galones	01	
Material del cuerpo	SA 516 70	
Presión de prepcarga	129	Psi
Atenuación	95%	
Variación de presión pico a pico	13.85	Psi
Temperatura de diseño	100	F
Presión de diseño	290	psi
MAWP	473.73	Psi
MDMT	-20	F

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

La unidad seleccionada para la succión del sistema de bombeo según las consideraciones del API 674 y cálculos con las propiedades y características de funcionamiento de la bomba, es el amortiguador CT-010285-211-1, el cual debido a la alta capacidad de prepcarga ofrece una reducción mínima del 95% en la presión de pico a pico.

Tabla 35-3: La unidad recomendada para la descarga es un tipo
CT-010285-211-1

Designación	Valor	Unidad
Conexión inferior	3" ANSI 150 RF	
Vejiga de reemplazo	CTB-01HNBR	
Peso de la unidad	65	Lbs
Galones	01	
Material del cuerpo	SA 516 70	
Presión de prepcarga	129	Psi
Atenuación	95%	
Variación de presión pico a pico	11.18	Psi
Temperatura de diseño	100	F
Presión de diseño	3420	psi
MAWP	3705	Psi
MDMT	-20	F

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Para el amortiguador de pulso en la descarga del sistema se obtuvo una unidad CT-013705-211-1, la cual ofrece una reducción mínima del 100% en la presión de pico a pico.

3.7.9.1. Presión de diseño

Para la presión de diseño se le agrega un factor de sobrepresión de alrededor de 30 psi y la presión hidrostática aplicada.

La presión hidrostática a la cual ambos amortiguadores van a estar sometidos será de 90 psi, entonces para obtener la presión de diseño se utilizó la ecuación 5.3.

- Presión de diseño en el amortiguador a succión

La presión en el amortiguador a la succión se determina mediante la suma de los siguientes términos

$$P = 170 + 90 + 30$$

$$P = 290 \text{ psi}$$

- Presión de diseño en el amortiguador a descarga

$$P = 3300 + 90 + 30$$

$$P = 3420 \text{ psi}$$

3.7.9.2. Conexión inferior

El material de la brida que fue conectada directamente a la bomba o lo más cerca posible a la salida o entrada respectivamente, dependerá del tipo de fluido en el cual funcionará el sistema de bombeo. Existe dos tipos de materiales: “acero inoxidable” y “acero al carbono”. En este caso el fluido que se utiliza para la inyección en el sistema power oil es el crudo (petróleo), por lo tanto, el material de la brida fue acero inoxidable.

Las conexiones inferiores de ambos amortiguadores se las indicó a continuación

- Amortiguador a la succión

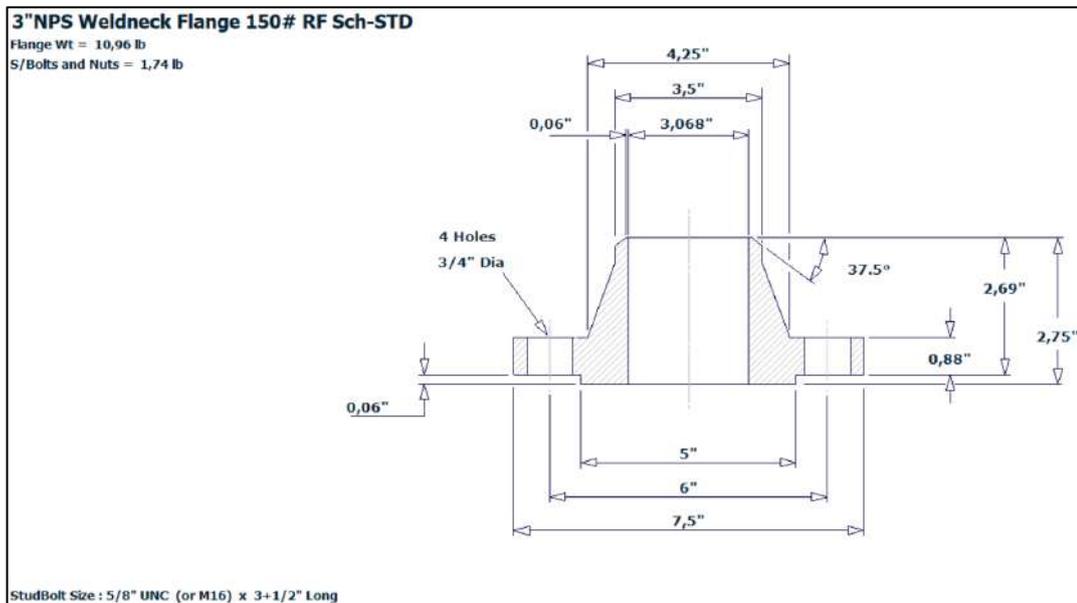


Ilustración 32-3: Brida 3" 150 ANSI SS del amortiguador a la succión (Dimensiones obtenidas en el software pipedata-pro).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Para la sujeción de la brida a la succión se recomienda 4 pernos prisioneros de 5/8" UNC con una longitud de 3.5".

- Amortiguador a la descarga

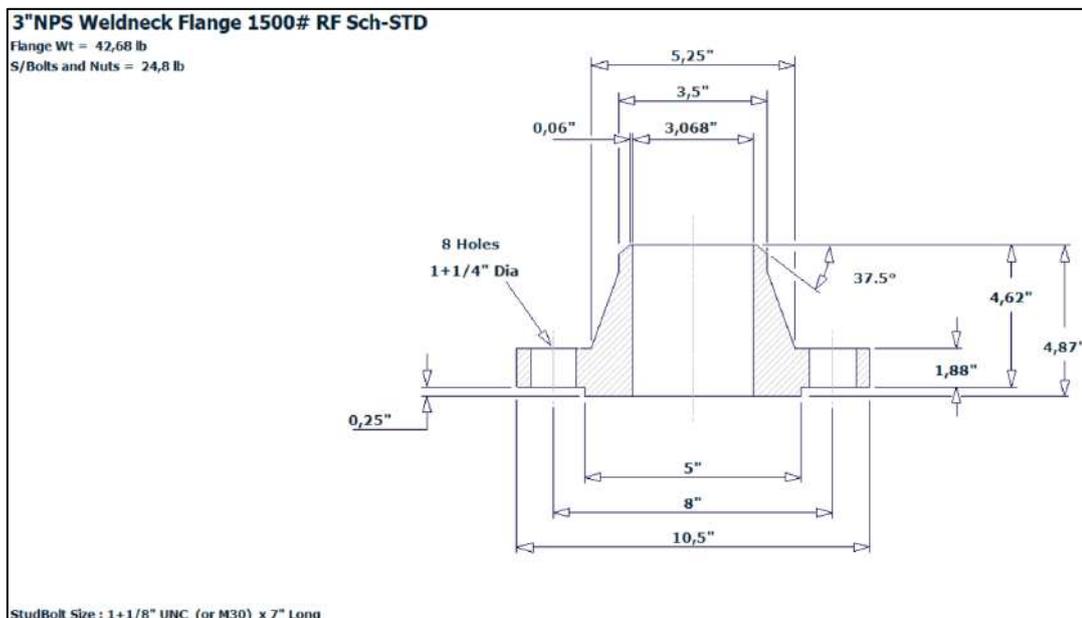


Ilustración 33-3: Brida 3" 1500 ANSI SS del amortiguador de descarga (Dimensiones Obtenidas en el software pipedata-pro).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Para la sujeción de la brida a la línea de descarga se solicitan 8 pernos de 1.125" UNC con una longitud de 6.5"

3.7.9.3. Diseño por presión interna

- Espesor mínimo del cuerpo

Para realizar el cálculo del espesor mínimo del cuerpo se lo toma como una cabeza torisférica, debido a su configuración geométrica.

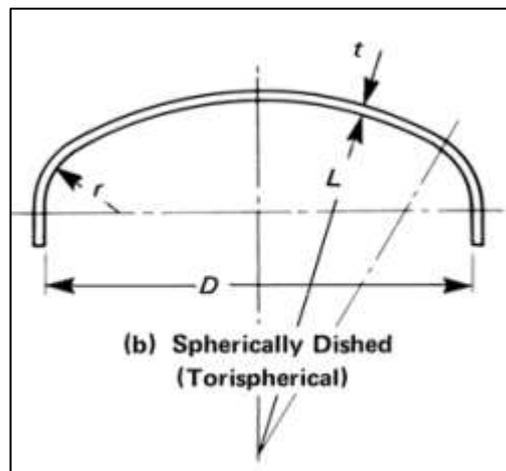


Ilustración 34-3: Cabezal torisférico del amortiguador CT a la succión.

Fuente: (Megyesy, 1973, p.69)

Espesor del cuerpo del amortiguador a la succión

Se obtienen los parámetros geométricos a partir del diámetro interno por medio de las siguientes expresiones:

$$L = 0,9 * D \quad (46.3)$$

$$L = 0,9 * 208.28 = 187.5 \text{ mm}$$

$$r = 0,085 * L \quad (47.3)$$

$$r = 0,085 * 187.5 = 15.94 \approx 16 \text{ mm}$$

Se debe conocer las propiedades del material, las cuales se las obtiene del ASME II parte D. El material de la cabeza SA 516 Gr 70.

Tabla 36-3: Propiedades del material SA 516 Gr 70

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec. No.	Type/Grade	Alloy		Size/Thickness, in.	Group
					Desig./UNS No.	Class/Condition/ Temper		
32	Carbon steel	Plate	SA-515	70	K03101	1 2
33	Carbon steel	Plate	SA-516	70	K02700	1 2
34	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CB70	K03101	1 2
35	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CC70	K02700	1 2

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F. Not Exceeding													
	100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
32	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1	14.8	12.0	9.3	6.7
33	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1	14.8	12.0	9.3	6.7
34	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1
35	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1

Fuente: (ASME Sección II parte D, 2019, p.82)

La junta al estar forjada en el final de la cabeza se la toma como E=1, por lo tanto, para el espesor mínimo requerido para el amortiguador a la succión se utilizó la ecuación 21.2.

Para el valor de M se tomó como referencia la tabla 1.-4.2 del ASME II parte D, donde indica la relación:

$$M = \frac{L}{r} \tag{48.3}$$

$$M = \frac{187.5}{16} = 11.718$$

Tabla 37-3: Valores del factor M para amortiguador CT a la succión.

Table 1-4.2 Values of Factor M												
<i>L/r</i>	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	
<i>M</i>	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22	
<i>L/r</i>	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	
<i>M</i>	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	
<i>L/r</i>	9.5	10.00	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16 ² / ₃ [Note (1)]	
<i>M</i>	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77	

GENERAL NOTE: Use nearest value of *L/r*; interpolation unnecessary.

Fuente: (ASME Sección II parte D, 2019, p.166)

Se debió Interpolarse entre los valores de L/r, para encontrar el factor exacto de M, obteniendo un valor de:

$$M = 1.6087$$

Entonces, se calculó el espesor mínimo de la cabeza del amortiguador a la succión

$$t = \frac{(290 \text{ psi}) * (7.382) * (1,6087)}{2(20000 \text{ psi}) * (1) - 0,2(290 \text{ psi})}$$

$$t = 0.086 \text{ in}$$

A este espesor mínimo encontrado se suma la corrosión admisible del material

$$t_{Req} = t + Ca$$

$$t_{Req} = 0.086 + 0.125$$

$$t_{Req} = 0.211 \text{ in}$$

Para encontrar un valor comercial se toman datos de espesores de placas y se le resta la tolerancia del material

$$t_n = 1/4 \text{ in}$$

$$t_{n-min} = 0.25 \text{ in} - 0.018 \text{ in}$$

$$t_{n-min} = 0.232 \text{ in} > t_{Req} \text{ OK}$$

Cálculo del MAWP y MAP

Para el cálculo del MAWP se debe tomar el espesor en condiciones corroidas

$$MAWP = \frac{2 * SEt}{LM + 0,2t} \quad (49.3)$$

$$MAWP = \frac{2 * (20000)(1)(0.107)}{(7.382)(1,6087) + 0,2(0.107)}$$

$$MAWP = 359.76 \text{ psi}$$

En el cálculo del MAP se toma al material en condiciones nuevas

$$MAP = \frac{2 * SEt}{LM + 0,2t} \quad (50.3)$$

$$MAP = \frac{2 * (20000)(1)(0.232)}{(7.382)(1,6087) + 0,2(0.232)}$$

$$MAP = 778.4 \text{ psi}$$

Máxima elongación de la fibra, a partir de la ecuación 12.3

$$Ef = \left(\frac{50(34.4)}{(254)} \right) \left(1 - \frac{(5)}{\infty} \right)$$

$$Ef = 4,287 \% < 5\% \text{ "OK"}$$

Espesor del cuerpo del amortiguador a la descarga

$$L = 0,9 * D$$

$$L = 0,9 * 254 = 228.6 \text{ mm}$$

$$r = 0,085 * 228.6 = 19.43 \approx 20 \text{ mm}$$

Se debe conocer las propiedades del material, las cuales se las obtiene del ASME II parte D. El material de la cabeza SA 516 Gr 70. En la tabla 25-3 se indicó el valor de $S=20000$. La junta al estar forjada en el final de la cabeza se la toma como $E=1$, se calcula el factor M .

$$M = \frac{L}{r}$$

$$M = \frac{228.6}{20} = 11.43$$

Tabla 38-3: Valores del factor M para amortiguador CT a la descarga.

<i>L/r</i>	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50
<i>M</i>	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
<i>L/r</i>	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
<i>M</i>	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
<i>L/r</i>	9.5	10.00	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16 ² / ₃ [Note (1)]
<i>M</i>	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

GENERAL NOTE: Use nearest value of *L/r*; interpolation unnecessary.

Fuente: (ASME Sección II parte D, 2019, p.166)

Se debió Interpolar entre los valores de L/r , para encontrar el factor exacto de M , obteniendo un valor de:

$$M = 1.5972$$

Entonces, se calculó el espesor mínimo de la cabeza del amortiguador a la succión

$$t = \frac{(3420 \text{ psi}) * (9) * (1,5972)}{2(20000 \text{ psi}) * (1) - 0,2(3420 \text{ psi})}$$

$$t = 1.25 \text{ in}$$

A este espesor mínimo encontrado se suma la corrosión admisible del material

$$t_{Req} = t + Ca$$

$$t_{Req} = 1.25 + 0.125$$

$$t_{Req} = 1.375 \text{ in}$$

Para encontrar un valor comercial se toman datos de espesores de placas y se le resta la tolerancia del material

$$t_n = 1 \frac{1}{2} \text{ in}$$

$$t_{n-min} = 1.5 \text{ in} - 0.018 \text{ in}$$

$$t_{n-min} = 1.482 \text{ in} > t_{Req} \quad OK$$

Cálculo del MAWP y MAP

Para el cálculo del MAWP se debe tomar el espesor en condiciones corroídas, mediante la ecuación 49.3.

$$MAWP = \frac{2 * (20000)(1)(1.357)}{(9)(1,5972) + 0,2(1.357)}$$
$$MAWP = 3706.1 \text{ psi}$$

En el cálculo del MAP se toma al material en condiciones nuevas, a partir de la ecuación 50.3.

$$MAP = \frac{2 * (20000)(1)(1.482)}{(9)(1,5972) + 0,2(1.482)}$$
$$MAP = 4040.57 \text{ psi}$$

Máxima elongación de la fibra se calcula con la ecuación 12.3.

$$Ef = \left(\frac{50(34.4)}{(254)} \right) \left(1 - \frac{(5)}{\infty} \right)$$
$$Ef = 1,287 \% < 5\% \text{ "OK"}$$

3.7.9.4. Diseño por presión externa

La presión externa será la atmosférica, es decir, 15 psi.

Espesor del cuerpo para el amortiguador a la succión

Se calcula inicialmente la longitud tangencial a partir de la altura del cabezal toriesférico:

$$L = L_s + \frac{2 * h}{3} \tag{51.3}$$
$$L = 7.3 + \frac{2 * 4.3}{3}$$
$$L = 10.17 \text{ in}$$

Se calcula el espesor nominal mínimo en condiciones corroídas:

$$t = t_n - ca$$
$$t = 0.25 - 0.125 - 0.018$$
$$t = 0.107 \text{ in}$$

Se calcula el diámetro exterior, con la ecuación 23.3:

$$D_o = 8.2 + 2(0.25)$$
$$D_o = 8.7 \text{ in}$$

Se obtienen las expresiones:

$$\frac{D_o}{t} = \frac{8.7}{0.107} = 81.31$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{10.17}{8.7} = 1.23$$

Se obtiene el valor de A de la figura G de la norma, mostrada en la ilustración 19-3:

$$A = 0.0014$$

El valor del módulo de Young del material SA 156-70 a la temperatura de diseño de 100 F del amortiguador es:

$$E = 29.031$$

Una vez obtenido el valor de elasticidad del material ingresamos a la ilustración 20-3 e intersecamos con el valor de A:

$$B = 13500$$

Se calcula entonces la presión admisible con la ecuación 24.3:

$$P_a = \frac{4 * 13500}{3 * 81.31}$$

$$P_a = 221.37 \text{ psi} > P_e \text{ OK}$$

Se concluye que el cuerpo del recipiente soporta el vacío total.

