

# **ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**

## **CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO DE UN SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO DE ABASTECIMIENTO Y POSICIONAMIENTO DE TUBOS DE HASTA 4 1/2 PULGADAS DE DIÁMETRO, PARA LA PLANTA DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS DE SERTECPET S.A.”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**DAVID EDUARDO BURNEO GALARZA**

**DIRECTOR: ING. HERNAN LARA**

**CODIRECTOR: ING. FRANCISCO TERNEUS**

**Sangolquí, 2012-09**

## **CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

**El proyecto “DISEÑO DE UN SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO DE ABASTECIMIENTO Y POSICIONAMIENTO DE TUBOS DE HASTA 4 1/2 PULGADAS DE DIÁMETRO, PARA LA PLANTA DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS DE SERTECPET S.A.” fue realizado en su totalidad por David Eduardo Burneo Galarza como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.**

---

**Ing. Hernán Lara**

**DIRECTOR**

---

**Ing. Francisco Terneus**

**CODIRECTOR**

**Sangolquí, 2012-09**

# **LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO**

**“DISEÑO DE UN SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO DE ABASTECIMIENTO Y POSICIONAMIENTO DE TUBOS DE HASTA 4 1/2 PULGADAS DE DIÁMETRO, PARA LA PLANTA DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS DE SERTECPET S.A.”**

**ELABORADO POR:**

---

**David Eduardo Burneo Galarza**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

---

**Ing. Xavier Sánchez**

**DIRECTOR DE CARRERA**

**Sangolquí, 2012-09**

## DEDICATORIA

Dedico este proyecto a Dios, porque el siempre será merecedor de lo mejor que pueda hacer con mis manos o mi intelecto, a mi padre; Luis, hombre integro que me ha enseñado, por medio de su ejemplo, a levantarme siempre con la cabeza en alto por sobre cualquier problema que en la vida se me presente, a luchar día a día por los que amo, y a siempre hacer las cosas con excelencia, responsabilidad y amor, a mi madre; Natasha, mujer amorosa, compasiva y tierna que inculcó en mi valores de respeto y consideración por todos los que me rodean, y que siempre estuvo cuando la necesité, a mi hermana, Natasha, mujer firme en sus valores en quien encuentro un ejemplo de integridad ante cualquier circunstancia, a mi abuelita; Olguita, mujer generosa y tierna, que me enseñó a dar sin esperar recibir, y a mi novia; Grace, el amor de mi vida entera, por la esperanza que ha sembrado en mi corazón con sus palabras, por recordarme que tengo un Dios más grande que mis problemas y por el amor que día a día me entrega.

Siempre los amaré...

*DAVID EDUARDO BURNEO GALARZA*

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco a Dios, por su amor, compasión y misericordia para conmigo. Por la fuerza, la sabiduría y el conocimiento que me permitieron culminar este proyecto. Porque he visto Su mano en cada paso que he dado en mis estudios y en mi vida. Toda la Gloria y la Honra de este logro sean para Él.

Agradezco a mis padres y a mi hermana, por todos estos años de apoyo y amor incondicional, por creer en mí y por siempre motivarme a dar lo mejor que tenga.

Agradezco a mi novia, por cada palabra de aliento que de su boca salió, porque siempre supo cómo hacerme sonreír ante la adversidad, y por convertirse en mi principal motivación para culminar este proyecto.

Agradezco al Ing. Hernán Lara, por su paciencia y calidez para conmigo, por el tiempo dedicado y por la inmensa ayuda prestada en el desarrollo de este proyecto.

Agradezco al Ing. Francisco Terneus, por su comprensión y ayuda ante todos los imprevistos que se suscitaron a lo largo del desarrollo del proyecto.

Agradezco al Ing. Byron López, por la confianza depositada en mí para desarrollar un proyecto de esta magnitud, y por su apoyo y paciencia a lo largo de todo este tiempo.

# ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO .....	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO .....	iii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTOS .....	v
ÍNDICE DE CONTENIDOS .....	vi
INDICE DE TABLAS .....	xv
INDICE DE FIGURAS .....	xix
NOMENCLATURA .....	I
RESUMEN .....	Ivii

## CAPÍTULO 1: DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO

1.1 ANTECEDENTES .....	1
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	1
1.3 OBJETIVOS .....	2
1.3.1 GENERAL.....	2
1.3.2 ESPECÍFICOS .....	2
1.4 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROYECTO .....	2
1.5 ALCANCE .....	3

## CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

2.1 FLUIDOS HIDRÁULICOS .....	5
2.1.1 VELOCIDAD DE TRABAJO .....	5
2.1.2 LÍMITES DE VISCOSIDAD .....	5
2.1.3 ÍNDICE DE VISCOSIDAD .....	6
2.1.4 CLASIFICACIÓN.....	6

2.1.5 VIDA ÚTIL.....	6
2.1.6 COMPATIBILIDAD.....	6
2.2 VÁLVULAS DE CONTROL HIDRÁULICO .....	9
2.2.1 VÁLVULAS DIRECCIONALES .....	9
2.2.1.1 Válvula 2/2 (2 vías – 2 posiciones).....	9
2.2.1.2 Válvula 3/2 (3 vías – 2 posiciones).....	10
2.2.1.3 Válvula 4/2 (4 vías – 2 posiciones).....	11
2.2.1.4 Válvula 4/3 (4 vías – 3 posiciones).....	12
2.2.1.5 Accionamientos.....	13
2.2.1.6 Pérdida de carga.....	14
2.2.1.7 Límite de operación.....	15
2.2.2 VÁLVULAS DE REGULACIÓN DE CAUDAL .....	15
2.2.2.1 Válvula de regulación bidireccional .....	15
2.2.2.2 Válvula de regulación unidireccional .....	16
2.2.2.3 Válvulas compensadas a presión.....	17
2.2.2.4 Pérdida de carga.....	18
2.2.2.5 Curvas de regulación .....	19
2.2.3 VÁLVULAS DE REGULACIÓN DE PRESIÓN.....	19
2.2.3.1 Flujo vs presión.....	20
2.3 ACTUADORES HIDRÁULICOS.....	20
2.3.1 CILINDROS HIDRÁULICOS .....	20
2.3.1.1 Cilindro hidráulico de simple efecto.....	21
2.3.1.2 Cilindro hidráulico de doble efecto .....	21
2.3.1.3 Actuador de giro.....	22
2.3.2 MOTORES HIDRÁULICOS .....	22
2.3.2.1 Motor de paletas .....	23
2.3.2.2 Motor de pistones axiales o radiales .....	24
2.3.2.3 Motor de engranajes .....	25
2.3.2.4 Motor gerotor .....	26
2.4 BOMBAS HIDRÁULICAS.....	26
2.4.1 TIPOS DE BOMBAS HIDRÁULICAS .....	26

2.4.1.1 Bomba de paletas .....	27
2.4.1.2 Bombas de pistones radiales o axiales .....	27
2.4.1.3 Bombas de engranajes y lóbulos .....	27
2.3.1.4 Bomba gerotor .....	28
2.3.1.5 Bomba de tornillo .....	28
2.5 ELEMENTOS DE CONTROL ELECTROHIDRÁULICO .....	28
2.5.1 ELECTROVÁLVULAS .....	28
2.5.1.1 Válvulas direccionales .....	29
2.5.1.2 Otras válvulas .....	30
2.5.2 SENSORES DE POSICIÓN .....	31
2.5.2.1 Finales de carrera .....	31
2.5.2.2 Sistemas de posicionamiento secuencial .....	32
2.5.3 CONTACTORES .....	35
2.5.3.1 Pulsadores .....	35
2.5.3.2 Interruptores .....	36
2.5.3.3 Relé .....	36
2.5.4 PLC .....	37
2.6 TIPOS DE CIRCUITOS HIDRÁULICOS .....	38
2.6.1 CIRCUITO DE LA UNIDAD DE POTENCIA .....	38
2.6.2 CIRCUITO DE PRENSA .....	40
2.6.3 CIRCUITOS PARA EL CONTROL DE LA VELOCIDAD DE MOVIMIENTO .....	42
2.6.3.1 Bomba de volumen variable .....	42
2.6.3.2 Válvulas reguladoras de caudal .....	43
2.6.4 CIRCUITOS PARA EL CONTROL DE PRESIONES Y FUERZAS .....	45
2.6.4.1 Válvula de alivio .....	45
2.6.4.2 Válvula reguladora de presión .....	46
2.6.5 CIRCUITOS DE MOTORES HIDRÁULICOS .....	47
2.6.5.1 Circuitos de motores mono direccionales .....	48
2.6.5.2 Circuitos de motores bidireccionales .....	49
2.7 TRATAMIENTO DE FLUIDOS HIDRÁULICOS .....	51

2.7.1 FILTRACIÓN.....	51
2.7.1.1 Grado de filtración y rendimiento .....	51
2.7.1.2 Circuitos de filtración.....	52
2.7.2 CONTROL DE LA TEMPERATURA .....	56
2.7.2.1 Calentadores.....	56
2.7.2.2 Enfriadores.....	56

### CAPÍTULO 3: ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.1 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS .....	59
3.1.1 MECANISMO DE GIRO.....	59
3.1.2 SISTEMA ANTI GIRO DEL MECANISMO DE LEVANTAMIENTO Y GIRO.....	59
3.1.3 RIELES DEL MECANISMO DE ABASTECIMIENTO.....	59
3.1.4 TRANSMISIÓN ENTRE EL MOTOR HIDRÁULICO Y EJE DEL MECANISMO DE ABASTECIMIENTO .....	60
3.2 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA .....	60

### CAPÍTULO 4: DISEÑO

4.1 PRE – INGENIERÍA .....	65
4.1.1 REACCIONES VERTICALES EN LOS APOYOS.....	66
4.1.2 FUERZA DE AGARRE NECESARIA PARA PREVENIR EL DESLIZAMIENTO DEL TUBO .....	69
4.1.2.1 Fuerza de agarre necesaria para introducir el tubo más grande en el torno.....	69
4.1.2.2 Fuerza de agarre necesaria para introducir el tubo más pequeño en el torno .....	71
4.1.2.3 Fuerza necesaria para extraer el tubo más grande del torno.....	73
4.1.2.4 Fuerza de agarre necesaria para extraer el tubo más pequeño del torno.....	75

4.1.2.5 Fuerza de agarre necesaria para introducir el tubo girado más grande en el torno.....	77
4.1.2.6 Fuerza de agarre necesaria para introducir el tubo girado más pequeño en el torno.....	79
4.1.2.7 Fuerza de agarre necesaria para extraer el tubo girado más grande del torno.....	81
4.1.2.8 Fuerza de agarre necesaria para extraer el tubo girado más pequeño del torno.....	83
4.1.3 REACCIONES HORIZONTALES EN LOS APOYOS .....	85
4.1.3.1 El tubo más grande se inserta en el torno.....	85
4.1.3.2 El tubo más grande se extrae del torno .....	87
4.1.3.3 El tubo más pequeño se inserta en el torno.....	89
4.1.3.4 El tubo más pequeño se extrae del torno.....	91
4.1.3.5 El tubo se levanta y gira.....	93
4.1.3.6 El tubo girado más grande se inserta en el torno.....	93
4.1.3.7 El tubo girado más grande se extrae del torno .....	95
4.1.3.8 El tubo girado más pequeño se inserta en el torno.....	97
4.1.3.9 El tubo girado más pequeño se extrae del torno.....	99
4.2 DISEÑO DEL MECANISMO DE AGARRE .....	101
4.2.1 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE APOYO .....	102
4.2.2 DISEÑO DE EJES PARA RODAMIENTOS DE SOPORTE DEL MECANISMO DE AGARRE.....	104
4.2.3 DISEÑO DEL SUJETADOR DEL MECANISMO DE AGARRE.....	108
4.2.4 DISEÑO DE LOS PASADORES DEL MECANISMO DE AGARRE ..	118
4.2.4.1 Pasador 1: Cilindro - Palanca .....	118
4.2.4.2 Pasador 2: Sujetador - Palanca .....	121
4.2.4.3 Pasador 3: Placa Base - Palanca.....	124
4.2.4.4 Pasador 4: Oreja del Cilindro de Agarre .....	135
4.2.4.5 Pasador 5: Ruedas .....	136
4.2.4.6 Pasador 6: Cilindro de empuje.....	138
4.2.5 DISEÑO DE LA PALANCA DEL MECANISMO DE AGARRE .....	140

4.2.6 DISEÑO DE LA PLACA DE ACOUPLE DEL MECANISMO DE AGARRE.....	144
4.2.6.1 Diseño de la Junta Empernada de la Placa de Acople .....	148
4.2.7 DISEÑO DE LA PLACA TOPE DEL MECANISMO DE AGARRE ....	158
4.2.7.1 Diseño de la Junta Empernada de la Placa Tope .....	161
4.2.8 DISEÑO DEL BASTIDOR DEL MECANISMO DE AGARRE .....	167
4.2.9 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS DEL MECANISMO DE AGARRE.....	172
4.2.9.1 Soldadura 1: Placa Principal .....	172
4.2.9.2 Soldadura 2: Retenedores .....	178
4.2.9.3 Soldadura 3: Placa de Acople .....	181
4.3 MECANISMO DE LAVANTAMIENTO Y GIRO .....	187
4.3.1 DISEÑO DE LA PLACA DE ACOUPLE DE LA VIGA DE LEVANTAMIENTO Y GIRO .....	188
4.3.1.1 Diseño de la Junta Empernada de la Placa de Acople .....	192
4.3.2 DISEÑO DE LA VIGA DE LEVANTAMIENTO Y GIRO.....	201
4.3.3 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS DE LA VIGA DE LEVANTAMIENTO Y GIRO .....	207
4.3.3.1 Soldadura 1: Placas Laterales .....	207
4.3.3.2 Soldadura 2: Placa de Apoyo.....	212
4.3.3.3 Soldadura 3: Placa de Acople de la Viga de Levantamiento.....	217
4.3.4 DISEÑO DE ENGRANES DEL SISTEMA DE GIRO.....	223
4.3.4.1 Piñón.....	225
4.3.4.2 Cremallera .....	227
4.3.4.3 Diseño de la junta soldada de la cremallera .....	231
4.3.5 DISEÑO DEL EJE DE GIRO.....	235
4.3.6 SELECCIÓN DE LA CHUMACERA PARA GIRO .....	240
4.3.7 DISEÑO DEL BASTIDOR DEL MECANISMO DE GIRO .....	243
4.3.8 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS DEL BASTIDOR DEL SISTEMA DE GIRO .....	252
4.3.8.1 Soldadura 1: Cilindro de Acople.....	252

4.3.8.2 Soldadura 2: Soporte Cilindro de Giro .....	259
4.3.8.3 Soldadura 3: Base Guía Para Cremallera .....	263
4.3.9 DISEÑO DEL SOPORTE ANTI GIRO.....	268
4.3.9.1 Parte Superior .....	268
4.3.9.2 Parte inferior .....	271
4.3.9.3 Diseño de Pernos de Anclaje del Soporte Anti Giro.....	274
4.3.9.4 Diseño del Apoyo del Soporte Anti Giro.....	279
4.3.10 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS DEL SOPORTE ANTI GIRO.....	282
4.3.10.1 Soldadura 1: Parte Superior.....	282
4.3.10.2 Soldadura 2: Parte Inferior .....	286
4.4 SOPORTES LATERALES .....	290
4.4.1 DISEÑO DE EJES PARA RODAMIENTOS DE SOPORTE.....	291
4.4.2 DISEÑO DE LA PLACA DE ACOUPLE DEL SOPORTE LATERAL ...	299
4.4.2.1 Diseño de la Junta Empernada de la Placa de Acople .....	304
4.4.3 DISEÑO DE LA PLACA BASE DEL SOPORTE LATERAL .....	311
4.4.4 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS .....	319
4.4.4.1 Soldadura 1: Placa de Acople .....	319
4.4.4.2 Soldadura 2: Placa Base.....	324
4.4.4.3 Soldadura 3: Tubo.....	328
4.4.5 DISEÑO DE LA BASE DE LOS SOPORTES LATERALES.....	332
4.4.5.1 Diseño de la Junta Soldada de la Base de los Soportes Laterales .....	337
4.4.5.2 Diseño del pasador de los soportes laterales .....	342
4.4.5.3 Diseño de los pernos de anclaje de los soportes laterales .....	344
4.4.5.4 Diseño de los apoyos de los soportes laterales .....	350
4.5 MECANISMO DE ABASTECIMIENTO .....	354
4.5.1 DISEÑO DE LA PIEZA DE LEVANTAMIENTO DE TUBOS .....	355
4.5.1.1 Juntas Soldadas de la Placa de Levantamiento de Tubos.....	358
4.5.2 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL ABASTECEDOR DE TUBOS	361
4.5.3 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA RUEDAS .....	368

4.5.4 DISEÑO DE LOS EJES PARA SOPORTE DE RUEDAS .....	370
4.5.5 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS DE LA ESTRUCTURA DEL SISTEMA DE ABASTECIMIENTO.....	374
4.5.5.1 Soldadura 1: Estructura de Tubo .....	374
4.5.5.2 Soldadura 2: Ejes Para Ruedas.....	376
4.5.5.3 Soldadura 3: Acople Cadena .....	378
4.5.6 SELECCIÓN DE LA CADENA Y CATALINA DEL MECANISMO DE ABASTECIMIENTO .....	381
4.5.6.1 Cadena .....	381
4.5.6.2 Catalina.....	382
4.5.7 DISEÑO DE LOS EJES PARA SOPORTE DE CATALINAS .....	384
4.5.8 DISEÑO DE CHAVETAS DEL SISTEMA DE ABASTECIMIENTO ...	390
4.5.8.1 Chaveta para catalinas .....	390
4.5.9 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE APOYO .....	392
4.5.10 SELECCIÓN DEL ACOUPLE ENTRE EJES.....	394
4.6 DISPENSADOR Y ALMACENADOR DE TUBOS .....	396
4.6.1 DISEÑO DE LOS SOPORTES DEL DISPENSADOR DE TUBOS ...	397
4.6.2 DISEÑO DE LA PLACA TOPE DEL DISPENSADOR DE TUBOS ...	402
4.6.3 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS DEL SOPORTE DISPENSADOR DE TUBOS.....	405
4.6.3.1 Soldadura 1: Estructura .....	405
4.6.3.2 Soldadura 2: Tope.....	408
4.6.4 DISEÑO DE LOS PERNOS DE ANCLAJE DEL DISPENSADOR DE TUBOS.....	411
4.6.5 DISEÑO DE LOS APOYOS DEL DISPENSADOR DE TUBOS .....	415
4.7 SISTEMA HIDRÁULICO .....	418
4.7.1 SELECCIÓN DE ACTUADORES HIDRÁULICOS .....	419
4.7.1.1 Cilindro de Agarre .....	419
4.7.1.2 Cilindro de Giro .....	422
4.7.1.3 Cilindro de Abastecimiento .....	426
4.7.1.4 Cilindro de Empuje.....	429
4.7.1.5 Cilindro de Levantamiento .....	433

4.7.1.6 Motor de Abastecimiento .....	436
4.7.2 SELECCIÓN DE MANGUERAS HIDRÁULICAS .....	439
4.7.2.1 Cilindro de Agarre .....	439
4.7.2.2 Cilindro de Empuje .....	443
4.7.2.3 Cilindro de Giro .....	447
4.7.2.4 Cilindro de Levantamiento .....	451
4.7.2.5 Cilindros de Abastecimiento.....	455
4.7.2.6 Motor de Abastecimiento .....	461
4.7.3 SELECCIÓN DE VÁLVULAS DE CONTROL	
ELECTROHIDRÁULICO .....	464
4.7.3.1 Válvulas Reguladoras de Presión .....	464
4.7.3.2 Válvulas Reguladoras de Caudal .....	473
4.7.3.3 Válvulas Direccionales .....	483
4.7.4 SELECCIÓN DEL GRUPO DE POTENCIA HIDRÁULICA .....	506
4.7.4.1 Capacidad del Reservorio.....	508
4.7.4.2 Bomba Hidráulica.....	512
4.7.4.3 Motor Eléctrico .....	513
4.7.4.4 Filtro de Succión .....	514
4.7.4.5 Válvula de Alivio .....	514
4.7.5 DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRÓNICO DE CONTROL .....	516

## CAPÍTULO 5: SIMULACIÓN

5.1 ESTADO INICIAL .....	523
5.2 ABASTECIMIENTO .....	526
5.3 REGULACIÓN DE LA ALTURA DE TRABAJO .....	532
5.4 INSERCIÓN DEL TUBO .....	534
5.5 EXTRACCIÓN DEL TUBO .....	541
5.6 GIRO DEL TUBO .....	541
5.7 INSERCIÓN DEL TUBO DESPUÉS DEL GIRO .....	549
5.8 EXTRACCIÓN DEL TUBO DESPUÉS DEL GIRO .....	550

5.9 DESABASTECIMIENTO Y RESETEO DEL SISTEMA .....	550
<b>CAPÍTULO 6: EVALUACIÓN ECONÓMICA Y FINANCIERA</b>	
6.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA.....	573
6.2 EVALUACIÓN FINANCIERA .....	579
6.2.1 VALOR ACTUAL NETO (VAN) .....	579
6.2.2 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR).....	581
 <b>CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	
7.1 CONCLUSIONES .....	583
7.2 RECOMENDACIONES .....	584
 REFERENCIAS.....	 585

## INDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1 Velocidad de fluidos hidráulicos en los circuitos .....	5
Tabla 2. 2 Límites de viscosidad de los fluidos hidráulicos en SUS (centistokes).....	5
Tabla 2. 3 Fluidos hidráulicos y compatibilidad .....	7
Tabla 2. 4 Tipos de restrictores de caudal .....	16
Tabla 3. 1 Selección del mecanismo de giro.....	60
Tabla 3. 2 Selección del sistema anti giro del mecanismo de levantamiento y giro .....	61
Tabla 3. 3 Selección del tipo de rieles para el mecanismo de abastecimiento	61
Tabla 3. 4 Selección del sistema de transmisión entre el motor hidráulico y eje del mecanismo de abastecimiento .....	61
Tabla 4. 1 Especificaciones técnicas de los rodamientos de apoyo del mecanismo de agarre .....	103
Tabla 4. 2 Especificaciones del rodamiento de giro .....	241
Tabla 4. 3 Especificaciones de la chumacera de giro .....	241
Tabla 4. 4 Especificaciones del rodamiento para ruedas del abastecedor de tubos .....	369
Tabla 4. 5 Especificaciones de la cadena del mecanismo de abastecimiento.....	382
Tabla 4. 6 Tabla de selección de catalinas HITACHI .....	383
Tabla 4. 7 Especificaciones del rodamiento de apoyo del mecanismo de abastecimiento .....	393
Tabla 4. 8 Dimensiones de acoples entre ejes.....	394
Tabla 4. 9 Factor de torque para el acoples entre ejes .....	395
Tabla 4. 10 Torques transmisibles para acoples entre ejes .....	395
Tabla 4. 11 Dimensiones en Stock de los acoples entre ejes .....	395
Tabla 4. 12 Cargas en el soporte del dispensador de tubos .....	397
Tabla 4. 13 Series de los motores EATON .....	436
Tabla 4. 14 Especificaciones de los motores EATON J Series .....	437

Tabla 4. 15 Características de trabajo de las mangueras del cilindro de agarre.....	440
Tabla 4. 16 Especificaciones de las mangueras del cilindro de agarre .....	440
Tabla 4. 17 Características de trabajo de las mangueras del cilindro de empuje .....	444
Tabla 4. 18 Especificaciones de las mangueras del cilindro de empuje .....	444
Tabla 4. 19 Características de trabajo de las mangueras del cilindro de giro	448
Tabla 4. 20 Especificaciones de las mangueras del cilindro de giro .....	448
Tabla 4. 21 Características de trabajo de las mangueras del cilindro de levantamiento.....	452
Tabla 4. 22 Especificaciones de las mangueras del cilindro de levantamiento.....	452
Tabla 4. 23 Características de trabajo de las mangueras del cilindro de abastecimiento .....	455
Tabla 4. 24 Especificaciones de las mangueras del cilindro de abastecimiento .....	456
Tabla 4. 25 Características de trabajo de las mangueras del motor de abastecimiento .....	462
Tabla 4. 26 Especificaciones de las mangueras del motor de abastecimiento .....	462
Tabla 4. 27 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el cilindro de agarre .....	464
Tabla 4. 28 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del cilindro de agarre .....	464
Tabla 4. 29 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el cilindro de empuje (tire).....	465
Tabla 4. 30 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del cilindro de empuje (tire).....	466
Tabla 4. 31 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el cilindro de empuje (empuje) .....	466
Tabla 4. 32 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del cilindro de empuje (empuje) .....	467

Tabla 4. 33 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el cilindro de giro.....	468
Tabla 4. 34 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del cilindro de giro.....	468
Tabla 4. 35 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el cilindro de levantamiento .....	469
Tabla 4. 36 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del cilindro de levantamiento .....	469
Tabla 4. 37 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el cilindro de abastecimiento.....	470
Tabla 4. 38 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del cilindro de abastecimiento.....	471
Tabla 4. 39 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el motor de abastecimiento.....	471
Tabla 4. 40 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del motor de abastecimiento.....	472
Tabla 4. 41 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el cilindro de agarre .....	473
Tabla 4. 42 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del cilindro de agarre .....	473
Tabla 4. 43 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el cilindro de empuje .....	474
Tabla 4. 44 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del cilindro de empuje .....	475
Tabla 4. 45 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el cilindro de giro (empuje).....	476
Tabla 4. 46 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (empuje).....	476
Tabla 4. 47 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el cilindro de giro (tire) .....	478
Tabla 4. 48 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (tire) .....	478
Tabla 4. 49 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el	

cilindro de levantamiento .....	479
Tabla 4. 50 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del cilindro de levantamiento .....	480
Tabla 4. 51 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el cilindro de abastecimiento.....	481
Tabla 4. 52 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del cilindro de abastecimiento.....	481
Tabla 4. 53 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el motor de abastecimiento.....	482
Tabla 4. 54 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del motor de abastecimiento.....	482
Tabla 4. 55 Especificaciones de la válvula direccional del cilindro de agarre.....	484
Tabla 4. 56 Características eléctricas de la válvula direccional del cilindro de agarre.....	484
Tabla 4. 57 Especificaciones de la válvula direccional del cilindro de empuje.....	488
Tabla 4. 58 Características eléctricas de la válvula direccional del cilindro de empuje .....	488
Tabla 4. 59 Especificaciones de la válvula direccional del cilindro de giro.....	491
Tabla 4. 60 Características eléctricas de la válvula direccional del cilindro de giro .....	492
Tabla 4. 61 Especificaciones de la válvula direccional del cilindro de levantamiento.....	495
Tabla 4. 62 Características eléctricas de la válvula direccional del cilindro de levantamiento.....	496
Tabla 4. 63 Especificaciones de la válvula direccional del cilindro de abastecimiento .....	499
Tabla 4. 64 Características eléctricas de la válvula direccional del cilindro de abastecimiento .....	499
Tabla 4. 65 Especificaciones de la válvula direccional del motor de abastecimiento .....	502

Tabla 4. 66 Características eléctricas de la válvula direccional del motor de abastecimiento .....	503
Tabla 4. 67 Selección del modelo de la bomba hidráulica del grupo de potencia hidráulica.....	512
Tabla 4. 68 Selección del modelo de filtro de succión para el grupo hidráulico de potencia .....	514
Tabla 4. 69 Selección del modelo de válvula de alivio .....	515
Tabla 4. 70 Características de trabajo de la válvula de alivio .....	515
Tabla 6. 1 Costo de materiales directos.....	574
Tabla 6. 2 Costos máquinas - herramientas .....	578
Tabla 6. 3 Costo mano de obra.....	578
Tabla 6. 4 Costos indirectos.....	578
Tabla 6. 5 Costos de diseño .....	578
Tabla 6. 6 Costo total del proyecto.....	579
Tabla 6. 7 Utilidades netas por roscado de tubos .....	580
Tabla 6. 8 Cálculo del VAN .....	580
Tabla 6. 9 Cálculo del TIR.....	581

## INDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1 Funcionamiento de una válvula direccional .....	9
Figura 2. 2 Válvula direccional 2/2 .....	10
Figura 2. 3 Válvula direccional 3/2 .....	10
Figura 2. 4 Control de un cilindro de simple efecto con una válvula 3/2 .....	11
Figura 2. 5 Válvula direccional 4/2 .....	11
Figura 2. 6 Control de un cilindro de doble efecto con una válvula 4/2 .....	12
Figura 2. 7 Válvula direccional 4/3 .....	12
Figura 2. 8 Control de un cilindro bidireccional con una válvula 4/3.....	13
Figura 2. 9 Accionamientos manuales para una válvula direccional .....	13
Figura 2. 10 Accionamientos automáticos para una válvula direccional .....	14
Figura 2. 11 Ejemplo de curvas de pérdida de carga en una válvula direccional.....	14
Figura 2.12 Ejemplo de curvas de límites de operación de una válvula direccional.....	15
Figura 2. 13 Válvula de regulación de caudal bidireccional .....	15
Figura 2. 14 Válvula de regulación de caudal unidireccional .....	17
Figura 2. 15 Válvula compensada a presión .....	17
Figura 2.16 Ejemplo de curvas de pérdida de carga en una válvula de regulación de caudal .....	18
Figura 2.17 Ejemplo de curva de presión diferencial requerida en la válvula check para libre flujo .....	18
Figura 2. 18 Ejemplo de curvas de regulación para una válvula reguladora de caudal .....	19
Figura 2. 19 Válvula de regulación de presión .....	19
Figura 2. 20 Ejemplo de curvas de flujo vs presión regulada en una válvula de alivio.....	20
Figura 2. 21 Partes de un cilindro hidráulico .....	21
Figura 2. 22 Configuraciones de un cilindro hidráulico de simple efecto.....	21
Figura 2. 23 Cilindro de doble efecto .....	22

Figura 2. 24 Actuador de giro.....	22
Figura 2. 25 Motor hidráulico de paletas.....	23
Figura 2. 26 Motor de pistones radiales.....	24
Figura 2. 27 Motor de pistones axiales.....	25
Figura 2. 28 Motor hidráulico de engranajes.....	25
Figura 2. 29 Motor hidráulico gerotor.....	26
Figura 2. 30 Bombas hidráulicas.....	27
Figura 2. 31 Campo magnético de un solenoide.....	29
Figura 2. 32 Válvula direccional 3/2 accionada por una bobina.....	29
Figura 2. 33 Válvula direccional 4/3 accionada por dos bobinas.....	30
Figura 2. 34 Válvula de control de presión controlada eléctricamente.....	30
Figura 2. 35 Sensor mecánico-eléctrico.....	31
Figura 2. 36 Sensor magnético.....	32
Figura 2. 37 Sensor potenciométrico.....	33
Figura 2. 38 Sensor magnetostrictivo en un cilindro hidráulico.....	34
Figura 2. 39 Sensor inductivo en un cilindro hidráulico.....	34
Figura 2. 40 Pulsador.....	35
Figura 2. 41 Contactores abatibles.....	36
Figura 2. 42 Interruptor.....	36
Figura 2. 43 Relé.....	37
Figura 2. 44 PLC.....	37
Figura 2. 45 Unidad de potencia hidráulica.....	38
Figura 2. 46 Circuito básico de una unidad de potencia hidráulica.....	39
Figura 2. 47 Control de un cilindro hidráulico de simple efecto.....	40
Figura 2. 48 Control de un cilindro hidráulico de doble efecto.....	41
Figura 2. 49 Control de un cilindro hidráulico de doble efecto que trabaja en posiciones intermedias.....	41
Figura 2. 50 Control de la velocidad de un motor hidráulico mediante el uso de una bomba de volumen variable.....	42
Figura 2. 51 Control de la velocidad de un cilindro mediante el uso de una bomba de volumen variable.....	43

Figura 2. 52 Control de velocidad de un cilindro en una sola dirección .....	43
Figura 2. 53 Control de velocidad de un cilindro con el fluido de descarga .....	44
Figura 2. 54 Control de velocidad de un cilindro en ambas direcciones .....	44
Figura 2. 55 Control de la presión con una válvula de alivio .....	46
Figura 2. 56 Control de las presiones de trabajo de un cilindro hidráulico .....	46
Figura 2. 57 Control de presión para varios actuadores hidráulicos .....	47
Figura 2. 58 Control del un motor hidráulico mono direccional .....	48
Figura 2. 59 Control ineficiente de un motor hidráulico mono direccional .....	49
Figura 2. 60 Control de un motor hidráulico bidireccional .....	49
Figura 2. 61 Control de las velocidades de un motor bidireccional .....	50
Figura 2. 62 Control de caudal y presión de un motor bidireccional.....	50
Figura 2. 63 Filtración por succión .....	53
Figura 2. 64 Filtración parcial .....	54
Figura 2. 65 Filtración parcial alternativa .....	54
Figura 2. 66 Filtración en la línea de retorno.....	55
Figura 2. 67 Filtro con válvula de desahogo .....	55
Figura 2. 68 Calentador de baja presión .....	56
Figura 2. 69 Intercambiador de calor .....	57
Figura 4. 1 Sistema electrohidráulico de posicionamiento de tubos.....	65
Figura 4. 2 Reacciones verticales en los apoyos .....	66
Figura 4. 3 DCL Viga de levantamiento .....	67
Figura 4. 4 Reacciones verticales durante el levantamiento .....	67
Figura 4. 5 Reacciones verticales después del giro .....	68
Figura 4. 6 Reacciones verticales en el tubo de 4.5" en su posición inicial.....	69
Figura 4. 7 DCL Tubo de 4.5" introduciéndose .....	69
Figura 4. 8 DCL Tubo de 4.5" agarrado .....	70
Figura 4. 9 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición inicial...	71
Figura 4. 10 DCL Tubo de 2 3/8" introduciéndose .....	71
Figura 4. 11 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado .....	72
Figura 4. 12 Reacciones verticales en el tubo de 4.5" en su posición final .....	73
Figura 4. 13 DCL Tubo de 4.5" extrayéndose .....	73

Figura 4. 14 DCL Tubo de 4.5" agarrado .....	74
Figura 4. 15 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición final ...	75
Figura 4. 16 DCL Tubo de 2 3/8" extrayéndose .....	75
Figura 4. 17 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado .....	76
Figura 4. 18 Reacciones verticales en el tubo de 4.5" en su posición inicial después del giro.....	77
Figura 4. 19 DCL Tubo de 4.5" introduciéndose después del giro .....	77
Figura 4. 20 DCL Tubo de 4.5" agarrado .....	78
Figura 4. 21 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición inicial después del giro.....	79
Figura 4. 22 DCL Tubo de 2 3/8" introduciéndose después del giro .....	79
Figura 4. 23 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado .....	80
Figura 4. 24 Reacciones verticales del tubo de 4.5" en su posición final después del giro.....	81
Figura 4. 25 DCL Tubo de 4.5" extrayéndose después del giro .....	81
Figura 4. 26 DCL Tubo de 4.5" agarrado .....	82
Figura 4. 27 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición final después del giro.....	83
Figura 4. 28 DCL Tubo de 2 3/8" extrayéndose después del giro .....	83
Figura 4. 29 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado .....	84
Figura 4. 30 Numeración de apoyos .....	85
Figura 4. 31 Reacciones verticales en el tubo de 4.5" en su posición inicial....	85
Figura 4. 32 DCL Tubo de 4.5" en apoyo.....	85
Figura 4. 33 DCL Tubo de 4.5" agarrado .....	86
Figura 4. 34 Reacciones horizontales al insertar el tubo de 4.5" .....	87
Figura 4. 35 Reacciones verticales en el tubo de 4.5" en su posición final .....	87
Figura 4. 36 DCL Tubo 4.5" en apoyo.....	87
Figura 4. 37 DCL Tubo de 4.5" agarrado .....	88
Figura 4. 38 Reacciones horizontales al extraer el tubo de 4.5" .....	88
Figura 4. 39 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición inicial.	89
Figura 4. 40 DCL Tubo de 2 3/8" en apoyo.....	89
Figura 4. 41 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado .....	90

Figura 4. 42 Reacciones horizontales al insertar el tubo de 2 3/8" .....	90
Figura 4. 43 reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición final ....	91
Figura 4. 44 DCL Tubo de 2 3/8" en apoyo .....	91
Figura 4. 45 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado .....	92
Figura 4. 46 Reacciones horizontales al extraer el tubo de 2 3/8" .....	92
Figura 4. 47 DCL Tubo de 4.5" girando.....	93
Figura 4. 48 Reacciones verticales en el tubo de 4.5" en su posición inicial después del giro.....	93
Figura 4. 49 DCL Tubo de 4.5" en apoyo.....	94
Figura 4. 50 DCL Tubo de 4.5" agarrado .....	94
Figura 4. 51 Reacciones horizontales al insertar en el tubo de 4.5" después del giro .....	95
Figura 4. 52 Reacciones verticales en el tubo de 4.5" en su posición final después del giro.....	95
Figura 4. 53 DCL Tubo de 4.5" en apoyo.....	96
Figura 4. 54 DCL Tubo de 4.5" agarrado .....	96
Figura 4. 55 Reacciones horizontales al extraer el tubo de 4.5" después del giro.....	97
Figura 4. 56 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición inicial después del giro.....	97
Figura 4. 57 DCL tubo de 2 3/8" en apoyo .....	97
Figura 4. 58 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado .....	98
Figura 4. 59 Reacciones horizontales al insertar el tubo de 2 3/8" después del giro .....	99
Figura 4. 60 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición final después del giro.....	99
Figura 4. 61 DCL tubo de 2 3/8" en apoyo .....	99
Figura 4. 62 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado .....	100
Figura 4. 63 Reacciones horizontales al extraer el tubo de 2 3/8" después del giro .....	100
Figura 4. 64 Mecanismo de agarre .....	101
Figura 4. 65 Dimensiones de los rodamientos de apoyo del mecanismo de	

agarre.....	103
Figura 4. 66 Eje para soporte de rodamientos del mecanismo de agarre.....	104
Figura 4. 67 DCL Tubo de 4.5” agarrado .....	104
Figura 4. 68 DCL Tubo de 2 3/8” agarrado .....	105
Figura 4. 69 Diagrama de fuerzas y momentos del eje de apoyo del mecanismo de agarre .....	105
Figura 4. 70 DCL Sección crítica del eje de apoyo del mecanismo de agarre.....	106
Figura 4. 71 Sujetador.....	108
Figura 4. 72 Carga máxima del sujetador .....	108
Figura 4. 73 Carga mínima del sujetador .....	109
Figura 4. 74 Ubicación de la carga máxima en el sujetador.....	109
Figura 4. 75 Ubicación de la carga mínima en el sujetador .....	110
Figura 4. 76 Vista frontal de la simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en el sujetador.....	110
Figura 4. 77 Vista trasera de la simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en el sujetador.....	111
Figura 4. 78 Vista frontal de la simulación del esfuerzo mínimo de Von Mises en el sujetador.....	111
Figura 4. 79 Vista trasera de la simulación del esfuerzo mínimo de Von Mises en el sujetador.....	112
Figura 4. 80 Magnitud, dirección y sentido del esfuerzo máximo de Von Mises en las aletas del sujetador .....	113
Figura 4. 81 Magnitud, dirección y sentido del esfuerzo mínimo de Von Mises en las aletas del sujetador .....	113
Figura 4. 82 Magnitud, dirección y sentido del esfuerzo máximo de Von Mises en el orificio del sujetador .....	114
Figura 4. 83 Magnitud, dirección y sentido del esfuerzo mínimo de Von Mises en el orificio del sujetador .....	115
Figura 4. 84 Magnitud, dirección y sentido del esfuerzo máximo de Von Mises en el arco del sujetador.....	116

Figura 4. 85 Magnitud, dirección y sentido del esfuerzo mínimo de Von Mises en el arco del sujetador.....	116
Figura 4. 86 Numeración de los pasadores del mecanismo de agarre .....	118
Figura 4. 87 Pasador: cilindro - palanca.....	118
Figura 4. 88 Diagrama de fuerza cortante y momento flector del pasador: cilindro - palanca.....	119
Figura 4. 89 DCL sección crítica del pasador: cilindro - palanca.....	119
Figura 4. 90 Pasador: sujetador - palanca .....	121
Figura 4. 91 DCL carga máxima del pasador: sujetador - palanca .....	122
Figura 4. 92 DCL carga mínima del pasador: sujetador - palanca .....	122
Figura 4. 93 Pasador: placa base - palanca.....	124
Figura 4. 94 DCL carga máxima del pasador: placa base – palanca (vista frontal) .....	124
Figura 4. 95 DCL carga máxima del pasador: placa base – palanca (vista superior) .....	125
Figura 4. 96 DCL carga mínima del pasador: placa base – palanca (vista frontal) .....	126
Figura 4. 97 DCL carga mínima del pasador: placa base – palanca (vista superior) .....	127
Figura 4. 98 Diagrama de fuerzas y momentos máximos en el pasador: placa base - palanca.....	128
Figura 4. 99 Diagramas de fuerza cortante y momento flector máximos del pasador: placa base - palanca .....	128
Figura 4. 100 Diagrama de fuerzas y momentos mínimos en el pasador: placa base - palanca.....	129
Figura 4. 101 Diagramas de fuerza cortante y momento flector mínimos del pasador: placa base - palanca .....	129
Figura 4. 102 DCL sección crítica 1 del pasador: placa base - palanca.....	130
Figura 4. 103 DCL cargas resultantes 1 del pasador: placa base - palanca..	130
Figura 4. 104 DCL sección crítica 2 del pasador: placa base - palanca.....	132
Figura 4. 105 DCL cargas resultantes 1 del pasador: placa base - palanca..	133
Figura 4. 106 Pasador: Oreja del cilindro de agarre.....	135

Figura 4. 107 Pasador: Ruedas .....	136
Figura 4. 108 DCL carga máxima en pasador: ruedas.....	137
Figura 4. 109 Pasador: cilindro de empuje .....	138
Figura 4. 110 Palanca .....	140
Figura 4. 111 DCL carga máxima en la palanca .....	140
Figura 4. 112 DCL carga mínima en la palanca .....	141
Figura 4. 113 Ubicación de la carga máxima en la palanca.....	141
Figura 4. 114 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la palanca.	142
Figura 4. 115 Placa de acople del mecanismo de agarre .....	144
Figura 4. 116 DCL carga máxima en la placa de acople del mecanismo de agarre.....	144
Figura 4. 117 DCL carga mínima en la placa de acople del mecanismo de agarre.....	145
Figura 4. 118 Ubicación de la carga máxima en la placa de acople del mecanismo de agarre .....	145
Figura 4. 119 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la placa de acople del mecanismo de agarre .....	146
Figura 4. 120 Ubicación de los agujeros para pernos en la placa de acople del mecanismo de agarre .....	148
Figura 4. 121 DCL reacciones máximas en la placa de acople del mecanismo de agarre.....	149
Figura 4. 122 DCL carga máxima en el centroide de la junta empernada de la placa de acople del mecanismo de agarre (vista lateral) .....	150
Figura 4. 123 DCL carga máxima en el centroide de la junta empernada de la placa de acople del mecanismo de agarre (vista frontal) .....	150
Figura 4. 124 DCL reacciones mínimas en la placa de acople del mecanismo de agarre.....	151
Figura 4. 125 DCL carga mínima en el centroide de la junta empernada de la placa de acople del mecanismo de agarre (vista lateral) .....	152
Figura 4. 126 DCL carga mínima en el centroide de la junta empernada de la placa de acople del mecanismo de agarre (vista frontal) .....	152
Figura 4. 127 DCL carga máxima en la junta empernada de la placa de acople	

del mecanismo de agarre.....	153
Figura 4. 128 DCL carga mínima en la junta empernada de la placa de acople del mecanismo de agarre.....	154
Figura 4. 129 DCL cargas de montaje en los pernos de la placa de acople del mecanismo de agarre .....	155
Figura 4. 130 Agarre efectivo del perno de la placa de acople del mecanismo de agarre.....	156
Figura 4. 131 Placa tope .....	158
Figura 4. 132 DCL carga máxima en la placa tope .....	158
Figura 4. 133 Ubicación de la carga máxima en la placa tope .....	158
Figura 4. 134 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la placa tope .....	159
Figura 4. 135 Ubicación de agujeros para pernos en la placa tope .....	161
Figura 4. 136 DCL carga máxima en el centroide de la junta empernada de la placa tope (vista lateral) .....	162
Figura 4. 137 DCL carga máxima en el centroide de la junta empernada de la placa tope (vista superior) .....	162
Figura 4. 138 DCL carga máxima en la junta empernada de la placa tope....	162
Figura 4. 139 Vectores de fuerzas cortantes en el perno crítico de la placa tope .....	163
Figura 4. 140 DCL cargas de montaje en los pernos de la placa tope.....	164
Figura 4. 141 Agarre efectivo del perno de la placa tope .....	164
Figura 4. 142 Bastidor del mecanismo de agarre.....	167
Figura 4. 143 DCL carga máxima en el bastidor del mecanismo de agarre (vista lateral).....	167
Figura 4. 144 DCL carga máxima en el bastidor del mecanismo de agarre (vista superior) .....	168
Figura 4. 145 DCL carga mínima en el bastidor del mecanismo de agarre (vista lateral).....	168
Figura 4. 146 DCL carga mínima en el bastidor del mecanismo de agarre (vista superior) .....	168

Figura 4. 147 Ubicación de la carga máxima en el bastidor del mecanismo de agarre.....	169
Figura 4. 148 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en el bastidor del mecanismo de agarre.....	170
Figura 4. 149 Numeración de las juntas soldadas del mecanismo de agarre.....	172
Figura 4. 150 Sección transversal de la soldadura de la placa principal .....	172
Figura 4. 151 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa principal (vista lateral).....	173
Figura 4. 152 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa principal (vista superior).....	174
Figura 4. 153 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa principal (vista frontal).....	174
Figura 4. 154 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta de la placa principal .....	175
Figura 4. 155 DCL carga máxima en la sección transversal de la junta soldada de la placa principal .....	176
Figura 4. 156 Vectores de fuerzas cortantes en el punto P de la junta soldada de la placa principal .....	177
Figura 4. 157 Vector de la fuerza cortante resultante en el punto P de la junta soldada de la placa principal.....	177
Figura 4. 158 Sección transversal de la junta soldada del tope .....	178
Figura 4. 159 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldad del tope (vista lateral).....	179
Figura 4. 160 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldad del tope (vista superior) .....	179
Figura 4. 161 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta del tope .....	179
Figura 4. 162 DCL carga máxima en la sección transversal de la junta soldada del tope .....	180
Figura 4. 163 Vectores de fuerzas cortantes en el punto Q de la junta soldada del tope .....	180

Figura 4. 164 Sección transversal de la junta soldada de la placa de acople del mecanismo de agarre .....	182
Figura 4. 165 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa de acople del mecanismo de agarre (vista lateral) .....	182
Figura 4. 166 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa de acople del mecanismo de agarre (vista lateral) .....	183
Figura 4. 167 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta de la placa de acople del mecanismo de agarre .....	183
Figura 4. 168 DCL carga máxima en la sección transversal de la junta soldada de la placa tope del mecanismo de agarre .....	184
Figura 4. 169 Vectores de fuerzas cortantes en el punto S de la junta soldada de la placa de acople del mecanismo de agarre .....	185
Figura 4. 170 Vector de la fuerza cortante resultante en el punto P de la junta soldada de la placa principal .....	185
Figura 4. 171 Mecanismo de levantamiento y giro .....	187
Figura 4. 172 Placa de acople de la viga de levantamiento y giro .....	188
Figura 4. 173 DCL carga máxima en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro .....	188
Figura 4. 174 DCL carga mínima en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro .....	189
Figura 4. 175 Ubicación de carga máxima en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro .....	189
Figura 4. 176 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro .....	190
Figura 4. 177 Ubicación de los agujeros para perno en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro.....	192
Figura 4. 178 DCL estado crítico 1 en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro .....	193
Figura 4. 179 DCL estado crítico 2 en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro (vista lateral).....	193
Figura 4. 180 DCL estado crítico 2 en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro (vista trasera) .....	194

Figura 4. 181 DCL estado crítico 2 en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro (vista superior) .....	194
Figura 4. 182 DCL estado crítico 1 en la junta empernada de la placa de acople de la viga de levantamiento y giro .....	195
Figura 4. 183 DCL estado crítico 2 en la junta empernada de la placa de acople de la viga de levantamiento y giro .....	196
Figura 4. 184 DCL cargas de montaje en los pernos de la placa de acople de la viga de levantamiento y giro.....	197
Figura 4. 185 Agarre efectivo de la junta empernada de la placa de acople de la viga de levantamiento y giro.....	198
Figura 4. 186 Viga de levantamiento.....	201
Figura 4. 187 DCL estado crítico 1 en la viga de levantamiento (vista frontal) .....	201
Figura 4. 188 DCL estado crítico 1 en la viga de levantamiento (vista superior) .....	202
Figura 4. 189 DCL estado crítico 2 en la viga de levantamiento (vista frontal) .....	202
Figura 4. 190 DCL estado crítico 2 en la viga de levantamiento (vista superior) .....	202
Figura 4. 191 Ubicación de las cargas del estado crítico 1 en la viga de levantamiento.....	203
Figura 4. 192 Ubicación de las cargas del estado crítico 2 en la viga de levantamiento.....	203
Figura 4. 193 Simulación del esfuerzo de Von Mises en el estado crítico 1 de la viga de levantamiento .....	204
Figura 4. 194 Simulación del esfuerzo de Von Mises en el estado crítico 2 de la viga de levantamiento .....	205
Figura 4. 195 Numeración de las juntas soldadas de la viga de levantamiento y giro .....	207
Figura 4. 196 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la placa lateral (vista superior) .....	207
Figura 4. 197 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la	

placa lateral (vista frontal) .....	208
Figura 4. 198 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la placa lateral (vista lateral) .....	208
Figura 4. 199 DCL estado crítico 2 en el centroide de la junta soldada de la placa lateral (vista frontal) .....	209
Figura 4. 200 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la placa lateral .....	209
Figura 4. 201 DCL estado crítico 1 en la junta soldada de la placa lateral.....	210
Figura 4. 202 DCL estado crítico 2 en la junta soldada de la placa lateral.....	210
Figura 4. 203 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la placa de apoyo (vista frontal) .....	212
Figura 4. 204 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la placa de apoyo (vista superior) .....	213
Figura 4. 205 DCL estado crítico 2 en el centroide de la junta soldada de la placa de apoyo (vista frontal) .....	213
Figura 4. 206 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la placa de apoyo .....	214
Figura 4. 207 DCL estado crítico 1 en la junta soldada de la placa de apoyo .....	215
Figura 4. 208 DCL estado crítico 2 en la junta soldada de la placa de apoyo .....	215
Figura 4. 209 Sección transversal de la junta soldada de la placa de acople de la viga de levantamiento .....	217
Figura 4. 210 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la placa de acople de la viga de levantamiento (vista superior) .....	217
Figura 4. 211 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la placa de acople de la viga de levantamiento (vista lateral) .....	218
Figura 4. 212 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la placa de acople de la viga de levantamiento (vista frontal) .....	218
Figura 4. 213 DCL estado crítico 2 en el centroide de la junta soldada de la placa de acople de la viga de levantamiento (vista lateral) .....	219

Figura 4. 214 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la placa de apoyo .....	219
Figura 4. 215 DCL estado crítico 1 en la junta soldada de la placa de acople de la viga de levantamiento .....	220
Figura 4. 216 DCL estado crítico 2 en la junta soldada de la placa de acople de la viga de levantamiento .....	221
Figura 4. 217 Mecanismo piñón - cremallera .....	223
Figura 4. 218 DCL cargas en piñón y cremallera .....	224
Figura 4. 219 DCL carga máxima en el acople: cremallera – cilindro de giro .....	227
Figura 4. 220 DCL carga máxima en el acople: cremallera – cilindro de giro .....	227
Figura 4. 221 Sección transversal del acople: cremallera – cilindro de giro .....	228
Figura 4. 222 DCL carga máxima en el acople: cremallera – cilindro de giro .....	228
Figura 4. 223 DCL carga mínima en el acople: cremallera – cilindro de giro .....	229
Figura 4. 224 Junta soldada de la cremallera .....	231
Figura 4. 225 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la cremallera .....	231
Figura 4. 226 DCL carga mínima en el centroide de la junta soldada de la cremallera .....	231
Figura 4. 227 Sección transversal de la junta soldada de la cremallera .....	232
Figura 4. 228 DCL carga máxima en la junta soldada de la cremallera .....	232
Figura 4. 229 DCL carga mínima en la junta soldada de la cremallera .....	233
Figura 4. 230 Eje de giro .....	235
Figura 4. 231 DCL estado crítico 1 en el eje de giro (vista frontal).....	235
Figura 4. 232 DCL estado crítico 1 en el eje de giro (vista superior).....	236
Figura 4. 233 DCL estado crítico 2 en el eje de giro (vista frontal).....	236
Figura 4. 234 Sección transversal del eje de giro .....	237

Figura 4. 235 DCL estado crítico 1 en la sección crítica del eje de giro.....	237
Figura 4. 236 DCL estado crítico 2 en la sección crítica del eje de giro.....	238
Figura 4. 237 Dimensiones del rodamiento de giro.....	241
Figura 4. 238 Dimensiones de la chumacera de giro .....	242
Figura 4. 239 Bastidor del sistema de giro .....	243
Figura 4. 240 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta empernada de la chumacera de giro .....	243
Figura 4. 241 DCL estado crítico 1 en la junta empernada de la chumacera de giro .....	244
Figura 4. 242 DCL estado crítico 1 centroide de la junta empernada del cilindro de giro .....	244
Figura 4. 243 DCL carga crítica 1 en la junta empernada del cilindro de giro .....	245
Figura 4. 244 DCL estado crítico 1 en el bastidor del mecanismo de giro .....	245
Figura 4. 245 DCL estado crítico 2 en el centroide de la junta empernada de la chumacera de giro .....	246
Figura 4. 246 DCL estado crítico 1 en la junta empernada de la chumacera de giro .....	246
Figura 4. 247 DCL estado crítico 1 centroide de la junta empernada del cilindro de giro .....	247
Figura 4. 248 DCL carga crítica 2 en la junta empernada del cilindro de giro .....	247
Figura 4. 249 DCL estado crítico 2 en el bastidor del mecanismo de giro .....	248
Figura 4. 250 Ubicación de las cargas del estado crítico 1 en el bastidor del mecanismo de giro.....	248
Figura 4. 251 Ubicación de las cargas del estado crítico 2 en el bastidor del mecanismo de giro.....	249
Figura 4. 252 Simulación del esfuerzo de Von Mises en el estado crítico 1 del bastidor del mecanismo de giro .....	249
Figura 4. 253 Detalle de la zona de mayor esfuerzo en el bastidor del mecanismo de giro.....	250

Figura 4. 254 Simulación del esfuerzo de Von Mises en el estado crítico 2 del bastidor del mecanismo de giro .....	250
Figura 4. 255 Numeración de las juntas soldadas del bastidor del mecanismo de giro .....	252
Figura 4. 256 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada del cilindro de acople (vista frontal).....	253
Figura 4. 257 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada del cilindro de acople (vista lateral).....	253
Figura 4. 258 DCL estado crítico 2 en el centroide de la junta soldada del cilindro de acople (vista frontal).....	254
Figura 4. 259 DCL estado crítico 2 en el centroide de la junta soldada del cilindro de acople (vista lateral).....	254
Figura 4. 260 Sección transversal de la junta soldada del cilindro de acople .....	255
Figura 4. 261 DCL estado crítico 1 en la sección de la junta soldada del cilindro de acople .....	255
Figura 4. 262 DCL combinación de cargas en la sección de la junta soldada del cilindro de acople .....	256
Figura 4. 263 DCL estado crítico 1 en la sección de la junta soldada del cilindro de acople .....	257
Figura 4. 264 Sección transversal de la junta soldada del soporte del cilindro de giro .....	259
Figura 4. 265 DCL carga máxima en el centroide de la junta del soporte del cilindro de giro.....	259
Figura 4. 266 DCL carga mínima en el centroide de la junta del soporte del cilindro de giro.....	260
Figura 4. 267 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada del soporte del cilindro de giro.....	260
Figura 4. 268 DCL carga máxima en la junta soldada del soporte del cilindro de giro .....	261

Figura 4. 269 DCL carga máxima en la junta soldada del soporte del cilindro de giro .....	261
Figura 4. 270 Sección transversal de la junta soldada de la base guía para cremallera .....	263
Figura 4. 271 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la base guía para cremallera .....	263
Figura 4. 272 DCL carga mínima en el centroide de la junta soldada de la base guía para cremallera .....	264
Figura 4. 273 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la base guía para cremallera.....	264
Figura 4. 274 DCL carga máxima en la junta soldada de la base guía para cremallera .....	265
Figura 4. 275 DCL carga máxima en la junta soldada de la base guía para cremallera .....	265
Figura 4. 276 Soporte anti giro.....	268
Figura 4. 277 DCL carga máxima en el centroide de la sección transversal del soporte anti giro (vista superior).....	268
Figura 4. 278 DCL carga máxima en el centroide de la sección transversal del soporte anti giro (vista frontal).....	269
Figura 4. 279 Sección transversal de la parte superior del soporte anti giro..	269
Figura 4. 280 DCL sección crítica de la parte superior del soporte anti giro ..	270
Figura 4. 281 DCL carga máxima en la parte inferior del soporte anti giro ....	271
Figura 4. 282 Ubicación de la carga máxima en la parte inferior del soporte anti giro .....	272
Figura 4. 283 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la parte inferior del soporte anti giro.....	272
Figura 4. 284 Ubicación de los agujeros para pernos de la placa base del soporte anti giro .....	274
Figura 4. 285 DCL carga máxima en el centroide de los pernos de anclaje del soporte antigiro .....	275
Figura 4. 286 DCL carga máxima en los pernos de anclaje del soporte antigiro .....	275
Figura 4. 287 DCL cargas durante el montaje de los pernos de anclaje del	

soporte anti giro .....	276
Figura 4. 288 DCL carga máxima en el centroide la placa de apoyo del soporte anti giro .....	279
Figura 4. 289 Dimensiones del placa de apoyo del soporte anti giro .....	279
Figura 4. 290 Distribución del esfuerzo en el concreto debajo de la placa de apoyo del soporte anti giro .....	280
Figura 4. 291 Distribución de la carga en la placa de apoyo del soporte anti giro .....	280
Figura 4. 292 Numeración de las juntas soldadas del soporte anti giro .....	282
Figura 4. 293 DCL en el centroide de la junta soldada de la parte superior del soporte anti giro .....	283
Figura 4. 294 Sección transversal de la junta soldada de la parte superior del soporte anti giro .....	283
Figura 4. 295 DCL carga máxima en la junta soldada de la parte superior del soporte anti giro .....	284
Figura 4. 296 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la parte inferior del soporte anti giro.....	286
Figura 4. 297 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la parte inferior del soporte anti giro .....	287
Figura 4. 298 DCL carga máxima en la junta soldada de la parte inferior del soporte anti giro .....	288
Figura 4. 299 Soporte lateral.....	290
Figura 4. 300 Numeración de los apoyos del tubo .....	291
Figura 4. 301 Reacciones verticales en los apoyos .....	291
Figura 4. 302 Reacciones horizontales en los apoyos .....	291
Figura 4. 303 Eje para rodamiento de soporte.....	292
Figura 4. 304 DCL reacciones en el apoyo 5 .....	292
Figura 4. 305 DCL cargas en el eje del apoyo 5 .....	293
Figura 4. 306 Diagrama de fuerzas y momentos en eje del apoyo 5 .....	293
Figura 4. 307 DCL sección crítica del eje del apoyo 5 .....	294
Figura 4. 308 DCL reacciones en el apoyo 2 .....	295
Figura 4. 309 DCL cargas en el eje del apoyo 2 .....	295

Figura 4. 310 Diagrama de fuerzas y momentos en el eje del apoyo 2 .....	296
Figura 4. 311 DCL sección crítica del eje del apoyo 2 .....	296
Figura 4. 312 Placa de acople del soporte lateral .....	299
Figura 4. 313 DCL carga máxima en la placa de acople del soporte lateral ..	299
Figura 4. 314 DCL carga mínima en la placa de acople del soporte lateral ...	300
Figura 4. 315 Ubicación de la carga máxima en la placa de acople del soporte lateral .....	300
Figura 4. 316 Ubicación de la carga mínima en la placa de acople del soporte lateral .....	301
Figura 4. 317 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la placa de acople del soporte lateral .....	301
Figura 4. 318 Simulación del esfuerzo mínimo de Von Mises en la placa de acople del soporte lateral .....	302
Figura 4. 319 Ubicación de los agujeros para pernos en la placa de acople del soporte lateral .....	304
Figura 4. 320 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta emperrada de la placa de acople del soporte lateral.....	305
Figura 4. 321 DCL estado crítico 2 en el centroide de la junta emperrada de la placa de acople del soporte lateral.....	305
Figura 4. 322 DCL estado crítico 1 en la junta emperrada de la placa de acople del soporte lateral.....	306
Figura 4. 323 DCL estado crítico 2 en la junta emperrada de la placa de acople del soporte lateral.....	307
Figura 4. 324 DCL cargas de montaje en los pernos de la placa de acople del soporte lateral .....	308
Figura 4. 325 Agarre efectivo en la junta emperrada de la placa de acople del soporte lateral .....	308
Figura 4. 326 Placa base del soporte lateral .....	311
Figura 4. 327 DCL estado crítico 1 en la placa base del soporte lateral .....	311
Figura 4. 328 DCL estado crítico 1 en la placa base del soporte lateral .....	312
Figura 4. 329 Ubicación de las cargas del estado crítico 1 en la placa base del soporte lateral .....	312

Figura 4. 330 Ubicación de las cargas del estado crítico 2 en la placa base del soporte lateral .....	313
Figura 4. 331 Simulación de esfuerzo de Von Mises en el estado crítico 1 de la placa base del soporte lateral .....	313
Figura 4. 332 Simulación de esfuerzo de Von Mises en el estado crítico 2 de la placa base del soporte lateral .....	314
Figura 4. 333 DCL carga máxima en la sección crítica del tubo del soporte lateral .....	315
Figura 4. 334 DCL carga mínima en la sección crítica del tubo del soporte lateral .....	316
Figura 4. 335 Sección transversal del tubo del soporte lateral.....	316
Figura 4. 336 DCL carga máxima en la sección crítica del tubo del soporte lateral .....	317
Figura 4. 337 DCL carga máxima en la sección crítica del tubo del soporte lateral .....	317
Figura 4. 338 Numeración de las juntas soldadas del soporte lateral .....	319
Figura 4. 339 Sección transversal de la junta soldada de la placa de acople del soporte lateral .....	320
Figura 4. 340 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa de acople del soporte lateral.....	320
Figura 4. 341 DCL carga mínima en el centroide de la junta soldada de la placa de acople del soporte lateral .....	321
Figura 4. 342 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la placa de acople del soporte lateral .....	321
Figura 4. 343 DCL carga máxima en la junta soldada de la placa de acople del soporte lateral .....	322
Figura 4. 344 DCL carga máxima en la junta soldada de la placa de acople del soporte lateral .....	322
Figura 4. 345 Sección transversal de la junta soldada de la placa base del soporte lateral .....	324
Figura 4. 346 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa base del soporte lateral .....	324

Figura 4. 347 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa base del soporte lateral .....	325
Figura 4. 348 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la placa base del soporte lateral.....	325
Figura 4. 349 DCL carga máxima en la junta soldada de la placa base del soporte lateral .....	326
Figura 4. 350 DCL carga mínima en la junta soldada de la placa base del soporte lateral .....	326
Figura 4. 351 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada del tubo del soporte lateral.....	328
Figura 4. 352 DCL carga mínima en el centroide de la junta soldada del tubo del soporte lateral.....	328
Figura 4. 353 Sección transversal de la junta soldada del tubo del soporte lateral .....	329
Figura 4. 354 DCL carga máxima en la junta soldada del tubo del soporte lateral .....	329
Figura 4. 355 DCL carga mínima en la junta soldada del tubo del soporte lateral .....	329
Figura 4. 356 Base del soporte lateral .....	332
Figura 4. 357 DCL carga máxima en la base del soporte lateral .....	332
Figura 4. 358 DCL carga mínima en la base del soporte lateral .....	333
Figura 4. 359 Ubicación de la carga máxima en la base del soporte lateral ..	333
Figura 4. 360 Ubicación de la carga mínima en la base del soporte lateral ...	334
Figura 4. 361 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la base del soporte lateral .....	334
Figura 4. 362 Simulación del esfuerzo mínimo de Von Mises en la base del soporte lateral .....	335
Figura 4. 363 Junta soldada de la base del soporte lateral .....	337
Figura 4. 364 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la base del soporte lateral.....	337
Figura 4. 365 DCL carga mínima en el centroide de la junta soldada de la base	

del soporte lateral.....	338
Figura 4. 366 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la base del soporte lateral .....	338
Figura 4. 367 DCL carga máxima en la junta soldada de la base del soporte lateral .....	339
Figura 4. 368 DCL carga mínima en la junta soldada de la base del soporte lateral .....	340
Figura 4. 369 Pasador del soporte lateral .....	342
Figura 4. 370 Ubicación de los agujeros de los pernos de anclaje del soporte lateral .....	344
Figura 4. 371 DCL carga máxima en el centroide de los pernos de anclaje del soporte lateral .....	345
Figura 4. 372 DCL carga mínima en el centroide de los pernos de anclaje del soporte lateral .....	345
Figura 4. 373 Diagrama de fuerza máxima equivalente en la junta empernada del soporte lateral.....	346
Figura 4. 374 Diagrama de fuerza mínima equivalente en la junta empernada del soporte lateral.....	346
Figura 4. 375 Cargas de montaje en los pernos de anclaje del soporte lateral .....	347
Figura 4. 376 DCL carga máxima en el centroide de la placa de apoyo del soporte lateral .....	350
Figura 4. 377 carga mínima en el centroide de la placa de apoyo del soporte lateral .....	350
Figura 4. 378 Dimensiones de la placa de apoyo del soporte lateral .....	351
Figura 4. 379 Distribución del esfuerzo en el concreto debajo de la placa de apoyo del soporte lateral.....	352
Figura 4. 380 Distribución de la carga en la placa de apoyo del soporte lateral .....	352
Figura 4. 381 Mecanismo de abastecimiento.....	354
Figura 4. 382 Pieza de levantamiento de tubos .....	355
Figura 4. 383 DCL carga máxima en la placa de levantamiento de tubos .....	355

Figura 4. 384 Ubicación de las cargas en la pieza de levantamiento de tubos .....	356
Figura 4. 385 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la pieza de levantamiento de tubos .....	356
Figura 4. 386 Numeración de las juntas soldadas de la pieza de levantamiento de tubos .....	358
Figura 4. 387 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la pieza de levantamiento de tubos.....	358
Figura 4. 388 Sección transversal de la junta soldada de la pieza de levantamiento de tubos .....	359
Figura 4. 389 DCL carga máxima en la junta soldada de la pieza de levantamiento de tubos .....	359
Figura 4. 390 Estructura del abastecedor de tubos.....	361
Figura 4. 391 DCL carga máxima en la base del cilindro de abastecimiento .	361
Figura 4. 392 DCL carga máxima la estructura del abastecedor de tubos.....	362
Figura 4. 393 Diagramas de fuerzas y momentos de la estructura del abastecedor de tubos.....	362
Figura 4. 394 Diagramas de fuerzas y momentos en el elemento crítico de la estructura del abastecedor de tubos .....	363
Figura 4. 395 Sección transversal 1 del elemento crítico de la estructura del dispensador de tubos.....	364
Figura 4. 396 DCL carga máxima en la sección crítica 1 del elemento crítico de la estructura del dispesador de tubos .....	364
Figura 4. 397 Sección transversal 1 del elemento crítico de la estructura del dispensador de tubos.....	365
Figura 4. 398 DCL carga máxima en la sección crítica 1 del elemento crítico de la estructura del dispesador de tubos .....	365
Figura 4. 399 Dimensiones del rodamiento para ruedas del abastecedor de tubos .....	369
Figura 4. 400 Eje para soporte de ruedas.....	370
Figura 4. 401 DCL carga máxima en el eje para soporte de ruedas .....	370
Figura 4. 402 Sección transversal 1 del eje para apoyo de ruedas.....	370

Figura 4. 403 DCL carga máxima en sección crítica 1 del eje para apoyo de ruedas.....	371
Figura 4. 404 Sección transversal 1 del eje para apoyo de ruedas.....	372
Figura 4. 405 DCL carga máxima en sección crítica 2 del eje para apoyo de ruedas.....	372
Figura 4. 406 Numeración de las juntas soldadas del abastecimiento de tubos.....	374
Figura 4. 407 Junta crítica de la estructura del abastecedor de tubos.....	374
Figura 4. 408 Distancia del centroide de los cordones al centroide de la junta soldada de la estructura del abastecedor de tubos.....	375
Figura 4. 409 DCL carga máxima en la junta crítica de la estructura del abastecedor de tubos.....	375
Figura 4. 410 DCL carga máxima en el centroide la de lunta soldada del eje para ruedas.....	376
Figura 4. 411 Sección transversal de la junta soldada del eje para ruedas ...	377
Figura 4. 412 DCL carga máxima en la junta soldada del eje para ruedas....	377
Figura 4. 413 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada del acople para cadena.....	378
Figura 4. 414 Sección transversal de la junta soldada del acople para cadena.....	379
Figura 4. 415 DCL carga máxima en la junta soldada del acople para cadena.....	379
Figura 4. 416 Dimensiones de la cadena del mecanismo de abastecimiento.....	385
Figura 4. 417 Eje para soporte de catalinas.....	384
Figura 4. 418 DCL carga máxima en las catalinas.....	384
Figura 4. 419 DCL carga máxima en el eje para soporte de catalinas.....	385
Figura 4. 420 Diagramas de fuerzas y momentos en el eje para soporte de catalinas.....	385
Figura 4. 421 Diagramas de fuerzas y momentos en la sección crítica del eje para soporte de catalinas.....	386
Figura 4. 422 Sección transversal del eje para soporte de catalinas.....	387

Figura 4. 423 DCL carga máxima en la sección crítica del eje para soporte de catalinas.....	387
Figura 4. 424 DCL momento resultante en la sección crítica del eje para soporte de catalinas .....	388
Figura 4. 425 DCL carga máxima en la chaveta de la catalina .....	390
Figura 4. 426 Dimensiones del rodamiento de apoyo del mecanismo de abastecimiento.....	393
Figura 4. 427 Dimensiones de acoples entre ejes .....	394
Figura 4. 428 Dispensador y amacenedor de tubos.....	396
Figura 4. 429 Soporte para el dispensador de tubos .....	397
Figura 4. 430 DCL carga transmitidas por la placa tope del dispensador de tubos .....	397
Figura 4. 431 Carga máxima en el soporte del dispensador de tubos .....	398
Figura 4. 432 Diagramas de fuerzas y momentos en el soporte del dispensador de tubos.....	398
Figura 4. 433 Diagramas de fuerzas y momentos del elemento crítico del soporte del dispensador de tubos .....	399
Figura 4. 434 Sección transversal del elemento crítico del soporte del dispensador del tubo.....	400
Figura 4. 435 DCL carga máxima en la sección crítica del elemento crítico del soporte del dispensador de tubos .....	400
Figura 4. 436 Placa tope .....	402
Figura 4. 437 DCL carga máxima en la placa tope .....	402
Figura 4. 438 Ubicación de la carga máxima en la placa tope .....	403
Figura 4. 439 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la placa tope .....	403
Figura 4. 440 Numeración de las juntas soldadas del soporte del dispensador de tubos .....	405
Figura 4. 441 Junta crítica del soporte del dispensador de tubo .....	405
Figura 4. 442 Distancia del centroide de los cordones al centroide de la junta soldada crítica del soporte del dispensador de tubos .....	406

Figura 4. 443 DCL carga máxima en la junta soldada crítica del soporte del dispensador de tubos .....	406
Figura 4. 444 Sección transversal de la junta soldada de la placa tope.....	408
Figura 4. 445 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa tope .....	408
Figura 4. 446 Distancia del centroide de los cordones al centrpide de la junta soldada de la placa tope .....	409
Figura 4. 447 DCL carga máxima en la junta soldada de la placa tope .....	409
Figura 4. 448 Ubicación de los agujeros para pernos de anclaje en el soporte del dispensador de tubos .....	411
Figura 4. 449 DCL carga máxima en los pernos de anclaje del soporte del dispensador de tubos .....	412
Figura 4. 450 DCL cargas de montaje en el perno de anclaje del soporte del dispensador de tubos .....	412
Figura 4. 451 DCL carga máxima en el apoyo del soporte del dispensador de tubos .....	415
Figura 4. 452 Dimensiones del apoyo del soporte del dispensador .....	415
Figura 4. 453 Distribución del esfuerzo en el concreto debajo del apoyo del soporte del dispensador de tubos .....	416
Figura 4. 454 Distribución de la carga en el apoyo del soporte del dispensador de tubos .....	416
Figura 4. 455 Diagrama de potencia del sistema hidráulico.....	418
Figura 4. 456 DCL cargas en el cilindro de agarre con el tubo de 4.5” .....	419
Figura 4. 457 Disposición del cilindro de agarre .....	420
Figura 4. 458 DCL cargas en el cilindro de agarre con el tubo de 2 3/8” .....	420
Figura 4. 459 Curvas de selección para el vástago del cilindro de agarre ....	421
Figura 4. 460 Cilindro de agarre.....	422
Figura 4. 461 Disposición del cilindro de giro.....	424
Figura 4. 462 Curvas de selección para el vástago del cilindro de giro .....	425
Figura 4. 463 Cilindro de giro .....	426
Figura 4. 464 DCL carga máxima en el cilindro de abastecimiento .....	427
Figura 4. 465 Cilindro de abastecimiento.....	429

Figura 4. 466 Disposición del cilindro de empuje .....	430
Figura 4. 467 Curvas de selección para el vástago del cilindro de empuje....	430
Figura 4. 468 Cilindro de empuje .....	432
Figura 4. 469 Diposición del cilindro de levantamiento .....	433
Figura 4. 470 Curvas de selección para el vástago del cilindro de levantamiento.....	434
Figura 4. 471 Cilindro de levantamiento.....	435
Figura 4. 472 Torque vs Presión – Motor EATON 8.2J.....	437
Figura 4. 473 Motor de abastecimiento.....	438
Figura 4. 474 Diagrama de selección de las mangueras del cilindro de agarre.....	439
Figura 4. 475 Diagrama de selección de las mangueras del cilindro de empuje .....	443
Figura 4. 476 Diagrama de selección de las mangueras del cilindro de empuje .....	447
Figura 4. 477 Diagrama de selección de las mangueras del cilindro de levantamiento.....	451
Figura 4. 478 Diagrama de selección de las mangueras del cilindro de abastecimiento .....	455
Figura 4. 479 Diagrama de selección de las mangueras del motor de abastecimiento .....	461
Figura 4. 480 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del cilindro de agarre .....	464
Figura 4. 481 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del cilindro de agarre .....	465
Figura 4. 482 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del cilindro de empuje (tire).....	465
Figura 4. 483 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del cilindro de empuje (tire).....	466
Figura 4. 484 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del cilindro de empuje(empuje) .....	467
Figura 4. 485 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del cilindro de empuje (empuje) .....	467

Figura 4. 486 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del cilindro de giro.....	468
Figura 4. 487 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del cilindro de giro.....	468
Figura 4. 488 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del cilindro de levantamiento .....	469
Figura 4. 489 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del cilindro de levantamiento .....	470
Figura 4. 490 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del cilindro de abastecimiento.....	470
Figura 4. 491 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del cilindro de abastecimiento.....	471
Figura 4. 492 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del motor de abastecimiento.....	472
Figura 4. 493 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del motor de abastecimiento.....	472
Figura 4. 494 Simbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del cilindro de agarre .....	473
Figura 4. 495 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del cilindro de agarre .....	474
Figura 4. 496 Simbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del cilindro de empuje .....	475
Figura 4. 497 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del cilindro de empuje .....	475
Figura 4. 498 Curva de la caída de presión en la válvula check de la válvula reguladora de caudal del cilindro de empuje.....	475
Figura 4. 499 Simbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (empuje).....	476
Figura 4. 500 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (empuje).....	477
Figura 4. 501 Curva de la caída de presión en la válvula check de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (empuje) .....	477

Figura 4. 502 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (tire) .....	478
Figura 4. 503 Simbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (tire).....	478
Figura 4. 504 Curva de la caída de presión en la válvula check de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (tire) .....	479
Figura 4. 505 Simbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del cilindro de levantamiento.....	480
Figura 4. 506 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del cilindro de levantamiento .....	480
Figura 4. 507 Simbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del cilindro de abastecimiento .....	481
Figura 4. 508 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del cilindro de abastecimiento.....	481
Figura 4. 509 Simbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del motor de abastecimiento .....	482
Figura 4. 510 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del motor de abastecimiento .....	483
Figura 4. 511 Simbolo hidráulico de la válvula direccional del cilindro de agarre.....	484
Figura 4. 512 Curvas de selección del carrete para la válvula diraccional del cilindro de agarre .....	485
Figura 4. 513 Caída de presión en el fluido que ingresa en la válvula direccional del cilindro de agarre durante la carrera de empuje .....	485
Figura 4. 514 Caída de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del cilindro de agarre durante la carrera de tire.....	486
Figura 4. 515 Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de agarre durante la carrera de empuje .....	486
Figura 4. 516 Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de agarre durante la carrera de tire.....	486
Figura 4. 517 Configuración hidráulica del carrete de la válvula direccional del cilindro de empuje .....	487

Figura 4. 518 Simbolo hidráulico de la válvula direccional del cilindro de empuje.....	487
Figura 4. 519 Curvas de selección del carrete para la válvula diraccional del cilindro de empuje .....	489
Figura 4. 520 Caida de presión en el fluido que ingresa en la válvula direccional del cilindro de empuje durante la carrera de empuje .....	489
Figura 4. 521 Caida de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del cilindro de empuje durante la carrera de tire .....	490
Figura 4. 522 Caida de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de empuje durante la carrera de tire .....	490
Figura 4. 523 Caida de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de empuje durante la carrera de empuje .....	490
Figura 4. 524 Simbolo hidráulico de la válvula direccional del cilindro de giro .....	491
Figura 4. 525 Curvas de selección del carrete para la válvula diraccional del cilindro de giro.....	492
Figura 4. 526 Caida de presión en el fluido que ingresa en la válvula direccional del cilindro de giro durante la carrera de empuje .....	493
Figura 4. 527 Caida de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del cilindro de giro durante la carrera de tire .....	493
Figura 4. 528 Caida de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de giro durante la carrera de empuje .....	494
Figura 4. 529 Caida de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de giro durante la carrera de tire .....	494
Figura 4. 530 Simbolo hidráulico de la válvula direccional del cilindro de levantamiento.....	495
Figura 4. 531 Configuración hidráulica del carrete de la válvula direccional del cilindro de levantamiento .....	495
Figura 4. 532 Curvas de selección del carrete para la válvula diraccional del cilindro de levantamiento .....	496
Figura 4. 533 Caida de presión en el fluido que ingresa en la válvula direccional del cilindro de levantamiento durante la carrera de empuje .....	497

Figura 4. 534 Caida de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del cilindro de levantamiento durante la carrera de tire.....	497
Figura 4. 535 Caida de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de levantamiento durante la carrera de empuje .....	497
Figura 4. 536 Caida de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de levantamiento durante la carrera de tire.....	498
Figura 4. 537 Simbolo hidráulico de la válvula direccional del cilindro de abastecimiento .....	498
Figura 4. 538 Caida de presión en el fluido que ingresa en la válvula direccional del cilindro de abastecimiento durante la carrera de empuje .....	500
Figura 4. 539 Curvas de selección del carrete para la válvula diraccional del cilindro de abastecimiento.....	500
Figura 4. 540 Caida de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del cilindro de abastecimiento durante la carrera de tire .....	501
Figura 4. 541 Caida de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de abastecimiento durante la carrera de empuje .....	501
Figura 4. 542 Caida de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de abastecimiento durante la carrera de tire .....	501
Figura 4. 543 Simbolo hidráulico de la válvula direccional del motor de abastecimiento .....	502
Figura 4. 544 Configuración hidráulica del carrete de la válvula direccional del motor de abastecimiento.....	502
Figura 4. 545 Curvas de selección del carrete para la válvula diraccional del motor de abastecimiento.....	503
Figura 4. 546 Caida de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del motor de abastecimiento cuando el motor gira.....	504
Figura 4. 547 Caida de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del motor de abastecimiento cuando el motor gira en reversa.....	504
Figura 4. 548 Caida de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del motor de abastecimiento cuando el motor gira.....	504
Figura 4. 549 Caida de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del motor de abastecimiento cuando el motor gira en reversa.....	505

Figura 4. 550 Diagrama de estados - Abastecimiento .....	506
Figura 4. 551 Diagrama de estados - Inserción .....	506
Figura 4. 552 Diagrama de estados - Extracción .....	506
Figura 4. 553 Diagrama de estados - Volteo.....	507
Figura 4. 554 Diagrama de estados – Inserción después del volteo.....	507
Figura 4. 555 Diagrama de estados – Extracción después del volteo.....	507
Figura 4. 556 Diagrama de estados – Desabastecimiento y reseteo del sistema.....	508
Figura 4. 557 Curvas de eficiencia de la bomba hidráulica .....	513
Figura 4. 558 Presión vs caudal en la válvula de alivio.....	515
Figura 4. 559 Diagrama de potencia del sistema electrohidráulico .....	520
Figura 4. 560 Diagrama de control del sistema electrohidráulico.....	521
Figura 5. 1 Diagrama de control – Estado inicial del sistema.....	523
Figura 5. 2 Diagrama de potencia – Estado inicial del sistema.....	524
Figura 5. 3 Estado inicial del sistema.....	525
Figura 5. 4 Diagrama de control – Levantamiento del tubo desde el abastecedor .....	526
Figura 5. 5 Diagrama de estados – Levantamiento del tubo desde el abastecedor .....	526
Figura 5. 6 Diagrama de potencia – Levantamiento del tubo desde el abastecedor .....	527
Figura 5. 7 Levantamiento del tubo desde el abastecedor.....	528
Figura 5. 8 Diagrama de control – Accionamiento del motor de abastecimiento .....	528
Figura 5. 9 Diagrama de estados – Accionamiento del motor de abastecimiento .....	529
Figura 5. 10 Diagrama de potencia – Accionamiento del motor de abastecimiento .....	529
Figura 5. 11 Accionamiento del motor de abastecimiento.....	530
Figura 5. 12 Diagrama de control – Posicionamiento del tubo en la máquina .....	530

Figura 5. 13 Diagrama de estados – Posicionamiento del tubo en la máquina .....	531
Figura 5. 14 Diagrama de potencia – Posicionamiento del tubo en la máquina .....	531
Figura 5. 15 Posicionamiento del tubo en la máquina.....	532
Figura 5. 16 Diagrama de control – Regulación de la altura de trabajo .....	532
Figura 5. 17 Diagrama de potencia – Regulación de la altura de trabajo.....	533
Figura 5. 18 Regulación de la altura de trabajo.....	533
Figura 5. 19 Diagrama de control – Agarre del tubo .....	534
Figura 5. 20 Diagrama de estados – Agarre del tubo.....	535
Figura 5. 21 Diagrama de potencia – Agarre del tubo.....	535
Figura 5. 22 Agarre del tubo .....	536
Figura 5. 23 Diagrama de control – Inserción del tubo.....	536
Figura 5. 24 Diagrama de potencia – Inserción del tubo.....	537
Figura 5. 25 Inserción del tubo.....	537
Figura 5. 26 Diagrama de estados – Inserción del tubo.....	538
Figura 5. 27 Diagrama de estados – Liberación del tubo.....	538
Figura 5. 28 Liberación del tubo.....	538
Figura 5. 29 Diagrama de estados – Retorno del cilindro de empuje.....	539
Figura 5. 30 Diagrama de control – Liberación del tubo y retorno del cilindro de empuje .....	539
Figura 5. 31 Diagrama de potencia – Liberación del tubo y retorno del cilindro de empuje .....	540
Figura 5. 32 Retorno del cilindro de empuje .....	540
Figura 5. 33 Diagrama de estados – Inserción parcial del tubo .....	541
Figura 5. 34 Diagrama de estados – Extracción del tubo.....	541
Figura 5. 35 Diagrama de control – Levantamiento del tubo para giro.....	542
Figura 5. 36 Diagrama de estados – Levantamiento del tubo para giro.....	542
Figura 5. 37 Diagrama de potencia – Levantamiento del tubo para giro.....	543
Figura 5. 38 Levantamiento del tubo para giro.....	544
Figura 5. 39 Diagrama de estados – Giro del tubo.....	544