Espesor del cuerpo para el amortiguador a la descarga

Se calcula inicialmente la longitud tangencial a partir de la altura del cabezal toriesférico utilizando la ecuación 51.3:

$$L = 11 + \frac{2 * 6}{3}$$

$$L = 15 \text{ in}$$

Se calcula el espesor nominal mínimo en condiciones corroídas:

$$t = t_n - ca$$

$$t = 1 - 0.125 - 0.018$$

$$t = 0.857 \text{ in}$$

Se calcula el diámetro exterior, mediante la ecuación 23.3:

$$D_o = 9.5 + 2(1)$$

$$D_o = 11.5 \text{ in}$$

Se obtienen las expresiones:

$$\frac{D_o}{t} = \frac{11.5}{0.857} = 13.42$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{15}{11.5} = 1.304$$

Se obtiene el valor de A de la figura G de la norma mostrada en la ilustración 19-3:

$$A=0,023$$

El valor del módulo de Young del material SA 156-70 a la temperatura de diseño de 100 F del amortiguador es:

$$E = 29.031$$

Una vez obtenido el valor de elasticidad del material ingresamos a la ilustración 20-3 e intersecamos con el valor de A:

$$B = 17500$$

Se calcula entonces la presión admisible con la ecuación 24.3:

$$P_a = \frac{4 * 17500}{3 * 13.42}$$

$$P_a = 1738.69 \text{ psi} > P_e \text{ OK}$$

Se concluye que el cuerpo del recipiente soporta el vacío total.

3.7.9.5. Cáncamos de izaje

Los cáncamos para maquinaria con hombros son pernos completamente roscados, adecuados para levantar cargas angulares de hasta 45 grados. Se pueden utilizar como punto de conexión para izar objetos, dependiendo de su tamaño y composición metálica (Grainger, 2018).

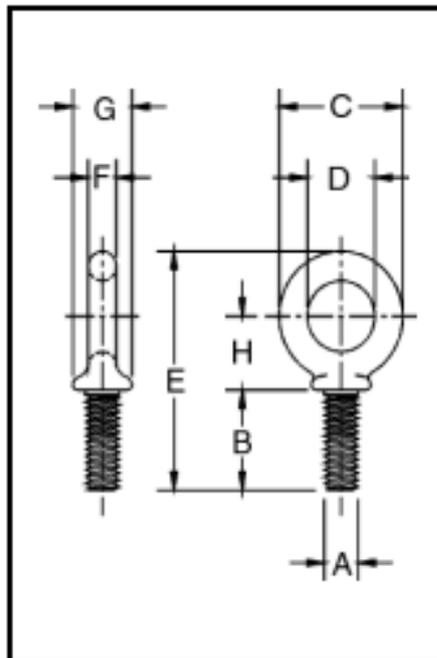


Ilustración 35-3: Dimensiones del cáncamo de los amortiguadores CT

Fuente: (Crosby, 2002, p.15)

- Cáncamo del amortiguador CT a la succión

Tabla 39-3: Dimensiones del cáncamo del amortiguador CT a la succión

Tamaño	S-279 No. de parte	Carga límite de trabajo (lbs.)'	Peso por 100 (lbs.)	Dimensiones (in.)							
				A ** Thread	B	C	D	E	F	G	H
1/4 x 1	9900182	650	5.00	1/4 - 20	1.02	1.13	.75	2.29	.19	.53	.70
5/16 x 1-1/8	9900191	1200	9.00	5/16 - 18	1.15	1.38	.88	2.74	.25	.59	.90
3/8 x 1-1/4	9900208	1550	15.00	3/8 - 16	1.27	1.62	1.00	3.07	.31	.69	1.00
1/2 x 1-1/2	9900217	2600	28.00	1/2 - 13	1.53	1.95	1.19	3.70	.38	.91	1.20
5/8 x 1-3/4	9900226	5200	55.00	5/8 - 11	1.79	2.38	1.38	4.45	.50	1.13	1.47
3/4 x 2	9900235	7200	96.00	3/4 - 10	2.05	2.76	1.50	5.07	.63	1.38	1.64
7/8 x 2-1/4	9900244	10600	154.00	7/8 - 9	2.31	3.25	1.75	5.87	.75	1.56	1.94
1 x 2-1/2	9900253	13300	238.00	1 - 8	2.57	3.76	2.00	6.66	.88	1.81	2.21
1-1/4 x 3	9900262	21000	399.00	1 1/4 - 7	3.09	4.50	2.50	7.95	1.00	2.28	2.61
1-1/2 x 3-1/2	9900271	24000	720.00	1 1/2 - 6	3.60	5.50	3.00	9.49	1.25	2.75	3.14

Fuente: (Crosby, 2002, p.15)

- Cáncamo del amortiguador CT a la descarga

Tabla 40-3: Dimensiones del cáncamo del amortiguador CT a la succión

Tamaño	S-279 No. de parte	Carga límite de trabajo (lbs.)'	Peso por 100 (lbs.)	Dimensiones (in.)							
				A ** Thread	B	C	D	E	F	G	H
1/4 x 1	9900182	650	5.00	1/4 - 20	1.02	1.13	.75	2.29	.19	.53	.70
5/16 x 1-1/8	9900191	1200	9.00	5/16 - 18	1.15	1.38	.88	2.74	.25	.59	.90
3/8 x 1-1/4	9900208	1550	15.00	3/8 - 16	1.27	1.62	1.00	3.07	.31	.69	1.00
1/2 x 1-1/2	9900217	2600	28.00	1/2 - 13	1.53	1.95	1.19	3.70	.38	.91	1.20
5/8 x 1-3/4	9900226	5200	55.00	5/8 - 11	1.79	2.38	1.38	4.45	.50	1.13	1.47
3/4 x 2	9900235	7200	96.00	3/4 - 10	2.05	2.76	1.50	5.07	.63	1.38	1.64
7/8 x 2-1/4	9900244	10600	154.00	7/8 - 9	2.31	3.25	1.75	5.87	.75	1.56	1.94
1 x 2-1/2	9900253	13300	238.00	1 - 8	2.57	3.76	2.00	6.66	.88	1.81	2.21
1-1/4 x 3	9900262	21000	399.00	1 1/4 - 7	3.09	4.50	2.50	7.95	1.00	2.28	2.61
1-1/2 x 3-1/2	9900271	24000	720.00	1 1/2 - 6	3.60	5.50	3.00	9.49	1.25	2.75	3.14

Fuente: (Crosby, 2002, p.15)

CAPÍTULO IV

4. RESULTADOS

4.1. Validación de los elementos en el software CAE

Para la correcta validación de los amortiguadores de pulsaciones que actúan como recipientes a presión, es necesario realizar la simulación con todos los parámetros calculados en el anterior capítulo.

Para los estudios de simulación, el software ANSYS utiliza la formulación del método de elementos finitos para cálculo de desplazamientos, las deformaciones y las tensiones de los componentes bajo cargas internas y externas. Cabe recalcar que la precisión del análisis mejora con la precisión con la que coinciden las mallas.

La posible razón de las fallas en los recipientes a presión se debe principalmente a las composición o defectos del material, el incumplimiento de las especificaciones de diseño, las cargas variables y sus efectos.

4.1.1. *Objetivos de la validación*

- Realizar el modelado CAD en solidworks de los 3 tipos de amortiguadores seleccionados y dimensionados en el capítulo anterior.
- Analizar las tensiones estáticas en ANSYS para cada uno de los tres tipos de amortiguadores de pulsaciones con extremos bridados y circulares planos, mediante esfuerzo de Von Mises y análisis de factor de seguridad.
- Escoger el o los tipos de amortiguadores de pulsos que serán instalados en el sistema.

4.1.2. *Normas aplicadas en el diseño y validación*

Para el diseño de los amortiguadores de pulsos sometidos a presión se utilizó la norma ASME VIII división 1 así como lo establecido en el API 674 y para los valores de los esfuerzos admisibles de los materiales utilizados (SA 106-B y SA 516 gr 70) se manejó la norma ASME II parte D en unidades internacionales. La norma UNE -EN 13445-3 en el capítulo 6 se utilizó para conocer el valor del esfuerzo nominal en situaciones normales de servicio, mientras que el ASME B30.9 sirvió para encontrar la referencia del factor de seguridad en los elementos de izaje.

4.1.3. Procedimiento seguido para la validación

El modelo de los elementos diseñados en SolidWorks se convierte en formato de archivo .IGS o .step, esto para importar la geometría en ANSYS, que será el software por análisis de elementos finitos que se utiliza para la validación de los elementos a presión. Para facilidad y mayor precisión en los resultados del análisis se simplificaron los modelos y se transformó todos los elementos a tipo Shell, esto con el propósito de que el mallado cumpla con el valor admisible para la simulación.

4.1.4. Descripción del material

Los materiales utilizados en los cálculos del capítulo III son el SA 106-B y el SA 516-70. En detalle, las propiedades mecánicas del material se describen en la tabla 1-4, estos valores serán los referenciales para la validación de los resultados.

Tabla 1-4: Propiedades mecánicas del material SA 106-B

Material	Densidad (lb/in^3)	Límite elástico (ksi)	Resistencia a la tracción (psi)	Módulo de elasticidad (ksi)	Coefficiente de Poisson
SA 106-B	0.285	35	60	29	0.27
SA 516-70	0.285	38	70	27.56	0.21

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

4.2. Análisis de resultados

El modelo de geometría se importa a ANSYS en donde se lleva a cabo el análisis y la optimización de los elementos. El mallado se realiza de acuerdo con el elemento hasta conseguir la calidad deseada y recomendada, finalmente, se aplican las condiciones de contorno para asegurar la solución correcta.

El objetivo principal de este análisis es verificar si los espesores y dimensiones obtenidas en cada uno de las unidades es el correcto y soporta con las condiciones de operación. Para verificar la seguridad de los amortiguadores de pulsaciones, la tensión de Von Mises se compara con la tensión de fluencia del material, así como también, se encuentran los factores de seguridad tanto para los esfuerzos de Von Mises encontrados, como para las presiones fluctuantes a fatiga.

En el capítulo III se determinaron las dimensiones que deberá cumplir cada amortiguador para que soporte las condiciones de operación, a continuación, se presentarán los resultados del capítulo anterior y se validará los datos manuales con los obtenidos en el software ansys.

4.3. Esfuerzo nominal de los materiales

Para aceros la norma UNE EN 13445 en su capítulo 6 denominado valores máximos admisibles de la tensión nominal, indica que el material con un alargamiento mínimo de la rotura inferior al 30 % se debe calcular la tensión nominal para situaciones normales de servicio, con la siguiente ecuación, tomando el mínimo valor de ambas expresiones:

$$f_d = \min\left(\frac{R_{p0}}{1.5}; \frac{R_m}{2.4}\right) \quad (1.4)$$

Donde:

f_d , es el valor máximo del esfuerzo nominal para situaciones normales de servicio (psi).

R_{p0} , Límite elástico al 0,2% a temperatura ambiente (psi).

R_m , Resistencia a la tracción (psi).

Los valores divididos tanto para el límite elástico como para la resistencia a la tracción son coeficientes de seguridad indicados por la norma ya mencionada.

Tabla 2-4: Esfuerzo nominal de los materiales utilizados en los amortiguadores de pulsos

Material	R_m (psi)	R_{p0} (psi)	Alargamiento (%)	f_d (psi)
SA 106-B	60000	35000	16.5	23333
SA 516 Gr 70	70000	30000	27	20000

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

4.4. Amortiguador tipo PE

4.4.1. Modelado de los amortiguadores tipo PE

Para la validación de los amortiguadores tipo PE fue necesario simplificar ambas unidades para tener una mayor exactitud en los resultados, es por eso que mediante solidworks se realizaron los modelos que serán importados a la interfaz de ansys.

4.4.1.1. Amortiguador a la succión

Las condiciones de diseño con las que fue modelada la unidad de succión se las muestra en la tabla 3-4.

Tabla 3-4: Condiciones de modelado de la unidad de succión tipo PE.

Designación	Valor	Unidad
Conexión inferior	4" 300 ANSI FLG	--
Conexión superior	Acoplamiento ranurado	--
Recubrimiento interno	Skotchkote 134	--
Material del cuerpo	SA-106 grado B	--
Temperatura de diseño	150	F
Presión de diseño	206.43	Psi
Presión de operación	170	Psi
Diametro	6 5/8	in
Longitud de cilindro	27.62	In
Espesor del cuerpo	0.28	In
Espesor de la cabeza plana	0.75	In
MAWP	725.53	Psi
MAP	1403.3	psi
MDMT	-20	F

Realizada por: Moreno, Roberto, 2022.

A continuación, se muestra el modelado de la unidad de succión



Ilustración 1-4: Amortiguador de pulsos tipo PE
a la succión modelado en Solidworks.

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

4.4.1.2. Amortiguador a la descarga

Las condiciones de diseño con las que fue modelada la unidad de descarga se las muestra en la tabla 28-4.

Tabla 4-4: Condiciones de modelado de la unidad de descarga tipo PE.

Designación	Valor	Unidad
Conexión inferior	2" 1500 ANSI FLG	--
Conexión superior	Roscado ACME	--
Recubrimiento interno	Skotchkote 134	--
Material del cuerpo	SA-106 grado B	--
Temperatura de diseño	150	F
Presión de diseño	3356.7	Psi
Presión de operación	3300	Psi
Diámetro	6 5/8	In
Longitud del cilindro	33.75	In
Espesor del cuerpo	0.75	in
Espesor de la cabeza plana	2.5	in
MAWP	3381.34	Psi
MAP	4145.18	Psi
MDMT	-20	F

Realizada por: Moreno, Roberto, 2022.

A continuación, se muestra el modelado de la unidad de descarga



Ilustración 2-4: Amortiguador de pulsos tipo PE a la descarga modelado en Solidworks.

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

4.4.2. Mallado de los amortiguadores tipo PE

El análisis de elementos finitos comienza con un análisis axisimétrico en un modelo bidimensional de ambos amortiguadores a presión. En condiciones de contorno, los recipientes se apoyan por su parte inferior directamente en las bridas y se aplica una presión interna de 206 psi en la unidad a la succión y de 3356 psi al de descarga.

4.4.2.1. Amortiguador a la succión

Para que el mallado del elemento sea de mayor confiabilidad en sus resultados se aplicó convergencia con respecto al esfuerzo de von mises del cuerpo, hasta lograr un calidad óptima y convergencia en los resultados, como lo indica la tabla 5-4.

Tabla 5-4: Convergencia en la malla del amortiguador PE a la succión.

Tamaño de malla (in)	Esfuerzo VM (psi)	Calidad de malla
2	2456.2	0.4287
1	2454.4	0.549
0.5	2454.4	0.793
0.4	2454.4	0.83
0.1	2460	0.975

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

El tamaño óptimo de convergencia de la malla para el amortiguador tipo PE a la succión es de 0.4 in al obtener un esfuerzo constante y una calidad adecuada.



Ilustración 3-4: Malla del amortiguador para el tipo PE a la succión.

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

4.4.2.2. Amortiguador a la descarga

La convergencia de la malla para el amortiguador de pulsos PE a la descarga se la muestra en la tabla 6-4.

Tabla 6-4: Convergencia en la malla del amortiguador PE a la descarga.

Tamaño de malla (in)	Esfuerzo VM (psi)	Calidad de malla
2	12607	0.7
1.5	12560	0.79
1	12564	0.861
0.8	12564	0.855
0.3	12895	0.968
0.1	12907	0.97
0.08	12908	0.992
0.05	12908	0.994

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

El tamaño óptimo de convergencia de la malla para el amortiguador tipo PE a la descarga es de 0.3 in al obtener un esfuerzo constante y una calidad adecuada.



Ilustración 4-4: Mallado para el tipo PE a la descarga.

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

4.4.3. Análisis por esfuerzos de Von Misses

4.4.3.1. Esfuerzos del amortiguador a la succión

En la tabla 7-4, se presentan los resultados de los esfuerzos calculados en el amortiguador a la succión, esto nos servirá para comparar con los esfuerzos obtenidos en el ansys.

Tabla 7-4: Esfuerzos aplicados en el cuerpo del amortiguador PE a la succión.

Esfuerzo	Valor	Unidad
Esfuerzo normal	1222.153	Psi
Esfuerzo tangencial	2444.31	Psi
Esfuerzo Von Mises	2116.83	Psi

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

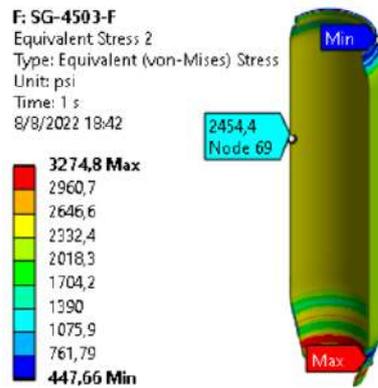


Ilustración 5-4: Esfuerzos de Von Mises del amortiguador PE a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

4.4.3.2. Esfuerzos del amortiguador a la descarga

En la tabla 8-4, se presentan los resultados de los esfuerzos calculados en el amortiguador a la succión

Tabla 8-4: Esfuerzos aplicados en el cuerpo del amortiguador PE a la descarga

Esfuerzo	Valor	Unidad
Esfuerzo normal	7412.71	Psi
Esfuerzo tangencial	14825.43	Psi
Esfuerzo Von Mises	12839.2	Psi

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

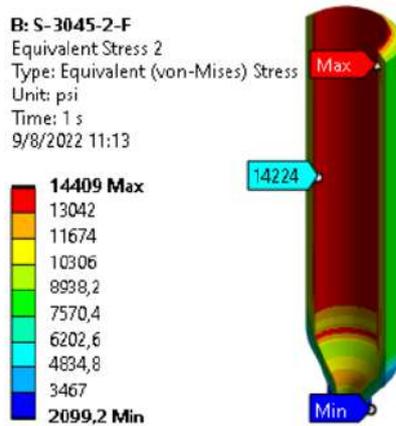


Ilustración 6-4: Esfuerzos de Von Mises del amortiguador PE a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Debido a la geometría del amortiguador y al tener concentradores de esfuerzos en la parte superior de la tapa plana, se puede observar que en este punto los esfuerzos son muy altos, es por esto que los valores de los esfuerzos se los tomará solamente dentro del envolvente cilíndrica.

Se realiza una comparación de los esfuerzos calculados del material, a los cuales está sometido los amortiguadores tipo PE, con los encontrados mediante simulación.

Tabla 9-4: Comparación de esfuerzos Von Mises de los amortiguadores PE

Amortiguador	Fd material (psi)	Fd calculado (psi)	Fd simulado (psi)
Succión	23333	2116.83	2454.4
Descarga	23333	12839.2	12895

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Teniendo un valor calculado de esfuerzo que el material SA 106-B soporta de 23333 psi, es por esto, que podemos decir que ambos amortiguadores resisten dichas presiones.

4.4.4. *Análisis de deformación*

Para el cálculo de la deflexión máxima en un tanque de presión vertical según Estrada, J en (2001), indica que el recipiente cilíndrico vertical se lo toma como una viga empotrada y su máxima deflexión no deberá exceder las 6 in por cada 100 pies de altura. Entonces, para el

amortiguador de pulsos a la succión se tendrá una deflexión máxima de 0.1752 in, y para la unidad de descarga será de 0.2144 in.

Para encontrar la deformación existente causada por el esfuerzo de Von Mises, se utilizará la siguiente ecuación:

$$e = \frac{\sigma_{vm} * L}{E} \quad (2.4)$$

Donde:

e, Deformación del elemento (in).

E, Modulo de elasticidad (29×10^6).

4.4.4.1. Análisis de deformación del amortiguador a la succión

La deformación ocasionada por el esfuerzo para el amortiguador de pulsos a la succión mediante simulación se la indica en la figura 30-4.

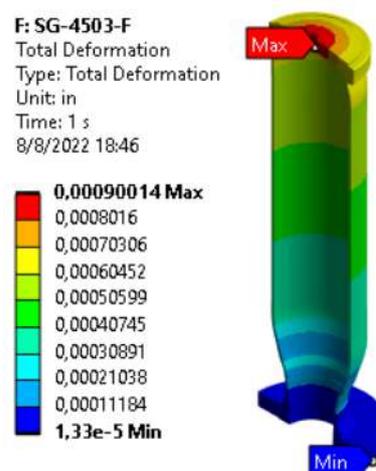


Ilustración 7-4: Deformaciones del amortiguador PE a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

4.4.4.2. Análisis de deformación del amortiguador a la descarga

La deformación ocasionada por el esfuerzo para el amortiguador de pulsos a la descarga se la indica a continuación.

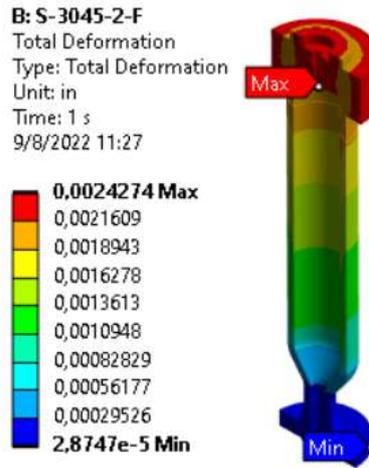


Ilustración 8-4: Deformaciones del amortiguador PE a la descarga
 (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

En la tabla 32-4 se presentan el resultado de los cálculos de las deformaciones causadas por los esfuerzos de von mises y se comparan con las deformaciones con las obtenidas mediante simulación.

Tabla 10-4: Deformación de los amortiguadores PE

Unidad	Deformación máxima (in)	Deformación calculada (in)	Deformación simulada (in)
Succión	0.1752	0.00202	0.0009
Descarga	0.2144	0.0127	0.00243

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

La deformación de los amortiguadores tipo PE cumple con la deformación máxima que el material puede soportar.

4.4.5. Factor de seguridad

El factor de seguridad para recipientes sometidos a presión es algo conservador y se toma el valor de 3.5 a 6 especificado en el código ASME VIII división 1.

4.4.5.1. Factor de seguridad del amortiguador a la succión



Ilustración 9-4: Factor de seguridad del amortiguador PE a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

4.4.5.2. Factor de seguridad del amortiguador a la descarga

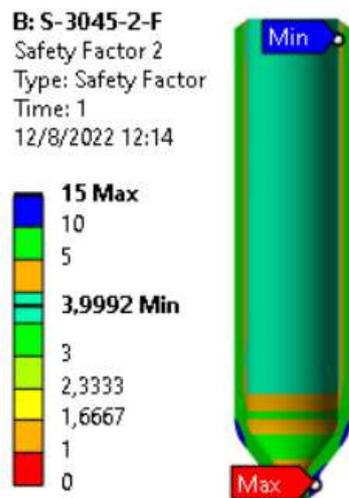


Ilustración 10-4: Factor de seguridad del amortiguador PE a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Para ambos amortiguadores se realizó una extensión en el rango de valores en la simulación del factor de seguridad para conocer con exactitud el lugar de menor valor.

Tabla 11-4: Comparación de factor de seguridad en los amortiguadores PE

Unidad	ts (in)	FS norma	FS simulado
Succión	0.28	3.5	4.87
Descarga	0.75	3.5	3.99

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

En la tabla 33-4 se puede observar en los datos que el análisis del factor de seguridad cumple con lo establecido por la norma ASME VIII división 1 al ser los factores de simulación mayores con respecto al espesor del cuerpo de ambos elementos.

4.4.6. Fatiga de los amortiguadores tipo PE

Las unidades al estar sometidas a presiones fluctuantes se debe realizar este análisis a fatiga. El método utilizado para este análisis será el de Goodman que se basa en un gran número de pruebas y es más o menos incuestionable y generalmente aceptado en la comunidad del diseño. Se calculará el límite de rotura debido a fatiga de las unidades para comparar con lo obtenido en ansys y determinar de esta manera cual sería el esfuerzo fluctuante máximo al cual las unidades pueden estar sometidas.

4.4.6.1. Fatiga del amortiguador a la succión

El límite de rotura para el amortiguador PE a la succión es:

$$Su = 672.39 \text{ psi}$$

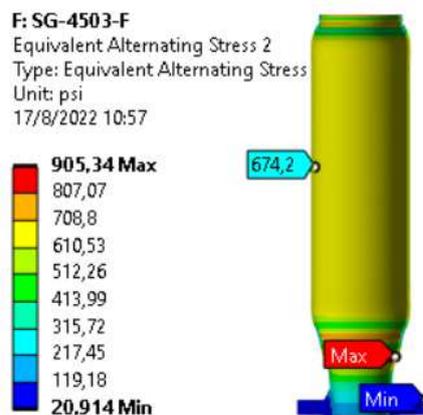


Ilustración 11-4: Límite de rotura por fatiga del amortiguador PE a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

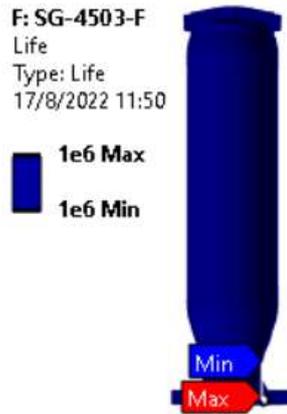


Ilustración 12-4: Vida a la fatiga del amortiguador PE a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Podemos observar en la vida a fatiga que mientras la fluctuación de presiones no supere el límite de rotura de la unidad, la vida media del componente no va a disminuir, lo que significa que el elemento probablemente no falle por fatiga.

4.4.6.2. Fatiga del amortiguador a la descarga

El límite de rotura para el amortiguador PE a la succión es:

$$Su = 3751.6 \text{ psi}$$

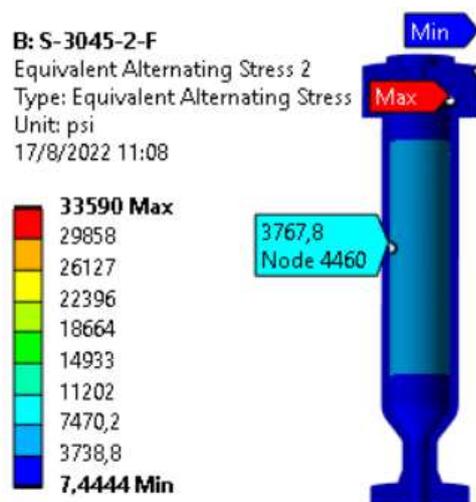


Ilustración 13-4: Límite de rotura por fatiga del amortiguador PE a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

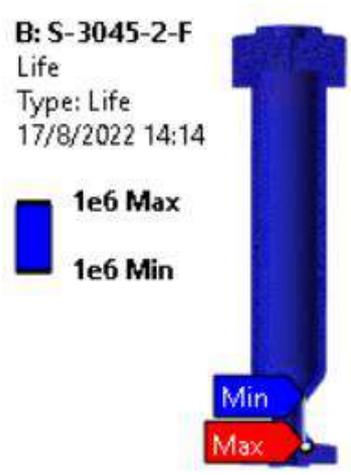


Ilustración 14-4: Vida a la fatiga del amortiguador PE a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Podemos observar en la vida a fatiga que mientras la fluctuación de presiones no supere el límite de rotura de la unidad, la vida media del componente no va a disminuir, lo que significa que el elemento probablemente no falle por fatiga.

Tabla 12-4: Límite de rotura y vida de los amortiguadores PE

Unidad	Presión límite de ruptura calculado (psi)	Presión límite de ruptura simulado (psi)	Vida del elemento
Succión	672.39	674.2	1e6
Descarga	3751.6	3767.8	1e6

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

4.5. Amortiguador tipo ZM (cero mantenimientos)

4.5.1. Modelado de los amortiguadores tipo ZM

Para la validación del amortiguador tipo ZM fue necesario simplificar el modelado para tener una mayor exactitud en los resultados, es por eso por lo que mediante SolidWorks se realizó el modelo que será importado a la interfaz de ansys.

Las condiciones de diseño con las que fue modelada la unidad de succión se las muestra en la tabla 13-4.

Tabla 13-4: Condiciones de modelado de la unidad de succión tipo ZM.

Designación	Valor	Unidad
Material del cuerpo	SA-106 grado B	--
Temperatura de diseño	150	F
Presión de diseño	5000	Psi
Presión de operación	3300	Psi
Diametro	14	in
Espesor del cuerpo	1.125	In
MAWP	5404.3	Psi
MAP	6307.4	psi
MDMT	-20	F

Realizada por: Moreno, Roberto, 2022.

A continuación, se muestra el modelado de la unidad de descarga

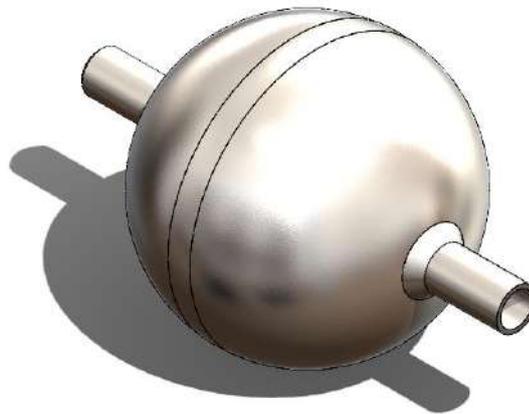


Ilustración 15-4: Amortiguador de pulsos tipo ZM (modelado en Solidworks).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

4.5.2. Mallado de los amortiguadores tipo ZM

El análisis de elementos finitos comienza con un análisis axisimétrico en un modelo bidimensional del amortiguador a presión. En condiciones de contorno, el atenuador se apoya por sus extremos directamente a la tubería de descarga de la bomba y se aplica una presión interna de 3300 psi.

Para que el mallado del elemento sea de mayor confiabilidad en sus resultados se aplicó convergencia en con respecto a los esfuerzos VM del cuerpo hasta lograr un tamaño de malla óptimo, observando que en la calidad promedio su valor es muy cercano a 1, es decir, que el mallado es adecuado.

Tabla 14-4: Convergencia de la malla del amortiguador tipo ZM

Tamaño de malla (in)	Esfuerzo VM (psi)	Calidad de malla
2	11483	0.566
1.5	11527	0.672
1	11409	0.735
0.5	11535	0.871
0.1	11544	0.97
0.05	11553	0.992

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

El tamaño óptimo de convergencia de la malla para el amortiguador ZM es de 0.5 in al obtener un esfuerzo constante y una calidad adecuada.

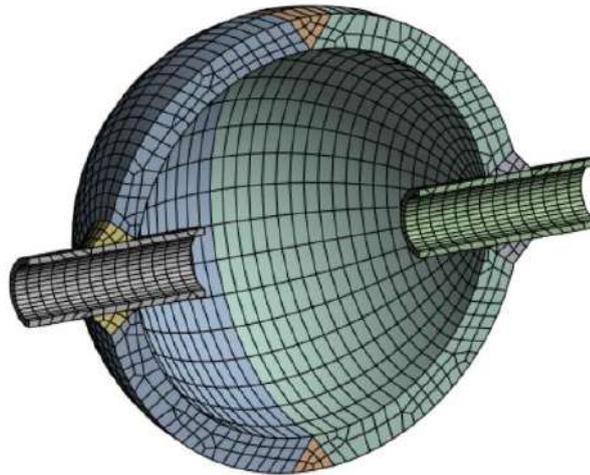


Ilustración 16-4: Mallado para el amortiguador tipo ZM

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

4.5.3. *Análisis por esfuerzos de Von Misses*

En la tabla 15-4, se presentan los resultados de los esfuerzos calculados en el amortiguador, esto nos servirá para comparar con los esfuerzos obtenidos en el ansys.

Tabla 15-4: Esfuerzos aplicados en el cuerpo del amortiguador ZM

Esfuerzo	Valor	Unidad
Esfuerzo Von Mises	10266.67	Psi

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

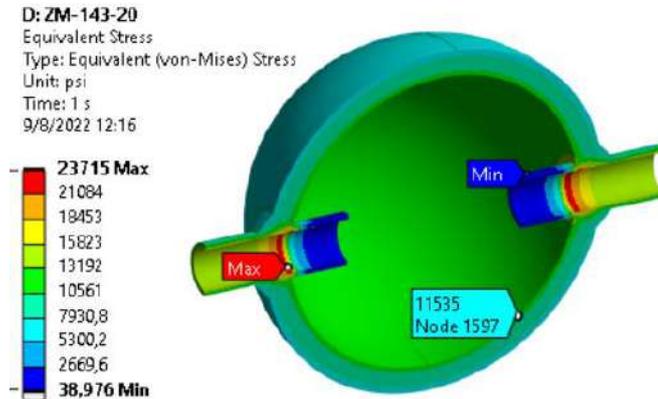


Ilustración 17-4: Esfuerzos de Von Mises del amortiguador ZM (simulación en ansys, 2022 R2)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Debido a la geometría del amortiguador y al tener concentradores de esfuerzos en las tuberías de flujo, se puede observar que en estos puntos los esfuerzos son muy altos, es por esto que los valores de los esfuerzos se los tomará solamente dentro del envolvente esférica.

Se realiza una comparación de los esfuerzos calculados del material, a los cuales está sometido los amortiguadores tipo ZM, con los encontrados mediante simulación.

Tabla 16-4: Esfuerzos Von Mises del amortiguador ZM.

Amortiguador	Fd material (psi)	Fd calculado (psi)	Fd simulado (psi)
Descarga	23333	10266.67	11535

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Teniendo un valor calculado de esfuerzo que el material SA 106-B soporta de 23333 psi, es por esto, que podemos decir que el amortiguador resiste dicha presión de operación.

4.5.4. Análisis de deformación

Para el cálculo de la deflexión máxima en un tanque de presión esférico según Estrada, J en (2001), indica que el recipiente esférico se lo toma como una viga empotrada y su máxima deflexión no deberá exceder las 6 in por cada 100 pies de diámetro. Entonces, para el amortiguador de pulsos se tendrá una deflexión máxima de 0.0702 in.

La deformación ocasionada por el esfuerzo para el amortiguador de pulsos mediante simulación se la indica en la ilustración 18-4.

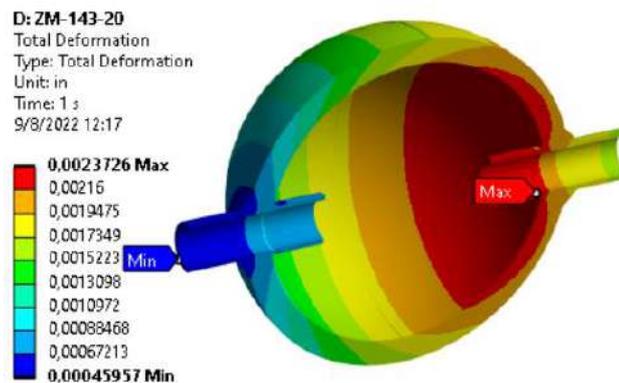


Ilustración 18-4: Deformaciones del amortiguador ZM (simulación en ansys, 2022 R2)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

En la tabla 17-4 se presentan el resultado de los cálculos de las deformaciones causadas por los esfuerzos de von mises y se comparan con las deformaciones con las obtenidas mediante simulación.

Tabla 17-4: Deformación del amortiguador ZM

Unidad	Deformación máxima (in)	Deformación calculada (in)	Deformación simulada (in)
Descarga	0.0702	0.004	0.00237

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

La deformación de los amortiguadores tipo ZM cumple con la deformación máxima que el material puede soportar.