Figura 5. 40 Diagrama de control – Giro del tubo .....	545
Figura 5. 41 Diagrama de control – Bloqueo del pulsador de giro .....	546
Figura 5. 42 Diagrama de potencia – Giro del tubo.....	547
Figura 5. 43 Giro del tubo .....	548
Figura 5. 44 Diagrama de estados – Regulación de la altura de trabajo después del giro.....	548
Figura 5. 45 Diagrama de estados – Inserción después del giro .....	549
Figura 5. 46 Inserción después del giro .....	549
Figura 5. 47 Extracción del tubo después del giro .....	551
Figura 5. 48 Diagrama de estados – Levantamiento del tubo para desabastecimiento .....	550
Figura 5. 49 Diagrama de control - Levantamiento del tubo para desabastecimiento .....	551
Figura 5. 50 Diagrama de potencia - Levantamiento del tubo para desabastecimiento .....	552
Figura 5. 51 Levantamiento del tubo para desabastecimiento .....	553
Figura 5. 52 Diagrama de estados – Accionamiento del motor para desabastecimiento .....	553
Figura 5. 53 Diagrama de control – Accionamiento del motor para desabastecimiento .....	554
Figura 5. 54 Diagrama de potencia – Accionamiento del motor para desabastecimiento .....	555
Figura 5. 55 Accionamiento del motor para desabastecimiento .....	556
Figura 5. 56 Diagrama de estados – Regreso de los cilindros de abastecimiento para dejar el tubo terminado y salida del cilindro de levantamiento para reseteo.....	556
Figura 5. 57 Diagrama de control – Detención del carro de abastecimiento en su posición final.....	557
Figura 5. 58 Diagrama de control - Regreso de los cilindros de abastecimiento para dejar el tubo terminado y salida del cilindro de levantamiento para reseteo .....	558
Figura 5. 59 Diagrama de potencia - Regreso de los cilindros de	

abastecimiento para dejar el tubo terminado y salida del cilindro de levantamiento para reseteo.....	559
Figura 5. 60 Regreso de los cilindros de abastecimiento para dejar el tubo terminado y salida del cilindro de levantamiento para reseteo.....	560
Figura 5. 61 Diagrama de estados – Accionamiento del motor y regreso de los cilindros de empuje y giro para reseteo .....	560
Figura 5. 62 Diagrama de control – Accionamiento del motor y regreso de los cilindros de empuje y giro para reseteo .....	561
Figura 5. 63 Diagrama de potencia – Accionamiento del motor y regreso de los cilindros de empuje y giro para reseteo .....	562
Figura 5. 64 Accionamiento del motor y regreso de los cilindros de empuje y giro para reseteo.....	563
Figura 5. 65 Diagrama de control – Seguridades en el retorno del carro de abastecimiento .....	563
Figura 5. 66 Diagrama de control – Detención del carro de abastecimiento en su posición inicial .....	564
Figura 5. 67 Diagrama de potencia - Detención del carro de abastecimiento en su posición inicial .....	565
Figura 5. 68 Diagrama de control – Retorno del cilindro de levantamiento para reseteo .....	566
Figura 5. 69 Diagrama de estados - Retorno del cilindro de levantamiento para reseteo .....	567
Figura 5. 70 Retorno del cilindro de levantamiento para reseteo .....	567
Figura 5. 71 Diagrama de potencia - Retorno del cilindro de levantamiento para reseteo.....	568
Figura 5. 72 Diagrama de control – Reseteo final del sistema .....	569
Figura 5. 73 Diagrama de potencia – Reseteo final del sistema .....	570
Figura 5. 74 Estado final del sistema .....	571

## NOMENCLATURA

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDADES
a	Aceleración	mm/s <sup>2</sup>
N	Normal	Kg
μe	Coeficiente de fricción estático	
N1	Normal en el apoyo N°1	Kg
N2	Normal en el apoyo N°2	Kg
N3	Normal en el apoyo N°3	Kg
N4	Normal en el apoyo N°4	Kg
N5	Normal en el apoyo N°5	Kg
Nt	Normal resultante sin el apoyo N°3	Kg
Frt	Fuerza de rozamiento a vencer	Kg
Fag	Fuerza de agarre necesaria	Kg
Fr1	Fuerza de rozamiento en el apoyo N°1	Kg
Fr2	Fuerza de rozamiento en el apoyo N°2	Kg
Fr4	Fuerza de rozamiento en el apoyo N°4	Kg
Fr5	Fuerza de rozamiento en el apoyo N°5	Kg
Fr31	Fuerza de rozamiento en los rodamientos de agarre	Kg
Fr32	Fuerza de rozamiento en el sujetador	Kg
αa	Aceleración angular del tubo	rad/s <sup>2</sup>
Itub	Inercia del tubo	Kg.cm <sup>2</sup>
Ta	Torque aplicado	N.m
Nz	Normal a lo largo del eje z	Kg
Fr	Fuerza radial dinámica	KN
Frs	Fuerza radial estática	KN
Fa	Fuerza axial dinámica	KN
Fas	Fuerza axial estática	KN
Fe	Fuerza equivalente en el rodamiento	KN
Fs	Carga estática máxima en el rodamiento	KN
nr	Velocidad angular del rodamiento	r.p.m
vidar	Vida útil del rodamiento	H
cter	Constante del fabricante del rodamiento	
FA	Factor de aplicación del rodamiento	
C1	Carga dinámica en el rodamiento	KN
Fs	Carga estática máxima en el rodamiento	KN

r	Radio de curvatura	mm
e	Excentricidad	mm
t	Espesor	mm
Mx	Momento alrededor del eje x	N.mm
My	Momento alrededor del eje y	N.mm
Mz	Momento alrededor del eje z	N.mm
MR	Momento resultante	N.mm
Rx	Reacción a lo largo del eje x	N
Ry	Reacción a lo largo del eje y	N
Rz	Reacción a lo largo del eje z	N
Rr	Reacción resultante	N
$\Sigma$	Esfuerzo normal	MPa
$\sigma_{xx}$	Esfuerzo normal máximo a lo largo del eje x	MPa
$\sigma_{nx}$	Esfuerzo normal mínimo a lo largo del eje x	MPa
$\sigma_{xy}$	Esfuerzo normal máximo a lo largo del eje y	MPa
$\sigma_{ny}$	Esfuerzo normal mínimo a lo largo del eje y	MPa
$\sigma_{xz}$	Esfuerzo normal máximo a lo largo del eje z	MPa
$\sigma_{nz}$	Esfuerzo normal mínimo a lo largo del eje z	MPa
$\tau_{xx}$	Esfuerzo cortante máximo a lo largo del eje x	MPa
$\tau_{nx}$	Esfuerzo cortante mínimo a lo largo del eje x	MPa
$\tau_{xy}$	Esfuerzo cortante máximo a lo largo del eje y	MPa
$\tau_{ny}$	Esfuerzo cortante mínimo a lo largo del eje y	MPa
$\tau_{xz}$	Esfuerzo cortante máximo a lo largo del eje z	MPa
$\tau_{nz}$	Esfuerzo cortante mínimo a lo largo del eje z	MPa
$\tau_{xt}$	Esfuerzo cortante máximo producido por el torque	MPa
$\tau_r$	Esfuerzo cortante resultante	MPa
$\tau_x$	Esfuerzo cortante máximo	MPa
$\tau_n$	Esfuerzo cortante mínimo	MPa
$\tau_m$	Esfuerzo cortante estático	MPa
$\tau_a$	Esfuerzo cortante dinámico	MPa
$\tau$	Esfuerzo cortante	MPa
$\sigma_v$	Esfuerzo equivalente de Von Mises	MPa
$\sigma_{vm}$	Esfuerzo estático de Von Mises	MPa
$\sigma_{va}$	Esfuerzo dinámico de Von Mises	MPa
$\sigma_m$	Esfuerzo estático	MPa
$\sigma_a$	Esfuerzo dinámico	MPa
Kt	Factor de concentración de esfuerzo estático	MPa

q	Sensibilidad a la muesca	
Kf	Factor de concentración de esfuerzo dinámico	
$\sigma_{mf}$	Esfuerzo estático final	MPa
$\sigma_{af}$	Esfuerzo dinámico final	MPa
Su	Resistencia última a la tracción	MPa
Sy	Resistencia máxima a la fluencia	MPa
Se	Resistencia máxima a la fatiga	MPa
Sp	Resistencia mínima de prueba	MPa
Scr	Resistencia máxima de compresión del concreto	MPa
Ka	Factor de superficie	
$\varnothing_e$	Diámetro equivalente	mm
Kb	Factor de tamaño	
Kc	Factor de carga	
FS	Factor de seguridad	
$\sigma_c$	Esfuerzo de aplastamiento	MPa
$\sigma_t$	Esfuerzo de tracción sobre el concreto	MPa
HB	Dureza Brinell	Brinell
Sc	Resistencia de contacto a fatiga	MPa
FSc	Factor de seguridad al esfuerzo de aplastamiento cíclico	
$\sigma_x$	Esfuerzo máximo de Von Mises	MPa
$\sigma_n$	Esfuerzo mínimo de Von Mises	MPa
mp	Esfuerzo cortante estático en el punto p	MPa
$\tau_{ap}$	Esfuerzo cortante dinámico en el punto p	MPa
$K_c\sigma$	Factor de carga a flexión	
$K_{ct}$	Factor de carga a cortante	
$F_{S\sigma}$	Factor de seguridad a flexión	
$F_{st}$	Factor de seguridad a cortante	
At	Área a la tracción	mm <sup>2</sup>
E	Módulo de elasticidad	GPa
p	Paso del diente	Mm
s	Distancia del borde de la placa al centro del agujero para perno	Mm
P1x	Fuerza de tracción máxima sobre el perno 1	N
P2x	Fuerza de tracción máxima sobre el perno 2	N
P1m	Fuerza de tracción mínima sobre el perno 1	N
P2m	Fuerza de tracción mínima sobre el perno 2	N

Pc	Precarga en el perno	N
Tc	Torque de apriete en el perno	N.mm
l	Agarre efectivo	mm
lt	Longitud roscada de agarre	mm
ld	Longitud no roscada de agarre	mm
kb	Constante de rigidez del perno	GN/mm
km	Constante de rigidez del elemento	GN/mm
C	Porcentaje de carga que soporta el perno	
F1x	Fuerza cortante máxima sobre el perno 1	N
Fx	Fuerza cortante máxima sobre el perno	N
h	Altura de la garganta del cordón de soldadura	mm
lxx	Segundo momento del área respecto al eje x	mm <sup>4</sup>
lyy	Segundo momento del área respecto al eje y	mm <sup>4</sup>
lzz	Segundo momento del área respecto al eje z	mm <sup>4</sup>
J	Segundo momento polar del área	mm <sup>4</sup>
A	Área	mm <sup>2</sup>
Nc	Número de dientes en la cremallera	
n	Número de dientes	
$\theta$	Ángulo de presión	rad
m	Módulo del diente	
pc	Paso circular	mm
pb	Paso base	mm
Np	Número de dientes en el piñón	dientes
d	Diámetro de paso	mm
a	Adendum	mm
b	Dedendum	mm
F	Ancho del diente	mm
Nn	Número mínimo de dientes en el piñón para evitar interferencia	dientes
wt	Carga transmitida en el piñón	N
ko	Factor de carga en el piñón	
Vt	Velocidad tangencial	ft/min
V	Velocidad lineal	cm/s
N	Velocidad angular	rad/s
Kv	Factor dinámico en el diente del piñón	
Ks	Factor de tamaño en el diente del piñón	
Km	Factor de distribución de carga en el diente del	

	piñón	
Kb	Factor de espesor de aro en el piñón	
J	Factor geométrico en el diente del piñón	
YN	Factor de ciclo de carga para el esfuerzo de flexión	
Ktm	Factor de temperatura del piñón	
Kr	Factor de confiabilidad del material	
Cp	Coeficiente elástico	MPa
ZN	Factor de ciclos de carga para el esfuerzo de contacto	
CH	Factor de relación de dureza	
Pc	Potencia corregida	KW
Fc	Fuerza corregida	KN
Fx	Máxima carga aplicable en la cadena	KN
L	Longitud de la cadena	Pasos
w	Ancho de la chaveta	mm
h	Altura de la chaveta	mm
ts	Tiempo de salida del pistón	s
tr	Tiempo de retorno del pistón	s
tans	Tiempo mínimo de aceleración en el cilindro hidráulico	s
tacs	Tiempo de aceleración a la salida del cilindro hidráulico	s
as	Aceleración lineal a la salida del cilindro hidráulico	mm/s <sup>2</sup>
cas	Aceleración angular a la salida del cilindro hidráulico	rad/s <sup>2</sup>
Δps	Caída de presión en la línea de salida	bar
Δpds	Contrapresión a la salida	bar
Δpms	Caída de presión a la salida en la línea de presión	bar
Δpmr	Caída de presión al retorno en la línea de retorno	bar
Δpmds	Contrapresión a la salida en la línea de retorno	bar
Δpmdr	Contrapresión al retorno en la línea de presión	bar
Δpmsp	Caída de presión a la salida en la línea principal de presión	bar
Δpmdsp	Contrapresión a la salida en la línea principal de retorno	bar
Δpmrp	Caída de presión al retorno en la línea principal de retorno	bar
Δpmdrp	Contrapresión al retorno en la línea principal de presión	bar
Δpmm	Caída de presión en la línea de presión del motor	bar

	hidráulico	
FC	Factor de longitud para el cilindro hidráulico	
Lid	Longitud ideal del cilindro	mm
Ø	Diámetro del pistón del cilindro hidráulico	cm
Øb	Diámetro del vástago del cilindro hidráulico	cm
A1	Área de empuje del cilindro hidráulico	mm <sup>2</sup>
A2	Área de tire del cilindro hidráulico	mm <sup>2</sup>
Vcs	Velocidad de salida del cilindro hidráulico	mm/s
Vcr	Velocidad de retorno del cilindro hidráulico	mm/s
Vcds	Velocidad del fluido desalojado en la salida del cilindro hidráulico	mm/s
Vcdr	Velocidad del fluido desalojado en el retorno del cilindro hidráulico	mm/s
Vm	Velocidad de trabajo del fluido del motor hidráulico	mm/s
Pcs	Presión de empuje del cilindro hidráulico	bar
Pcr	Presión de tire del cilindro hidráulico	bar
Pm	Presión de operación del motor hidráulico	bar
Qcs	Caudal de salida del cilindro hidráulico	l/min
Qcr	Caudal de retorno del cilindro hidráulico	l/min
Qcds	Caudal desalojado en la salida del cilindro hidráulico	l/min
Qcdr	Caudal desalojado en el retorno del cilindro hidráulico	l/min
Qm	Caudal de operación del motor	l/min
Mtub	Masa del tubo	Kg
Mch	Masa de la chumacera	Kg
tg	Tiempo de giro del tubo	s
θa	Ángulo de giro de actuador	rad
Itub	Inercia del tubo	Kg.cm <sup>2</sup>
I <sub>mec</sub>	Inercia del mecanismo	Kg.cm <sup>2</sup>
I <sub>en</sub>	Inercia del engranaje	Kg.cm <sup>2</sup>
I <sub>ejg</sub>	Inercia del eje de giro	Kg.cm <sup>2</sup>
Tas	Torque en la aceleración a la salida del cilindro hidráulico	N.m
M	Carga en el cilindro hidráulico	Kg
cm	Desplazamiento volumétrico del motor hidráulico	cm <sup>3</sup> /rev
ν	Viscosidad cinemática	mm <sup>2</sup> /s
γ	Peso específico	N/mm <sup>3</sup>
Lms	Longitud de la línea de presión	mm

Lmsp	Longitud de la línea principal de salida	mm
Lmr	Longitud de la línea de retorno	mm
Lmrp	Longitud de la línea principal de retorno	mm
Re	Número de Reynolds	
f	Factor de fricción	
Vc	Volumen almacenado en el cilindro	l
Vm	Volumen almacenado en las mangueras	l
Va	Volumen total almacenado – cilindro de agarre	l
Ve	Volumen total almacenado – cilindro de empuje	l
Vg	Volumen total almacenado – cilindro de giro	l
VI	Volumen total almacenado – cilindro de levant.	l
Vab	Volumen total almacenado – cilindros de abas.	l
Pxs	Presión máxima del sistema	bar
Qxs	Caudal máximo del sistema	l/min
cb	Desplazamiento volumétrico de la bomba	cm <sup>3</sup> /rev
Qtb	Caudal teórico impulsado	l/min
$\epsilon_v$	Eficiencia volumétrica	
$\epsilon_t$	Eficiencia global	
$\epsilon_m$	Eficiencia del motor eléctrico	
Pme	Potencia del motor eléctrico	HP

## RESUMEN

En este proyecto se diseñó un sistema electrohidráulico de posicionamiento de tubos de hasta 4 ½ pulgadas de diámetro y 30.5 pies de largo. El principal motivo asociado para la ejecución es la falta de un sistema especializado para posicionar los tubos antes, durante y después del roscado en un torno CNC, en la planta de máquinas y herramientas de SERTECPET S.A. Por esta razón la empresa ha tenido que ocupar maquinaria de carga y personal para esta tarea, lo cual no brinda la precisión y seguridad requeridas para el proceso, debido a que los tubos pueden llegar a pesar hasta 360 kg.

El roscado de tubos para transporte de petróleo y gas exige gran precisión y rapidez de producción, debido a las condiciones a las que es sometida la junta y a la gran demanda de tubo existente en el campo. Solo en esta empresa se producen 2000 tubos roscados al mes.

La máquina posee un diseño versátil y robusto, que suministra tubos sin roscar desde 2 3/8 hasta 4 ½ pulgadas de diámetro desde un dispensador, los inserta en el torno para el roscado por un extremo, los extrae, los gira para repetir el proceso para el roscado por el otro extremo, y los almacena ya terminados, en un proceso semiautomático, seguro y preciso.

El diseño fue revisado y aprobado por SERTECPET S.A., debido a que cumple con los requerimientos de precisión, seguridad y productividad requeridos por la empresa.

# **CAPÍTULO 1**

## **DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO**

### **1.1 ANTECEDENTES**

En la industria petrolera existen varias maneras de unir dos tramos de tubería, una de ellas es la unión por rosca, la cual es muy utilizada en la explotación de petróleo y gas, debido a su alta resistencia a esfuerzos combinados, sello óptimo y fácil desarmado para limpieza interna, sin daños mayores a la junta.

En la planta de máquinas y herramientas de la empresa SERTECPET S.A. se realiza el roscado a tubos de 30,5 pies de largo, con un diámetro desde 2 3/8 hasta 4 ½ pulgadas, tarea para la cual emplea un torno CNC.

### **1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

Los tubos son posicionados utilizando máquinas de carga, o manualmente cuando es posible, lo cual representa un riesgo a la integridad física de los trabajadores, pues el peso a manipular puede llegar a ser de hasta 360 Kg; además, no brindan al proceso la precisión que este requiere por su naturaleza debido al pandeo del tubo como consecuencia de su considerable longitud; los tiempos muertos son elevados debido al uso compartido de los equipos de carga y personal, y se tiene una baja productividad.

La empresa no cuenta con una máquina que posicione los tubos en el torno y los sostenga mientras estos son roscados, por lo que ha decidido construir un sistema que le permita realizar estas tareas de manera rápida, segura y precisa.

## **1.3 OBJETIVOS**

### **1.3.1 GENERAL**

Diseñar un sistema electrohidráulico de abastecimiento y posicionamiento de tubos de hasta 4 1/2 pulgadas de diámetro, para la planta de máquinas y herramientas de “SERTECPET S.A”.

### **1.3.2 ESPECÍFICOS**

1. Definir parámetros para el tratamiento de fluidos hidráulicos, selección de válvulas de control, actuadores y bombas.
2. Diseñar mecanismos de abastecimiento, agarre, giro y expulsión.
3. Seleccionar los componentes del sistema hidráulico de potencia.
4. Diseñar el sistema de control electrónico.
5. Simular el funcionamiento del sistema.
6. Realizar una evaluación económica y financiera.

## **1.4 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DEL PROYECTO**

La planta de máquinas y herramientas de la empresa SERTECPET S.A. no posee un sistema para suministrar y posicionar tubos antes, durante y después del roscado en un torno CNC, por lo cual necesita una máquina para esta labor, con el fin de disminuir el riesgo de sus trabajadores, aumentar la precisión del proceso y la disponibilidad de otros equipos de carga.

El diseño y construcción del sistema de posicionamiento de tubos aumentaría la seguridad industrial, la calidad del proceso y la productividad de la planta de máquinas y herramientas de la empresa SERTECPET S.A. al suprimir el uso compartido de personal y otros equipos de carga.

El proyecto además promueve el desarrollo tecnológico del país y la aplicación de los conocimientos adquiridos en la carrera de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica del Ejército.

En lo personal el proyecto es de mucho interés, debido a su relación directa con la carrera de Ingeniería Mecánica y representa un reto en la búsqueda de innovación y selección de alternativas para aumentar la productividad y seguridad industrial de la planta de máquinas y herramientas de la empresa SERTECPET S.A.

## **1.5 ALCANCE**

El alcance de este proyecto es el diseño y simulación de un sistema de posicionamiento para tubos de 30,5 pies de largo y de hasta 4 ½ pulgadas de diámetro para el proceso de roscado CNC.



## CAPITULO 2

### MARCO TEÓRICO

#### 2.1 FLUIDOS HIDRÁULICOS

Los fluidos hidráulicos poseen una serie de propiedades térmicas, de lubricación y detergentes. Su principal función es la de transmitir energía en forma de presión desde la bomba hidráulica hasta los diferentes actuadores dentro de un circuito hidráulico de potencia. Además prevé la corrosión de los componentes mecánicos y transporta las partículas contaminantes fuera del sistema. Su función es muy importante, pudiendo afirmarse que gran parte de los problemas en un circuito hidráulico de deben al mal uso del fluido hidráulico o al empleo de fluidos que contienen algún tipo de contaminante.

##### 2.1.1 VELOCIDAD DE TRABAJO

La velocidad recomendada para el fluido hidráulico dentro de un circuito es:

**Tabla 2. 1 Velocidad de fluidos hidráulicos en los circuitos**

Equipos	Velocidad m/s
Aspiración de bombas	0,6 - 1,2
Caudal de impulsión	2 - 5
Caudal de retorno	1,5 - 4
Aplicaciones generales	4

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

##### 2.1.2 LÍMITES DE VISCOSIDAD

Los límites de viscosidad para los fluidos hidráulicos son:

**Tabla 2. 2 Límites de viscosidad de los fluidos hidráulicos en SUS (centistokes)**

Límite	Pistón	Paletas(motor hidráulico)
Máximo en el arranque en frío	7500(1618)	4000(862)
Máximo a plena potencia	750(162)	500(108)
Óptimo a la temperatura de servicio	140(30)	140(30)

Mínimo a plena potencia	60(10)	60(10)
-------------------------	--------	--------

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

### 2.1.3 ÍNDICE DE VISCOSIDAD

El índice de viscosidad es una relación que mide los cambios de la viscosidad con la temperatura. Un índice alto nos dice que el fluido experimenta cambios pequeños en su viscosidad cuando la temperatura cambia, mientras que un índice bajo nos indica grandes cambios en la viscosidad ante una variación de temperatura. Los fluidos hidráulicos, por lo general, poseen un índice de viscosidad entre 90 a 110, el cual es alto considerando que los fluidos con un índice entre 130 y 200 son casi insensibles a los cambios de temperatura.

### 2.1.4 CLASIFICACIÓN

Las normas DIN 51524 y DIN 51525 clasifican a los fluidos hidráulicos en:

- Fluido hidráulico HL: Protege contra la corrosión y el envejecimiento.
- Fluido hidráulico HLP: Aumento de la protección contra el desgaste.
- Fluido hidráulico HV: Mejora las características de temperatura – viscosidad

### 2.1.5 VIDA ÚTIL

El fluido hidráulico se oxida con el uso y los cambios de temperatura, lo cual se puede evidenciar en cambios de color, incremento de la acidez, y la formación de residuos, goma o barnices en el sistema. La oxidación del fluido se cuantifica por el aumento de la acidez, la cual se usando un número de neutralización. Un aumento rápido de este número, digamos de 2 a 3 veces el medido inicialmente, indica que el fluido ha llegado al final de su vida útil.

### 2.1.6 COMPATIBILIDAD

La compatibilidad de los fluidos viene dada por el material del sello utilizado en las juntas, el cual suele ser NBR (Nitrilo) o FPM (Fluorocarbono, Viton), mas algunos fluidos requieren otros materiales. La mayoría de fabricantes de válvulas y actuadores hidráulicos especifican en sus catálogos el fluido que se debe utilizar con los componentes hidráulicos que fabrican.

**Tabla 2. 3 Fluidos hidráulicos y compatibilidad**

Fluido	Especificación	Marca	Compatibilidad			
			Buna-N	Poliuretano	EP	Viton Fluorocarbono
Glicol – Agua	MIL – H22072	Houghto – Safe 600 Series	R	U	R	S
		Houghto – Safe 500 Series	R	U	U	-
		Houghto – Safe 271 Series	R	U	R	S
		Ucon Hydroluble	R	U	R	R
		Celluguard	R	U	R	R
Emulsión Agua - Aceite		Houghto – Safe 600 Series	R	U	U	R
		Gulf FR	R	R	U	R
Aceite soluble en agua		-	R	-	R	-
Agua potable		-	R	U	R	S
Agua salada		-	R	U	R	S
Ester Fosfato	ML – 19547B	Houghto – Safe 1000 Series	U	-	R	R

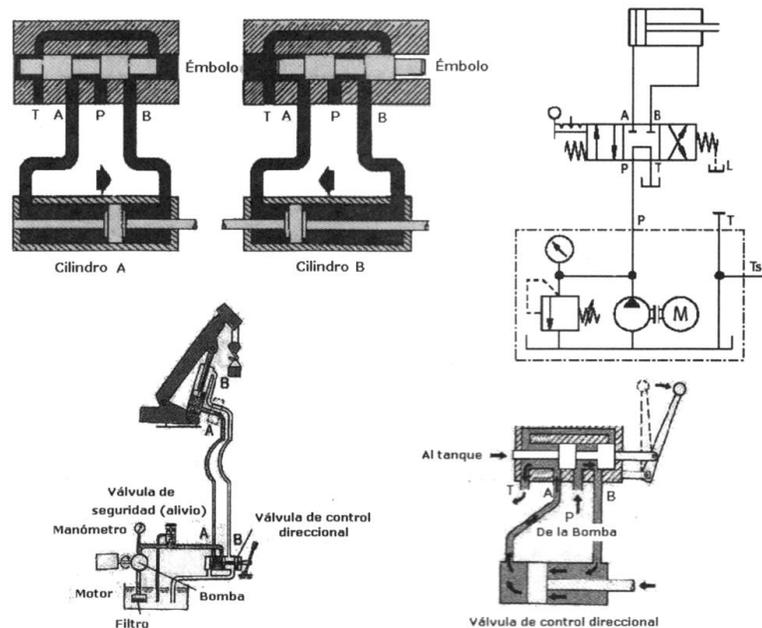
		Houghto – Safe 1120 Series	U	U	R	R
		Pyrogard 42, 43, 53, 55	U	U	R	R
		Skydrol 500 Tipo 2	U	U	R	U
		Skydrol 7000 Tipo 2	U	U	R	U
Diester	ML – H – 7808	Aceite aviación Lube	S	U	U	S
Ester Silicato	MIL – H – 8446B	Brayco 846	S	R	U	R
Keroseno		-	R	R	U	R
Fuel Jet	MIL – J – 5624	JP – 3,4,5 (RP – 1)	R	S	U	R
Fuel Diesel		-	R	M	U	R
Gasolina		-	R	S	U	R
Base Petróleo	MIL – H – 6383	Aceite Protector	R	R	U	R
	MIL – H – 5606	Fluido hidráulico Aviación	R	S	U	R
Base Agua Alta 95 – 5		Hydrolubic 120 – B	S	R	S	S
Compatibilidad: R = Recomendado, S = Satisfactorio, M = Marginal. U = Insatisfactorio, - = Insuficiente						

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

## 2.2 VÁLVULAS DE CONTROL HIDRÁULICO

### 2.2.1 VÁLVULAS DIRECCIONALES

Este tipo de válvulas se utilizan para cambiar el sentido del flujo de aceite hacia un actuador hidráulico, provocando que este trabaje. Podemos encontrar un ejemplo en la figura 2.1.



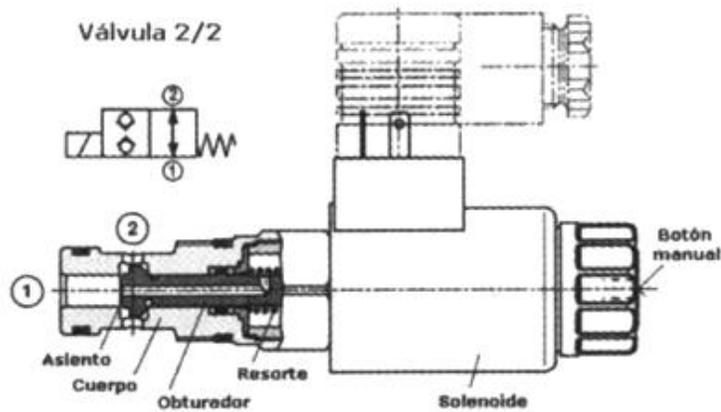
**Figura 2. 1 Funcionamiento de una válvula direccional**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

Generalmente se encuentran en el mercado las siguientes válvulas direccionales:

#### 2.2.1.1 Válvula 2/2 (2 vías – 2 posiciones)

Esta válvula controla el paro, el arranque y la dirección del caudal. Su posición inicial puede ser normalmente abierta N.A. (o N.O. = Normally open) o normalmente cerrada N.C. (o N.C. = Normally close), según la configuración del carrete y del resorte. Los puertos de entrada 1 y 2 admiten hasta 350 bar (5076 psi) y el caudal puede circular en ambas direcciones. La válvula ilustrada en la figura 2.2 incluye un botón para el mando manual.



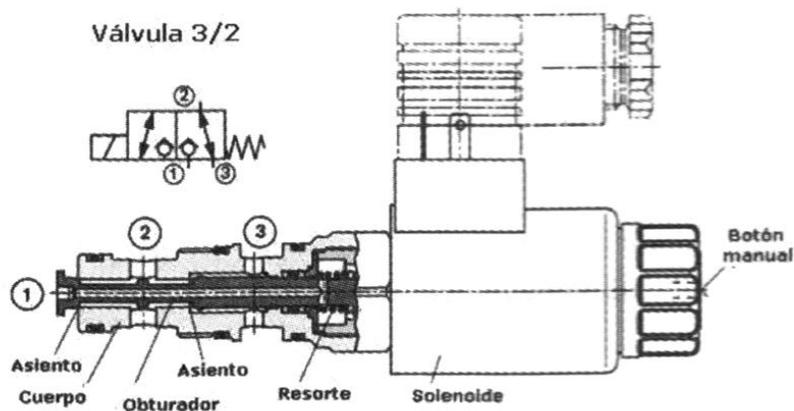
**Figura 2. 2 Válvula direccional 2/2**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

Este tipo de válvula se usa para el control de motores hidráulicos unidireccionales.

### 2.2.1.2 Válvula 3/2 (3 vías – 2 posiciones)

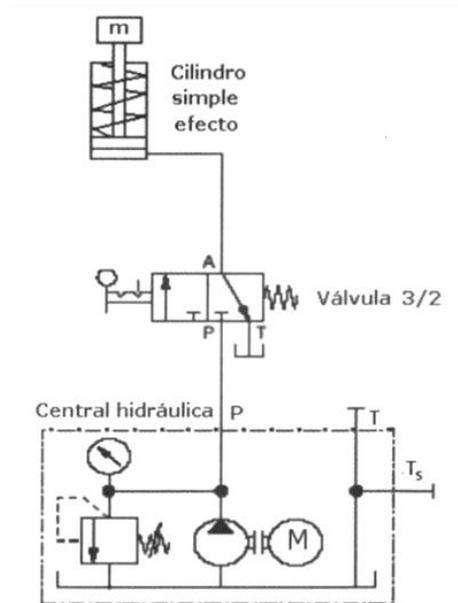
Esta válvula es semejante a la válvula 2/2, con la única diferencia que tiene 3 vías.



**Figura 2. 3 Válvula direccional 3/2**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

Este tipo de válvula es mayormente utilizada con cilindros de simple efecto como se muestra a continuación:



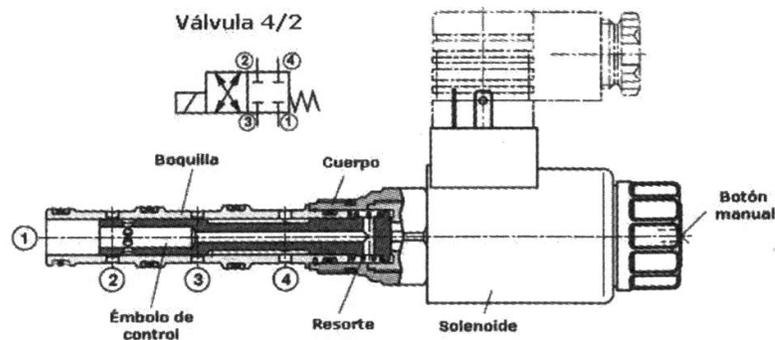
**Figura 2. 4 Control de un cilindro de simple efecto con una válvula 3/2**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

La configuración del carrete de la válvula ilustrada en esta aplicación es la que se encuentra mayormente en este tipo de válvulas.

### 2.2.1.3 Válvula 4/2 (4 vías – 2 posiciones)

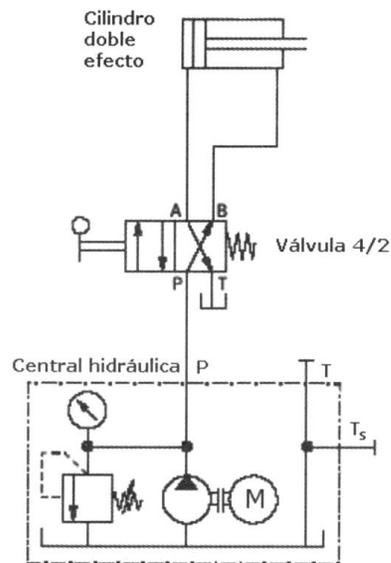
Se asemeja a la válvula 2/2 con la diferencia que esta tiene 4 vías, de las cuales la 1, 2 y 3 admiten simultáneamente una presión de 350 bar. Normalmente la línea de presión se conecta en la entrada 3, las entradas 2 y 4 se conectan al actuador y la entrada 1 a la línea de retorno.



**Figura 2. 5 Válvula direccional 4/2**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

Este tipo de válvula se usa mayormente para el accionamiento de un cilindro de doble efecto o un motor bidireccional.



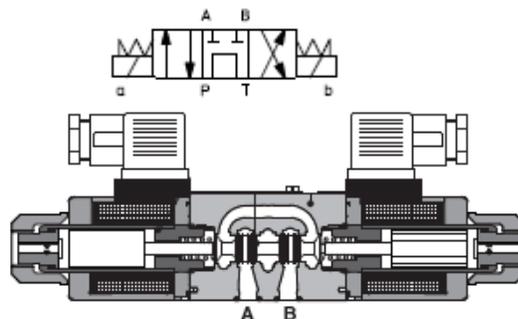
**Figura 2. 6 Control de un cilindro de doble efecto con una válvula 4/2**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

La configuración del carrete de la válvula ilustrada en esta aplicación es la que se encuentra mayormente en este tipo de válvulas.

#### 2.2.1.4 Válvula 4/3 (4 vías – 3 posiciones)

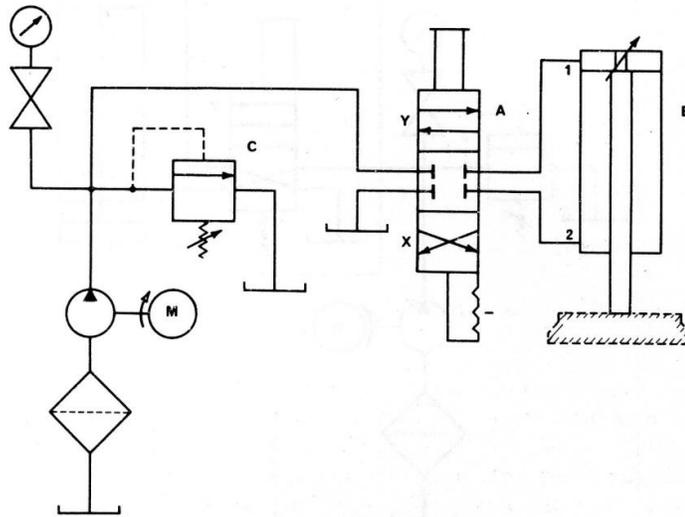
Este tipo de válvulas incorporan una posición adicional de trabajo con respecto a las descritas anteriormente. Su función principal es permitir el trabajo de un actuador hidráulico en posiciones intermedias o diferentes al inicio y final de su carrera de trabajo.



**Figura 2. 7 Válvula direccional 4/3**

Fuente: ATOS, Catálogo de Electroválvulas Direccionales DHE y DHER

Un ejemplo de la aplicación de este tipo de válvulas lo podemos encontrar a continuación:



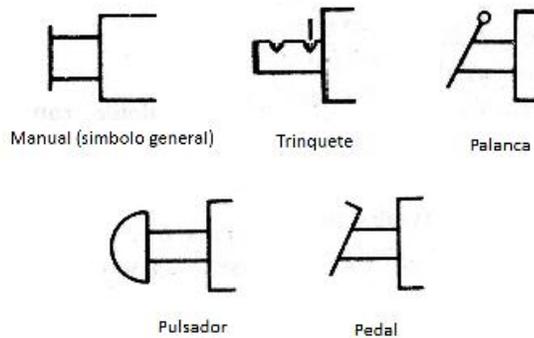
**Figura 2. 8 Control de un cilindro bidireccional con una válvula 4/3**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

### 2.2.1.5 Accionamientos

#### Manual

Se considera a un accionamiento manual cuando este requiere de la intervención del operario.

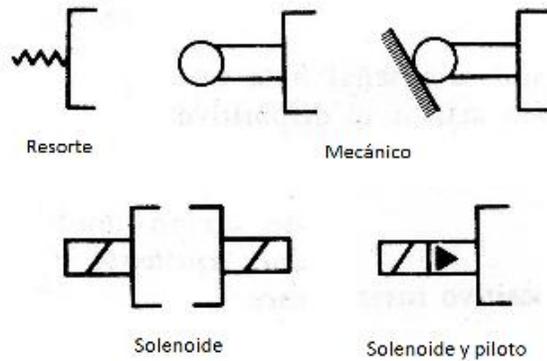


**Figura 2. 9 Accionamientos manuales para una válvula direccional**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

#### Automático

Se considera a un accionamiento automático cuando este es realizado por el mismo sistema.



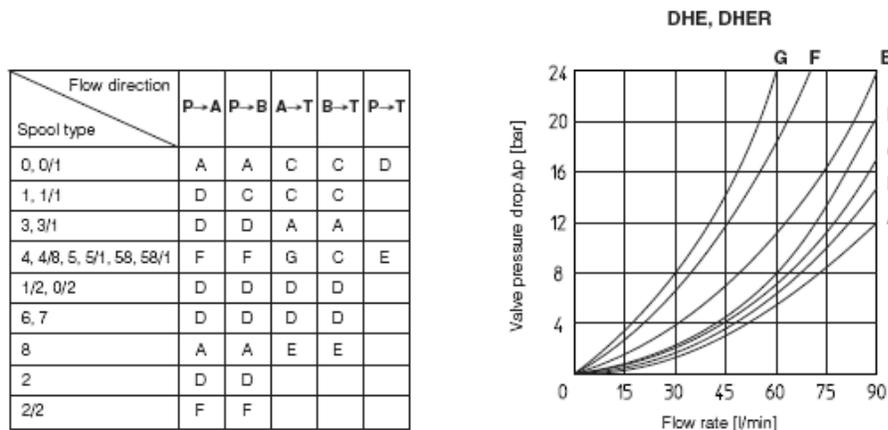
**Figura 2. 10 Accionamientos automáticos para una válvula direccional**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

### 2.2.1.6 Pérdida de carga

Las válvulas direccionales representan una resistencia al flujo de fluido desde la bomba hacia los actuadores. Dicha resistencia es producto de la fricción y del cambio de dirección del fluido dentro de la válvula.

El fabricante ofrece en su catálogo curvas para cuantificar la pérdida de carga en el fluido, cuando este pasa por las diferentes rutas dentro de la válvula a diferentes velocidades. Un ejemplo de dichas curvas lo encontramos a continuación:



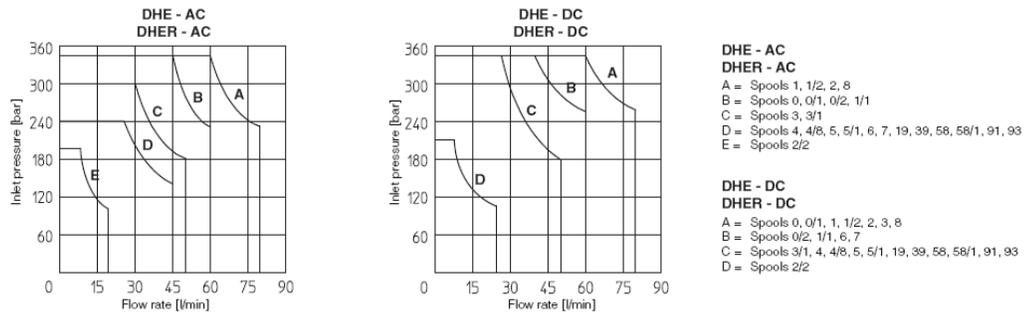
**Figura 2. 11 Ejemplo de curvas de pérdida de carga en una válvula direccional**

Fuente: ATOS, Catálogo de Electroválvulas Direccionales DHE y DHER

Podemos ver que la pérdida de carga también depende del tipo del carrete utilizado (Spool Type).

### 2.2.1.7 Límite de operación

El límite de operación de una válvula direccional está dado por su configuración, tipo de carrete y presión y caudal de entrada. El fabricante proporciona en sus catálogos curvas de selección que establecen dichos límites. En la figura 2.12 encontramos un ejemplo de dichas curvas:



**Figura 2. 12 Ejemplo de curvas de límites de operación de una válvula direccional**

Fuente: ATOS, Catálogo de Electroválvulas Direccionales DHE y DHER

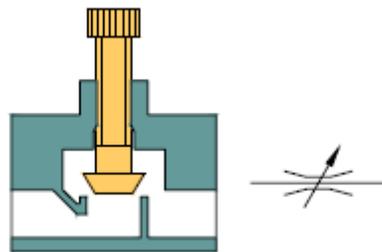
### 2.2.2 VÁLVULAS DE REGULACIÓN DE CAUDAL

Este tipo de válvulas son básicamente restricciones de caudal de varios tipos, como se puede apreciar en la tabla 2.4.

Podemos encontrar tres tipos de válvulas para el control del caudal.

#### 2.2.2.1 Válvula de regulación bidireccional

Esta válvula regula el caudal en ambas direcciones de flujo. Son muy útiles para regular una misma velocidad de trabajo en un actuador hidráulico que funciona en dos sentidos.

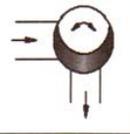


**Figura 2. 13 Válvula de regulación de caudal bidireccional**

Fuente: ING. MONTENEGRO, Control hidráulico

Como vemos el caudal es regulado sin importar el sentido de flujo.

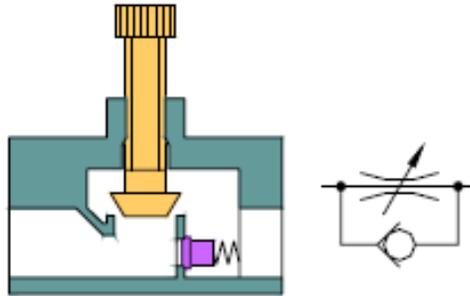
**Tabla 2. 4 Tipos de restrictores de caudal**

Tipos de restrictores de caudal					
Tipo	Esquema	Resistencia	Dependencia de la viscosidad del fluido	Facilidad de ajuste	Diseño
Válvula de aguja		Alta al aumentar la velocidad	Considerable	Sección excesiva para una corta carrera de ajuste	Simple. Económico
Restrictor circular		Alta al aumentar la velocidad	Considerable	Ajusta en solo 90°	Simple. Económico. Más complicado que la válvula de aguja
Restrictor longitudinal		Alta al aumentar la velocidad	Considerable	Carrera de ajuste más larga	Simple. Económico. Más complicado que la válvula de aguja
Restrictor giratorio circular		Baja al aumentar la velocidad	Baja	Desfavorable. Carrera de ajuste 180°	Económico
Restrictor giratorio de hélice		Muy alta al aumentar la velocidad	Independiente	Sensible, Carrera de ajuste 360°	Caro por la forma de hélice

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

### 2.2.2.2 Válvula de regulación unidireccional

Esta válvula regula el caudal en una sola dirección de flujo. Está construida a partir de una válvula de regulación bidireccional y una válvula check, la cual permite el flujo en un solo sentido. Este tipo de válvula es útil para regular distintas velocidades de trabajo en un actuador de doble efecto.



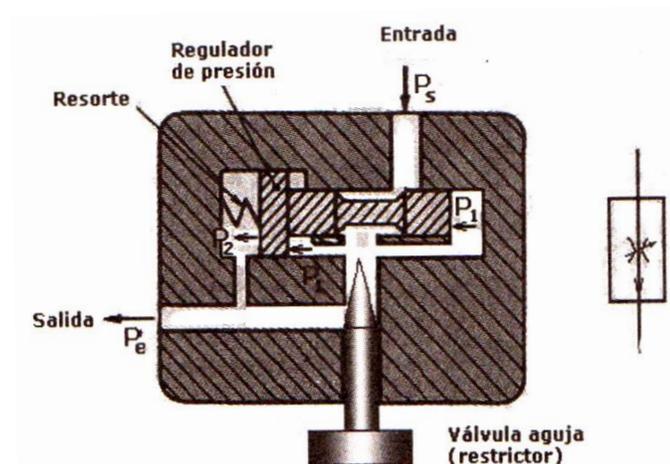
**Figura 2. 14 Válvula de regulación de caudal unidireccional**

Fuente: ING. MONTENEGRO, Control hidráulico

El fluido que circula en contra del resorte abre la válvula check, circulando libremente por la válvula.

### 2.2.2.3 Válvulas compensadas a presión

Dentro de las válvulas de regulación de caudal encontramos un grupo de válvulas compensadas a presión. Estas válvulas mantienen una presión diferencial constante entre la entrada y la salida, para de esta manera, aunque la presión varíe, mantener un caudal constante.



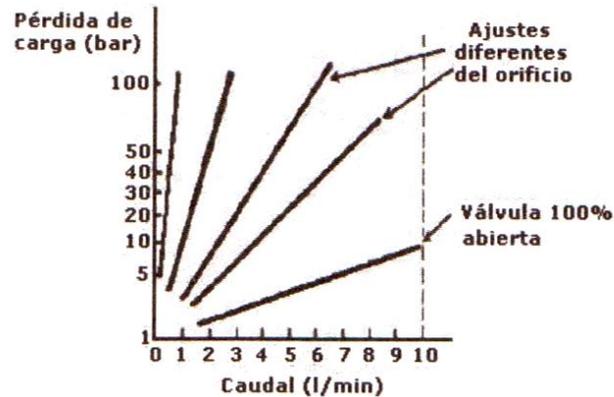
**Figura 2. 15 Válvula compensada a presión**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

Las presiones de entrada y de salida actúan sobre un regulador de presión, el cual mueve el carrete de la válvula regulando el paso del fluido. Esta es la mejor opción para obtener una velocidad constante en un actuador hidráulico.

#### 2.2.2.4 Pérdida de carga

Como la regulación de caudal se da por una estrangulación del fluido, es evidente que existirá una pérdida de carga. Algunos fabricantes establecen curvas para obtener esta pérdida como la que se muestra en la figura 2.16.

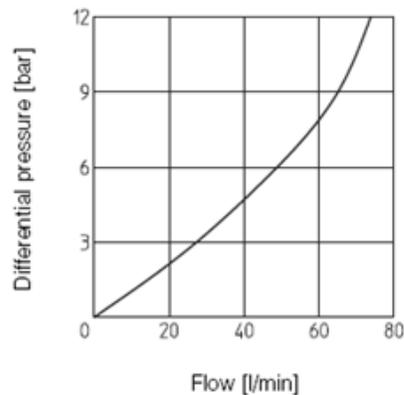


**Figura 2. 16 Ejemplo de curvas de pérdida de carga en una válvula de regulación de caudal**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

Otros fabricantes establecen un valor promedio entre 6 y 7 bares.

Es importante cuantificar la resistencia que se obtiene en el fluido que regresa a través de la válvula check, pues este representa una importante contrapresión al trabajo de un actuador hidráulico. Algunos fabricantes proporcionan una curva para establecer el valor de esta contrapresión, como se muestra en la figura 2.17.

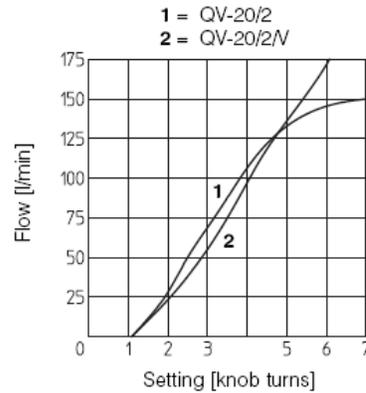


**Figura 2. 17 Ejemplo de curva de presión diferencial requerida en la válvula check para libre flujo**

Fuente: ATOS, Catálogo de Válvulas de Regulación de Caudal compensadas de 2 y 3 vías

### 2.2.2.5 Curvas de regulación

Algunos fabricantes ofrecen en sus catálogos curvas de regulación que traducen las vueltas en el volante de regulación de la válvula en un caudal. Un ejemplo lo encontramos a continuación:

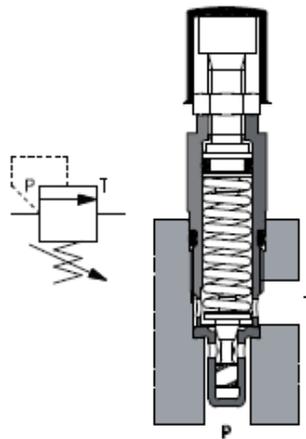


**Figura 2. 18 Ejemplo de curvas de regulación para una válvula reguladora de caudal**

Fuente: ATOS, Catálogo de Válvulas de Regulación de Caudal compensadas de 2 y 3 vías

### 2.2.3 VÁLVULAS DE REGULACIÓN DE PRESIÓN

Estas válvulas cumplen la función de liberar la presión que exceda valor límite regulado en el resorte de la misma. Son indispensables para la seguridad de un circuito hidráulico cuando se usan como válvulas de alivio, y son muy útiles a la hora de establecer presiones de trabajo.

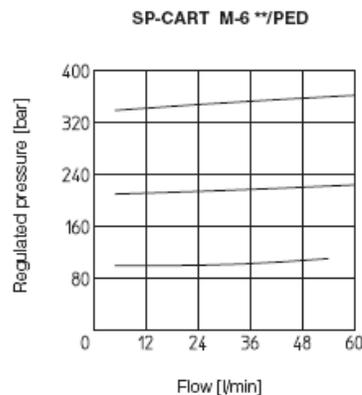


**Figura 2. 19 Válvula de regulación de presión**

Fuente: ATOS, Catálogo de Válvulas de Regulación de Presión

### 2.2.3.1 Flujo vs presión

Como existe una liberación de presión traducida como una liberación de fluido hacia el tanque, es importante el análisis del flujo con respecto a la presión regulada, o viceversa. Los fabricantes ofrecen curvas para este análisis como la que se muestra a continuación:



**Figura 2. 20 Ejemplo de curvas de flujo vs presión regulada en una válvula de alivio**

Fuente: ATOS, Catálogo de Válvulas de Regulación de Presión

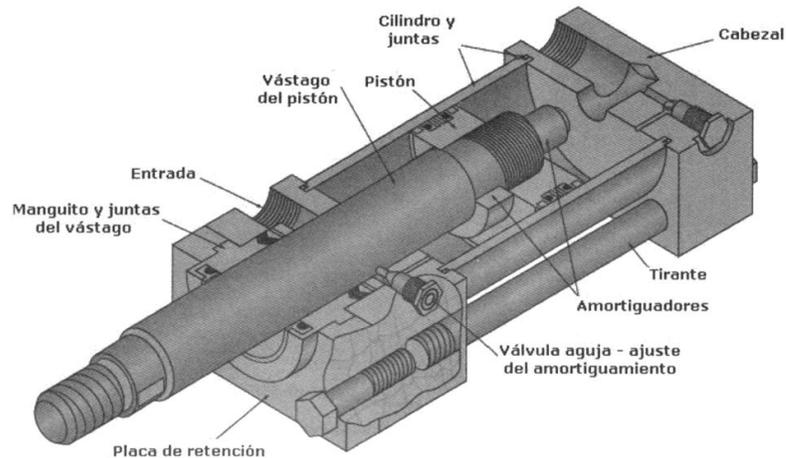
Para utilizar esta gráfica se debe trazar una curva similar que parta desde un valor deseado de presión, y así obtendremos la variación de presión ante el aumento del caudal.

## 2.3 ACTUADORES HIDRÁULICOS

Se define como actuador hidráulico a aquellos dispositivos que aprovechan la energía de un circuito o instalación hidráulica de forma mecánica, generando movimiento circular o giratorio. Son muy utilizados debido a que proporcionan pares y fuerzas elevados, además de un excelente control de movimiento frente al obtenido en los sistemas neumáticos y eléctricos, con lo que se logra una buena precisión. Las principales desventajas son el costo elevado y la necesidad de acondicionar, contener y filtrar el fluido hidráulico.

### 2.3.1 CILINDROS HIDRÁULICOS

Estos dispositivos transforman la energía del sistema en fuerza lineal. Pueden ser clasificados por la forma en que operan.

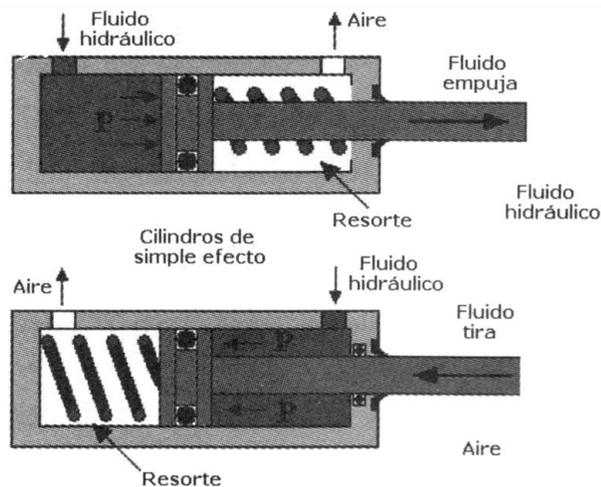


**Figura 2. 21 Partes de un cilindro hidráulico**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

### 2.3.1.1 Cilindro hidráulico de simple efecto

En este tipo de cilindro el fluido hidráulico empuja en una dirección el pistón y una fuerza externa, ya sea un resorte o la gravedad, regresa el pistón a su posición inicial. Podemos encontrarlos en dos configuraciones:

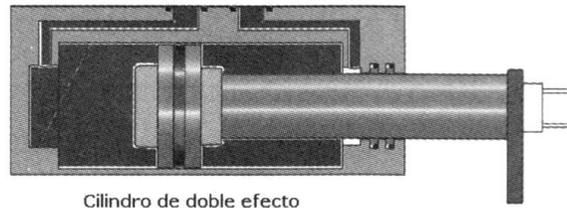


**Figura 2. 22 Configuraciones de un cilindro hidráulico de simple efecto**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

### 2.3.1.2 Cilindro hidráulico de doble efecto

En este tipo de cilindro el fluido hidráulico empuja el pistón en ambas direcciones, por lo que obtenemos fuerza también en la carrera de tire.



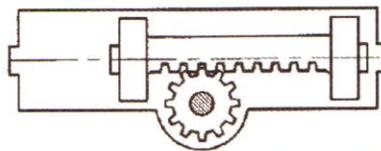
Cilindro de doble efecto

### Figura 2. 23 Cilindro de doble efecto

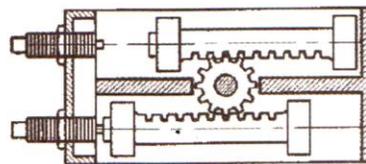
Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

#### 2.3.1.3 Actuador de giro

Son cilindros hidráulicos que incorporan un mecanismo piñón-cremallera, la cual está tallada en el vástago. Pueden tener hasta dos cremalleras con un piñón para aplicaciones en que una mayor fuerza es requerida.



Cilindro giratorio de cremallera - piñón  
Una cremallera



Cilindro giratorio de cremallera - piñón  
Dos cremalleras

### Figura 2. 24 Actuador de giro

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

Estos actuadores proporcionan gran precisión en el giro, con ángulos entre 0° y 270°

#### 2.3.2 MOTORES HIDRÁULICOS

Los motores hidráulicos transforman la energía de un circuito hidráulico en torque y velocidad angular, sin límite de giro. Proporcionan una velocidad relativamente constante en una variada gama de presiones. Son muy utilizados por su precisión y por las condiciones de trabajo que pueden soportar. Sus aplicaciones típicas son

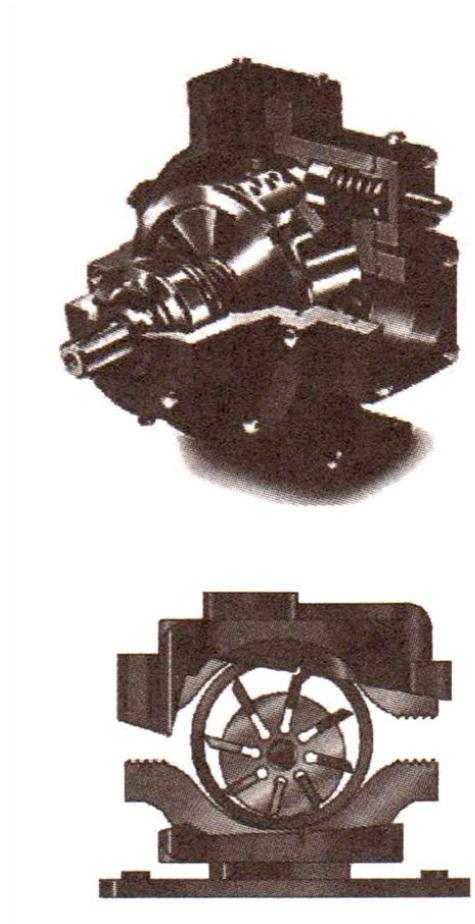
en el movimiento de los controles de aviones comerciales, poleas hidráulicas, máquinas herramientas, simuladores de vuelo y movimiento, en máquinas de agricultura y uso automático industrial

Podemos encontrar varios tipos de motores:

### **2.3.2.1 Motor de paletas**

Aunque son los más populares tienen algunas limitaciones en el par de arranque y en bajas velocidades debido al alto porcentaje de deslizamiento o a las fugas internas de fluido. No pueden emplearse en sistemas de alta presión.

Este motor está constituido por un eje rotor excéntrico, del cual salen paletas radiales móviles como se muestra a continuación:



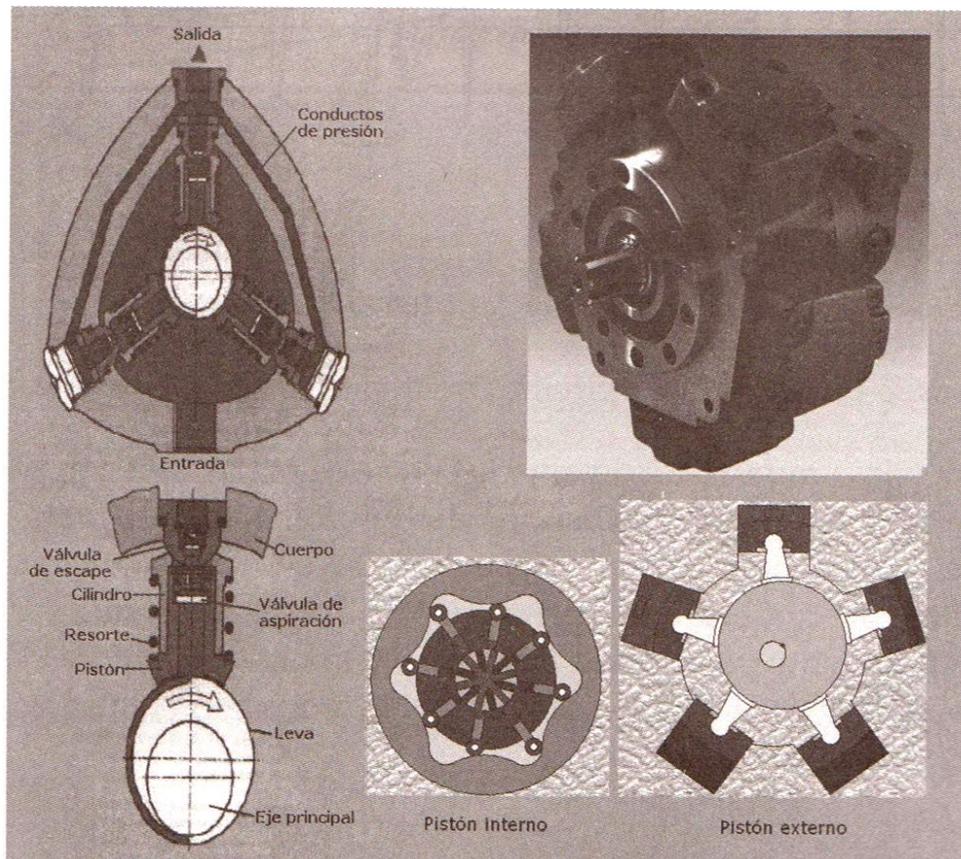
**Figura 2. 25 Motor hidráulico de paletas**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

El fluido ingresa en el motor y se desplaza por las cámaras formadas entre las paletas del rotor y la caja del motor. La presión del fluido empuja las paletas tangencialmente al rotor, generando torque y velocidad angular.

### 2.3.2.2 Motor de pistones axiales o radiales

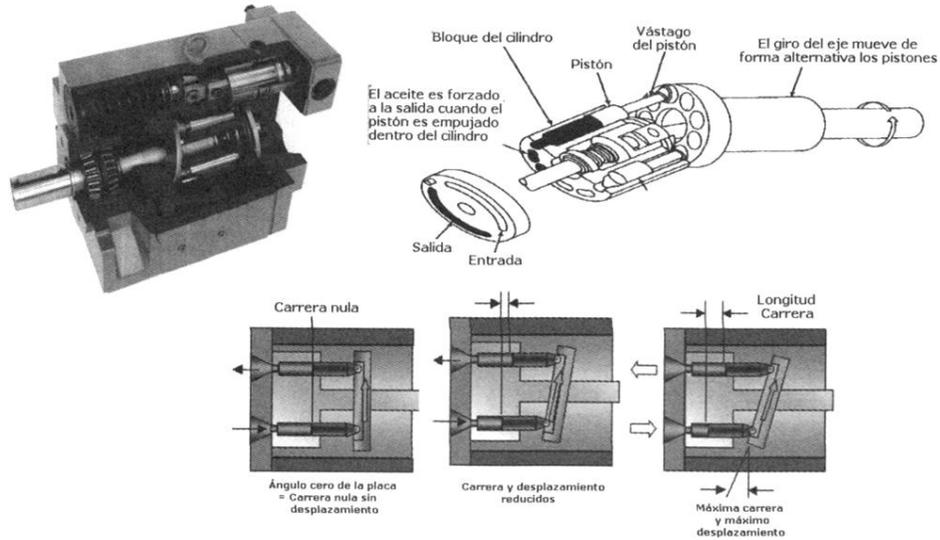
Dentro de este tipo de motores hidráulicos podemos encontrar dos configuraciones. El motor de pistones axiales tiene los pistones dispuestos a lo largo de un eje, mientras que el motor de pistones radiales los pistones se encuentran de manera radial a la generación de movimiento, y pueden ser de pistones interno o externo. Son más caros pero se adaptan a altos pares de trabajo, bajas velocidades y aplicaciones de alta presión.



**Figura 2. 26 Motor de pistones radiales**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

El fluido ingresa en la cámara del pistón, empujándolo junto con su biela, la cual hace rotar el eje excéntrico generando torque y movimiento.

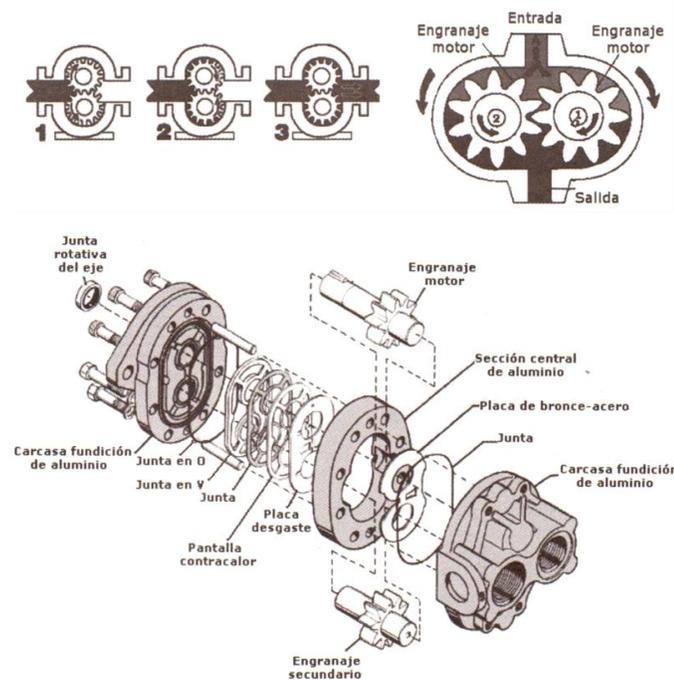


**Figura 2. 27 Motor de pistones axiales**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

### 2.3.2.3 Motor de engranajes

Son los motores más baratos, pero también los más ruidosos. Similarmente a los motores de paletas, pueden trabajar en altas velocidades, pero su rendimiento cae en bajas velocidades.



**Figura 2. 28 Motor hidráulico de engranajes**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

Este motor está constituido por dos engranajes que son impulsados por el fluido que circula tangencialmente a ellos, por las cámaras que se forman entre los dientes y la carcasa del motor, generando torque y movimiento en un eje de salida.

#### 2.3.2.4 Motor gerotor

Son excelentes motores de baja velocidad y alto torque. Están constituidos por dos sectores, uno con un diente menos que el otro, como se muestra a continuación:



**Figura 2. 29 Motor hidráulico gerotor**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

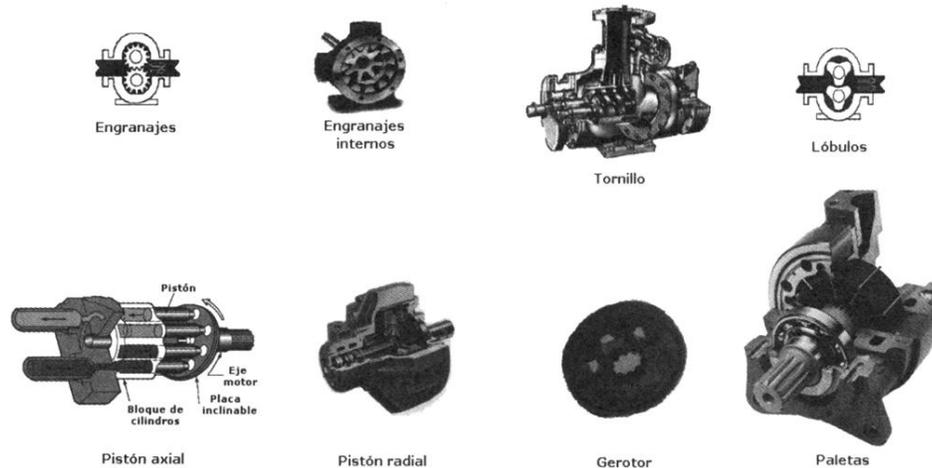
El fluido desplaza el sector interno, generando torque y movimiento.

## 2.4 BOMBAS HIDRÁULICAS

Una bomba hidráulica transforma la energía mecánica del motor eléctrico en energía de presión hidráulica. Su funcionamiento es muy parecido al de un motor hidráulico, pero a la inversa, pues no aprovecha la energía del fluido si no que aporta con energía al sistema.

### 2.4.1 TIPOS DE BOMBAS HIDRÁULICAS

Existen casi los mismos tipos de bombas que de motores, como podemos ver en la figura 2.30. En todos los casos se busca desplazar el fluido hidráulico continuamente, con la fuerza suficiente como para desplazar una carga u obtener una fuerza o torque utilizable en un actuador.



**Figura 2. 30 Bombas hidráulicas**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

#### **2.4.1.1 Bomba de paletas**

A medida que el rotor excéntrico gira impulsando las paletas, el fluido entra en las cámaras de bombeo. La forma excéntrica del rotor, junto con las paletas, empujan el fluido a través de los orificios de descarga.

#### **2.4.1.2 Bombas de pistones radiales o axiales**

En ambos casos el fluido se ve desplazado por pistones que se mueven alternadamente debido a la acción de una leva. El fluido es succionado en la carrera del pistón hacia su punto muerto inferior, y es bombeado en la carrera de retorno hacia su punto muerto superior.

#### **Bomba de volumen variable**

La bomba de volumen variable es un dispositivo cuyo desplazamiento efectivo de puede variar, alterando el caudal que esta aporta al sistema. Para esto se regula la altura de la leva en una bomba de pistones axiales, disminuyendo o aumentando la carrera de los mismos.

#### **2.4.1.3 Bombas de engranajes y lóbulos**

Al igual que en los motores, podemos encontrar bombas de engranajes internos o externos. El fluido es atrapado en las cámaras que se forman entre los dientes del

engrane y la carcasa, siendo transportado hacia el orificio de salida de la bomba. Los engranajes pueden ser reemplazados por lóbulos, disminuyendo en gran medida el ruido producido.

#### **2.3.1.4 Bomba gerotor**

Al igual que los motores gerotor, están constituidas por dos sectores, uno de ellos con un diente menos que el otro. Al girar se produce el desplazamiento de un diente, generando por un lado vacío para la succión, e impulsando el fluido por el lado de descarga.

#### **2.3.1.5 Bomba de tornillo**

Esta es la mejor opción cuando se necesita un caudal constante. Esta construida a partir de un tornillo interno, que junto con la carcasa de la bomba, forman cavidades en las cuales se transporta el fluido desde el orificio de entrada hasta el de salida.

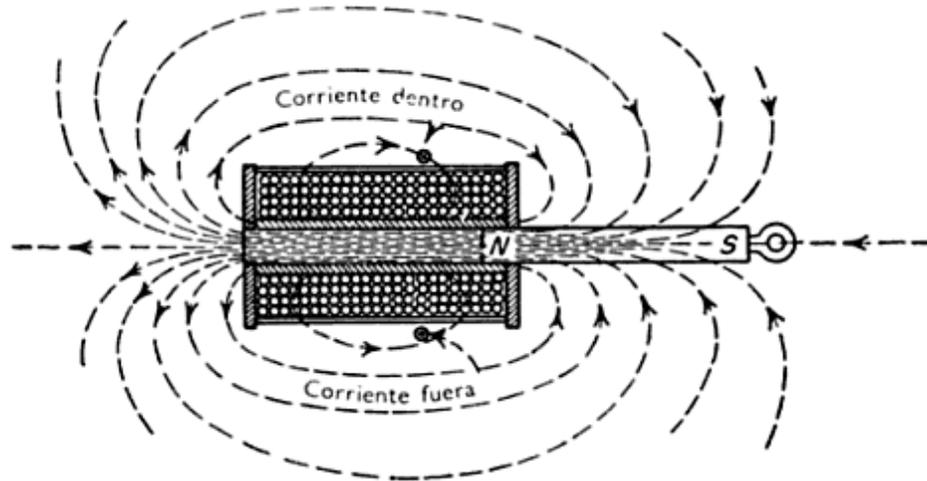
## **2.5 ELEMENTOS DE CONTROL ELECTROHIDRÁULICO**

### **2.5.1 ELECTROVÁLVULAS**

Se llama electroválvulas a aquellas válvulas que incorporan un accionamiento eléctrico o electrónico.

#### **Solenoides**

Se define como solenoide a cualquier dispositivo físico capaz de crear un campo magnético uniforme. Un ejemplo lo podemos encontrar en una bobina de alambre aislado y longitud finita. Al circular una corriente eléctrica a través de este alambre se genera un campo magnético dentro de la bobina tanto más uniforme cuanto más larga sea la misma. Si el campo magnético es lo suficientemente potente se lo puede utilizar para acelerar un objeto metálico colocado en el interior de la bobina.



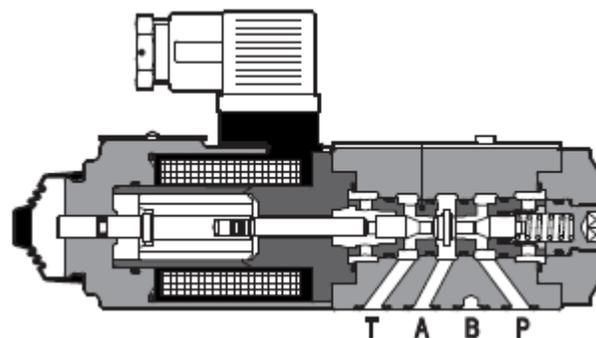
**Figura 2. 31 Campo magnético de un solenoide**

Fuente: CH.L.DAWES, Electricidad Industrial

### 2.5.1.1 Válvulas direccionales

El cambio de estados en la válvula está gobernado por uno o dos solenoides, los cuales mueven el carrete de la misma hasta sus distintas posiciones de trabajo, accionados por una señal eléctrica.

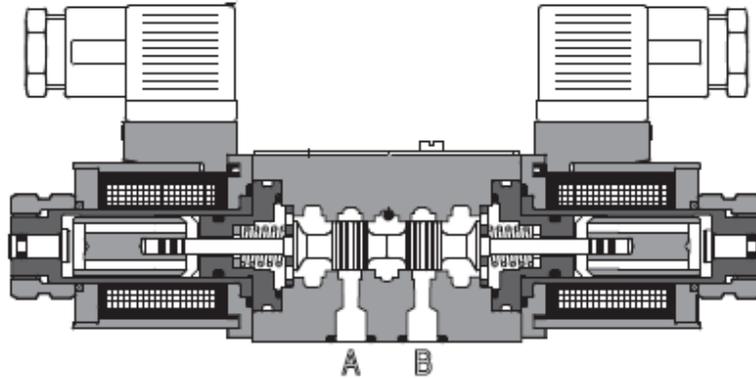
Generalmente se usa una sola bobina en válvulas de dos posiciones, como son las válvulas 2/2, 3/2 y 4/2, en las que el retorno a su posición inicial se logra mediante la acción de un resorte y el corte de energía hacia la bobina.



**Figura 2. 32 Válvula direccional 3/2 accionada por una bobina**

Fuente: ATOS, Catálogo de Válvulas Direccionales Poppet

Por otro lado se usan dos bobinas en válvulas de tres posiciones, como son las válvulas 4/3, en las que es necesario mover el carrete en direcciones opuestas.

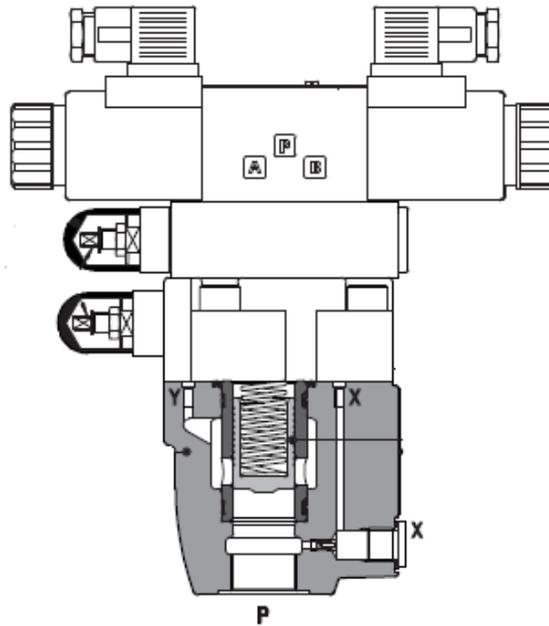


**Figura 2. 33 Válvula direccional 4/3 accionada por dos bobinas**

Fuente: ATOS, Catálogo de Válvulas Direccionales DHU

### 2.5.1.2 Otras válvulas

Existen válvulas que regulan el caudal o la presión que también son controladas eléctricamente mediante una señal piloto que energiza un solenoide. Están destinadas a sistemas de gran precisión como equipos de laboratorio y medicina, en donde la presión y el caudal se deben controlar constantemente, o son función de otros parámetros del sistema.



**Figura 2. 34 Válvula de control de presión controlada eléctricamente**

Fuente: ATOS, Catálogo de Válvulas de Alivio ARAM

## 2.5.2 SENSORES DE POSICIÓN

Es necesario censar la posición de los actuadores para asegurar la correcta operación y la seguridad de un sistema hidráulico. En casos simples basta con una inspección visual por parte del operario, más en operaciones realizadas en máquinas complejas no es conveniente esperar que los operarios vigilen constantemente y más si es por periodos prolongados de tiempo.

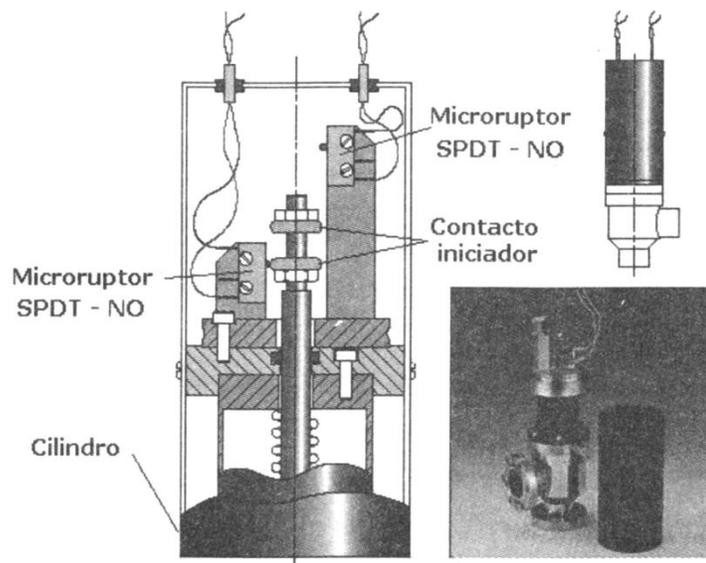
Para detectar la posición de un actuador se dispone de las siguientes opciones:

### 2.5.2.1 Finales de carrera

Son interruptores electrónicos accionados mecánicamente o por un campo magnético producido por un imán montado en el pistón. Se montan con el fin de determinar el final de la carrera de un cilindro o la posición del mismo en un punto intermedio de su trayectoria.

#### Sensor mecánico-eléctrico

Este sensor dispone de gatillos que cierran o abren un micro-ruptor. Es utilizado para detectar el final de la carrera del pistón.

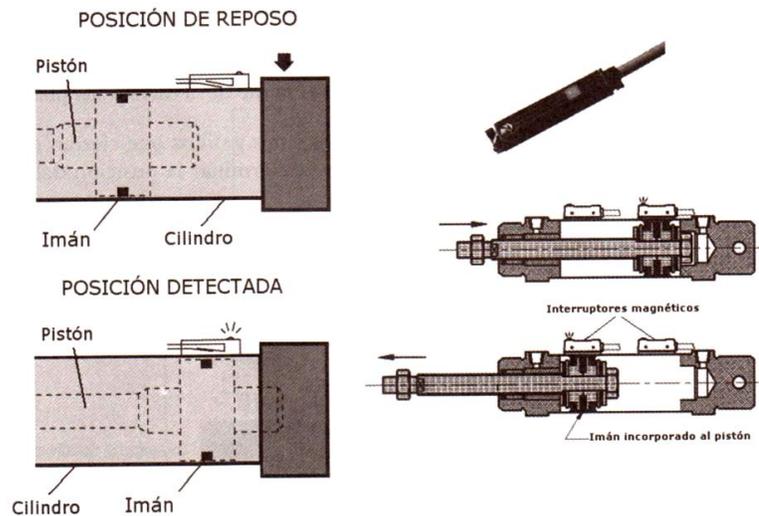


**Figura 2. 35 Sensor mecánico-eléctrico**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

## Sensor magnético

Este sensor incorpora un imán en el pistón del cilindro, el cual crea un campo magnético que es detectado por un imán exterior en el sensor, el cual puede estar posicionado al inicio o al final de la carrera del pistón, o en una posición intermedia.



**Figura 2. 36 Sensor magnético**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

## Sensor de Hall

Es un transductor<sup>1</sup> que varia su voltaje de salida ante un cambio en la densidad del campo magnético, por lo que puede utilizarse para medir el movimiento y posición de un pistón magnético. Este sensor no tiene partes móviles por lo que su vida útil es larga comparada con la de un interruptor mecánico.

### 2.5.2.2 Sistemas de posicionamiento secuencial

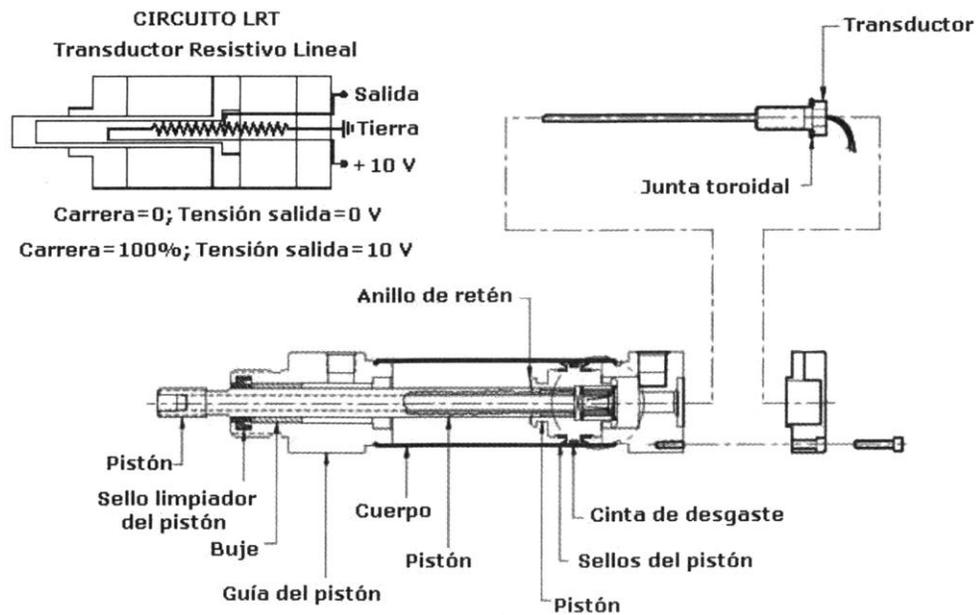
Se mide el desplazamiento de un cilindro cuando la cantidad de movimiento del mismo debe ser exacta para determinada tarea. Por ejemplo en tareas de posicionamiento de piezas o control de dimensiones de maquinado.

El desplazamiento del vástago del cilindro es monitoreado detectando la variación de una resistencia magnética, usando los siguientes métodos.

<sup>1</sup> Dispositivo capaz de transformar o convertir un determinado tipo de energía de entrada, en otra diferente a la salida.