4.5.5. Factor de seguridad

Según lo indica la norma ASME VIII división 1, el factor de seguridad para recipientes sometidos a presión es algo conservador y se toma el valor de 4.

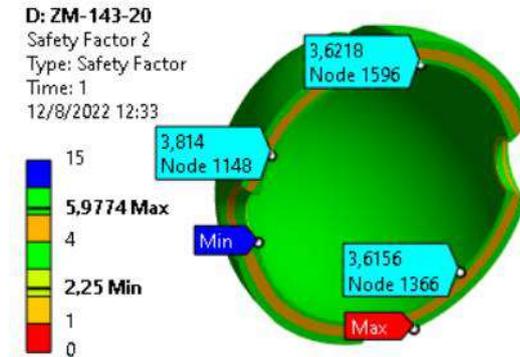


Ilustración 19-4: Factor de seguridad del amortiguador ZM (simulación en ansys, 2022 R2)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Tabla 18-4: Comparación de factor de seguridad en el amortiguador ZM

Unidad	ts (in)	FS norma	FS simulado
Descarga	1.125	3.5	3.61

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

En la ilustración 19-4, se puede observar que el valor del factor de seguridad es muy bajo en las esquinas de las soldaduras debida a los concentradores de esfuerzos, pero si analizamos directamente en el cuerpo nos da valores aceptables según la norma ASME VIII división 1.

4.5.6. Fatiga del amortiguador tipo ZM

El método utilizado para el análisis del factor de seguridad ocasionado por fatiga será el de Goodman, que se basa en un gran número de pruebas y generalmente aceptado en la comunidad del diseño.

Se calculará el límite de rotura debido a fatiga de las unidades para comparar con lo obtenido en ansys y determinar de esta manera cual sería el esfuerzo fluctuante máximo al cual las unidades pueden estar sometidas.

4.5.6.1. Fatiga del amortiguador a la succión

El límite de rotura para el amortiguador PE a la succión es:

$$S_u = 3487.9 \text{ psi}$$

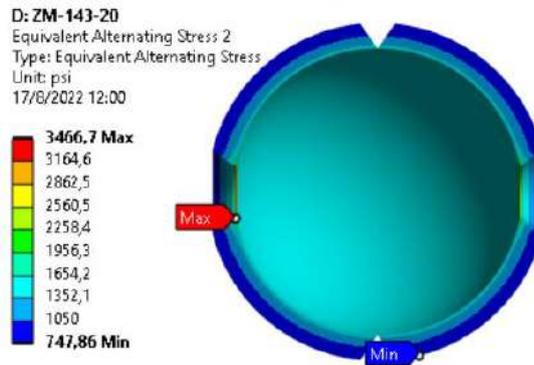


Ilustración 20-4: Factor de seguridad por fatiga del amortiguador ZM (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Se analizó el funcionamiento de la unidad para conocer su vida útil a fatiga:

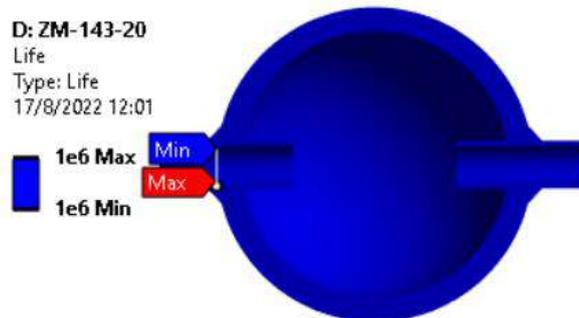


Ilustración 21-4: Vida a fatiga del amortiguador ZM (simulación en ansys, 2022 R2)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Podemos observar en la vida a fatiga que mientras la fluctuación de presiones no supere el límite de rotura de la unidad, la vida media del componente no va a disminuir, lo que significa que el elemento probablemente no falle por fatiga.

Tabla 19-4: Límite de rotura y vida del amortiguador ZM

Unidad	Presión límite de ruptura calculado (psi)	Presión límite de ruptura simulado (psi)	Vida del elemento
Descarga	3487.9	3466.7	1e6

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

4.6. Amortiguador tipo CT

4.6.1. Modelado de los amortiguadores tipo CT

Para la validación de los amortiguadores tipo CT fue necesario realizar ambas unidades en solidworks, que serán importados a la interfaz de ansys para su simplificado de sólidos en la interfaz del space clean dentro de ansys.

4.6.1.1. Modelado del amortiguador CT a la succión

Las condiciones de diseño con las que fue modelada la unidad de succión se las muestra en la tabla 20-4.

Tabla 20-4: Condiciones de modelado de la unidad de succión tipo CT.

Designación	Valor	Unidad
Conexión inferior	3" ANSI 150 RF	--
Recubrimiento interno	Skotchkote 134	--
Material del cuerpo	SA-516 grado 70	--
Perno de carga	¾-10 SA 354 Gr BC	in
Tornillo sujeción media	Grado 8 CS	
Espárragos de fijación	5/8 -11 UN SA 193 CS	in
Temperatura de diseño	150	F
Presión de diseño	290	Psi
Presión de operación	170	Psi
Diametro	8.2	in
Longitud	10	In
Espesor min del cuerpo	0.25	In
MAWP	359.76	Psi
MAP	778.4	psi
MDMT	-20	F

Realizada por: Moreno, Roberto, 2022.

A continuación, se muestra el modelado de la unidad de succión

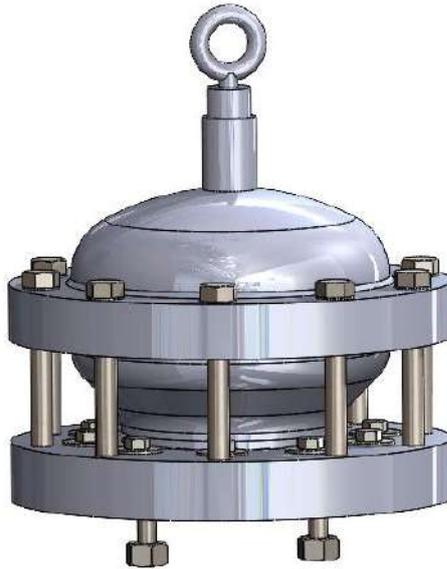


Ilustración 22-4: Amortiguador de pulsos CT a la succión modelada en SolidWorks.

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

4.6.1.2. Modelado del amortiguador CT a la descarga

Las condiciones de diseño con las que fue modelada la unidad de descarga se las muestra en la tabla 28-4.

Tabla 21-4: Condiciones de modelado de la unidad de descarga tipo CT.

Designación	Valor	Unidad
Conexión inferior	3" ANSI 1500 RF	--
Recubrimiento interno	Skotchkote 134	--
Material del cuerpo	SA-516 grado 70	--
Tuerca hex pesada	1 1/8-8 UN-2B Gr 2H	in
Contratuerca	1 1/8-8 UN Gr 2H	
Espárragos de fijación	1 1/8-8UN-2Ax 6.5 Gr B7	in
Temperatura de diseño	150	F
Presión de diseño	3420	Psi
Presión de operación	3300	Psi
Diametro	10	in
Longitud	9	In
Espesor min del cuerpo	1.5	In
MAWP	3706	Psi
MAP	4040	psi
MDMT	-20	F

Realizada por: Moreno, Roberto, 2022.

A continuación, se muestra el modelado de la unidad de descarga



Ilustración 23-4: Amortiguador de pulsos tipo CT
a la descarga modelado en SolidWorks.

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

4.6.2. Mallado de los amortiguadores tipo CT

El análisis de elementos finitos comienza con un análisis axisimétrico en un modelo bidimensional de ambos amortiguadores a presión. En condiciones de contorno, los recipientes se apoyan por su parte inferior directamente en las bridas y se aplica una presión interna de 170 psi en la unidad a la succión y de 3300 psi al de descarga.

4.6.2.1. Amortiguador a la succión

Para que el mallado del elemento sea de mayor confiabilidad en sus resultados se aplicó convergencia con respecto a los esfuerzos VM del cuerpo hasta lograr un tamaño de malla óptimo, observando que en la calidad promedio su valor es muy cercano a 1, es decir, que el mallado es adecuado.

Tabla 22-4: Convergencia de la malla del amortiguador CT a la succión.

Tamaño de malla (in)	Esfuerzo VM (psi)	Calidad de malla
2	2322.5	0.633
1	2598.9	0.774
0.5	2566.8	0.9
0.3	2554	0.96
0.1	2547	0.98
0.04	2550.4	0.995

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

El tamaño óptimo de convergencia de la malla para el amortiguador tipo CT a la succión es de 0.3 in al obtener un esfuerzo constante y una calidad adecuada.

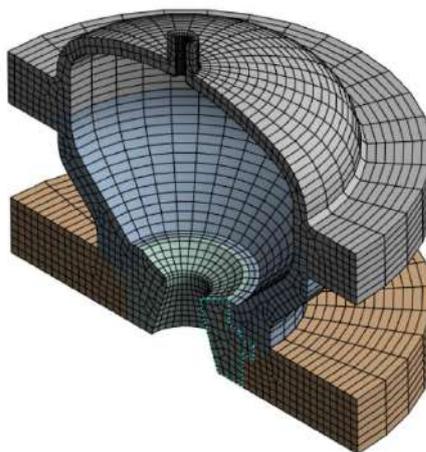


Ilustración 24-4: Mallado para el tipo CT a la succión

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

4.6.2.2. Amortiguador a la descarga

De igual manera se aplicó convergencia con respecto a los esfuerzos VM del cuerpo hasta lograr un tamaño de malla óptimo, observando que la calidad sea adecuada.

Tabla 23-4: Convergencia de la malla del amortiguador CT a la descarga.

Tamaño de malla (in)	Esfuerzo VM (psi)	Calidad de malla
2	15711	0.754
1	14896	0.81
0.5	15199	0.924
0.3	15099	0.955
0.1	15075	0.988
0.08	15086	0.99

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

El tamaño óptimo de convergencia de la malla para el amortiguador tipo CT a la descarga es de 0.3 in al obtener un esfuerzo constante y una calidad adecuada.

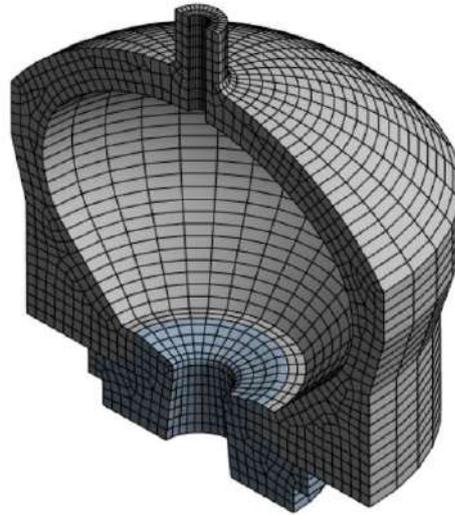


Ilustración 25-4: Mallado para el tipo CT a la descarga

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

4.6.3. *Análisis por esfuerzos de Von Mises de los amortiguadores CT*

4.6.3.1. *Esfuerzos del amortiguador CT a la succión*

En la tabla 24-4, se presentan los resultados de los esfuerzos calculados en el amortiguador a la succión, esto nos servirá para comparar con los esfuerzos obtenidos en el ansys.

Tabla 24-4: Esfuerzos aplicados en el cuerpo del amortiguador CT a la succión.

Esfuerzo	Valor	Unidad
Esfuerzo Von Mises	3132	Psi

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

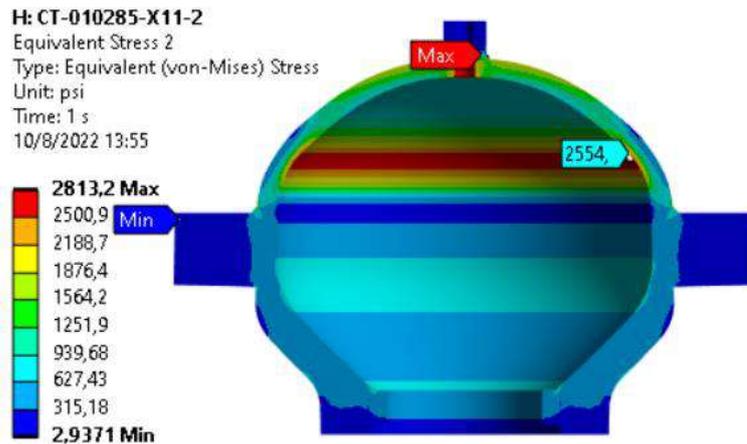


Ilustración 26-4: Esfuerzos de Von Mises del amortiguador CT a l a succión (simulación en ansys, 2022 R2)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

4.6.3.2. Esfuerzos del amortiguador CT a la descarga

En la tabla 30-4, se presentan los resultados de los esfuerzos calculados en el amortiguador a la succión

Tabla 25-4: Esfuerzos aplicados en el cuerpo del amortiguador CT a la descarga.

Esfuerzo	Valor	Unidad
Esfuerzo Von Mises	14657.14	Psi

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

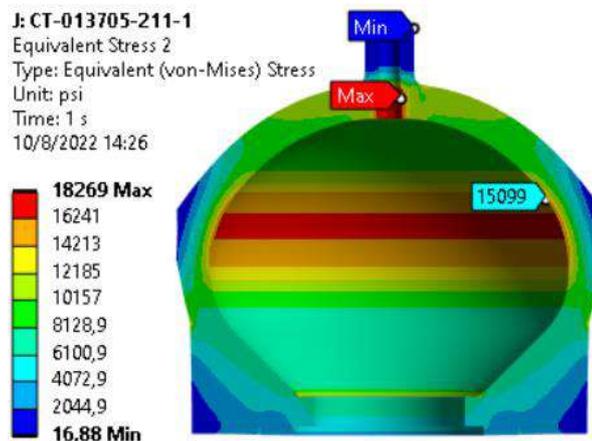


Ilustración 27-4: Esfuerzos de Von Mises del amortiguador CT a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2)

Realizado por: Moreno, Ronberto, 2022

Debido a la geometría del amortiguador y al tener concentradores de esfuerzos en las partes de unión de sus elementos, se puede observar que en este punto los esfuerzos son muy altos, es por esto por lo que los valores de los esfuerzos se los tomará solamente dentro del cuerpo.

Se realiza una comparación de los esfuerzos calculados del material, a los cuales está sometido los amortiguadores tipo CT, con los encontrados mediante simulación.

Tabla 26-4: Esfuerzos Von Mises de los amortiguadores CT.

Amortiguador	Fd material (psi)	Fd calculado (psi)	Fd simulado (psi)
Succión	20000	3132	3926
Descarga	20000	14657	15099

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

Teniendo un valor calculado de esfuerzo que el material SA 516-70 soporta de 20000 psi, es por esto, que podemos decir que ambos amortiguadores resisten las presiones a las que están sometidos.

4.6.4. Análisis de deformación

Para el cálculo de la deflexión máxima en un tanque de presión, el recipiente esférico se lo toma como una viga empotrada y su máxima deflexión no deberá exceder las 6 in por cada 100 pies de diámetro. Entonces, para el amortiguador de pulsos a la succión se tendrá una deflexión máxima de 0.054 in, y para la unidad de descarga será de 0.06 in.

4.6.4.1. Análisis de deformación del amortiguador a la succión

La deformación ocasionada por el esfuerzo para el amortiguador de pulsos a la succión mediante simulación se la indica en la ilustración 28-4.

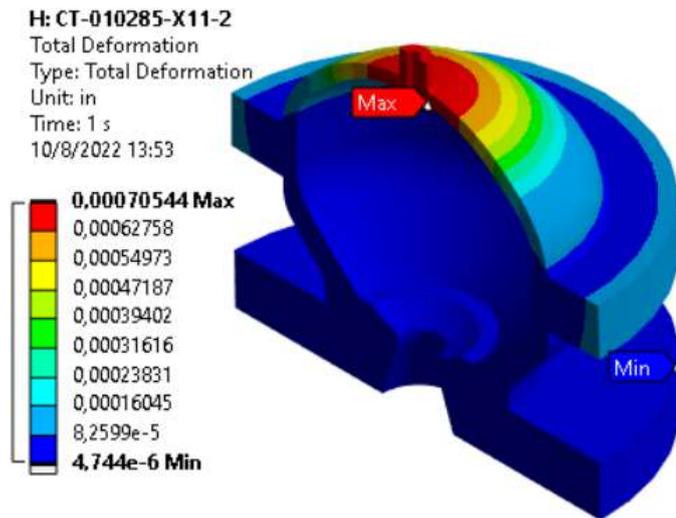


Ilustración 28-4: Deformaciones del amortiguador CT a la succión
 (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

4.6.4.2. Análisis de deformación del amortiguador a la descarga

La deformación ocasionada por el esfuerzo para el amortiguador de pulsos a la descarga se la indica a continuación.

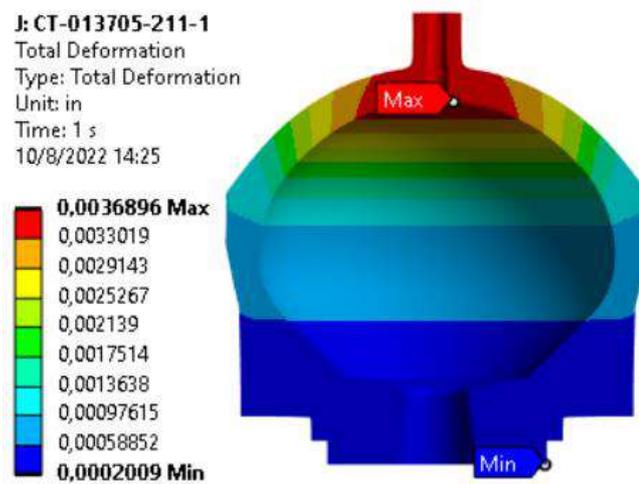


Ilustración 29-4: Deformaciones del amortiguador CT a la descarga
 (simulación en ansys, 2022 R2)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

En la tabla 27-4 se presentan el resultado de los cálculos de las deformaciones causadas por los esfuerzos de von mises y se comparan con las deformaciones con las obtenidas mediante simulación.

Tabla 27-4: Deformación de los amortiguadores CT.

Unidad	Deformación máxima (in)	Deformación calculada (in)	Deformación simulada (in)
Succión	0.054	0.00058	0.0007
Descarga	0.06	0.006	0.00369

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

La deformación de los amortiguadores tipo CT cumple con la deformación máxima que el material puede soportar.

4.6.5. Factor de seguridad

El factor de seguridad para recipientes sometidos a presión es algo conservador y se toma el valor de 3.5 como lo indica la norma ASME VIII división 1.

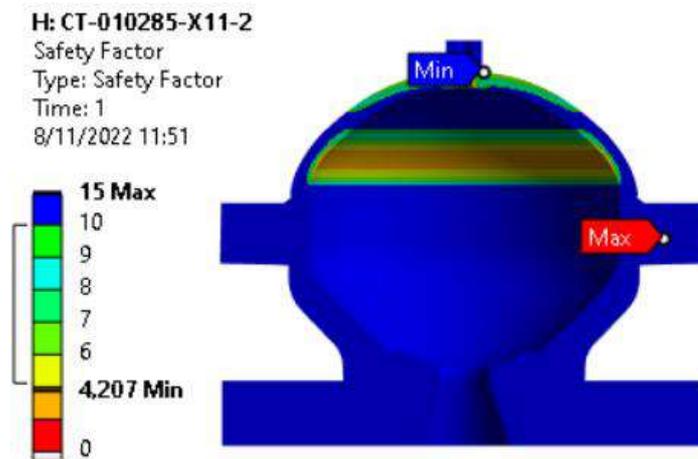


Ilustración 30-4: Factor de seguridad del amortiguador CT a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

4.6.5.1. Factor de seguridad del amortiguador a la descarga

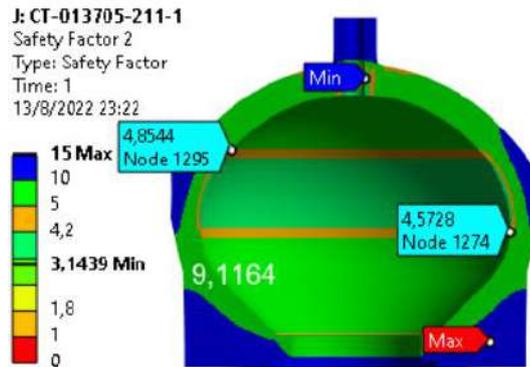


Ilustración 31-4: Factor de seguridad del amortiguador CT a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Tabla 28-4: Factor de seguridad en los amortiguadores PE.

Unidad	ts (in)	FS norma	FS simulado
Succión	0.25	3.5	4.2
Descarga	1.5	3.5	4.57

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

En la tabla 28-4 se puede observar en los datos que el análisis del factor de seguridad cumple con lo establecido por la norma ASME VIII división 1.

4.6.6. Fatiga de los amortiguadores tipo CT

El método utilizado para este análisis será el de Goodman que se basa en un gran número de pruebas y generalmente aceptado en la comunidad del diseño para el análisis a fatiga.

Se calculará el límite de rotura debido a fatiga de las unidades para comparar con lo obtenido en ansys y determinar de esta manera cual sería el esfuerzo fluctuante máximo al cual las unidades pueden estar sometidas.

4.6.6.1. Fatiga del amortiguador a la succión

El límite de rotura para el amortiguador CT a la succión es:

$$Su = 356.94 \text{ psi}$$

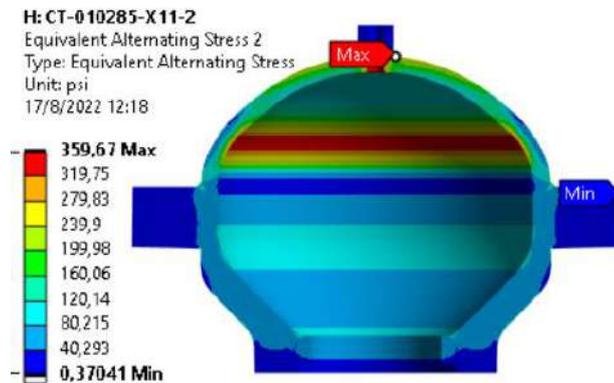


Ilustración 32-4: Factor de seguridad por fatiga del amortiguador CT a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Se analizó el funcionamiento de la unidad para conocer su vida útil a fatiga:

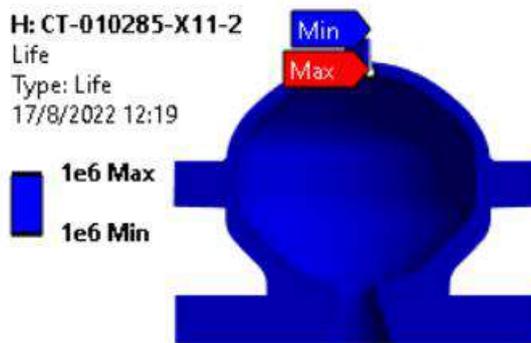


Ilustración 33-4: Vida a la fatiga del amortiguador CT a la succión (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Podemos observar en la vida a fatiga que mientras la fluctuación de presiones no supere el límite de rotura de la unidad, la vida media del componente no va a disminuir, lo que significa que el elemento probablemente no falle por fatiga.

4.6.6.2. Fatiga del amortiguador a la descarga

El límite de rotura para el amortiguador CT a la succión es:

$$Su = 3487.9 \text{ psi}$$

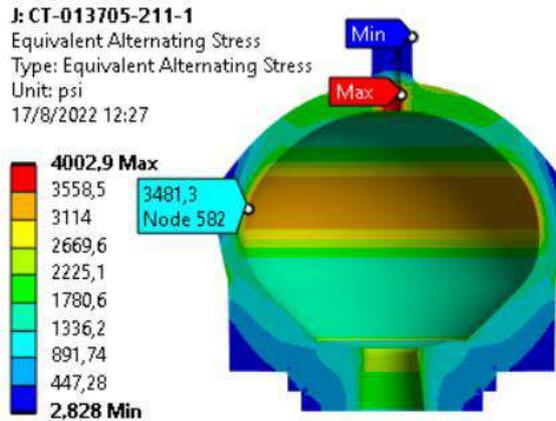


Ilustración 34-4: Factor de seguridad por fatiga del amortiguador CT a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2)

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022

Se analizó el funcionamiento de la unidad para conocer su vida útil a fatiga:

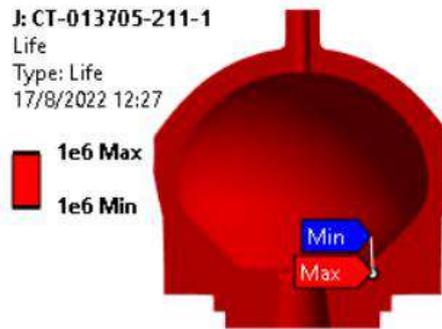


Ilustración 35-4: Vida a la fatiga del amortiguador CT a la descarga (simulación en ansys, 2022 R2).

Realizado por: Moreno, R, 2022

Podemos observar en la vida a fatiga que mientras la fluctuación de presiones no supere el límite de rotura de la unidad, la vida media del componente no va a disminuir, lo que significa que el elemento probablemente no falle por fatiga.

Tabla 29-4: Límite de rotura de los amortiguadores CT

Unidad	Presión límite de ruptura calculado (psi)	Presión límite de ruptura simulado (psi)	Vida del elemento
Succión	356.94	359.67	1e6
Descarga	3487.9	3481.3	1e6

Realizado por: Moreno, Roberto, 2022.

CONCLUSIONES

- A partir de la revisión de la literatura, ASME y otros códigos brindan soluciones para casos más generales y requieren un mayor factor de seguridad, la mayoría de los investigadores tienen trabajos en recipientes a presión de pared delgada. De esta revisión se aclara que el estudio del efecto del cambio en el tamaño, la posición y la ubicación de la abertura en el recipiente a presión para estudiar la concentración de tensión son esenciales y han sido poco estudiados. Dando a conocer que el análisis de elementos finitos es una herramienta extremadamente poderosa para diseño de recipientes a presión.
- El manejo de una herramienta como MATLAB facilitó la realización de un programa para la selección de los tres tipos de amortiguadores de pulsaciones que existen en el mercado, obteniendo a partir de esta base de datos las propiedades y características necesarias para el diseño analítico de los elementos, así como las principales dimensiones para tener de referencia el espacio que ocuparán dentro del sistema de bombeo. Los resultados del programa fueron validados al verificar la coincidencia de las unidades instaladas en algunos pozos petroleros que mantienen en funcionamiento el sistema power oil con bombas de desplazamiento positivo utilizadas en la extracción de crudo.
- Los amortiguadores de pulsaciones operan con elevadas presiones fluctuantes, es por esto por lo que, las unidades se diseñaron como un recipiente a presión, capaz de soportar presión interna y externa, cumpliendo con los requerimientos obligatorios de la norma ASME VIII división 1 y determinando de manera confiable las dimensiones de cada tipo de amortiguador de pulsaciones, estas se las indica a continuación:

Tipo	Ubicación	Longitud (in)	Diámetro o ancho (in)	Espesor cuerpo (in)	Espesor cabeza (in)	Material
PE	Succión	31.3	6.625	0.28	0.75	SA 106-B
PE	Descarga	38.13	6.625	0.75	2.5	SA 106-B
ZM	Descarga	26	14	1.125	--	SA 106-B
CT	Succión	16.8	14.88	0.25	--	SA 516-70
CT	Descarga	17	11.5	1.5	--	SA 516-70

Los componentes que conforman los recipientes a presión la mayoría de las veces se seleccionan, pero la selección es muy crítica, un ligero cambio en este proceso conducirá a un recipiente de presión completamente diferente de lo que se pretende diseñar.

- La validación de las dimensiones y sobre todo los espesores fueron analizados mediante elementos finitos en ansys, a partir de una convergencia en los esfuerzos para el mallado y obtener datos más cercanos a la realidad. Los materiales de diseño de los elementos son; el

SA 516-70 con un esfuerzo admisible de 20 ksi y el SA 106-B con 23.3 ksi, la tensión máxima en el amortiguador tipo PE se da por lo general en la unión del cuerpo con la tapa plana, en el tipo ZM en la unión de las tuberías con el cuerpo y para los atenuadores tipo CT en la unión de la válvula de carga. Los recipientes a presión que operan en condiciones adversas deben funcionar necesariamente con un alto grado de seguridad siendo el recomendado por la norma ASME VIII división 1, un valor de 3.5. Para el análisis del cuerpo a fatiga se determinó una presión límite de ruptura de las unidades encontrando que todos atenuadores de pulsaciones diseñados tendrán una vida de $1e6$ ciclos, es decir que la unidad probablemente no falle por fatiga. Los resultados de la validación de los amortiguadores de pulsos analizados por FEM mostraron que el error es menor del 5% con respecto a los calculados analíticamente demostrando que están dentro del rango permitido.

TIPO	UBICACIÓN	Tamaño de malla (in)	Esfuerzo VM (ksi)	Deformación (in)	Factor de seguridad	Límite de rotura a fatiga (ksi)
PE	Succión	0.4	2.45	0.0009	4.87	674.2
PE	Descarga	0.3	12.8	0.0024	3.99	3767.8
ZM	Descarga	0.5	11.5	0.0023	3.61	3487.9
CT	Succión	0.3	3.9	0.0007	12.37	356.9
CT	Descarga	0.3	15.1	0.0037	4.57	3487.9

El análisis en general de los amortiguadores de pulsaciones para condiciones de operación en escenarios normales cumple con los límites permitidos en cada unidad diseñada. Por lo tanto, el diseño actual de los cuerpos y demás componentes tienen suficiente resistencia en las condiciones de carga de diseño, capaces de soportar una sobrepresión en su funcionamiento.

RECOMENDACIONES

- Al preparar una especificación para un recipiente a presión, es imperativo que se tengan en cuenta todos los factores externos que pueden tener un impacto en el recipiente a presión. Además, los diseñadores deben revisar cuidadosamente las especificaciones que reciben para garantizar que se proporcione información crucial que podría tener un impacto material en la vida útil y la confiabilidad del tanque de presión.
- Se recomienda que los amortiguadores de pulsaciones PE y CT se instalen dentro del sistema de manera perpendicular respecto a la tubería, debido a la composición química del fluido transportado, en este caso petróleo ya que puede corroer el nitrilo del mecanismo interno de estas unidades.
- Se han encontrado pozos petroleros con el sistema power oil en funcionamiento que carecen de amortiguadores de pulsaciones, por lo que, se recomienda que si el sistema de bombeo supera los 15 psi debe ir instalado estos dispositivos de atenuación de pulsos.
- Se recomienda que la presión de precarga en los amortiguadores de vejiga sea del 60 al 70 % de la presión de trabajo promedio o el límite permitido por el diseño de la vejiga. Se debe evitar una presión de precarga por debajo del 25 % de la presión de descarga promedio para prolongar la vida útil de la vejiga al disminuir el grado de flexión.
- Para bombas recíprocas en tuberías largas, se debe considerar el uso de dos o más amortiguadores de pulsaciones.
- Los soportes de las líneas de tubería deben ser situados y espaciados de modo que la frecuencia natural de los trayectos o de la configuración de tubería no concuerde con alguna frecuencia de la pulsación.

BIBLIOGRAFÍA

- API 674.** *Positive Displacement Pumps-Reciprocating*. [en línea]. Houston: 2010. [Fecha de consulta: 05 de agosto de 2022]. Disponible en: www.promhimtech.ru.
- ASME.** Boiler and pressure vessel code an international code. [en línea]. Estados Unidos: Two Park Avenue, 2019. [Fecha de consulta: 05 de mayo de 2022] Section II. Materials. ISBN 5986215001. Disponible en: <https://www.asme.org/shop/certification-accreditation>.
- ASME.** Boiler and Pressure Vessel Code An International Code. [en línea]. Estados Unidos: Two Park Avenue, 2019. [Fecha de consulta: 05 de mayo de 2022] Section VIII division I. Rules for Construction of Pressure Vessels. ISBN 5986215001. Disponible en: <https://www.asme.org/shop/certification-accreditation>.
- BARRON, Juan. y MUÑOZ, Adrian.** Causas, efectos y métodos de control del flujo pulsante en bombas, compresores y medidores de flujo. Tesis (Ingeniería en Petróleos). Mexico D.F: Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería, 1991. pp. 1-2,129.
- BEYNART, Larry.** Pulsation dampening in suction and discharge systems for PD pumps. ScienceDirect [en línea]. Volume 1999, Issue 397. [Fecha de consulta: 20 de mayo de 2022] Disponible en: [https://doi.org/10.1016/S0262-1762\(99\)81400-X](https://doi.org/10.1016/S0262-1762(99)81400-X).
- CASTILLO, Ángel.** Propuesta de mantenimiento centrado en confiabilidad de las unidades de bombeo horizontal multietapas del sistema power oil de la estación atacapi del B57-LI de PETROAMAZONAS EP. Tesis (Magister en Gestión del Mantenimiento). Riobamba: Escuela Superior Politecnica de Chimborazo, 2017. 34 pp.
- COORSTEK.** CT Low profile Dampeners and Stabilizers [en línea]. Oklahoma, 2006. [Fecha de consulta: 10 de abril de 2022]. Disponible en: <https://www.coorstek.com/media/4220/ct-series-low-profile-pulsation-dampeners-and-stabilizers.pdf>
- COORSTEK.** ZM Zero Maintenance [en línea]. Oklahoma, 2006. [Fecha de consulta: 10 de abril de 2022]. Disponible en: www.coorstek.com.

- COORSTEK.** Surgetek suction & discharge stabilizers. 2009. Oklahoma, 2009. [Fecha de consulta: 10 de abril de 2022]. Disponible en: <https://www.coorstek.com/en/products/suction-discharge-stabilizers/>
- CROSBY.** Accesorios para Eslingado. México DF, 2002. [Fecha de consulta: 10 de abril de 2022]. Disponible en: <https://fdocuments.ec/document/ft-accesorios-crosby.html?page=2>
- DIRECTORY.** Recipientes a Presión. [en línea]. Estados Unidos, 2018. [Fecha de consulta: 28 agosto 2022]. Disponible en: <https://www.iqsdirectory.com/articles/pressure-vessel.html>.
- ELECTRICAL MARKETS DIVISION.** Scotchkote Fusion-Bonded Epoxy Coating 134 Data Sheet and Application Guide. River Place, 2016. pp. 1-6.
- GRAINGER.** Eye Bolts & Screw Eyes [en línea]. Estados Unidos, 2018. [Fecha de consulta: 27 agosto 2022]. Disponible en: <https://www.grainger.com/category/fasteners/bolts/eye-bolts-rod-ends/eye-bolts>.
- GRINNELL.** Acoplamientos ranurados G-FIRE Catálogo de productos. [en línea]. Pennsylvania, 2015. [Fecha de consulta: 21 agosto 2022]. Disponible en: www.tfpemea.com.
- GUERRERO, Lenin.** Construcción y análisis del funcionamiento de una bomba recíproca de triple émbolo. Tesis (Ingeniería Mecánica). Quito: Escuela Politécnica Nacional, 2018. 9 pp.
- HIDRACAR SA.** Some technical and practical recommendations about pulsation dampeners in circuits with dosing or volumetric pumps. [en línea]. España, 2019. [Fecha de consulta: 04 de abril de 2022]. pp. 1-20. Disponible en: http://pulsation-dampers-hidracar.com/wp-content/uploads/2019/10/BDOS-19.2_english_20190913.pdf
- INSUASTI, Anderson y RUIZ, Cleimer.** Rediseño y construcción de las cámaras de compresión de una bomba recíproca de triple émbolo. Tesis (Ingeniería Mecánica). Quito: Escuela Politécnica Nacional, 2021. 7 pp.