## Sensor potenciométrico

Está construido a partir de una resistencia y un cursor deslizante que produce una tensión variable en la salida dependiendo de su posición dentro del cilindro. La variación de la resistencia con la carrera es de aproximadamente 39.3 K $\Omega$ /mm y en el voltaje de salida es de 0 – 10V. cc.



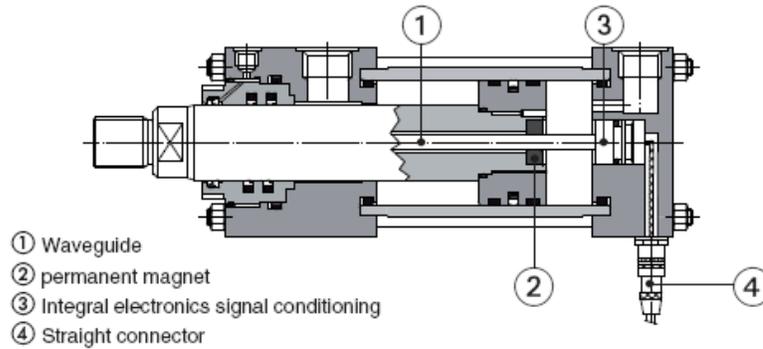
**Figura 2. 37 Sensor potenciométrico**

Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

## Sensor magnetoestrictivo

Este tipo de sensor aprovecha el fenómeno de la magnetoestricción en que algunos materiales conductores como el níquel se deforman ante la presencia de un campo magnético, en este caso el producido por un imán ubicado en el pistón. Esta deformación da lugar a una variación en el tiempo de retorno de la señal eléctrica a través del conductor, la cual se mide y se traduce en una posición del pistón en el cilindro.

Este sensor es extremadamente exacto, por lo que sus aplicaciones típicas son la de posicionamiento en un plano de dos coordenadas (x,y). Su principal desventaja radica en su costo elevado.



**Figura 2. 38 Sensor magnetostrictivo en un cilindro hidráulico**

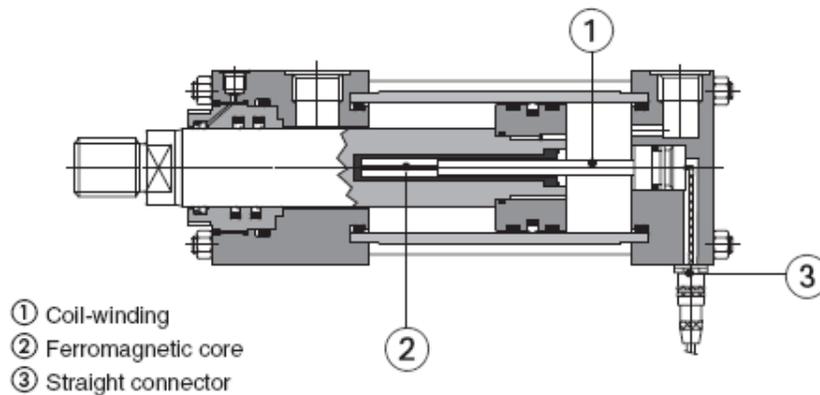
Fuente: ATOS, Catálogo de Cilindros Hidráulicos con Transductor de Posición

### Sensor magnetoresistivo

Este sensor es muy parecido al magnetostrictivo, con la diferencia de que la variación se da en la resistencia de una cinta conductora en función de la dirección y magnitud del campo magnético.

### Sensor inductivo

Este sensor aprovecha el fenómeno de inducción magnética<sup>2</sup> en la modificación de la inductancia<sup>3</sup> de una bobina. Un núcleo imantado se mueve, junto con el pistón, en interior de una bobina, modificando su inductancia. Esta variación es cuantificada y traducida en una posición del pistón dentro del cilindro.



**Figura 2. 39 Sensor inductivo en un cilindro hidráulico**

Fuente: ATOS, Catálogo de Cilindros Hidráulicos con Transductor de Posición

<sup>2</sup> Flujo magnético por unidad de área de una sección normal a la dirección de flujo. También conocida como intensidad de campo magnético.

<sup>3</sup> Medida de la oposición a un cambio de corriente de una bobina que almacena energía, en presencia de un campo magnético.

## Otros sensores

Podemos encontrar otro tipo de sensores destinados a detectar la presencia y en algunos casos la distancia de un objeto, como son los sensores capacitivos, de fibra óptica, fotoeléctricos y ultrasónicos. Estos sensores no se enfocan en la posición del pistón, si no en la del objeto con el que se trabaja.

### 2.5.3 CONTACTORES

Un contactor es un componente electromecánico cuyo objetivo es el de permitir o interrumpir el paso de corriente eléctrica, en este caso en un circuito de control. Los podemos encontrar en dos configuraciones: normalmente abiertos (N.A.) y normalmente cerrados (N.C).

Los contactores N.A. permiten el paso de corriente cuando son accionados, pues cierran el circuito eléctrico. Por otro lado los contactores N.C. cortan el paso de corriente cuando son accionados, pues abren el circuito eléctrico.

#### 2.5.3.1 Pulsadores

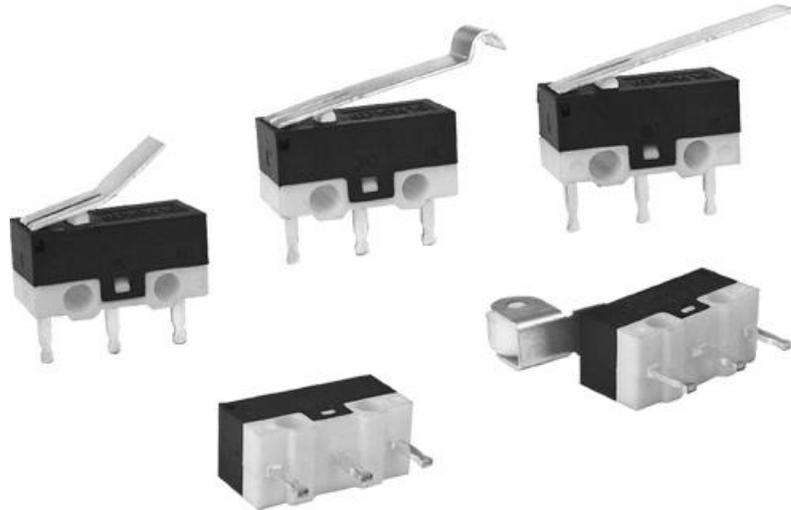
Este tipo de contactores actúan mientras se los mantenga pulsados, y no requieren de una acción externa para volver a su posición inicial.



**Figura 2. 40 Pulsador**

Fuente: NEOTRONIC, Componentes Eléctricos

Dentro de este grupo encontramos a los finales de carrera mecánicos, también conocidos como contactores abatibles, los cuales son accionados en cualquier posición de la carrera de un cilindro mediante el contacto.



**Figura 2. 41 Contactores abatibles**

Fuente: NEOTRONIC, Componentes Eléctricos

### 2.5.3.2 Interruptores

Este tipo de contactores requieren de un accionamiento para activarse y desactivarse, por lo que conservan su estado hasta la intervención de un operario.

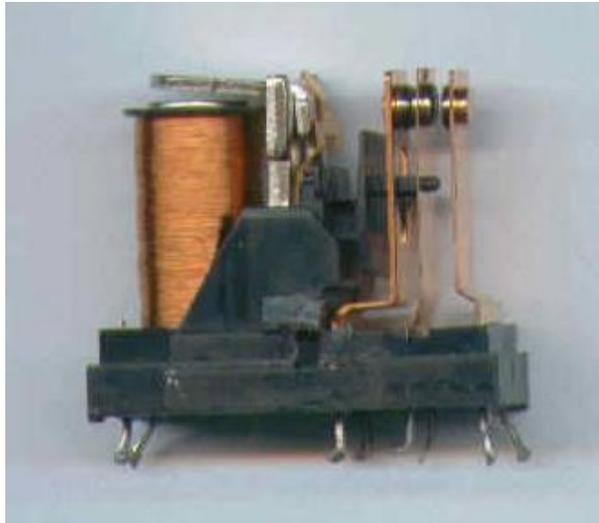


**Figura 2. 42 Interruptor**

Fuente: NEOTRONIC, Componentes Eléctricos

### 2.5.3.3 Relé

Es un dispositivo electromecánico que funciona como un interruptor controlado por un circuito eléctrico independiente, en el que, por medio de una bobina y un electroimán (relé), se accionan uno o varios contactos, abriéndolos o cerrándolos. El circuito de accionamiento es independiente al de los contactos.



**Figura 2. 43 Relé**

Fuente: NEOTRONIC, Componentes Eléctricos

#### **2.5.4 PLC**

Un PLC, o controlador lógico programable, es un dispositivo electrónico que cumple con la función de programar y controlar procesos secuenciales en tiempo real. Este dispositivo es programado para enviar una respuesta eléctrica hacia los diferentes dispositivos de salida (electroválvulas, relés), basándose en la respuesta recibida por los dispositivos de entrada (sensores, pulsadores).



**Figura 2. 44 PLC**

Fuente: NEOTRONIC, Componentes Eléctricos

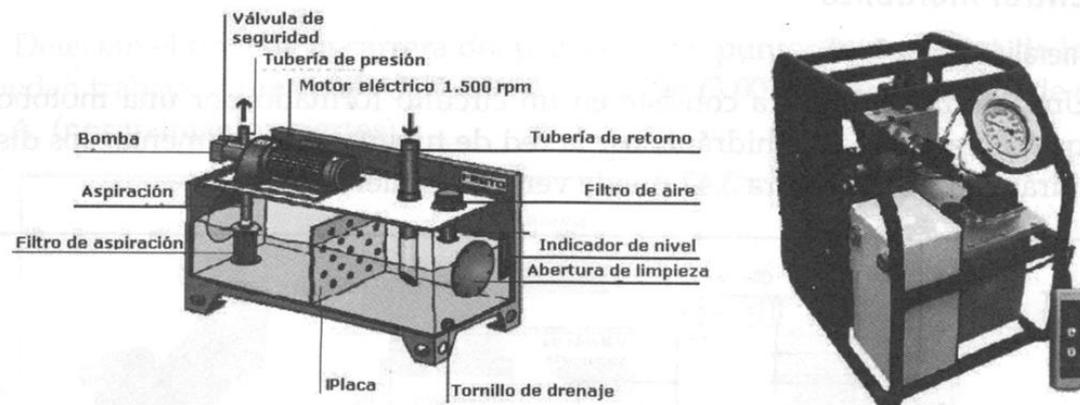
## 2.6 TIPOS DE CIRCUITOS HIDRÁULICOS

Dentro de un sistema hidráulico podemos encontrar algunos tipos de circuitos o combinaciones de ellos, destinados a cumplir determinadas funciones.

### 2.6.1 CIRCUITO DE LA UNIDAD DE POTENCIA

Los dos parámetros que determinan la capacidad de trabajo de cualquier sistema hidráulico son el caudal (galones, o litros, por minuto) y la presión (psi, Bar, o kilos por centímetro cuadrado). El componente que genera la fluencia es la bomba, la cual es un dispositivo de desplazamiento volumétrico diseñado para mover el fluido de trabajo contra una resistencia. La medida de la velocidad de flujo se lee, por lo general, en galones o litros por minuto, mientras que la resistencia a la fluencia se lee, por lo general, en psi, Bar o MPa.

La combinación de una bomba hidráulica con algunos accesorios suplementarios comprenden la “unidad de potencia hidráulica” o “grupo de potencia hidráulica”.



**Figura 2. 45 Unidad de potencia hidráulica**

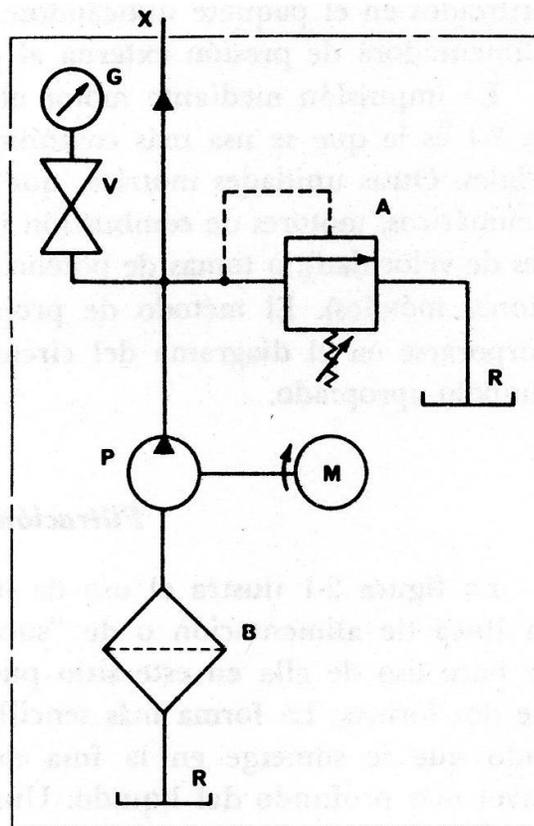
Fuente: ANTONIO CREUS SOLÉ, Neumática e Hidráulica

El número de componentes contenidos en la unidad de potencia pueden variar, dependiendo de la complejidad del circuito hidráulico y de la demanda del mismo. Dentro de la unidad de potencia podemos encontrar algunos de los siguientes componentes:

- Bomba hidráulica.
- Depósito o reservorio del fluido hidráulico.

- Un motor conectado a la bomba.
- Una válvula de alivio de presión.
- Un filtro de succión o retorno.
- Un manómetro.
- Un intercambiador de calor para calentar el fluido.
- Un intercambiador de calor para enfriar el fluido.
- Plomería de interconexión.

En la figura 2.46 podemos encontrar el diagrama de una unidad de potencia hidráulica sencilla en la que se incluye un reservorio R, un filtro de succión B, una bomba hidráulica P, un motor eléctrico M, una válvula de alivio A, una válvula de cierre V y un manómetro G, con sus respectivas conexiones. Este diagrama puede variarse de distintas maneras, especialmente en la forma en que se filtra el fluido de trabajo como veremos más adelante.



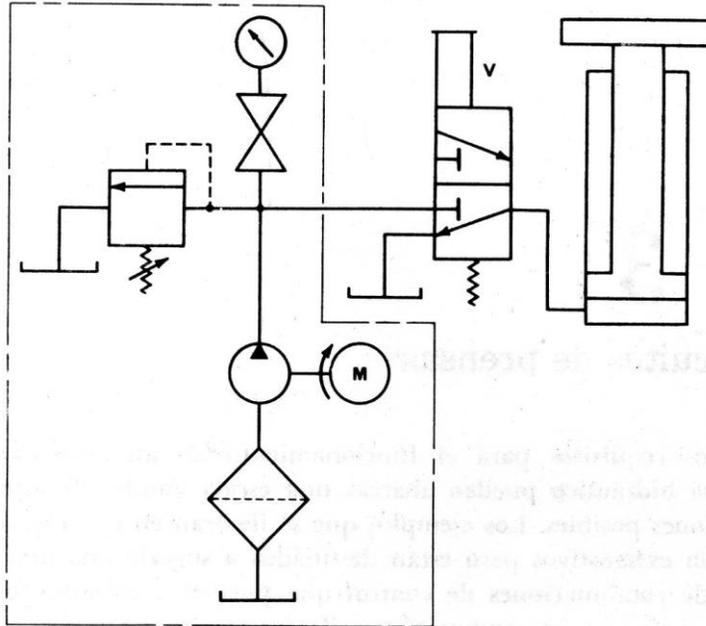
**Figura 2. 46 Circuito básico de una unidad de potencia hidráulica**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

## 2.6.2 CIRCUITO DE PRENSA

Aunque estos circuitos se han nombrado como circuitos de prensa, las técnicas de control descritas son básicas para proyectar cualquier circuito orientado a otras necesidades de trabajo.

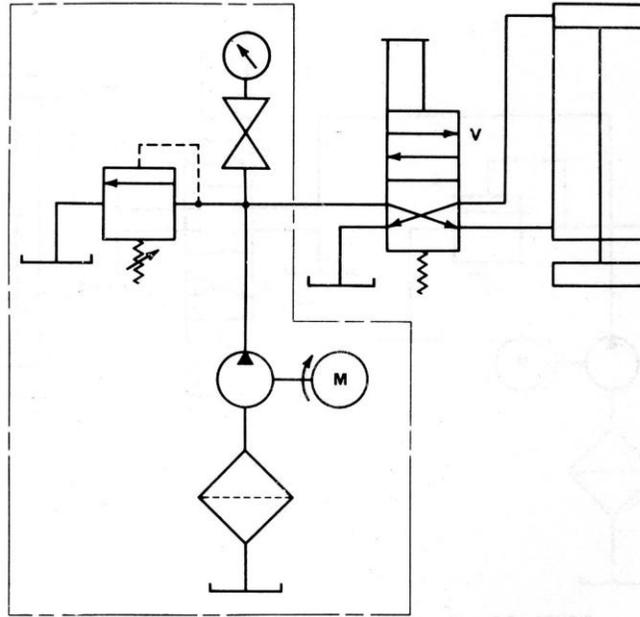
En el circuito más sencillo el control del cilindro es directo, y se lo hace mediante un válvula 3/2 de accionamiento manual con retorno resorte, la cual gobierna un cilindro de simple efecto que regresa a su posición inicial por acción del peso. La fuerza y velocidad de salida del cilindro están determinadas por la presión y el caudal del sistema: el caudal entregado por la bomba y la presión regulada en la válvula de alivio.



**Figura 2. 47 Control de un cilindro hidráulico de simple efecto**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

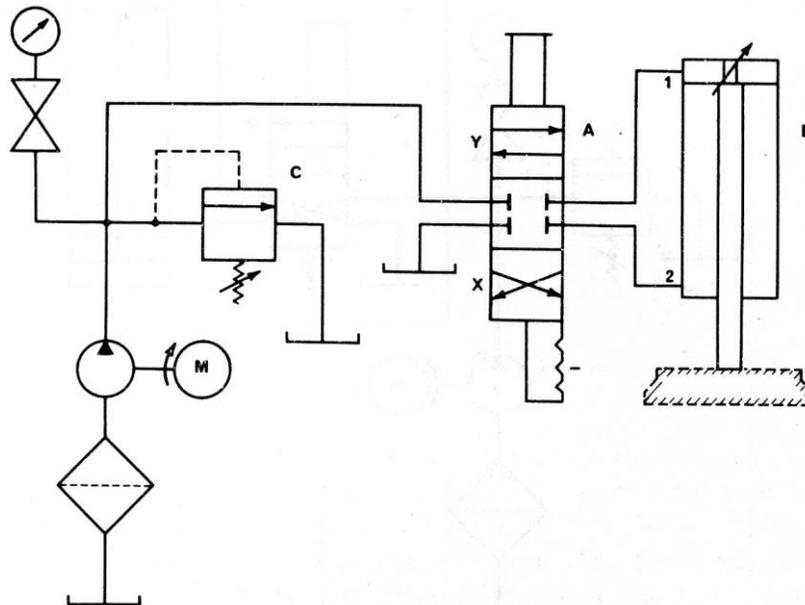
Una variante a este circuito se obtiene al utilizar un cilindro de doble efecto, junto con una válvula 4/2 de accionamiento manual con retorno resorte, lo cual nos ofrece la posibilidad de regresar el cilindro hasta su posición inicial cuando el peso del vástago no pueda usarse para este fin. La fuerza y velocidad del cilindro, tanto en la salida como en el retorno, están determinadas por el caudal entregado por la bomba y la presión regulada en la válvula de alivio.



**Figura 2. 48 Control de un cilindro hidráulico de doble efecto**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

Una variación muy útil de este circuito se obtiene al emplear una válvula 4/3 de accionamiento manual provista de un trinquete, la cual permite dejar el cilindro de doble efecto en posiciones intermedias de trabajo.



**Figura 2. 49 Control de un cilindro hidráulico de doble efecto que trabaja en posiciones intermedias**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

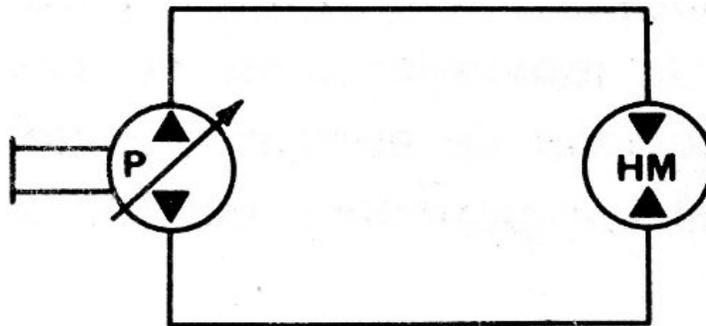
Se puede facilitar la operación del cilindro utilizando una válvula 4/3 de accionamiento manual con resorte a ambos lados, la cual siempre regresa a su posición intermedia, dejando el cilindro quieto cuando el operario no acciona la válvula.

### 2.6.3 CIRCUITOS PARA EL CONTROL DE LA VELOCIDAD DE MOVIMIENTO

La velocidad a la que un componente hidráulico trabaja está determinada por el volumen de fluido suministrado o el volumen de fluido que se permite desalojar de la cámara o cámaras de dicho componente, por lo que para variar su velocidad de trabajo deberemos controlar la cantidad de fluido que ingresa o sale del mismo, en un tiempo determinado (caudal de trabajo).

#### 2.6.3.1 Bomba de volumen variable

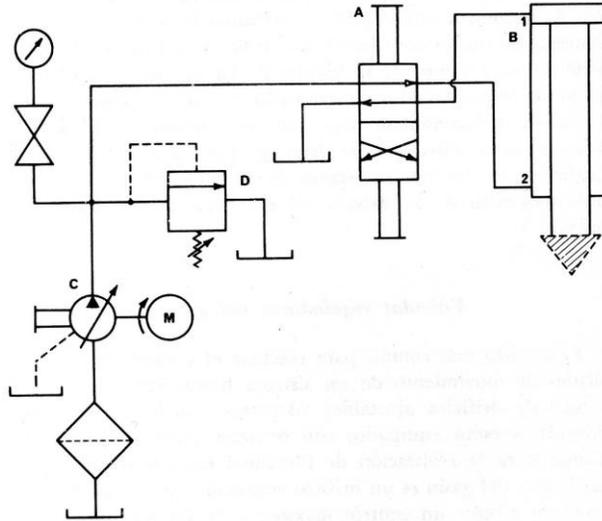
Este tipo de bomba se presta para algunas aplicaciones. En el circuito de la figura 2.50 se ilustran una bomba de desplazamiento variable P, y un motor hidráulico HM. El desplazamiento volumétrico de la bomba se puede modificar mediante el ajuste con un volante manual. La reducción del desplazamiento de la bomba disminuye el volumen de fluido que se suministra al motor, reduciendo su velocidad de rotación.



**Figura 2. 50 Control de la velocidad de un motor hidráulico mediante el uso de una bomba de volumen variable**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

Este método también se lo puede aplicar para el control de cilindros hidráulicos, como se muestra a continuación.



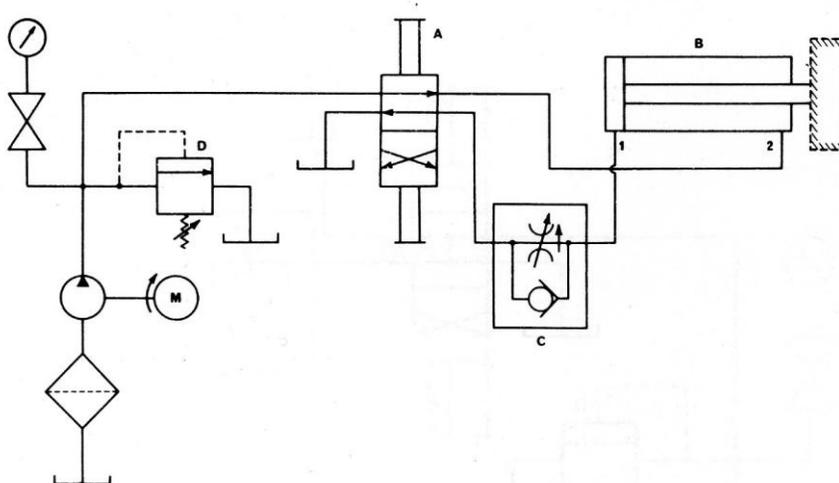
**Figura 2. 51 Control de la velocidad de un cilindro mediante el uso de una bomba de volumen variable**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

### 2.6.3.2 Válvulas reguladoras de caudal

El uso de este tipo de válvulas se ha convertido en el método más utilizado para regular la velocidad de flujo hacia un actuador hidráulico, debido al grado de control que estas ofrecen.

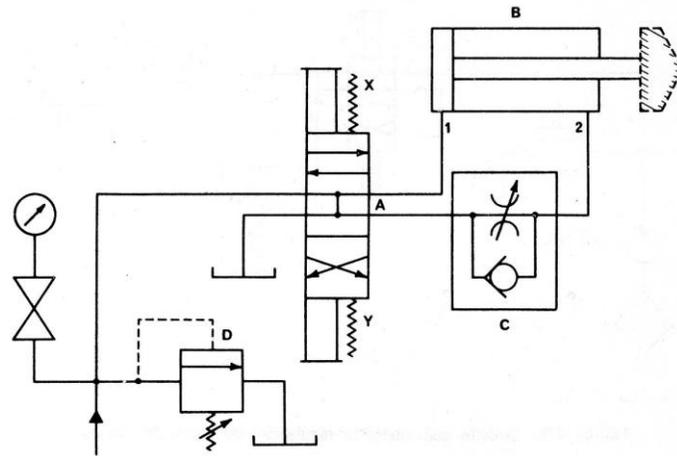
Para el control unidireccional de un cilindro hidráulico se deberá ocupar una válvula reguladora de caudal con válvula check, como se muestran en las figuras 2.52 y 2.53



**Figura 2. 52 Control de velocidad de un cilindro en una sola dirección**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

Esta configuración regula el caudal que entra al cilindro, mientras que permite el libre flujo del caudal que sale del mismo.

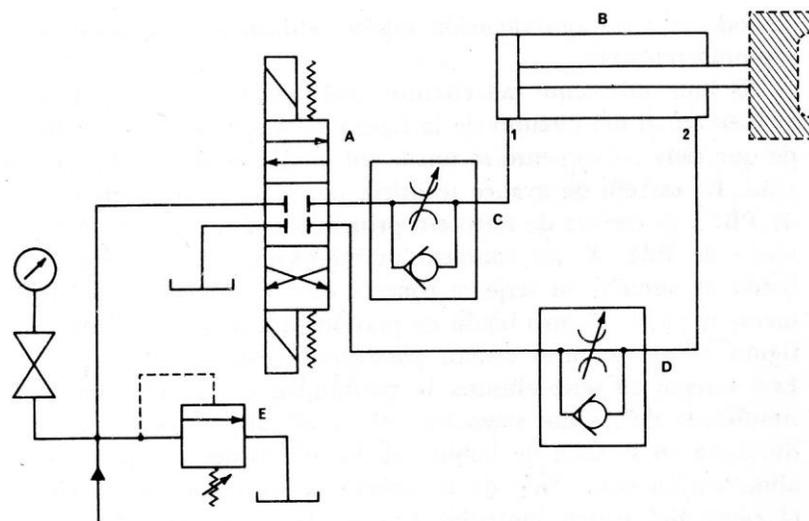


**Figura 2. 53 Control de velocidad de un cilindro con el fluido de descarga**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

Esta configuración regula el caudal que sale del cilindro, mientras que permite el libre flujo del caudal que entre al mismo.

Existen aplicaciones en que se requieren diferentes velocidades de trabajo en un cilindro hidráulico, en su salida y en su retorno. Para lograr esto se utilizan dos válvulas reguladoras de caudal con válvula check, situadas como se especifica en la figura 2.54.



**Figura 2. 54 Control de velocidad de un cilindro en ambas direcciones**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

En el caso en que se requiera igualar las velocidades de salida y retorno del cilindro, se deberá usar una válvula reguladora de caudal bidireccional, o sin válvula check, en la línea de presión o de retorno.

#### **2.6.4 CIRCUITOS PARA EL CONTROL DE PRESIONES Y FUERZAS**

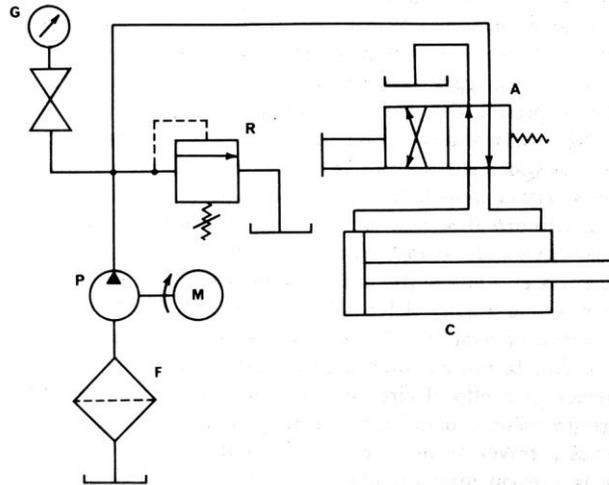
La presión que ejerce el fluido de trabajo sobre una superficie da como resultado una fuerza útil. La presión es una medida de la resistencia al movimiento del fluido en el sistema. Cuando se limita esta presión en realidad se limita la resistencia a la fluencia del fluido a un valor máximo.

Las tuberías o mangueras de un sistema hidráulico ofrecen resistencia a la fluencia, pero esta no es regulable ni utilizable, pues sus valores no son ajustables. Las líneas se deben dimensionar para obtener una resistencia mínima a la fluencia, dejando el control de presiones a las válvulas reguladoras de presión, que fueron diseñadas específicamente para esta tarea.

##### **2.6.4.1 Válvula de alivio**

Uno de los componentes más importantes para limitar la presión en el sistema es la válvula de desahogo. Normalmente permanece cerrada, hasta que la presión en el sistema alcance un valor fijado de antemano. Debido a que un sistema hidráulico, a diferencia de un sistema neumático, es un sistema cerrado, una de las funciones de esta válvula es suministrar una trayectoria alterna al fluido hacia el depósito, cuando la resistencia a la fluencia del sistema supere al valor de presión establecido por el resorte de la válvula. Una vez que la presión del sistema disminuya, la válvula de alivio se cerrará.

La válvula de alivio se puede utilizar como único regulador de presión, siempre que todos los actuadores hidráulicos requieran una misma presión de operación o solo se utilice un actuador hidráulico, como se muestra en la figura 2.55.



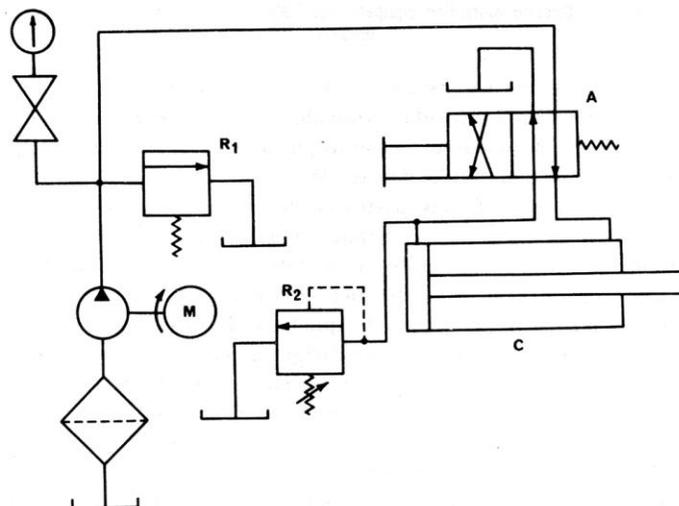
**Figura 2. 55 Control de la presión con una válvula de alivio**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

Mediante este método obtenemos fuerzas desiguales en las carreras de avance y tire del cilindro, debido a que la presión de trabajo en ambas carreras será la misma, más el área del pistón varía debido al vástago.

#### 2.6.4.2 Válvula reguladora de presión

En la figura 2.56 se esquematiza un circuito hidráulico que permite igualar la fuerza de avance y de tire en el cilindro hidráulico C, independizando la regulación de presión para cada cámara, mediante el uso de una válvula reguladora de presión adicional.

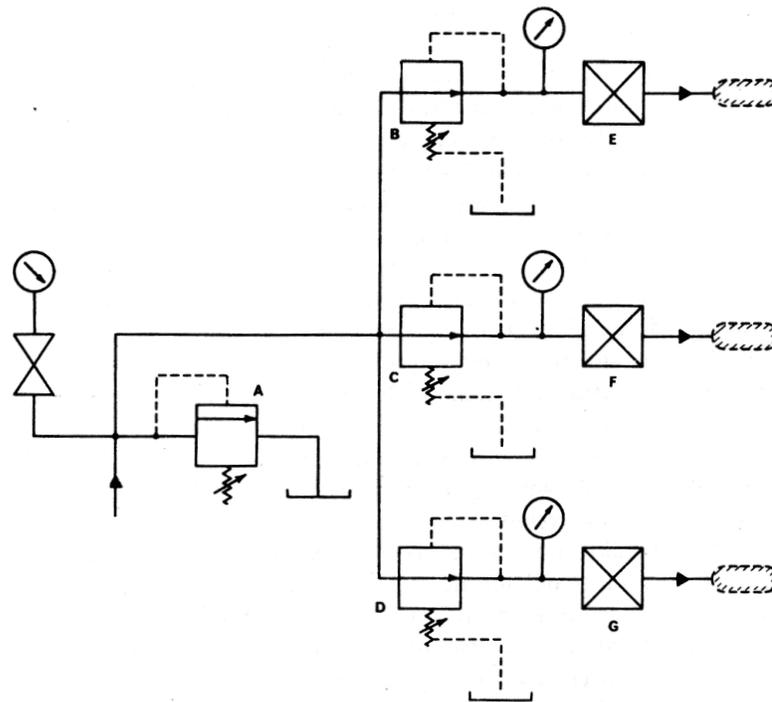


**Figura 2. 56 Control de las presiones de trabajo de un cilindro hidráulico**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

La válvula de alivio R1 regulará la presión en la cámara de tire del cilindro, mientras que la válvula R2 regulará la presión en la cámara de empuje. Obviamente la presión regulada para el empuje deberá ser menor a la regulada para el tire, para obtener fuerzas iguales en ambas carreras. Este método se puede usar siempre que la presión de tire del cilindro iguale a la presión máxima del sistema. En caso de no ser así se deberá usar una válvula de regulación de presión adicional en la línea de retorno.

En la figura 2.57 se esquematiza un circuito hidráulico que permite regular la presión para distintos componentes independientemente, siempre que estas presiones sean menores a la establecida en la válvula de alivio.



**Figura 2. 57 Control de presión para varios actuadores hidráulicos**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos  
El uso de manómetros permitirá regular con gran precisión la presión de trabajo de cada actuador.

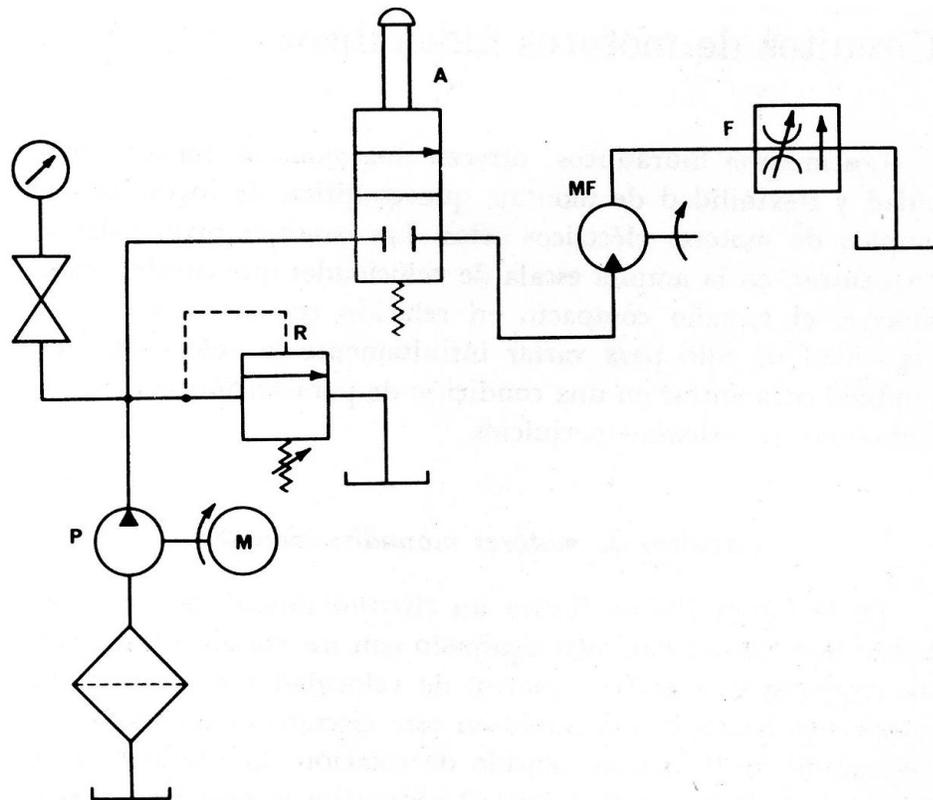
### 2.6.5 CIRCUITOS DE MOTORES HIDRÁULICOS

Los motores hidráulicos son muy utilizados debido a la gran variedad de torques y velocidades que se pueden obtener de ellos, siendo esta su principal ventaja

sobre los motores eléctricos. Son de tamaño compacto y se pueden instalar en muchas posiciones de trabajo.

### 2.6.5.1 Circuitos de motores mono direccionales

En la figura 2.58 se esquematiza un circuito simple para un motor mono direccional, controlado por una válvula 2/2 de accionamiento manual con retorno resorte, una válvula reguladora de caudal y una válvula de alivio.

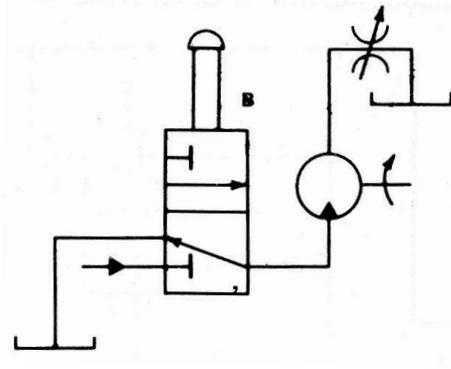


**Figura 2. 58 Control del un motor hidráulico mono direccional**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

La válvula A se encarga del arranque y frenado del motor, mientras que las válvulas R y F establecen la presión y caudal de trabajo respectivamente, regulando el torque y la velocidad de rotación del motor.

El uso de una válvula 3/2 en un motor, como se muestra en la figura 2.59, no resulta conveniente, pues el motor podría continuar girando aun después de haberlo frenado.

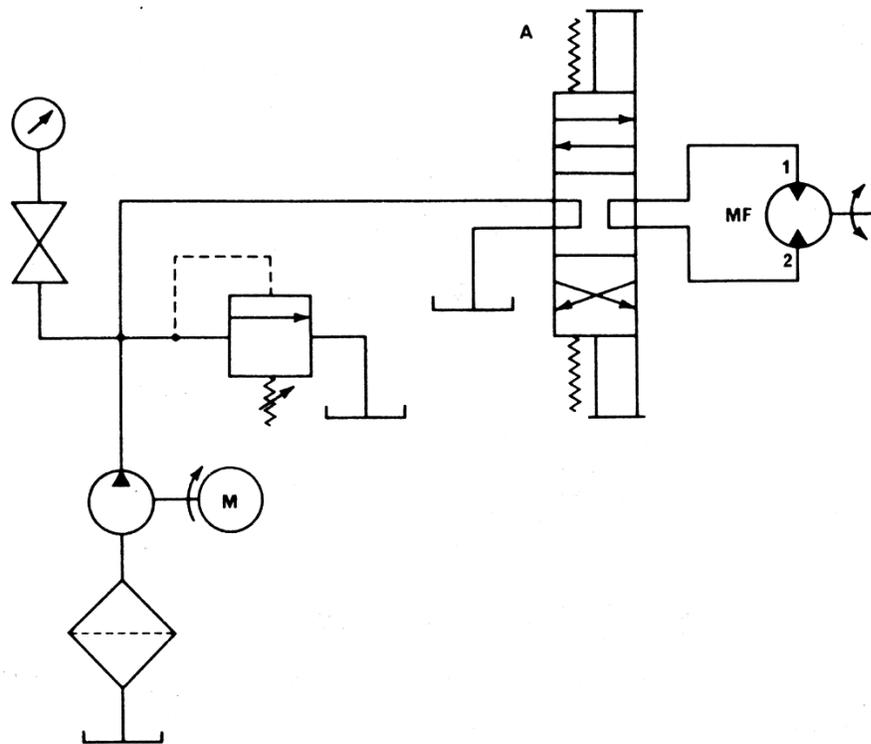


**Figura 2. 59 Control ineficiente de un motor hidráulico mono direccional**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

### 2.6.5.2 Circuitos de motores bidireccionales

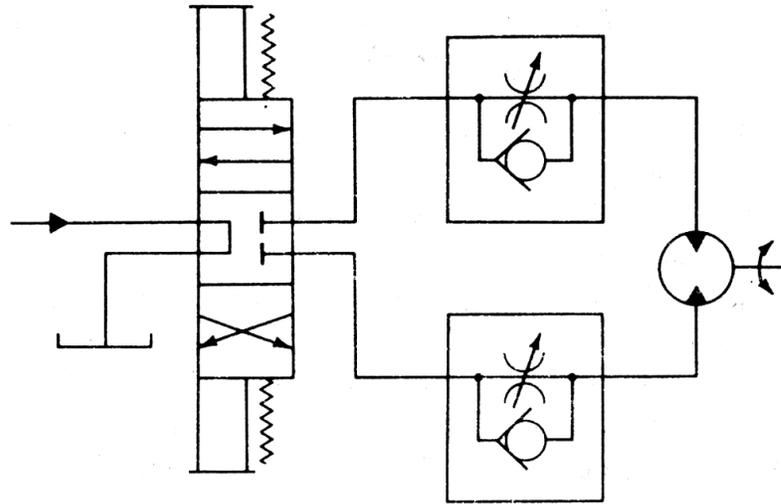
La mejor forma de controlar un motor hidráulico bidireccional es mediante el uso de una válvula 4/3, debido a que en su posición intermedia la válvula se cierra por completo, frenando al motor sin importar su dirección de rotación, como se muestra en la figura 2.60.



**Figura 2. 60 Control de un motor hidráulico bidireccional**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

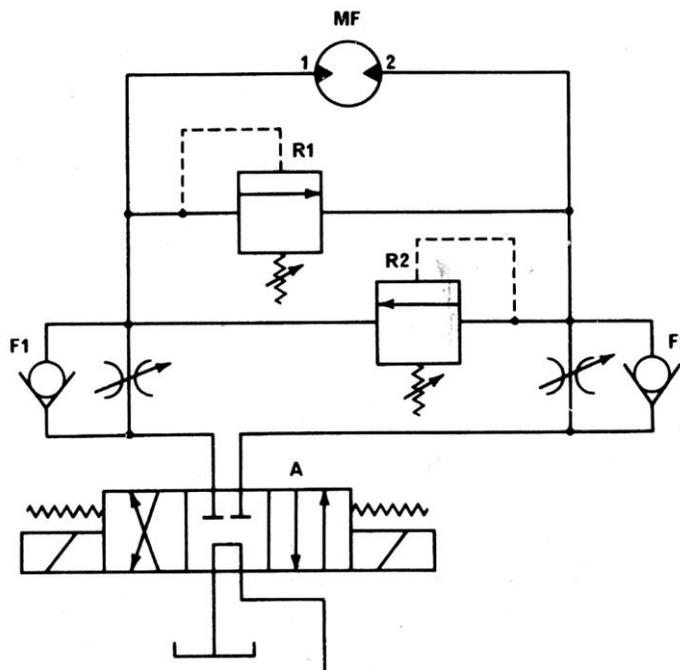
En la figura 2.61 se ilustra un circuito que permite regular diferentes velocidades de rotación para los dos sentidos de giro de un motor hidráulico bidireccional.



**Figura 2. 61 Control de las velocidades de un motor bidireccional**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

En la figura 2.62 se ilustra un circuito que permite el control total del motor, incorporando válvulas de regulación de caudal y presión para ambas líneas del motor.



**Figura 2. 62 Control de caudal y presión de un motor bidireccional**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

Como se muestra, las líneas de desahogo de las válvulas reguladoras de presión conectan las dos líneas del motor, lo que se conoce como circuito de regeneración. La tendencia del motor a seguir girando, aún cuando la válvula direccional lo frene, eleva la presión en la línea de descarga. La válvula R2 actúa desviando esa sobrepresión hacia la línea de carga. Lo mismo ocurre con la válvula R1 cuando el motor gira en sentido contrario. Esta disposición de válvulas también asegura aceite limpio en el trabajo de reversa del motor.

## **2.7 TRATAMIENTO DE FLUIDOS HIDRÁULICOS**

Los fluidos hidráulicos deben ser tratados de varias formas, con el fin de conservar sus propiedades y garantizar un óptimo desempeño y una prolongada vida útil del sistema.

### **2.7.1 FILTRACIÓN**

En los sistemas hidráulicos podemos encontrar equipos con superficies deslizantes cuya separación puede ser hasta de 10  $\mu\text{m}$ . Partículas contaminantes con tamaños similares a esta separación pueden introducirse en el sistema, acelerando el desgaste de los componentes móviles y reduciendo la vida útil del sistema.

Se recomienda instalar un filtro de 10  $\mu\text{m}$  y filtrar el fluido recibido del fabricante antes de usarlo en el sistema. También se recomienda usar filtros con alarma de contaminación por partículas, así como realizar inspecciones visuales de los elementos del filtro para detectar la existencia de depósitos metálicos o la oxidación del fluido.

#### **2.7.1.1 Grado de filtración y rendimiento**

Se puede expresar el grado de filtración del fluido de las siguientes maneras:

##### **Tasa de filtración absoluta**

Indica el tamaño de partícula más grande capaz de atravesar el filtro. Por ejemplo, un filtro de 35  $\mu\text{m}$  impide que una partícula de mayor tamaño atraviese el filtro, mientras que una partícula de menor tamaño lo puede atravesar perfectamente.

## Tasa de filtración $\beta$

Se expresa mediante la relación:

$$\beta_x = \frac{\text{Número de partículas } > x \mu\text{m partícula aguas arriba}}{\text{Número de partículas } > x \mu\text{m partícula aguas abajo}} \quad (2.1)$$

Por ejemplo para una partícula de 10  $\mu\text{m}$ , de las que se han contado 500 antes del filtro y 10 después del filtro,  $\beta_{10}$  será:

$$\beta_{10} = \frac{500}{10} = 50$$

Cuanto más elevada sea la tasa de filtración  $\beta_x$ , menos partículas de tamaño  $x$  pasarán al sistema.

## Rendimiento del filtro

Es una relación porcentual entre las partículas retenidas en el filtro y las partículas que llegan al mismo, y se expresa de la siguiente forma:

$$\text{Rendimiento Filtro} = \frac{\text{Partículas retenidas en el filtro}}{\text{Partículas que llegan al filtro}} * 100\% \quad (2.2)$$

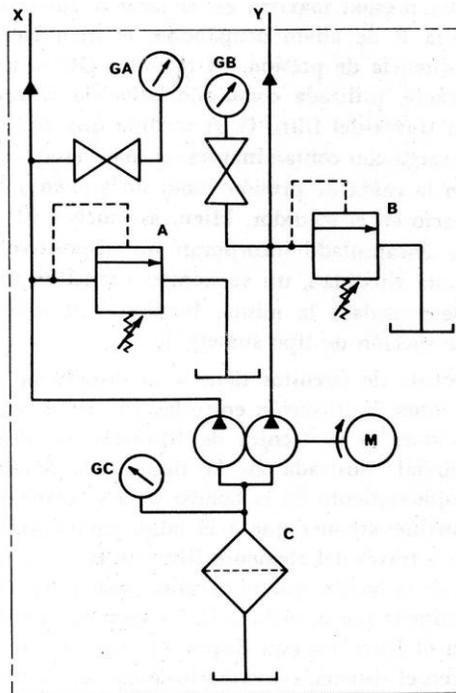
Utilizando los datos del ejemplo anterior, en el que 500 partículas llegan al filtro y 490 son retenidas, el rendimiento del filtro será:

$$\text{Rendimiento Filtro} = \frac{490}{500} * 100\% = 98\%$$

### 2.7.1.2 Circuitos de filtración

Existen varias formas de filtrar el fluido hidráulico y se diferencian principalmente por el tipo de filtro utilizado y la localización del mismo.

El filtro de succión se coloca en la línea de aspiración de la bomba, comúnmente sumergido en el fluido, dentro del reservorio. Una variante muy útil de este método es usar un filtro encapsulado que se posiciona fuera del reservorio para facilitar su reemplazo.



**Figura 2. 63 Filtración por succión**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

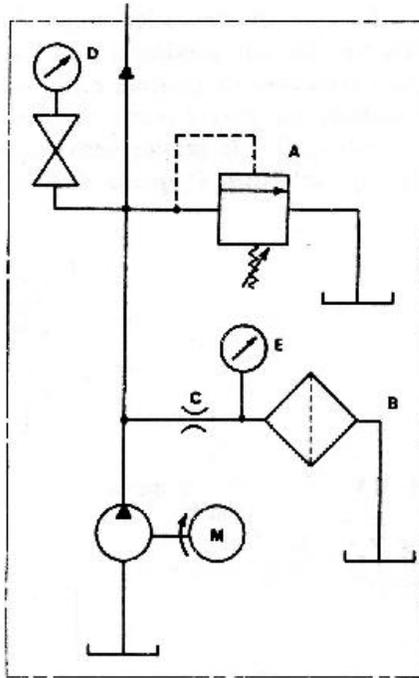
El vacuómetro CG mide la resistencia a la fluencia a través del filtro C. A medida que el elemento de filtración se llena de partículas contaminantes, se produce un aumento en la medida del vacío en la línea de succión. Esta configuración se enfoca en proteger principalmente la bomba y se muestra en la figura 2.64.

Otro método para filtrar el fluido es el de desviación, o filtración parcial. Solamente una parte del fluido bombeado pasa por el filtro, pero es razonable suponer que con el tiempo todo el fluido lo hará.

El fluido que pasa por el filtro no realiza trabajo alguno, por lo que se debe cuantificar y tomar en cuenta para la selección de la bomba.

Este método permite una filtración mucha más fina del fluido, pues no representa una obstrucción en la línea de succión.

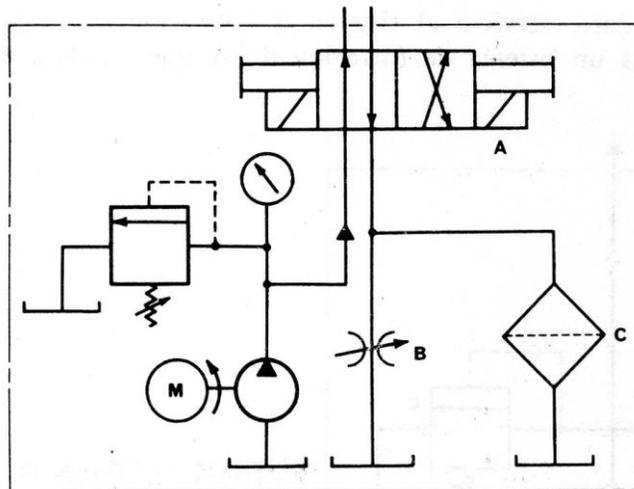
Cuando el filtro se llena de impurezas la presión puede aumentar enormemente dentro de su contenedor, por lo que se la debe monitorear usando un manómetro.



**Figura 2. 64 Filtración parcial**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

Existe un método alternativo para la filtración parcial en el cual no existe una pérdida de caudal de trabajo. Consiste en colocar el filtro en la línea de descarga, como se muestra a continuación.

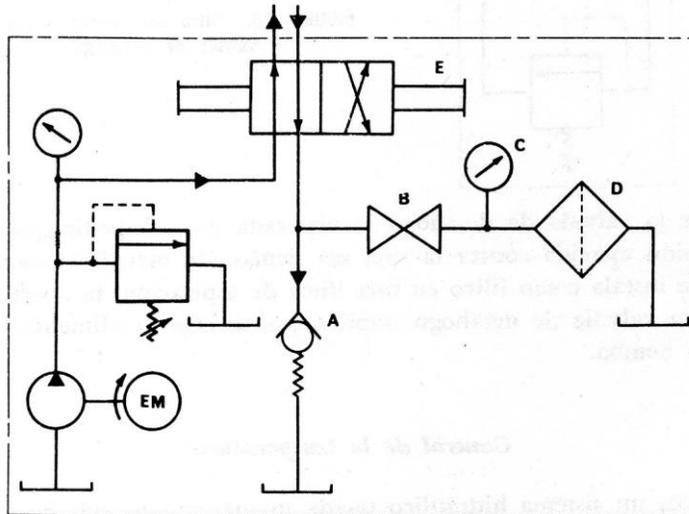


**Figura 2. 65 Filtración parcial alternativa**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

La válvula B regula la cantidad de fluido que pasa directo al contenedor, mientras que el resto del fluido pasa a través del filtro C. El incremento en la resistencia al flujo en el filtro aumentará la contrapresión en los actuadores del sistema, por lo que se debe monitorear el estado del filtro con frecuencia.

Se puede establecer un valor máximo de contrapresión utilizando una válvula check como se muestra a continuación.

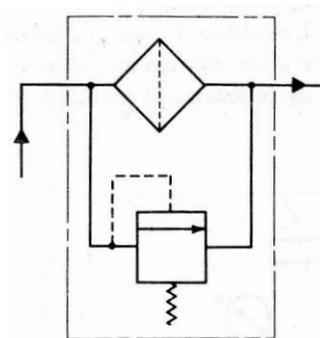


**Figura 2. 66 Filtración en la línea de retorno**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

En este arreglo todo el fluido en la línea de retorno es filtrado, hasta que el valor de la contrapresión abra la válvula check.

Se puede obtener un resultado similar al usar un filtro equipado con una válvula de desahogo.



**Figura 2. 67 Filtro con válvula de desahogo**

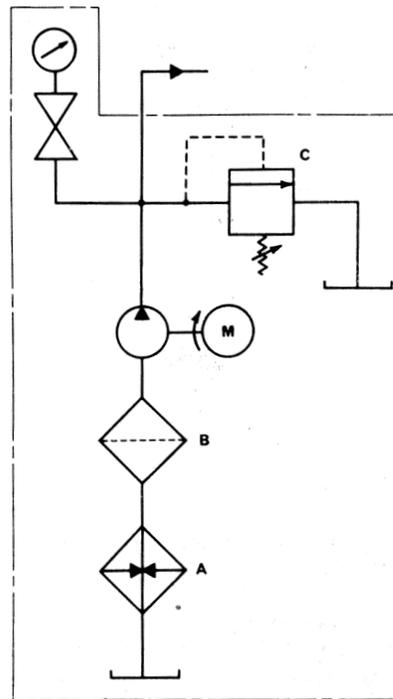
Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

## 2.7.2 CONTROL DE LA TEMPERATURA

La temperatura ambiental y la fricción dentro de un sistema hidráulico pueden cambiar la temperatura del fluido de trabajo. Para el óptimo desempeño de un sistema hidráulico el fluido debe mantenerse en el rango de temperaturas entre 38° y 60°C.

### 2.7.2.1 Calentadores

Si la temperatura del fluido es muy baja la viscosidad aumentará, lo cual se traduce en un aumento en la resistencia a la fluencia y pérdidas de carga en el sistema. Puede que sea necesario calentar el fluido hidráulico para poder utilizarlo, para lo cual se usa un calentador de baja presión como se muestra a continuación.



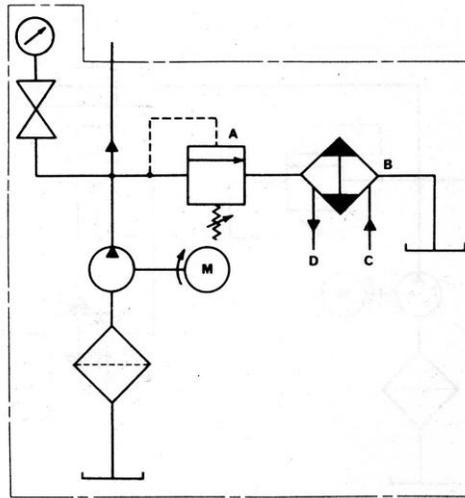
**Figura 2. 68 Calentador de baja presión**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

### 2.7.2.2 Enfriadores

El calor excesivo dentro de un sistema hidráulico no solo da lugar al deterioro del fluido, sino que también cambia las características del fluido y el desempeño de los componentes del sistema. Es importante mantener el aceite en el rango

mencionado anteriormente, para lo cual se usa un intercambiador de calor como se muestra a continuación.



**Figura 2. 69 Intercambiador de calor**

Fuente: HARRY L. STEWART, JOHN M. STORER, ABC de los Circuitos Hidráulicos

En este circuito el intercambiador de calor es parte del grupo hidráulico de potencia.



## **CAPÍTULO 3**

### **ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS**

En este capítulo se analizarán las diferentes opciones que se tienen para el diseño de algunos elementos del sistema, para los cuales se plantearán criterios de selección con su respectiva ponderación, con el fin de evaluar cada alternativa.

#### **3.1 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS**

##### **3.1.1 MECANISMO DE GIRO**

Para el mecanismo de giro tenemos la opción de utilizar un motor eléctrico o hidráulico, o un actuador de giro. Todos estas opciones tendrían que operar junto con una transmisión por poleas y bandas, cadenas y catalinas o engranajes, pues su ejes de salida no están construidos para soportar cargas axiales elevadas. Por otro lado se puede utilizar un actuador de giro construido conforme a las necesidades del mecanismo.

##### **3.1.2 SISTEMA ANTI GIRO DEL MECANISMO DE LEVANTAMIENTO Y GIRO**

Debido a la reacción de cualquier mecanismo de giro sobre el bastidor, el vástago del cilindro de levantamiento tenderá a girar dejando el tubo en una posición inadecuada. Para prevenir este giro tenemos la opción de ocupar un cilindro antigiro, cuyo vástago tiene una sección transversal triangular y no circular; o construir un soporte adicional que se fije al piso y al mecanismo, previniendo el giro del mismo.

##### **3.1.3 RIELES DEL MECANISMO DE ABASTECIMIENTO**

El carro de abastecimiento deberá moverse sobre rieles para así asegurar su trayectoria y estabilidad. Se puede usar rieles triangulares con ruedas ranuradas, o construir rieles cerradas a partir de tubo rectangular de acero, y ruedas usando rodamientos.

### 3.1.4 TRANSMISIÓN ENTRE EL MOTOR HIDRÁULICO Y EJE DEL MECANISMO DE ABASTECIMIENTO

En este caso la transmisión se puede dar usando bandas y poleas, cadenas y catalinas, engranajes o mediante un acople flexible directo entre los ejes del tipo LOVEJOY, que cuenta con un caucho amortiguador en la unión que amortigua las cargas en el arranque y corrige pequeñas excentricidades.

### 3.2 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA

Para seleccionar la mejor alternativa utilizaremos matrices de decisión. Cada criterio de decisión será evaluado entre 1 y 10, siendo 1 el menos importante y 10 el más importante. Las alternativas también serán evaluadas con valores del 1 al 10, siendo 1 la menos adecuada y 10 la más adecuada.

**Tabla 3. 1 Selección del mecanismo de giro**

		PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS							
			Motor eléctrico		Motor hidráulico		Actuador de giro		Actuador de giro construido	
CRITERIOS DE SELECCIÓN	Costo	7	7	49	6	42	6	42	9	63
	Facilidad de instalación	8	10	80	10	80	10	80	10	80
	Precisión	10	5	50	8	80	10	100	8	80
	Consumo energético	8	5	40	9	72	9	72	9	72
	Amortiguación en el arranque	7	5	35	8	56	10	70	10	70
	Disponibilidad en el mercado	9	10	90	9	81	7	63	10	90
<b>TOTAL</b>			<b>344</b>		<b>411</b>		<b>427</b>		<b>455</b>	

Fuente: Propia

La mejor opción para el mecanismo de giro será el fabricar un actuador de giro conforme a las necesidades del sistema.

**Tabla 3. 2 Selección del sistema anti giro del mecanismo de levantamiento y giro**

		PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS			
			Cilindro anti giro		Soporte anti giro	
CRITERIOS DE SELECCIÓN	Costo	7	6	42	10	70
	Facilidad de instalación	8	10	80	7	56
	Disponibilidad en el mercado	10	6	60	10	100
<b>TOTAL</b>			<b>182</b>		<b>226</b>	

Fuente: Propia

La mejor opción para el sistema anti-giro será el fabricar un soporte que se fije al piso, principalmente debido al costo y la poca disponibilidad en el mercado de un cilindro anti giro.

**Tabla 3. 3 Selección del tipo de rieles para el mecanismo de abastecimiento**

		PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS			
			Riel triangular		Riel cerrada	
CRITERIOS DE SELECCIÓN	Costo	7	10	70	7	49
	Facilidad de fabricación	8	10	80	8	64
	Disponibilidad en el mercado	10	10	100	10	100
	Rozamiento	8	7	56	10	80
	Seguridad de operación	10	6	60	10	100
<b>TOTAL</b>			<b>366</b>		<b>393</b>	

Fuente: Propia

Los rieles cerrados serán la mejor opción principalmente porque trabajan con rodamientos que evitan enormemente la fricción. Por otro lado estos rieles brindan seguridad al sistema al prevenir el volteo del carro en cualquier dirección.

**Tabla 3. 4 Selección del sistema de transmisión entre el motor hidráulico y eje del mecanismo de abastecimiento**

		PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS							
			Bandas y poleas		Cadenas y catalinas		Engranajes		Acople LOVEJOY	
<b>CRITERIOS DE SELECCIÓN</b>	Costo	<b>7</b>	9	<b>63</b>	7	<b>49</b>	6	<b>42</b>	8	<b>56</b>
	Facilidad de instalación	<b>10</b>	6	<b>60</b>	6	<b>60</b>	7	<b>70</b>	9	<b>90</b>
	Eficiencia	<b>8</b>	7	<b>56</b>	8	<b>64</b>	9	<b>72</b>	10	<b>80</b>
	Nivel de ruido	<b>8</b>	9	<b>72</b>	6	<b>48</b>	7	<b>56</b>	10	<b>80</b>
	Amortiguación en el arranque	<b>10</b>	8	<b>80</b>	6	<b>60</b>	6	<b>60</b>	8	<b>80</b>
	Disponibilidad en el mercado	<b>9</b>	9	<b>81</b>	9	<b>81</b>	8	<b>72</b>	9	<b>81</b>
<b>TOTAL</b>			<b>412</b>		<b>362</b>		<b>372</b>		<b>467</b>	

Fuente: Propia

La mejor opción será el ocupar un acople entre ejes LOVEJOY, que amortigua el arranque del motor hidráulico, no produce ruido, es de fácil instalación y está disponible en el mercado local.

# CAPÍTULO 4

## DISEÑO

Este capítulo pretende llegar a una memoria de cálculo clara, que satisfaga los requerimientos estructurales y energéticos del sistema electrohidráulico de posicionamiento de tubos.

El sistema presenta las siguientes etapas:

1. Abastecimiento
2. Inserción del tubo para roscado
3. Extracción del tubo después del roscado
4. Giro del tubo
5. Inserción del tubo ya girado para roscado
6. Extracción del tubo ya girado después del roscado
7. Expulsión del tubo terminado

Cada etapa antes descrita requiere del trabajo en conjunto de varios mecanismos que se describen a lo largo de este capítulo.

Previo al diseño es necesario tener presente algunos conceptos para futuras referencias.

### **SolidWorks**

El diseño de casi todos los elementos, a excepción de ejes, juntas y elementos normalizados, se realizó utilizando el software SolidWorks V.2010 en el módulo COSMOSWorks. El software utiliza el método de análisis por elementos finitos. Este método divide el modelo en muchas partes llamadas elementos efectivos, sustituyendo un problema complejo por muchos problemas sencillos que se deben resolver simultáneamente. Las variables se ven compartidas por medio de nodos, que son los puntos donde los elementos efectivos se unen entre sí.

Los valores en cualquier punto de un elemento son interpolados desde la respuesta obtenida en sus nodos. Cada nodo está completamente definido por

una serie de parámetros en función del elemento utilizado y el tipo de análisis a realizar. Para el análisis de esfuerzos, el valor o respuesta de un nodo se define, en general, por tres traslaciones y tres rotaciones, llamados grados de libertad. El software plantea ecuaciones que rigen el comportamiento de cada elemento efectivo, considerando la conectividad entre los mismos y basándose en las propiedades del material definido, restricciones y cargas. A continuación, las ecuaciones ya formuladas son organizadas en sistemas de ecuaciones algebraicas y sus incógnitas son resueltas. En el análisis de esfuerzo, por ejemplo, el software encuentra el desplazamiento de cada nodo, la deformación y finalmente el esfuerzo.

Para el diseño de los elementos del sistema de posicionamiento se realizó un estudio estático para obtener zonas críticas y esfuerzos máximos, para después realizar un estudio a fatiga de las piezas y finalmente calcular un factor de seguridad bajo criterios conocidos de diseño.

#### **SAP 2000 V14**

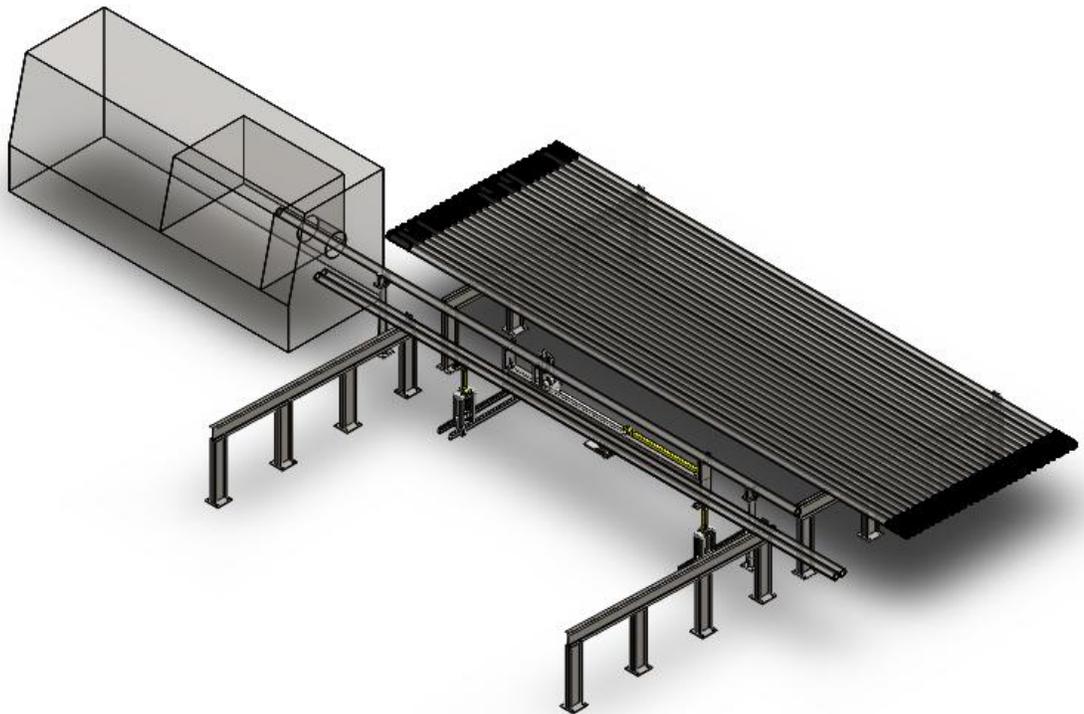
El análisis estático de algunos elementos del sistema de posicionamiento de tubos se realizó utilizando el programa SAP2000 V14. Este software, al igual que SOLIDWorks, utiliza el método de análisis por elementos finitos, permitiéndonos resolver problemas de estática y diseño estructural con gran rapidez. En este caso se lo ha utilizado para obtener diagramas de fuerza cortante y momento flector en estructuras hiperestáticas, ejes y pasadores.

#### **Factor de Seguridad**

SERTECPET, como empresa auspiciante y beneficiaria, ha solicitado que el factor de seguridad en las piezas sea elevado, debido a que el sistema operará en el oriente ecuatoriano donde la corrosión es un factor a considerar. Por otro lado, todos los elementos trabajarán en algún punto del proceso bajo cargas de impacto.

#### 4.1 PRE – INGENIERÍA <sup>4</sup>

El sistema de posicionamiento trabaja con tubos de variados diámetros y espesores, lo que crea variables de trabajo que se deben analizar cuidadosamente para el diseño y el correcto funcionamiento de todo el sistema. Las dos condiciones de trabajo críticas se darán con los tubos de 2 3/8 y 4 1/2 pulgadas de diámetro.



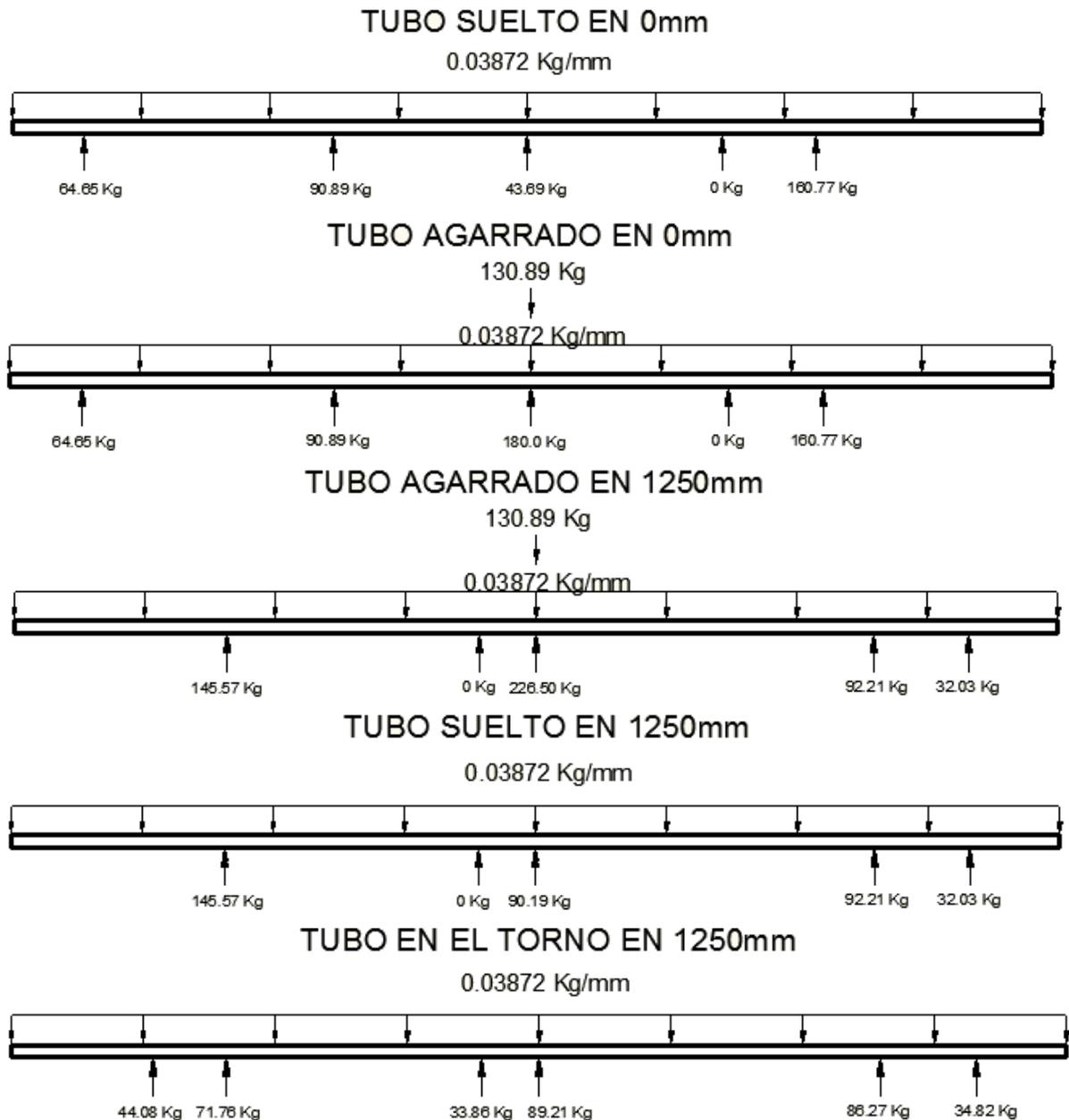
**Figura 4. 1 Sistema electrohidráulico de posicionamiento de tubos**

---

<sup>4</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia.

#### 4.1.1 REACCIONES VERTICALES EN LOS APOYOS

El tubo presentará 9 estados principales mientras se encuentre en la máquina, de los cuales se han obtenido las siguientes reacciones verticales utilizando el programa SAP2000 V14.



**Figura 4. 2 Reacciones verticales en los apoyos**

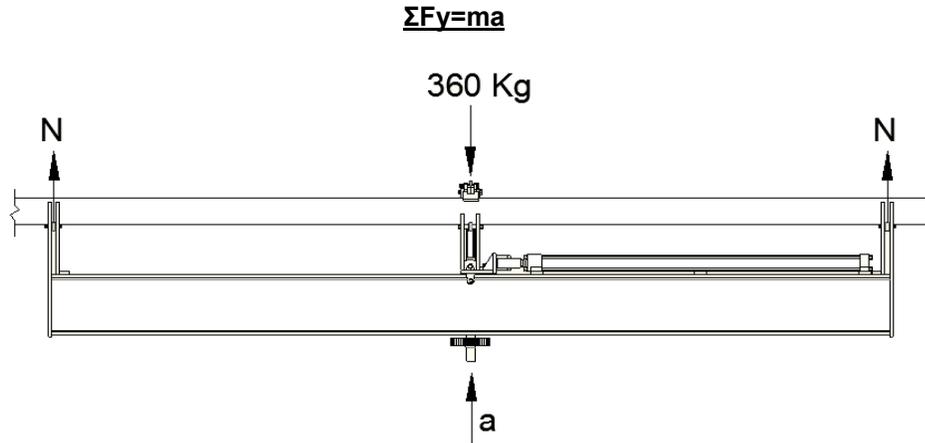
Para el último estado es necesario un análisis dinámico pues el tubo es levantado imprimiendo en él cierta aceleración.

**Aceleración:**

$$a := 133.33 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

El tubo ejercerá una normal sobre sus apoyos directamente proporcional a su masa y aceleración.

El tubo tiene una masa de 360 Kg, por lo tanto:



**Figura 4. 3 DCL Viga de levantamiento**

$$N := \frac{360 \cdot \frac{a}{1000} + 360 \cdot 9.8}{2 \cdot 9.8} = 182.449 \quad \text{Kg}$$

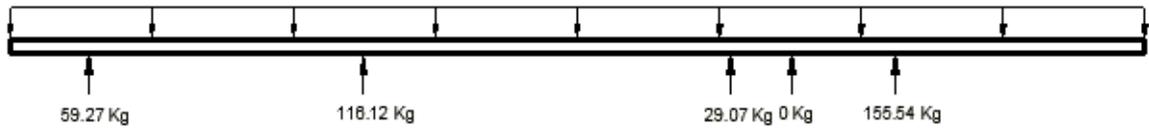
Por lo tanto las reacciones verticales producto del levantamiento del tubo serán:



**Figura 4. 4 Reacciones verticales durante el levantamiento**

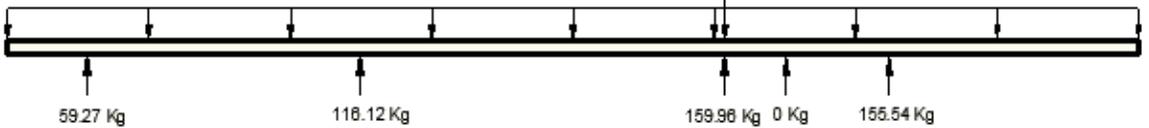
### TUBO GIRADO SUELTO EN 0mm

0.03872 Kg/mm



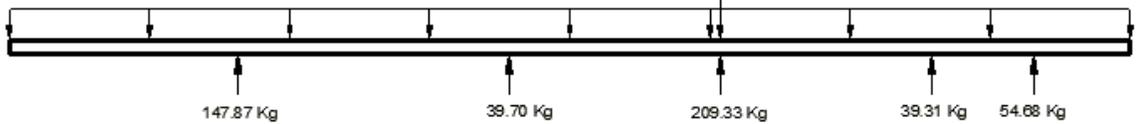
### TUBO GIRADO AGARRADO EN 0mm

0.03872 Kg/mm 130.89 Kg



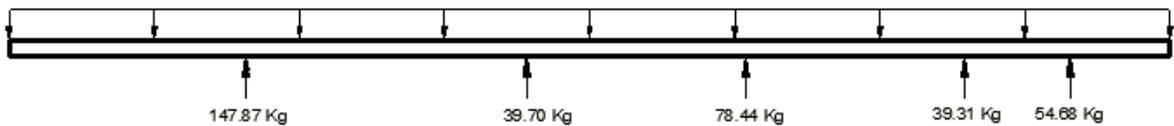
### TUBO GIRADO AGARRADO EN 1250mm

0.03872 Kg/mm 130.89 Kg



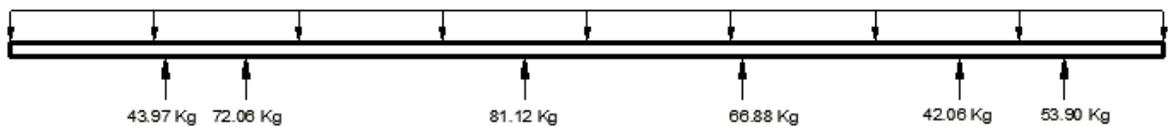
### TUBO GIRADO SUELTO EN 1250mm

0.03872 Kg/mm



### TUBO GIRADO EN EL TORNO EN 1250mm

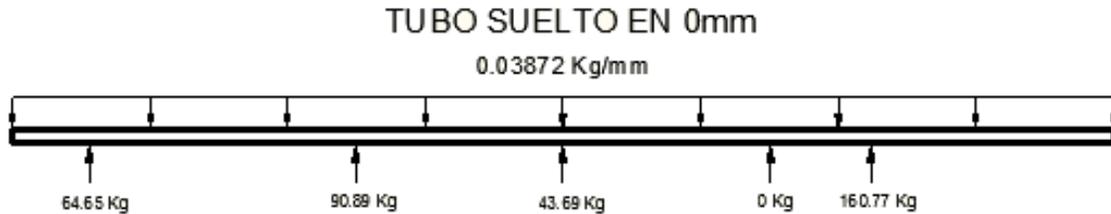
0.03872 Kg/mm



**Figura 4. 5 Reacciones verticales después del giro**

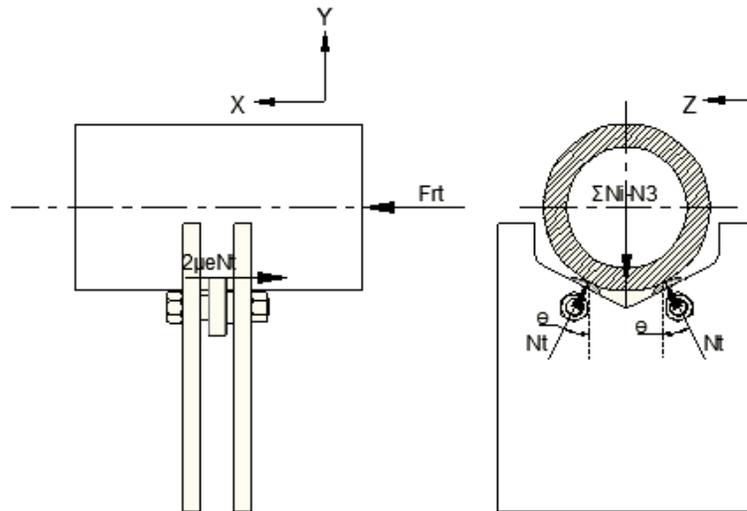
## 4.1.2 FUERZA DE AGARRE NECESARIA PARA PREVENIR EL DESLIZAMIENTO DEL TUBO

### 4.1.2.1 Fuerza de agarre necesaria para introducir el tubo más grande en el torno



**Figura 4. 6 Reacciones verticales en el tubo de 4.5” en su posición inicial**

Si consideramos un solo apoyo soportando el peso total obtendremos el mismo resultado



**Figura 4. 7 DCL Tubo de 4.5” introduciéndose**

$\mu_e := 0.74$  Coeficiente de fricción estático Acero-Acero

$$\theta := 27.5 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.48 \text{ rad}$$

$$N1 := 64.65 \text{ Kg} \quad N4 := 0 \text{ Kg}$$

$$N2 := 90.89 \text{ Kg} \quad N5 := 160.77 \text{ Kg}$$

$$N3 := 43.69 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N_t := \frac{N1 + N2 + N4 + N5}{2 \cdot \cos(\theta)} = 178.3 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_{rit} := 2 \cdot \mu_e \cdot N_t = 263.89 \text{ Kg}$$

## Fuerza de agarre necesaria para prevenir deslizamiento

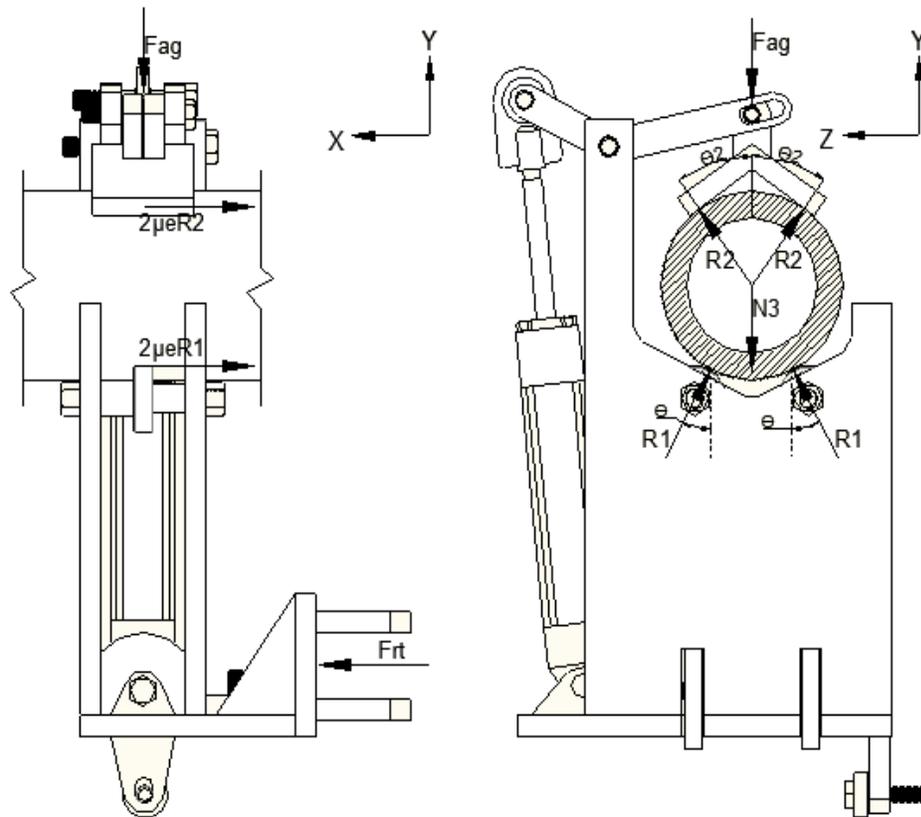


Figura 4. 8 DCL Tubo de 4.5" agarrado

$$\theta_2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.61 \quad \text{rad}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$2 \cdot R_2 \cdot \cos(\theta_2) = F_{ag} \quad \text{por lo tanto: } 2 \cdot R_2 = F_{ag} / \cos(\theta_2) \quad (1)$$

$$2 \cdot R_1 \cdot \cos(\theta) = F_{ag} + N_3 \quad \text{por lo tanto: } 2 \cdot R_1 = (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta) \quad (2)$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$(2 \cdot R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot \mu_e = F_{rt} \quad (3)$$

(1) y (2) en (3)

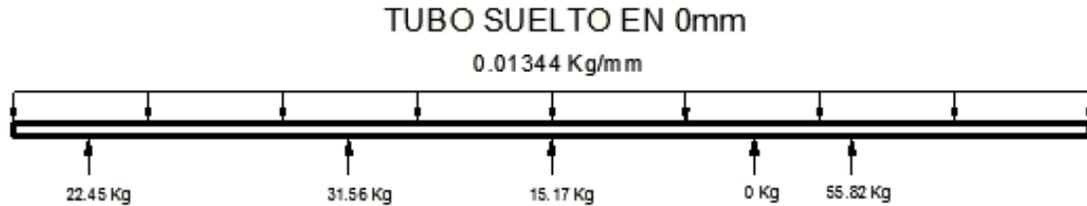
$$(F_{ag} / \cos(\theta_2) + (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta)) \cdot \mu_e = F_{rt}$$

Despejando  $F_{ag}$  tenemos:

$$F_{ag} := \frac{\cos(\theta) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \frac{F_{rt}}{\mu_e} - N_3 \cdot \cos(\theta_2)}{\cos(\theta) + \cos(\theta_2)} = 130.89 \quad \text{Kg}$$

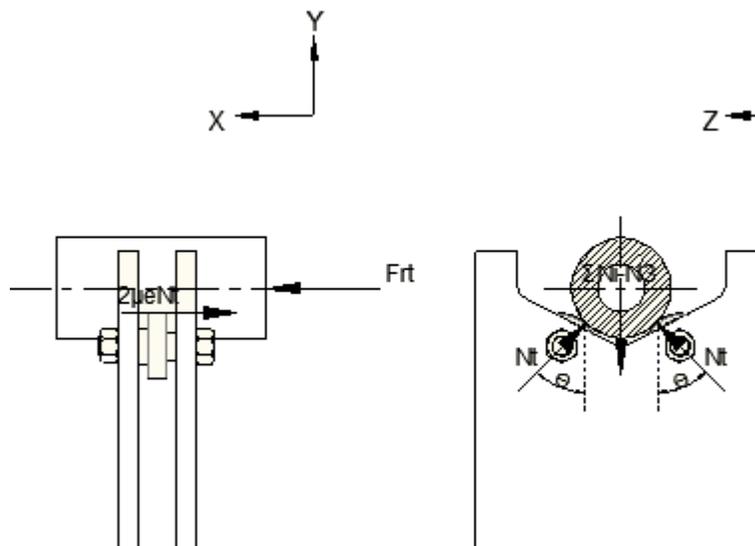
#### 4.1.2.2 Fuerza de agarre necesaria para introducir el tubo más pequeño en el torno

Debido a que al reducir el diámetro del tubo, incrementamos el ángulo  $\theta$ , incrementando la normal y a su vez la fuerza de fricción, es necesario comprobar si no se necesita una mayor fuerza para sujetar el tubo y prevenir el deslizamiento.