- JAMI, Oscar.** Alternativas para optimizar el sistema Power Oil en la estación Shushuqui – Activo Libertador. Tesis (Ingeniería de Petróleo). Quito: Universidad Central del Ecuador, 2019. pp 8-9.
- KOEGLER, Andreas, HASELMANN, Daniel y SCHLUECKER, Nicolas.** 2017. Experimental Characterization of a Flow-through Pulsation Damper Regarding Pressure Pulsations and Vibrations. *Chemical Engineering and Technology*, vol. 40, no. 1, pp. 162-169. 2017. ISSN 15214125. DOI 10.1002/ceat.201600175.
- LEÓN, Juan.** 2001. Diseño y cálculo de recipientes sujetos a presión [en línea]. 2001 ed. México. 2001. [Fecha de consulta: 16 de abril de 2022]. pp. 145-150. Disponible en: <https://pdfslide.net/documents/disen-y-calculo-de-recipientes-a-presion-juan-manuel-leon-estrada.html>
- LIERMANN, Matthias.** Active pneumatic pulsation damper for peristaltic pump flow loops. ASME Digital Collection [en línea]. 2016 [Fecha de consulta: 11 de junio de 2022] Disponible en: <https://asmedigitalcollection.asme.org/FPST/proceedings-abstract/FPMC2016/50060/V001T01A005/232759>
- LIVINGSTON, Eduardo. y SCCAUVUZZO, Rodrigo.** Recipiente a presión. *The Engineering Handbook* [en línea]. 2000. pp. 2-6. [Fecha de consulta: 15 de junio de 2022] Disponible en: <https://pdf4pro.com/view/livingston-e-scavuzzo-r-j-pressure-vessels-the-5c954f.html>
- MEGYESY, Eugene.** 1973. Pressure vessel. [s.l.]: 14ed, Handbook Publishing Inc. 1973. pp. 185-187. ISBN: 0-914458-21-3
- NATIONAL OILWELL VARCO.** Reciprocating Plunger Pumps Installation, Care and Operation Manual. [en línea]. Houston, 2010. [Fecha de consulta: 25 de julio de 2022]. Disponible en: <http://www.nov.com>.
- NEC.** Norma Ecuatoriana de la Construcción [en línea]. Ecuador, 2014 [Fecha de consulta: 04 de junio de 2022]. Disponible en: <https://docplayer.es/17866648-Nec-cargas-no-sismicas-codigo-nec-se-cg-norma-ecuatoriana-de-la-construccion.html>

- OCTAL.** Composición del ASTM A106 B y del SA 105. [en línea]. [s.l.] 2018. [Fecha de consulta: 15 julio 2022]. Disponible en: <https://www.octalacero.com/astm-a53-b-y-astm-a106-b>.
- PETROAMAZONAS EP.** Diagrama de tubería e instrumentación power oil Lago Agrio 23. Escala 1:750. 11 febrero 2017. Lago Agrio.
- PETROAMAZONAS EP.** Levantamiento topográfico de la línea de flujo pozo #23 Lago Agrio. Escala 1:50. 6 agosto 2015. Lago Agrio.
- PIPEDATA-PROa.** Diámetro de tubería de descarga. Riobamba: Pipedata-pro, 29 mayo 2022.
- PIPEDATA-PROb.** Diámetro de tubería de Gsucción. Riobamba: Pipedata-pro, 29 mayo 2022.
- TIRENTI, Javier.** Pressure Vessels [en línea]. Estados Unidos: 2017. [Fecha de consulta: 18 de junio de 2022] Part I: Pressure Vessel Design, Shell, Head, Nozzle and Basic Flange. Disponible en: <https://pdf4pro.com/view/pressure-vessels-part-i-pressure-vessel-design-shell-516abf.html>
- VETTER, Gerhard.** Pressure pulsation dampening methods for reciprocating pumps. Erlangen: 2002.
- VETTER, Gerhard y SCHWEINFURTER, Friedrich.** Pressure Pulsations in the Piping of Reciprocating Pumps. Chem. Eng. Techno [en línea]. Weinheim: 1987. vol. 10, pp. 262-271. Disponible en: <https://pdfslide.net/documents/pressure-pulsations-in-the-piping-of-reciprocating-pumps.html?page=1>
- ГОЛОВИН, А.** Гасители Для Гидравлических Систем. Известия Самарского научного центра Российской академии наук [en línea]. Rusia: 2019. vol. 21, no. 5, pp. 136-139. Disponible en: http://www.ssc.smr.ru/media/journals/izvestia/2019/2019_5_136_143.pdf

ANEXOS

ANEXO A: CATÁLOGO NATIONAL OILWELL VARCO DE BOMBAS DE RECIPROCANTE.

Single-Acting, Continuous Duty Pumps														
Cast Nickel Aluminum Bronze is the most common stocked cylinder. Other metallurgies may be stocked based on market demands. Secondary models include all other metallurgies aside from Cast Nickel Aluminum Bronze. These pumps will typically have a longer lead time.														
Rated Horsepower	Pump Model No.		Maximum Displacement				Maximum Pressure		Type	Metallurgy				
	New	Old	Gallons per minute (USGPM)	Liters per second	Barrels per Day (BPD)	Cubic Meters per Hour (m ³ /hr)	Pounds per Square Inch (PSI)	Kilopascals (kPa)						
2	2S-1L	P50BLS	4.80	0.30	164	1.08	1,149	7,920	Simplex	X	X	P		
	2S-1M	P50B	3.60	0.23	125	0.83	2,042	14,081		X	X	X		
	2S-1H	P50BH	1.20	0.08	41	0.27	4,595	31,681					X	X
5	5S-2L	P50ALS	10.41	0.66	357	2.36	1,149	7,920	Simplex	X	X	X	P	
	5S-2M	P50A	7.97	0.50	274	1.81	2,042	14,081		X	X	X		
	5S-2H	P50H	2.60	0.16	90	0.59	4,595	31,681					X	X
11	11D-2L	P100ALS	23.80	1.50	816	5.40	1,149	7,920	Duplex	X	X	P		
	11D-2M	P100A	18.24	1.15	626	4.14	2,042	14,081		X	X			
	11D-2H	P100H	5.96	0.38	205	1.35	4,595	31,681					X	X
22	22T-2L	T225LS	42.70	2.69	1,464	9.69	1,443	9,949	Triplex	X	X	X	P	
	22T-2M	T225M	32.70	2.06	1,121	7.42	2,565	17,688		X	X	X		
	22T-2H	T225H	10.70	0.67	366	2.42	4,660	32,130					X	X
30	30T-2L	J-30-L	51.65	3.26	1,771	11.73	2,000	13,790	Triplex	X	X	X		
	30T-2H	J-30-H	22.95	1.45	787	5.21	5,000	34,474		X	X			
	31Q-2L	SP200A	57.40	3.62	1,968	13.04	2,042	14,081	Quintuplex	X	X	P		X
32	32T-2L	T225LS	42.69	2.69	1,464	9.69	2,037	14,046	Triplex	X	X	X	P	
	32T-2M	T225M	32.68	2.06	1,121	7.42	2,565	14,134		X	X	X		
	32T-2H	T225H	10.67	0.67	366	2.42	4,600	31,716					X	X
55	55T-3L	3364-7	95.62	6.03	3,279	21.72	1,391	9,591	Triplex	X				
	55T-3SC	3365-5SC	77.46	4.89	2,656	17.59	1,817	12,527		X				
	55T-3LS	3364-6	95.62	6.03	3,279	21.72	1,480	10,204				P		
	55T-3M	3364-3	46.86	2.96	1,607	10.64	1,817	12,527		X	X			
59	59T-3L	T365AL	134.90	8.51	4,627	30.65	970	6,686	Triplex	X	X	P		X
	59T-3M	T365AM	93.71	5.91	3,213	21.28	2,295	15,825		X	X			X
	59T-3MS	T365MS	33.74	2.13	1,157	7.66	4,789	33,017					X	X
	59T-3H	T365H	14.99	0.95	515	3.41	10,000	68,948						X
60	60T-3L	J-60-L	137.7	8.69	4,722	31.27	1,500	10,342	Triplex	X	X	X		X
	60T-3M	J-60-M	61.2	3.86	2,099	13.90	3,200	22,063		X	X			X
	60T-3H	J-60-H	28.95	1.82	992	6.57	5,000	34,474		X	X			X
80	80T-3L	80T-3L	174.3	11.00	5,976	39.58	2,017	13,906	Triplex	X	X	X		
	80T-3M	80T-3M	81.2	3.86	2,099	13.90	4,267	29,420		X	X			
	80T-3H	80T-3H	28.9	1.82	992	6.57	5,161	35,584					X	X
100	100T-4L	J-100-L	209.1	13.19	7,171	47.49	1,659	11,436	Triplex	X	X	X		
	100T-4M	J-100-M	82.9	5.23	2,843	18.83	3,180	21,925		X	X			
	100T-4H	J-100-H	56.2	3.55	1,928	12.77	5,000	34,474		X	X			X
101T	101T-4L	T100-4	209.1	13.2	7,171	47.5	1,220	8,408	Triplex	X	X	P		X
	101T-4M	T100-3	114.7	7.2	3,935	26.1	2,744	18,919		X	X			X
	101T-4H	T100-2	48.5	3.1	1,663	11.0	5,378	37,081					X	X
103	103Q-3L	Q3115AL	232.9	14.70	7,967	52.9	970	6,686	Quintuplex	X		P		X
	103Q-3M	Q3115AM	161.8	10.21	5,547	36.7	2,295	15,825		X				X
	103Q-3MS	Q3115MS	58.2	3.67	1,997	13.2	4,789	33,017				X		X
	103Q-3H	Q3115H	25.9	1.63	888	5.9	10,000	68,948					X	
110	110Q-3L	HP125AL	235.6	14.9	8,079	53.5	1,037	7,149	Quintuplex	X		P		X
	110Q-3M	HP125AM	163.6	10.3	5,610	37.2	2,454	16,922		X				X
	110Q-3MS	HP125MS	58.9	3.7	2,020	13.4	5,121	35,306				X		X
	110Q-3H	HP125H	26.2	1.7	898	5.9	10,000	68,948					X	
125	125T-4L	A344-H	293.8	18.5	10,072	66.7	1,500	10,342	Triplex	X				
	125T-4M	A334-H	165.2	10.4	5,666	37.5	3,180	21,925		X				
	125T-4H	A324-H	92.9	5.9	3,187	21.1	5,000	34,474		X				
130	130T-4L	130T-4L	241.3	15.2	8,272	54.8	1,750	12,065	Triplex	X			X	X
	130T-4M	130T-4M	103.6	6.5	3,551	23.5	3,111	21,450		X				
	130T-4H	130T-4H	56.2	3.5	1,928	12.8	5,000	34,474						
133	133T-4L	T140-4	209.1	13.2	7,171	47.5	1,440	9,929	Triplex	X	X	P		X
	133T-4M	T140-3	114.7	7.2	3,935	26.1	3,600	24,821		X	X			X
	133T-4H	T140-2	48.5	3.1	1,663	11.0	6,000	41,369				X		F
163	163Q-4L	HP165AL	339.8	21.4	11,652	77.2	1,220	8,408	Quintuplex	X	X	P		X
	163Q-4M	HP165AM	186.5	11.8	6,394	42.3	2,744	18,919		X	X			X
	163Q-4H	HP165MS	78.8	5.0	2,702	17.9	5,378	37,081				X		F
165	165T-5L	J-165-L	326.4	20.6	11,191	74.1	1,650	11,376	Triplex	X	X	X		
	165T-5M	J-165-M	154.3	9.7	5,290	35.0	3,120	21,512		X	X			X
	165T-5H	J-165-H	81.6	5.1	2,798	18.5	5,000	34,474		X	X			X
184	184T-7XL	HP250XL	636.7	40.2	21,832	144.6	728	5,020	Triplex			X		X
	184T-7L	HP250BL	347.9	21.9	11,927	79.0	1,204	8,299		X		P		X
	184T-7M	HP250BM	203.4	12.8	6,975	46.2	2,912	20,081		X		P		X
	184T-7H	HP250BH	87.0	5.5	2,982	19.7	6,000	41,369						F
200	200T-5L	J-200-L	326.4	20.6	11,191	74.1	1,680	11,583	Triplex	X	X	X		
	200T-5M	J-200-M	154.3	9.7	5,290	35.0	3,349	23,097		X	X			X
	200T-5H	J-200-H	81.6	5.1	2,798	18.5	5,000	34,474		X	X			X
202	202T-6L	A348-H	353.7	22.3	12,127	80.3	1,500	10,342	Triplex	X				
	202T-6M	A336-H	176.3	11.1	6,045	40.0	3,180	21,925		X				

Single-Acting, Continuous Duty Pumps (continued)

Cast Nickel Aluminum Bronze is the most common stocked cylinder. Other metallurgies may be stocked based on market demands. Secondary models include all other metallurgies aside from Cast Nickel Aluminum Bronze. These pumps will typically have a longer lead time.

Rated Horsepower	Pump Model No.		Maximum Displacement				Maximum Pressure		Type	Metallurgy					
	New	Old	Gallons per minute (USGPM)	Liters per second (l/s)	Barrels per Day (BPD)	Cubic Meters per Hour (m ³ /hr)	Pounds per Square Inch (PSI)	Kilopascals (kPa)		Cast Nickel Aluminum Bronze	Cast Carbon Steel	Cast Stainless Steel	Cast Duplex Stainless Steel	Forged 1.4 Stainless Steel	Forged Duplex Stainless Steel
217	217Q-4L	HP200AL	339.8	21.4	11,652	77.2	1,440	9,929	Quintuplex	X	X			X	
	217Q-4M	HP200AM	186.5	11.8	6,394	42.3	3,600	24,821		X	X	P		X	
	217Q-4H	HP200MS	78.8	5.0	2,702	17.9	6,000	41,369					X	F	
250	250T-5L	250T-5L	368.5	23.2	12,834	83.7	1,544	10,648	Triplex	X	X		X		
	250T-5M	250T-5M	215.5	13.8	7,388	48.9	3,026	20,865		X	X		X		
	250T-5H	250T-5H	103.3	6.5	3,541	23.5	5,000	34,474		X	X		X		
267	267Q-6L	A-548	663.3	41.8	22,741	150.7	1,420	9,791	Quintuplex	X	X				
	267Q-6M	A-536	330.5	20.9	11,331	75.1	3,180	21,925		X	X				
300	300Q-5L	J-275-L	544.0	34.3	18,851	123.6	1,650	11,376	Quintuplex	X	X				
	300Q-5M	J-275-M	257.1	16.2	8,816	58.4	3,000	20,684		X	X		X		
	300Q-5H	J-275-H	136.0	8.6	4,663	30.9	5,000	34,474		X	X		X		
308	308T-7XL	HP360XL	636.7	40.2	21,832	144.6	1,220	8,410	Triplex			X		X	
	308T-7L	HP360AL	347.9	21.9	11,927	79.0	2,169	14,952		X	X	P		X	
	308T-7M	HP360AM	203.4	12.8	6,975	46.2	3,600	24,821		X	X	P		X	
	308T-7H	HP360H	87.0	5.5	2,982	19.7	6,170	42,542					X	X	
350	350Q-5L	Q350-4	489.6	30.9	16,787	111.2	1,670	11,511	Quintuplex	X	X	P		X	
	350Q-5M	Q350-3	323.2	20.4	11,082	73.4	3,483	24,017		X	X	P		X	
	350Q-5H	Q350-2	154.9	9.8	5,312	35.2	6,000	41,369		F			X		
430	430T-7L		535.5	33.8	18,360	121.6	1,550	10,687	Triplex	X	X	X			
	430T-7M		301.2	19.0	10,328	68.4	3,150	21,719		X	X		X		
	430T-7H		192.8	12.2	6,610	43.8	5,000	34,474		X	X		X		
543	543Q-7XL	HP600XL	1121.3	70.7	38,445	254.6	1,220	8,410	Quintuplex			X		X	
	543Q-7L	HP600AL	612.8	38.8	21,003	139.1	2,169	14,952		X	X	P		X	
	543Q-7M	HP600AM	358.2	22.6	12,283	81.4	3,600	24,821		X	X	P		X	
	543Q-7H	HP600H	153.1	9.7	5,251	34.8	6,170	42,542					X	X	
550	550T-7D		612	38.6	20,983	139.0	5,000	34,474	Triplex-Piston				X		
622	622T-8XL	T600-7	1039.6	66.6	35,643	236.1	1,640	11,307	Triplex	X	X	X		X	
	622T-8L	T600-5	530.4	33.5	18,186	120.5	2,220	15,307		F			X	F	
	622T-8M	T600-4	339.5	21.4	11,639	77.1	3,705	25,546		F			X	F	
	622T-8MS	T600-3	190.9	12.0	6,547	43.4	6,170	42,542		F			X	F	
625	625Q-7L	J-625-L	850.8	53.7	29,172	193.2	1,550	10,686	Quintuplex	X	X	X		X	
	625Q-7M	J-625-M	544.5	34.4	18,671	123.7	3,150	21,719		X	X		X		
	625Q-7H	J-625-H	306.3	19.3	10,502	69.6	5,000	34,474		X	X		X		
750	D-750LA		560	35.3	19,200	127.2	5,000	34,474	Triplex-Piston				X		
1069	C-1000*	C-1000	929	58.6	31,851	211.0	3,705	25,545	Triplex				X		

*C-1000 is also available in Forged Bronze and Forged Duplex SS

ANEXO B: PLACA DEL FABRICANTE DE LA BOMBA RECIPROCANTE NATIONAL J165H02AF.