**Figura 4. 9 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición inicial**

Si consideramos un solo apoyo soportando el peso total obtendremos el mismo resultado.



**Figura 4. 10 DCL Tubo de 2 3/8" introduciéndose**

$\mu_e := 0.74$  Coeficiente de fricción estático Acero-Acero

$$\theta := 45 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.79 \text{ rad}$$

$$N1 := 22.45 \text{ Kg} \quad N4 := 0 \text{ Kg}$$

$$N2 := 31.56 \text{ Kg} \quad N5 := 55.82 \text{ Kg}$$

$$N3 := 15.17 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$N_t := \frac{N1 + N2 + N4 + N5}{2 \cdot \cos(\theta)} = 77.66 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$F_{fr} := 2 \cdot \mu_e \cdot N_t = 114.94 \text{ Kg}$$

## Fuerza de agarre necesaria para prevenir deslizamiento

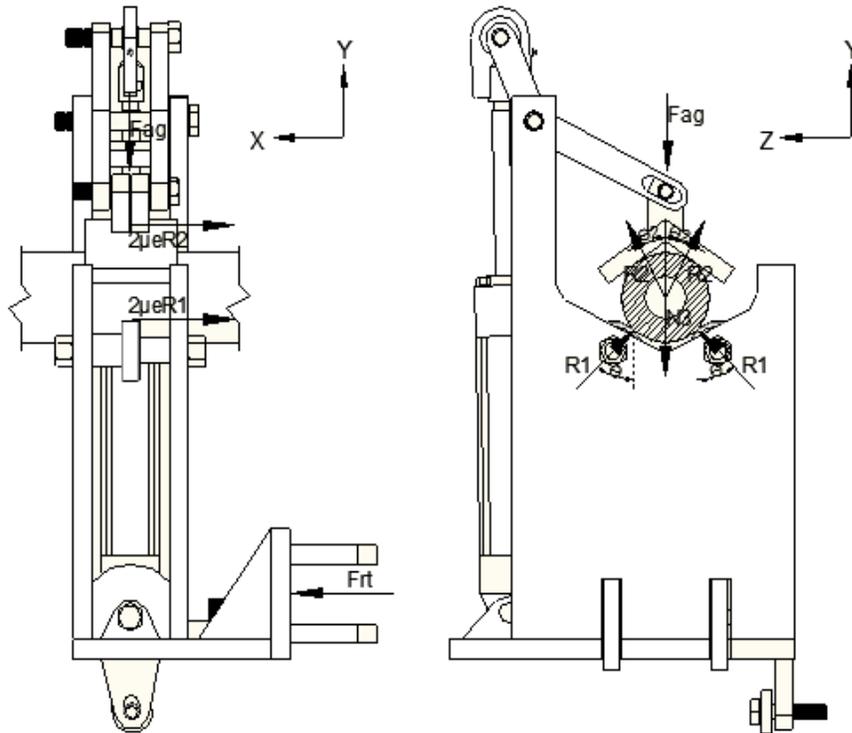


Figura 4. 11 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado

$$\theta_2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.61 \text{ rad}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$2 \cdot R_2 \cdot \cos(\theta_2) = F_{ag} \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_2 = F_{ag} / \cos(\theta_2) \text{ (1)}$$

$$2 \cdot R_1 \cdot \cos(\theta) = F_{ag} + N_3 \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_1 = (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta) \text{ (2)}$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$(2 \cdot R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot \mu_e = F_{rt} \text{ (3)}$$

(1) y (2) en (3)

$$(F_{ag} / \cos(\theta_2) + (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta)) \cdot \mu_e = F_{rt}$$

Despejando  $F_{ag}$  tenemos:

$$F_{ag} := \frac{\cos(\theta) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \frac{F_{rt}}{\mu_e} - N_3 \cdot \cos(\theta)}{\cos(\theta) + \cos(\theta_2)} = 50.8 \text{ Kg}$$

Podemos observar que la fuerza de agarre necesaria para prevenir el deslizamiento en el tubo más pequeño, es menor a la necesaria para prevenir el deslizamiento en el tubo más grande, aún cuando  $\theta$  es mayor.

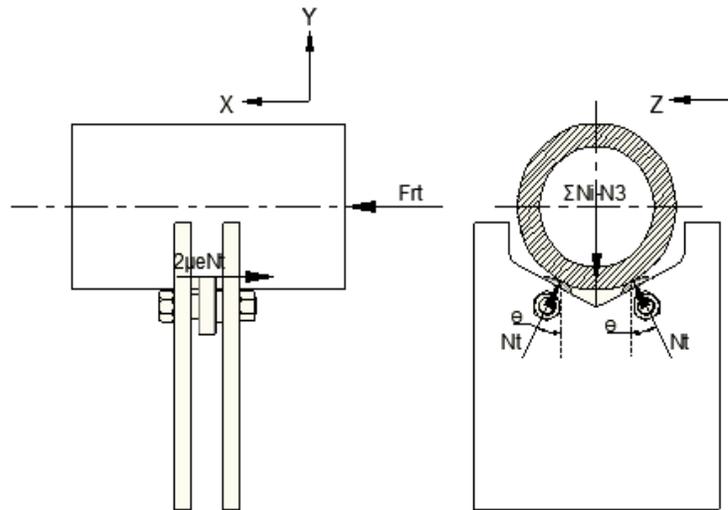
### 4.1.2.3 Fuerza necesaria para extraer el tubo más grande del torno

Es necesario analizar también la fuerza de agarre necesaria para prevenir el deslizamiento cuando el tubo más grande se extrae del torno.



**Figura 4. 12 Reacciones verticales en el tubo de 4.5” en su posición final**

Si consideramos un solo apoyo soportando el peso total obtendremos el mismo resultado.



**Figura 4. 13 DCL Tubo de 4.5” extrayéndose**

$\mu_e := 0.74$  Coeficiente de fricción estático Acero-Acero

$$\theta := 27.5 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.48 \quad \text{rad}$$

$$N1 := 145.57 \quad \text{Kg} \quad N4 := 92.21 \quad \text{Kg}$$

$$N2 := 0 \quad \text{Kg} \quad N5 := 32.03 \quad \text{Kg}$$

$$N3 := 90.19 \quad \text{Kg}$$

$$\underline{\Sigma Fy=0}$$

$$Nt := \frac{N1 + N2 + N4 + N5}{2 \cdot \cos(\theta)} = 152.09 \quad \text{Kg}$$

$$\underline{\Sigma Fx=0}$$

$$Frt := 2 \cdot \mu_e \cdot Nt = 225.09 \quad \text{Kg}$$

## Fuerza de agarre necesaria para prevenir deslizamiento

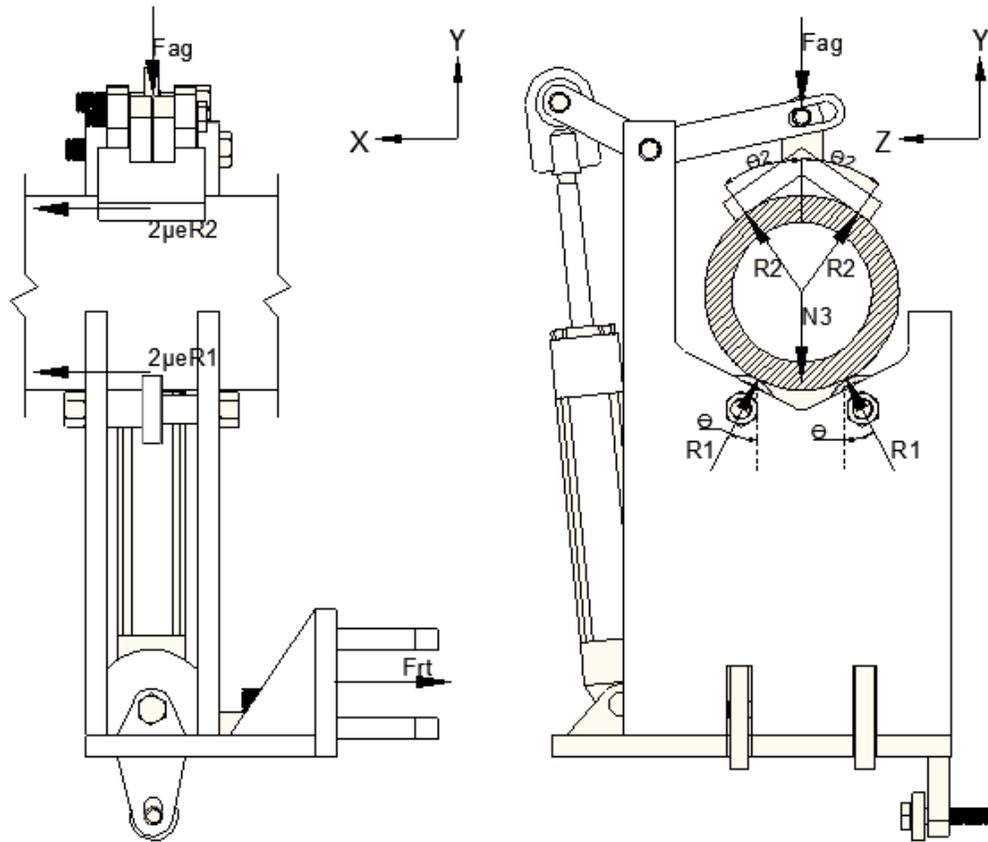


Figura 4. 14 DCL Tubo de 4.5" agarrado

$$\theta_2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.61 \text{ rad}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$2 \cdot R_2 \cdot \cos(\theta_2) = F_{ag} \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_2 = F_{ag} / \cos(\theta_2) \quad (1)$$

$$2 \cdot R_1 \cdot \cos(\theta) = F_{ag} + N_3 \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_1 = (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta) \quad (2)$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$(2 \cdot R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot \mu_e = F_{rt} \quad (3)$$

(1) y (2) en (3)

$$(F_{ag} / \cos(\theta_2) + (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta)) \cdot \mu_e = F_{rt}$$

Despejando  $F_{ag}$  tenemos:

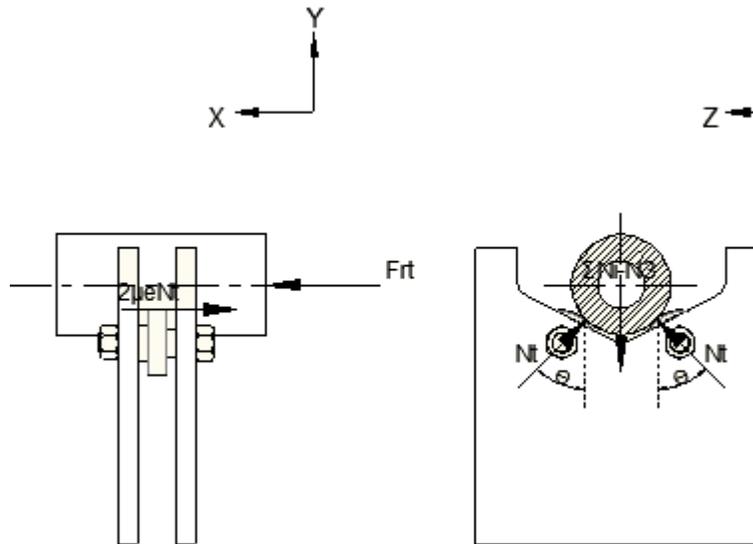
$$F_{ag} := \frac{\cos(\theta) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \frac{F_{rt}}{\mu_e} - N_3 \cdot \cos(\theta_2)}{\cos(\theta) + \cos(\theta_2)} = 86.24 \text{ Kg}$$

#### 4.1.2.4 Fuerza de agarre necesaria para extraer el tubo más pequeño del torno



**Figura 4. 15 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición final**

Si consideramos un solo apoyo soportando el peso total obtendremos el mismo resultado.



**Figura 4. 16 DCL Tubo de 2 3/8" extrayéndose**

$\mu_e := 0.74$  Coeficiente de fricción estático Acero-Acero

$$\theta := 45 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.79 \text{ rad}$$

$$N1 := 50.52 \text{ Kg} \quad N4 := 31.00 \text{ Kg}$$

$$N2 := 0 \text{ Kg} \quad N5 := 11.12 \text{ Kg}$$

$$N3 := 31.30 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$N_t := \frac{N1 + N2 + N4 + N5}{2 \cdot \cos(\theta)} = 65.51 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$F_{rt} := 2 \cdot \mu_e \cdot N_t = 96.95 \text{ Kg}$$

## Fuerza de agarre necesaria para prevenir deslizamiento

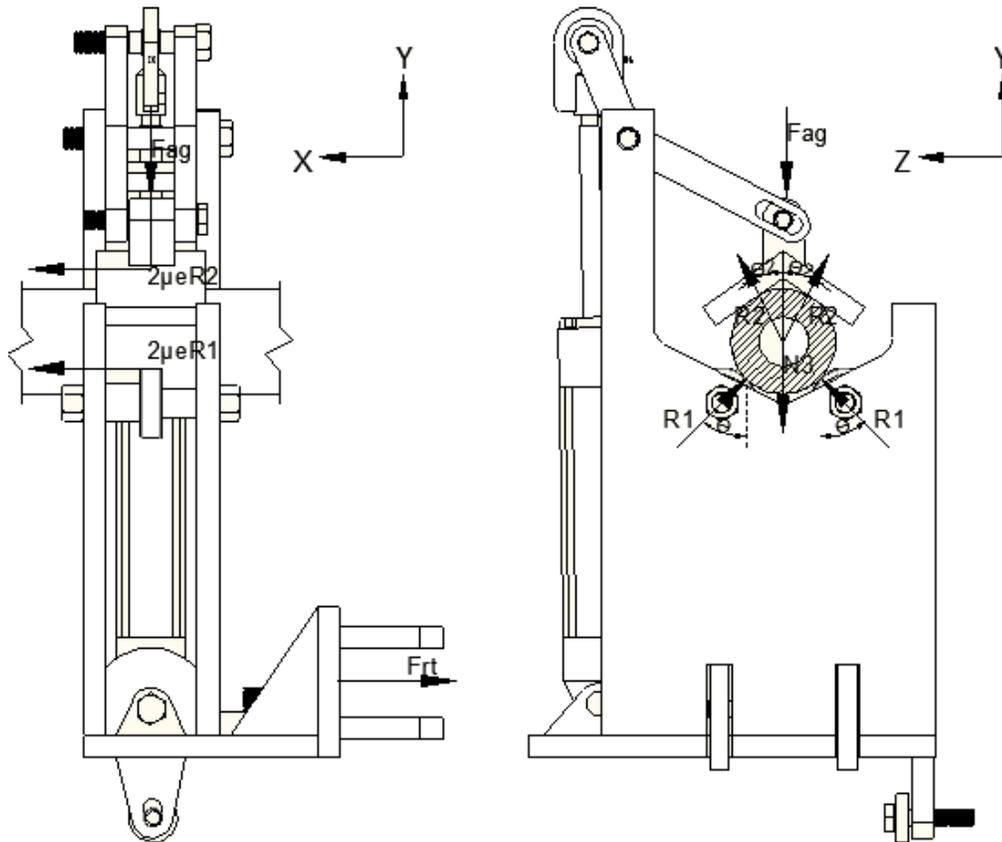


Figura 4. 17 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado

$$\theta_2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.61 \text{ rad}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$2 \cdot R_2 \cdot \cos(\theta_2) = F_{ag} \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_2 = F_{ag} / \cos(\theta_2) \quad (1)$$

$$2 \cdot R_1 \cdot \cos(\theta) = F_{ag} + N_3 \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_1 = (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta) \quad (2)$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$(2 \cdot R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot \mu_e = F_{rt} \quad (3)$$

(1) y (2) en (3)

$$(F_{ag} / \cos(\theta_2) + (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta)) \cdot \mu_e = F_{rt}$$

Despejando  $F_{ag}$  tenemos:

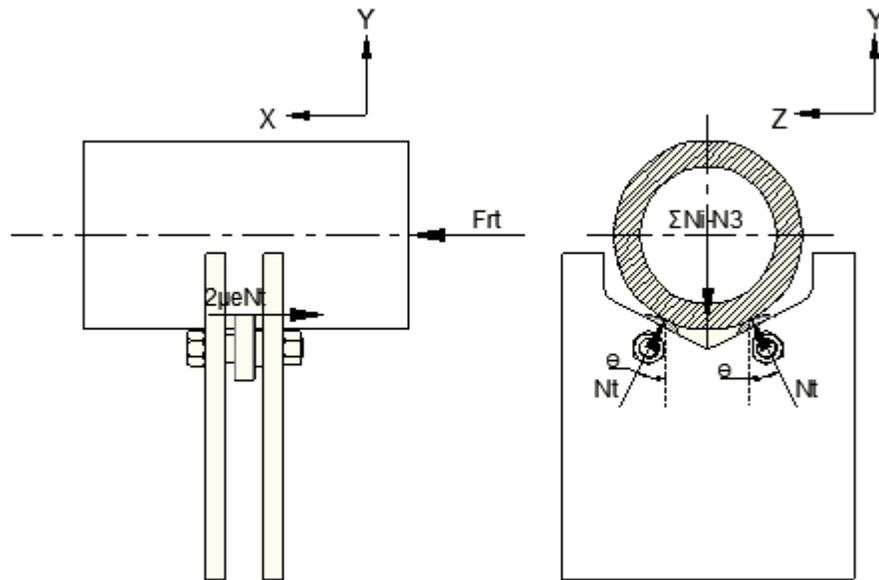
$$F_{ag} := \frac{\cos(\theta) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \frac{F_{rt}}{\mu_e} - N_3 \cdot \cos(\theta_2)}{\cos(\theta) + \cos(\theta_2)} = 32.92 \text{ Kg}$$

**4.1.2.5 Fuerza de agarre necesaria para introducir el tubo girado más grande en el torno**



**Figura 4. 18 Reacciones verticales en el tubo de 4.5” en su posición inicial después del giro**

Si consideramos un solo apoyo soportando el peso total obtendremos el mismo resultado.



**Figura 4. 19 DCL Tubo de 4.5” introduciéndose después del giro**

$\mu_e := 0.74$  Coeficiente de fricción estático Acero-Acero

$$\theta := 27.5 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.48 \quad \text{rad}$$

$$N1 := 59.27 \quad \text{Kg} \qquad N4 := 0 \quad \text{Kg}$$

$$N2 := 116.12 \quad \text{Kg} \qquad N5 := 155.54 \quad \text{Kg}$$

$$N3 := 29.07 \quad \text{Kg}$$

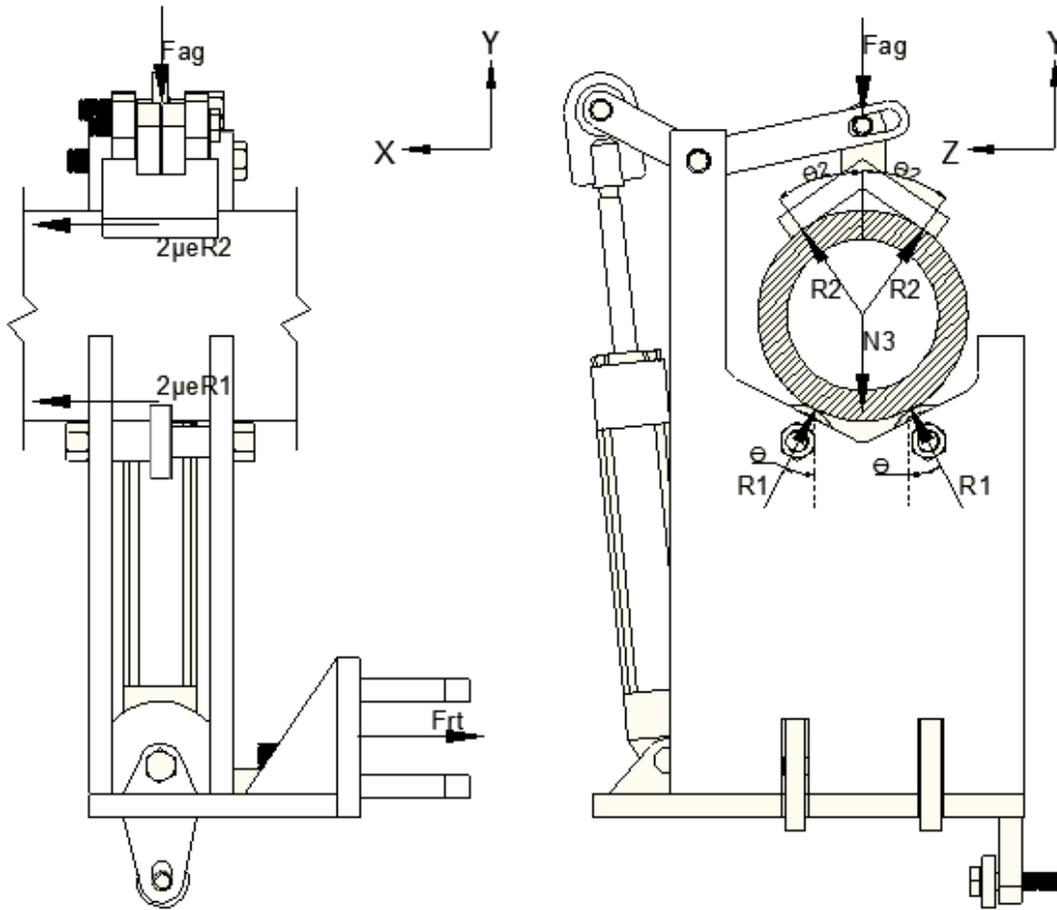
$$\underline{\Sigma Fy=0}$$

$$Nt := \frac{N1 + N2 + N4 + N5}{2 \cdot \cos(\theta)} = 186.54 \quad \text{Kg}$$

$$\underline{\Sigma Fx=0}$$

$$Frt := 2 \cdot \mu_e \cdot Nt = 276.08 \quad \text{Kg}$$

**Fuerza de agarre necesaria para prevenir deslizamiento.**



**Figura 4. 20 DCL Tubo de 4.5" agarrado**

$$\theta_2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.61 \text{ rad}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$2 \cdot R_2 \cdot \cos(\theta_2) = F_{ag} \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_2 = F_{ag} / \cos(\theta_2) \quad (1)$$

$$2 \cdot R_1 \cdot \cos(\theta) = F_{ag} + N_3 \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_1 = (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta) \quad (2)$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$(2 \cdot R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot \mu_e = F_{rt} \quad (3)$$

**(1) y (2) en (3)**

$$(F_{ag} / \cos(\theta_2) + (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta)) \cdot \mu_e = F_{rt}$$

Despejando  $F_{ag}$  tenemos:

$$F_{ag} := \frac{\cos(\theta) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \frac{F_{rt}}{\mu_e} - N_3 \cdot \cos(\theta_2)}{\cos(\theta) + \cos(\theta_2)} = 144.93 \text{ Kg}$$

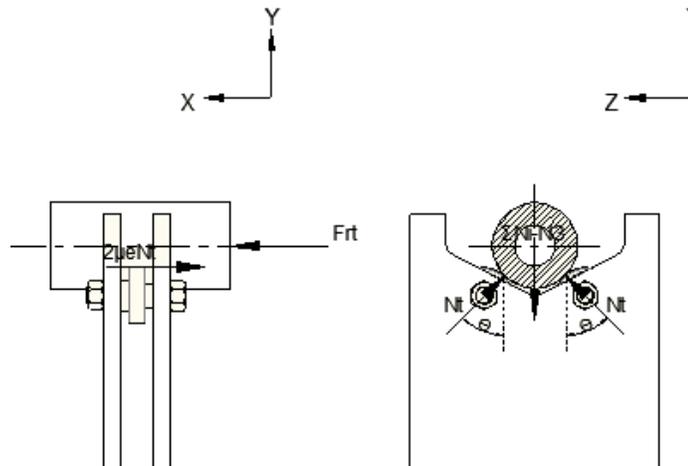
#### 4.1.2.6 Fuerza de agarre necesaria para introducir el tubo girado más pequeño en el torno

Debido a que al reducir el diámetro del tubo, incrementamos el ángulo  $\theta$ , incrementando la normal y a su vez la fuerza de fricción, es necesario comprobar si no se necesita una mayor fuerza para sujetar el tubo y prevenir el deslizamiento.



**Figura 4. 21 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición inicial después del giro**

Si consideramos un solo apoyo soportando el peso total obtendremos el mismo resultado



**Figura 4. 22 DCL Tubo de 2 3/8" introduciéndose después del giro**

$\mu_e := 0.74$  Coeficiente de fricción estático Acero-Acero

$$\theta := 45 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.79 \text{ rad}$$

$$N1 := 40.32 \text{ Kg} \quad N4 := 0 \text{ Kg}$$

$$N2 := 31.56 \text{ Kg} \quad N5 := 54.01 \text{ Kg}$$

$$N3 := 10.09 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$N_t := \frac{N1 + N2 + N4 + N5}{2 \cdot \cos(\theta)} = 89.02 \text{ Kg}$$

$$F_{rit} := 2 \cdot \mu_e \cdot N_t = 131.75 \text{ Kg}$$

## Fuerza de agarre necesaria para prevenir deslizamiento

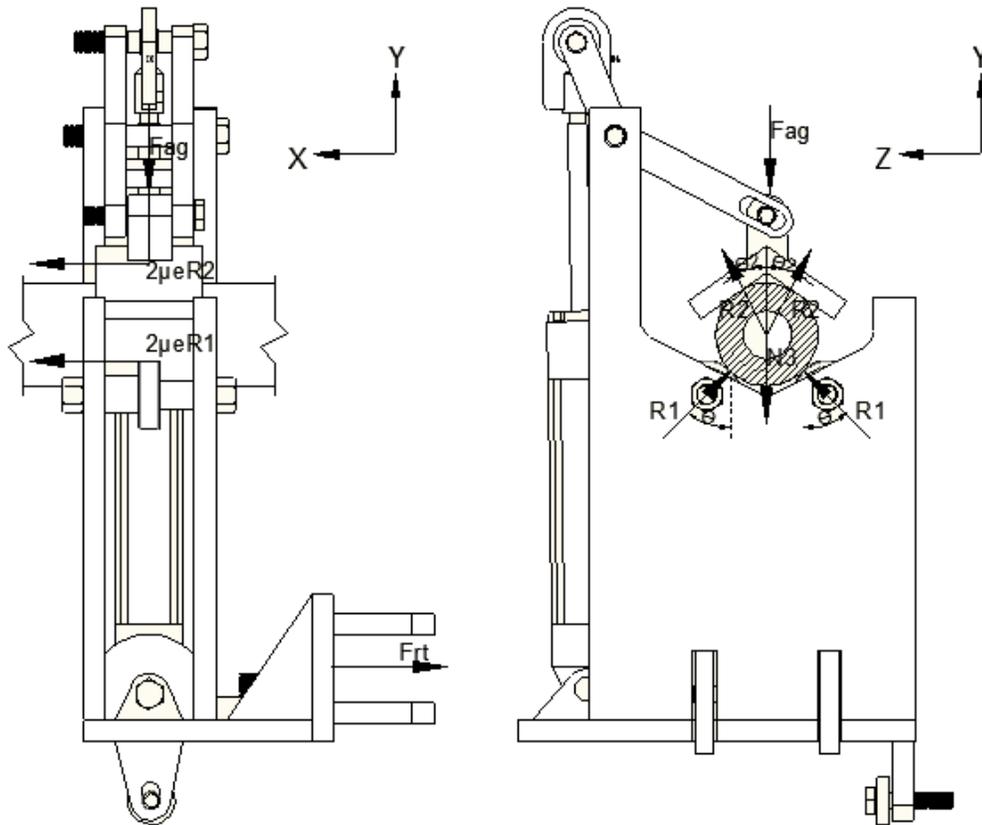


Figura 4. 23 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado

$$\theta_2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.61 \text{ rad}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$2 \cdot R_2 \cdot \cos(\theta_2) = F_{ag} \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_2 = F_{ag} / \cos(\theta_2) \quad (1)$$

$$2 \cdot R_1 \cdot \cos(\theta) = F_{ag} + N_3 \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_1 = (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta) \quad (2)$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$(2 \cdot R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot \mu_e = F_{ft} \quad (3)$$

(1) y (2) en (3)

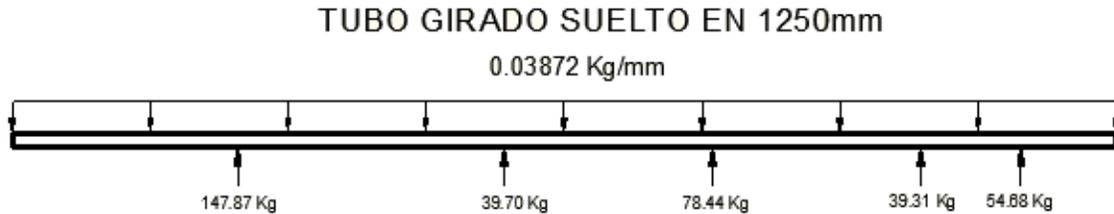
$$(F_{ag} / \cos(\theta_2) + (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta)) \cdot \mu_e = F_{ft}$$

Despejando  $F_{ag}$  tenemos:

$$F_{ag} := \frac{\cos(\theta) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \frac{F_{ft}}{\mu_e} - N_3 \cdot \cos(\theta_2)}{\cos(\theta) + \cos(\theta_2)} = 62.15 \text{ Kg}$$

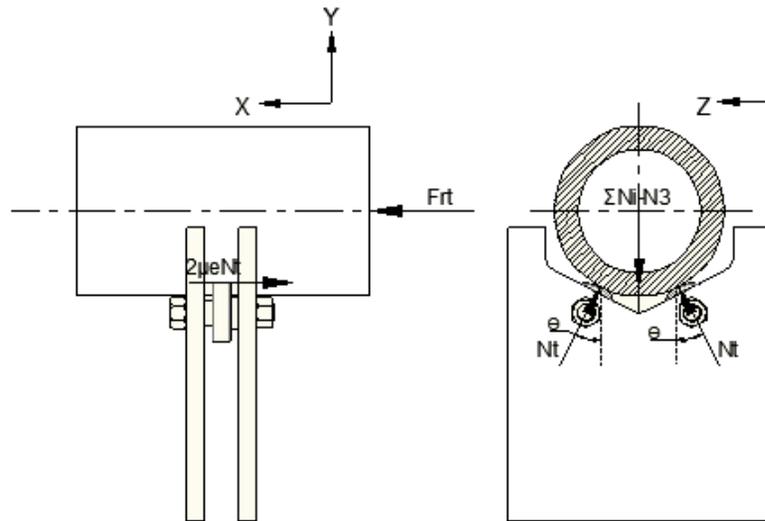
#### 4.1.2.7 Fuerza de agarre necesaria para extraer el tubo girado más grande del torno

Es necesario analizar también la fuerza de agarre necesaria para prevenir el deslizamiento cuando el tubo más grande se extrae del torno.



**Figura 4. 24 Reacciones verticales del tubo de 4.5” en su posición final después del giro**

Si consideramos un solo apoyo soportando el peso total obtendremos el mismo resultado



**Figura 4. 25 DCL Tubo de 4.5” extrayéndose después del giro**

$\mu_e := 0.74$  Coeficiente de fricción estático Acero-Acero

$$\theta := 27.5 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.48 \quad \text{rad}$$

$$N1 := 147.87 \quad \text{Kg} \qquad N4 := 39.31 \quad \text{Kg}$$

$$N2 := 39.70 \quad \text{Kg} \qquad N5 := 54.68 \quad \text{Kg}$$

$$N3 := 78.44 \quad \text{Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$N_t := \frac{N1 + N2 + N4 + N5}{2 \cdot \cos(\theta)} = 158.71 \quad \text{Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$F_{rit} := 2 \cdot \mu_e \cdot N_t = 234.89 \quad \text{Kg}$$

## Fuerza de agarre necesaria para prevenir deslizamiento

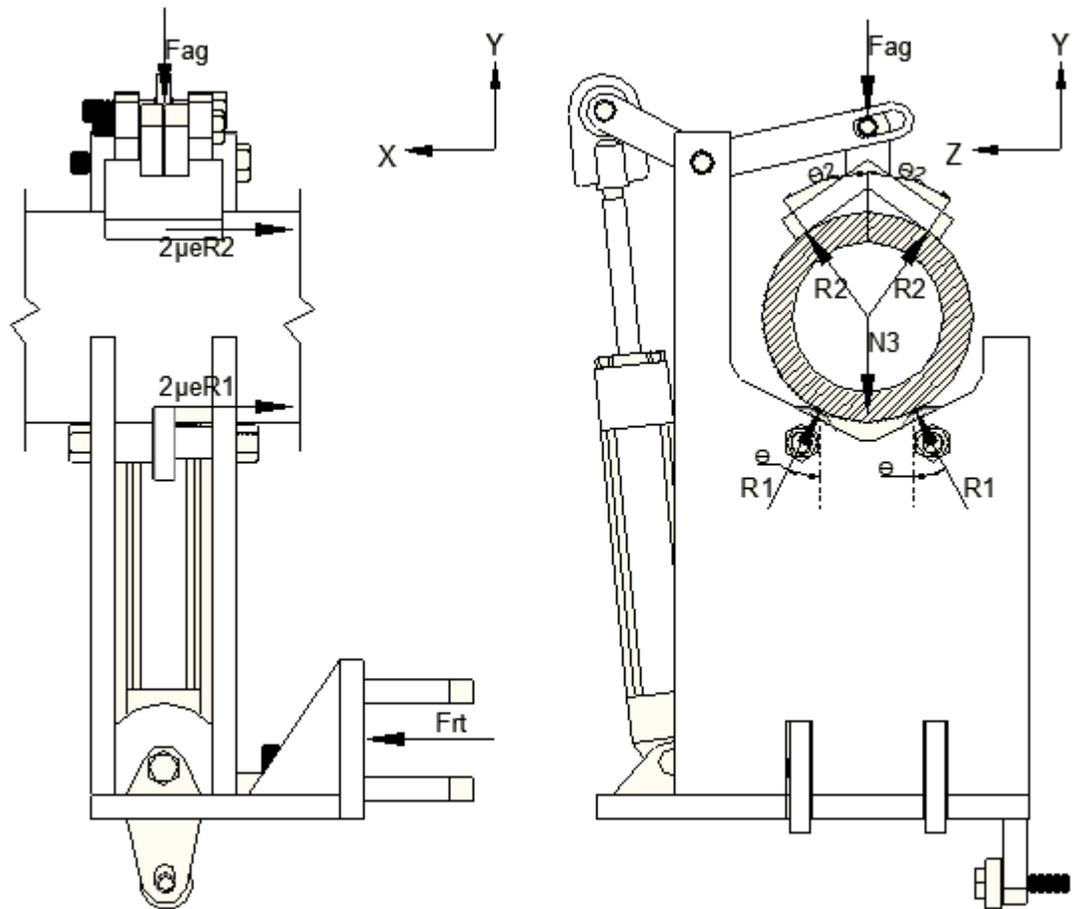


Figura 4. 26 DCL Tubo de 4.5" agarrado

$$\theta_2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.61 \text{ rad}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$2 \cdot R_2 \cdot \cos(\theta_2) = F_{ag} \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_2 = F_{ag} / \cos(\theta_2) \quad (1)$$

$$2 \cdot R_1 \cdot \cos(\theta) = F_{ag} + N_3 \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_1 = (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta) \quad (2)$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$(2 \cdot R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot \mu e = F_{rt} \quad (3)$$

(1) y (2) en (3)

$$(F_{ag} / \cos(\theta_2) + (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta)) \cdot \mu e = F_{rt}$$

Despejando  $F_{ag}$  tenemos:

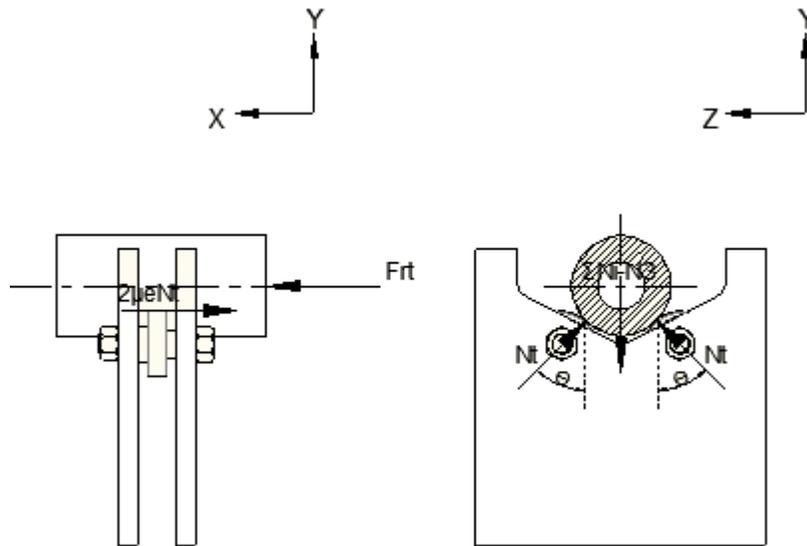
$$F_{ag} := \frac{\cos(\theta) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \frac{F_{rt}}{\mu e} - N_3 \cdot \cos(\theta_2)}{\cos(\theta) + \cos(\theta_2)} = 97.52 \text{ Kg}$$

#### 4.1.2.8 Fuerza de agarre necesaria para extraer el tubo girado más pequeño del torno



**Figura 4. 27 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición final después del giro**

Si consideramos un solo apoyo soportando el peso total obtendremos el mismo resultado



**Figura 4. 28 DCL Tubo de 2 3/8" extrayéndose después del giro**

$\mu_e := 0.74$  Coeficiente de fricción estático Acero-Acero

$$\theta := 45 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.79 \text{ rad}$$

$$N1 := 51.32 \text{ Kg} \quad N4 := 13.64 \text{ Kg}$$

$$N2 := 13.78 \text{ Kg} \quad N5 := 18.98 \text{ Kg}$$

$$N3 := 27.22 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$N_t := \frac{N1 + N2 + N4 + N5}{2 \cdot \cos(\theta)} = 69.1 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$F_{rt} := 2 \cdot \mu_e \cdot N_t = 102.27 \text{ Kg}$$

## Fuerza de agarre necesaria para prevenir deslizamiento

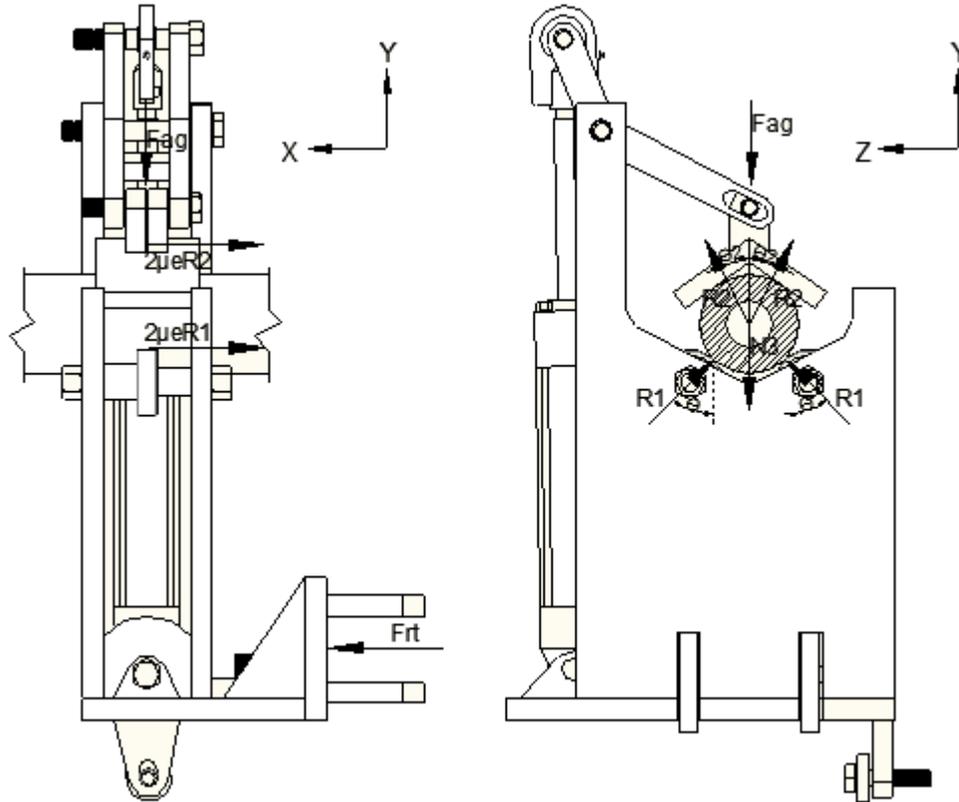


Figura 4. 29 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado

$$\theta_2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.61 \text{ rad}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$2 \cdot R_2 \cdot \cos(\theta_2) = F_{ag} \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_2 = F_{ag} / \cos(\theta_2) \quad (1)$$

$$2 \cdot R_1 \cdot \cos(\theta) = F_{ag} + N_3 \text{ por lo tanto: } 2 \cdot R_1 = (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta) \quad (2)$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$(2 \cdot R_1 + 2 \cdot R_2) \cdot \mu_e = F_{rit} \quad (3)$$

**(1) y (2) en (3)**

$$(F_{ag} / \cos(\theta_2) + (F_{ag} + N_3) / \cos(\theta)) \cdot \mu_e = F_{rit}$$

Despejando  $F_{ag}$  tenemos:

$$F_{ag} := \frac{\cos(\theta) \cdot \cos(\theta_2) \cdot \frac{F_{rit}}{\mu_e} - N_3 \cdot \cos(\theta_2)}{\cos(\theta) + \cos(\theta_2)} = 37.84 \text{ Kg}$$

Podemos concluir que la mayor fuerza de agarre que el mecanismo debe efectuar es igual a **144.93 kg**.

### 4.1.3 REACCIONES HORIZONTALES EN LOS APOYOS

#### APOYOS DEL TUBO

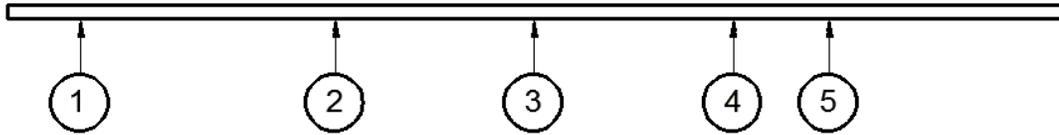


Figura 4. 30 Numeración de apoyos

Las fuerzas horizontales críticas en los apoyos se presentan cuando el tubo se está moviendo, como producto del torque aplicado para girar el tubo, y de la fuerza de rozamiento generada al insertarlo.

#### 4.1.3.1 El tubo más grande se inserta en el torno

Datos obtenidos con SAP 14:

#### TUBO SUELTO EN 0mm

0.03872 Kg/mm

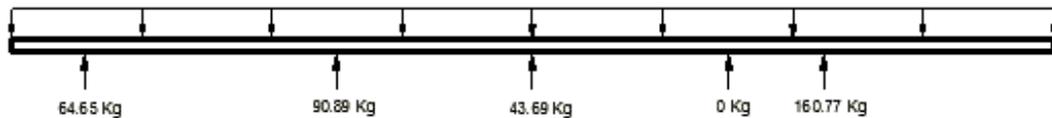


Figura 4. 31 Reacciones verticales en el tubo de 4.5" en su posición inicial

N1 := 64.65	Kg	N4 := 0	Kg
N2 := 90.89	Kg	N5 := 160.77	Kg
N3 := 43.69	Kg		

Cada apoyo, a excepción del N3, está formado por dos rodamientos obteniendo así las siguientes reacciones:

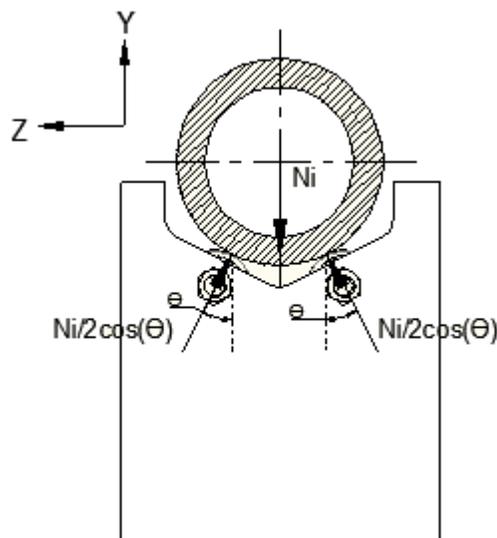


Figura 4. 32 DCL Tubo de 4.5" en apoyo

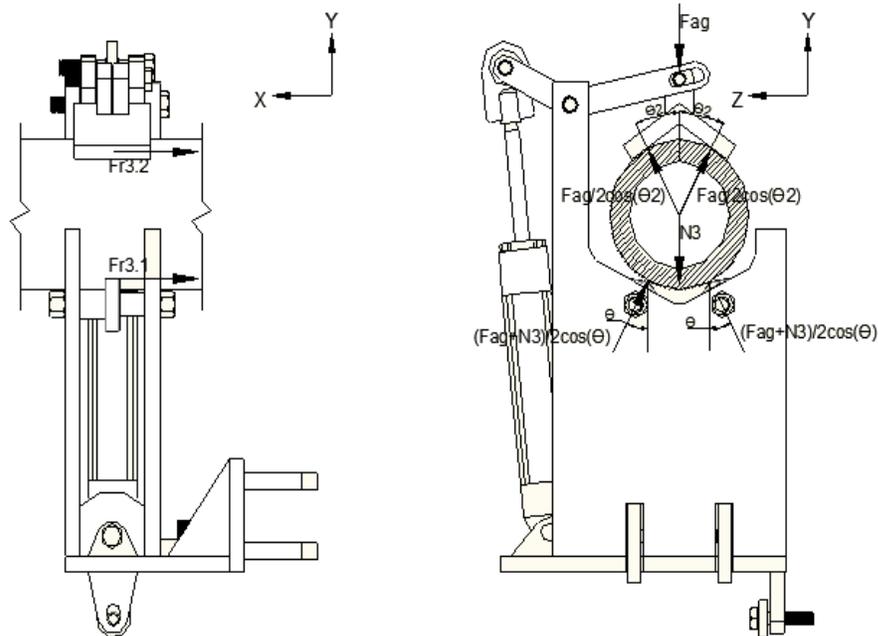
$$\theta := 27.5 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.48 \quad \text{rad}$$

$\mu_e := 0.74$  Coeficiente de fricción estática Acero-Acero

$$Fr1 := \frac{N1}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 26.968 \quad \text{Kg} \quad Fr4 := \frac{N4}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 0 \quad \text{Kg}$$

$$Fr2 := \frac{N2}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 37.913 \quad \text{Kg} \quad Fr5 := \frac{N5}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 67.062 \quad \text{Kg}$$

El apoyo N3 presenta otra configuración debido a que este es el encargado de agarrar, insertar y extraer el tubo del torno, por lo que tenemos las siguientes reacciones:



**Figura 4. 33 DCL Tubo de 4.5" agarrado**

Para el análisis de las fuerzas de rozamiento tomaremos como referencia la fuerza necesaria para prevenir el deslizamiento y no la aplicada, pues con ella obtendremos el equilibrio de fuerzas horizontales un dt antes de empezar el movimiento del tubo.

$$Fag := 130.88 \quad \text{Kg}$$

$$\theta2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.611 \quad \text{rad}$$

$$Fr31 := \frac{Fag + N3}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 72.819 \quad \text{Kg}$$

$$Fr32 := \frac{Fag}{2 \cdot \cos(\theta2)} \cdot \mu_e = 59.117 \quad \text{Kg}$$

Resumiendo, las reacciones horizontales en el tubo más grande serán:



**Figura 4. 34 Reacciones horizontales al insertar el tubo de 4.5''**

**4.1.3.2 El tubo más grande se extrae del torno**

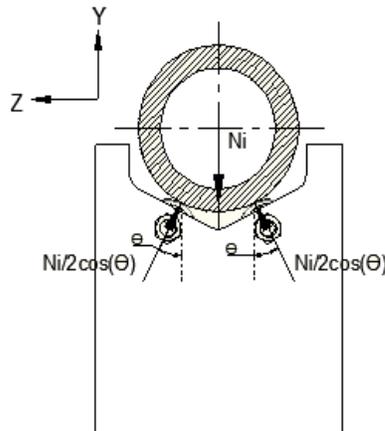
**Datos obtenidos con SAP 14:**



**Figura 4. 35 Reacciones verticales en el tubo de 4.5'' en su posición final**

N1 := 145.57 Kg                      N4 := 92.21 Kg  
 N2 := 0 Kg                            N5 := 32.03 Kg  
 N3 := 90.19 Kg

Cada apoyo, a excepción del N3, está formado por dos rodamientos obteniendo así las siguientes reacciones:



**Figura 4. 36 DCL Tubo 4.5'' en apoyo**

$$\theta := 27.5 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.48 \text{ rad}$$

$\mu_e := 0.74$     Coeficiente de fricción estática Acero-Acero

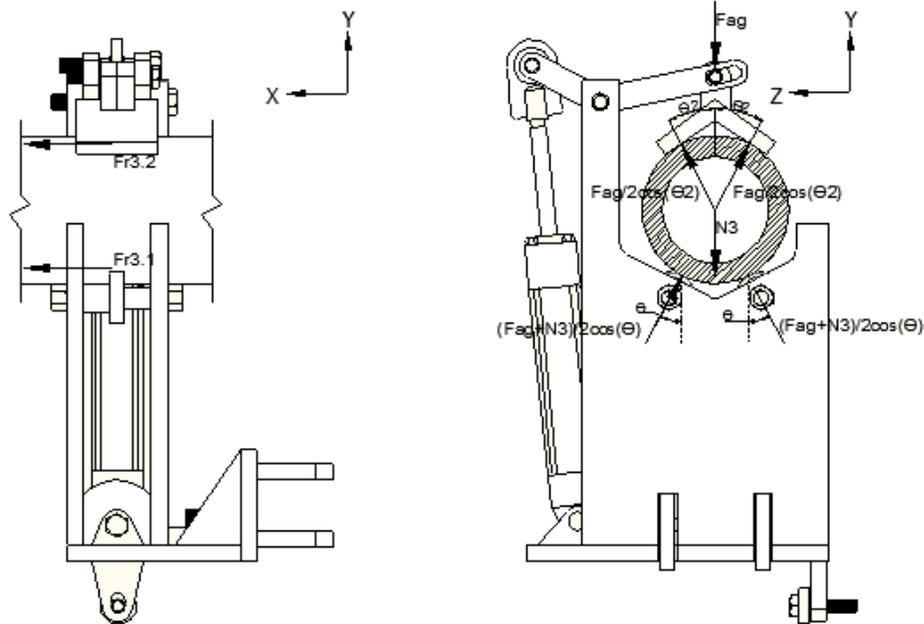
$$Fr1 := \frac{N1}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 60.722 \text{ Kg}$$

$$Fr4 := \frac{N4}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 38.464 \text{ Kg}$$

$$Fr2 := \frac{N2}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu e = 0 \text{ Kg}$$

$$Fr5 := \frac{N5}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu e = 13.361 \text{ Kg}$$

El apoyo N3 presenta otra configuración debido a que este es el encargado de agarrar, insertar y extraer el tubo del torno, por lo que tenemos las siguientes reacciones:



**Figura 4. 37 DCL Tubo de 4.5” agarrado**

Aunque la fuerza de agarre será la misma para extraer el tubo, las reacciones producto de la fricción serán equivalentes a la fuerza de agarre necesaria para prevenir el desliz.

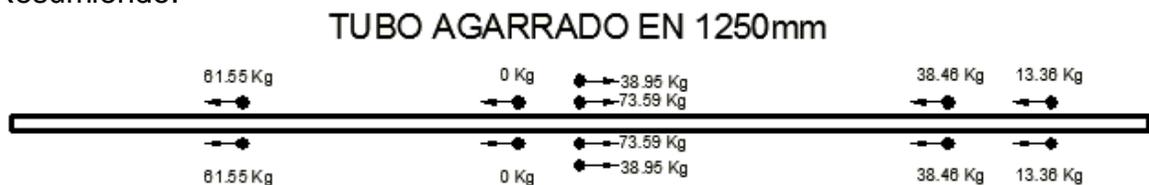
$$Fag := 86.23 \text{ Kg}$$

$$\theta2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.611 \text{ rad}$$

$$Fr31 := \frac{Fag + N3}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu e = 73.59 \text{ Kg}$$

$$Fr32 := \frac{Fag}{2 \cdot \cos(\theta2)} \cdot \mu e = 38.949 \text{ Kg}$$

Resumiendo:



**Figura 4. 38 Reacciones horizontales al extraer el tubo de 4.5”**

### 4.1.3.3 El tubo más pequeño se inserta en el torno

Datos obtenidos con SAP 14:

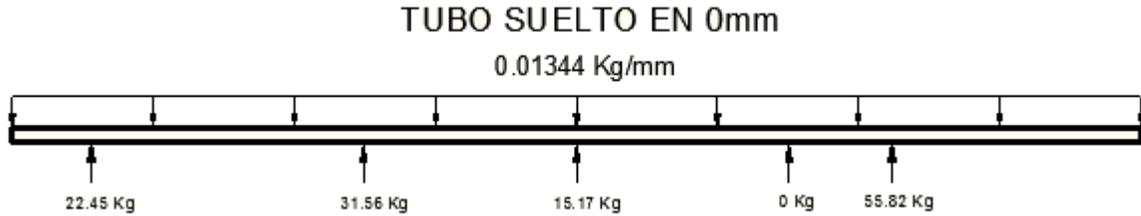


Figura 4. 39 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición inicial

N1 := 22.45	Kg	N4 := 0	Kg
N2 := 31.56	Kg	N5 := 55.82	Kg
N3 := 15.17	Kg		

Cada apoyo, a excepción del N3, está formado por dos rodamientos obteniendo así las siguientes reacciones:

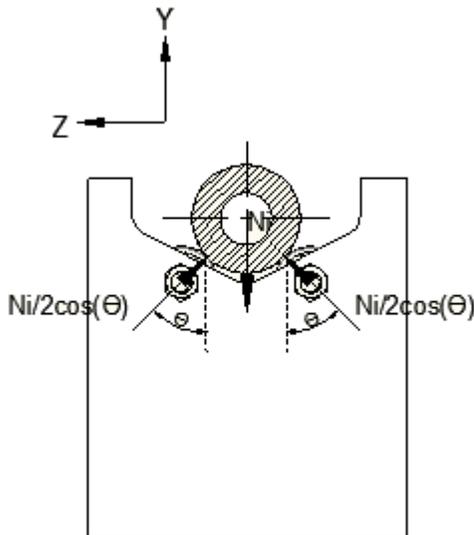


Figura 4. 40 DCL Tubo de 2 3/8" en apoyo

$$\theta := 45 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.785 \text{ rad}$$

$$\mu_e := 0.74 \text{ Coeficiente de fricción estática Acero-Acero}$$

$$Fr1 := \frac{N1}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 11.747 \text{ Kg}$$

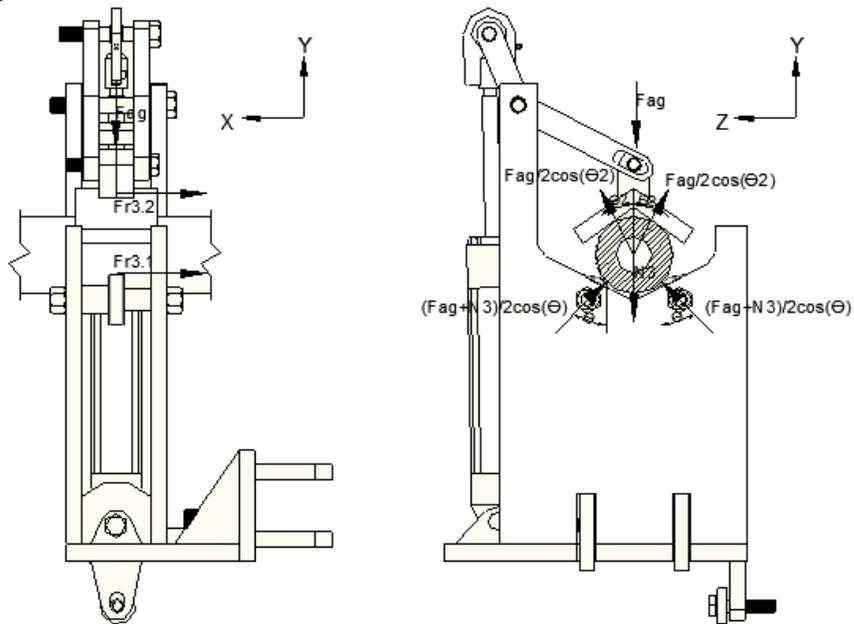
$$Fr4 := \frac{N4}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 0 \text{ Kg}$$

$$Fr2 := \frac{N2}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 16.514 \text{ Kg}$$

$$Fr5 := \frac{N5}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 29.208 \text{ Kg}$$

El apoyo N3 presenta otra configuración debido a que este es el encargado de agarrar, insertar y extraer el tubo del torno, por lo que tenemos las siguientes

reacciones:



**Figura 4. 41 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado**

Para el análisis de las fuerzas de rozamiento tomaremos como referencia la fuerza necesaria para prevenir el deslizamiento y no la aplicada, pues con ella obtendremos el equilibrio de fuerzas horizontales un dt antes de empezar el movimiento del tubo.

$$Fag := 50.80 \text{ Kg}$$

$$\theta2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.611 \text{ rad}$$

$$Fr31 := \frac{Fag + N3}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu e = 34.519 \text{ Kg}$$

$$Fr32 := \frac{Fag}{2 \cdot \cos(\theta2)} \cdot \mu e = 22.946 \text{ Kg}$$

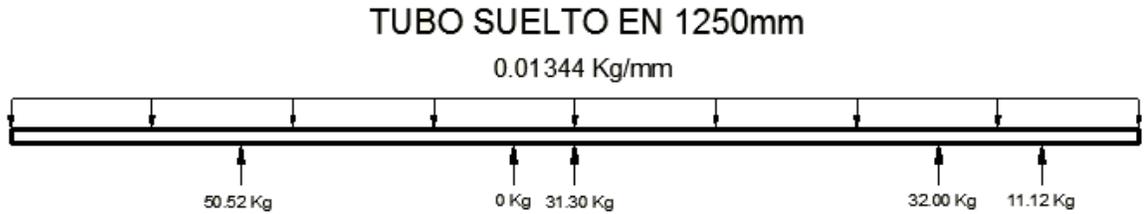
Resumiendo, las reacciones horizontales en el tubo más pequeño serán:



**Figura 4. 42 Reacciones horizontales al insertar el tubo de 2 3/8"**

#### 4.1.3.4 El tubo más pequeño se extrae del torno

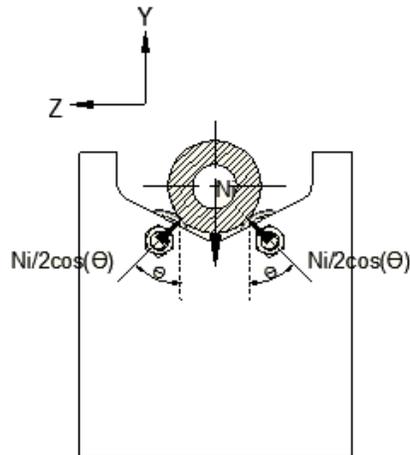
Datos obtenidos con SAP 14:



**Figura 4. 43 reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición final**

N1 := 50.52	Kg	N4 := 32.00	Kg
N2 := 0	Kg	N5 := 11.12	Kg
N3 := 31.3	Kg		

Cada apoyo, a excepción del N3, está formado por dos rodamientos obteniendo así las siguientes reacciones:



**Figura 4. 44 DCL Tubo de 2 3/8" en apoyo**

$$\theta := 45 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.785 \text{ rad}$$

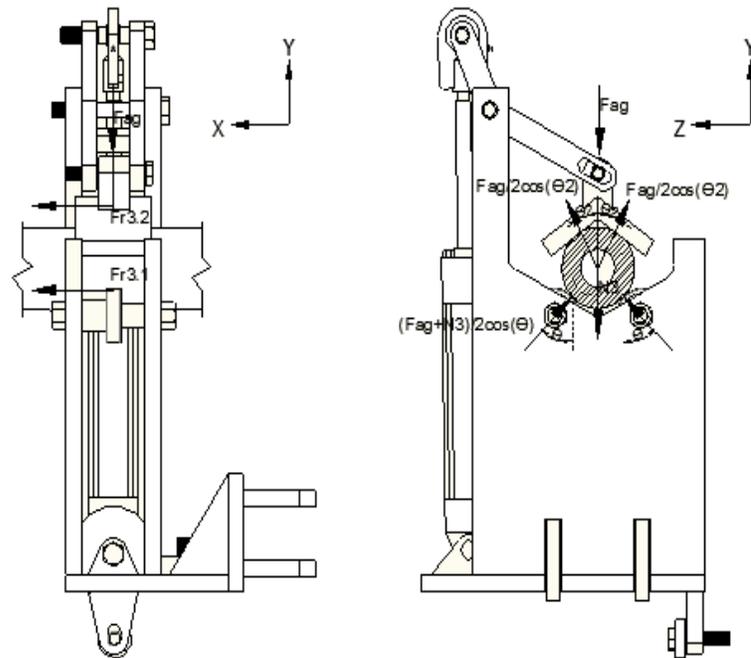
$$\mu_e := 0.74 \quad \text{Coeficiente de fricción estática Acero-Acero}$$

$$Fr1 := \frac{N1}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 26.435 \text{ Kg} \quad Fr4 := \frac{N4}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 16.744 \text{ Kg}$$

$$Fr2 := \frac{N2}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 0 \text{ Kg} \quad Fr5 := \frac{N5}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 5.819 \text{ Kg}$$

El apoyo N3 presenta otra configuración debido a que este es el encargado de agarrar, insertar y extraer el tubo del torno, por lo que tenemos las siguientes

reacciones:



**Figura 4. 45 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado**

Para el análisis de las fuerzas de rozamiento tomaremos como referencia la fuerza necesaria para prevenir el deslizamiento y no la aplicada, pues con ella obtendremos el equilibrio de fuerzas horizontales un dt antes de empezar el movimiento del tubo.

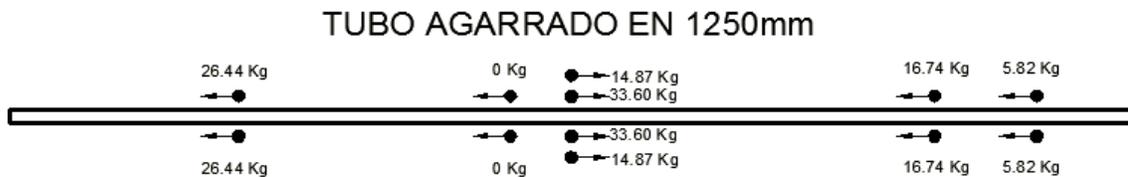
$$F_{ag} := 32.92 \text{ Kg}$$

$$\theta_2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.611 \text{ rad}$$

$$Fr_{31} := \frac{F_{ag} + N_3}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 33.604 \text{ Kg}$$

$$Fr_{32} := \frac{F_{ag}}{2 \cdot \cos(\theta_2)} \cdot \mu_e = 14.87 \text{ Kg}$$

Resumiendo, las reacciones horizontales en el tubo más pequeño serán:



**Figura 4. 46 Reacciones horizontales al extraer el tubo de 2 3/8"**

#### 4.1.3.5 El tubo se levanta y gira

Del diseño del sistema hidráulico se obtienen los siguientes datos:

$$\alpha a := 0.111 \quad \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad \text{Aceleración angular}$$

$$I_{\text{tub}} := 25803389.77 \quad \text{kg} \cdot \text{cm}^2 \quad \text{Inercia del tubo}$$

Las fuerzas horizontales sobre los apoyos durante el giro del tubo serán proporcionales a la aceleración angular y la inercia del mismo, por lo que:

$$\Sigma T = I \cdot \alpha$$

$$T_a := (I_{\text{tub}}) \cdot \alpha a \cdot \frac{1}{100^2} = 286.418 \quad \text{N.m}$$

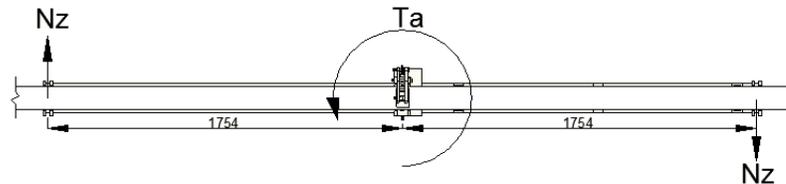


Figura 4. 47 DCL Tubo de 4.5" girando

$$N_z := \frac{\frac{T_a}{9.8}}{2 \cdot \frac{1754}{1000}} = 8.331 \quad \text{Kg}$$

Las reacciones en los apoyos al girar el tubo más pequeño serán menores a los obtenidos, debido a que su inercia rotacional es menor, por lo que no es necesario su análisis.

#### 4.1.3.6 El tubo girado más grande se inserta en el torno

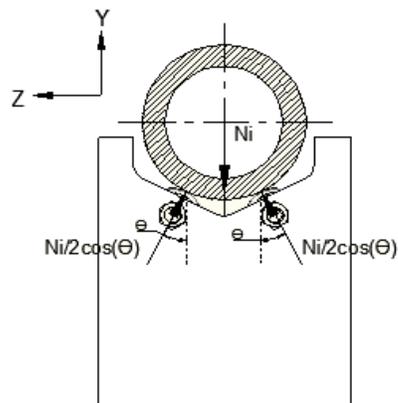
Datos obtenidos con SAP 14:



Figura 4. 48 Reacciones verticales en el tubo de 4.5" en su posición inicial después del giro

N1 := 59.27	Kg	N4 := 0	Kg
N2 := 116.12	Kg	N5 := 155.54	Kg
N3 := 29.07	Kg		

Cada apoyo, a excepción del N3, está formado por dos rodamientos obteniendo así las siguientes reacciones:



**Figura 4. 49 DCL Tubo de 4.5" en apoyo**

$$\theta := 27.5 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.48 \text{ rad}$$

$\mu_e := 0.74$  Coeficiente de fricción estática Acero-Acero

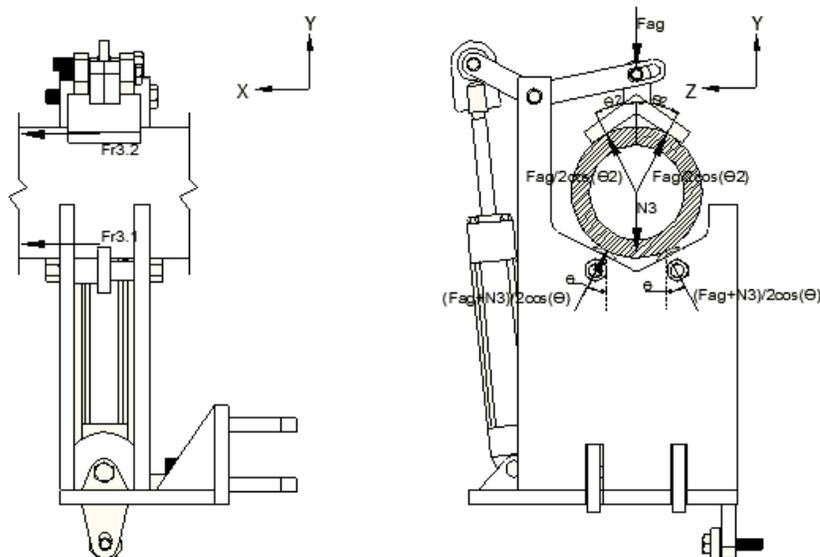
$$Fr1 := \frac{N1}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 24.723 \text{ Kg}$$

$$Fr4 := \frac{N4}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 0 \text{ Kg}$$

$$Fr2 := \frac{N2}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 48.437 \text{ Kg}$$

$$Fr5 := \frac{N5}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 64.881 \text{ Kg}$$

El apoyo N3 presenta otra configuración debido a que este es el encargado de agarrar, insertar y extraer el tubo del torno, por lo que tenemos las siguientes reacciones:



**Figura 4. 50 DCL Tubo de 4.5" agarrado**

Para el análisis de las fuerzas de rozamiento tomaremos como referencia la fuerza

necesaria para prevenir el deslizamiento y no la aplicada, pues con ella obtendremos el equilibrio de fuerzas horizontales un dt antes de empezar el movimiento del tubo.

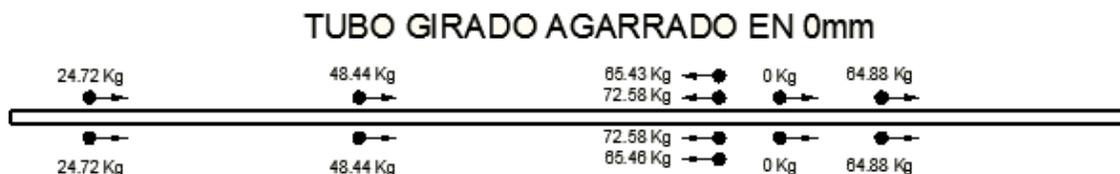
$$F_{ag} := 144.93 \text{ Kg}$$

$$\theta_2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.611 \text{ rad}$$

$$Fr_{31} := \frac{F_{ag} + N_3}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 72.581 \text{ Kg}$$

$$Fr_{32} := \frac{F_{ag}}{2 \cdot \cos(\theta_2)} \cdot \mu_e = 65.463 \text{ Kg}$$

Resumiendo, las reacciones horizontales en el tubo más grande serán:



**Figura 4. 51 Reacciones horizontales al insertar en el tubo de 4.5” después del giro**

#### 4.1.3.7 El tubo girado más grande se extrae del torno

Datos obtenidos con SAP 14:



**Figura 4. 52 Reacciones verticales en el tubo de 4.5” en su posición final después del giro**

$$N_1 := 147.87 \text{ Kg}$$

$$N_4 := 39.31 \text{ Kg}$$

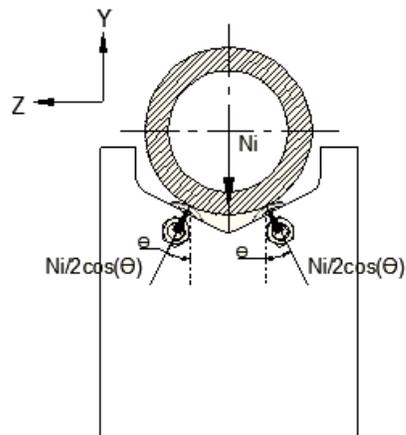
$$N_2 := 39.70 \text{ Kg}$$

$$N_5 := 54.68 \text{ Kg}$$

$$N_3 := 78.44 \text{ Kg}$$

Cada apoyo, a excepción del N3, está formado por dos rodamientos obteniendo

así las siguientes reacciones:



**Figura 4. 53 DCL Tubo de 4.5” en apoyo**

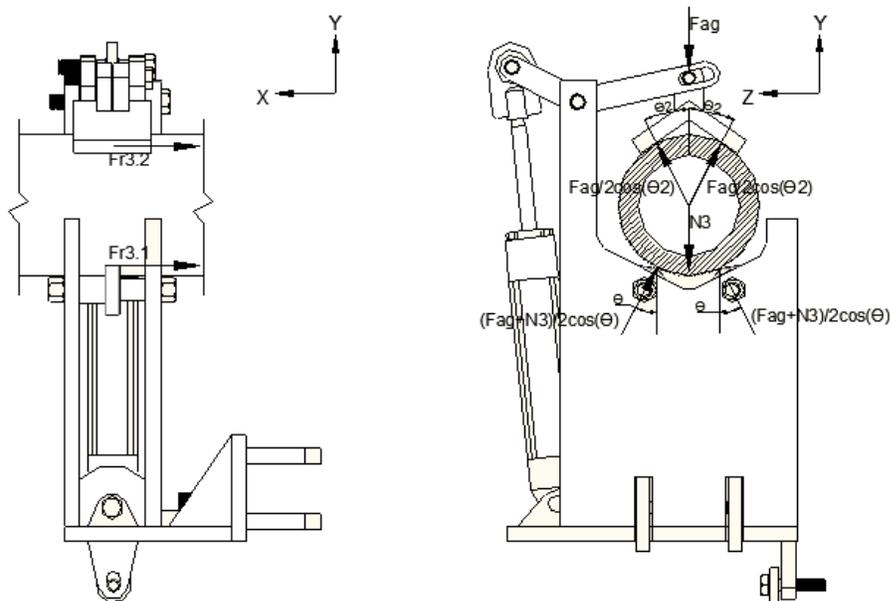
$$\theta := 27.5 \frac{\pi}{180} = 0.48 \text{ rad}$$

$$\mu_e := 0.74 \text{ Coeficiente de fricción estática Acero-Acero}$$

$$Fr1 := \frac{N1}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 61.681 \text{ Kg} \quad Fr4 := \frac{N4}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 16.397 \text{ Kg}$$

$$Fr2 := \frac{N2}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 16.56 \text{ Kg} \quad Fr5 := \frac{N5}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 22.809 \text{ Kg}$$

El apoyo N3 presenta otra configuración debido a que este es el encargado de agarrar, insertar y extraer el tubo del torno, por lo que tenemos las siguientes reacciones:



**Figura 4. 54 DCL Tubo de 4.5” agarrado**

Aunque la fuerza de agarre será la misma para extraer el tubo, las reacciones producto de la fricción serán equivalentes a la fuerza de agarre necesaria para prevenir el desliz.

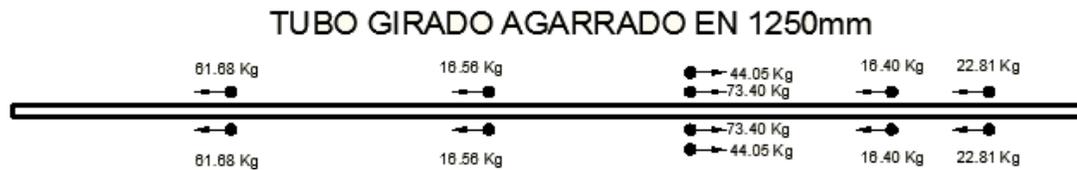
$$F_{ag} := 97.521 \quad \text{Kg}$$

$$\theta_2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.611 \quad \text{rad}$$

$$Fr_{31} := \frac{F_{ag} + N_3}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 73.399 \quad \text{Kg}$$

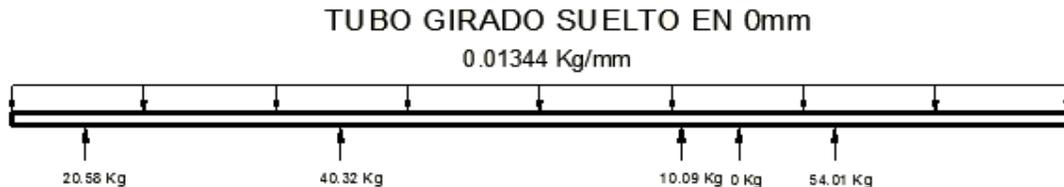
$$Fr_{32} := \frac{F_{ag}}{2 \cdot \cos(\theta_2)} \cdot \mu_e = 44.049 \quad \text{Kg}$$

Resumiendo:



**Figura 4. 55 Reacciones horizontales al extraer el tubo de 4.5" después del giro**

**4.1.3.8 El tubo girado más pequeño se inserta en el torno**  
**Datos obtenidos con SAP 14:**



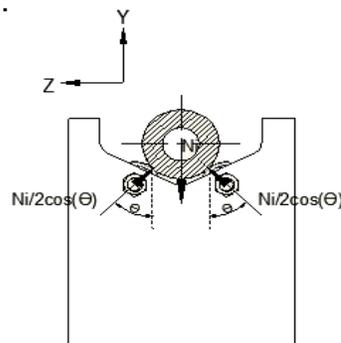
**Figura 4. 56 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición inicial después del giro**

$$N_1 := 20.58 \quad \text{Kg} \quad N_4 := 0 \quad \text{Kg}$$

$$N_2 := 40.32 \quad \text{Kg} \quad N_5 := 54.01 \quad \text{Kg}$$

$$N_3 := 10.09 \quad \text{Kg}$$

Cada apoyo, a excepción del N3, está formado por dos rodamientos obteniendo así las siguientes reacciones:



**Figura 4. 57 DCL tubo de 2 3/8" en apoyo**

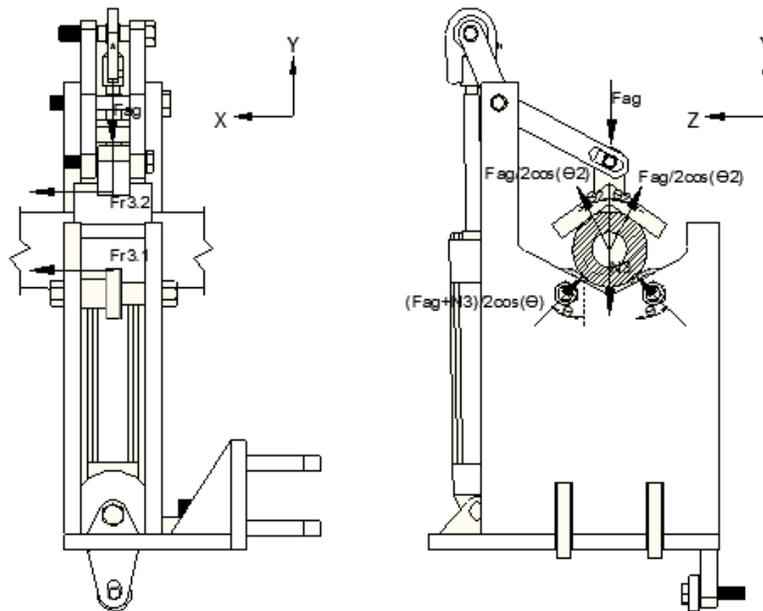
$$\theta := 45 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.785 \text{ rad}$$

$\mu_e := 0.74$  Coeficiente de fricción estática Acero-Acero

$$Fr1 := \frac{N1}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 10.769 \text{ Kg} \quad Fr4 := \frac{N4}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 0 \text{ Kg}$$

$$Fr2 := \frac{N2}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 21.098 \text{ Kg} \quad Fr5 := \frac{N5}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 28.261 \text{ Kg}$$

El apoyo N3 presenta otra configuración debido a que este es el encargado de agarrar, insertar y extraer el tubo del torno, por lo que tenemos las siguientes reacciones:



**Figura 4. 58 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado**

Para el análisis de las fuerzas de rozamiento tomaremos como referencia la fuerza necesaria para prevenir el deslizamiento y no la aplicada, pues con ella obtendremos el equilibrio de fuerzas horizontales un dt antes de empezar el movimiento del tubo.

$$Fag := 62.151 \text{ Kg}$$

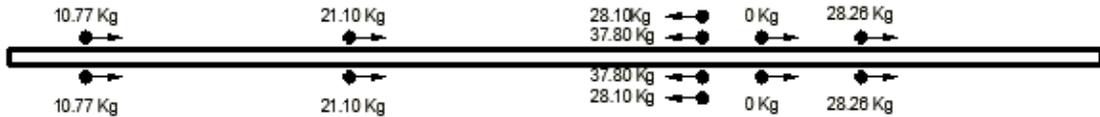
$$\theta2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.611 \text{ rad}$$

$$Fr31 := \frac{Fag + N3}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 37.801 \text{ Kg}$$

$$Fr32 := \frac{Fag}{2 \cdot \cos(\theta2)} \cdot \mu_e = 28.073 \text{ Kg}$$

Resumiendo, las reacciones horizontales en el tubo más pequeño serán:

**TUBO GIRADO AGARRADO EN 0mm**



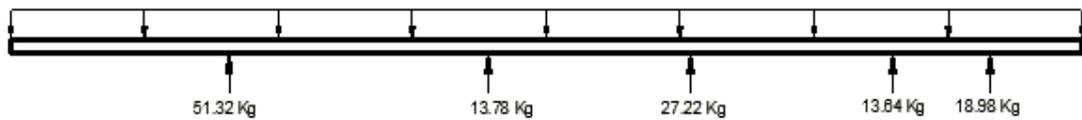
**Figura 4. 59 Reacciones horizontales al insertar el tubo de 2 3/8" después del giro**

**4.1.3.9 El tubo girado más pequeño se extrae del torno**

Datos obtenidos con SAP 14:

**TUBO GIRADO SUELTO EN 1250mm**

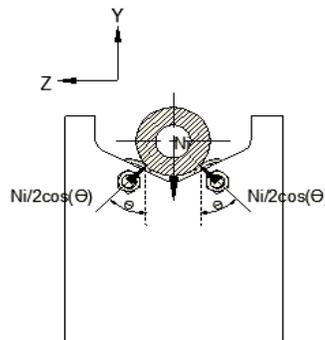
0.01344 Kg/mm



**Figura 4. 60 Reacciones verticales en el tubo de 2 3/8" en su posición final después del giro**

- |             |    |             |    |
|-------------|----|-------------|----|
| N1 := 51.32 | Kg | N4 := 13.64 | Kg |
| N2 := 13.78 | Kg | N5 := 18.98 | Kg |
| N3 := 27.22 | Kg |             |    |

Cada apoyo, a excepción del N3, está formado por dos rodamientos obteniendo así las siguientes reacciones:



**Figura 4. 61 DCL tubo de 2 3/8" en apoyo**

$$\theta := 45 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.785 \text{ rad}$$

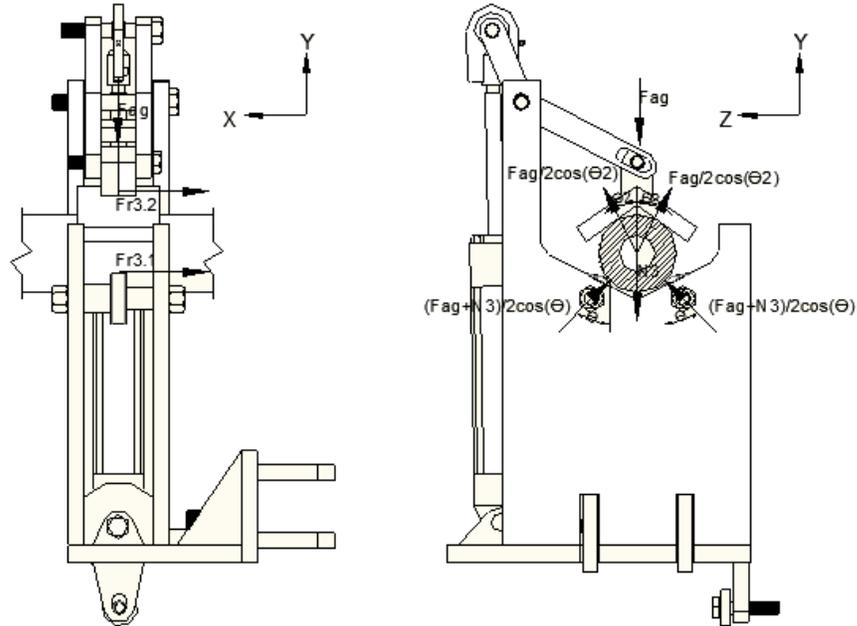
$\mu_e := 0.74$  Coeficiente de fricción estática Acero-Acero

$$Fr1 := \frac{N1}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 26.854 \text{ Kg} \quad Fr4 := \frac{N4}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu_e = 7.137 \text{ Kg}$$

$$Fr2 := \frac{N2}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu e = 7.211 \text{ Kg}$$

$$Fr5 := \frac{N5}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu e = 9.931 \text{ Kg}$$

El apoyo N3 presenta otra configuración debido a que este es el encargado de agarrar, insertar y extraer el tubo del torno, por lo que tenemos las siguientes reacciones:



**Figura 4. 62 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado**

Para el análisis de las fuerzas de rozamiento tomaremos como referencia la fuerza necesaria para prevenir el deslizamiento y no la aplicada, pues con ella obtendremos el equilibrio de fuerzas horizontales un dt antes de empezar el movimiento del tubo.