ANEXO C: VALORES DE TENSIÓN MÁXIMOS PERMITIDOS PARA MATERIALES FERROSOS.

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec. No.	Type/Grade	Alloy		Size/Thickness, in.	P-No.	Group No.
					Design./ UNS No.	Class/ Condition/ Temper			
1	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	B60	K02401	1	1
2	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	C60	K02100	1	1
3	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	E60	K02402	1	1
4	Carbon steel	Wld. pipe	SA-134	A283D	K02702	1	1
5	Carbon steel	Plate	SA-283	D	K02702	1	1
6	Carbon steel	Wld. pipe	SA-53	E/B	K03005	1	1
7	Carbon steel	Wld. pipe	SA-53	E/B	K03005	1	1
8	Carbon steel	Smls. pipe	SA-53	S/B	K03005	1	1
9	Carbon steel	Smls. pipe	SA-53	S/B	K03005	1	1
10	Carbon steel	Smls. pipe	SA-106	B	K03006	1	1
11	Carbon steel	Wld. pipe	SA-135	B	1	1
12	Carbon steel	Smls. & wld. fittings	SA-234	WPB	K03006	1	1

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Min. Tensile Strength, ksi	Min. Yield Strength, ksi	Applicability and Max. Temperature Limits (NP = Not Permitted) (SPT = Supports Only)				External Pressure Chart No.	Notes
			I	III	VIII-1	XII		
1	60	32	NP	700	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
2	60	32	NP	700	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
3	60	32	NP	700	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
4	60	33	NP	300 (Cl. 3 only)	NP	NP	CS-2	W12
5	60	33	NP	300 (Cl. 3 only)	650	650	CS-2	...
6	60	35	900	300 (Cl. 3 only)	NP	NP	CS-2	G10, S1, T1, W12, W13
7	60	35	900	NP	900	650	CS-2	G3, G10, G24, S1, T1, W6
8	60	35	900	300 (Cl. 3 only)	NP	NP	CS-2	G10, S1, T1
9	60	35	NP	700 (SPT)	900	650	CS-2	G10, T1
10	60	35	1000	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T1
11	60	35	NP	NP	900	650	CS-2	G24, T1, W6
12	60	35	1000	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T1

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	16.4	15.8	15.3
2	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	16.4	15.8	15.3
3	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	16.4	15.8	15.3
4	17.1	...	17.1	...	17.1
5	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	16.9	16.3
6	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
7	14.6	14.6	14.6	...	14.6	14.6	14.6	14.6	14.6	13.3	11.1	9.2	7.4	5.0
8	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
9	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
10	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9
11	14.6	14.6	14.6	...	14.6	14.6	14.6	14.6	14.6	13.3	11.1	9.2	7.4	5.0
12	17.1	17.1	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	8.7	5.9

ANEXO D: EFICIENCIAS MÁXIMAS PERMITIDAS PARA UNIONES SOLDADAS.

Table UW-12 Maximum Allowable Joint Efficiencies for Welded Joints						
Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Extent of Radiographic or Ultrasonic Examination [Note (1), Note (2), Note (3)]		
				(a) Full [Note (4)]	(b) Spot [Note (5)]	(c) None
(1)	Butt joints as attained by double-welding or by other means that will obtain the same quality of deposited weld metal on the inside and outside weld surfaces to agree with the requirements of UW-35. Welds using metal backing strips that remain in place are excluded.	None	A, B, C, and D	1.00	0.85	0.70
(2)	Single-welded butt joint with backing strip other than those included under (1)	(a) None except as in (b) below (b) Circumferential butt joints with one plate offset; see UW-13(b)(4) and Figure UW-13.1, sketch (f)	A, B, C, and D A, B, and C	0.90 0.90	0.80 0.80	0.65 0.65
(3)	Single-welded butt joint without use of backing strip	Circumferential butt joints only, not over $\frac{7}{16}$ in. (16 mm) thick and not over 24 in. (600 mm) outside diameter	A, B, and C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint	(a) Longitudinal joints not over $\frac{7}{16}$ in. (10 mm) thick (b) Circumferential joints not over $\frac{7}{16}$ in. (16 mm) thick	A B and C [Note (6)]	NA NA	NA NA	0.55 0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17	(a) Circumferential joints [Note (7)] for attachment of heads not over 24 in. (600 mm) outside diameter to shells not over $\frac{7}{16}$ in. (13 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over $\frac{7}{16}$ in. (16 mm) in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than $1\frac{1}{2}$ times the diameter of the hole for the plug.	B C	NA NA	NA NA	0.50 0.50
(6)	Single rut fillet lap joints without plug welds	(a) For the attachment of heads convex to pressure to shells not over $\frac{7}{16}$ in. (16 mm) required thickness, only with use of fillet weld on inside of shell; or (b) for attachment of heads having pressure on either side, to shells not over 24 in. (600 mm) inside diameter and not over $\frac{7}{16}$ in. (6 mm) required thickness with fillet weld on outside of head flange only	A and B A and B	NA NA	NA NA	0.45 0.45
(7)	Corner joints, full penetration, partial penetration, and/or fillet welded	As limited by Figure UW-13.2 and Figure UW-16.1	C and D [Note (8)]	NA	NA	NA
(8)	Angle joints	Design per U-2(g) for Category B and C joints	B, C, and D	NA	NA	NA

GENERAL NOTE: $E = 1.00$ for butt joints in compression.

NOTES:

- Some welding processes require ultrasonic examination in addition to radiographic examination, and other processes require ultrasonic examination in lieu of radiographic examination. See UW-11 for some additional requirements and limitations that may apply.
- Joint efficiency assignment rules of UW-12(d) and UW-12(e) shall be considered and may further reduce the joint efficiencies to be used in the required thickness calculations.
- The rules of UW-12(f) may be used in lieu of the rules of this Table at the Manufacturer's option.
- See UW-12(a) and UW-51.
- See UW-12(b) and UW-52.
- For Type No. 4 Category C joint, limitation not applicable for bolted flange connections.
- Joints attaching hemispherical heads to shells are excluded.
- There is no joint efficiency E in the design equations of this Division for Category C and D corner joints. When needed, a value of E not greater than 1.00 may be used.

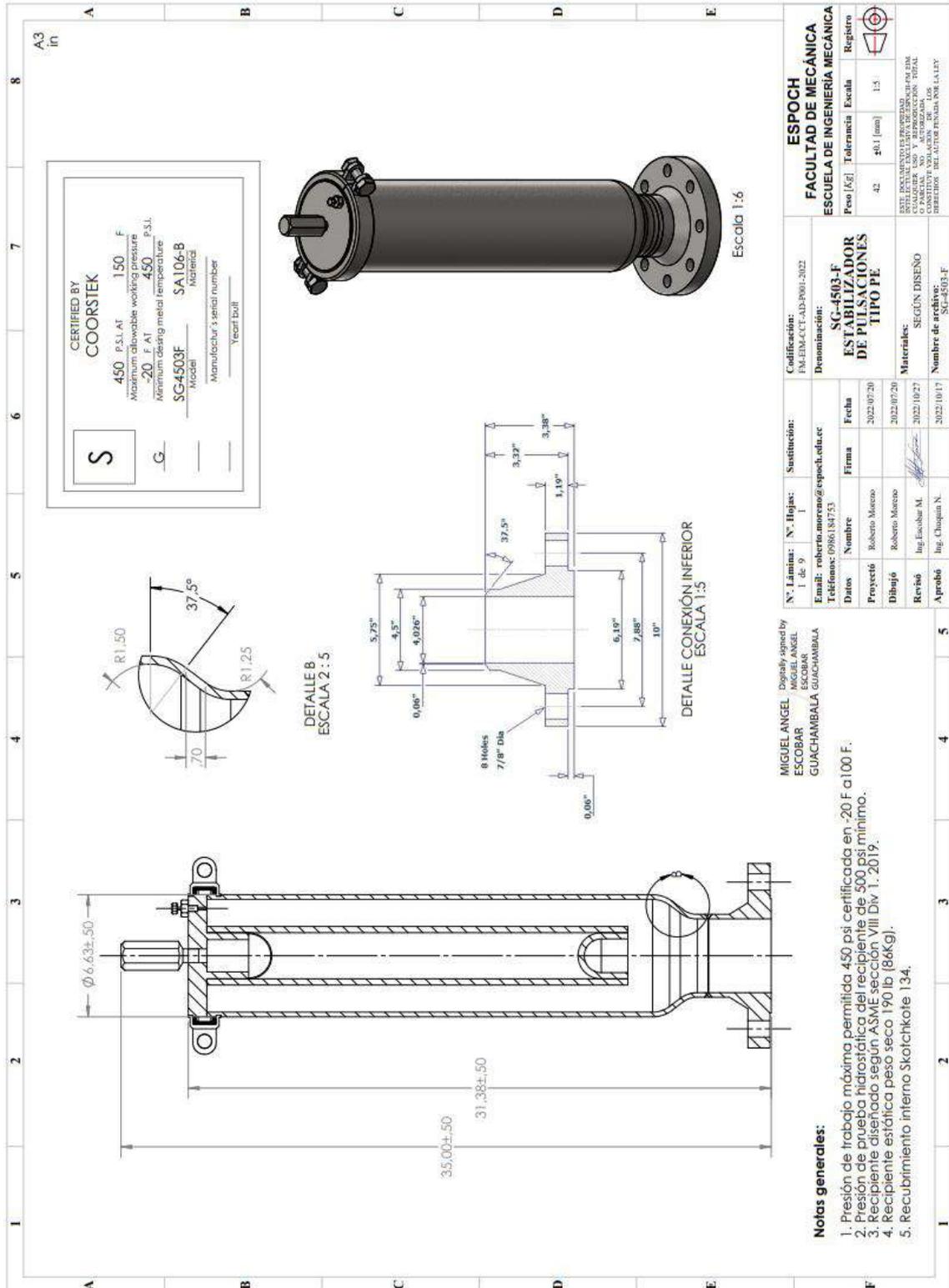
ANEXO E: PLACA DEL FABRICANTE DEL AMORTIGUADOR DE PULSACIONES TIPO ZM.



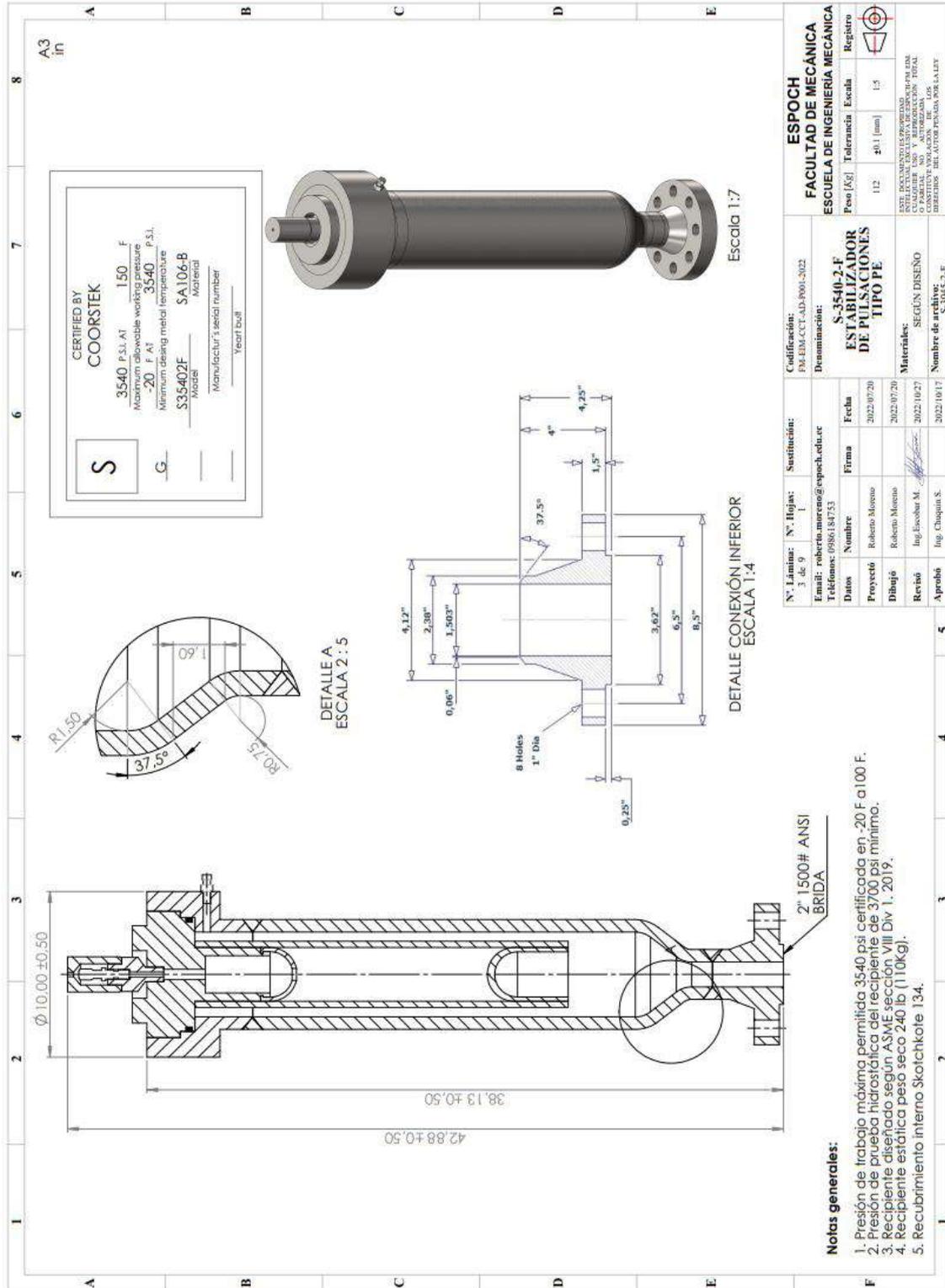
ANEXO F: POZO DE PRODUCCIÓN DE PETRÓLEO LAGO AGRIO 23.



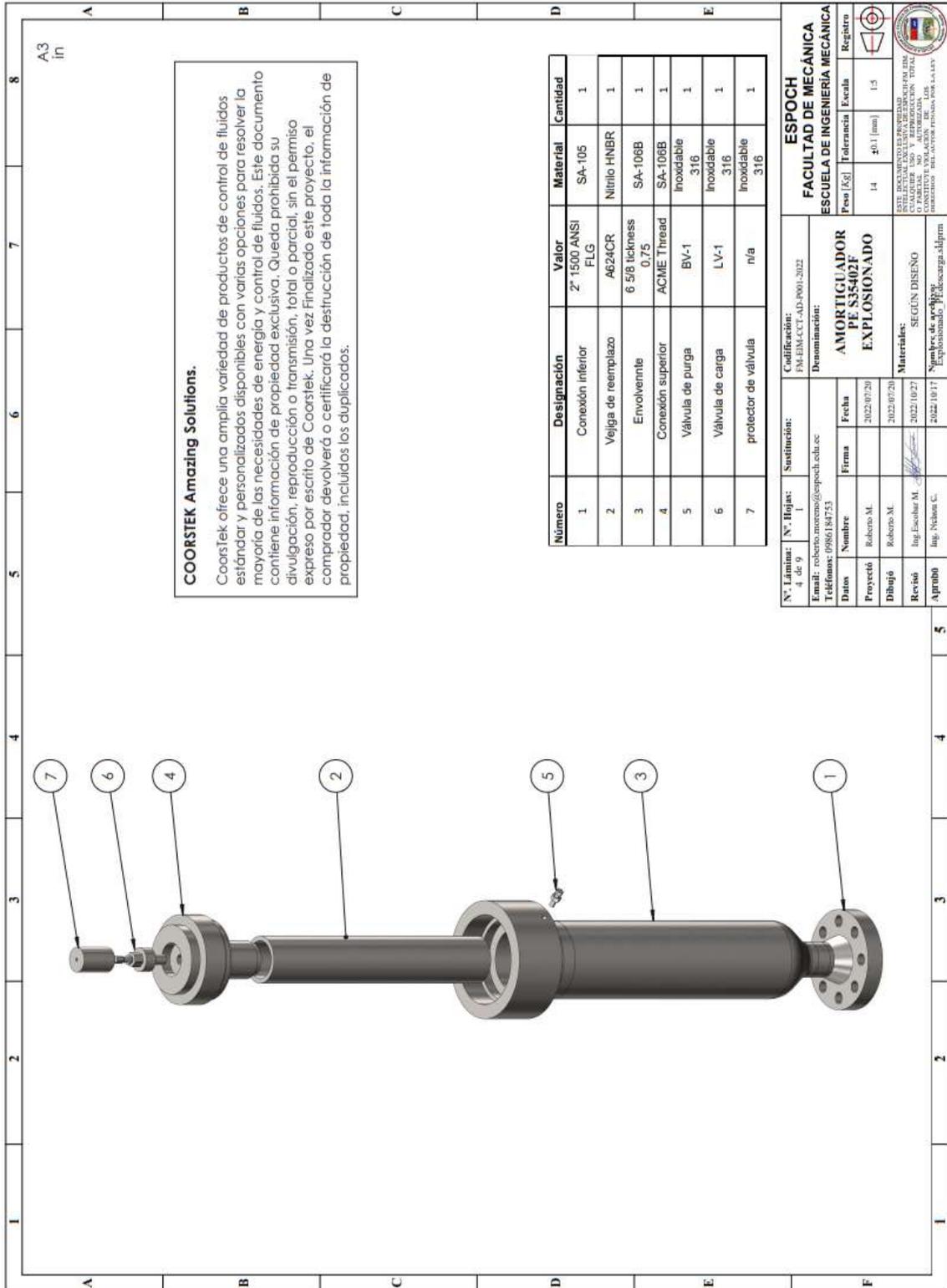
ANEXO G: PLANO DE DETALLE DEL AMORTIGUADOR SG-4503-F A LA SUCCIÓN DE LA BOMBA.