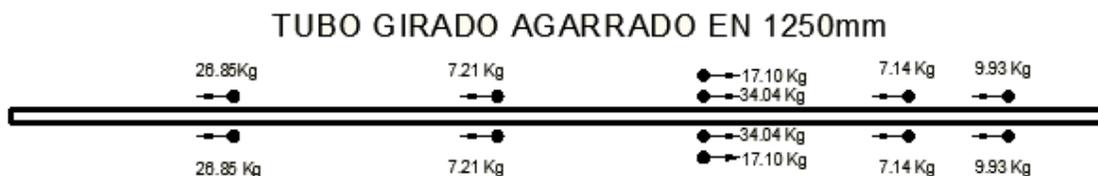
$$Fag := 37.838 \text{ Kg}$$

$$\theta 2 := 35 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.611 \text{ rad}$$

$$Fr31 := \frac{Fag + N3}{2 \cdot \cos(\theta)} \cdot \mu e = 34.042 \text{ Kg}$$

$$Fr32 := \frac{Fag}{2 \cdot \cos(\theta 2)} \cdot \mu e = 17.091 \text{ Kg}$$

Resumiendo, las reacciones horizontales en el tubo más pequeño serán:

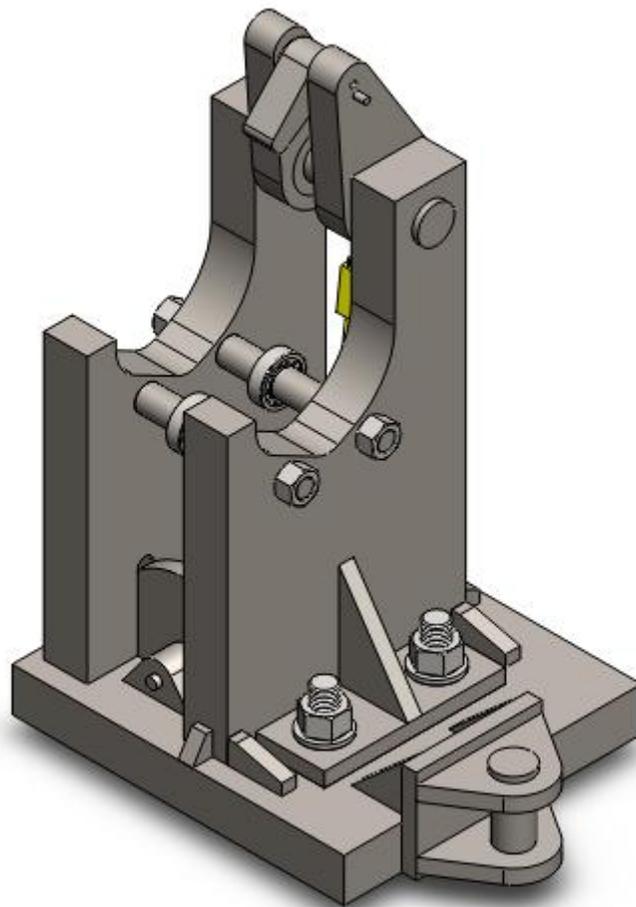


**Figura 4. 63 Reacciones horizontales al extraer el tubo de 2 3/8" después del giro**

## 4.2 DISEÑO DEL MECANISMO DE AGARRE <sup>5</sup>

Este mecanismo es el encargado de agarrar el tubo para insertarlo antes y después del haberlo girado. Su accionamiento esta dado por un cilindro hidráulico de doble efecto, el que a su vez mueve la palanca presionando el sujetador contra el tubo.

Este mecanismo está montado en la viga de levantamiento, la cual le sirve de guía cuando un cilindro adicional lo empuje junto con el tubo hacia el torno y de regreso.



**Figura 4. 64 Mecanismo de agarre**

---

<sup>5</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia, a menos que se especifique lo contrario.

## 4.2.1 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE APOYO

El rodamiento soporta su carga dinámica máxima cuando el tubo más grande se rosca, y su carga estática máxima cuando se extrae el mismo tubo después de haberlo roscado.

### Fuerzas Aplicadas al rodamiento:

$$Fr := \frac{89.21 \cdot 9.8}{1000 \cdot 2 \cdot \cos\left(27.5 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 0.493 \quad \text{kN} \quad \text{Fuerza radial dinámica}$$

$$Frs := \frac{235.129.8}{1000} = 2.304 \quad \text{kN} \quad \text{Fuerza radial estática}$$

$$Fas := \frac{437.9.8}{1000} = 4.283 \quad \text{kN} \quad \text{Fuerza axial estática}$$

$$nr := 600 \quad \text{r.p.m.} \quad \text{Velocidad angular}$$

### Recomendaciones de Shigley:

vidar := 18000 h TABLA 11-4 Máquinas para servicio de 8h, que no siempre se usan del todo, incluyendo aplicaciones para servicio ligero.

cter :=  $10^6 = 1 \times 10^6$  Constante del fabricante.

FA := 3 TABLA 11-5 Maquinaria con impactos moderados.

### Carga Dinámica:

$$C1 := FA \cdot Fr \cdot \left(\frac{\text{vidar} \cdot nr \cdot 60}{\text{cter}}\right)^{\frac{3}{10}} = 10.31 \quad \text{kN}$$

### Carga estática máxima:

$$Fs := Frs = 2.304 \quad \text{kN}$$

### $\phi$ del eje:

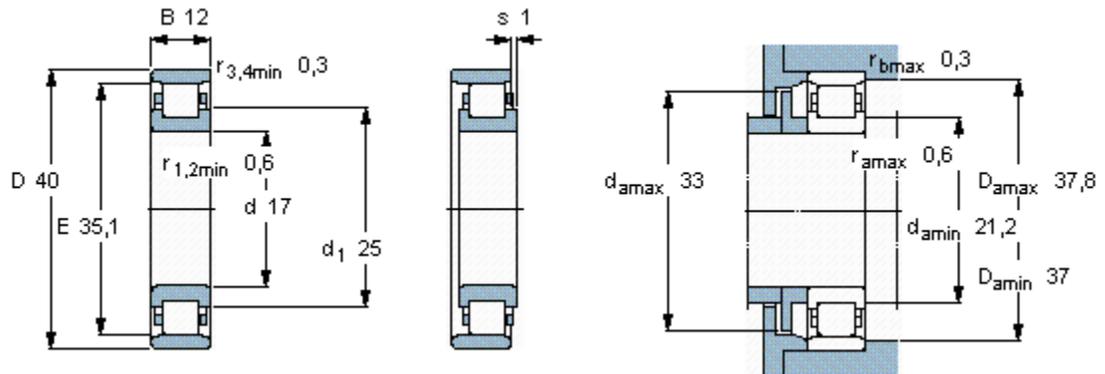
$$\phi := 17 \quad \text{mm}$$

## Especificaciones del rodamiento SKF:

**Tabla 4. 1 Especificaciones técnicas de los rodamientos de apoyo del mecanismo de agarre**

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designación	Aro angular Designación
d	D	B	C	$C_0$		Velocidad	Velocidad de referencialímite			
mm			kN		kN	rpm		kg	-	-
17	40	12	17,2	14,3	1,73	19000	22000	0,066	N 203 ECP	-

Fuente: Catálogo de rodamiento SKF

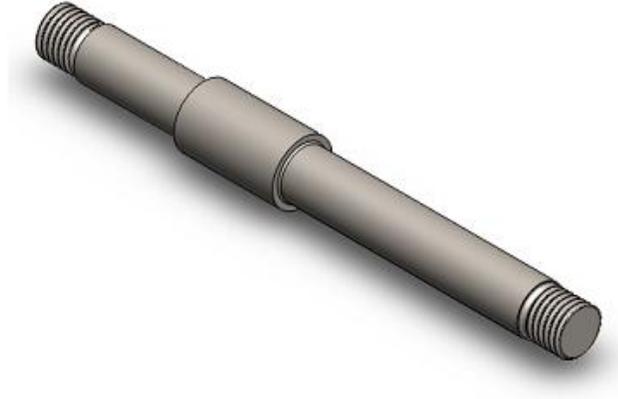


**Figura 4. 65 Dimensiones de los rodamientos de apoyo del mecanismo de agarre**

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

## 4.2.2 DISEÑO DE EJES PARA RODAMIENTOS DE SOPORTE DEL MECANISMO DE AGARRE

La geometría propuesta para los ejes es:



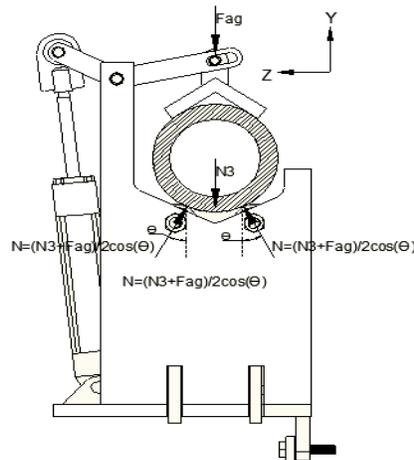
**Figura 4. 66 Eje para soporte de rodamientos del mecanismo de agarre**

Esta geometría cumple con las especificaciones de la SKF para alojar el rodamiento de rodillos N 203 ECP.

Como es conocido, los esfuerzos de flexión son predominantes por sobre los de tracción o compresión pura. Tomando esto en cuenta, el eje soporta su máxima carga cuando se extrae el tubo del torno.

Debido a que el ángulo de contacto difiere del tubo más pequeño al más grande, es necesario analizar con cuál de los dos tubos se obtiene la mayor fuerza aplicada en los ejes.

Las reacciones en el tubo más grande serán:



$$\Sigma F_y = 0$$

$$2N \cos(\theta) = F_{ag} + N_3$$

$$F_{ag} + N_3 = 235.12 \text{ Kg}$$

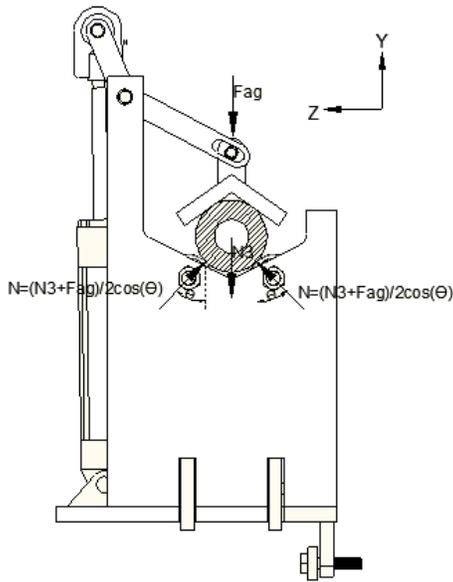
$$\theta = 27.5^\circ$$

$$N = 237.12 / (2 \cos(27.5^\circ))$$

$$N = 133.66 \text{ Kg}$$

**Figura 4. 67 DCL Tubo de 4.5" agarrado**

Y en el tubo más pequeño serán:



$$\Sigma F_y = 0$$

$$2N \cos(\theta) = F_{ag} + N_3$$

$$F_{ag} + N_3 = 176.23 \text{ Kg}$$

$$\theta = 45^\circ$$

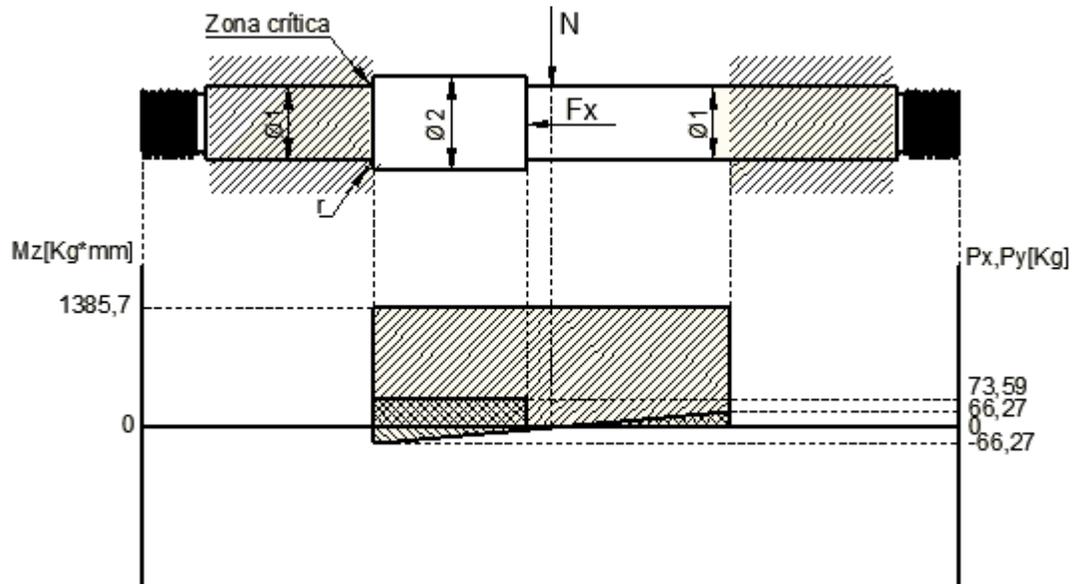
$$N = 176.23 / (2 \cos(45))$$

$$N = 124.61 \text{ Kg}$$

**Figura 4. 68 DCL Tubo de 2 3/8" agarrado**

Del análisis podemos concluir que la fuerza máxima sobre los ejes del mecanismo de agarre se da cuando el tubo más grande se extrae del torno.

El análisis del eje utilizando el programa SAP2000 V14 nos da como resultado el siguiente gráfico:



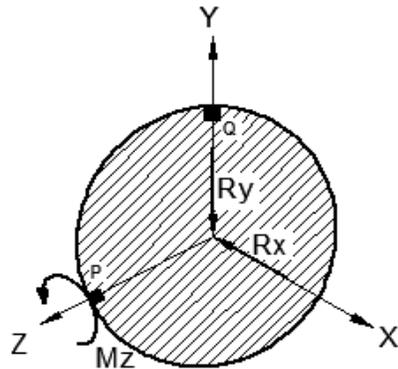
**Figura 4. 69 Diagrama de fuerzas y momentos del eje de apoyo del mecanismo de agarre**

$$\phi_1 := 17 \text{ mm}$$

$$\phi_2 := 22 \text{ mm}$$

$$r := 0.6 \text{ mm}$$

Pasando las cargas a la sección crítica podemos resaltar los puntos críticos Q y P:



$$M_z := 1385.79.8 = 1.358 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

$$R_y := 66.279.8 = 649.446 \quad \text{N}$$

$$R_x := 73.599.8 = 721.182 \quad \text{N}$$

**Figura 4. 70 DCL Sección crítica del eje de apoyo del mecanismo de agarre**

Los esfuerzos en el punto Q serán:

$$\sigma_{xxq} := \frac{M_z \cdot \frac{\phi_1}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot \phi_1^4} + \frac{R_x}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi_1^2} = 31.332 \quad \text{MPa}$$

Y en el punto P serán:

$$\sigma_{xpp} := \frac{R_x}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi_1^2} = 3.177 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xyp} := \frac{4 \cdot R_y}{3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \phi_1^2} = 3.815 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma_{xpp}^2 + 3 \cdot \tau_{xyp}^2} = 7.332 \quad \text{MPa}$$

Como el esfuerzo de Von Mises tiene el mismo tratamiento que un esfuerzo normal cuando se lo analiza a fatiga, tomaremos el esfuerzo en el punto Q para realizar el análisis, pues este es el esfuerzo máximo. Tomaremos como esfuerzo mínimo 0 Mpa.

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{xxq} + 0}{2} = 15.666 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{xxq} - 0}{2} = 15.666 \quad \text{MPa}$$

Factor de concentración de esfuerzo flexionante estático:

$$K_t := 0.632 + 0.377 \left( \frac{\phi_2}{\phi_1} \right)^{-4.4} + \left( \frac{r}{\phi_1} \right)^{-0.5} \cdot \sqrt{\frac{-0.14 - 0.363 \left( \frac{\phi_2}{\phi_1} \right)^2 + 0.503 \left( \frac{\phi_2}{\phi_1} \right)^4}{1 - 2.39 \left( \frac{\phi_2}{\phi_1} \right)^2 + 3.368 \left( \frac{\phi_2}{\phi_1} \right)^4}} = 2.46$$

Factor de concentración de esfuerzo dinámico:

$$q := 0.68 \quad \text{Sensibilidad a la muesca para } r=1\text{mm; } S_u=380 \text{ MPa}$$

$$K_f := 1 + (K_t - 1) \cdot q = 1.993$$

Aplicando los concentradores de esfuerzo obtenemos:

$$\sigma_{mf} := \sigma_m = 15.666 \quad \text{MPa} \quad K_t=1 \text{ pues es material dúctil}$$

$$\sigma_{af} := K_f \cdot \sigma_a = 31.224 \quad \text{MPa}$$

El material para fabricar los ejes será AISI 1020 CD, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_u := 470 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 390 \quad \text{MPa}$$

Una vez que tenemos los esfuerzos calculados, vamos a determinar los factores que reducen el límite de resistencia estático cuando se trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 235 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 S_u^{-0.265} = 0.871 \quad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi_1 = 6.29 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 1.019 \quad \text{Factor de tamaño no se aplica pues es mayor a 1}$$

Kc)

$$K_c := 1 \quad \text{Factor de carga a flexión}$$

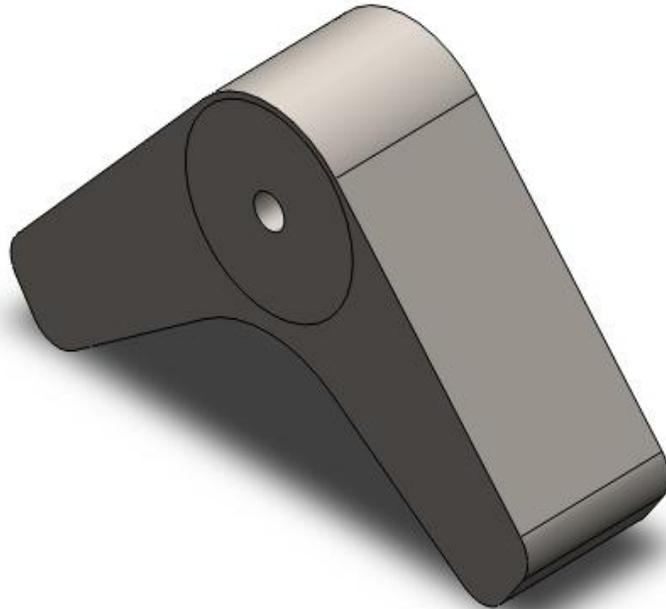
El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{mf} + \frac{S_y}{K_a \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{af}} = 5.191 \quad \text{Factor de seguridad a flexión}$$

El factor de seguridad a fatiga cumple con las especificaciones solicitadas por SERTECPET.

### 4.2.3 DISEÑO DEL SUJETADOR DEL MECANISMO DE AGARRE

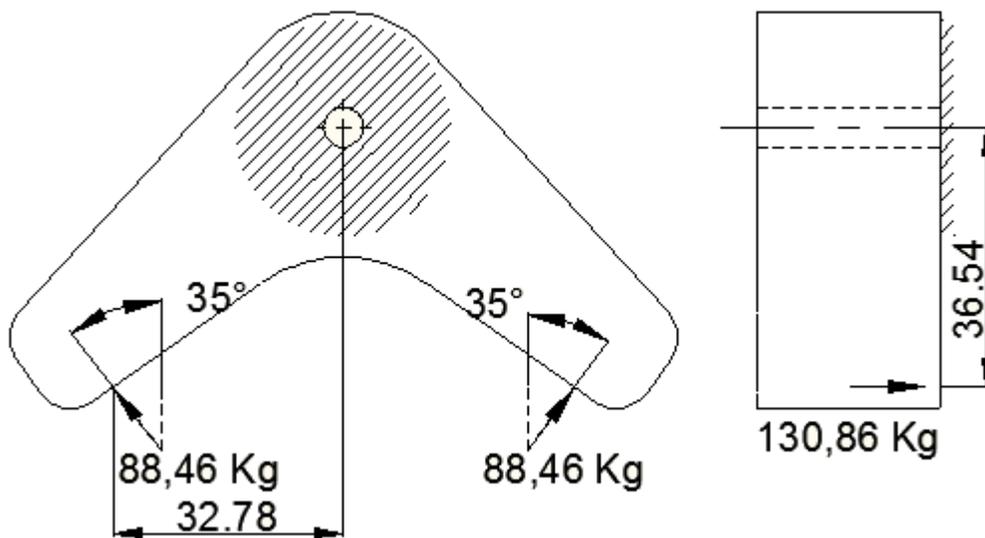
Para el sujetador de tubos se propone el siguiente modelo:



**Figura 4. 71 Sujetador**

Las cargas que soporta dicha pieza son las siguientes:

**Carga Máxima:**



**Figura 4. 72 Carga máxima del sujetador**

### Carga Mínima:

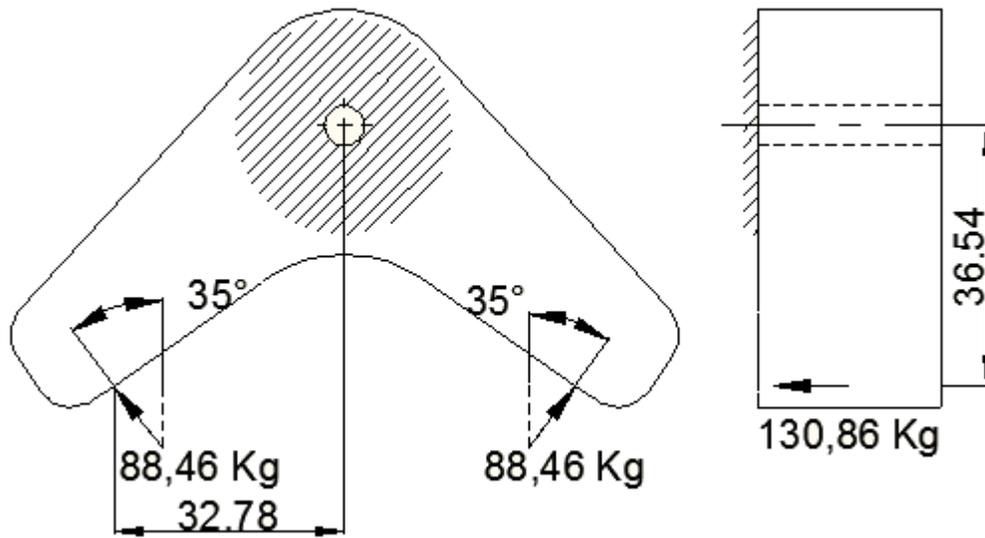


Figura 4. 73 Carga mínima del sujetador

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \text{ Mpa}$$

$$S_y := 250 \text{ Mpa}$$

Para el cálculo de los esfuerzos máximos y mínimos en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:

### Carga Máxima:

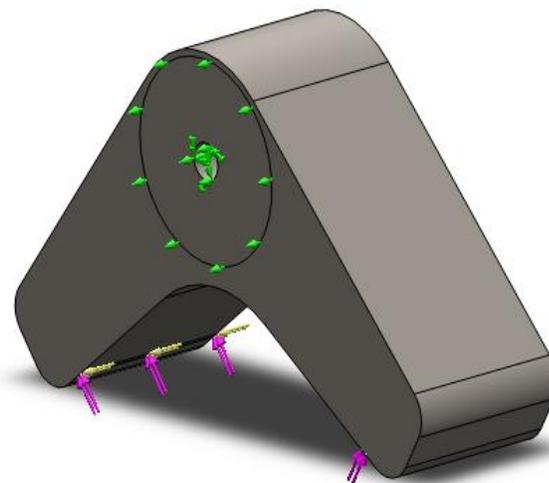
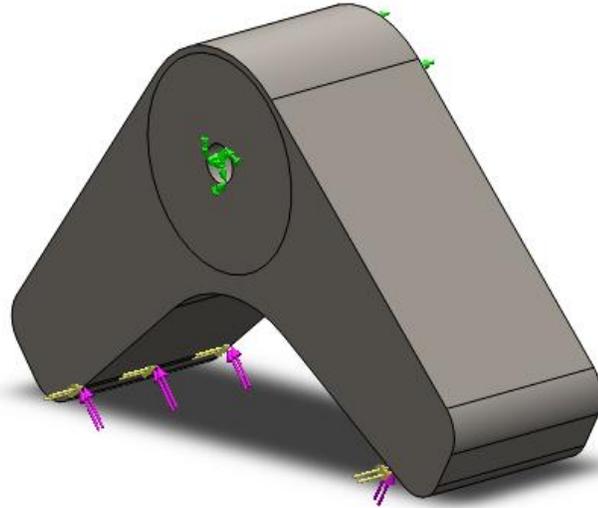


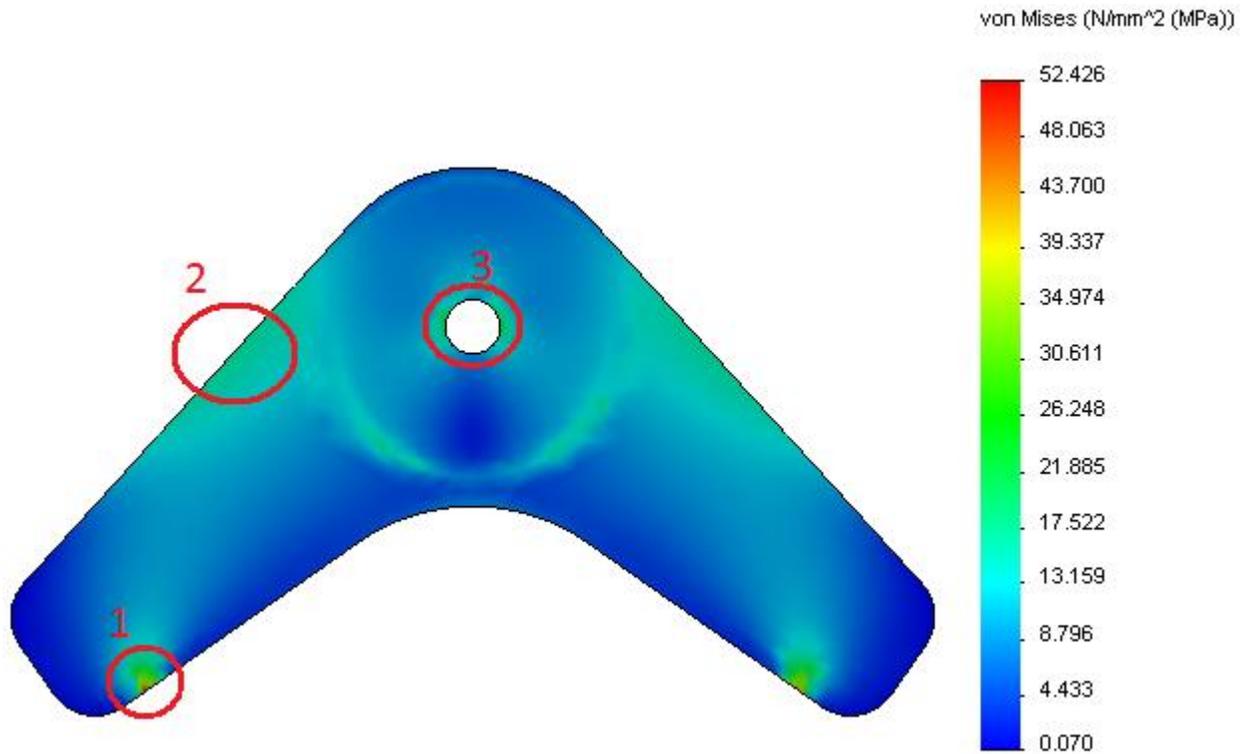
Figura 4. 74 Ubicación de la carga máxima en el sujetador

**Carga Mínima:**

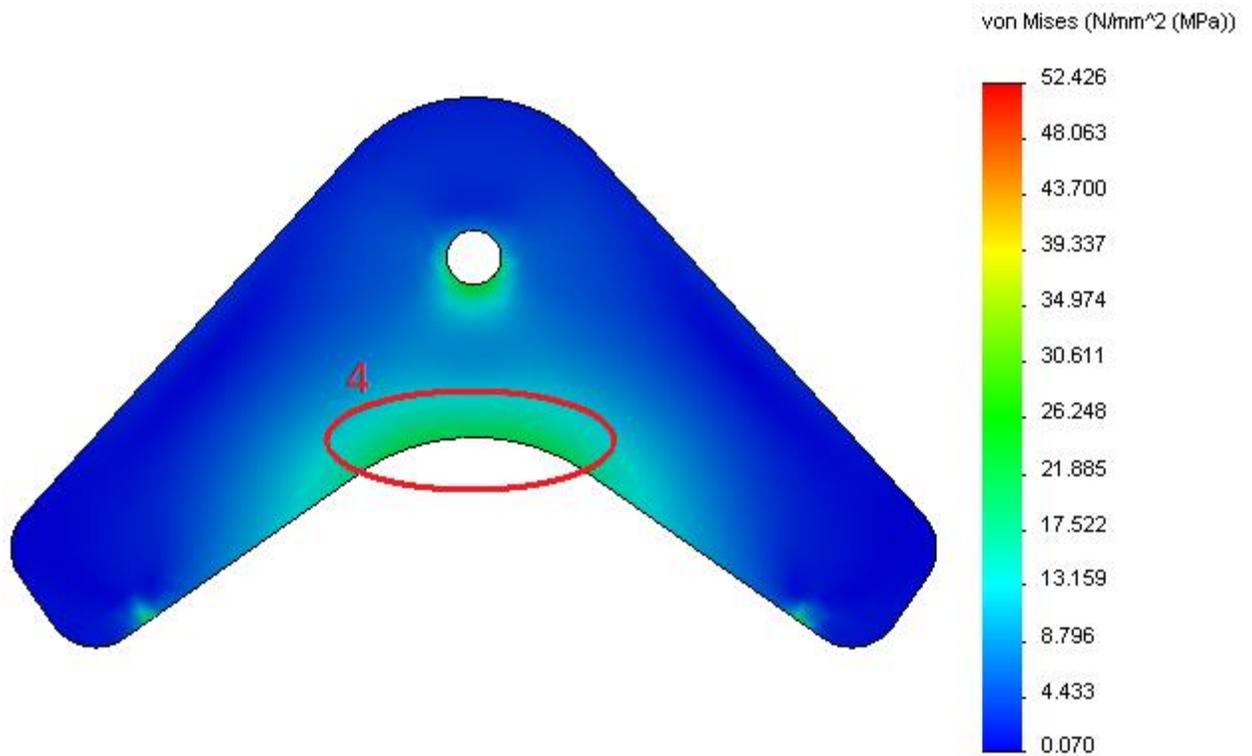


**Figura 4. 75 Ubicación de la carga mínima en el sujetador**

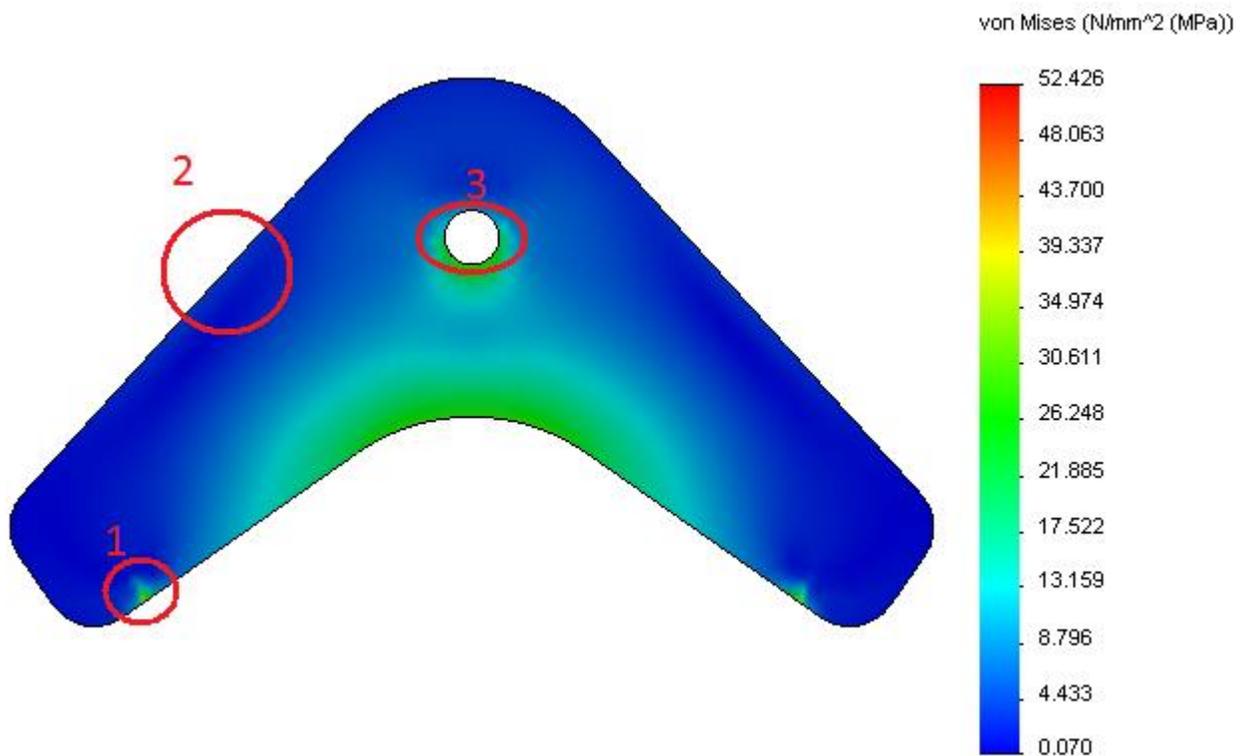
Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar las siguientes zonas críticas:



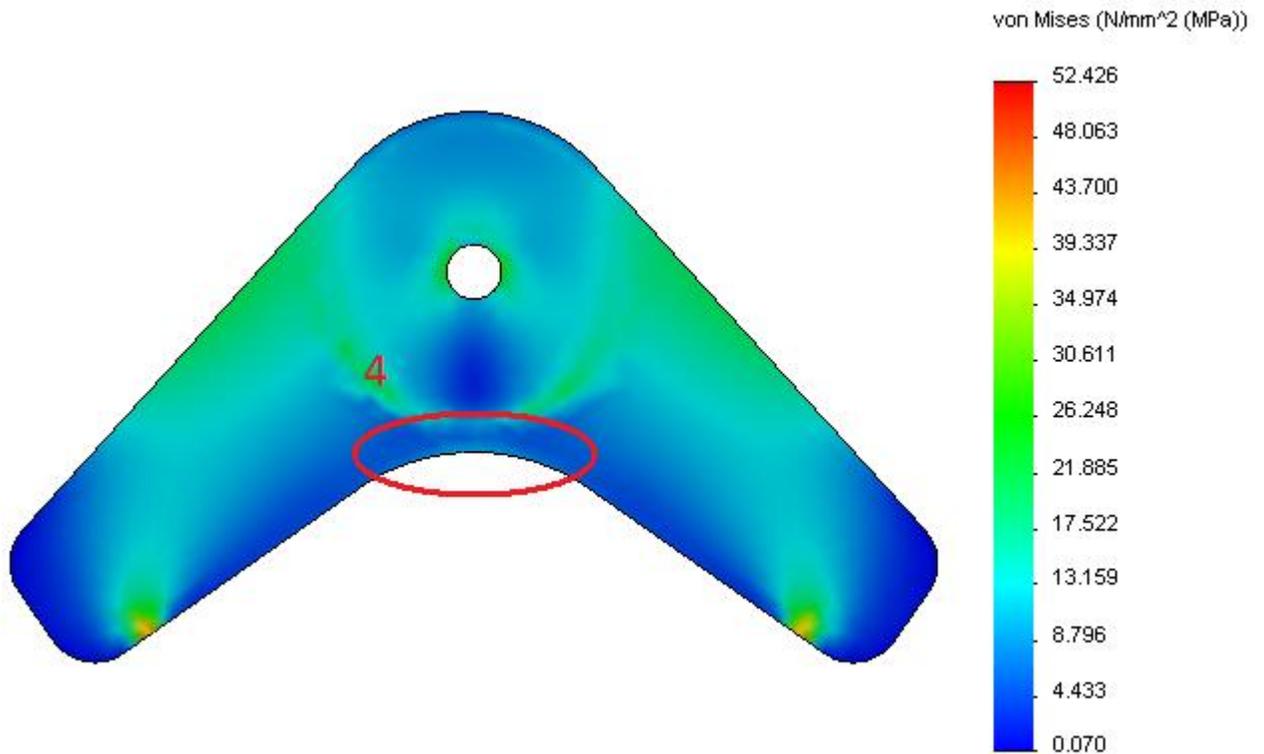
**Figura 4. 76 Vista frontal de la simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en el sujetador**



**Figura 4. 77 Vista trasera de la simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en el sujetador**



**Figura 4. 78 Vista frontal de la simulación del esfuerzo mínimo de Von Mises en el sujetador**



**Figura 4. 79 Vista trasera de la simulación del esfuerzo mínimo de Von Mises en el sujetador**

### Zona 1

Comenzaremos analizando el esfuerzo en la zona 1. Este es un esfuerzo de aplastamiento producto del contacto de la pieza con el tubo.

El esfuerzo de aplastamiento será:

$$\text{MPa} \quad \sigma := 52.42$$

La AGMA define una resistencia de contacto a fatiga en función de la dureza Brinell. En el acero ASTM A36, esta puede oscilar entre 150-180, por lo que tomaremos el valor más desfavorable.

$$\text{HB} := 150 \text{ Brinell} \quad S_c := (0.32 \cdot \text{HB} + 26) \cdot \frac{250}{36} = 513.889 \text{ MPa Resistencia a } 10^7 \text{ ciclos}$$

Existen 2 criterios para calcular el factor de seguridad por aplastamiento. El uno considera como falla la incapacidad de la pieza para soportar la fuerza, mientras que el otro considera como falla la incapacidad de la pieza para soportar el esfuerzo. Esto se debe básicamente a que, según el primer criterio, la pieza puede seguir soportando la fuerza aplicada aún cuando exista picadura. Tomaremos el segundo enfoque que está más enfocado a prevenir la picadura.

El factor de seguridad para el esfuerzo de aplastamiento cíclico será:

$$F_{Sc} := \frac{S_c}{\sigma} = 9.803$$

Para los siguientes análisis, determinaremos primero los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

$Se := 0.5 \cdot Su = 205 \text{ MPa}$  Materiales ferrosos

Ka)

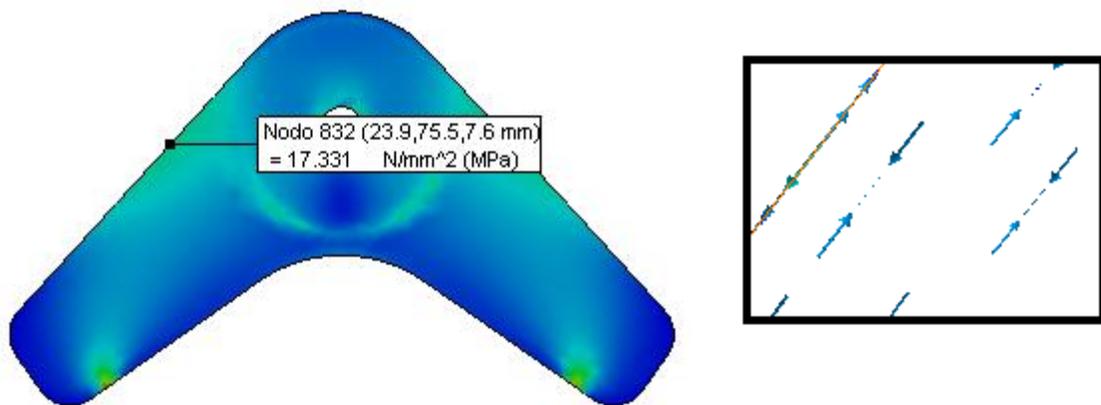
$Ka := 56.1 \cdot Su^{-0.719} = 0.742$  Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kc)

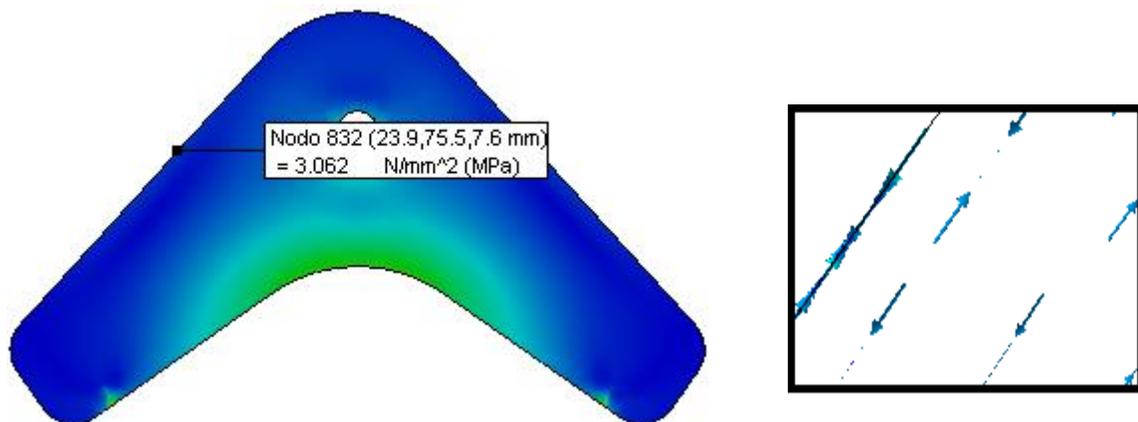
$Kc := 1$  Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises

### Zona 2

Para el análisis de esta zona debemos verificar la magnitud y dirección del máximo y mínimo esfuerzo.



**Figura 4. 80 Magnitud, dirección y sentido del esfuerzo máximo de Von Mises en las aletas del sujetador**



**Figura 4. 81 Magnitud, dirección y sentido del esfuerzo mínimo de Von Mises en las aletas del sujetador**

Como podemos observar, ambos esfuerzos son de compresión por lo que tendrán el mismo signo, el mínimo esfuerzo será 0 MPa.

$\sigma_x := 17.331 \text{ MPa}$      $\sigma_y := 0 \text{ MPa}$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 8.665 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 8.665 \quad \text{MPa}$$

El factor de tamaño para esta sección de dimensiones 25.4x25.63mm será:

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{25.4 \cdot 25.63} = 20.616 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Sección rectangular no rotativa}$$

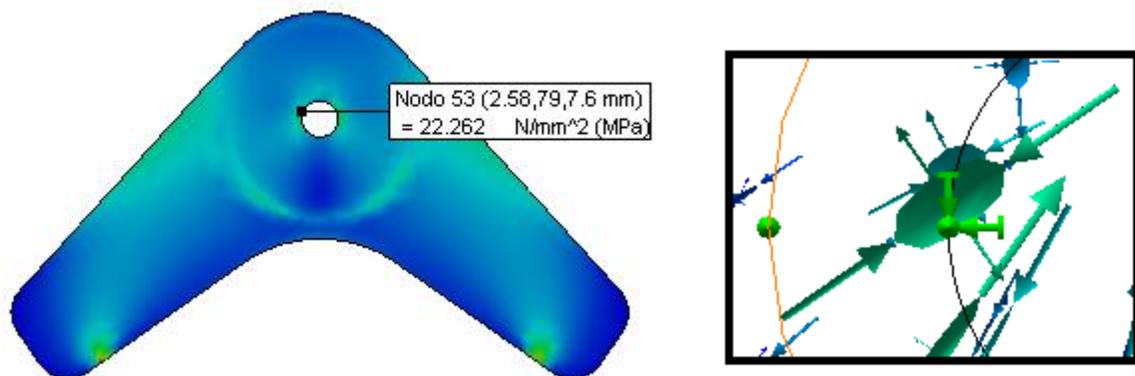
$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.897 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a } 2.79\text{mm} \text{ y menor a } 51\text{mm}$$

Factor de seguridad según Soderberg:

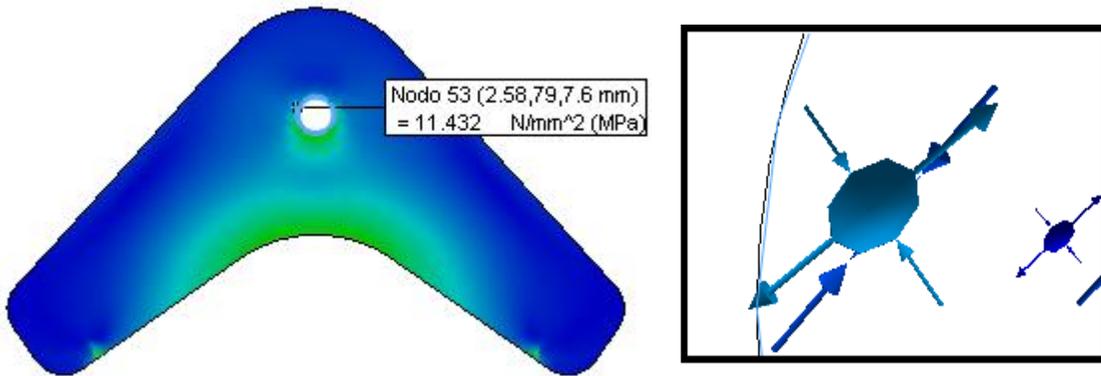
$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 10.186$$

### Zona 3

Para el análisis de esta zona debemos verificar la magnitud y dirección del máximo y mínimo esfuerzo.



**Figura 4. 82 Magnitud, dirección y sentido del esfuerzo máximo de Von Mises en el orificio del sujetador**



**Figura 4. 83 Magnitud, dirección y sentido del esfuerzo mínimo de Von Mises en el orificio del sujetador**

Como podemos observar, el esfuerzo máximo es de compresión, producto del momento flector y la carga normal a la sección; y el esfuerzo mínimo es de tracción, producto del cambio de sentido del momento flector, predominante sobre el esfuerzo normal. También podemos observar en el análisis del esfuerzo mínimo el esfuerzo de aplastamiento, pero este no será mayor que el ya analizado.

$$\sigma_x := 22.26 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_n := -11.43 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 5.415 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 16.845 \quad \text{MPa}$$

El factor de tamaño para esta sección de dimensiones 25.4x41.72mm será:

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{25.4 \cdot 41.72} = 26.303 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Sección rectangular no rotativa}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.874$$

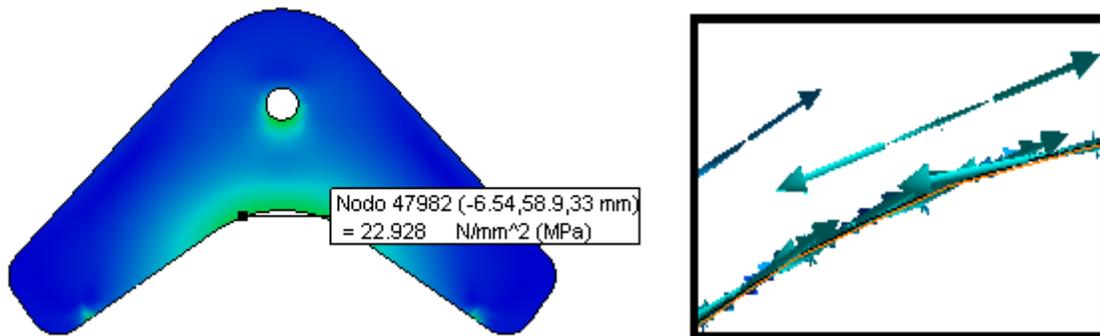
Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Factor de seguridad según Soderberg:

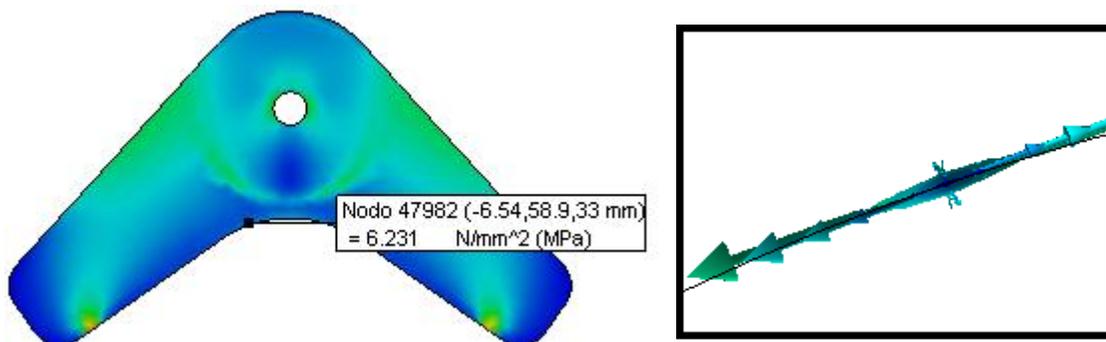
$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 6.739$$

## Zona 4

Para el análisis de esta zona debemos verificar la magnitud y dirección del máximo y mínimo esfuerzo.



**Figura 4. 84 Magnitud, dirección y sentido del esfuerzo máximo de Von Mises en el arco del sujetador**



**Figura 4. 85 Magnitud, dirección y sentido del esfuerzo mínimo de Von Mises en el arco del sujetador**

Como podemos observar, ambos esfuerzos son de tracción por lo que tendrán el mismo signo. El esfuerzo mínimo será igual a 0 MPa

$$\sigma_x := 22.92 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y := 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} = 11.46 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = 11.46 \text{ MPa}$$

El factor de tamaño para esta sección de dimensiones 25.4x25.63mm será:

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{25.4 \cdot 25.63} = 20.616 \text{ mm}$$

Diámetro equivalente: Sección rectangular no rotativa

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.897$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 7.702$$

El mínimo factor de seguridad es de 6.73 en la sección 3. Este factor cumple con lo solicitado por SERTECPET.

#### 4.2.4 DISEÑO DE LOS PASADORES DEL MECANISMO DE AGARRE

Empezaremos por analizar las fuerzas que soportan los pasadores en las posiciones más críticas.

Numeraremos los pasadores a diseñar para facilitar su identificación.

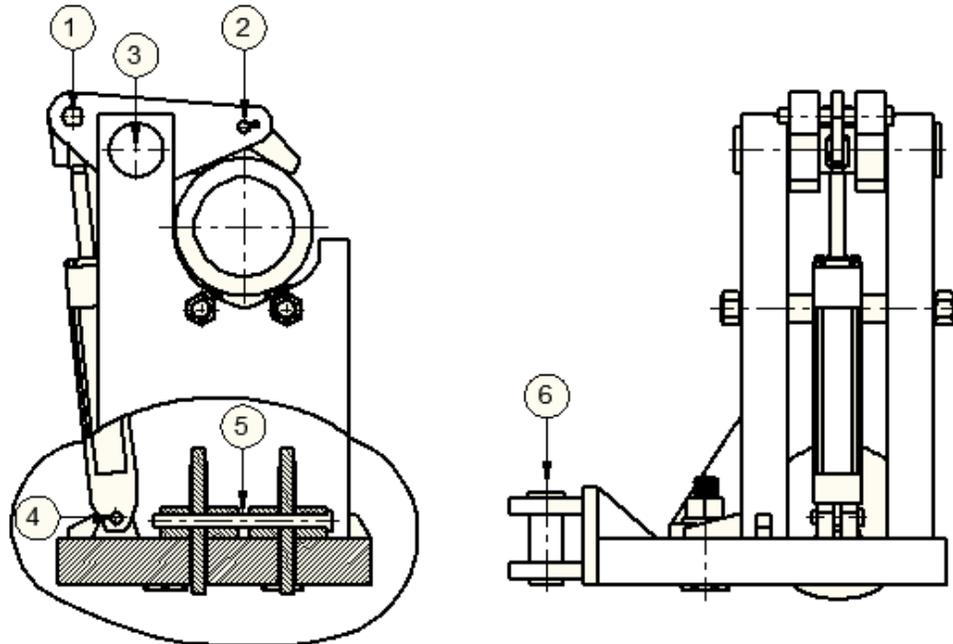


Figura 4. 86 Numeración de los pasadores del mecanismo de agarre

##### 4.2.4.1 Pasador 1: Cilindro - Palanca

El pasador 1 presenta una configuración diferente a los demás pasadores, debido a que soporta flexión por la distancia entre la fuerza aplicada por el cilindro hidráulico y sus apoyos. Este pasador soporta la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico equivalente a 259.64 Kg

El modelo propuesto para este pasador es:

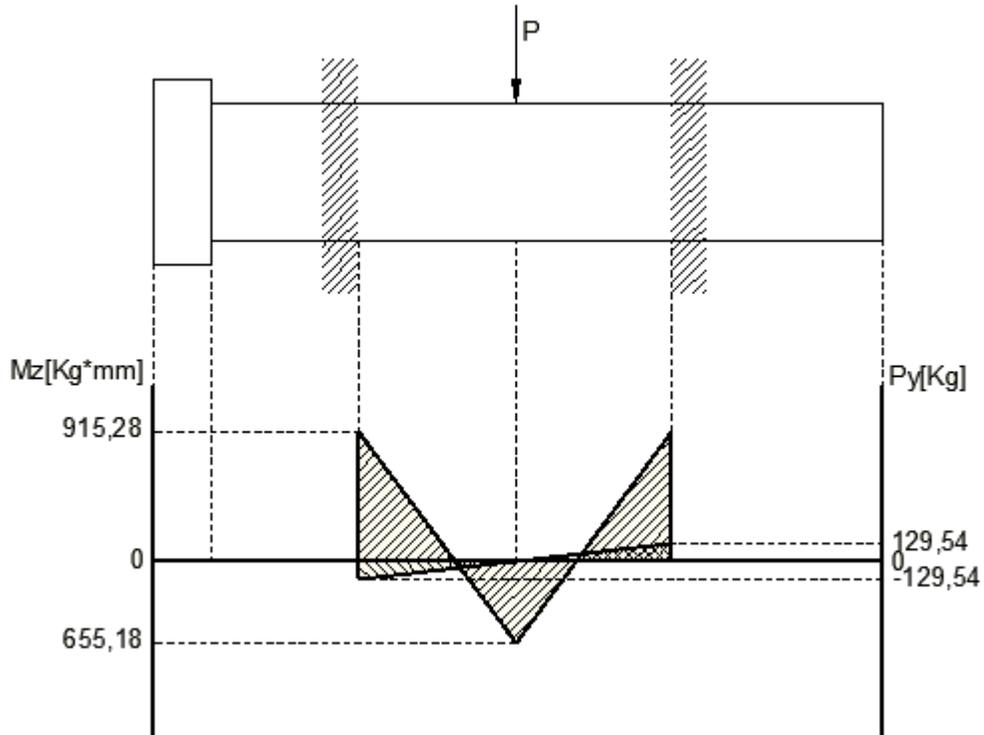


Figura 4. 87 Pasador: cilindro - palanca

El pasador tiene un diámetro de 12 mm y se fijará usando un bocín en su otro

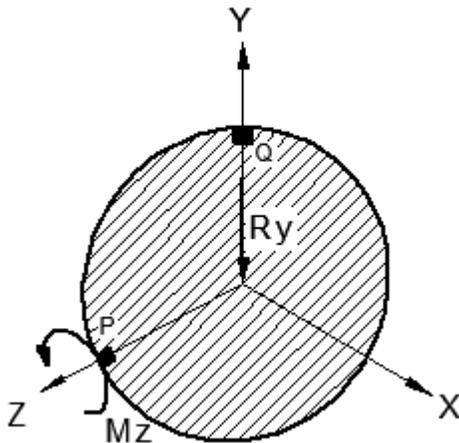
extremo.

El análisis del pasador utilizando el programa SAP2000 V14 nos da como resultado el siguiente gráfico:



**Figura 4. 88 Diagrama de fuerza cortante y momento flector del pasador: cilindro - palanca**

Pasando las cargas a la sección crítica obtenemos los puntos críticos Q y P:



$$M_z := 915.289.8 = 8.97 \times 10^3 \quad \text{N.mm}$$

$$R_y := 129.549.8 = 1.269 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$\phi := 12 \quad \text{mm}$$

**Figura 4. 89 DCL sección crítica del pasador: cilindro - palanca**

El esfuerzo mínimo se dará cuando la máquina no esté trabajando y será de 0 MPa

Los esfuerzos en el punto Q serán:

$$\sigma_{xxq} := \frac{Mz \cdot \frac{\phi}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot \phi^4} = 52.873 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{mq} := \frac{\sigma_{xxq} + 0}{2} = 26.437 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{aq} := \frac{\sigma_{xxq} - 0}{2} = 26.437 \quad \text{MPa}$$

Y en el punto P serán:

$$\tau_{xyp} := \frac{4 \cdot Ry}{3 \frac{\pi}{4} \cdot \phi^2} = 14.966 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{mp} := \frac{\tau_{xyp} + 0}{2} = 7.483 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{ap} := \frac{\tau_{xyp} - 0}{2} = 7.483 \quad \text{MPa}$$

No existen concentradores de esfuerzo en la pieza, por lo que estos son los esfuerzos nominales.

El material para fabricar el pasador será AISI 1020 CD, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_u := 470 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 390 \quad \text{MPa}$$

Factores que reducen el límite de resistencia estático cuando se trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 235 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 S_u^{-0.265} = 0.871 \quad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \phi = 4.44 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 1.057 \quad \text{Factor de tamaño no se aplica pues es mayor a 1}$$

Kc)

$$K_{c\sigma} := 1 \quad \text{Factor de carga a flexión}$$

$$K_{c\tau} := 0.328 (S_u)^{0.125} = 0.708 \quad \text{Factor de carga a cortante}$$

El factor de seguridad según Soderberg será:

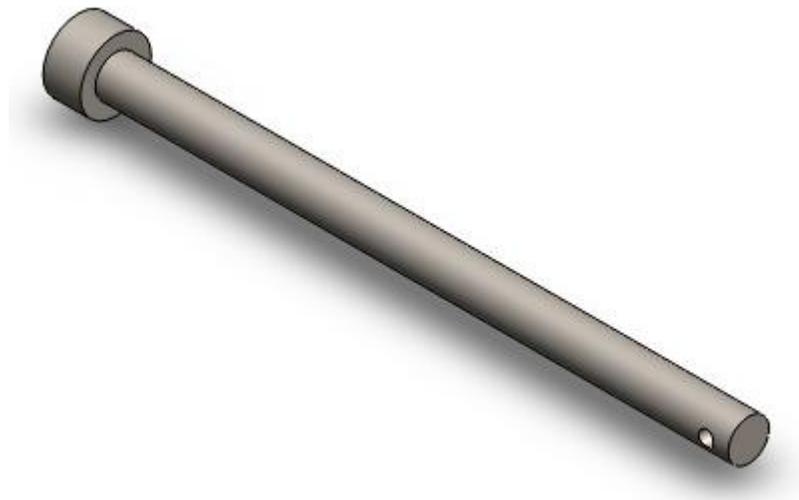
$$FS_{\sigma} := \frac{S_y}{\sigma_{mq} + \frac{S_y}{K_a \cdot K_{c\sigma} \cdot S_e} \cdot \sigma_{aq}} = 5.079 \quad \text{Factor de seguridad a flexión}$$

$$FS_{\tau} := \frac{0.58S_y}{\tau_{mp} + \frac{0.58S_y}{K_a \cdot K_{c\tau} \cdot S_e} \cdot \tau_{ap}} = 11.805 \quad \text{Factor de seguridad a cortante}$$

El factor de seguridad a fatiga cumple con las especificaciones solicitadas por SERTECPET

#### 4.2.4.2 Pasador 2: Sujetador - Palanca

El modelo propuesto para el pasador 2 es el siguiente:

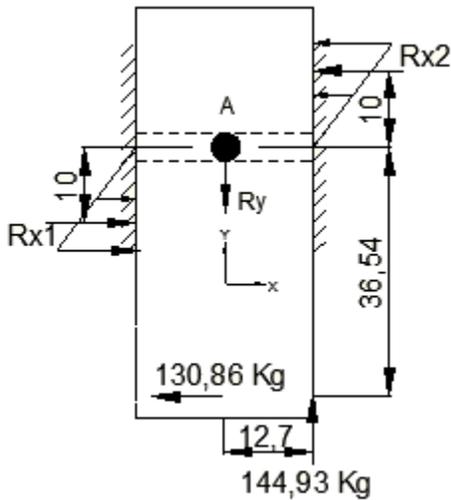


**Figura 4. 90 Pasador: sujetador - palanca**

El pasador tiene un diámetro de 5.5 mm y se fijará usando un bocín en su otro extremo.

El pasador 2 soporta su máxima carga cuando el mecanismo de agarre inserta el tubo más grande en el torno, después de haberlo girado, pues se tiene una fuerza de agarre de 144.93 Kg por la cual se obtiene una fuerza de rozamiento total de 130.86 Kg.

Las fuerzas cambian de sentido cuando extraemos el tubo después de roscarlo, obteniendo así lo siguiente:



$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_y = 144.93 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{x1} + 130.86 = R_{x2} \quad (1)$$

$$\Sigma M_A = 0$$

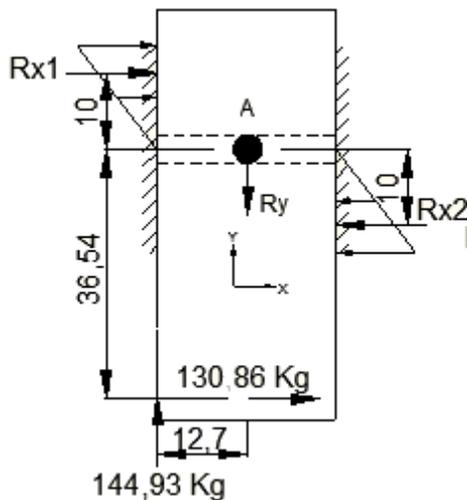
$$R_{x1}(10) + R_{x2}(10) + 144.93(12.7) = 130.86(36.54) \quad (2)$$

Resolviendo (1) y (2)

$$R_{x1} = 81.62 \text{ Kg}$$

$$R_{x2} = 212.48 \text{ Kg}$$

**Figura 4.91 DCL carga máxima del pasador: sujetador - palanca**



$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_y = 144.93 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{x2} + 130.86 = R_{x1} \quad (1)$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{x1}(10) + R_{x2}(10) + 144.93(12.7) = 130.86(36.54) \quad (2)$$

Resolviendo (1) y (2)

$$R_{x1} = 212.48 \text{ Kg}$$

$$R_{x2} = 81.62 \text{ Kg}$$

**Figura 4.92 DCL carga mínima del pasador: sujetador - palanca**

$$R_y := \frac{144.939.8}{2} = 710.157 \text{ N}$$

Este pasador falla por esfuerzo cortante debido a su configuración. El esfuerzo cortante mínimo será 0 Mpa. El esfuerzo cortante máximo será:

$$\phi := 5.5 \text{ mm}$$

$$\tau_{xy} := \frac{R_y}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi^2} = 29.891 \text{ MPa}$$

$$\tau_m := \frac{\tau_{xy} + 0}{2} = 14.945 \text{ MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{xy} - 0}{2} = 14.945 \text{ MPa}$$

El material para fabricar el pasador será AISI 1020 CD, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_u := 470 \text{ MPa}$$

$$S_y := 390 \text{ MPa}$$

Una vez que tenemos los esfuerzos calculados, vamos a determinar los factores que reducen el límite de resistencia estático cuando se trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 235 \text{ MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 S_u^{-0.265} = 0.871 \quad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi = 2.035 \text{ mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 1.149 \quad \text{Factor de tamaño no se aplica pues es mayor a 1}$$

Kc)

$$K_c := 0.328 (S_u)^{0.125} = 0.708 \quad \text{Factor de carga a cortante}$$

El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{0.58 S_y}{\tau_m + \frac{0.58 S_y}{K_a \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_a} = 5.911 \quad \text{Factor de seguridad a cortante}$$

El factor de seguridad a fatiga cumple con las especificaciones solicitadas por SERTECPET.

#### 4.2.4.3 Pasador 3: Placa Base - Palanca

El modelo propuesto para el pasador 3 es el siguiente:

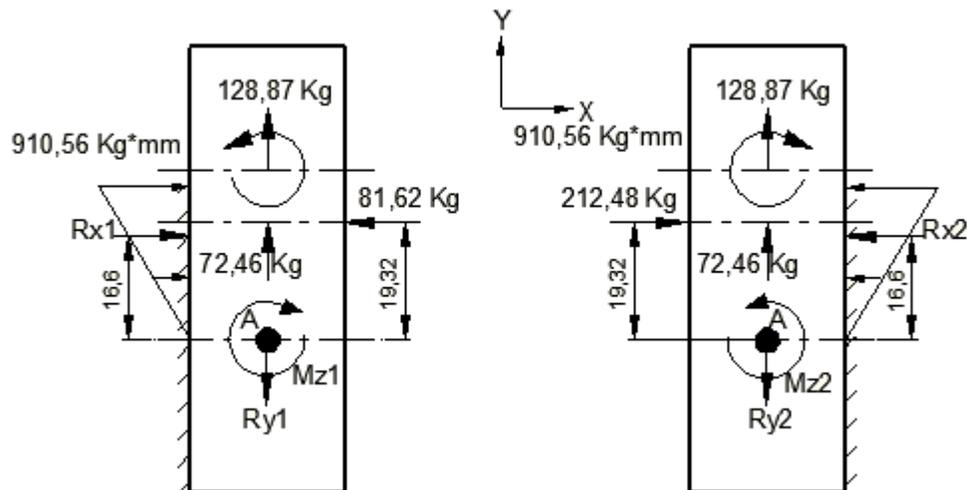


**Figura 4. 93 Pasador: placa base - palanca**

El pasador tiene un diámetro de 32 mm y se fijará usando un bocín en su otro extremo.

$$\phi := 32 \quad \text{mm}$$

Debido a las fuerzas que se describieron anteriormente en el diseño del pasador 3, el pasador 3 soporta las siguientes fuerzas:



**Figura 4. 94 DCL carga máxima del pasador: placa base – palanca (vista frontal)**

$$\underline{\Sigma Fy=0}$$

$$Ry1=72.46+128.87=201.33 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma Fy=0}$$

$$Ry2=72.46+128.87=201.33 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma Fx=0}$$

$$Rx1=81.62 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma Fx=0}$$

$$Rx2=212.48 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma MA=0}$$

$$Mz1=910.56+81.62(19.32)-81.62(16.6)=1132.56 \text{ Kg}^*\text{mm}$$

$$\underline{\Sigma MA=0}$$

$$Mz2=910.56+212.48(19.32)-212.48(16.6)=1488.50 \text{ Kg}^*\text{mm}$$

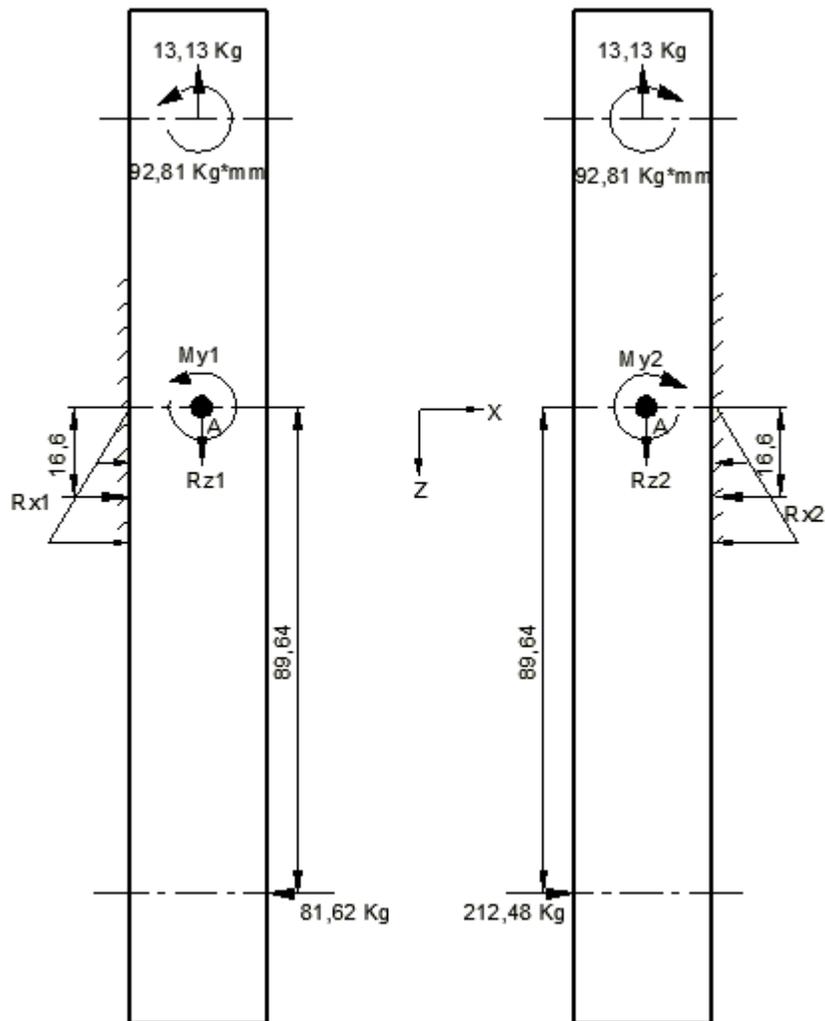


Figura 4. 95 DCL carga máxima del pasador: placa base – palanca (vista superior)

$$\underline{\Sigma Fz=0}$$

$$Rz1=13.13 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma Fz=0}$$

$$Rz2=13.13 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_{x1}=81.62 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_{x2}=212.48 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma M_A=0}$$

$$M_{y1}=81.62(89.64)-81.62(16.6)-92.81=5868.71 \text{ Kg}^*\text{mm}$$

$$\underline{\Sigma M_A=0}$$

$$M_{y2}=212.48(89.64)-212.48(16.6)-92.81=15426.73 \text{ Kg}^*\text{mm}$$

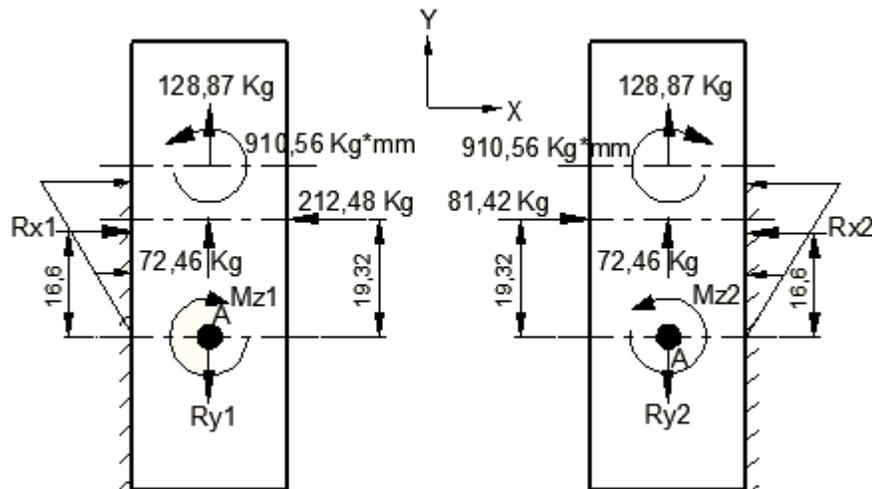


Figura 4. 96 DCL carga mínima del pasador: placa base – palanca (vista frontal)

$$\underline{\Sigma F_y=0}$$

$$R_{y1}=72.46+128.87; R_{y1}=201.33 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_y=0}$$

$$R_{y2}=128.87+72.46; R_{y2}=201.33 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_{x1}=212.48 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_{x2}=81.42 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma M_A=0}$$

$$M_{z1}=910.56+212.48(19.32)-212.48(16.6)=1488.50 \text{ Kg}^*\text{mm}$$

$$\underline{\Sigma M_A=0}$$

$$M_{z2}=910.56+81.42(19.32)-81.42(16.6)=1132.02 \text{ Kg}^*\text{mm}$$

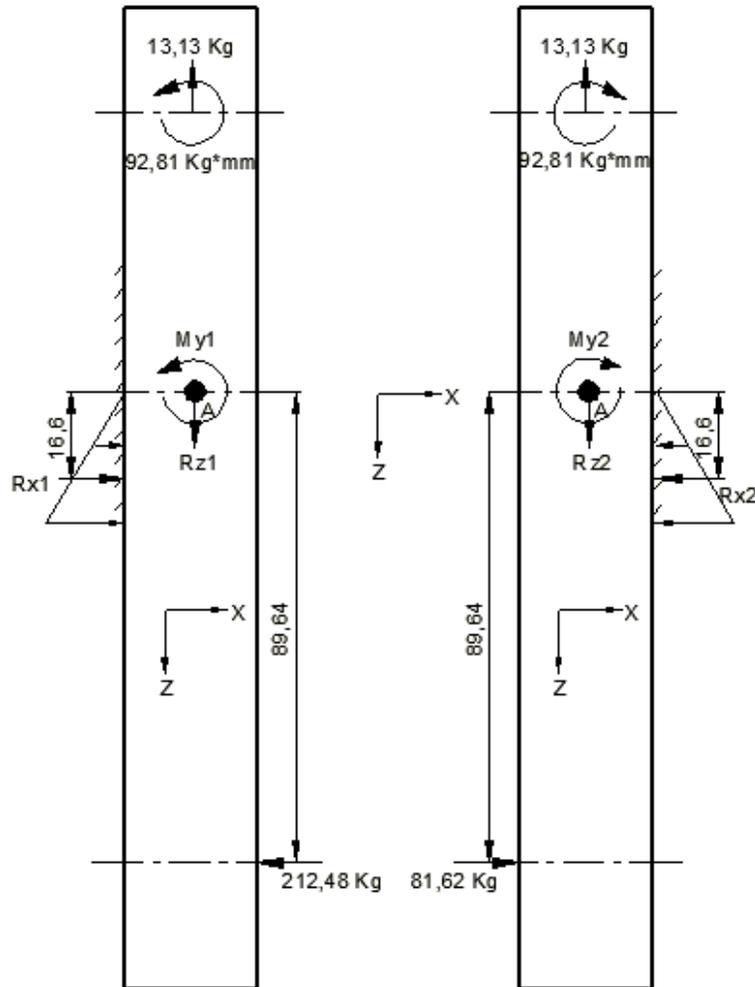


Figura 4. 97 DCL carga mínima del pasador: placa base – palanca (vista superior)

$$\underline{\Sigma F_z=0}$$

$$Rz1=13.13 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$Rx1=212.48 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_z=0}$$

$$Rz2=13.13 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$Rx2=81.62 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma MA=0}$$

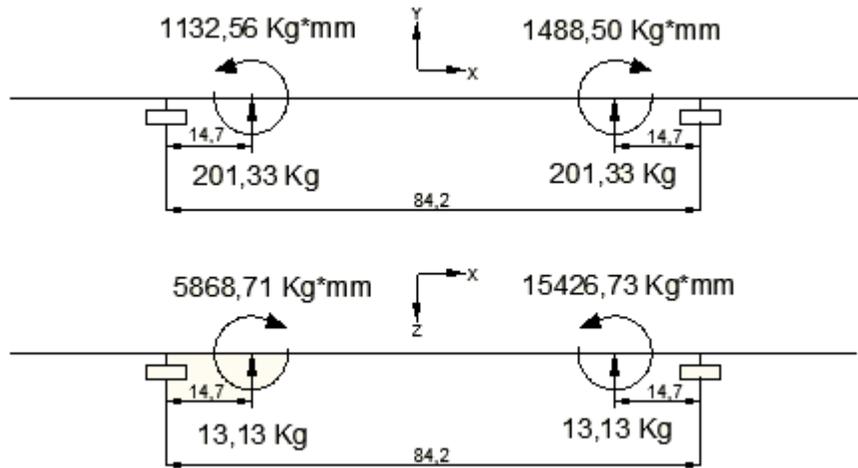
$$My1=212.48(89.64)-212.48(16.6)-92.81=15426.73 \text{ Kg*mm}$$

$$\underline{\Sigma MA=0}$$

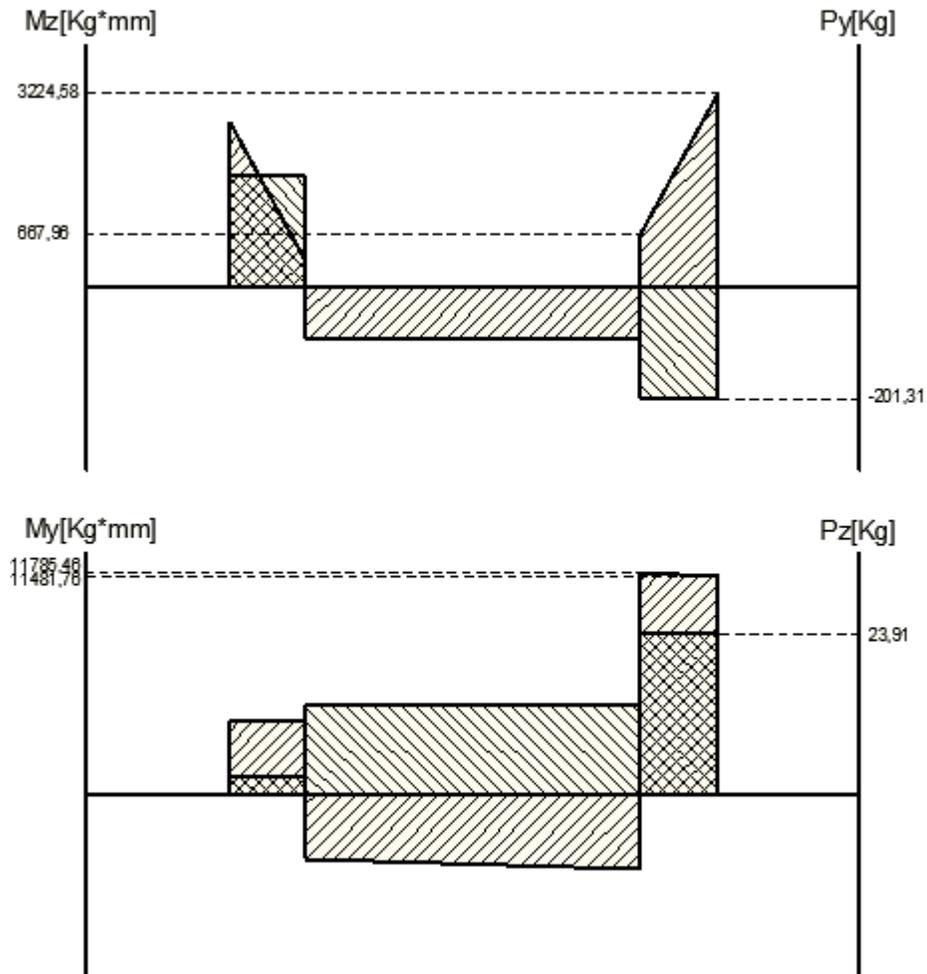
$$My2=81.62(89.64)-81.62(16.6)-92.81=5868.71 \text{ Kg*mm}$$

Al pasar dichas fuerzas al pasador obtenemos los siguientes diagramas en el programa SAP 14.

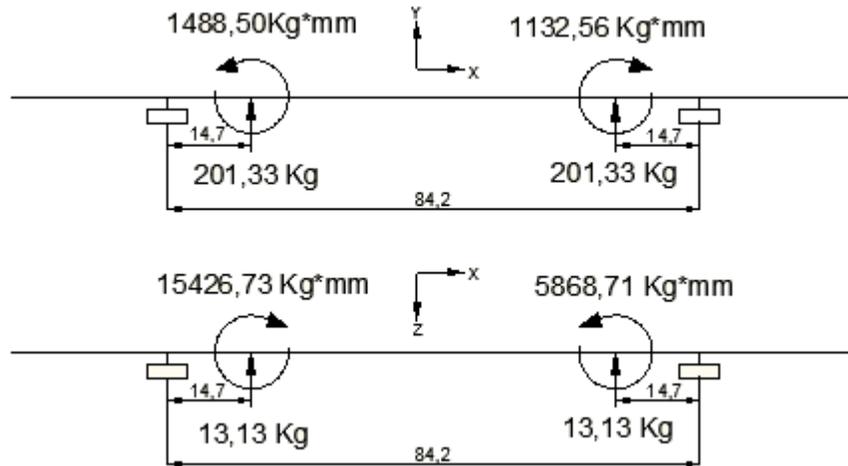
He anotado los valores correspondientes a la sección crítica, en la cual se presenta la mayor magnitud y variación de fuerza cortante y momento flector.



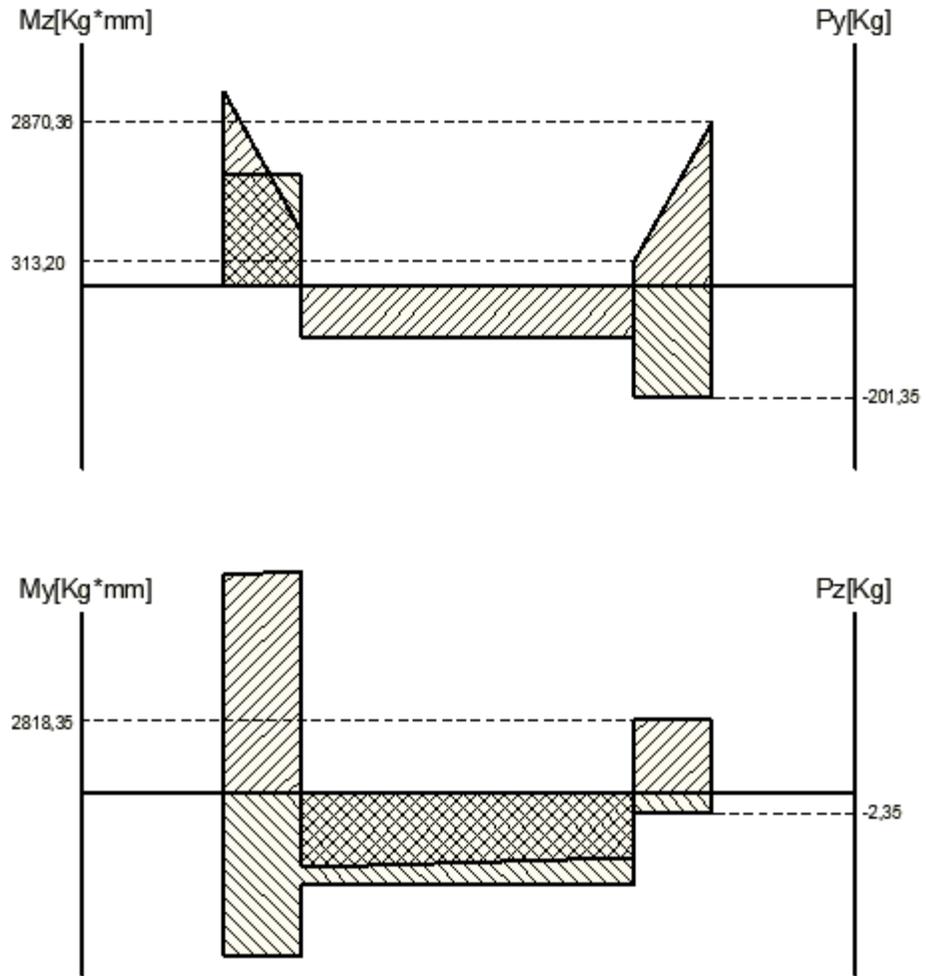
**Figura 4. 98 Diagrama de fuerzas y momentos máximos en el pasador: placa base - palanca**



**Figura 4. 99 Diagramas de fuerza cortante y momento flector máximos del pasador: placa base - palanca**



**Figura 4. 100 Diagrama de fuerzas y momentos mínimos en el pasador: placa base - palanca**



**Figura 4. 101 Diagramas de fuerza cortante y momento flector mínimos del pasador: placa base - palanca**

El material para fabricar el pasador será AISI 1020 CD, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_u := 470 \text{ MPa}$$

$$S_y := 390 \text{ MPa}$$

Factores que reducen la resistencia del material cuando trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 235 \text{ MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 S_u^{-0.265} = 0.871 \quad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

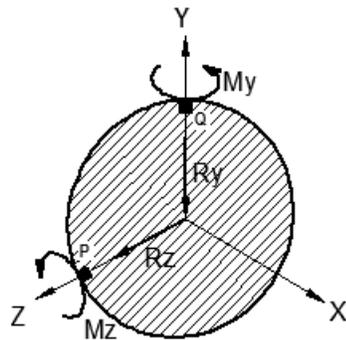
$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi = 11.84 \text{ mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.952 \quad \text{Factor de tamaño}$$

Kc)

$$K_c = 0.708 \quad \text{Factor de carga: Von Mises}$$

### Sección crítica 1:



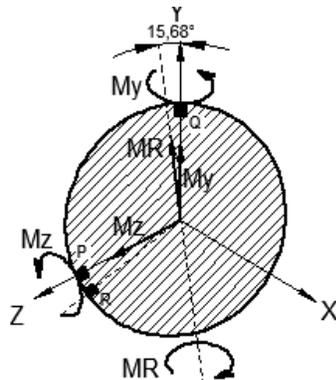
$$M_z := 3224.589.8 = 3.16 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

$$M_y := 11481.769.8 = 1.125 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

$$R_y := -201.319.8 = -1.973 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$R_z := 23.919.8 = 234.318 \quad \text{N}$$

Figura 4. 102 DCL sección crítica 1 del pasador: placa base - palanca



$$M_R := \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = 1.169 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

Figura 4. 103 DCL cargas resultantes 1 del pasador: placa base - palanca

**P)**

$$\sigma_{xxp} := \frac{My \cdot \frac{\phi}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot \phi^4} = 34.977 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xyp} := \frac{4 \cdot Ry}{3 \frac{\pi}{4} \cdot \phi^2} = -3.271 \quad \text{MPa}$$

**Q)**

$$\sigma_{xxq} := \frac{Mz \cdot \frac{\phi}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot \phi^4} = 9.823 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xzq} := \frac{4 \cdot Rz}{3 \frac{\pi}{4} \cdot \phi^2} = 0.388 \quad \text{MPa}$$

**R)**

$$\sigma_{xxr} := \frac{MR \cdot \frac{\phi}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot \phi^4} = 36.33 \text{ MPa}$$

Como el momento flector no ha cambiado de dirección en la carga mínima, tomaremos 0 MPa como el estado de menor carga.

Los esfuerzos estáticos, dinámicos y de Von Mises serán:

**P)**

$$\sigma_{mp} := \frac{\sigma_{xxp} + 0}{2} = 17.489 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{ap} := \frac{\sigma_{xxp} - 0}{2} = 17.489 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{mp} := \frac{\tau_{xyp} + 0}{2} = -1.635 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{ap} := \frac{\tau_{xyp} - 0}{2} = -1.635 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{vmp} := \sqrt{\sigma_{mp}^2 + 3 \cdot \tau_{mp}^2} = 17.716 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{vap} := \sqrt{\sigma_{ap}^2 + 3 \cdot \tau_{ap}^2} = 17.716 \text{ MPa}$$

**Q)**

$$\sigma_{mq} := \frac{\sigma_{xxq} + 0}{2} = 4.912 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{aq} := \frac{\sigma_{xxq} - 0}{2} = 4.912 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{mq} := \frac{\tau_{xzq} + 0}{2} = 0.194 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{aq} := \frac{\tau_{xzq} - 0}{2} = 0.194 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{vmq} := \sqrt{\sigma_{mq}^2 + 3 \cdot \tau_{mq}^2} = 4.923 \quad \text{MPa} \quad \sigma_{vaq} := \sqrt{\sigma_{aq}^2 + 3 \cdot \tau_{aq}^2} = 4.923 \quad \text{MPa}$$

R)

$$\sigma_{mr} := \frac{\sigma_{xxr} + 0}{2} = 18.165 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{ar} := \frac{\sigma_{xxr} - 0}{2} = 18.165 \quad \text{MPa}$$

Los factores de seguridad serán:

P)

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{vmp} + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{vap}} = 5.753$$

Q)

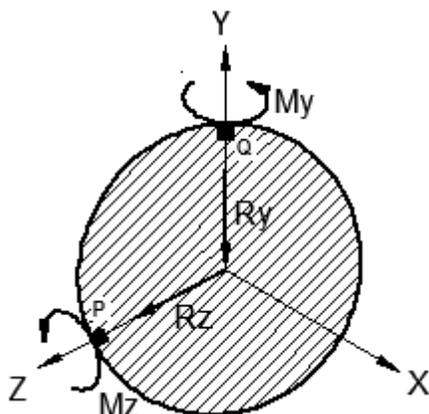
$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{vmq} + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{vaq}} = 20.701$$

R)

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{mr} + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{ar}} = 5.61$$

El factor de seguridad a fatiga cumple con las especificaciones solicitadas por SERTECPET

**Sección crítica 2:**



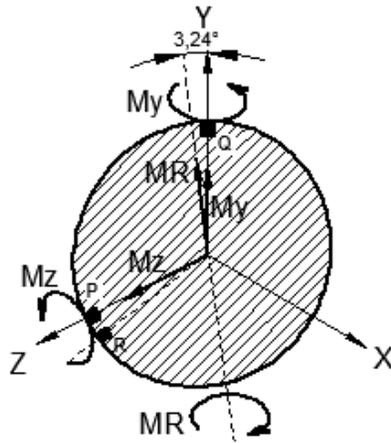
$$M_z := 667.969.8 = 6.546 \times 10^3 \quad \text{N.mm}$$

$$M_y := 11785.469.8 = 1.155 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

$$R_y := -201.319.8 = -1.973 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$R_z := 23.919.8 = 234.318 \quad \text{N}$$

**Figura 4. 104 DCL sección crítica 2 del pasador: placa base - palanca**



$$MR := \sqrt{Mz^2 + My^2} = 1.157 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 105 DCL cargas resultantes 1 del pasador: placa base - palanca**

P)

$$\sigma_{xxp} := \frac{My \cdot \frac{\phi}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot \phi^4} = 35.902 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xyp} := \frac{4 \cdot Ry}{3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \phi^2} = -3.271 \quad \text{MPa}$$

Q)

$$\sigma_{xxq} := \frac{Mz \cdot \frac{\phi}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot \phi^4} = 2.035 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xzq} := \frac{4 \cdot Rz}{3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \phi^2} = 0.388 \quad \text{MPa}$$

R)

$$\sigma_{xxr} := \frac{MR \cdot \frac{\phi}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot \phi^4} = 35.96 \quad \text{MPa}$$

Como el momento flector no ha cambiado de dirección en la carga mínima, tomaremos 0 MPa como el estado de menor carga.

Los esfuerzos estáticos, dinámicos y de Von Mises serán:

P)

$$\sigma_{mp} := \frac{\sigma_{xxp} + 0}{2} = 17.951 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{ap} := \frac{\sigma_{xxp} - 0}{2} = 17.951 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{mp} := \frac{\tau_{xyp} + 0}{2} = -1.635 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{ap} := \frac{\tau_{xyp} - 0}{2} = -1.635 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{mp} := \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau_p^2} = 18.173 \quad \text{MPa} \quad \sigma_{vp} := \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau_p^2} = 18.173 \text{MPa}$$

**Q)**

$$\sigma_{mq} := \frac{\sigma_{xq} + 0}{2} = 1.017 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{aq} := \frac{\sigma_{xq} - 0}{2} = 1.017 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{mq} := \frac{\tau_{zq} + 0}{2} = 0.194 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{aq} := \frac{\tau_{zq} - 0}{2} = 0.194 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{mq} := \sqrt{\sigma_{mq}^2 + 3 \cdot \tau_{mq}^2} = 1.072 \quad \text{MPa} \quad \sigma_{vq} := \sqrt{\sigma_{aq}^2 + 3 \cdot \tau_{aq}^2} = 1.072 \text{MPa}$$

**R)**

$$\sigma_{mr} := \frac{\sigma_{xr} + 0}{2} = 17.98 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{ar} := \frac{\sigma_{xr} - 0}{2} = 17.98 \quad \text{MPa}$$

Los factores de seguridad serán:

**P)**

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{mp} + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{vp}} = 5.608$$

**Q)**

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{mq} + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{vq}} = 95.106$$

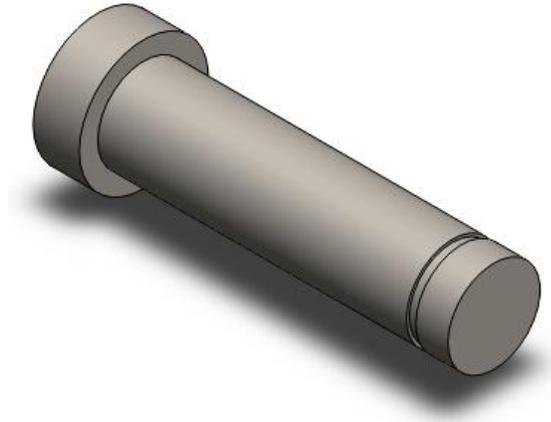
**R)**

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{mr} + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{ar}} = 5.668$$

El factor de seguridad a fatiga cumple con las especificaciones solicitadas por SERTECPET

#### 4.2.4.4 Pasador 4: Oreja del Cilindro de Agarre

El modelo propuesto para el pasador 4 es el siguiente:



**Figura 4. 106 Pasador: Oreja del cilindro de agarre**

El pasador tiene un diámetro de 10 mm y se fijará usando un bocín en su otro extremo.

$$\phi := 10 \text{ mm}$$

Este pasador falla por esfuerzo cortante producto de la fuerza ejercida por el cilindro de agarre. El esfuerzo cortante mínimo será 0 MPa.

$$P := \frac{259.649.8}{2} = 1.272 \times 10^3 \text{ N}$$

$$\tau_x := \frac{P}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi^2} = 16.199 \text{ MPa}$$

$$\tau_m := \frac{\tau_x + 0}{2} = 8.099 \text{ MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - 0}{2} = 8.099 \text{ MPa}$$

El material para fabricar el pasador será AISI 1006 HR, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_u := 300 \text{ MPa}$$

$$S_y := 170 \text{ MPa}$$

Factores que reducen el límite de resistencia estático cuando se trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 150 \text{ MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 S_u^{-0.265} = 0.982 \quad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \phi = 3.7 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 1.078 \quad \text{Factor de tamaño no se aplica pues es mayor a 1}$$

Kc)

$$K_c := 0.328 (S_u)^{0.125} = 0.669 \quad \text{Factor de carga a cortante}$$

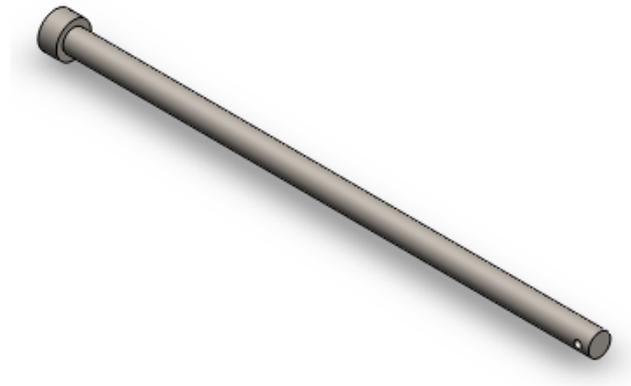
El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{0.58 S_y}{\tau_m + \frac{0.58 S_y}{K_a \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_a} = 6.084 \quad \text{Factor de seguridad a cortante}$$

El factor de seguridad a fatiga cumple con las especificaciones solicitadas por SERTECPET

#### 4.2.4.5 Pasador 5: Ruedas

El modelo propuesto para el pasador 5 es el siguiente:



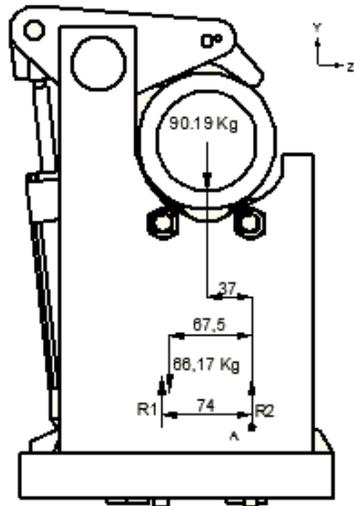
**Figura 4. 107 Pasador: Ruedas**

El pasador tiene un diámetro de 10 mm y se fijará usando un bocín en su otro extremo.

$$\phi := 6 \quad \text{mm}$$

Del análisis del mecanismo podemos concluir que el pasador soporta su máxima carga cuando el tubo está insertado en el torno, teniendo así el siguiente estado

de cargas.



$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = 90.19 + 66.17 \quad (1)$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_1(74) = 66.17(67.5) + 90.19(37) \quad (2)$$

Resolviendo (1) y (2)

$$R_1 = 105.45 \text{ Kg}$$

$$R_2 = 50.9 \text{ Kg}$$

**Figura 4. 108 DCL carga máxima en pasador: ruedas**

No podemos asegurar que el pasador no gire cuando el mecanismo se mueva, por lo que asumiremos que sí.

$$R_y := \frac{105.459.8}{2} = 516.705 \quad \text{N}$$

$$\tau_{xy} := \frac{R_y}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi^2} = 18.275 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{ny} := -\tau_{xy} \quad \text{MPa}$$

$$\tau_m := \frac{\tau_{xy} + \tau_{ny}}{2} = 0 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{xy} - \tau_{ny}}{2} = 18.275 \quad \text{MPa}$$

Material: AISI 1020 HR, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_u := 380 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 210 \quad \text{MPa}$$

Factores que reducen el límite de resistencia estático cuando se trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 190 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 S_u^{-0.265} = 0.922 \quad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

$\phi_e := 0.37 \cdot \phi = 2.22 \text{ mm}$       Diámetro equivalente: sección circular que no gira

$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 1.139$       Factor de tamaño no se aplica pues es mayor a 1

Kc)

$K_c := 0.328 (S_u)^{0.125} = 0.689$       Factor de carga a cortante

El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{0.58S_y}{\tau_m + \frac{0.58S_y}{K_a \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_a} = 6.606 \quad \text{Factor de seguridad a cortante}$$

El factor de seguridad a fatiga cumple con las especificaciones solicitadas por SERTECPET

#### 4.2.4.6 Pasador 6: Cilindro de empuje

El modelo propuesto para el pasador 6 es el siguiente:



**Figura 4. 109 Pasador: cilindro de empuje**

El pasador tiene un diámetro de 28 mm pues es diámetro del alojamiento del acople del cilindro, y se fijará usando un bocín en su otro extremo.

$$\phi := 28 \text{ mm}$$

Este pasador soporta la fuerza ejercida por el cilindro de traslación al introducir el tubo en el torno. Esta fuerza cambia de sentido, pues este cilindro también extrae el tubo.

La fuerza ejercida por el cilindro es:

$$P := \frac{345.299.8}{2} = 1.692 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$\tau_x := \frac{P}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi^2} = 2.748 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_n := -\tau_x \quad \text{MPa}$$

$$\tau_m := \frac{\tau_x + \tau_n}{2} = 0 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - \tau_n}{2} = 2.748 \quad \text{MPa}$$

El material para fabricar el pasador será AISI 1006 HR, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_u := 300 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 170 \quad \text{MPa}$$

Factores que reducen el límite de resistencia estático cuando se trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 150 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 S_u^{-0.265} = 0.982 \quad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi = 10.36 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.966 \quad \text{Factor de tamaño no se aplica pues es mayor a 1}$$

Kc)

$$K_c := 0.328 (S_u)^{0.125} = 0.669 \quad \text{Factor de carga a cortante}$$

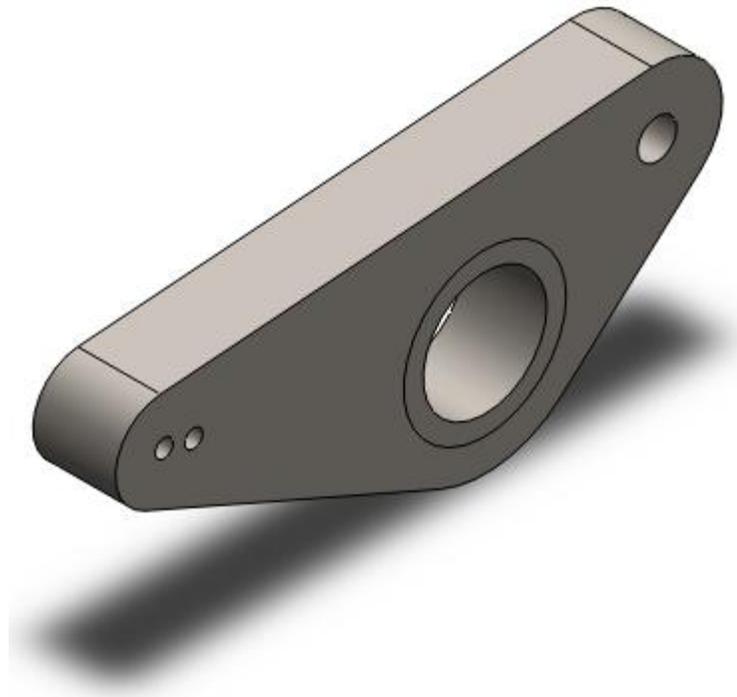
El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{0.58 S_y}{\tau_m + \frac{0.58 S_y}{K_a \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_a} = 35.855 \quad \text{Factor de seguridad a cortante}$$

El factor de seguridad a fatiga cumple con las especificaciones solicitadas por SERTECPET.

#### 4.2.5 DISEÑO DE LA PALANCA DEL MECANISMO DE AGARRE

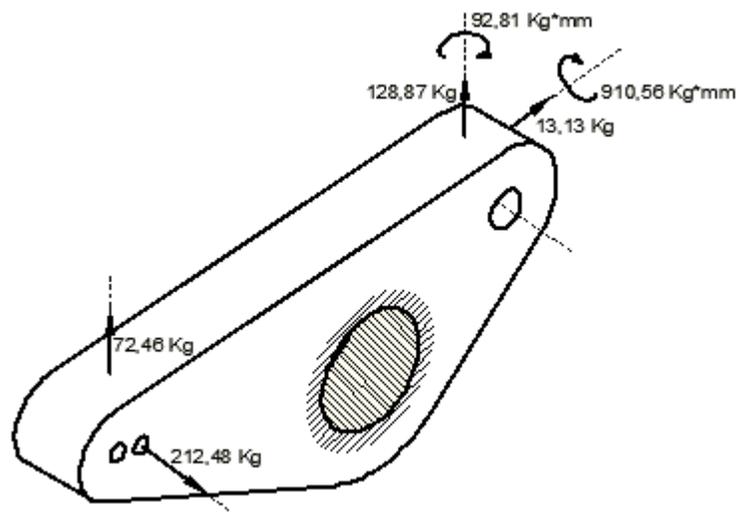
Para la palanca se propone el siguiente modelo:



**Figura 4. 110 Palanca**

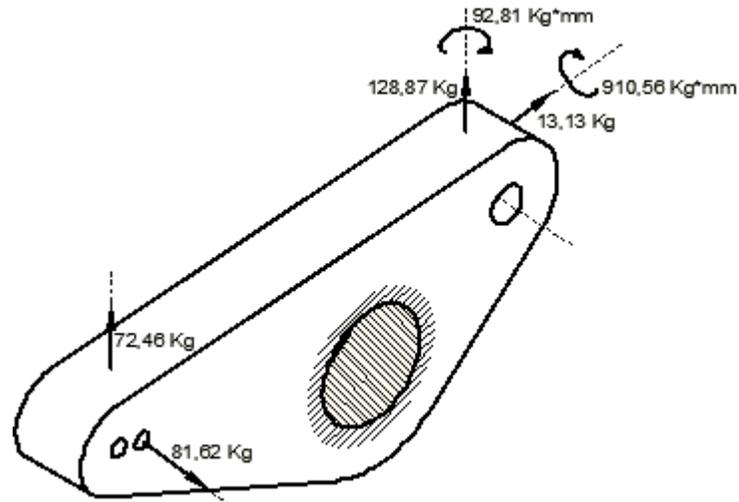
Las cargas que soporta dicha pieza son las siguientes:

**Carga Máxima:** Al introducir el tubo más grande.



**Figura 4. 111 DCL carga máxima en la palanca**

**Carga Mínima:** Al extraer el tubo más grande.



**Figura 4. 112 DCL carga mínima en la palanca**

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

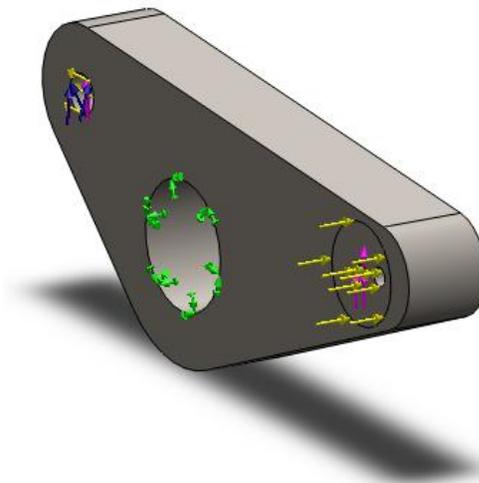
$S_u := 410 \text{ Mpa}$

$S_y := 250 \text{ Mpa}$

Como vemos, la dirección de las fuerzas no ha cambiado de sentido, por lo que los esfuerzos producidos durante la carga mínima tampoco lo harán. El esfuerzo mínimo será de 0 MPa.

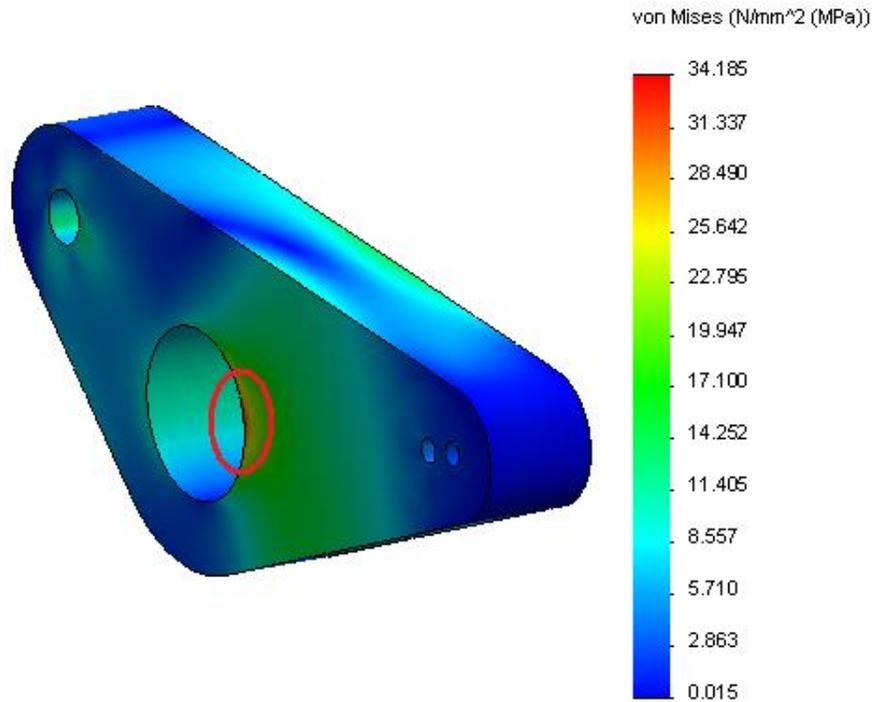
Para el cálculo del esfuerzo máximo en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:

**Carga Máxima:** Al insertar el tubo más grande



**Figura 4. 113 Ubicación de la carga máxima en la palanca**

Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar la siguiente zona crítica:



**Figura 4. 114 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la palanca**

Este esfuerzo es principalmente producto de la flexión producida por la fuerza horizontal de 212.48 Kg que se induce sobre la pieza al insertar el tubo en el torno.

$$\sigma_x := 34.18 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_n := 0 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 17.09 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 17.09 \quad \text{MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742 \quad \text{Factor de superficie: acero laminado en caliente}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{25.472 \cdot 34} = 34.635 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Sección rectangular de 25.4x72.34 no rotativa}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.849$$

Kc)

$$K_c := 1$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 4.981$$

El factor de seguridad cumple con las especificaciones dadas por SERTECPET.

#### 4.2.6 DISEÑO DE LA PLACA DE ACOPLE DEL MECANISMO DE AGARRE

Para la placa se propone el siguiente modelo:

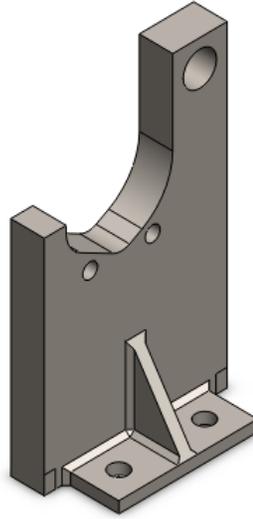


Figura 4. 115 Placa de acople del mecanismo de agarre

Las cargas que soporta dicha pieza son las siguientes:

**Carga Máxima:** Al introducir el tubo más grande

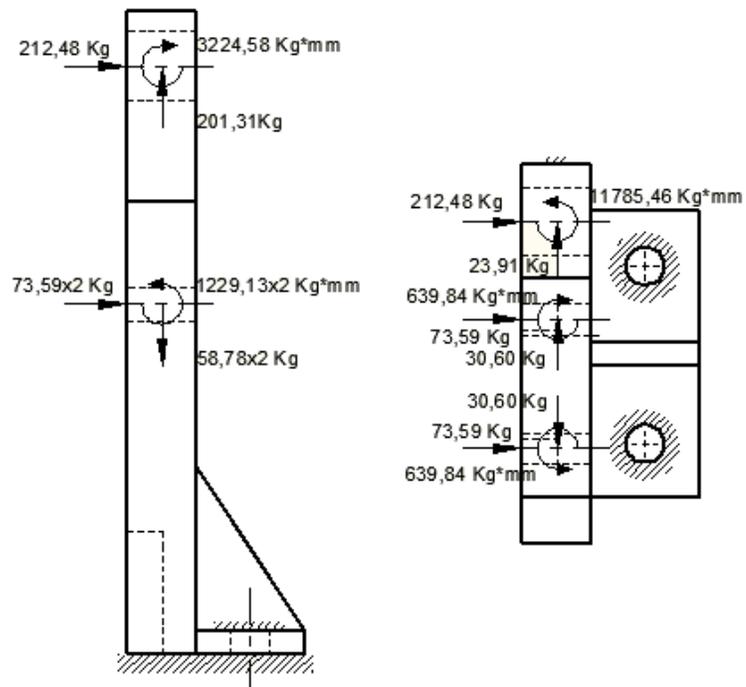
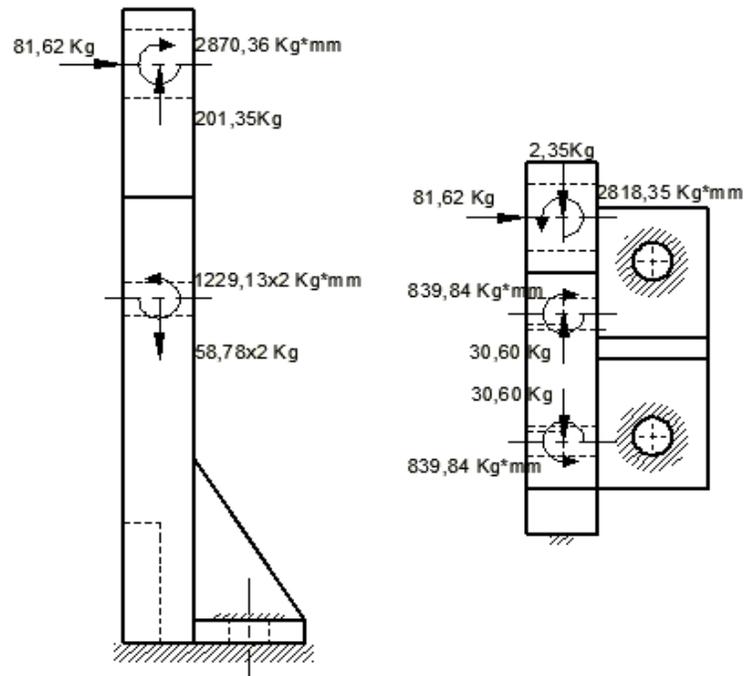


Figura 4. 116 DCL carga máxima en la placa de acople del mecanismo de agarre

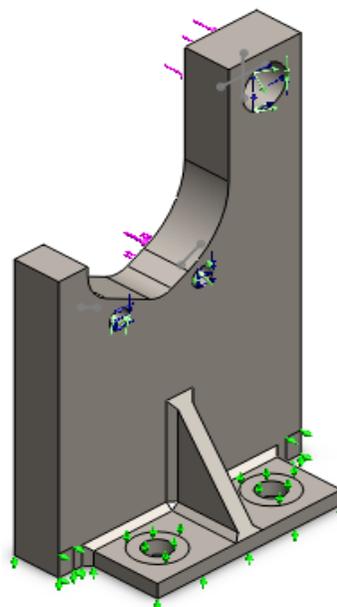
**Carga Mínima:** Al extraer el tubo más grande



**Figura 4. 117 DCL carga mínima en la placa de acople del mecanismo de agarre**

Para el cálculo del esfuerzo máximo en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:

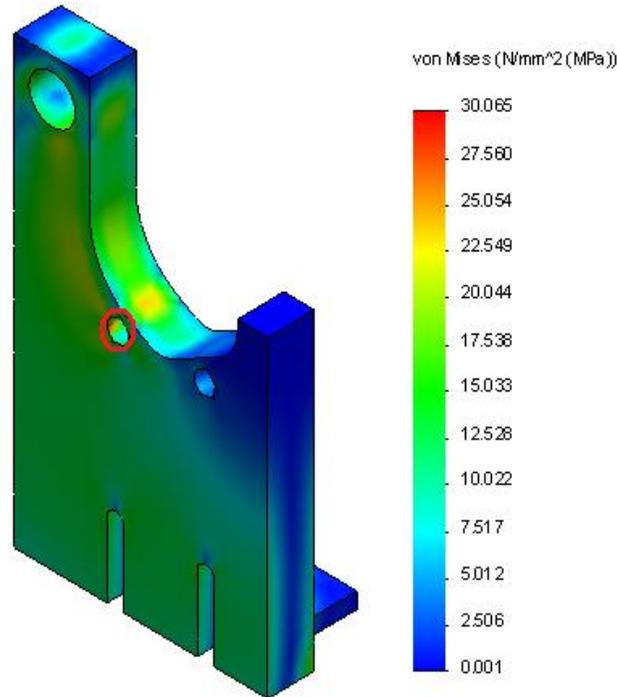
**Carga Máxima:** Al insertar el tubo más grande



**Figura 4. 118 Ubicación de la carga máxima en la placa de acople del mecanismo de agarre**

Como vemos, la dirección de las fuerzas no ha cambiado de sentido, por lo que los esfuerzos producidos durante la carga mínima tampoco lo harán. El esfuerzo mínimo será de 0 MPa.

Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar la siguiente zona crítica:



**Figura 4. 119 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la placa de acople del mecanismo de agarre**

Este esfuerzo es principalmente producto de la flexión producida por la fuerza horizontal de 212.48 Kg que se induce sobre la pieza al insertar el tubo en el torno.

$$\sigma_x := 30.06 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_n := 0 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 15.03 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 15.03 \quad \text{MPa}$$

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \quad \text{Mpa}$$

$$S_y := 250 \quad \text{Mpa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \text{ MPa}$$

Materiales ferrosos

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{208.5038.1} = 72.016 \text{ mm}$$

Diámetro equivalente: Sección rectangular de 208.5x38.1 no rotativa

$$K_b := 0.859 - 0.000837 \phi_e = 0.799$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 51mm

Kc)

$$K_c := 1$$

Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 5.44$$

El factor de seguridad cumple con las especificaciones dadas por SERTECPET.

#### 4.2.6.1 Diseño de la Junta Empernada de la Placa de Acople

La junta sujetará 2 placas que en total sumarán 38.1 mm de agarre. Se recomienda un diámetro cercano a la mitad de dicho agarre, por lo que tomaremos pernos M20x2.5

##### Datos del perno:

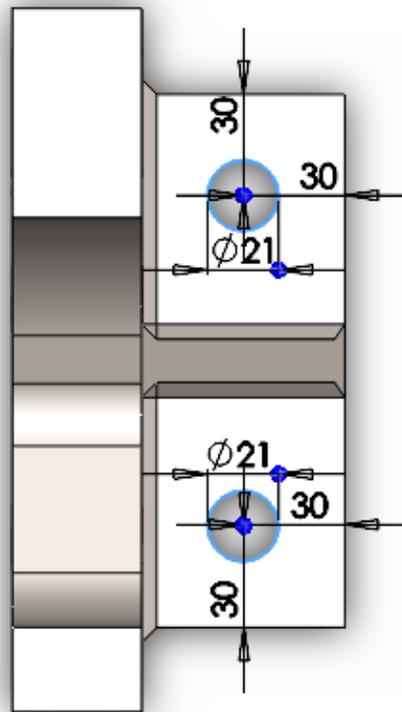
Perno M20x2.5:

$\phi := 20$	mm	Diámetro
$A_t := 245$	$\text{mm}^2$	Área a la tracción
$E := 207$	GPa	Modulo de elasticidad
$p := 2.5$	mm	Paso

##### Desarrollo:

Se recomienda posicionar los pernos a una distancia  $s=1.5\phi$  de los bordes de la placa.

$$s_{\phi} := 1.5 \cdot \phi = 30 \quad \text{mm}$$



**Figura 4. 120 Ubicación de los agujeros para pernos en la placa de acople del mecanismo de agarre**

Se dejará cierta holgura en el perno para prevenir que sea este el que soporte las cargas horizontales.

Ahora determinaremos las cargas que soporta dicha junta.

Carga máxima:

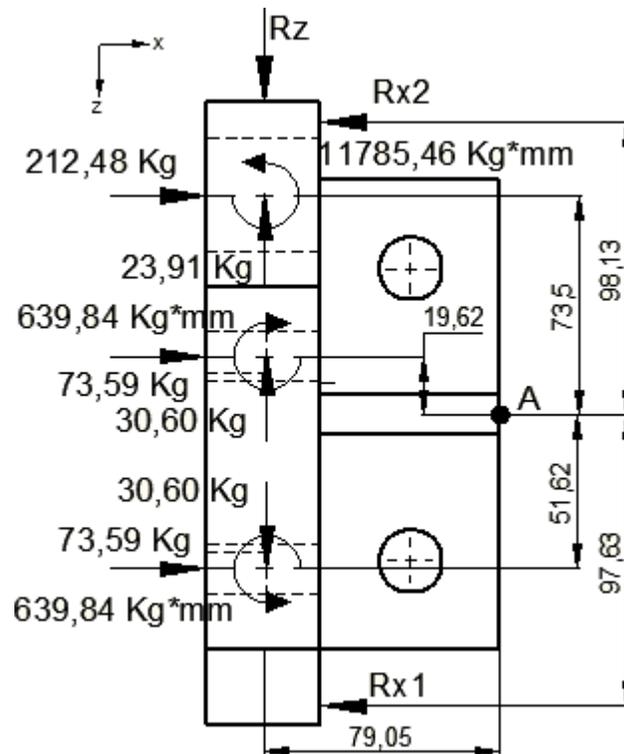


Figura 4. 121 DCL reacciones máximas en la placa de acople del mecanismo de agarre

$$\underline{\Sigma F_z=0}$$

$$R_z=23.91 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_{x1}+R_{x2}=212.48+2(73.59) \quad (1)$$

$$\underline{\Sigma M_A=0}$$

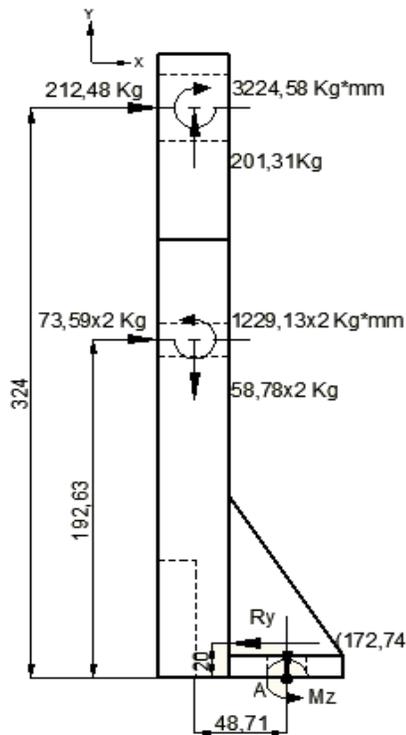
$$212.48(73.5)+73.59(19.62)+30.6(79.05)+R_{x1}(97.63)=R_{x2}(98.13)+11785.46+73.59(51.62)+30.6(79.05) \quad (2)$$

Resolviendo (1) y (2)

$$R_{x1}=172.74 \text{ Kg}$$

$$R_{x2}=186.91 \text{ Kg}$$

Una vez determinadas las reacciones en la placa de acople podemos determinar las reacciones en el centro de gravedad de la junta emperrada.



$$\Sigma Fy=0$$

$$Ry=201.31-58.78(2)$$

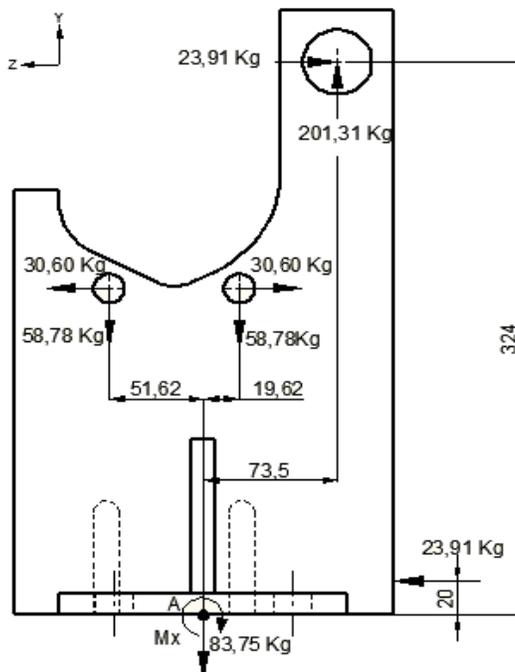
$$Ry=83.75 \text{ Kg}$$

$$\Sigma MA=0$$

$$Mz=212.48(324)+73.59(2)(192.63)+3224.58+201.31(48.71)-58.78(2)(48.71)-1229.13(2) - (172.74+186.91)(20)$$

$$Mz=94847.59 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 122 DCL carga máxima en el centroide de la junta emperrada de la placa de acople del mecanismo de agarre (vista lateral)**



$$\Sigma Mx=0$$

$$Mx=58.78(51.62)-58.78(19.62)-23.91(324)+201.31(73.5)+23.91(20)$$

$$Mx=9408.60 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 123 DCL carga máxima en el centroide de la junta emperrada de la placa de acople del mecanismo de agarre (vista frontal)**

Carga mínima:

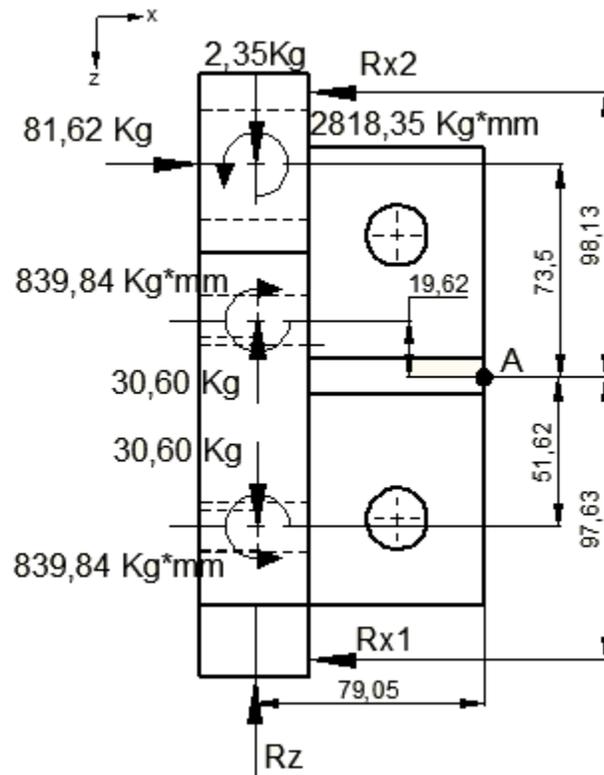


Figura 4. 124 DCL reacciones mínimas en la placa de acople del mecanismo de agarre

$$\underline{\Sigma F_z=0}$$

$$R_z=2.35 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_{x1}+R_{x2}=81.62 \text{ (1)}$$

$$\underline{\Sigma M_A=0}$$

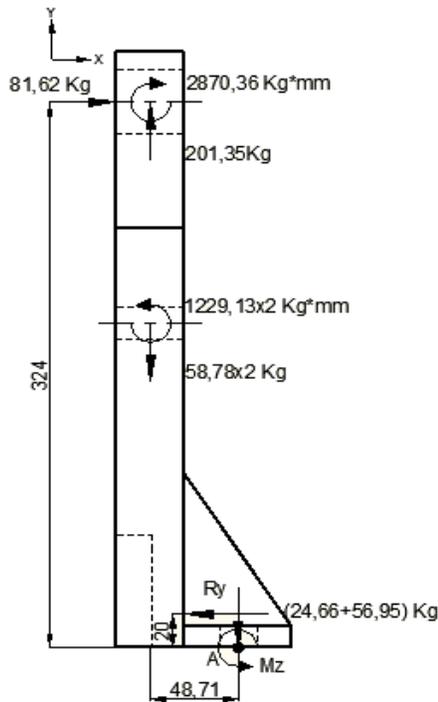
$$81.62(73.5)+R_{x1}(97.63)=R_{x2}(98.13)+2818.35+2.35(79.05)-2.35(79.05) \text{ (2)}$$

Resolviendo (1) y (2)

$$R_{x1}=24.66 \text{ Kg}$$

$$R_{x2}=56.95 \text{ Kg}$$

Una vez determinadas las reacciones en la placa de acople podemos determinar las reacciones en el centro de gravedad de la junta empernada.



$$\Sigma Fy=0$$

$$Ry=182.12-55.30(2)$$

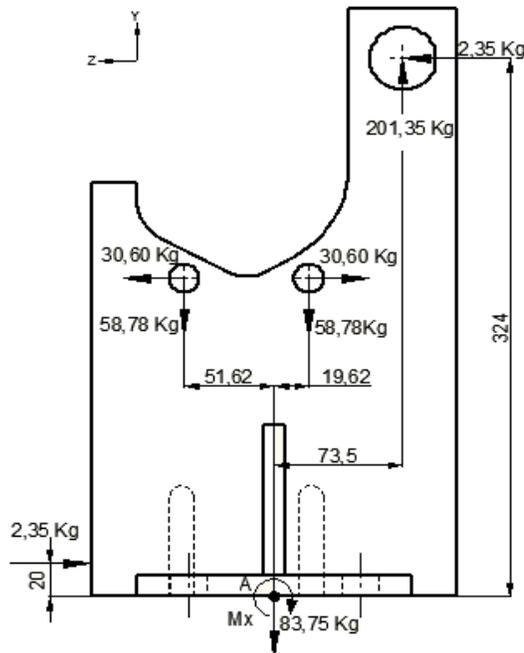
$$Ry=71.52 \text{ Kg}$$

$$\Sigma MA=0$$

$$Mz=81.62(324)+2870.36+201.35(48.71) \\ -58.78(2)(48.71)-1229.13(2) \\ -(24.66+56.95)(20)$$

$$Mz=29306.19 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 125 DCL carga mínima en el centroide de la junta empernada de la placa de acople del mecanismo de agarre (vista lateral)**



$$\Sigma Mx=0$$

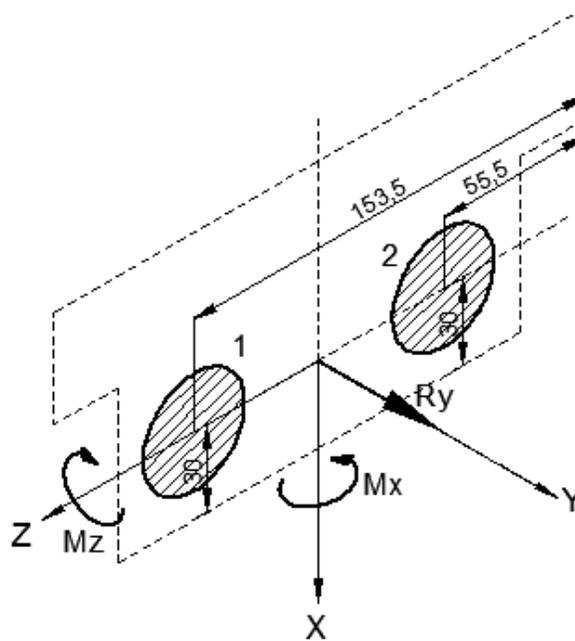
$$Mx=58.78(51.62)- \\ 58.78(19.62)+2.35(324)+201.35(73.5)- \\ 2.35(20)$$

$$Mx=17394.58 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 126 DCL carga mínima en el centroide de la junta empernada de la placa de acople del mecanismo de agarre (vista frontal)**

Pasando las fuerzas y momentos a la junta empernada:

**Carga máxima:**



**Figura 4. 127 DCL carga máxima en la junta empernada de la placa de acople del mecanismo de agarre**

$$M_z := 94847.599.8 = 9.295 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

$$M_x := 9408.609.8 = 9.22 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

$$R_y := 83.759.8 = 820.75 \quad \text{N}$$

Los momentos ejercen una fuerza de tracción sobre los pernos equivalente a:

$$P_i := \frac{d_i \cdot M}{\sum d_i^2} \quad \text{Siendo } d_i \text{ la distancia al pivote en la dirección de giro y } M \text{ el momento en la junta}$$

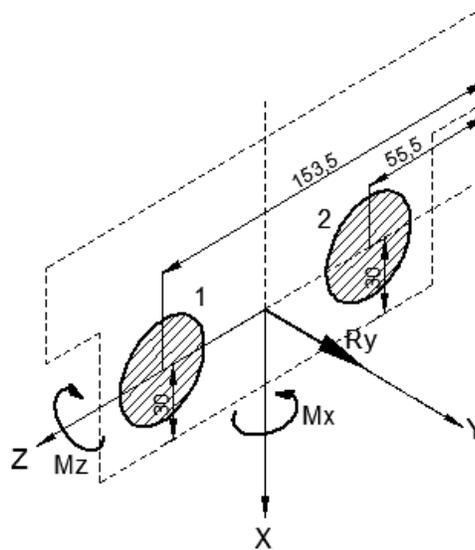
La fuerza de tracción sobre el perno N1 será:

$$P_{1x} := \frac{30 \cdot M_z}{30^2 + 30^2} + \frac{153.5 M_x}{153.5^2 + 55.5^2} + \frac{R_y}{2} = 1.643 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Y sobre el perno N2 será:

$$P_{2x} := \frac{30 \cdot M_z}{30^2 + 30^2} + \frac{55.5 M_x}{153.5^2 + 55.5^2} + \frac{R_y}{2} = 1.609 \times 10^4 \quad \text{N}$$

**Carga mínima:**



**Figura 4. 128 DCL carga mínima en la junta empernada de la placa de acople del mecanismo de agarre**

$$M_z := 29306.199.8 = 2.872 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

$$M_x := 17394.589.8 = 1.705 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

$$R_y := 83.759.8 = 820.75 \quad \text{N}$$

La fuerza de tracción sobre el perno N1 será:

$$P_{1m} := \frac{30 \cdot M_z}{30^2 + 30^2} + \frac{153.5 M_x}{153.5^2 + 55.5^2} + \frac{R_y}{2} = 6.179 \times 10^3 \quad \text{N}$$

Y sobre el perno N2 será:

$$P_{2m} := \frac{30 \cdot M_z}{30^2 + 30^2} + \frac{55.5 M_x}{153.5^2 + 55.5^2} + \frac{R_y}{2} = 5.552 \times 10^3 \quad \text{N}$$

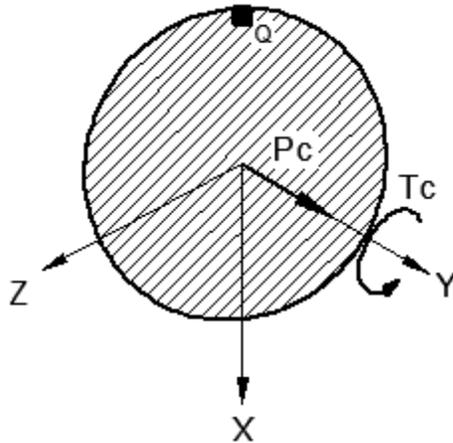
Para prevenir que la junta se afloje y que la carga la soporte en su totalidad la junta empernada, deberemos aplicar una precarga mayor a la fuerza máxima de tracción que soporta el perno.

$$P_c := 17000 \quad \text{N}$$

Para obtener dicha fuerza de precarga, el torque de aprieta deberá ser:

$$T_c := 0.3 \cdot P_c \cdot \phi = 1.02 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

Durante el ensamble de la junta, el perno soportará el siguiente estado de carga:



$$\sigma := \frac{P_c}{A_t} = 69.388 \quad \text{MPa}$$

$$\phi_t := \sqrt{\frac{A_t \cdot 4}{\pi}} = 17.662 \quad \text{mm}$$

$$\tau := \frac{T_c \cdot \frac{\phi_t}{2}}{\frac{\pi}{32} \phi_t^4} = 94.288 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 129 DCL cargas de montaje en los pernos de la placa de acople del mecanismo de agarre**

El esfuerzo de Von Mises será:

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = 177.441 \quad \text{MPa}$$

Utilizando pernos grado 8.8, pues es el disponible en el mercado

$$S_u := 830 \quad \text{MPa} \quad \text{Resistencia de tensión mínima}$$

$$S_p := 600 \quad \text{MPa} \quad \text{Resistencia mínima de prueba}$$

La resistencia mínima de prueba asegura que el perno no se deformará plásticamente.

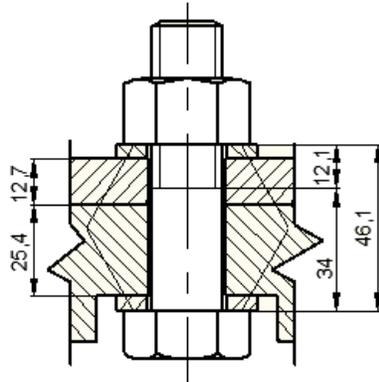
El factor de seguridad para el montaje será de:

$$FS := \frac{S_p}{\sigma_v} = 3.381$$

Para liberar al perno del torque aplicado, giraremos 30° después de alcanzar el torque de apriete y regresaremos el mismo ángulo, dejando así al perno libre de cargas de torsión.

### Rigidez de la junta

Es importante determinar la rigidez de la junta para establecer el porcentaje de la carga externa que realmente soporta el perno.



$l := 46.1$	mm	Agarre efectivo
$l_t := 12.1$	mm	Longitud roscada de agarre
$l_d := 34$	mm	Longitud no roscada de agarre

**Figura 4. 130** Agarre efectivo del perno de la placa de acople del mecanismo de agarre

### Rigidez del perno:

El perno actúa como dos resortes en serie, por lo tanto la constante de rigidez del perno será:

$$k_b := \frac{\frac{\pi}{4} \phi^2 \cdot A_t \cdot E}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi^2 \cdot l_t + A_t \cdot l_d} = 1.313 \times 10^3 \quad \frac{\text{GN}}{\text{mm}}$$

### Rigidez del elemento:

Aún cuando las dos piezas unidas no sean de un mismo espesor, la distribución de esfuerzos sigue extendiéndose hacia afuera hacia un punto que se puede aproximar por el cono descrito anteriormente.

La constante de rigidez del elemento será:

$$A := 0.78715$$

$$B := 0.62873$$

$$k_m := \phi \cdot E \cdot A \cdot e^{B \cdot \left(\frac{\phi}{l}\right)} = 4.281 \times 10^3 \quad \frac{\text{GN}}{\text{mm}}$$

### Constante de la junta:

El porcentaje de la carga que soporta el perno será:

$$C := \frac{k_b}{k_b + k_m} = 0.235$$

Esto cumple con la recomendación de ser mayor a 0.2 y menor a 0.4

### Diseño:

La fuerza máxima que soporta el perno es:

$$F := P_c + C \cdot P_1 x = 2.086 \times 10^4 \text{ N}$$

Los esfuerzos en el perno serán:

$$\sigma_x := \frac{F}{A_t} = 85.135 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_n := \frac{P_c}{A_t} = 69.388 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 77.261 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 7.874 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 3 \quad \text{Para roscas laminadas y de grado mayor a 6.6}$$

$$\sigma_{mf} := \sigma_m = 77.261 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{af} := k_f \cdot \sigma_a = 23.621 \quad \text{MPa}$$

Este concentrador de esfuerzo incluye la sensibilidad de la muesca y al acabado superficial.

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 415 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

K<sub>c</sub>)

$$K_c := 1.43 S_p^{-0.078} = 0.868 \quad \text{Factor de carga axial}$$

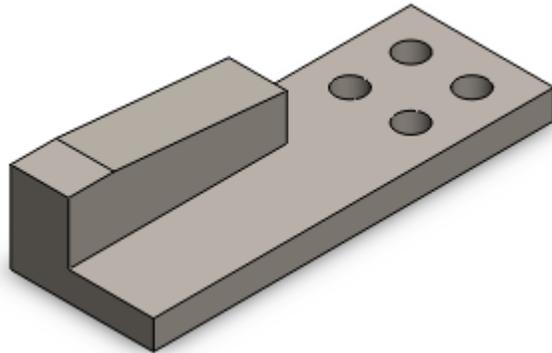
El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{S_p}{\sigma_{mf} + \frac{S_p}{K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{af}} = 5.146$$

Este factor cumple con las especificaciones dadas por SERTECPET

#### 4.2.7 DISEÑO DE LA PLACA TOPE DEL MECANISMO DE AGARRE

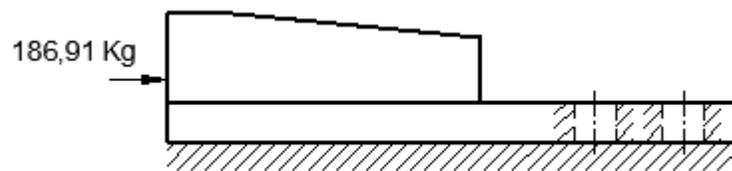
Para la placa se propone el siguiente modelo:



**Figura 4. 131 Placa tope**

Las cargas que soporta dicha pieza son las siguientes:

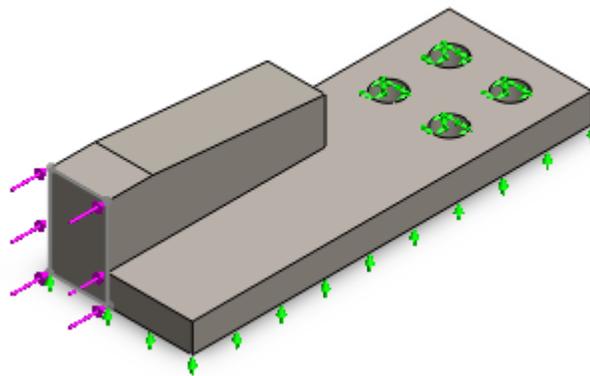
**Carga Máxima:** Al extraer el tubo más grande.



**Figura 4. 132 DCL carga máxima en la placa tope**

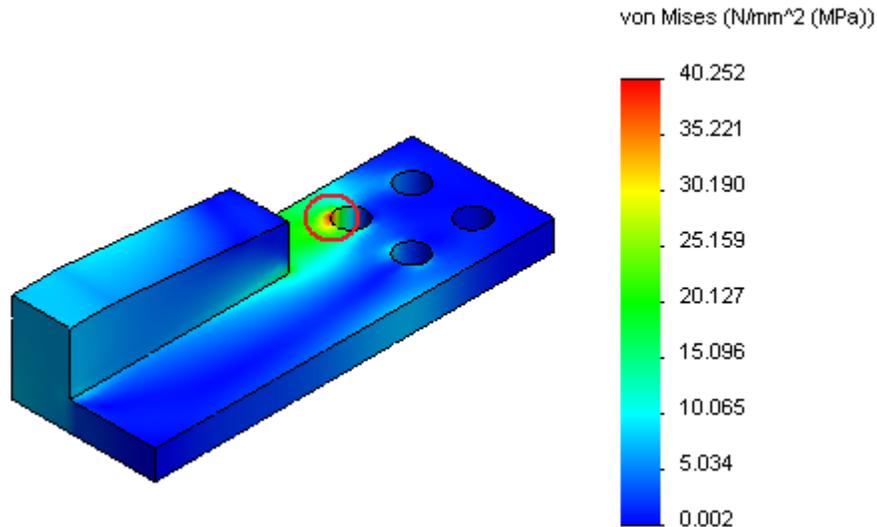
La carga mínima tiene la misma dirección de la carga máxima, por lo que consideraremos como carga mínima 0 Kg.

Para el cálculo del esfuerzo máximo en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:



**Figura 4. 133 Ubicación de la carga máxima en la placa tope**

Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar la siguiente zona crítica:



**Figura 4. 134 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la placa tope**

$$\sigma_x := 40.252 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_n := 0 \quad \text{Mpa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 20.126 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 20.126 \quad \text{MPa}$$

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 250 \quad \text{MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742 \quad \text{Factor de superficie: acero laminado en caliente.}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{31.4 \cdot 6.35} = 11.409 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Sección rectangular de 31.4x6.35 no rotativa}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.956 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 1$$

Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 4.567$$

#### 4.2.7.1 Diseño de la Junta Empernada de la Placa Tope

##### Datos del perno:

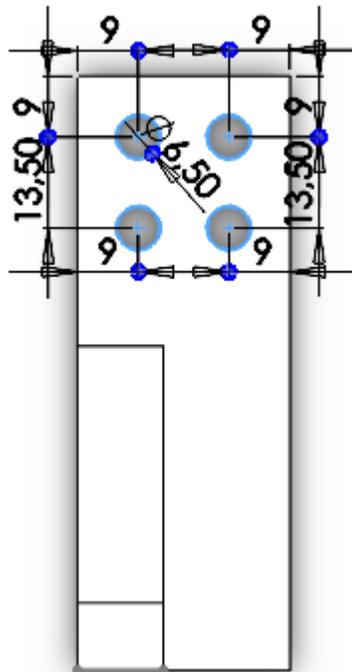
Perno M5x0.8:

$\phi := 6$	mm	Diámetro
$A_t := 20.1$	$\text{mm}^2$	Área a la tracción
$E := 207$	GPa	Modulo de elasticidad
$p := 1$	mm	Paso

##### Desarrollo:

Se recomienda posicionar los pernos a una distancia  $s=1.5\phi$  de los bordes de la placa

$$s := 1.5 \cdot \phi = 9 \quad \text{mm}$$

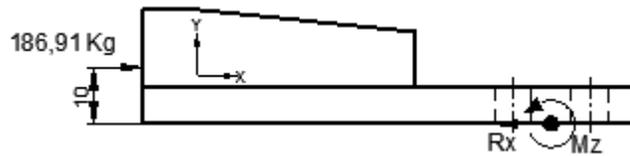


**Figura 4. 135 Ubicación de agujeros para pernos en la placa tope**

Se dejará cierta holgura en el perno para prevenir que sea este el que soporte las cargas horizontales.

Ahora determinaremos las cargas que soporta dicha junta.

**Carga máxima:** Al extraer el tubo más grande.



**Figura 4. 136 DCL carga máxima en el centroide de la junta empernada de la placa tope (vista lateral)**

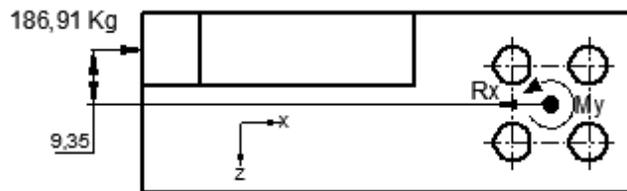
$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_x=186.91 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

$$M_z=186.91(10)$$

$$M_z= 1869.1 \text{ Kg}^*\text{mm}$$



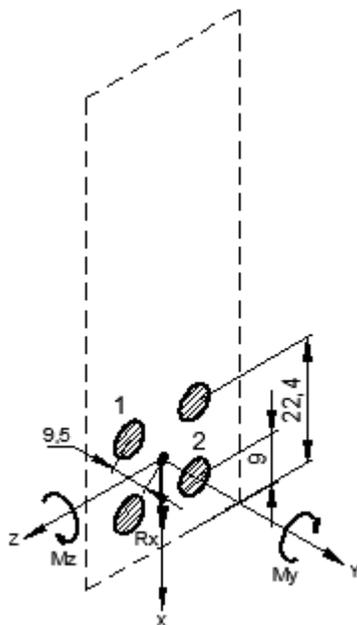
**Figura 4. 137 DCL carga máxima en el centroide de la junta empernada de la placa tope (vista superior)**

$$\underline{\Sigma M_y=0}$$

$$M_y=186.91(9.35)$$

$$M_y=1747.6 \text{ Kg}^*\text{mm}$$

Pasando las fuerzas y momentos a la junta empernada:



$$M_z := 1869.19.8 = 1.832 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

$$M_y := 1747.69.8 = 1.713 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

$$R_x := 186.919.8 = 1831.718 \quad \text{N}$$

**Figura 4. 138 DCL carga máxima en la junta empernada de la placa tope**

Los momentos ejercen una fuerza de tracción sobre los pernos equivalente a:

$$P_n := \frac{d_n \cdot M}{\sum d_i^2} \quad \text{Siendo } d_i \text{ la distancia al pivote en la dirección de giro y } M \text{ el momento en la junta.}$$

La fuerza de tracción sobre el perno N1 será:

$$P_{1x} := \frac{22.4 M_z}{9^2 + 9^2 + 22.4^2 + 22.4^2} = 352.036 \quad \text{N}$$

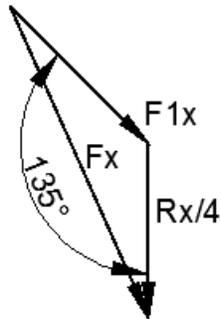
El torque My ejerce una fuerza cortante sobre los pernos, equivalente a:

$$F_n := \frac{r_n \cdot T}{\sum r_n^2} \quad \text{Siendo } r_n \text{ la distancia del centro de gravedad de la junta al perno y } T \text{ el torque en la junta.}$$

La fuerza cortante sobre el perno N1 será:

$$F_{1x} := \frac{9.5 M_y}{9.5^2 + 9.5^2 + 9.5^2 + 9.5^2} = 450.697 \quad \text{N}$$

La fuerza cortante ejercida por el torque y la fuerza ejercida a lo largo del eje x se encuentran en la siguiente disposición:



$$F_x := \sqrt{\left(\frac{R_x}{4}\right)^2 + F_{1x}^2 - 2 \cdot \left(\frac{R_x}{4}\right) \cdot F_{1x} \cdot \cos\left(135 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}$$

$$F_x = 839.466 \quad \text{N}$$

**Figura 4. 139 Vectores de fuerzas cortantes en el perno crítico de la placa tope**

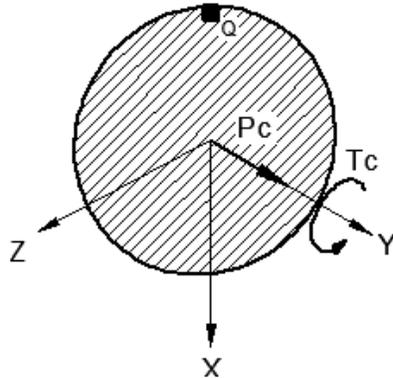
Deberemos aplicar una precarga apenas mayor a la fuerza máxima de tracción que soporta el perno.

$$P_c := 1000 \quad \text{N}$$

El torque de aprieta deberá ser:

$$T_c := 0.3 \cdot P_c \cdot \phi = 1800 \quad \text{N.mm}$$

Durante el ensamble de la junta, el perno soportará el siguiente estado de carga:



$$\sigma := \frac{P_c}{A_t} = 49.751 \quad \text{MPa}$$

$$\phi_t := \sqrt{\frac{A_t \cdot 4}{\pi}} = 5.059 \quad \text{mm}$$

$$\tau := \frac{T_c \cdot \frac{\phi_t}{2}}{\frac{\pi}{32} \phi_t^4} = 70.808 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 140 DCL cargas de montaje en los pernos de la placa tope**

El esfuerzo de Von Mises será:

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = 132.35 \quad \text{MPa}$$

Utilizando pernos grado 8.8, pues es el disponible en el mercado

$S_u := 830$  MPa Resistencia de tensión mínima

$S_p := 600$  MPa Resistencia mínima de prueba

La resistencia mínima de prueba asegura que el perno no se deformará plásticamente.

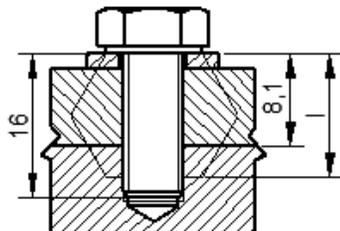
El factor de seguridad para el montaje será de:

$$FS := \frac{S_p}{\sigma_v} = 4.533$$

Para liberar al perno del torque aplicado, giraremos 30° después de alcanzar el torque de apriete y regresaremos el mismo ángulo, dejando así al perno libre de cargas de torsión.

### Rigidez de la junta

Es importante determinar la rigidez de la junta para establecer el porcentaje de la carga externa que realmente soporta el perno.



Debido a que se trata de un tornillo, el agarre efectivo esta dado por:

$$l := 8.1 + \frac{\phi}{2} = 11.1 \quad \text{mm} \quad \text{Agarre efectivo cuando } t_2 \text{ es mayor a } \phi$$

**Figura 4. 141 Agarre efectivo del perno de la placa tope**

### Rigidez del perno:

Debido a que el perno está roscado en su totalidad, la constante de rigidez del perno será:

$$k_b := \frac{A_t \cdot E}{l} = 374.838 \frac{\text{GN}}{\text{mm}}$$

### Rigidez del elemento:

Aún cuando las dos piezas unidas no sean de un mismo espesor, la distribución de esfuerzos sigue extendiéndose hacia afuera hacia un punto que se puede aproximar por el cono descrito anteriormente.

La constante de rigidez del elemento será:

$$A := 0.78715$$

$$B := 0.62873$$

$$k_m := \phi \cdot E \cdot A \cdot e^{B \cdot \left(\frac{\phi}{l}\right)} = 1373.333 \frac{\text{GN}}{\text{mm}}$$

### Constante de la junta:

El porcentaje de la carga que soporta el perno será:

$$C := \frac{k_b}{k_b + k_m} = 0.214$$

Esto cumple con la recomendación de ser mayor a 0.2 y menor a 0.4.

La fuerza máxima de tracción que soporta el perno es:

$$F := P_c + C \cdot P_{1x} = 1075.483 \quad \text{N}$$

Los esfuerzos en el perno serán:

$$\sigma_x := \frac{F}{A_t} = 53.507 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_x := \frac{F_x}{A_t} = 41.764 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_n := \frac{P_c}{A_t} = 49.751 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_n := 0 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 51.629 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_m := \frac{\tau_x + \tau_n}{2} = 20.882 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 1.878 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - \tau_n}{2} = 20.882 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo en dirección axial, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 3 \quad \text{Para roscas laminadas y de grado mayor a 6.6}$$

$$\sigma_{mf} := \sigma_m = 51.629 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{af} := k_f \cdot \sigma_a = 5.633 \quad \text{MPa}$$

Este concentrador de esfuerzo incluye la sensibilidad de la muesca y al acabado superficial para el caso de carga axial.

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 415 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.51 \cdot S_u^{-0.265} = 0.76 \quad \text{Factor de superficie: Laminado en frio.}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi_t = 1.872 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular que no gira.}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 1.16 \quad \text{Factor de tamaño: mayor a 1, no se considera}$$

El factor de tamaño no se aplica para carga axial pura.

Kc)

$$K_{c\tau} := 0.258 S_u^{0.125} = 0.598 \quad \text{Factor de carga cortante}$$

$$K_{c\sigma} := 1.43 S_p^{-0.078} = 0.868 \quad \text{Factor de carga axial}$$

El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS_{\sigma} := \frac{S_p}{\sigma_{mf} + \frac{S_p}{K_{c\sigma} \cdot S_e} \cdot \sigma_{af}} = 9.835 \quad \quad FS_{\tau} := \frac{0.58 \cdot S_p}{\tau_m + \frac{0.58 S_p}{K_a \cdot K_{c\tau} \cdot S_e} \cdot \tau_a} = 5.854$$

Este factor cumple con las especificaciones dadas por SERTECPET

#### 4.2.8 DISEÑO DEL BASTIDOR DEL MECANISMO DE AGARRE

Para el bastidor se propone el siguiente modelo:

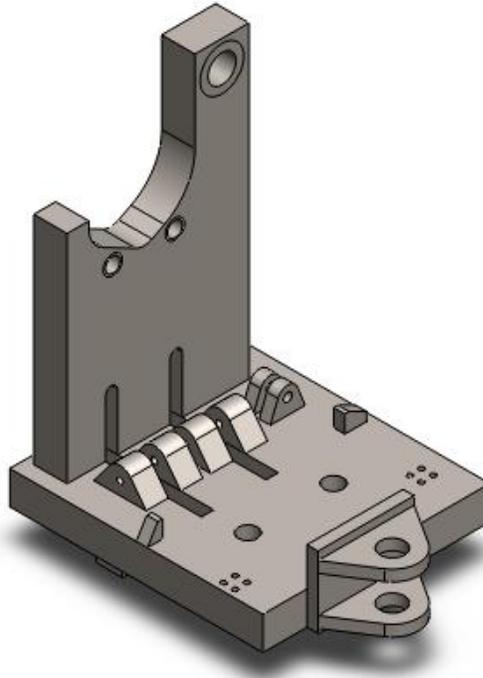


Figura 4. 142 Bastidor del mecanismo de agarre

Las cargas que soporta dicha pieza son las siguientes:

**Carga Máxima:** Al introducir el tubo más grande.

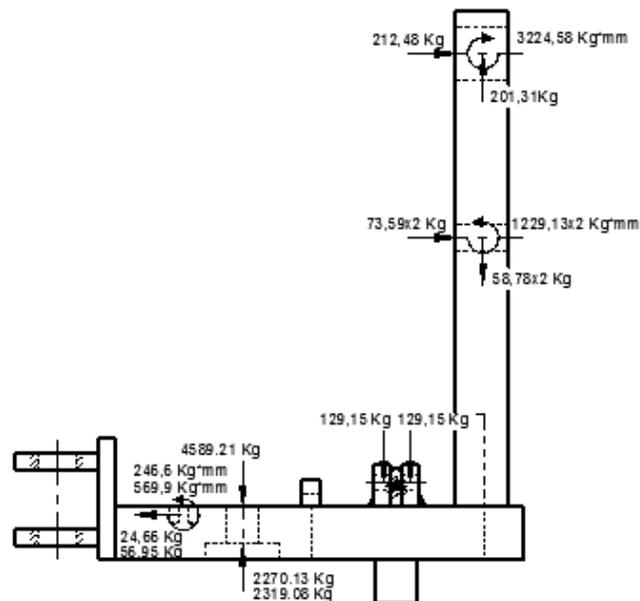


Figura 4. 143 DCL carga máxima en el bastidor del mecanismo de agarre (vista lateral)

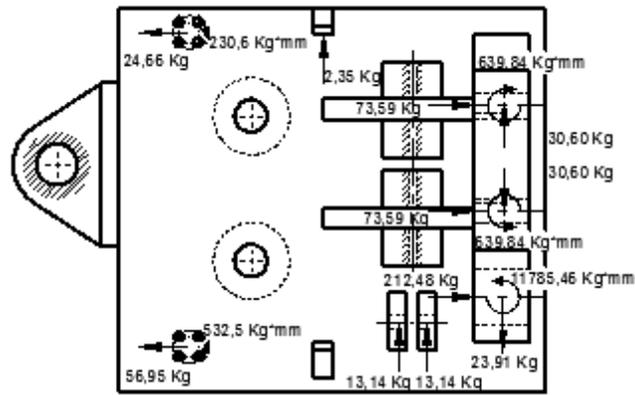


Figura 4. 144 DCL carga máxima en el bastidor del mecanismo de agarre (vista superior)

Carga Mínima: Al extraer el tubo más grande.

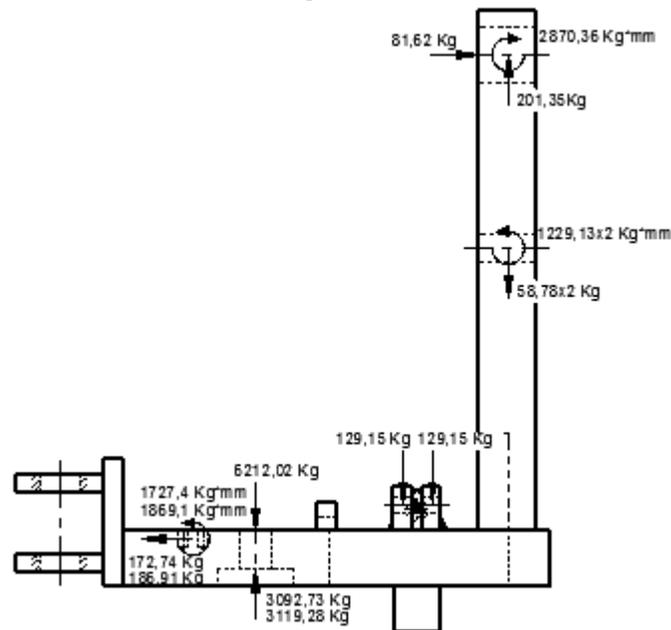


Figura 4. 145 DCL carga mínima en el bastidor del mecanismo de agarre (vista lateral)

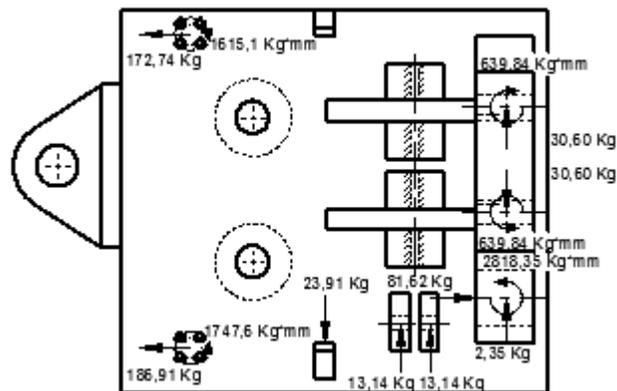


Figura 4. 146 DCL carga mínima en el bastidor del mecanismo de agarre (vista superior)

Hemos considerado también la fuerza ejercida por los pernos equivalente a  $F_i(1-C)+P_c$ , siendo  $F_i$  la carga externa,  $C$  el % de la carga externa que soporta el perno y  $P_c$  la precarga.

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

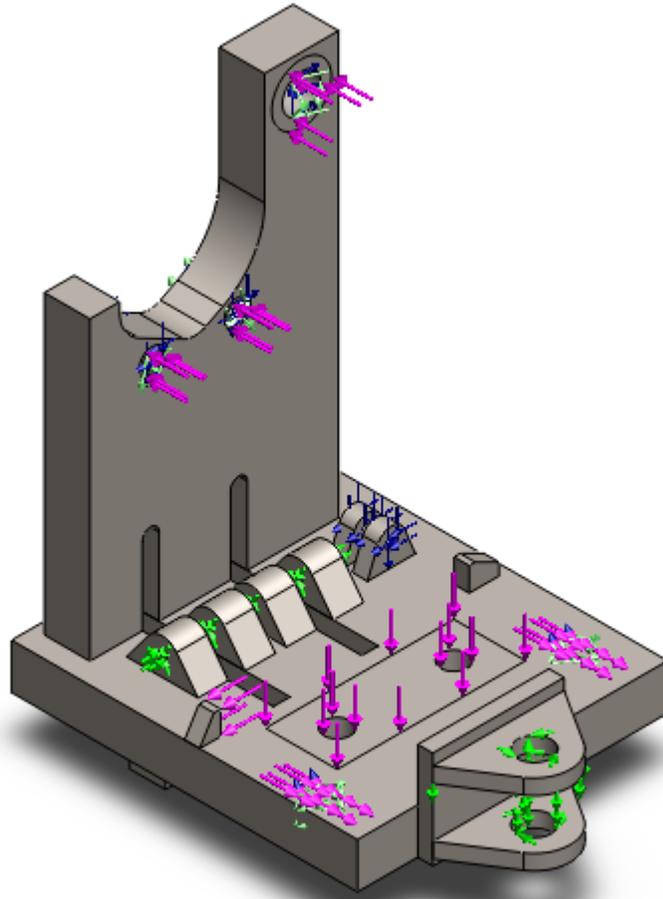
$S_u := 410$  MPa

$S_y := 250$  MPa

Como vemos, la dirección de las fuerzas no ha cambiado de sentido, por lo que los esfuerzos producidos durante la carga mínima tampoco lo harán. El esfuerzo mínimo será de 0 MPa.

Para el cálculo del esfuerzo máximo en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:

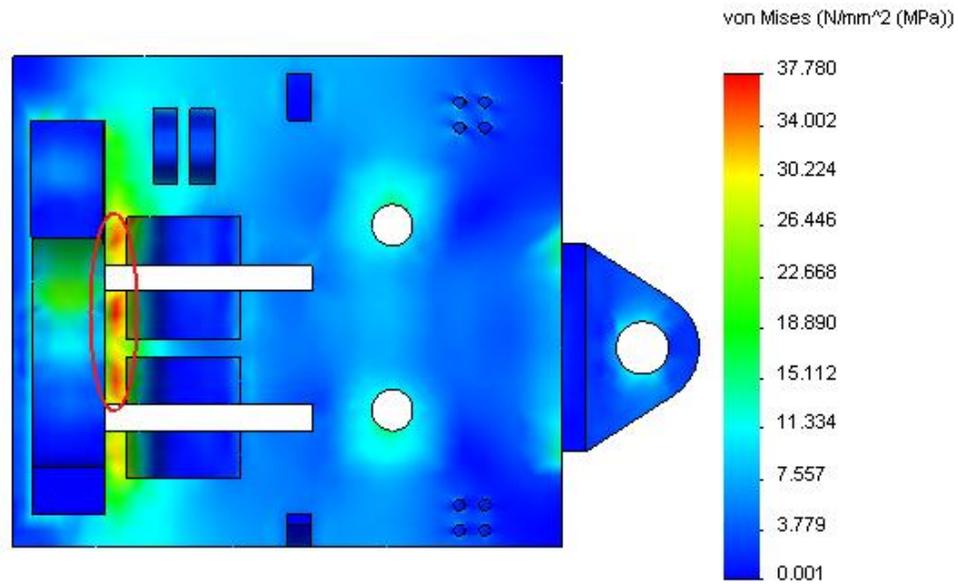
**Carga Máxima:** Al insertar el tubo más grande.



**Figura 4. 147 Ubicación de la carga máxima en el bastidor del mecanismo de agarre**

Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar la siguiente

zona crítica:



**Figura 4. 148 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en el bastidor del mecanismo de agarre**

Este esfuerzo es principalmente producto de la flexión producida principalmente por la fuerza horizontal de 212.48 Kg que se induce sobre la pieza al insertar el tubo en el torno.

El esfuerzo mínimo será 0 MPa.

$$\sigma_x := 37.78 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + 0}{2} = 18.89 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - 0}{2} = 18.89 \quad \text{MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{38.1 \cdot 260} = 80.419 \quad \text{mm}$$

Diámetro equivalente: Sección rectangular de 38.1x260 no rotativa

$$K_b := 0.859 - 0.000837 \phi_e = 0.792$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 51mm

Kc)

$$K_c := 1$$

Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 4.302$$

El factor de seguridad cumple con las especificaciones dadas por SERTECPET.

#### 4.2.9 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS DEL MECANISMO DE AGARRE

Existen 3 zonas en las que analizaremos las juntas soldadas y son las siguientes:

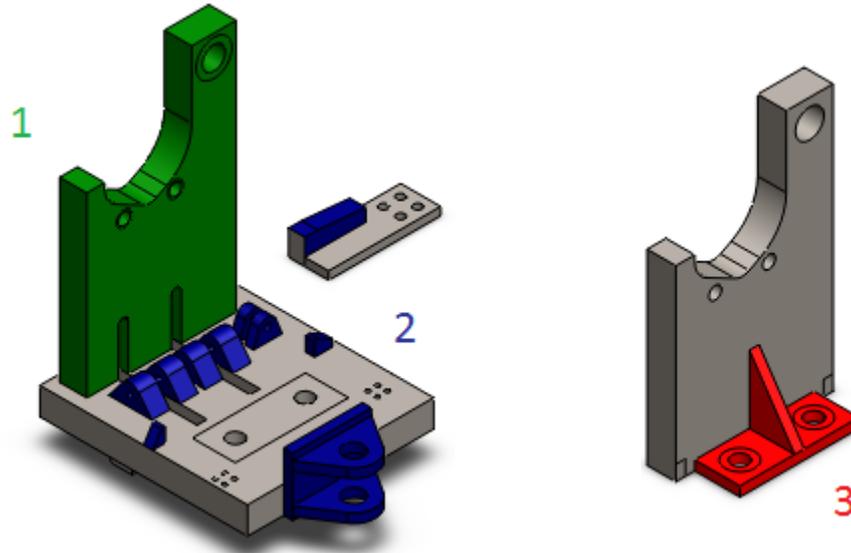


Figura 4. 149 Numeración de las juntas soldadas del mecanismo de agarre

##### 4.2.9.1 Soldadura 1: Placa Principal

Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/8"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{8} \cdot 25.4 = 6.734 \quad \text{mm} \quad \text{Altura de la garganta.}$$

Es conocido que un cordón de soldadura falla por esfuerzo cortante en su garganta, por lo que usaremos el área de dicha sección para los cálculos.

Para empezar determinaremos el centroide de la sección.