ANEXO I: PLANO DE DETALLE DEL AMORTIGUADOR S-35402-F A LA DESCARGA DE LA BOMBA.



ANEXO J: EXPLOSIONADO DEL AMORTIGUADOR S-35402-F A LA DESCARGA DE LA BOMBA.



COORSTEK Amazing Solutions.
 Coorstek ofrece una amplia variedad de productos de control de fluidos estándar y personalizados disponibles con varias opciones para resolver la mayoría de las necesidades de energía y control de fluidos. Este documento contiene información de propiedad exclusiva. Queda prohibida su divulgación, reproducción o transmisión, total o parcial, sin el permiso expreso por escrito de Coorstek. Una vez Finalizado este proyecto, el comprador devolverá o certificará la destrucción de toda la información de propiedad, incluidos los duplicados.

Número	Designación	Valor	Material	Cantidad
1	Conexión inferior	2" 1500 ANSI FLG	SA-105	1
2	Vejiga de reemplazo	A624CR	Nitrilo HNBR	1
3	Envolvente	6 5/8 thickness 0.75	SA-106B	1
4	Conexión superior	ACME Thread	SA-106B	1
5	Válvula de purga	BV-1	Inoxidable 316	1
6	Válvula de carga	LV-1	Inoxidable 316	1
7	protector de válvula	n/a	Inoxidable 316	1

ESPOCH
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

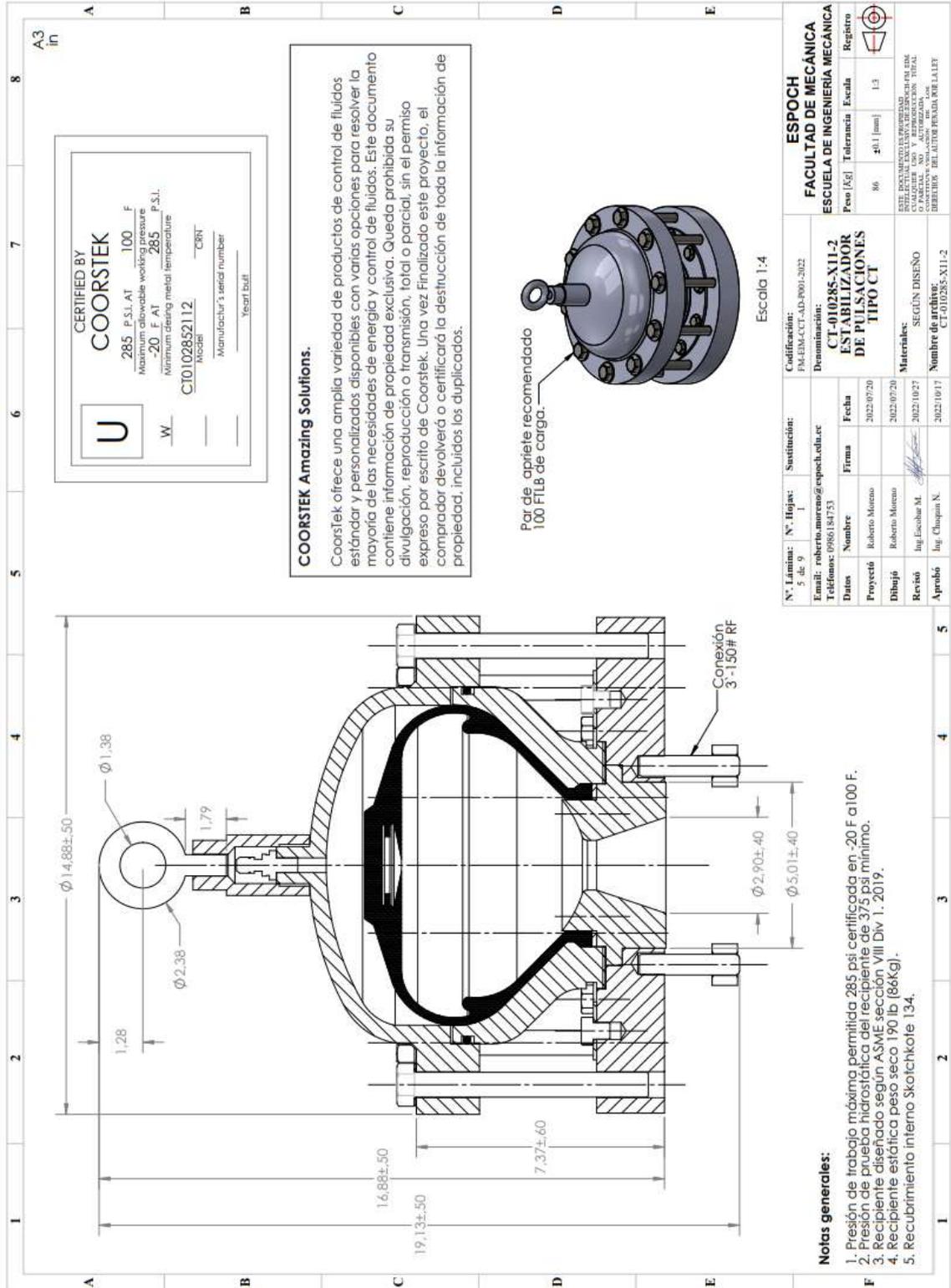
Calificación: EM-EM-CCT-AD-P001-2022
 Designación: AMORTIGUADOR PE S35402F EXPLOSIONADO

Fecha	2022/07/20
Revisión	2022/07/20
Aprobado	2022/10/17

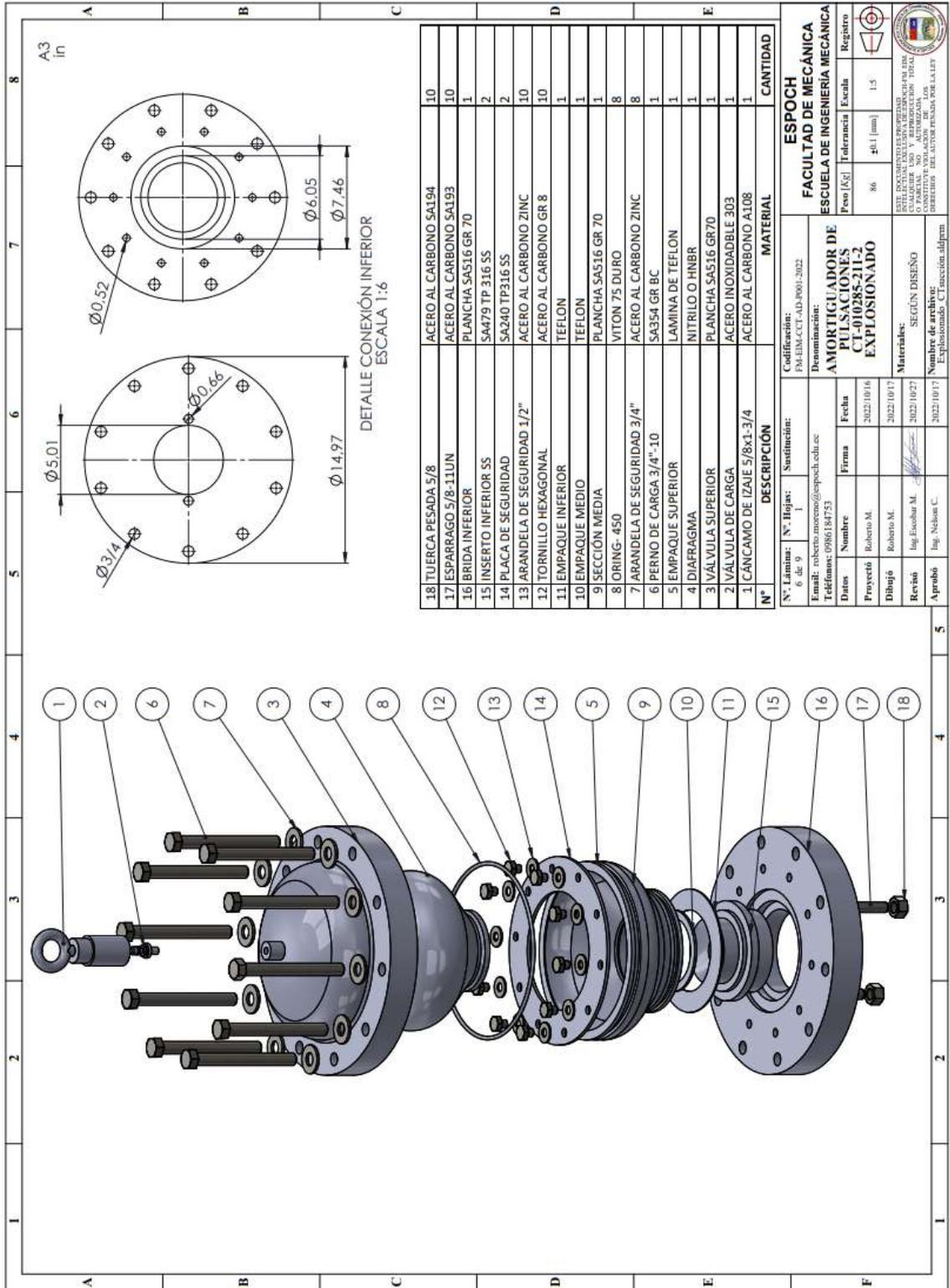
Nombre: Roberto M. [Firma]
 Materiales: SEGUN DISEÑO
 Nombres de aprobacion: Explostonado, Fideocarga,aldipm

Este documento es propiedad de la Universidad de Pinar del Río y no puede ser reproducido, distribuido o publicado sin la autorización expresa por escrito de la Universidad de Pinar del Río. Este documento es propiedad de la Universidad de Pinar del Río.

ANEXO K: PLANO DE DETALLE DEL AMORTIGUADOR CT-010285-X11-2 A LA SUCCIÓN DE LA BOMBA.



ANEXO L: EXPLOSIONADO DEL AMORTIGUADOR CT-010285-X11-2 A LA SUCCIÓN DE LA BOMBA.



18	TUERCA PESADA 5/8	ACERO AL CARBONO SA194	10
17	ESPARGO 5/8-11UN	ACERO AL CARBONO SA193	10
16	BRIDA INFERIOR	PLANCHA SA516 GR 70	1
15	INSERTO INFERIOR SS	SA479 TP 316 SS	2
14	PLACA DE SEGURIDAD	SA240 TP316 SS	2
13	ARANDELA DE SEGURIDAD 1/2"	ACERO AL CARBONO ZINC	10
12	TORNILLO HEXAGONAL	ACERO AL CARBONO GR 8	10
11	EMPAQUE INFERIOR	TEFLON	1
10	EMPAQUE MEDIO	TEFLON	1
9	SECCIÓN MEDIA	PLANCHA SA516 GR 70	1
8	ORING- 450	VITON 75 DURO	8
7	ARANDELA DE SEGURIDAD 3/4"	ACERO AL CARBONO ZINC	8
6	PERNO DE CARGA 3/4".10	SAS54 GR BC	1
5	EMPAQUE SUPERIOR	LAMINA DE TEFLON	1
4	DIAPHRAGMA	NITRIL O HNBR	1
3	VALVULA SUPERIOR	PLANCHA SA516 GR70	1
2	VALVULA DE CARGA	ACERO INOXIDABLE 303	1
1	CANCAMIO DE TZAJE 5/8x1-3/4	ACERO AL CARBONO A108	1
N°	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD

ESPOCH
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Registro

Peso [Kg] Tolerancia Escala 1:5

86 ±0.1 [mm]

ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE ESPOCH. QUILICHACO, CANTÓN DE LOS RIOS, PROVINCIA DE BOLIVAR, ECUADOR. DIRECCIÓN DEL AUTOR PUEDE POR LA LEY

AMORTIGUADOR DE PULSACIONES CT-010285-211-2 EXPLOSIONADO

Codificación: P94-EM-CCT-AD-0001-2022

Denominación: AMORTIGUADOR DE PULSACIONES CT-010285-211-2 EXPLOSIONADO

Materiales: SECCIÓN DISEÑO

Material: ACERO AL CARBONO A108

N° Lámina: N° Hojas: 1 Sustitución: 6 de 9

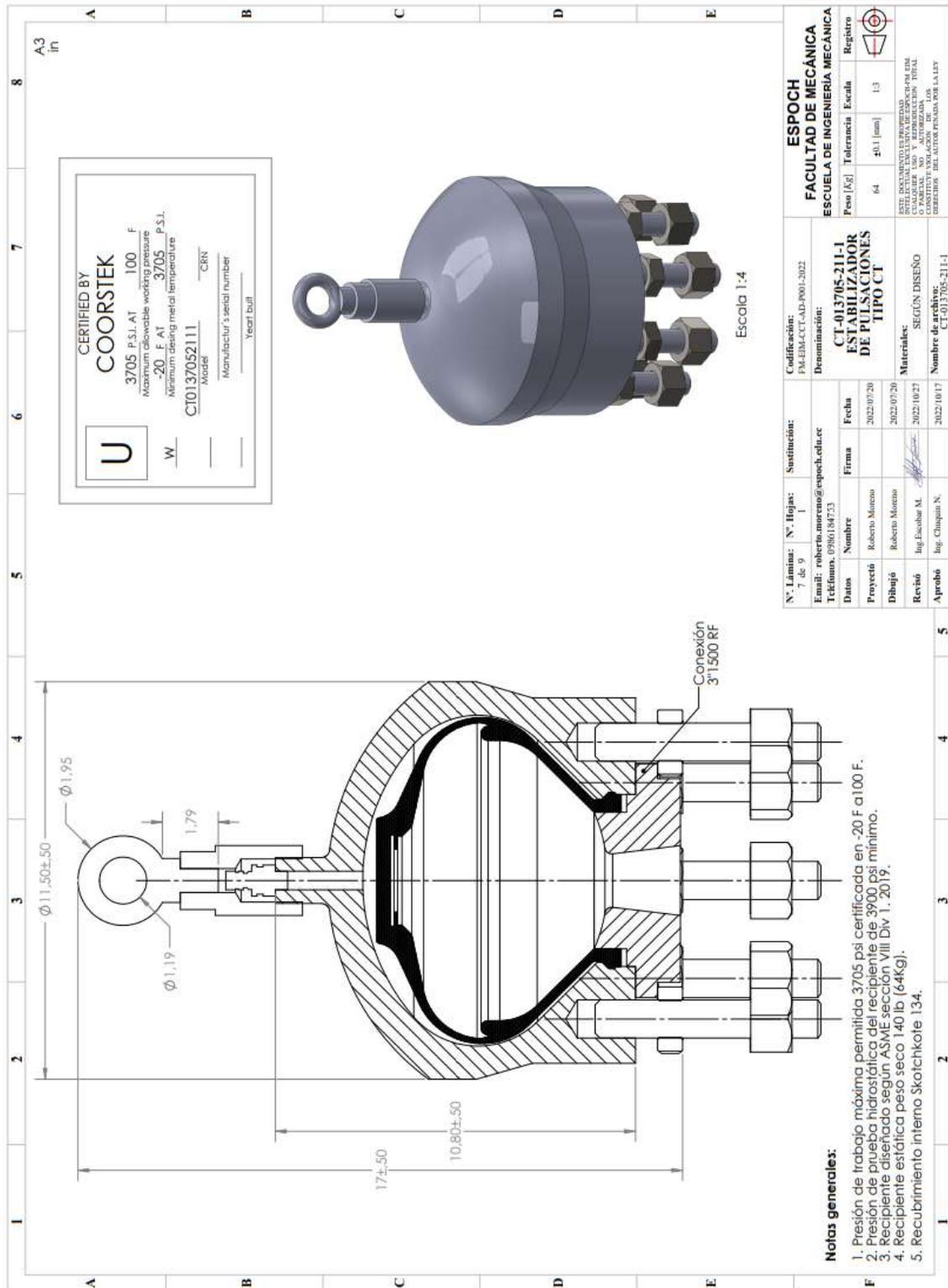
Email: roberto.moreno@espoch.edu.ec

Teléfonos: 0996184753

Datos	Nombre	Firma	Fecha
Proyectó	Roberto M.		2022/10/16
Dibujó	Roberto M.		2022/10/17
Revisó	Jay Escobar M.		2022/10/27
Aprobó	Jay Nelson C.		2022/10/17

Explosionado: CT-Inaccion.adp@pm

ANEXO M: PLANO DE DETALLE DEL AMORTIGUADOR CT-013705-211-2 A LA DESCARGA DE LA BOMBA.



ANEXO N: EXPLOSIONADO DEL AMORTIGUADOR CT-013705-211-2 A LA DESCARGA DE LA BOMBA.