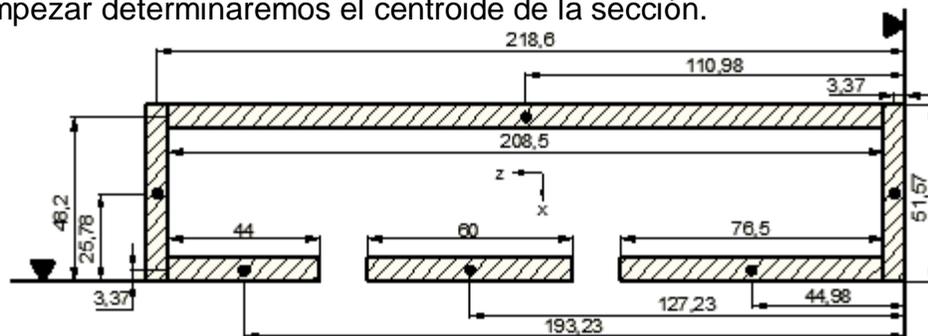
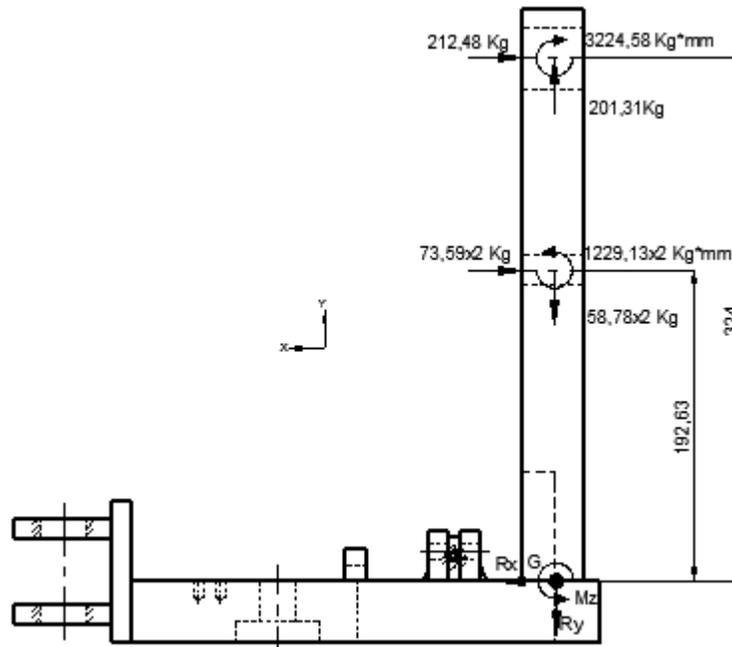


Figura 4. 150 Sección transversal de la soldadura de la placa principal

$$X_m := \frac{h \cdot 44 \cdot 3.37 + h \cdot 60 \cdot 3.37 + h \cdot 76.5 \cdot 3.37 + 2 \cdot h \cdot 51.57 \cdot 25.78 + h \cdot 208.5 \cdot 48.2}{h \cdot 44 + h \cdot 60 + h \cdot 76.5 + h \cdot 51.57 \cdot 2 + h \cdot 208.5} = 27.059 \text{ mm}$$

$$Z_m := \frac{h \cdot 51.57 \cdot 3.37 + h \cdot 76.5 \cdot 44.98 + h \cdot 60 \cdot 127.23 + h \cdot 44 \cdot 193.23 + h \cdot 51.57 \cdot 218.6 + h \cdot 208.5 \cdot 110.98}{h \cdot 51.57 \cdot 2 + h \cdot 76.5 + h \cdot 60 + h \cdot 44 + h \cdot 208.5} = 110.057 \text{ mm}$$

Ahora analizaremos las fuerzas que afectan a la junta soldada.



**Figura 4. 151 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa principal (vista lateral)**

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$R_x = 73.59(2) + 212.48 = 359.66 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$R_y = 201.31 - 58.78(2) = 83.75 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma M_z = 0}$$

$$M_z = 73.59(2)(192.63) + 212.48(324) + 3224.58 - 1229.13(2) = 97961.12 \text{ Kg*mm}$$

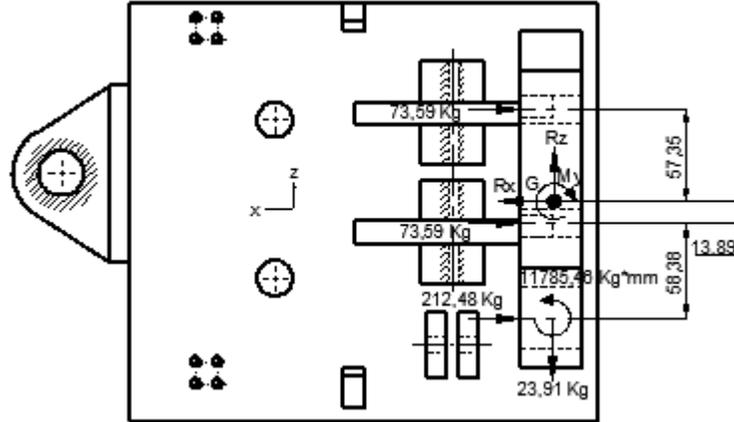


Figura 4. 152 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa principal (vista superior)

$$\underline{\Sigma Fz=0}$$

$$Rz=23.91 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma My=0}$$

$$My=11785.46+212.48(58.38)+73.59(13.89)-73.59(57.35)=20991.82 \text{ Kg*mm}$$

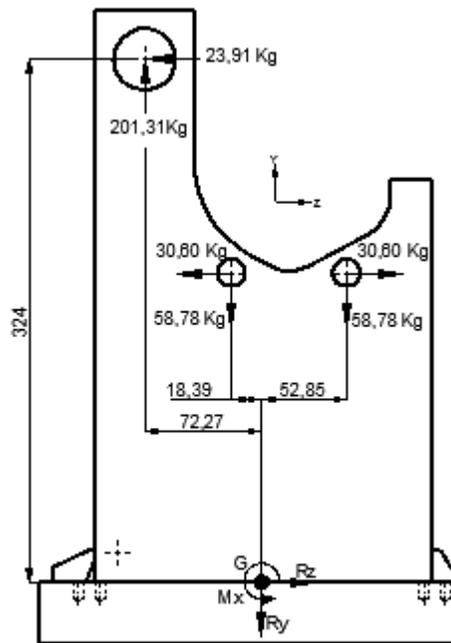
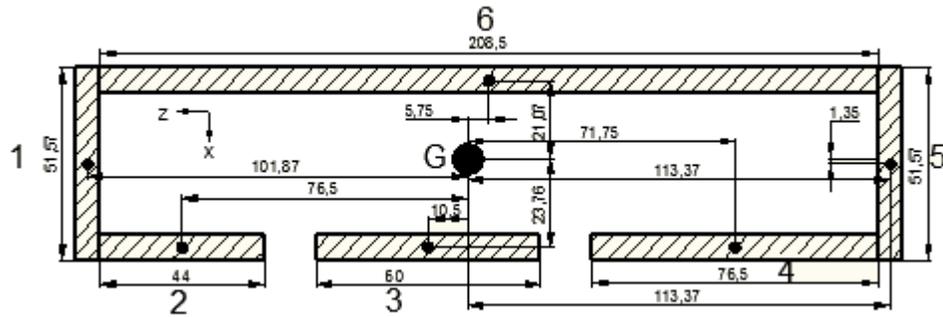


Figura 4. 153 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa principal (vista frontal)

$$\underline{\Sigma Mx=0}$$

$$Mx=201.31(72.27)+58.78(52.85)-23.91(324)-58.78(18.39)=8827.39 \text{ Kg*mm}$$

Las propiedades de la sección serán.



**Figura 4. 154 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta de la placa principal**

$$I_{z1} := \frac{1}{12} \cdot h \cdot 51.57^3 + h \cdot 51.57 \cdot 1.35^2 = 7.76 \times 10^4 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z2} := \frac{1}{12} \cdot 44 \cdot h^3 + 44 \cdot h \cdot 23.76^2 = 1.684 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z3} := \frac{1}{12} \cdot 60 \cdot h^3 + 60 \cdot h \cdot 23.76^2 = 2.296 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z4} := \frac{1}{12} \cdot 76.5 \cdot h^3 + 76.5 \cdot h \cdot 23.76^2 = 2.928 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z5} := \frac{1}{12} \cdot h \cdot 51.57^3 + h \cdot 51.57 \cdot 1.35^2 = 7.76 \times 10^4 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z6} := \frac{1}{12} \cdot 208.5 \cdot h^3 + 208.5 \cdot h \cdot 21.07^2 = 6.286 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{zz} := I_{z1} + I_{z2} + I_{z3} + I_{z4} + I_{z5} + I_{z6} = 1.475 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{x1} := \frac{1}{12} \cdot 51.57 \cdot h^3 + 51.57 \cdot h \cdot 101.87^2 = 3.605 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{x2} := \frac{1}{12} \cdot h \cdot 44^3 + h \cdot 44 \cdot 76.5^2 = 1.782 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{x3} := \frac{1}{12} \cdot h \cdot 60^3 + h \cdot 60 \cdot 10.5^2 = 1.658 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{x4} := \frac{1}{12} \cdot h \cdot 76.5^3 + h \cdot 76.5 \cdot 71.75^2 = 2.903 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{x5} := \frac{1}{12} \cdot 51.57 \cdot h^3 + 51.57 \cdot h \cdot 113.37^2 = 4.465 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

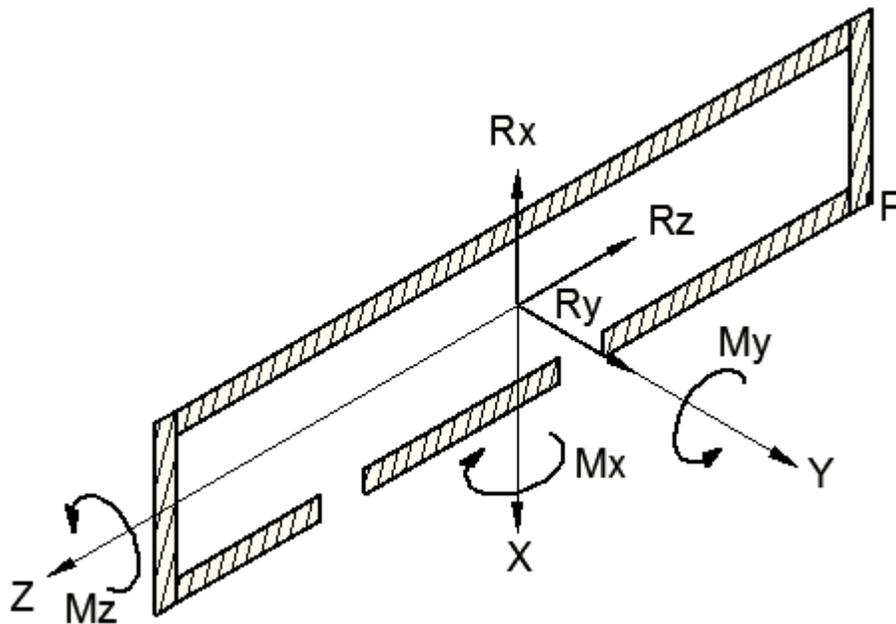
$$I_{x6} := \frac{1}{12} \cdot h \cdot 208.5^3 + h \cdot 208.5 \cdot 5.75^2 = 5.133 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{xx} := I_{x1} + I_{x2} + I_{x3} + I_{x4} + I_{x5} + I_{x6} = 1.805 \times 10^7 \quad \text{mm}^4$$

$$J := I_{xx} + I_{zz} = 1.953 \times 10^7 \quad \text{mm}^4$$

$$A := 51.57 \cdot h \cdot 2 + h \cdot 44 + h \cdot 60 + h \cdot 76.5 + h \cdot 208.5 = 3.314 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

Pasando las cargas a la junta obtenemos el punto crítico P:



**Figura 4. 155 DCL carga máxima en la sección transversal de la junta soldada de la placa principal**

$$\begin{aligned}
 R_x &:= 359.669.8 = 3.525 \times 10^3 && \text{N} \\
 R_y &:= 83.759.8 = 820.75 && \text{N} \\
 R_z &:= 23.919.8 = 234.318 && \text{N} \\
 M_x &:= 8827.399.8 = 8.651 \times 10^4 && \text{N.mm} \\
 M_y &:= 20991.829.8 = 2.057 \times 10^5 && \text{N.mm} \\
 M_z &:= 97961.129.8 = 9.6 \times 10^5 && \text{N.mm}
 \end{aligned}$$

Ahora determinaremos los esfuerzos en la junta.

Los esfuerzos en el punto P serán:

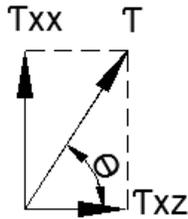
$$\tau_{xy} := \frac{M_x \cdot 116.73}{I_{xx}} + \frac{M_z \cdot 27.13}{I_{zz}} + \frac{R_y}{A} = 18.469 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xt} := \frac{M_y \cdot 119.85}{J} = 1.263 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xx} := \frac{R_x}{A} = 1.064 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xz} := \frac{R_z}{A} = 0.071 \quad \text{MPa}$$

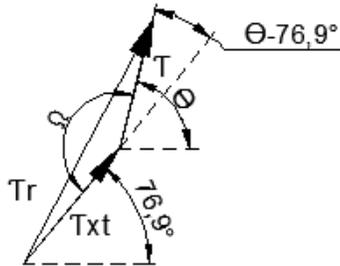
El esfuerzo cortante total será:



$$\tau := \sqrt{\tau_{XX}^2 + \tau_{XZ}^2} = 1.066 \quad \text{MPa}$$

$$\theta := \text{atan}\left(\frac{\tau_{XX}}{\tau_{XZ}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 86.197 \quad \text{Grados}$$

**Figura 4. 156 Vectores de fuerzas cortantes en el punto P de la junta soldada de la placa principal**



$$\Omega := 180 - (\theta - 76.9) = 170.703 \quad \text{Grados}$$

$$\tau_r := \sqrt{\tau^2 + \tau_{xt}^2 - 2 \cdot \tau \cdot \tau_{xt} \cdot \cos\left(\Omega \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 2.321 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_x := \sqrt{\tau_r^2 + \tau_{xy}^2} = 18.614 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 157 Vector de la fuerza cortante resultante en el punto P de la junta soldada de la placa principal**

Como ninguna fuerza o momento significativo cambia de dirección, solo de magnitud, los esfuerzos mínimos en la junta tendrán la misma dirección que los ya calculados, razón por la cual tomaremos como esfuerzo mínimo 0 MPa.

$$\tau_m := \frac{\tau_x + 0}{2} = 9.307 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - 0}{2} = 9.307 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 9.307 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 18.614 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$Se := 0.5 \cdot Su = 213.5 \text{ MPa}$$

Materiales ferrosos

Ka)

$$Ka := 271 \cdot Su^{-0.995} = 0.654$$

Factor de superficie: Proceso realizado a mano

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 492.14} = 46.516 \text{ mm}$$

Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 492.14 mm.

$$Kb := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.822$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Kc)

$$Kc := 0.258 Su^{0.125} = 0.55$$

Factor de carga cortante

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot Su}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} \cdot Su}{Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Se} \cdot \tau_{af}} = 3.055$$

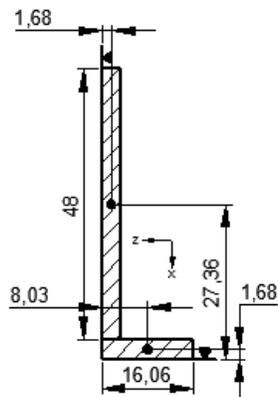
#### 4.2.9.2 Soldadura 2: Retenedores

Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/16"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{16} \cdot 25.4 = 3.367 \text{ mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

Tomaremos el caso más crítico para el diseño de todas las juntas de esta zona.



$$X_m := \frac{h \cdot 16.06 \cdot 1.68 + h \cdot 48 \cdot 27.36}{h \cdot 16.06 + h \cdot 48} = 20.922 \text{ mm}$$

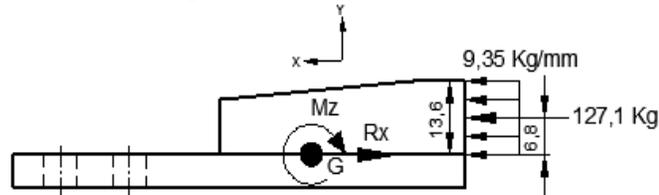
$$Z_m := \frac{h \cdot 16.06 \cdot 8.03 + h \cdot 48 \cdot 1.68}{h \cdot 16.06 + h \cdot 48} = 3.272 \text{ mm}$$

**Figura 4. 158 Sección transversal de la junta soldada del tope**

Ahora determinaremos las cargas que afectan a la junta:

**Carga máxima:** Al extraer el tubo más grande.

La carga de 186.91 Kg se ve distribuida sobre una longitud de 20 mm, obteniendo una carga distribuida de 9.35 Kg/mm.



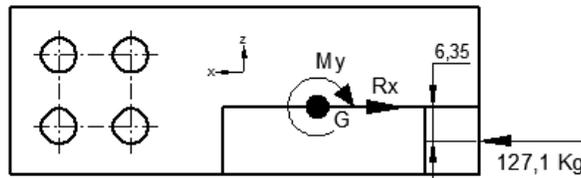
**Figura 4. 159 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada del tope (vista lateral)**

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_x=127,1 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

$$M_z=127,1(6,8)=864,28 \text{ Kg*mm}$$

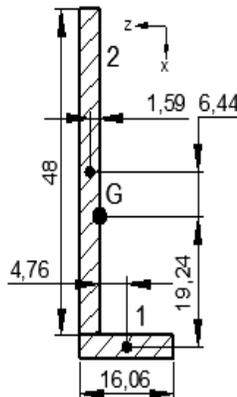


**Figura 4. 160 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada del tope (vista superior)**

$$\underline{\Sigma M_y=0}$$

$$M_y=127,1(6,35)=807,09 \text{ Kg*mm}$$

Las propiedades de la Junta serán:



**Figura 4. 161 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta del tope**

$$I_{z1} := \frac{1}{12} \cdot 16,06h^3 + h \cdot 16,06 \cdot 19,24^2 = 2,007 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_{z2} := \frac{1}{12} \cdot h \cdot 48^3 + h \cdot 48 \cdot 6,44^2 = 3,773 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_{zz} := I_{z1} + I_{z2} = 5,78 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I_{x1} := \frac{1}{12} \cdot h \cdot 16,06^3 + h \cdot 16,06 \cdot 4,76^2 = 2,387 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

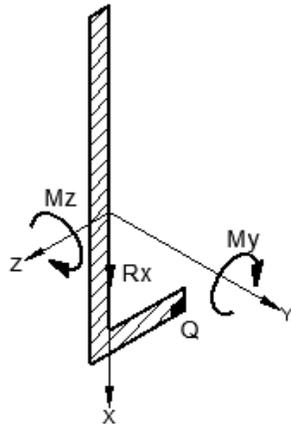
$$I_{x2} := \frac{1}{12} \cdot 48 \cdot h^3 + h \cdot 48 \cdot 1,59^2 = 561,286 \text{ mm}^4$$

$$I_{xx} := I_{x1} + I_{x2} = 2,949 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

$$J := I_{zz} + I_{xx} = 6,075 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$A := 16,06h + 48 \cdot h = 215,696 \text{ mm}^2$$

Pasando las cargas a la junta obtenemos el punto crítico Q:



$$R_x := 127.19.8 = 1.246 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$M_z := 864.289.8 = 8.47 \times 10^3 \quad \text{N.mm}$$

$$M_y := 807.099.8 = 7.909 \times 10^3 \quad \text{N.mm}$$

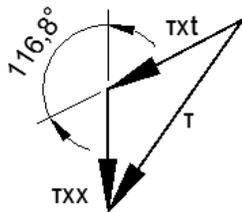
**Figura 4. 162 DCL carga máxima en la sección transversal de la junta soldada del tope**

$$\tau_{xx} := \frac{R_x}{A} = 5.775 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xt} := \frac{M_y \cdot 18.27}{J} = 2.379 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xy} := \frac{M_z \cdot 20.92}{I_{zz}} = 3.065 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos cortantes  $\tau_{xx}$  y  $\tau_{xt}$  se encuentran en la siguiente disposición:



El esfuerzo cortante total será:

$$\tau := \sqrt{\tau_{xt}^2 + \tau_{xx}^2 - 2 \cdot \tau_{xt} \cdot \tau_{xx} \cdot \cos\left(116.8 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 7.169 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 163 Vectores de fuerzas cortantes en el punto Q de la junta soldada del tope**

$$\tau_x := \sqrt{\tau^2 + \tau_{xy}^2} = 7.797 \quad \text{MPa}$$

Como la fuerza no cambia de dirección o sentido, solo de magnitud, el esfuerzo mínimo en la junta tendrá la misma dirección que los ya calculados, razón por la cual tomaremos como esfuerzo mínimo 0 MPa.

$$\tau_m := \frac{\tau_x + 0}{2} = 3.898 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - 0}{2} = 3.898 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2.7 \quad \text{Para dos filetes paralelos}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 3.898 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 10.526 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.654 \quad \text{Factor de superficie: Proceso realizado a mano}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 64.06} = 11.867 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 64.06 mm.}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.952 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55 \quad \text{Factor de carga cortante}$$

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 6.343$$

Las demás juntas en esta zona soportan cargas menores, por lo que los esfuerzos también serán menores. Usaremos el mismo tipo de unión para el resto de juntas

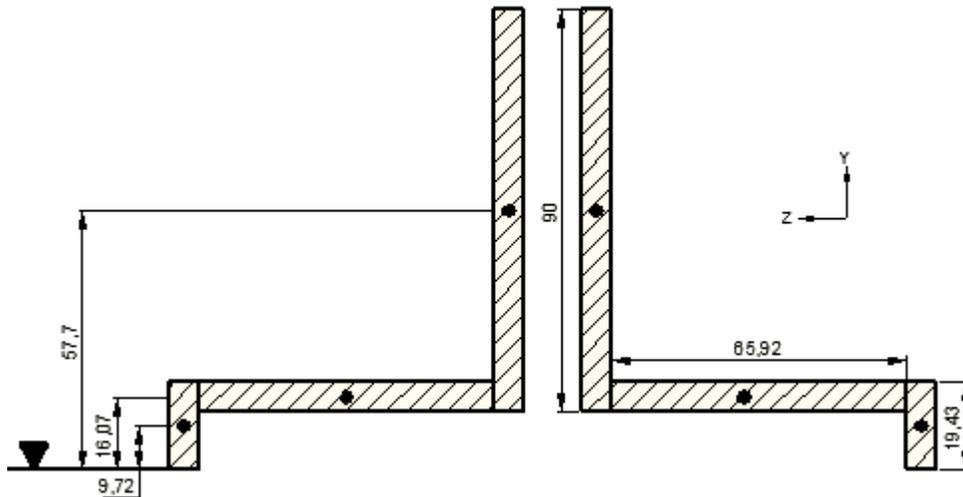
#### 4.2.9.3 Soldadura 3: Placa de Acople

Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/8"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{8} \cdot 25.4 = 6.734 \quad \text{mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

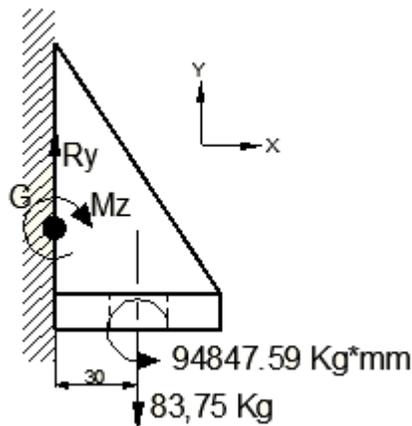
Para empezar determinaremos el centroide de la sección.



**Figura 4. 164 Sección transversal de la junta soldada de la placa de acople del mecanismo de agarre**

$$Y_m := \frac{2 \cdot h \cdot 19,43 \cdot 9,72 + 2 \cdot h \cdot 65,92 \cdot 16,07 + 2 \cdot h \cdot 90 \cdot 57,7}{2 \cdot h \cdot 19,43 + 2 \cdot h \cdot 65,92 + 2 \cdot h \cdot 90} = 36,733 \quad \text{mm}$$

Ahora analizaremos las fuerzas que afectan a la junta soldada.



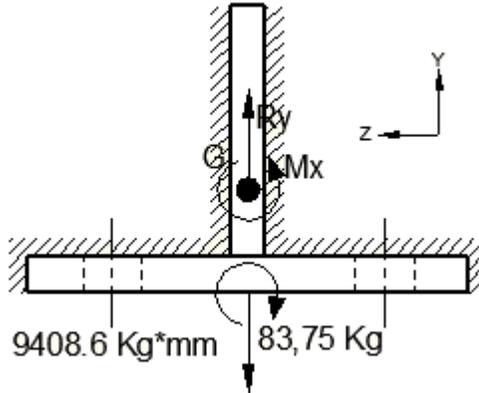
**Figura 4. 165 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa de acople del mecanismo de agarre (vista lateral)**

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_y = 83,75 \text{ Kg}$$

$$\Sigma M_z = 0$$

$$M_z = 94847,59 - 83,75(30) = 92335,09 \text{ Kg*mm}$$

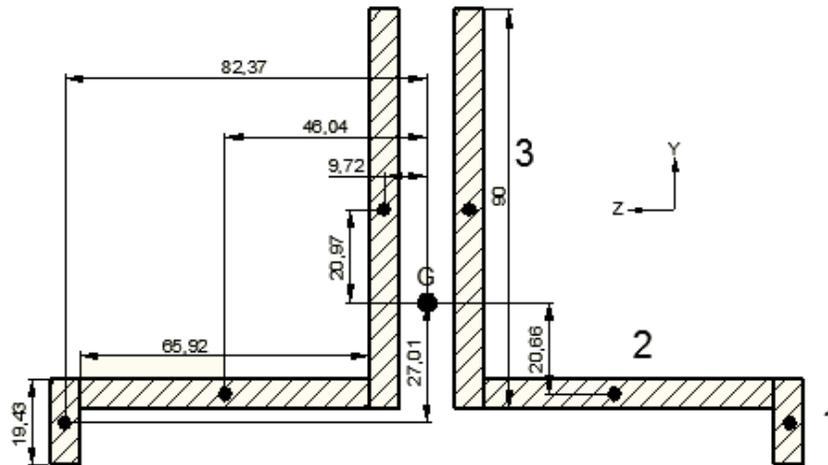


**Figura 4. 166 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa de acople del mecanismo de agarre (vista lateral)**

$$\Sigma M_x = 0$$

$$M_x = 9408.6 \text{ Kg*mm}$$

Las propiedades de la sección serán.



**Figura 4. 167 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta de la placa de acople del mecanismo de agarre**

$$I_{z1} := \frac{2}{12} \cdot h \cdot 19.43^3 + 2 \cdot h \cdot 19.43 \cdot 27.01^2 = 1.991 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

$$I_{z2} := \frac{2}{12} \cdot 65.92 \cdot h^3 + 2 \cdot 65.92 \cdot h \cdot 20.66^2 = 3.823 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

$$I_{z3} := \frac{2}{12} \cdot h \cdot 90^3 + 2 \cdot 90 \cdot h \cdot 20.97^2 = 1.351 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{zz} := I_{z1} + I_{z2} + I_{z3} = 1.933 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{y1} := \frac{2}{12} \cdot 19.43 \cdot h^3 + 2 \cdot 19.43 \cdot h \cdot 82.37^2 = 1.777 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{y2} := \frac{2}{12} \cdot h \cdot 65.92^3 + 2 \cdot 65.92h \cdot 46.04^2 = 2.203 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

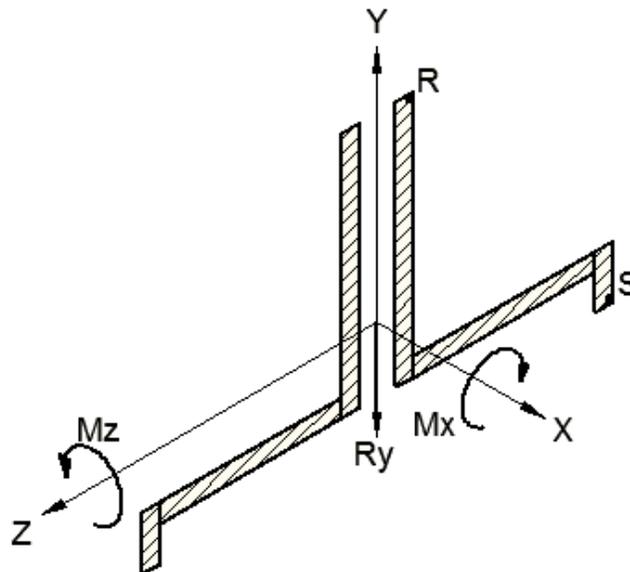
$$I_{y3} := \frac{2}{12} \cdot 90h^3 + 2 \cdot 90 \cdot h \cdot 9.72^2 = 1.191 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{yy} := I_{y1} + I_{y2} + I_{y3} = 4.099 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

$$J := I_{yy} + I_{zz} = 6.032 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

$$A := 2 \cdot 19.43h + 2 \cdot 65.92h + 2 \cdot 90 \cdot h = 2.362 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

Pasando las cargas a la junta obtenemos los puntos críticos R y S:



**Figura 4. 168 DCL carga máxima en la sección transversal de la junta soldada de la placa tope del mecanismo de agarre**

$$R_y := 83.759.8 = 820.75 \quad \text{N}$$

$$M_x := 9408.69.8 = 9.22 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

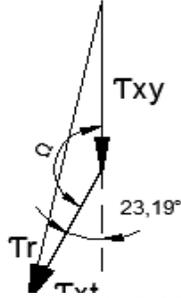
$$M_z := 92335.099.8 = 9.049 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

Los esfuerzos en el punto S serán:

$$\tau_{xt} := \frac{M_x \cdot 93.27}{J} = 1.426 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xy} := \frac{R_y}{A} = 0.348 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xx} := \frac{Mz \cdot 36.73}{I_{zz}} = 17.197 \quad \text{MPa}$$



$$\Omega := 180 - 23.19 = 156.81 \quad \text{Grados}$$

$$\tau := \sqrt{\tau_{xy}^2 + \tau_{xt}^2 - 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{xt} \cdot \cos\left(\Omega \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 1.751 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 169 Vectores de fuerzas cortantes en el punto S de la junta soldada de la placa de acople del mecanismo de agarre**

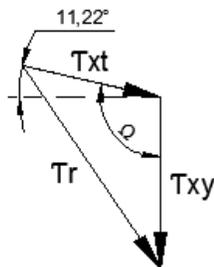
$$\tau_x := \sqrt{\tau^2 + \tau_{xx}^2} = 17.286 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos en el punto R serán:

$$\tau_{xt} := \frac{Mx \cdot 67.25}{J} = 1.028 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xy} := \frac{Ry}{A} = 0.348 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xx} := \frac{Mz \cdot 65.97}{I_{zz}} = 30.887 \quad \text{MPa}$$



$$\Omega := 90 + 11.22 = 101.22 \quad \text{Grados}$$

$$\tau := \sqrt{\tau_{xy}^2 + \tau_{xt}^2 - 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{xt} \cdot \cos\left(\Omega \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 1.147 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 170 Vector de la fuerza cortante resultante en el punto P de la junta soldada de la placa principal**

$$\tau_x := \sqrt{\tau^2 + \tau_{xx}^2} = 30.908 \quad \text{MPa}$$

El máximo esfuerzo lo soporta P. Como ninguna fuerza o momento significativo cambia de dirección, solo de magnitud, los esfuerzos mínimos en la junta tendrán la misma dirección que los ya calculados, razón por la cual tomaremos como esfuerzo mínimo 0 MPa.

$$\tau_m := \frac{\tau_x + 0}{2} = 15.454 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - 0}{2} = 15.454 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 15.454 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 30.908 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos.}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.654 \quad \text{Factor de superficie: Proceso realizado a mano.}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 350.7} = 39.266 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 350.7 mm.}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.837 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm.}$$

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55 \quad \text{Factor de carga cortante.}$$

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 1.87$$

### 4.3 MECANISMO DE LAVANTAMIENTO Y GIRO <sup>6</sup>

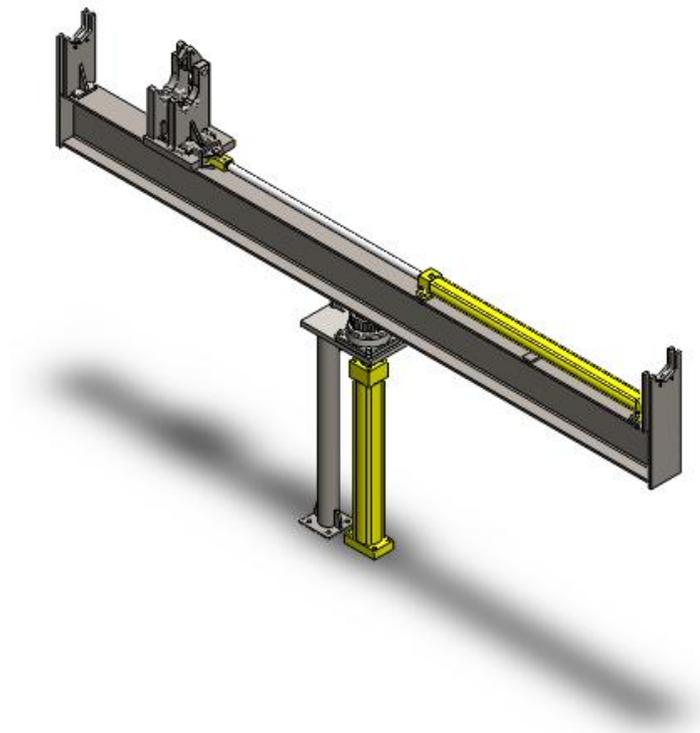
Debido a la longitud del tubo y a la proximidad de otros elementos del sistema, es necesario levantar el tubo por encima de todo para poder girarlo.

El giro se dará en tres etapas que son:

1. Levantar el tubo por sobre los demás elementos del sistema
2. Girar el tubo
3. Bajar el tubo hasta su posición inicial

El levantamiento estará dado por un cilindro hidráulico de doble efecto, posicionado en la parte inferior del mecanismo. Este cilindro también servirá para regular la altura de trabajo para los diferentes tubos a roscar.

El giro estará dado por un mecanismo piñón – cremallera, el cual es accionado por un cilindro hidráulico de doble efecto, construyendo en conjunto un actuador de giro de 180°.



**Figura 4. 171 Mecanismo de levantamiento y giro**

<sup>6</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia, a menos que se especifique lo contrario.

### 4.3.1 DISEÑO DE LA PLACA DE ACOPLA DE LA VIGA DE LEVANTAMIENTO Y GIRO

Para la placa se propone el siguiente modelo:

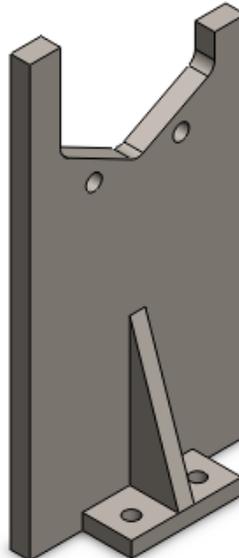


Figura 4. 172 Placa de acople de la viga de levantamiento y giro

**Carga Máxima:** El tubo más grande, después de haberlo girado, se introduce en el torno.

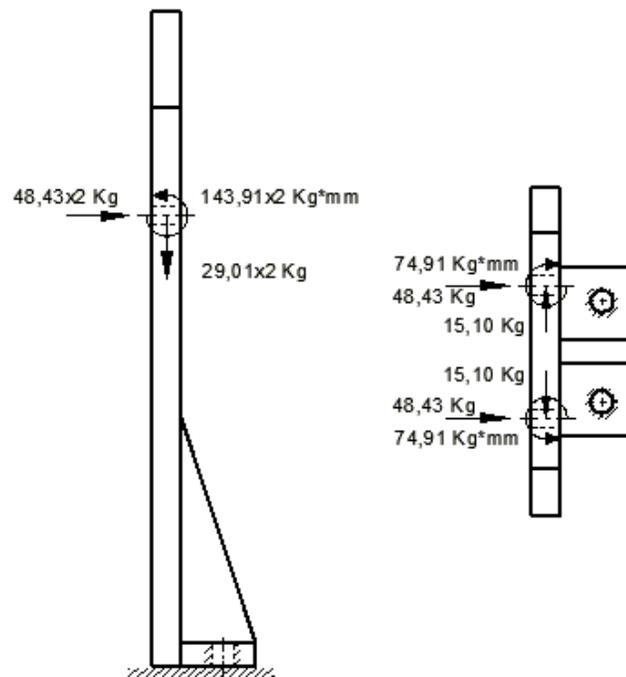
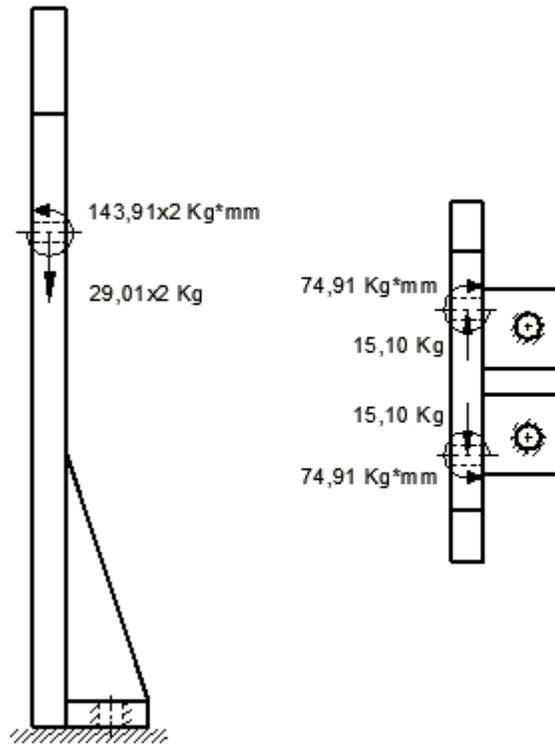


Figura 4. 173 DCL carga máxima en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro

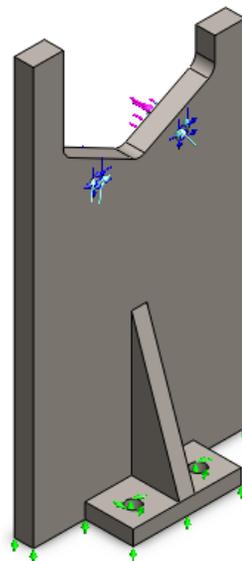
**Carga Mínima:** El tubo más grande, después de haberlo girado, se extrae del torno.



**Figura 4. 174 DCL carga mínima en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro**

Para el cálculo de los esfuerzos en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:

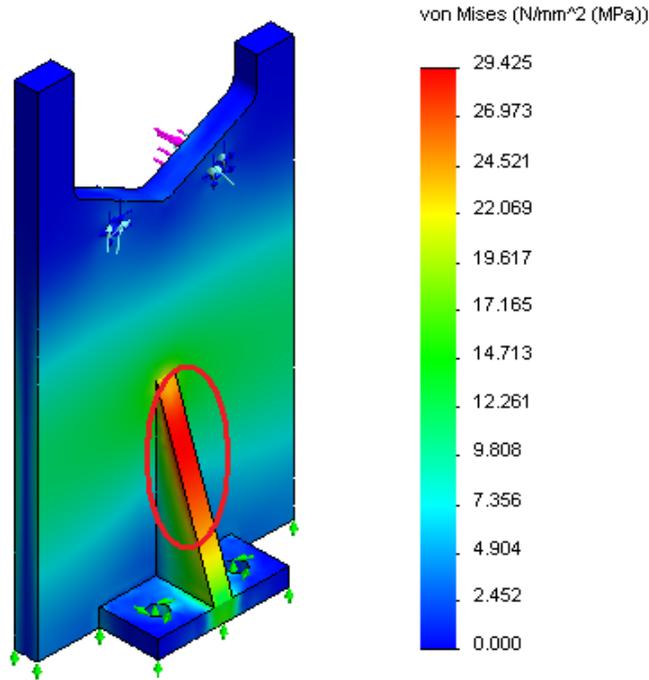
**Carga Máxima:**



**Figura 4. 175 Ubicación de carga máxima en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro**

Como vemos, la dirección de las fuerzas no ha cambiado de sentido, por lo que los esfuerzos producidos durante la carga mínima tampoco lo harán. El esfuerzo mínimo será de 0 MPa.

Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar la siguiente zona crítica:



**Figura 4. 176 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro**

Este esfuerzo es principalmente producto de la flexión producida por la fuerza horizontal de 48.43 Kg que se induce sobre la pieza al insertar el tubo en el torno.

$$\sigma_x := 29.43 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + 0}{2} = 14.715 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - 0}{2} = 14.715 \text{ MPa}$$

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \text{ MPa}$$

$$S_y := 250 \text{ MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \text{ MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742 \quad \text{Factor de superficie: acero laminado en caliente}$$

Kb)

Como  $t_f$  es mayor a 0.025(35.88) usaremos las siguientes ecuaciones:

$$\phi_e := \sqrt{\frac{0.05 \cdot 176 \cdot 35.88}{0.0766}} = 64.203 \text{ mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Viga de patín ancho de 176x35.88mm}$$

$$K_b := 0.859 - 0.000837 \phi_e = 0.805 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 1$$

Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 5.587$$

El factor de seguridad cumple con las especificaciones dadas por SERTECPET.

#### 4.3.1.1 Diseño de la Junta Empernada de la Placa de Acople

La junta sujetará 2 placas que en total sumarán 25.65 mm de agarre. Se recomienda un diámetro cercano a la mitad de dicho agarre, pero por seguridad tomaremos pernos M14x2.

##### Datos del perno:

Perno M14x2

$\phi := 14$  mm Diámetro

$A_t := 115$  mm<sup>2</sup> Área a la tracción

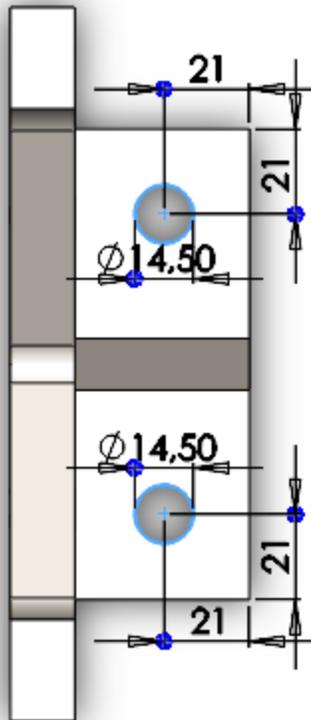
$E := 207$  GPa Modulo de elasticidad

$p := 1.75$  mm Paso

##### Desarrollo:

Se recomienda posicionar los pernos a una distancia  $s=1.5\phi$  de los bordes de la placa.

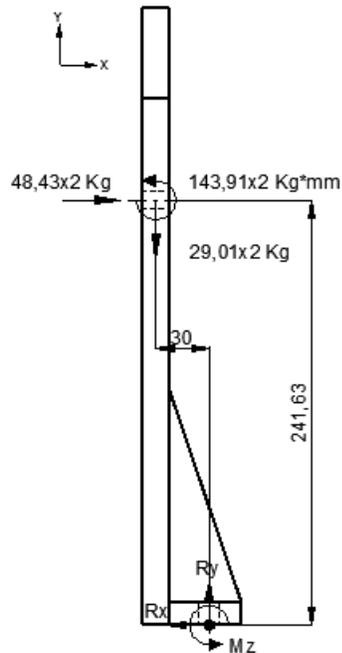
$$s := 1.5 \cdot \phi = 21 \quad \text{mm}$$



**Figura 4. 177 Ubicación de los agujeros para perno en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro**

Ahora determinaremos las cargas que soporta dicha junta.

**Estado crítico 1:** Cuando se inserta el tubo más grande después de haberlo girado.



$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_x=48.43(2)$$

$$R_x=96.86 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_y=0}$$

$$R_y=29.01(2)$$

$$R_y=58.02 \text{ Kg}$$

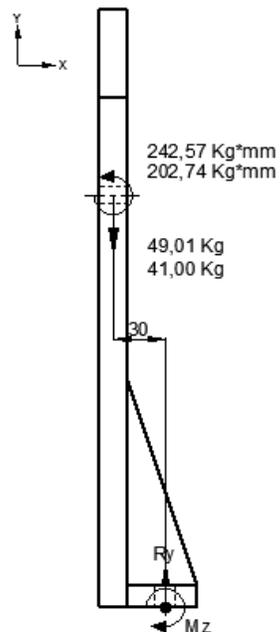
$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

$$M_z=48.43(2)(241.63)-143.91(2)-29.01(2)(30)$$

$$M_z=21375.86 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 178 DCL estado crítico 1 en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro**

**Estado crítico 2:** Cuando se gira el tubo más grande.



$$\underline{\Sigma F_y=0}$$

$$R_y=41+49.01$$

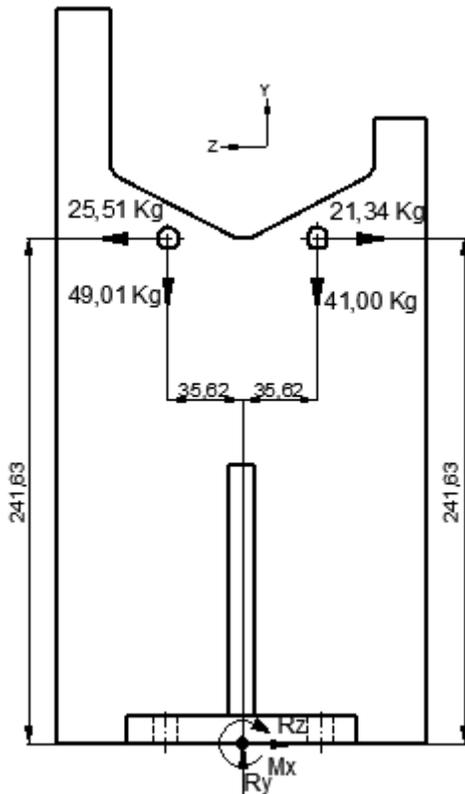
$$R_y=90.01 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

$$M_z=242.57+202.74+(49.01+41)(30)$$

$$M_z=3145.61 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 179 DCL estado crítico 2 en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro (vista lateral)**



$$\underline{\Sigma Fz=0}$$

$$Rz=25.51-21.34$$

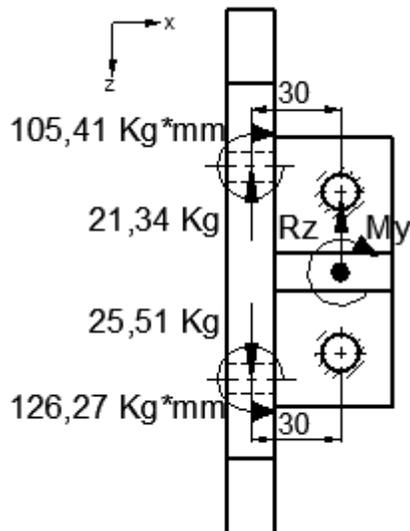
$$Rz=4.17 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma Mx=0}$$

$$Mx=25.51(241.63)-21.34(241.63)+49.01(35.62)-41(35.62)$$

$$Mx=1292.91 \text{ Kg*mm}$$

Figura 4. 180 DCL estado crítico 2 en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro (vista trasera)



$$\underline{\Sigma My=0}$$

$$My=25.51(30)-21.34(30)+126.27-105.41$$

$$My=145.96 \text{ Kg*mm}$$

Figura 4. 181 DCL estado crítico 2 en la placa de acople de la viga de levantamiento y giro (vista superior)

Pasando las fuerzas y momentos a la junta emperrada obtenemos:

### Estado crítico 1:

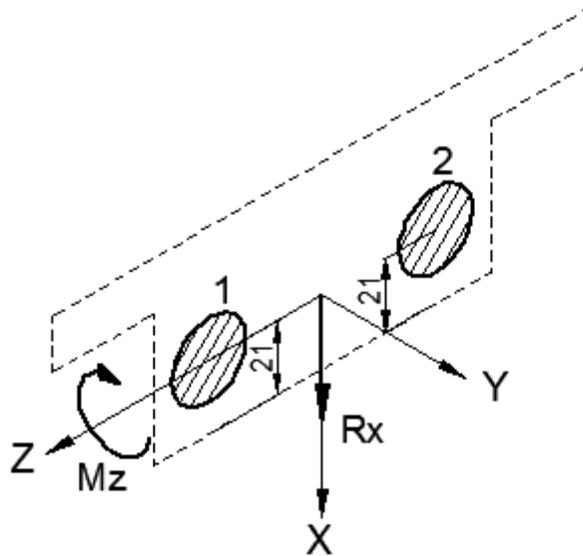


Figura 4. 182 DCL estado crítico 1 en la junta emperrada de la placa de acople de la viga de levantamiento y giro

$$M_z := 21375.869.8 = 2.095 \times 10^5 \quad \text{Nmm}$$

$$R_x := 96.869.8 = 949.228 \quad \text{N}$$

Los momentos ejercen una fuerza de tracción sobre los pernos equivalente a:

$$P_i := \frac{d_i \cdot M}{\sum d_i^2} \quad \text{Siendo } d_i \text{ la distancia al pivote en la dirección de giro y } M \text{ el momento en la junta}$$

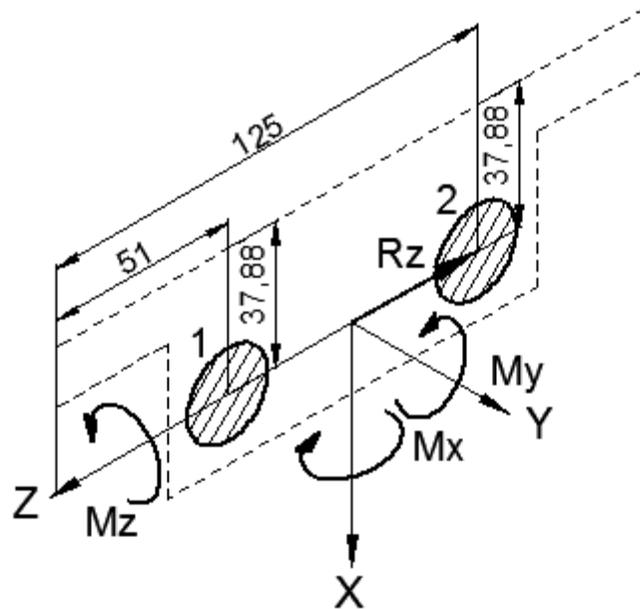
La fuerza de tracción sobre el perno N1 será:

$$P_{1x} := \frac{21 \cdot M_z}{21^2 + 21^2} = 4.988 \times 10^3 \quad \text{N}$$

Y sobre el perno N2 será:

$$P_{2x} := P_{1x} = 4.988 \times 10^3 \quad \text{N}$$

**Estado crítico 2:**



**Figura 4. 183 DCL estado crítico 2 en la junta emperrada de la placa de acople de la viga de levantamiento y giro**

$$M_y := 145.969.8 = 1.43 \times 10^3 \quad \text{N.mm}$$

$$M_z := 3145.619.8 = 3.083 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

$$M_x := 1292.919.8 = 1.267 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

$$R_z := 4.17 \cdot 9.8 = 40.866 \quad \text{N}$$

La fuerza de tracción sobre el perno N1 será:

$$P1_m := \frac{37.88 M_z}{37.88^2 + 37.88^2} + \frac{51 \cdot M_x}{125^2 + 51^2} = 442.358 \quad \text{N}$$

Y sobre el perno N2 será:

$$P2_m := \frac{37.88 M_z}{37.88^2 + 37.88^2} + \frac{125 \cdot M_x}{125^2 + 51^2} = 493.802 \quad \text{N}$$

Como podemos ver, las fuerzas ejercidas sobre la junta son mayores cuando insertamos el tubo más grande en el torno, después de haberlo girado.

La carga ejercida en la precarga será mayor a la carga ejercida en el estado crítico 2, razón por la cual tomaremos la precarga como carga mínima.

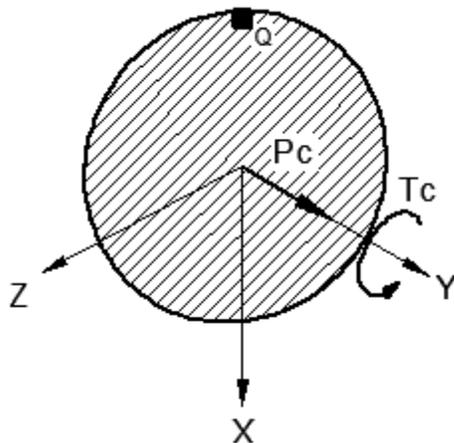
Para prevenir que la junta se afloje y que la carga la soporte en su totalidad la junta empernada, deberemos aplicar una precarga mayor a la fuerza máxima de tracción que soporta el perno.

$$P_c := 9500 \quad \text{N}$$

Para obtener dicha fuerza de precarga, el torque de aprieta deberá ser:

$$T_c := 0.3 \cdot P_c \cdot \phi = 3.99 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

Durante el ensamble de la junta, el perno soportará el siguiente estado de carga:



$$\sigma := \frac{P_c}{A_t} = 82.609 \quad \text{MPa}$$

$$\phi_t := \sqrt{\frac{A_t \cdot 4}{\pi}} = 12.101 \quad \text{mm}$$

$$\tau := \frac{T_c \cdot \frac{\phi_t}{2}}{\frac{\pi}{32} \phi_t^4} = 114.691 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 184 DCL cargas de montaje en los pernos de la placa de acople de la viga de levantamiento y giro**

El esfuerzo de Von Mises será:

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = 215.143 \quad \text{MPa}$$

Utilizando pernos grado 8.8, pues es el disponible en el mercado.

$$S_u := 830 \quad \text{MPa} \quad \text{Resistencia de tensión mínima}$$

$$S_p := 600 \quad \text{MPa} \quad \text{Resistencia mínima de prueba}$$

La resistencia mínima de prueba asegura que el perno no se deformará plásticamente.

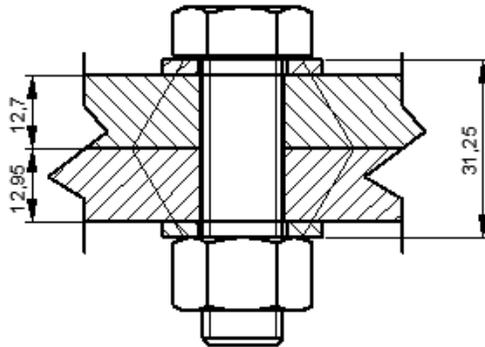
El factor de seguridad para el montaje será de:

$$FS := \frac{S_p}{\sigma_v} = 2.789$$

Para liberar al perno del torque aplicado, giraremos 30° después de alcanzar el torque de apriete y regresaremos el mismo ángulo, dejando así al perno libre de cargas de torsión.

## Rigidez de la junta

Es importante determinar la rigidez de la junta para establecer el porcentaje de la carga externa que realmente soporta el perno.



$l := 31.25 \text{ mm}$     Agarre efectivo

**Figura 4. 185** Agarre efectivo de la junta empernada de la placa de acople de la viga de levantamiento y giro

## Rigidez del perno:

Debido a que el perno está roscado en su totalidad, la constante de rigidez del perno será:

$$k_b := \frac{A_t \cdot E}{l} = 761.76 \quad \frac{\text{GN}}{\text{mm}}$$

## Rigidez del elemento:

Aún cuando las dos piezas unidas no sean de un mismo espesor, la distribución de esfuerzos sigue extendiéndose hacia afuera hacia un punto que se puede aproximar por el cono descrito anteriormente.

La constante de rigidez del elemento será:

$$A := 0.78715$$

Para acero

$$B := 0.62873$$

$$k_m := \phi \cdot E \cdot A \cdot e \cdot B \cdot \left( \frac{\phi}{l} \right) = 3.023 \times 10^3 \quad \frac{\text{GN}}{\text{mm}}$$

## Constante de la junta:

El porcentaje de la carga que soporta el perno será:

$$C := \frac{k_b}{k_b + k_m} = 0.201$$

Esto cumple con la recomendación de ser mayor a 0.2 y menor a 0.4

## Diseño:

La fuerza máxima que soporta el perno es:

$$F := P_c + C \cdot P_1 x = 1.05 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Los esfuerzos en el perno serán:

$$\sigma_x := \frac{F}{A_t} = 91.337 \quad \text{MPa} \quad \tau_x := \frac{\frac{R_x}{2}}{A_t} = 4.127 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_n := \frac{P_c}{A_t} = 82.609 \quad \text{MPa} \quad \tau_n := 0 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 86.973 \quad \text{MPa} \quad \tau_m := \frac{\tau_x + \tau_n}{2} = 2.064 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 4.364 \quad \text{MPa} \quad \tau_a := \frac{\tau_x - \tau_n}{2} = 2.064 \quad \text{MPa}$$

Como podemos ver, el esfuerzo de tracción es muy superior al cortante, razón por la cual tomaremos este esfuerzo para la solución de la junta.

Existen concentradores de esfuerzo en la dirección axial, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 3 \quad \text{Para roscas laminadas y de grado mayor a 6.6}$$

$$\sigma_{mf} := \sigma_m = 86.973 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{af} := k_f \cdot \sigma_a = 13.093 \quad \text{MPa}$$

Este concentrador de esfuerzo incluye la sensibilidad de la muesca y al acabado superficial.

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 415 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

El factor de superficie ya fue considerado y el factor de tamaño no se aplica para carga axial pura.

K<sub>c</sub>)

$$K_c := 1.43 S_p^{-0.078} = 0.868 \quad \text{Factor de carga axial.}$$

El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{S_p}{\sigma_{mf} + \frac{S_p}{K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{af}} = 5.516$$

Este factor cumple con las especificaciones dadas por SERTECPET.

### 4.3.2 DISEÑO DE LA VIGA DE LEVANTAMIENTO Y GIRO

Para la pieza se propone el siguiente modelo:

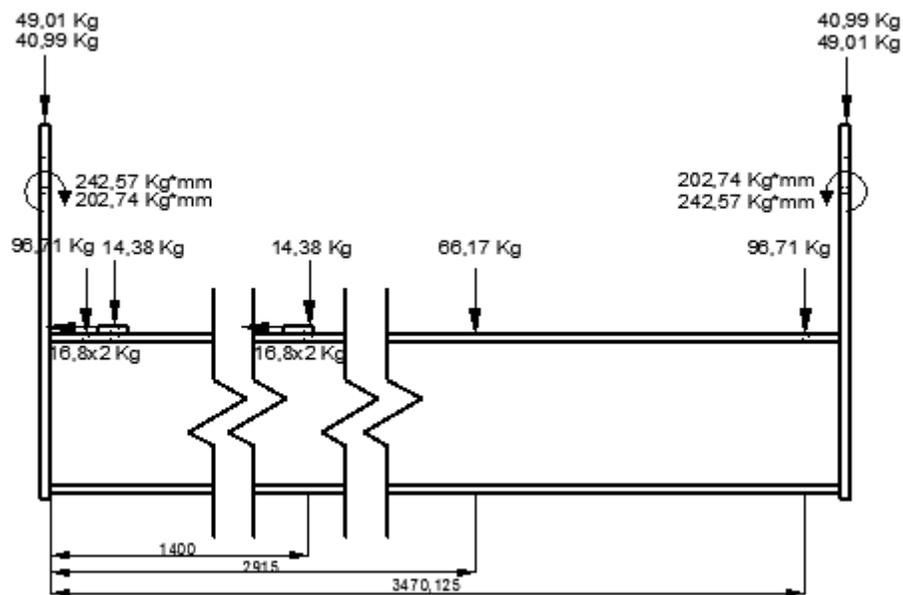


**Figura 4. 186 Viga de levantamiento**

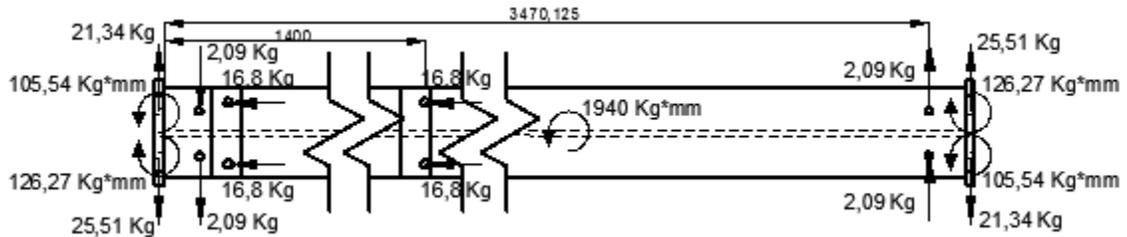
La pieza está conformada por una viga W10x30 y placas de 5/8" de espesor.

Las cargas que soporta dicha pieza son las siguientes:

**Estado crítico 1:** Al levantar el tubo más grande y girarlo.

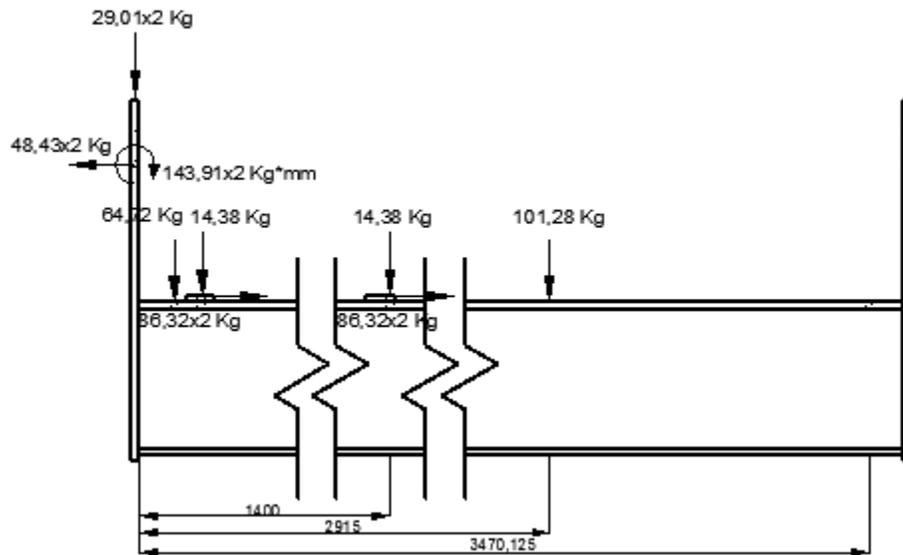


**Figura 4. 187 DCL estado crítico 1 en la viga de levantamiento (vista frontal)**

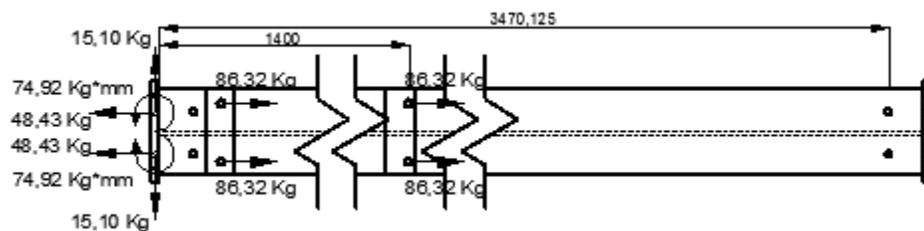


**Figura 4. 188 DCL estado crítico 1 en la viga de levantamiento (vista superior)**

**Estado crítico 2:** Al introducir el tubo más grande después de haberlo girado.



**Figura 4. 189 DCL estado crítico 2 en la viga de levantamiento (vista frontal)**



**Figura 4. 190 DCL estado crítico 2 en la viga de levantamiento (vista superior)**

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

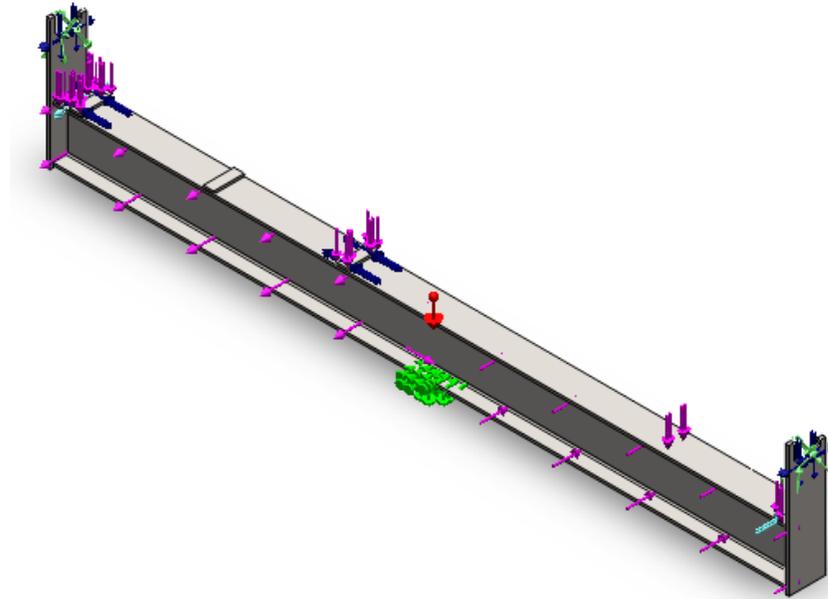
$$S_u := 410 \text{ MPa}$$

$$S_y := 250 \text{ MPa}$$

Como vemos, la dirección de las fuerzas no ha cambiado de sentido, por lo que los esfuerzos producidos durante la carga mínima tampoco lo harán. El esfuerzo mínimo será de 0 MPa.

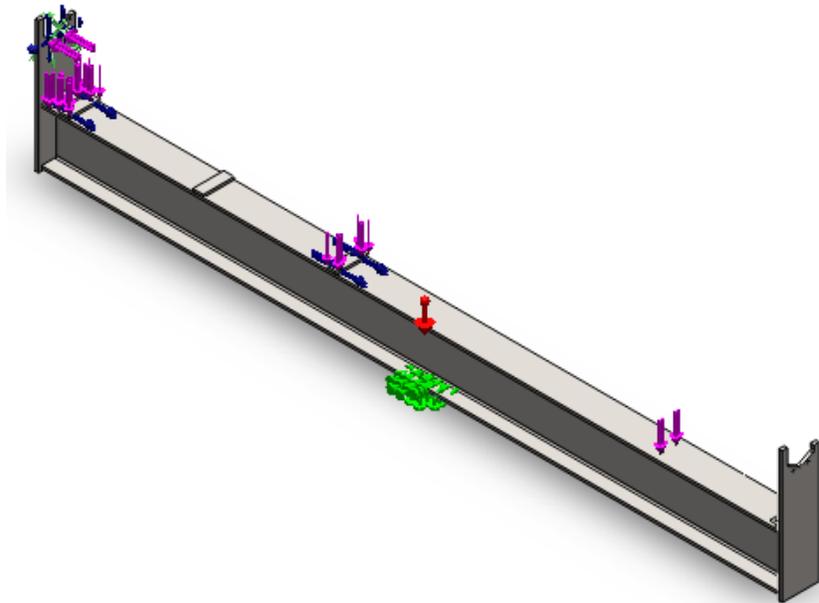
Para el cálculo del esfuerzo máximo en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:

**Estado crítico 1:**



**Figura 4. 191 Ubicación de las cargas del estado crítico 1 en la viga de levantamiento**

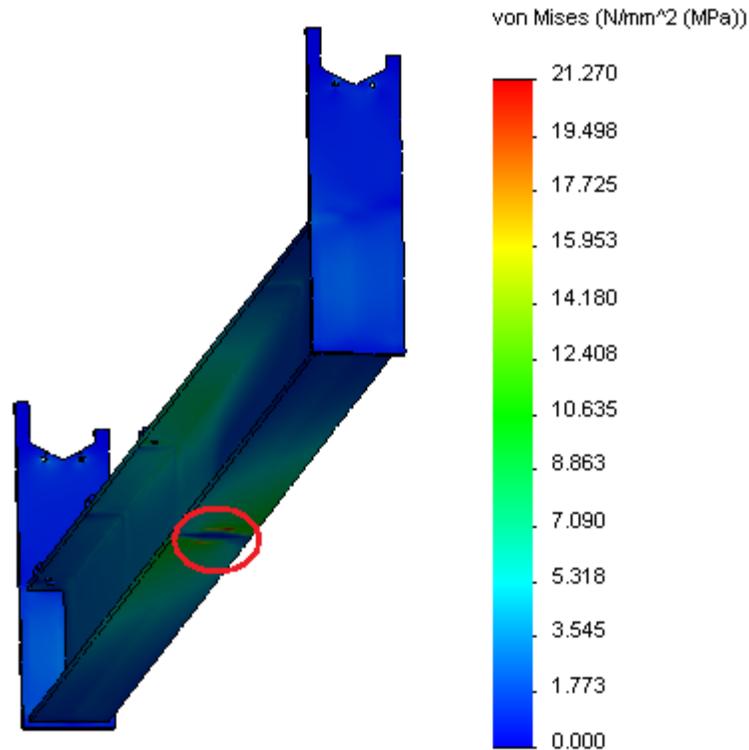
**Estado crítico 2:**



**Figura 4. 192 Ubicación de las cargas del estado crítico 2 en la viga de levantamiento**

Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar la siguiente zona crítica:

**Estado crítico 1:**



**Figura 4. 193 Simulación del esfuerzo de Von Mises en el estado crítico 1 de la viga de levantamiento**

Este esfuerzo es principalmente producto de la flexión producida por el peso del tubo más grande. Al no existir fuerza alguna que cambie el sentido del esfuerzo tomaremos como mínimo 0 MPa.

$$\sigma_x := 21.27 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + 0}{2} = 10.635 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - 0}{2} = 10.635 \quad \text{MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742 \quad \text{Factor de superficie: acero laminado en caliente}$$

$$K_b) \sigma := 31.67 \text{ MPa}$$

Como  $t_f$  es mayor a  $0.025h$ , utilizaremos la siguiente fórmula:

$$\phi_e := \sqrt{\frac{0.05 \cdot 265.94147.57}{0.0766}} = 160.052 \text{ mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Perfil W10x30}$$

$$K_b := 0.859 - 0.000837 \cdot \phi_e = 0.725$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 51mm

Kc)

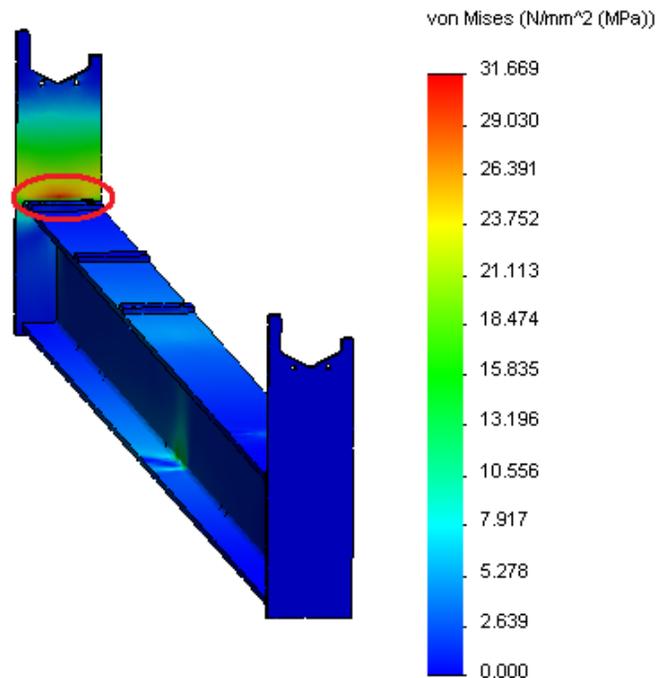
$$K_c := 1$$

Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 7.195$$

### Estado crítico 2:



**Figura 4. 194 Simulación del esfuerzo de Von Mises en el estado crítico 2 de la viga de levantamiento**

Este esfuerzo es principalmente producto de la flexión producida por la fuerza de rozamiento. Al no existir fuerza alguna que cambie el sentido del esfuerzo tomaremos como mínimo 0 MPa.

Los esfuerzos mínimo y máximo serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + 0}{2} = 15.835 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - 0}{2} = 15.835 \quad \text{MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{176 \cdot 15.875} = 42.71 \quad \text{mm}$$

Diámetro equivalente: Sección rectangular no rotativa de 176x15.875mm

$$K_b := 1.24 \phi_e^{-0.107} = 0.83$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Kc)

$$K_c := 1$$

Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 5.296$$

El factor de seguridad cumple con las especificaciones dadas por SERTECPET.

### 4.3.3 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS DE LA VIGA DE LEVANTAMIENTO Y GIRO

Existen 2 zonas en las que analizaremos las juntas soldadas y son las siguientes:

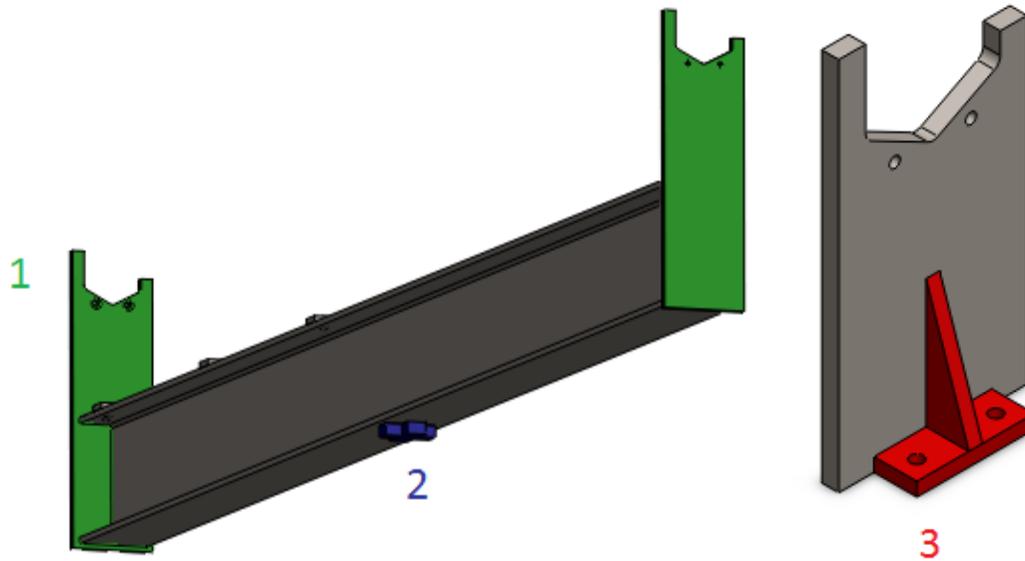


Figura 4. 195 Numeración de las juntas soldadas de la viga de levantamiento y giro

#### 4.3.3.1 Soldadura 1: Placas Laterales

Tipo: Filete

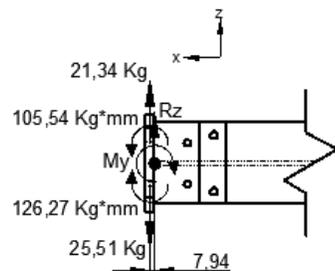
Electrodo: E 6011 3/16"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{16} \cdot 25.4 = 3.37 \text{ mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

Es conocido que un cordón de soldadura falla por esfuerzo cortante en su garganta, por lo que usaremos el área de dicha sección para los cálculos.

Como el centroide de la sección es conocido, analizaremos las fuerzas que afectan a la junta soldada.

**Estado crítico 1:** Al girar el tubo más grande.



$$\underline{\Sigma Fz=0}$$

$$Rz=25.51-21.34$$

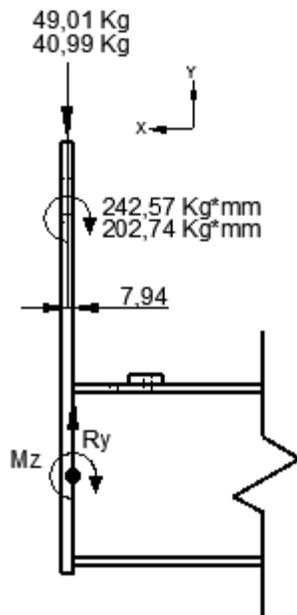
$$Rz=4.17 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma My=0}$$

Figura 4. 196 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la placa lateral (vista superior)

$$My=105.54-126.27+25.51(7.94)-21.34(7.94)$$

$$My=12.38 \text{ Kg*mm}$$



$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_y = 40,99 + 49,01$$

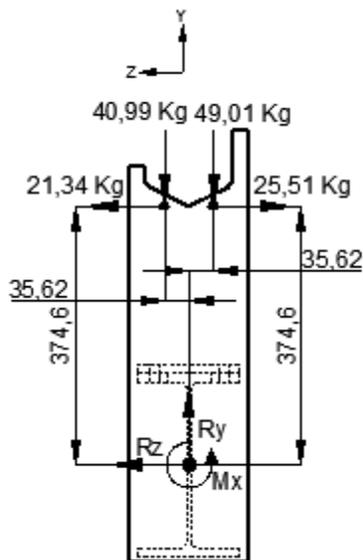
$$R_y = 90 \text{ Kg}$$

$$\Sigma M_z = 0$$

$$M_z = (49,01 + 40,99)(7,94) - 202,74 - 242,57$$

$$M_z = 269,29 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 197 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la placa lateral (vista frontal)**



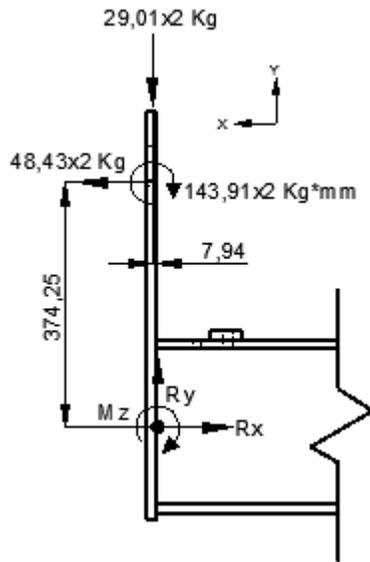
$$\Sigma M_x = 0$$

$$M_x = 49,01(35,62) + 25,51(374,6) - 40,99(35,62) - 21,34(374,6)$$

$$M_x = 1847,75 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 198 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la placa lateral (vista lateral)**

**Estado crítico 2:** Al introducir el tubo más grande después de haberlo girado.



$$\Sigma Fy=0$$

$$Ry=29.01(2)$$

$$Ry=58.02 \text{ Kg}$$

$$\Sigma Fx=0$$

$$Rx=48.43(2)$$

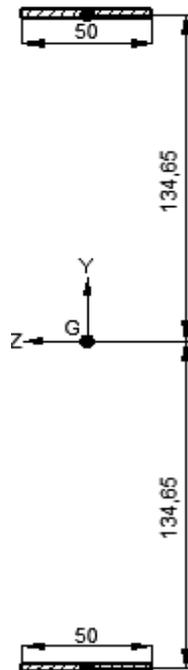
$$Rx=96.86 \text{ Kg}$$

$$\Sigma Mz=0$$

$$Mz=48.43(2)(374.25)+29.01(2)(7.94)-143.91(2)$$

**Figura 4. 199 DCL estado crítico 2**  $Mz=36422.71 \text{ Kg*mm}$   
**en el centroide de la junta soldada**  
**de la placa lateral (vista frontal)**

Las propiedades de la sección serán:



$$I_{zz} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 50 \cdot h^3 + 50 \cdot h \cdot 134.65^2 \right) = 6105057.35 \text{ mm}^4$$

$$I_{yy} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 50^3 \right) = 70147.66 \text{ mm}^4$$

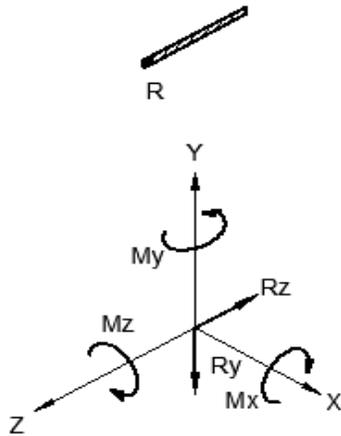
$$J_{zz} := I_{zz} + I_{yy} = 6175205.01 \text{ mm}^4$$

$$A_{zz} := 2 \cdot 50 \cdot h = 336.71 \text{ mm}^2$$

**Figura 4. 200 Distancia del**  
**centroide de los cordones**  
**de soldadura al centroide**  
**de la junta soldada de la**  
**placa lateral**

Pasando las cargas a la junta soldada obtenemos los puntos críticos R y P:

**Estado crítico 1:**



$$R_y := 90 \cdot 9.8 = 882 \quad \text{N}$$

$$R_z := 4.17 \cdot 9.8 = 40.87 \quad \text{N}$$

$$M_x := 1847.759 \cdot 8 = 18107.95 \quad \text{N.mm}$$

$$M_y := 12.389 \cdot 8 = 121.32 \quad \text{N.mm}$$

$$M_z := 269.299 \cdot 8 = 2639.04 \quad \text{N.mm}$$

$$\tau_{xx} := \frac{M_z \cdot 136.34}{I_{zz}} + \frac{M_y \cdot 77.16}{I_{yy}} = 0.19 \quad \text{MPa}$$

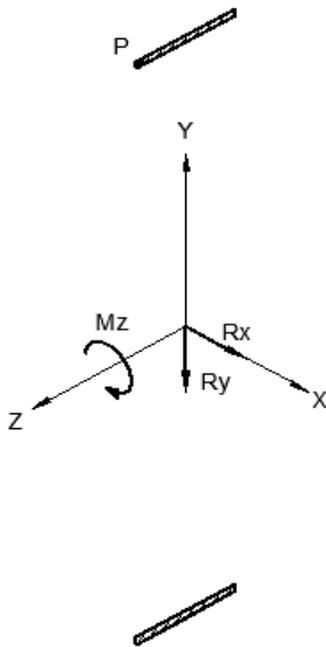
$$\tau_{xt} := \frac{M_x \cdot 156.66}{J} = 0.46 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xy} := \frac{R_y}{A} = 2.62 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xz} := \frac{R_z}{A} = 0.12 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 201 DCL estado crítico 1 en la junta soldada de la placa lateral**

**Estado crítico 2:**



$$R_y := 58.029 \cdot 8 = 568.6 \quad \text{N}$$

$$R_x := 96.869 \cdot 8 = 949.23 \quad \text{N}$$

$$M_z := 36422.719 \cdot 8 = 356942.56 \quad \text{N.mm}$$

$$\tau_{xx} := \frac{M_z \cdot 136.34}{I_{zz}} + \frac{R_x}{A} = 10.79 \text{MPa}$$

$$\tau_{xy} := \frac{R_y}{A} = 1.69 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 202 DCL estado crítico 2 en la junta soldada de la placa lateral**

Como podemos observar, el esfuerzo más grande que soporta la junta se obtiene cuando se introduce el tubo más grande después de haberlo girado. Aun sin resolver el estado combinado de esfuerzos es fácil determinar que el esfuerzo resultante en el primer caso crítico, no superará el esfuerzo resultante del segundo caso crítico, por lo que tomaremos este como máximo.

El esfuerzo resultante será:

$$\tau_x := \sqrt{\tau_{xx}^2 + \tau_{xy}^2} = 10.92 \quad \text{MPa}$$

Al no existir carga alguna que cambie el sentido de este esfuerzo, tomaremos como mínimo 0 MPa. Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_x + 0}{2} = 5.46 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - 0}{2} = 5.46 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 5.46 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 10.92 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.65 \quad \text{Factor de superficie: Proceso realizado a mano}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 100} = 14.83 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 492.14 mm.}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.93 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55 \quad \text{Factor de carga cortante}$$

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot Su}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} \cdot Su}{Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Se} \cdot \tau_{af}} = 5.81$$

#### 4.3.3.2 Soldadura 2: Placa de Apoyo

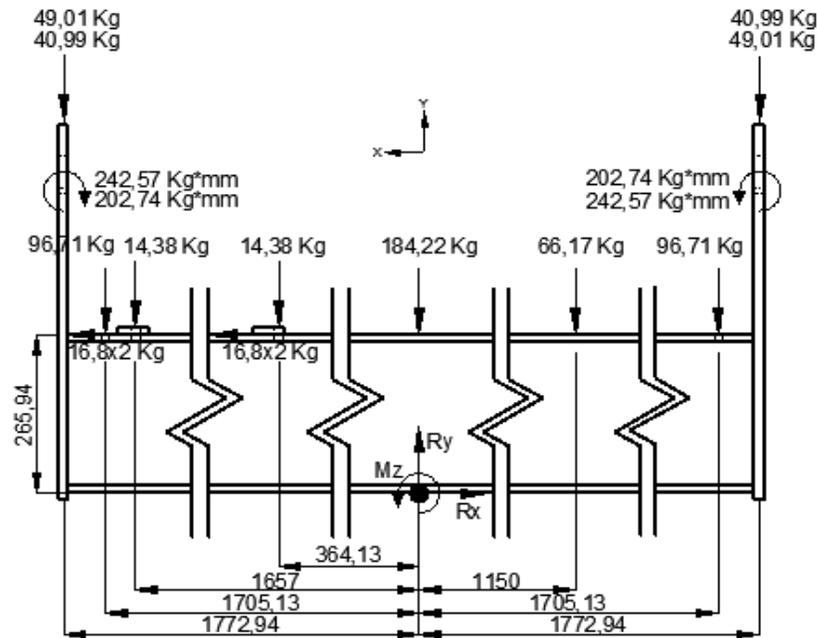
Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/8"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{8} \cdot 25.4 = 6.73 \text{ mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

Para empezar determinaremos las cargas que soporta la junta, puesto que el centroide de la misma es conocido.

**Estado Crítico 1:** Al girar el tubo más grande



**Figura 4. 203 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la placa de apoyo (vista frontal)**

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_x=16.8(4)$$

$$R_x=67.2 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_y=0}$$

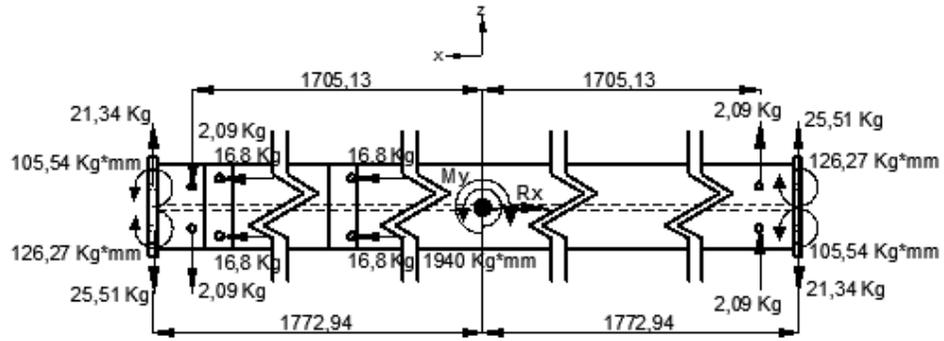
$$R_y=(49.01+40.99)(2)+96.71(2)+14.38(2)+184.22+66.17$$

$$R_y=652.57 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

$$M_z=66.17(1150)-14.38(1657)-14.38(364.13)-16.8(4)(265.94)$$

$$M_z=29160.48 \text{ Kg*mm}$$



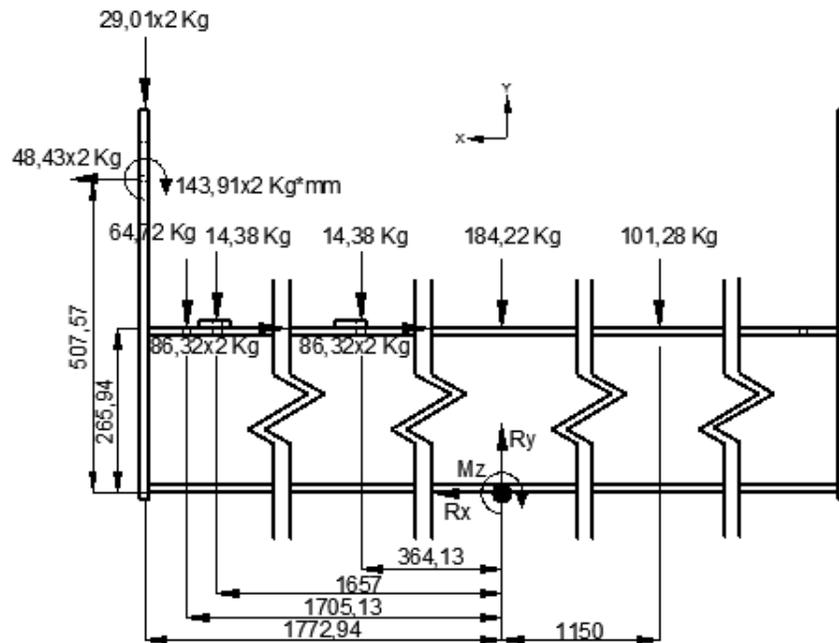
**Figura 4. 204 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la placa de apoyo (vista superior)**

$$\underline{\Sigma My=0}$$

$$My=1940+25.51(2)(1772.94)-21.34(2)(1772.94)+2.09(4)(1705.13)+105.54(2)-126.27(2)$$

$$My=30939.75 \text{ Kg*mm}$$

**Estado crítico 2:** Al insertar el tubo más grande después de haberlo girado



**Figura 4. 205 DCL estado crítico 2 en el centroide de la junta soldada de la placa de apoyo (vista frontal)**

$$\underline{\Sigma Fx=0}$$

$$Rx=86.32(4)-48.43(2)$$

$$Rx=248.42 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma Fy=0}$$

$$Ry=29.01(2)+64.72+14.38(2)+184.22+101.28$$

$$Ry=437 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma Mz=0}$$

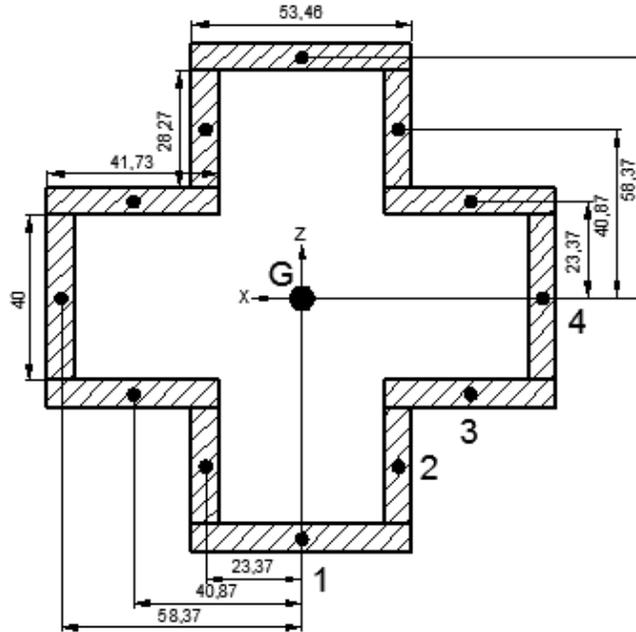
$$Mz=29.01(2)(1772.94)+64.72(1705.13)+14.38(1657)+14.38(364.13)+48.43(2)$$

$$(507.57)-101.28(1150)-86.32(4)(265.94)$$

$$Mz=83153.30 \text{ Kg*mm}$$

Como podemos ver, el sentido del momento  $M_z$  cambia, al igual que el de la fuerza  $R_x$ , razón por la cual el estado crítico 1 será considerado para obtener los esfuerzos mínimos, y el estado crítico 2 para obtener los esfuerzos máximos.

Las propiedades de la sección serán:



**Figura 4. 206 Distancia del centrode de los cordones de soldadura al centrode de la junta soldada de la placa de apoyo**

$$I_{x1} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 53.46 h^3 + 53.46 h \cdot 58.37^2 \right) = 2455863.28 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{x2} := 4 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 28.27^3 + h \cdot 28.27 \cdot 40.87^2 \right) = 1322693.11 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{x3} := 4 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 41.73 h^3 + h \cdot 41.73 \cdot 23.37^2 \right) = 618165.72 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{x4} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 40^3 \right) = 71831.2 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{xx} := I_{x1} + I_{x2} + I_{x3} + I_{x4} = 4468553.31 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z1} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 53.46^3 \right) = 171482.58 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z2} := 4 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 28.27 h^3 + h \cdot 28.27 \cdot 23.37^2 \right) = 418776.54 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z3} := 4 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 41.73^3 + h \cdot 41.73 \cdot 40.87^2 \right) = 2040715.97 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z4} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 40 \cdot h^3 + 40 \cdot h \cdot 58.37^2 \right) = 1837533.32 \quad \text{mm}^4$$

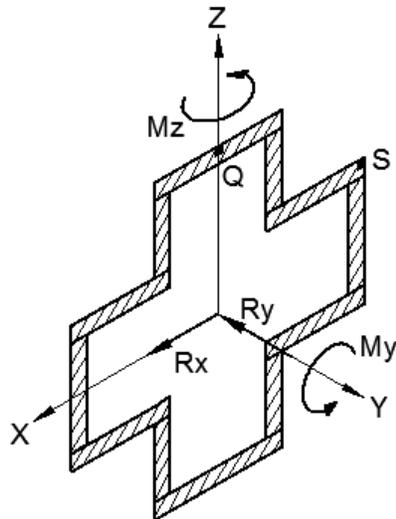
$$I_{zz} := I_{z1} + I_{z2} + I_{z3} + I_{z4} = 4468508.4 \quad \text{mm}^4$$

$$J := I_{xx} + I_{zz} = 8937061.72 \quad \text{mm}^4$$

$$A := 2(53.46h) + 4 \cdot (28.27h) + 4 \cdot (41.73h) + 2 \cdot (40h) = 3144.32 \quad \text{mm}^2$$

Pasando las cargas a la junta soldada obtenemos los puntos críticos Q y S:

**Estado crítico 1:**



$$R_x := 67.29.8 = 658.56 \quad \text{N}$$

$$R_y := 652.579.8 = 6395.19 \quad \text{N}$$

$$M_y := 30939.759.8 = 303209.55 \quad \text{N.mm}$$

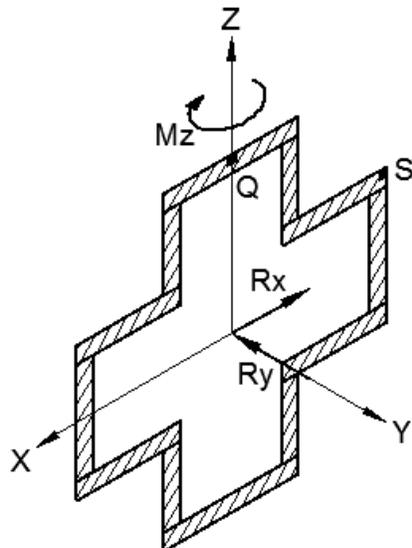
$$M_z := 29160.489.8 = 285772.7 \quad \text{N.mm}$$

$$\tau_{mys} := \frac{-M_z \cdot 61.73}{I_{zz}} - \frac{R_y}{A} = -5.98 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xxq} := \frac{R_x}{A} + \frac{M_y \cdot 61.73}{J} = 2.3 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 207 DCL estado crítico 1 en la junta soldada de la placa de apoyo**

**Estado crítico 2:**



$$R_x := 248.429.8 = 2434.52 \quad \text{N}$$

$$R_y := 437.9.8 = 4282.6 \quad \text{N}$$

$$M_z := 83153.39.8 = 814902.34 \quad \text{N.mm}$$

$$\tau_{xys} := \frac{M_z \cdot 61.73}{I_{zz}} - \frac{R_y}{A} = 9.9 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{nxq} := \frac{-R_x}{A} = -0.77 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 208 DCL estado crítico 2 en la junta soldada de la placa de apoyo**

Debido a que los esfuerzos varían desde magnitudes negativas hasta positivas, es conveniente analizarlos por separado pues no podemos asegurar que el esfuerzo resultante se encuentre en la misma dirección en los 2 estados de carga.

$$\tau_{ms} := \frac{\tau_{xys} + \tau_{nys}}{2} = 1.96 \text{ MPa} \quad \tau_{mq} := \frac{\tau_{xxq} + \tau_{nxq}}{2} = 0.76 \text{ MPa}$$

$$\tau_{as} := \frac{\tau_{xys} - \tau_{nys}}{2} = 7.94 \text{ MPa} \quad \tau_{aq} := \frac{\tau_{xxq} - \tau_{nxq}}{2} = 1.54 \text{ MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$\begin{aligned} k_{fs} &:= 2 && \text{Filete transversal} && k_{fq} &:= 2.7 && \text{Filete paralelo} \\ \tau_{msf} &:= \tau_{ms} = 1.96 && \text{MPa} && \tau_{mqf} &:= \tau_{mq} = 0.76 && \text{MPa} \\ \tau_{asf} &:= k_{fs} \cdot \tau_{as} = 15.88 && \text{MPa} && \tau_{aqf} &:= k_{fq} \cdot \tau_{aq} = 4.16 && \text{MPa} \end{aligned}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \text{ MPa}$$

$$S_y := 345 \text{ MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \text{ MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.65 \quad \text{Factor de superficie: Proceso realizado a mano}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 466.92} = 45.31 \text{ mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 446.92 mm.}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.82 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55 \quad \text{Factor de carga cortante}$$

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS_s := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{msf} + \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{asf}} = 3.88 \quad FS_q := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mqf} + \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{aqf}} = 14.64$$

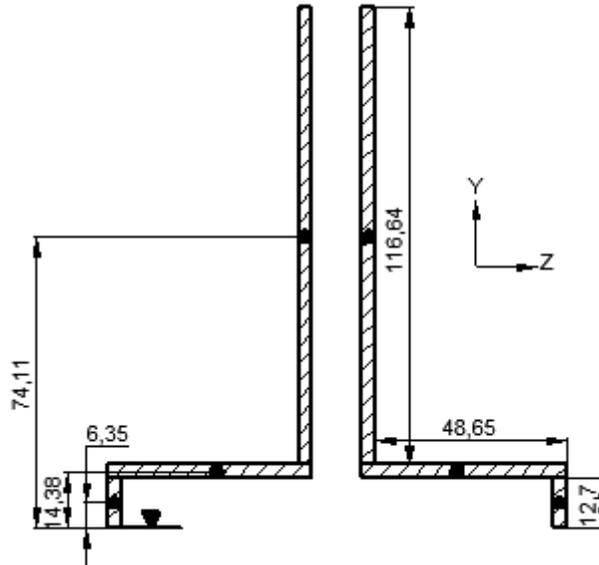
### 4.3.3.3 Soldadura 3: Placa de Acople de la Viga de Levantamiento

Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/16"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{16} \cdot 25.4 = 3.37 \text{ mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

Para empezar determinaremos el centroide de la sección.

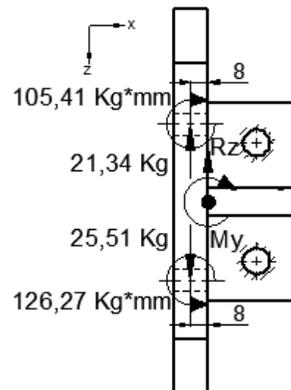


**Figura 4. 209 Sección transversal de la junta soldada de la placa de acople de la viga de levantamiento**

$$Y_m := \frac{2 \cdot h \cdot 12.7 \cdot 6.35 + 2 \cdot h \cdot 48.65 \cdot 14.38 + 2 \cdot h \cdot 116.64 \cdot 74.11}{2 \cdot h \cdot 12.7 + 2 \cdot h \cdot 48.65 + 2 \cdot h \cdot 116.64} = 52.95 \text{ mm}$$

Ahora analizaremos las fuerzas que afectan a la junta soldada.

**Estado crítico 1:** Al girar el tubo más grande



$$\underline{\Sigma F_z = 0}$$

$$R_z = 25.51 - 21.34$$

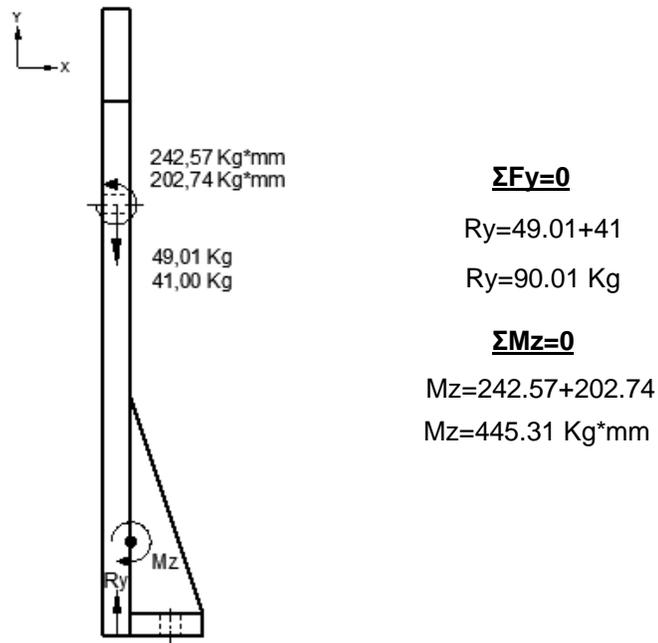
$$R_z = 4.17 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma M_y = 0}$$

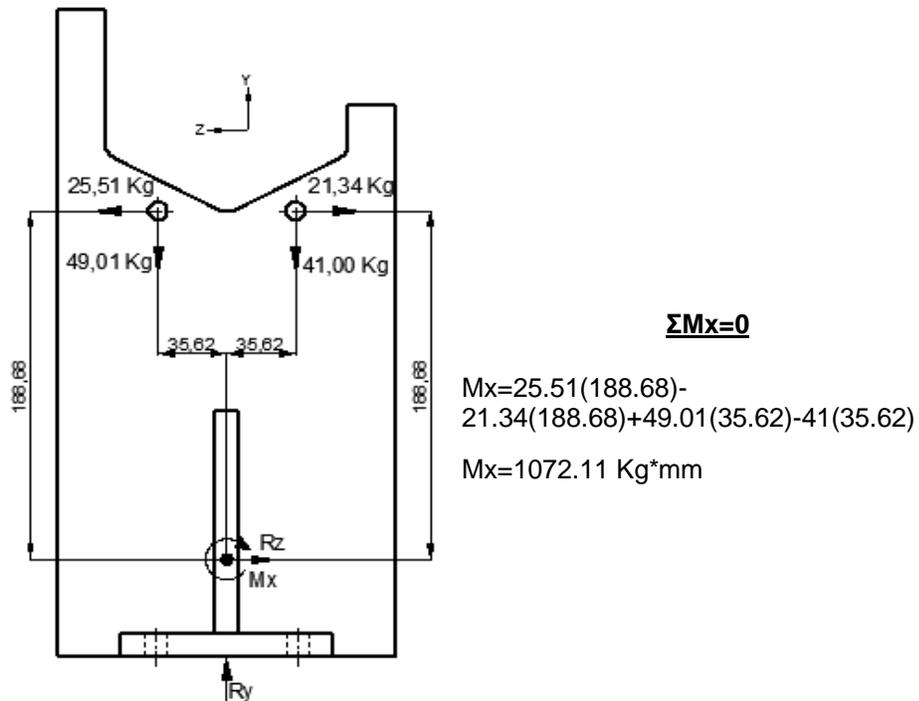
$$M_y = 126.27 - 105.41 + 25.51(8) - 21.34(8)$$

$$M_y = 54.22 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 210 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada de la placa de acople de la viga de levantamiento (vista superior)**

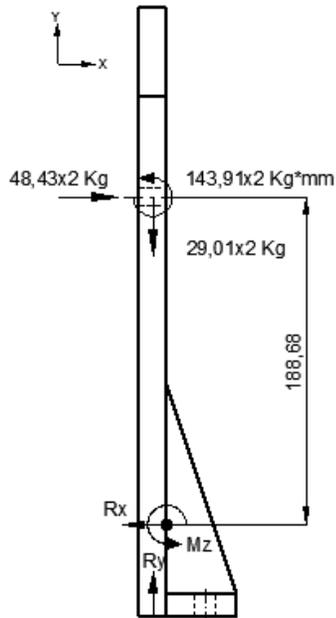


**Figura 4. 211 DCL estado crítico 1 en el  
 centroide de la junta soldada de la placa  
 de acople de la viga de levantamiento  
 (vista lateral)**



**Figura 4. 212 DCL estado crítico 1 en el  
 centroide de la junta soldada de la placa  
 de acople de la viga de levantamiento  
 (vista frontal)**

**Estado crítico 2:** Al introducir el tubo más grande después de haberlo girado.



$$\underline{\Sigma Fy=0}$$

$$Ry=29.01(2)$$

$$Ry=58.02 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma Fx=0}$$

$$Rx=48.43(2)$$

$$Rx=96.86 \text{ Kg}$$

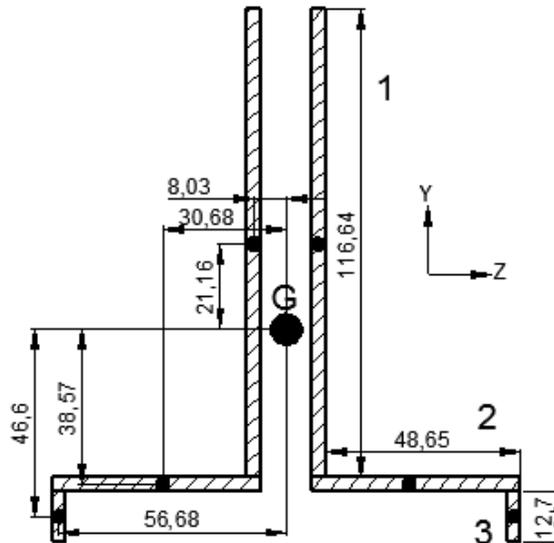
$$\underline{\Sigma Mz=0}$$

$$Mz=48.43(2)(188.68)-143.91(2)$$

$$Mz=17987.72 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 213 DCL estado crítico 2 en el centroide de la junta soldada de la placa de acople de la viga de levantamiento (vista lateral)**

Las propiedades de la sección serán:



**Figura 4. 214 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la placa de apoyo**

$$Iz1 := 2 \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 116.64^3 + h \cdot 116.64 \cdot 21.16^2 \right) = 1242216.72 \text{ mm}^4$$

$$I_{z2} := 2 \left( \frac{1}{12} \cdot 48.65h^3 + 48.65h \cdot 38.57^2 \right) = 487688.2 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z3} := 2 \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 12.7^3 + 12.7 \cdot h \cdot 46.6^2 \right) = 186870.06 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{zz} := I_{z1} + I_{z2} + I_{z3} = 1916774.98 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{y1} := 2 \left( \frac{1}{12} \cdot 116.64h^3 + 116.64h \cdot 8.03^2 \right) = 51390.18 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{y2} := 2 \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 48.65^3 + 48.65h \cdot 30.68^2 \right) = 372991.87 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{y3} := 2 \left( \frac{1}{12} \cdot 12.7h^3 + 12.7 \cdot h \cdot 56.68^2 \right) = 274837.19 \quad \text{mm}^4$$

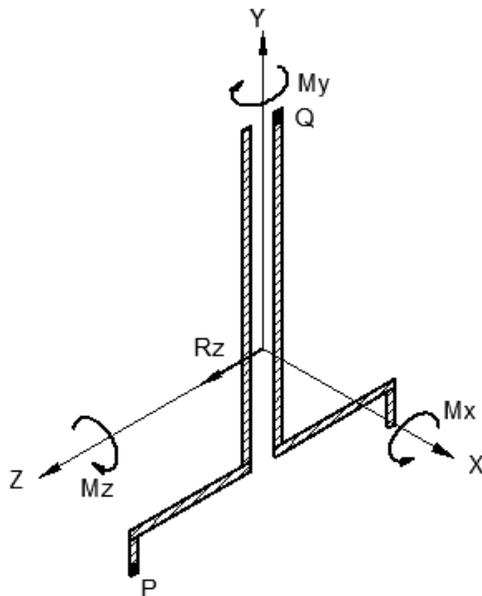
$$I_{yy} := I_{y1} + I_{y2} + I_{y3} = 699219.24 \quad \text{mm}^4$$

$$J := I_{yy} + I_{zz} = 2615994.21 \quad \text{mm}^4$$

$$A := 2 \cdot 116.64h + 2 \cdot 48.65h + 2 \cdot 12.7 \cdot h = 1198.62 \quad \text{mm}^2$$

Pasando las cargas a la junta obtenemos el punto crítico

### Estado crítico 1:



$$R_z := 4.17 \cdot 9.8 = 40.87 \quad \text{N}$$

$$M_x := 1072.119.8 = 10506.68 \quad \text{N.mm}$$

$$M_y := 54.229.8 = 531.36 \quad \text{N.mm}$$

$$M_z := 445.319.8 = 4364.04 \quad \text{N.mm}$$

$$\tau_{xzq} := \frac{-M_z \cdot 79.75}{I_{zz}} + \frac{-M_y \cdot 9.71}{I_{yy}} = -0.19$$

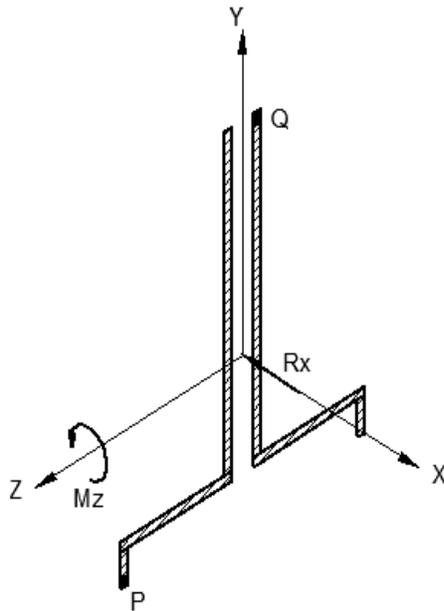
$$\tau_{xtq} := \frac{M_x \cdot 80.34}{J} = 0.32$$

$$\tau_{xzq} := \frac{R_z}{A} = 0.03$$

$$\tau_{xyp} := \frac{M_z \cdot 52.96}{I_{zz}} + \frac{M_y \cdot 58.36}{I_{yy}} = 0.16$$

**Figura 4. 215 DCL estado crítico 1 en la junta soldada de la placa de acople de la viga de levantamiento**

**Estado crítico 2:**



$$R_x := 96.869.8 = 949.23 \quad \text{N}$$

$$M_z := 17987.729.8 = 176279.66 \quad \text{N.mm}$$

$$\tau_{xxq} := \frac{M_z \cdot 79.75}{I_{zz}} + \frac{R_x}{A} = 8.13 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 216 DCL estado crítico 2 en la junta soldada de la placa de acople de la viga de levantamiento**

Como podemos observar, el esfuerzo cortante producido por la flexión en el segundo estado crítico, supera enormemente a los demás esfuerzos, razón por la cual consideraremos el esfuerzo de flexión para resolver el diseño de la junta. Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_{xxq} + \tau_{nxq}}{2} = 3.97 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{xxq} - \tau_{nxq}}{2} = 4.16 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 3.97 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 8.32 \quad \text{Mpa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.65$$

Factor de superficie: Proceso realizado a mano.

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 355.98} = 27.97 \text{ mm}$$

Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 355.98 mm.

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.87$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm.

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55$$

Factor de carga cortante.

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 7.21$$

El factor de seguridad cumple con lo solicitado por SERTECPET.

#### 4.3.4 DISEÑO DE ENGRANES DEL SISTEMA DE GIRO

El modelo propuesto para el sistema está compuesto por una cremallera y un piñón recto.

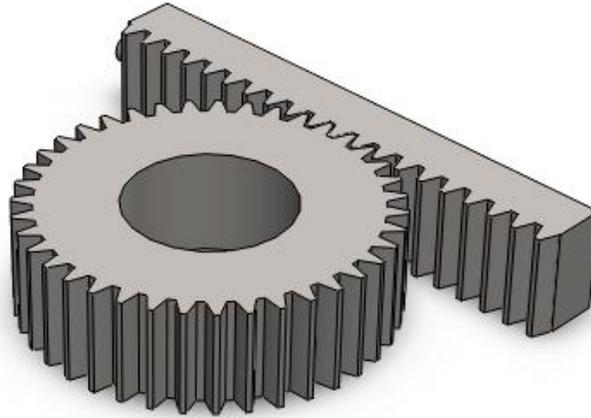


Figura 4. 217 Mecanismo piñón - cremallera

##### Cremallera:

$N_c := 20$		Número de dientes
$\theta := 20$		Ángulo de presión
$m := 4$		Módulo
$p_c := \pi \cdot m = 12.566$	mm	Paso circular
$p_b := p_c \cdot \cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 11.809$	mm	Paso base

##### Piñón:

$N_p := 39$		Número de dientes
$\theta = 20$		Ángulo de presión
$m = 4$		Módulo
$d := N_p \cdot m = 156$	mm	Diámetro de paso
$p_c = 12.566$	mm	Paso circular
$a := m = 4$	mm	Adendum
$b := 1 \cdot m = 4$	mm	Dedendum (dientes cortos)
$F := 48$	mm	Ancho del piñón entre 8m y 12m

El piñón supera el número mínimo de dientes para prevenir la interferencia al trabajar con una cremallera, el cual está dado por:

$$N_n := \frac{4}{2 \cdot \sin\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)^2} = 17.097$$

Comenzaremos estableciendo las cargas que soporta cada componente. La cremallera soporta una fuerza de 218.08 Kg proveniente del cilindro hidráulico. Dicha fuerza fue calculada en el diseño del sistema hidráulico.

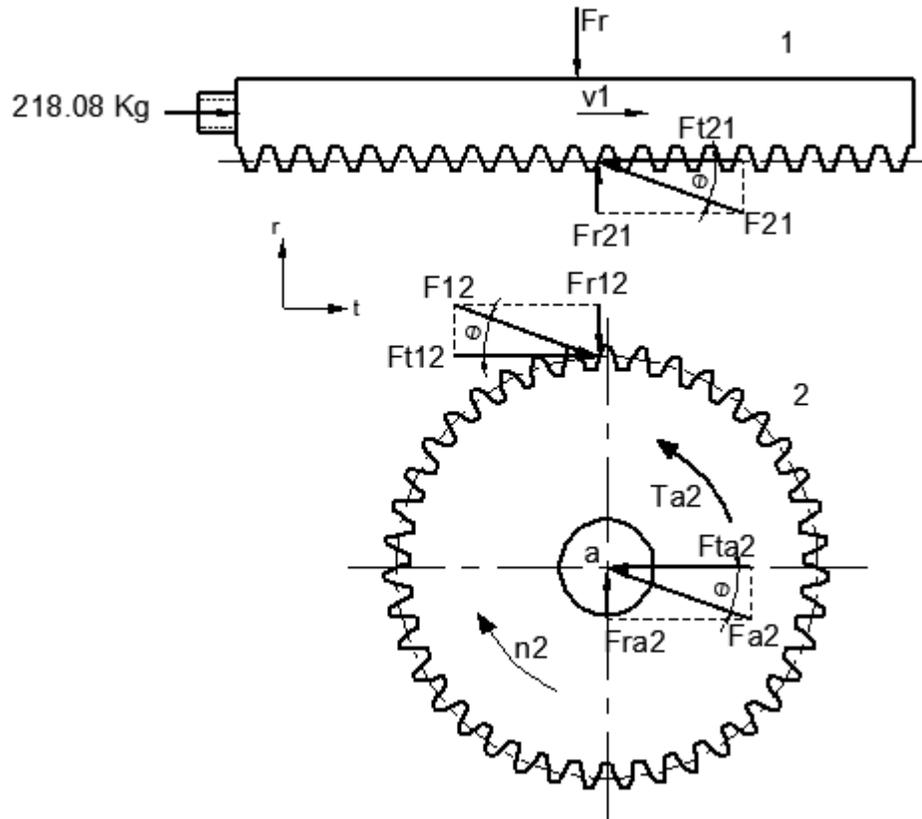


Figura 4. 218 DCL cargas en piñón y cremallera

**Cremallera:**

$$\underline{\Sigma F_t=0}$$

$$F_{t21}=218.08 \text{ Kg}$$

$$v_1 := 8.929 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$\underline{\Sigma F_r=0}$$

$$F_r = F_{r21} \text{ (1)}$$

$$F_{r21} = F_{t21} \cdot \tan(20)$$

$$F_{r21} = 79.35 \text{ Kg (2)}$$

$$\text{(2) en (1)}$$

$$F_r = 79.35 \text{ Kg}$$

**Piñón:**

$$\underline{\Sigma F_t=0}$$

$$F_{t12} = F_{t21} = 218.08 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_r=0}$$

$$F_{r12} = F_{r21} = 79.35 \text{ Kg}$$

$$n_2 := \frac{v_1}{\frac{d}{2}} \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} = 1.093 \text{ r.p.m}$$

#### 4.3.4.1 Piñón

El piñón puede fallar por desgaste o flexión, por lo que importante analizar ambos esfuerzos.

$$wt := 218.08 \cdot 9.8 = 2.137 \times 10^3 \quad \text{N} \quad \text{Carga transmitida}$$

#### Esfuerzo de flexión:

Factor de carga:

$$K_o := 1 \quad \begin{array}{l} \text{Fuente de potencia: uniforme} \\ \text{Máquina impulsada: uniforme} \end{array}$$

Factor dinámico:

$$V_t := v_1 \cdot \frac{1}{304.8} \cdot \frac{60}{1} = 1.758 \quad \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

$$K_v := 1 \quad \text{Piñón fresado: } Q_v=5$$

Factor de tamaño:

$$K_s := 1 \quad \text{Engranés cilíndricos}$$

Factor de distribución de carga:

$$C_{mc} := 0.8 \quad \text{Dientes sin coronar}$$

$$\frac{F}{10 \cdot d} = 0.031 \quad \text{Menor a 0.05, por lo que usaremos } F/(10d)=0.05$$

$$C_{pf} := 0.05 - 0.0375 + 0.0125 \frac{F}{25.4} = 0.036 \quad \text{Para } F \text{ entre 1 y 17 in}$$

$$C_{pm} := 1.1 \quad \text{Eje en voladizo, gran desviación}$$

$$C_{ma} := 0.247 + 0.0167 \frac{F}{25.4} - 0.765 \cdot 10^{-4} \left( \frac{F}{25.4} \right)^2 = 0.278 \quad \text{Engranajes abiertos}$$

$$C_e := 1$$

$$K_m := 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) = 1.254$$

Factor de espesor de aro:

$$K_b := 1 \quad \text{Aro del engrane grueso}$$

Factor geométrico:

$$J := 0.27 \quad \text{Teoría conservadora: la carga se aplica en la punta del diente}$$

Factor de ciclo de carga:

$$Y_N := 1 \quad \text{Para } 10^7 \text{ ciclos}$$

Factor de temperatura:

$$K_{tm} = 1 \quad \text{Menor a } 250 \text{ }^\circ\text{F}$$

Factor de confiabilidad:

$$K_r := 1 \quad \text{Confiabilidad de } 0.99$$

Esfuerzo de flexión:

$$\sigma := w_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{m} \cdot \frac{K_m \cdot K_b}{F \cdot J} = 51.715 \quad \text{MPa}$$

Resistencia máxima de flexión:

Utilizaremos acero AISI 8620 (BOHLER E410) carburizado y endurecido, con el cual se obtiene una dureza de 210 HB.

$$S_t := [77.3(180) + 1280] \cdot \frac{6.89}{1000} = 184.059 \quad \text{MPa} \quad \text{Resistencia a } 10^7 \text{ ciclos}$$

Factor de seguridad:

$$FS := \frac{S_t \cdot \frac{Y_N}{K_t \cdot K_r}}{\sigma} = 3.559$$

**Esfuerzo de contacto:**

Coeficiente elástico:

$$C_p := 191 \quad \text{MPa} \quad \text{Acero-Acero}$$

Factor geométrico:

$$I := \frac{\cos\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \sin\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{2} \cdot \frac{1}{2} = 0.08$$

Para un ángulo de presión de  $20^\circ$  y una relación de transmisión de 1

Factor de ciclos de carga:

$$Z_N := 1 \quad \text{Para } 10^7 \text{ ciclos}$$

Factor de relación de la dureza:

$$C_H := 1 \quad \text{Misma dureza}$$

Esfuerzo de contacto:

$$\sigma_c := C_p \cdot \left( w_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d \cdot F} \cdot \frac{1}{I} \right)^{0.5} = 403.184 \quad \text{MPa}$$

Resistencia máxima de contacto:

Utilizaremos acero AISI 8620 (BOHLER E410) completamente endurecido, con el cual se obtiene una dureza de 180 HB.

$$S_c := [322(180) + 29100] \cdot \frac{6.89}{1000} = 599.843 \quad \text{MPa}$$

Factor de seguridad:

$$FS := \frac{S_c \cdot ZN \cdot \frac{CH}{Kt \cdot Kr}}{\sigma_c} = 1.488$$

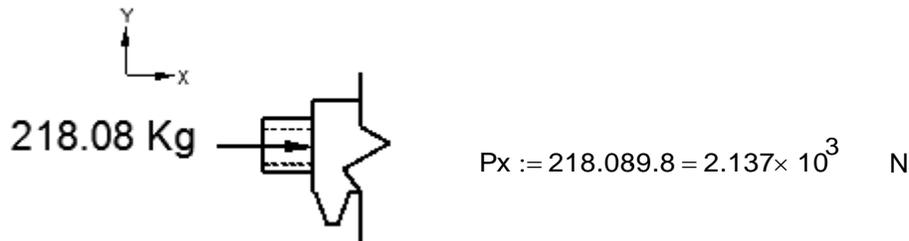
Debemos considerar los factores de seguridad calculados como satisfactorios, pues son mayores a 1, aun cuando hemos tenido un criterio conservador en el cálculo de cada factor que afecta al esfuerzo aplicado y a la resistencia máxima del material.

#### 4.3.4.2 Cremallera

Debido a que se trata de una relación de transmisión 1-1 y que la cremallera está hecha del mismo material que el piñón, los factores antes calculados serán los mismos, aun los factores de seguridad.

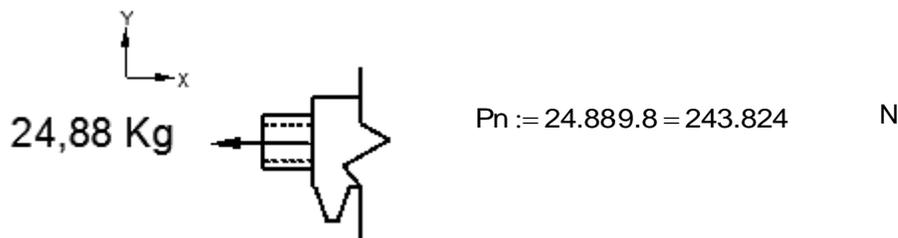
Es necesario comprobar la resistencia del acople de la cremallera al cilindro hidráulico, el cual soporta las siguientes cargas:

**Carga máxima:**



**Figura 4. 219 DCL carga máxima en el acople: cremallera – cilindro de giro**

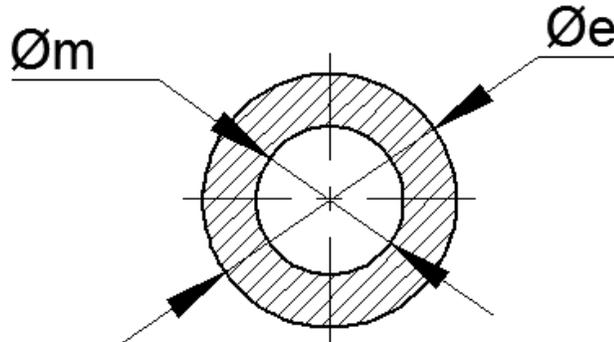
**Carga mínima:**



**Figura 4. 220 DCL carga mínima en el acople: cremallera – cilindro de giro**

### Propiedades de la sección:

Como se trata de una sección roscada, utilizaremos el diámetro medio para el cálculo, partiendo de una rosca M10x1.25

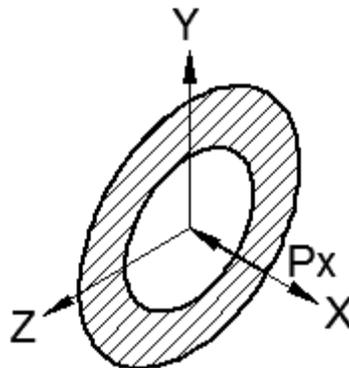


**Figura 4. 221 Sección transversal del acople: cremallera – cilindro de giro**

$\phi_e := 16$	mm	Diámetro exterior
$\phi_r := 10 - 1.2268691 \cdot 1.25 = 8.466$	mm	Diámetro menor
$\phi_p := 10 - 0.6495191 \cdot 1.25 = 9.188$	mm	Diámetro de paso
$\phi_m := \frac{\phi_r + \phi_p}{2} = 8.827$	mm	Diámetro medio
$A := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi_e^2 - \phi_m^2) = 139.863$	mm <sup>2</sup>	Área de la sección

El estado de cargas en la sección será:

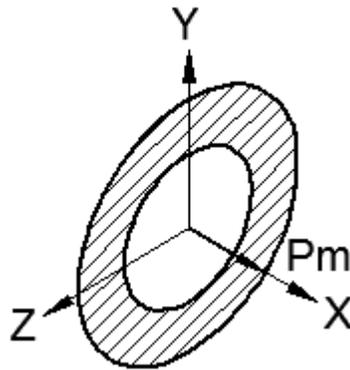
### Carga máxima:



**Figura 4. 222 DCL carga máxima en el acople: cremallera – cilindro de giro**

$$\sigma_x := \frac{P_x}{A} = 15.281 \text{ MPa}$$

**Carga mínima:**



**Figura 4. 223 DCL carga mínima en el acople: cremallera – cilindro de giro**

$$\sigma_n := \frac{-P_n}{A} = -1.743 \text{ MPa}$$

Una vez obtenidos los esfuerzos que soporta la sección, analizaremos la misma a fatiga. Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 6.769 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 8.512 \text{ MPa}$$

El material para fabricar el acople será AISI 1020 HR, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_u := 380 \text{ MPa}$$

$$S_y := 210 \text{ MPa}$$

Estas propiedades son equivalentes a las de una rosca grado SAE 1.

Existen concentradores de esfuerzo en la dirección axial, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2.8 \quad \text{Para roscas cortadas y de grado SAE menor a 2}$$

$$\sigma_{mf} := \sigma_m = 6.769 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{af} := k_f \cdot \sigma_a = 23.833 \text{ MPa}$$

Este concentrador de esfuerzo incluye la sensibilidad de la muesca y al acabado superficial.

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 190 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

El factor de superficie ya fue considerado y el factor de tamaño no se aplica para carga axial pura.

Kc)

$$K_c := 1.43 S_u^{-0.078} = 0.9 \quad \text{Factor de carga axial}$$

El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{mf} + \frac{S_y}{K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{af}} = 5.826$$

Este factor cumple con las especificaciones dadas por SERTECPET.

#### 4.3.4.3 Diseño de la junta soldada de la cremallera

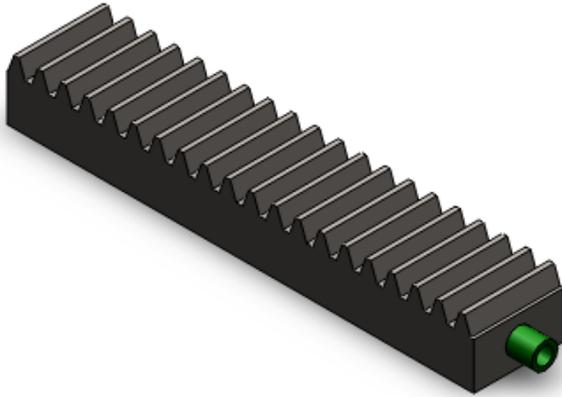


Figura 4. 224 Junta soldada de la cremallera

#### Soldadura:

Tipo: Filete

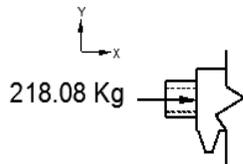
Electrodo: E 6011 3/16"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{16} \cdot 25.4 = 3.367 \text{ mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

Es conocido que un cordón de soldadura falla por esfuerzo cortante en su garganta, por lo que usaremos el área de dicha sección para los cálculos.

Como el centroide de la sección es conocido, analizaremos las fuerzas que afectan a la junta soldada.

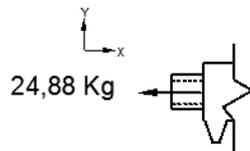
#### Carga máxima:



$$P_x := 218.089.8 = 2.137 \times 10^3 \text{ N}$$

Figura 4. 225 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la cremallera

#### Carga mínima:



$$P_n := 24.889.8 = 243.824 \text{ N}$$

Figura 4. 226 DCL carga mínima en el centroide de la junta soldada de la cremallera

Propiedades de la sección:

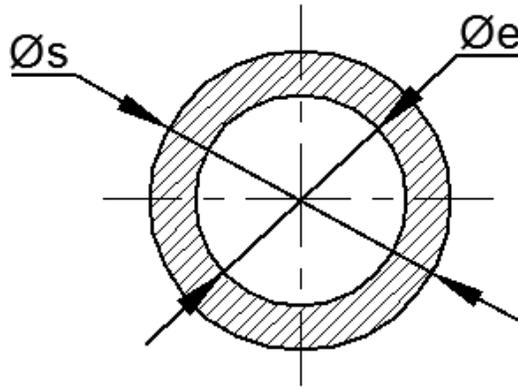


Figura 4. 227 Sección transversal de la junta soldada de la cremallera

$\phi_e := 16$	mm	Diámetro exterior
$\phi_s := \phi_e + 2 \cdot h = 22.734$	mm	Diámetro de soldadura
$A := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi_s^2 - \phi_e^2) = 204.865$	mm <sup>2</sup>	Área de la sección

El estado de cargas en la sección será:

Carga máxima:

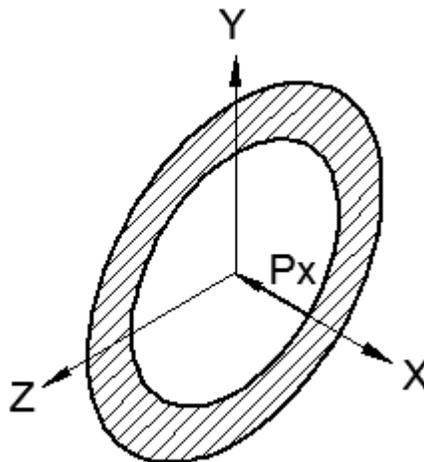
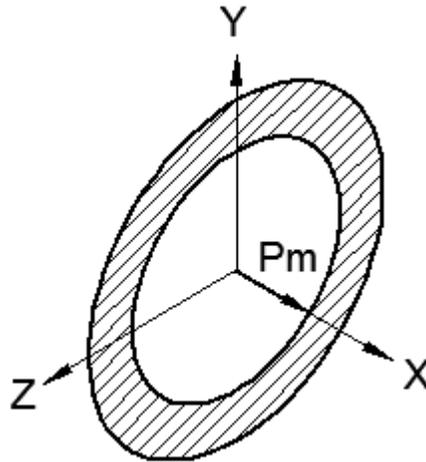


Figura 4. 228 DCL carga máxima en la junta soldada de la cremallera

$$\tau_x := \frac{P_x}{A} = 10.432 \quad \text{MPa}$$

**Carga mínima:**



**Figura 4. 229 DCL carga mínima en la junta soldada de la cremallera**

$$\tau_n := \frac{-P_n}{A} = -1.19 \quad \text{MPa}$$

Una vez obtenidos los esfuerzos que soporta la sección, analizaremos la misma a fatiga. Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_x + \tau_n}{2} = 4.621 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - \tau_n}{2} = 5.811 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 4.621 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 11.622 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.654 \quad \text{Factor de superficie: Proceso realizado a mano}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi_s = 8.412$$

mm Diámetro equivalente: sección circular hueca que no gira

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.987$$

Factor de tamaño

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55$$

Factor de carga cortante

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 5.901$$

El factor de seguridad cumple por lo solicitado por SERTECPET.

### 4.3.5 DISEÑO DEL EJE DE GIRO

El modelo propuesto para el eje es el siguiente:

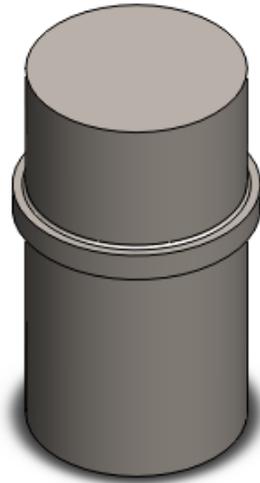


Figura 4. 230 Eje de giro

Este eje cumple con las especificaciones geométricas para ser alojado en el rodamiento SKF.

Para empezar determinaremos las cargas que soporta el eje en su sección crítica, puesto que el centroide del mismo es conocido.

**Estado Crítico 1:** Al girar el tubo más grande

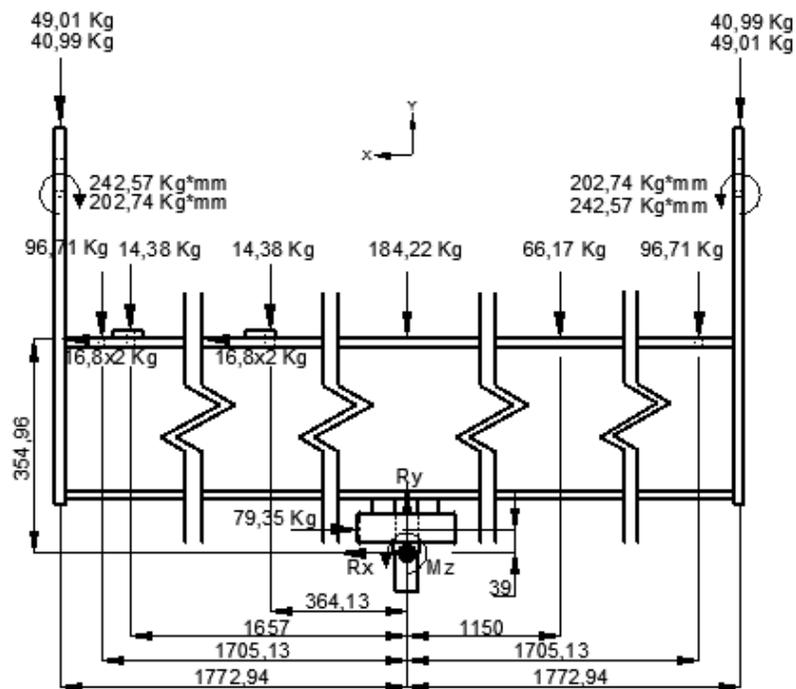


Figura 4. 231 DCL estado crítico 1 en el eje de giro (vista frontal)

$$\Sigma F_x=0$$

$$R_x=79.35-16.8(4)$$

$$R_x=12.15 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_y=0$$

$$R_y=(49.01+40.99)(2)+96.71(2)+14.38(2)+184.22+66.17$$

$$R_y=652.57 \text{ Kg}$$

$$\Sigma M_z=0$$

$$M_z=66.17(1150)+79.35(39)-14.38(1657)-14.38(364.13)-16.8(4)(354.96)$$

$$M_z=26272.99 \text{ Kg}^*\text{mm}$$

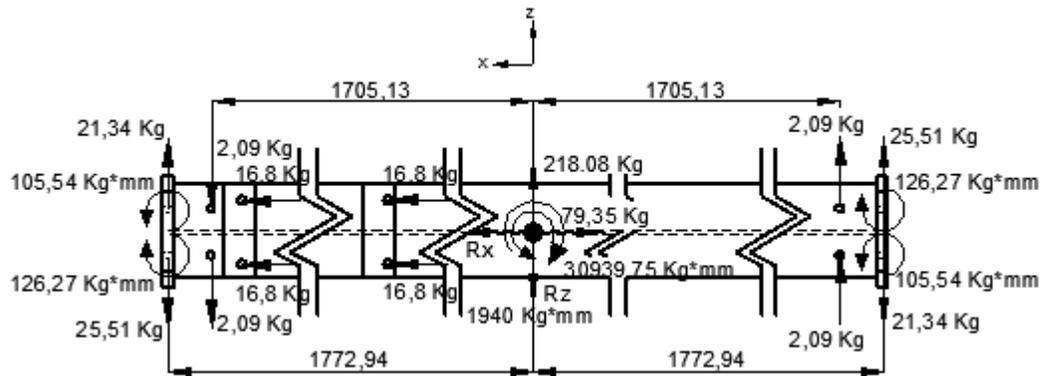


Figura 4. 232 DCL estado crítico 1 en el eje de giro (vista superior)

$$\Sigma F_z=0$$

$$R_z=218.08 \text{ Kg}$$

Estado crítico 2: Al insertar el tubo más grande después de haberlo girado

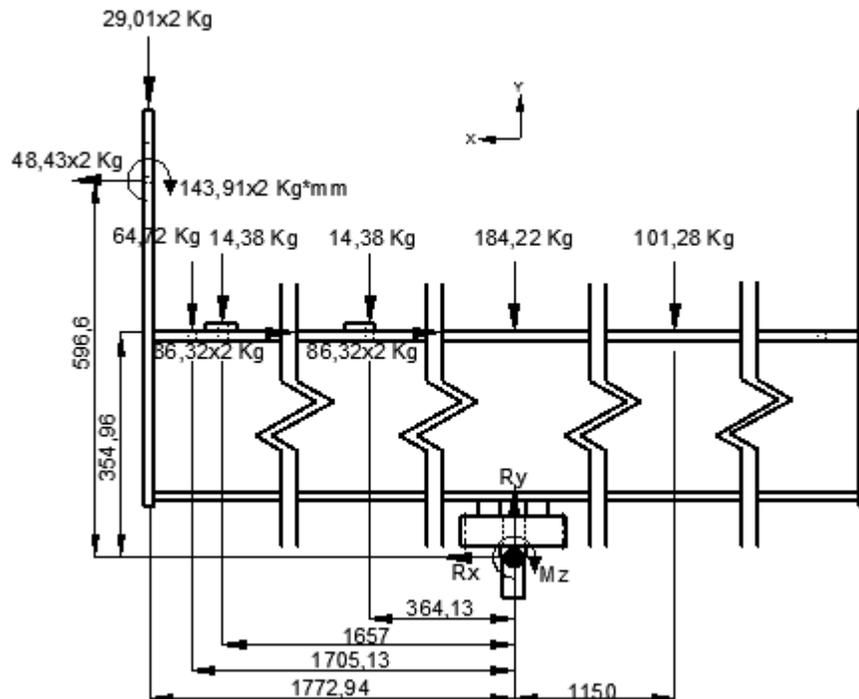


Figura 4. 233 DCL estado crítico 2 en el eje de giro (vista frontal)

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_x=86.32(4)-48.43(2)$$

$$R_x=248.42 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_y=0}$$

$$R_y=29.01(2)+64.72+14.38(2)+184.22+101.28$$

$$R_y=437 \text{ Kg}$$

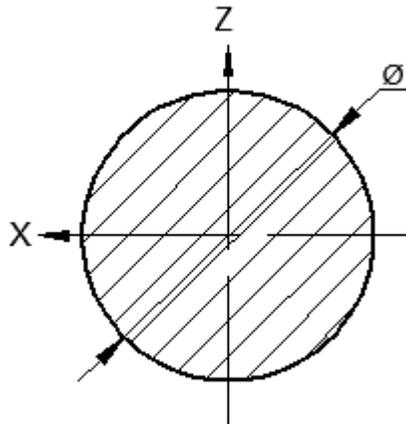
$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

$$M_z=29.01(2)(1772.94)+64.72(1705.13)+14.38(1657)+14.38(364.13)+48.43(2)(596.6)-101.28(1150)-86.32(4)(354.96)$$

$$M_z=61039.93 \text{ Kg*mm}$$

Como podemos ver, el sentido del momento  $M_z$  cambia, razón por la cual el estado crítico 1 será considerado para obtener los esfuerzos mínimos, y el estado crítico 2 para obtener los esfuerzos máximos.

Las propiedades de la sección crítica serán:



**Figura 4. 234 Sección transversal del eje de giro**

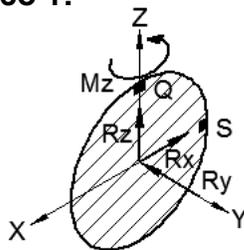
$$\phi := 75 \quad \text{mm}$$

$$I_{zz} := \frac{\pi}{64} \cdot \phi^4 = 1553155.55 \quad \text{mm}^4$$

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot \phi^2 = 24850488.76 \quad \text{mm}^2$$

Pasando las cargas a la sección crítica obtenemos los puntos críticos Q y S:

**Estado crítico 1:**



$$R_x := 12.159.8 = 119.07 \quad \text{N}$$

$$R_y := 652.579.8 = 6395.19 \quad \text{N}$$

$$R_z := 218.089.8 = 2137.18 \quad \text{N}$$

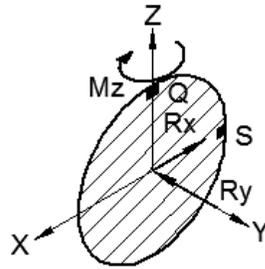
$$M_z := 26272.999.8 = 257475.3 \text{ N.mm}$$

**Figura 4. 235 DCL estado crítico 1 en la sección crítica del eje de giro**

$$\sigma_{xys} := \frac{Mz \cdot \frac{\phi}{2}}{I_{zz}} + \frac{Ry}{A} = 6.22 \quad \text{MPa} \quad \tau_{xzs} := \frac{4 \cdot Rz}{3 \cdot A} = 0 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xq} := \frac{4 \cdot Rx}{3 \cdot A} = 0 \quad \text{MPa}$$

### Estado crítico 2:



$$Rx := 248.42 \cdot 9.8 = 2434.52 \quad \text{N}$$

$$Ry := 437 \cdot 9.8 = 4282.6 \quad \text{N}$$

$$Mz := 61039.93 \cdot 9.8 = 598191.31 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 236 DCL estado crítico 2 en la sección crítica del eje de giro**

$$\sigma_{nys} := \frac{-Mz \cdot \frac{\phi}{2}}{I_{zz}} + \frac{Ry}{A} = -14.44 \quad \text{MPa} \quad \tau_{xxq} := \frac{4 \cdot Rx}{3 \cdot A} = 0 \quad \text{MPa}$$

Como vemos, el único esfuerzo significativo en el eje es el de flexión, razón por la cual será el único que analizaremos a fatiga.

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{xys} + \sigma_{nys}}{2} = -4.11 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{xys} - \sigma_{nys}}{2} = 10.33 \quad \text{MPa}$$

Existe un concentrador de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_t := 0.632 + 0.377 \left( \frac{84}{\phi} \right)^{-4.4} + \left( \frac{1.2}{\phi} \right)^{-0.5} \cdot \sqrt{\frac{-0.14 - 0.363 \left( \frac{84}{\phi} \right)^2 + 0.503 \left( \frac{84}{\phi} \right)^4}{1 - 2.39 \left( \frac{84}{\phi} \right)^2 + 3.368 \left( \frac{84}{\phi} \right)^4}} = 2.79$$

$$q := 0.7 \quad \text{Sensibilidad de la muesca para } r=1.2 \text{ mm; } S_u=470 \text{ MPa}$$

$$k_f := 1 + (k_t - 1) \cdot q = 2.25$$

$$\sigma_{mf} := \sigma_m = -4.11 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{af} := k_f \cdot \sigma_a = 23.26 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del material cuando este trabaja a fatiga.

Trabajaremos con acero AISI 1020 CD, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 470 \text{ MPa}$$

$$S_y := 390 \text{ MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 235 \text{ MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.59 \quad \text{Factor de superficie: Proceso realizado a mano}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi = 27.75 \text{ mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.87 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 1 \quad \text{Factor de carga axial}$$

El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{mf} + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{af}} = 5.52$$

### 4.3.6 SELECCIÓN DE LA CHUMACERA PARA GIRO

El rodamiento soporta su carga dinámica máxima cuando el tubo más grande se gira, y su carga estática máxima cuando se introduce el mismo tubo después de haberlo girado.

#### Fuerzas Aplicadas al rodamiento:

$$Fr := 232.079.8 = 2274.29 \quad \text{N} \quad \text{Fuerza radial dinámica}$$

$$Frs := 248.429.8 = 2434.52 \quad \text{N} \quad \text{Fuerza radial estática}$$

$$Fa := 692.549.8 = 6786.89 \quad \text{N} \quad \text{Fuerza axial dinámica}$$

$$Fas := 437.9.8 = 4282.6 \quad \text{N} \quad \text{Fuerza axial estática}$$

$$nr := 1 \quad \text{r.p.m.} \quad \text{Velocidad angular}$$

#### Recomendaciones de Shigley:

$$vidar := 18000 \quad \text{h} \quad \text{TABLA 11-4} \quad \text{Máquinas para servicio de 8h, que no siempre se usan del todo, incluyendo aplicaciones para servicio ligero.}$$

$$cter := 10^6 = 1000000 \quad \text{Constante del fabricante}$$

$$FA := 3 \quad \text{TABLA 11-5} \quad \text{Maquinaria con impactos moderados}$$

Se propone usar el rodamiento de rodillos a rótula SKF 22215 E\*, el cual presenta las siguientes variables de selección:

#### Constantes del fabricante:

$$e := 0.22$$

$$Y2 := 4.6$$

$$Yo := 2.8$$

$$\frac{Fa}{Fr} = 2.98 \quad \text{Mayor a e, por lo que la fuerza equivalente será:}$$

#### Fuerza equivalente:

$$Fe := \frac{0.67Fr + Y2 \cdot Fa}{1000} = 32.74 \quad \text{kN}$$

#### Carga Dinámica:

$$C1 := FA \cdot Fe \cdot \left( \frac{vidar \cdot nr \cdot 60}{cter} \right)^{\frac{3}{10}} = 100.52 \quad \text{kN}$$

**Carga estática máxima:**

$$F_s := \frac{F_r + Y_o \cdot F_a}{1000} = 21.28 \text{ kN}$$

**φ del eje:**

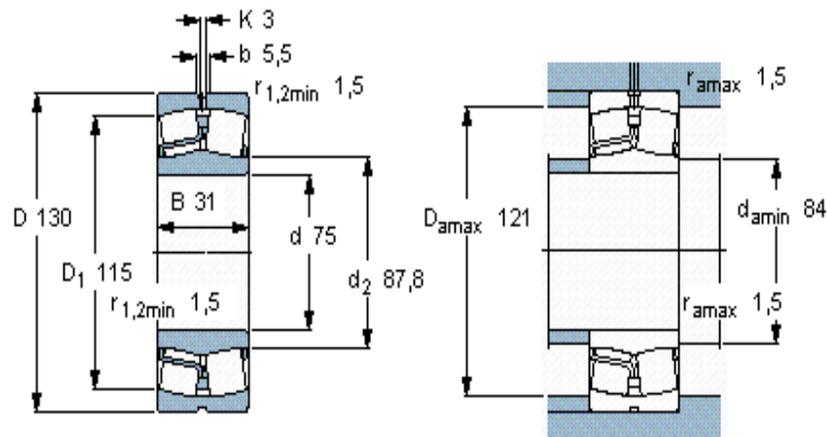
$$\phi := 75 \text{ mm}$$

**Especificaciones del rodamiento SKF:**

**Tabla 4. 2 Especificaciones del rodamiento de giro**

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	$C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
75	130	31	212	240	26,5	4800	6300	1,70	22215 E *

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF



**Figura 4. 237 Dimensiones del rodamiento de giro**

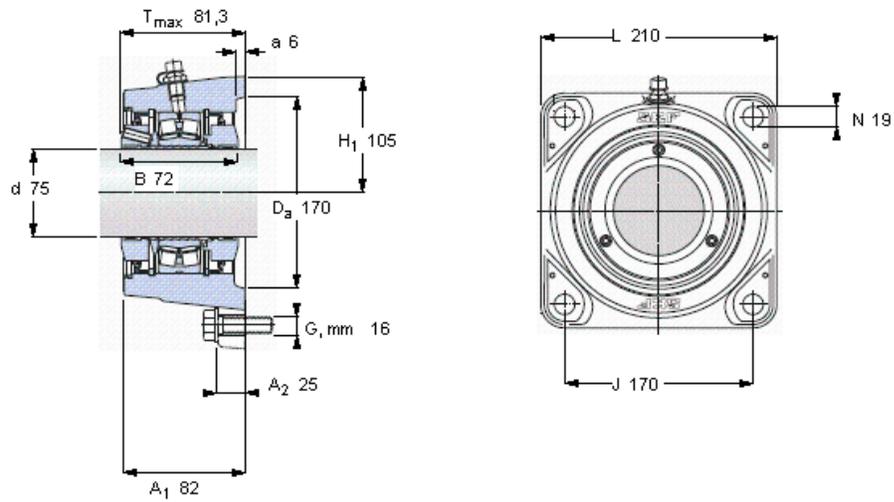
Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

**Especificaciones del soporte del rodamiento:**

**Tabla 4. 3 Especificaciones de la chumacera de giro**

Dimensiones					Capacidades de carga		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidad límite	Masa	Designación	Rodamiento, diseño básico
$d_a$	$A_1$	J	L	T	C	$C_0$					
mm					kN		rpm	kg	-		
75	82	170	210	81,3	212	240	26,5	2500	12	FYNT 75 L	22215 E

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

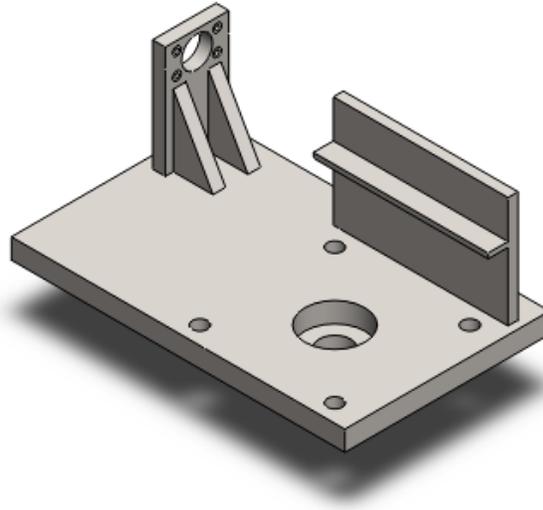


**Figura 4. 238 Dimensiones de la chumacera de giro**

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

### 4.3.7 DISEÑO DEL BASTIDOR DEL MECANISMO DE GIRO

Para el bastidor se propone el siguiente modelo:

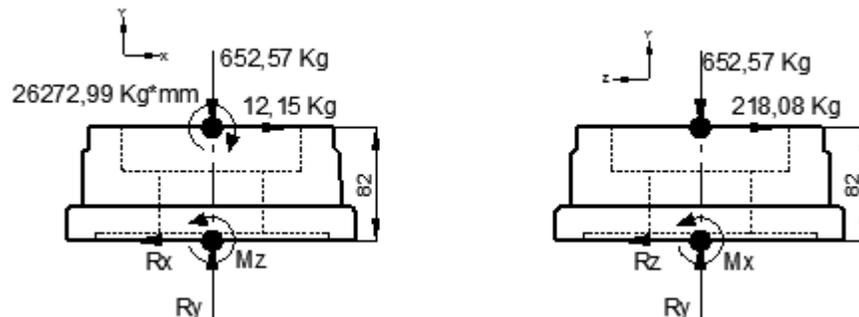


**Figura 4. 239 Bastidor del sistema de giro**

Analizaremos los componentes que están unidos bastidor para así determinar cómo transmiten sus cargas hacia el mismo.

**Estado crítico 1:** Al levantar el tubo más grande y girarlo

En primer lugar analizaremos las fuerzas que ejerce la chumacera sobre el bastidor

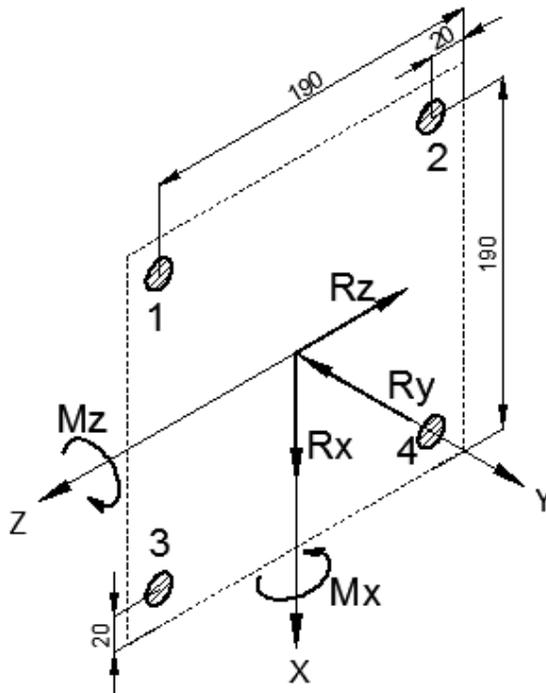


**Figura 4. 240 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta empernada de la chumacera de giro**

Estas cargas son transmitidas al bastidor a través de los pernos de sujeción y el

<u><math>\Sigma F_y=0</math></u>	<u><math>\Sigma F_x=0</math></u>	<u><math>\Sigma F_z=0</math></u>
$R_y=652,57 \text{ Kg}$	$R_x=12,15 \text{ Kg}$	$R_z=218,08 \text{ Kg}$
apoyo simple de la chumacera.		
<u><math>\Sigma M_z=0</math></u>	<u><math>\Sigma M_x=0</math></u>	
$M_z=26272,99+12,15(82)$	$M_x=218,08(82)$	
$M_z=27269,29 \text{ Kg*mm}$	$M_x=17882,56 \text{ Kg*mm}$	

Pasando las cargas a la junta empernada tenemos:



$$R_x := 12.159.8 = 119.07 \text{ N}$$

$$R_y := 652.579.8 = 6395.19 \text{ N}$$

$$R_z := 218.089.8 = 2137.18 \text{ N}$$

$$M_z := 27269.299.8 = 267239.04 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_x := 17882.569.8 = 175249.09 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

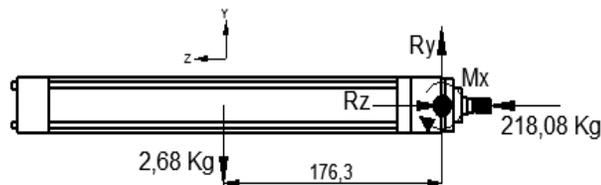
**Figura 4. 241 DCL estado crítico 1 en la junta empernada de la chumacera de giro**

La fuerza normal en el perno 1 será:

$$P_1 := \frac{190M_z}{190^2 + 190^2 + 20^2 + 20^2} + \frac{190M_x}{190^2 + 190^2 + 20^2 + 20^2} - \frac{R_y}{4} = -447.12 \text{ N}$$

Al haber obtenido una carga de compresión en el perno crítico de la junta, podemos concluir que los pernos no soportan ninguno de los momentos, si no el apoyo de la chumacera en la placa.

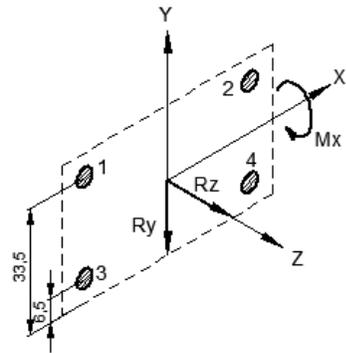
Por otro lado tenemos al cilindro hidráulico el cual ejerce las siguientes fuerzas sobre el bastidor:



**Figura 4. 242 DCL estado crítico 1 centroide de la junta empernada del cilindro de giro**

$\Sigma F_y=0$	$\Sigma F_z=0$	$\Sigma M_x=0$
$R_y=2.68 \text{ Kg}$	$R_z=218.08 \text{ Kg}$	$M_x=2.68(176.3)$
		$M_x=472.48 \text{ Kg}\cdot\text{mm}$

Pasando las cargas a la junta empernada tenemos:



$$Ry := 2.689.8 = 26.26 \quad \text{N}$$

$$Rz := 218.089.8 = 2137.18 \quad \text{N}$$

$$Mx := 472.489.8 = 4630.3 \quad \text{N.mm}$$

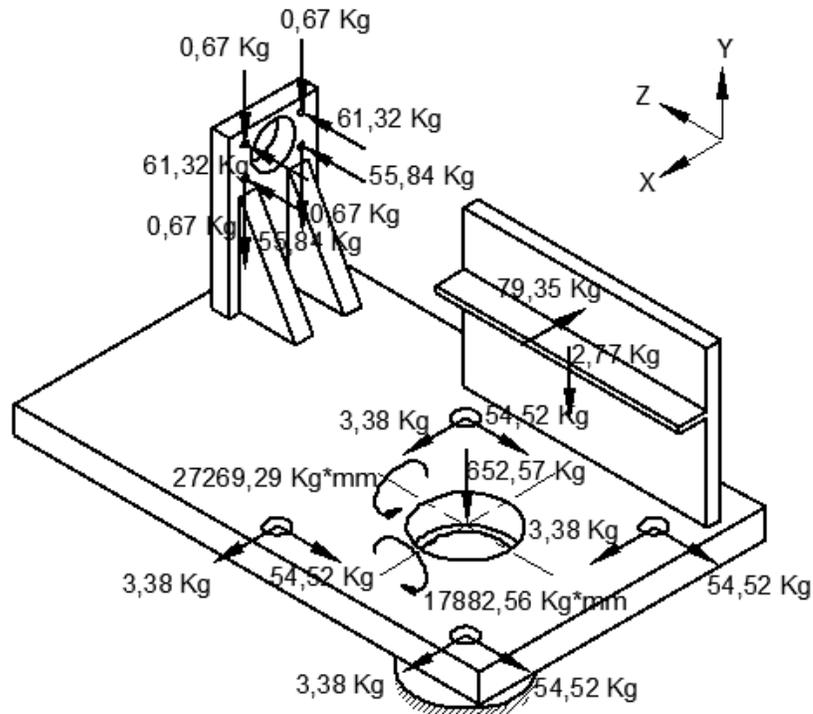
**Figura 4. 243 DCL carga crítica 1 en la junta empernada del cilindro de giro**

La fuerza normal en los pernos será:

$$P1 := \frac{33.5 \cdot Mx}{33.5^2 + 33.5^2 + 6.5^2 + 6.5^2} + \frac{Rz}{4} = 600.9 \quad \text{N} \quad P2 := P1 = 600.9 \quad \text{N}$$

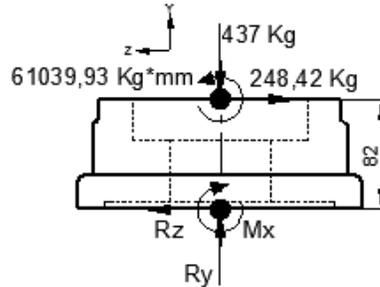
$$P3 := \frac{6.5 \cdot Mx}{33.5^2 + 33.5^2 + 6.5^2 + 6.5^2} + \frac{Rz}{4} = 547.22 \quad \text{N} \quad P4 := P3 = 547.22 \quad \text{N}$$

Obteniendo así el siguiente estado de cargas en el bastidor:



**Figura 4. 244 DCL estado crítico 1 en el bastidor del mecanismo de giro**

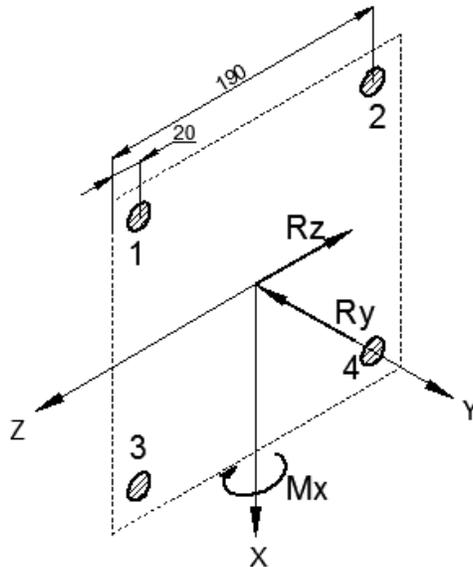
**Estado crítico 2:** Al introducir el tubo más grande después de haberlo girado  
 Las fuerzas que ejerce la chumacera sobre el bastidor:



**Figura 4. 245 DCL estado crítico 2 en el centroide de la junta empernada de la chumacera de giro**

<u><math>\Sigma Fy=0</math></u>	<u><math>\Sigma Mx=0</math></u>	<u><math>\Sigma Fz=0</math></u>
$Ry=437 \text{ Kg}$	$Mx=61039.93-248.42(82)$	$Rz=248.42 \text{ Kg}$
	$Mx=40669.49 \text{ Kg*mm}$	

Pasando las cargas a la junta empernada tenemos:



$Ry := 437 \cdot 9.8 = 4282.6$	N
$Rz := 248.42 \cdot 9.8 = 2434.52$	N
$Mx := 40669.49 \cdot 9.8 = 398561 \text{ N.mm}$	

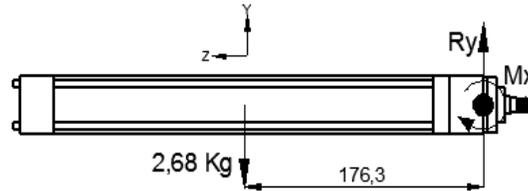
**Figura 4. 246 DCL estado crítico 1 en la junta empernada de la chumacera de giro**

La fuerza normal en el perno 2 será:

$$P2 := \frac{190 \cdot Mx}{190^2 + 190^2 + 20^2 + 20^2} - \frac{Ry}{4} = -33.3 \text{ N}$$

Al haber obtenido una carga de compresión en el perno crítico de la junta, podemos concluir que los pernos no soportan ninguno de los momentos, si no el apoyo de la chumacera en la placa.

Por otro lado tenemos al cilindro hidráulico el cual ejerce las siguientes fuerzas sobre el bastidor:



**Figura 4. 247 DCL estado crítico 1 centroide de la junta empernada del cilindro de giro**

$$\Sigma Fy=0$$

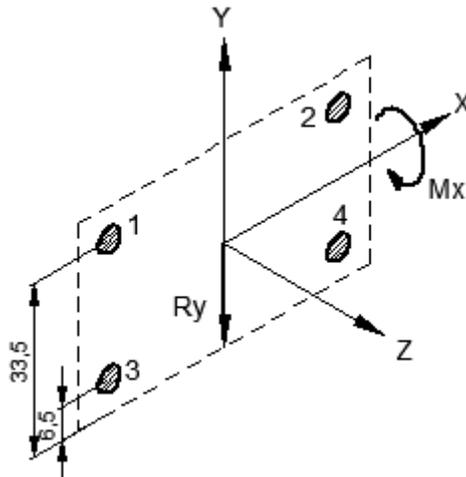
$$Ry=2.68 \text{ Kg}$$

$$\Sigma Mx=0$$

$$Mx=2.68(176.3)$$

$$Mx=472.48 \text{ Kg*mm}$$

Pasando las cargas a la junta empernada tenemos:



$$Ry := 2.68 \cdot 9.8 = 26.26 \quad \text{N}$$

$$Mx := 472.48 \cdot 9.8 = 4630.3 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 248 DCL carga crítica 2 en la junta empernada del cilindro de giro**

La fuerza normal en los pernos será:

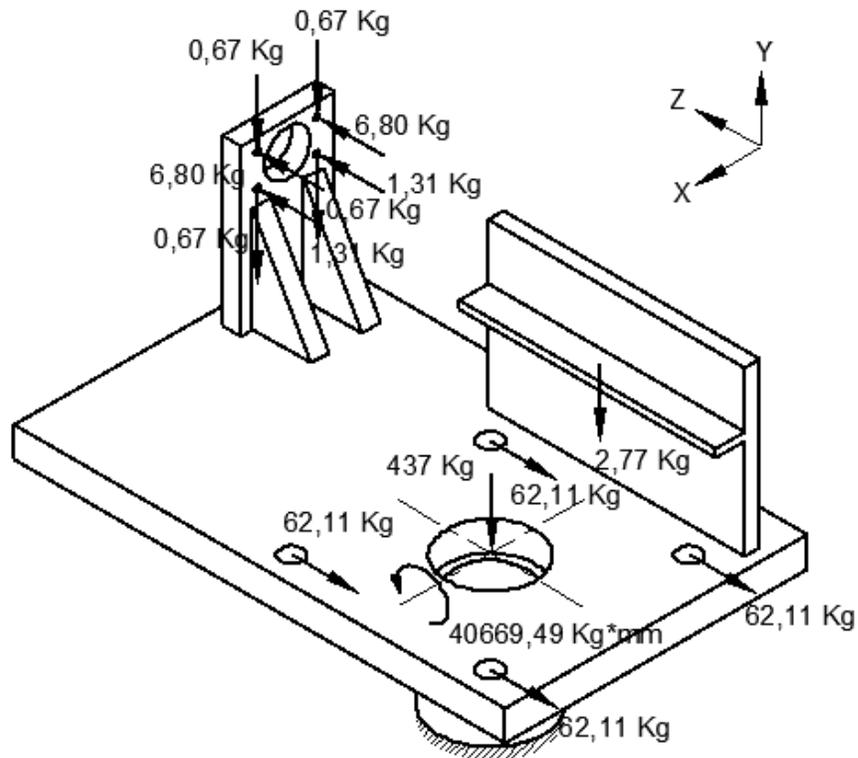
$$P1 := \frac{33.5 \cdot Mx}{33.5^2 + 33.5^2 + 6.5^2 + 6.5^2} = 66.6 \quad \text{N}$$

$$P2 := P1 = 66.6 \quad \text{N}$$

$$P3 := \frac{6.5 \cdot Mx}{33.5^2 + 33.5^2 + 6.5^2 + 6.5^2} = 12.92 \quad \text{N}$$

$$P4 := P3 = 12.92 \quad \text{N}$$

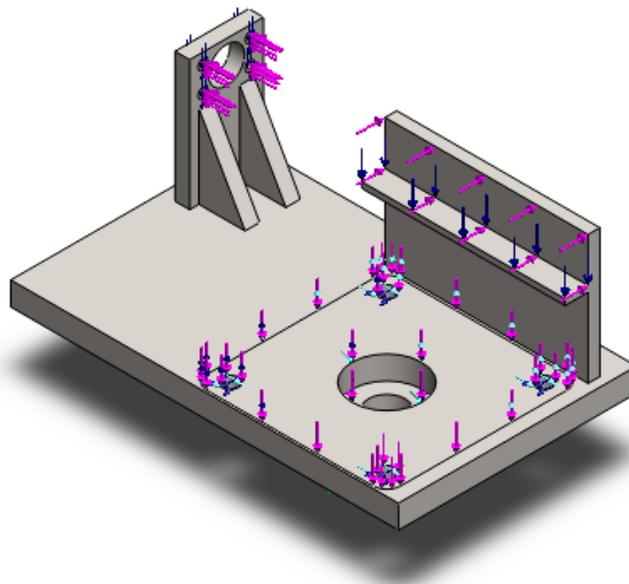
Obteniendo así el siguiente estado de cargas en el bastidor:



**Figura 4. 249 DCL estado crítico 2 en el bastidor del mecanismo de giro**

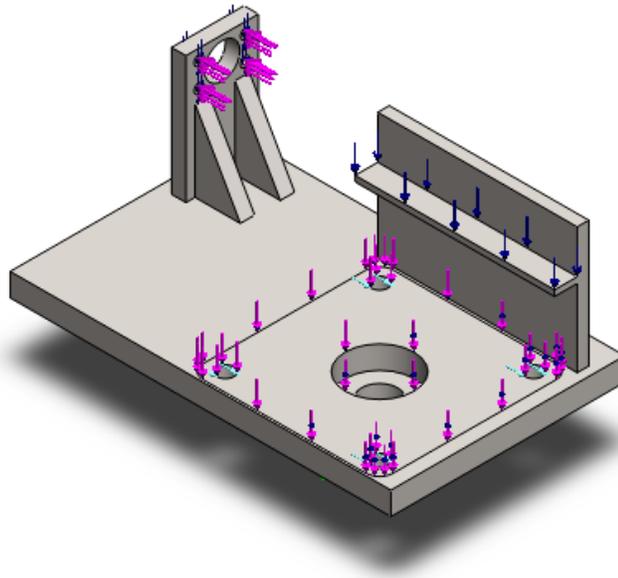
Para el cálculo de los esfuerzos en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:

**Estado crítico 1:**



**Figura 4. 250 Ubicación de las cargas del estado crítico 1 en el bastidor del mecanismo de giro**

### Estado crítico 2:



**Figura 4. 251 Ubicación de las cargas del estado crítico 2 en el bastidor del mecanismo de giro**

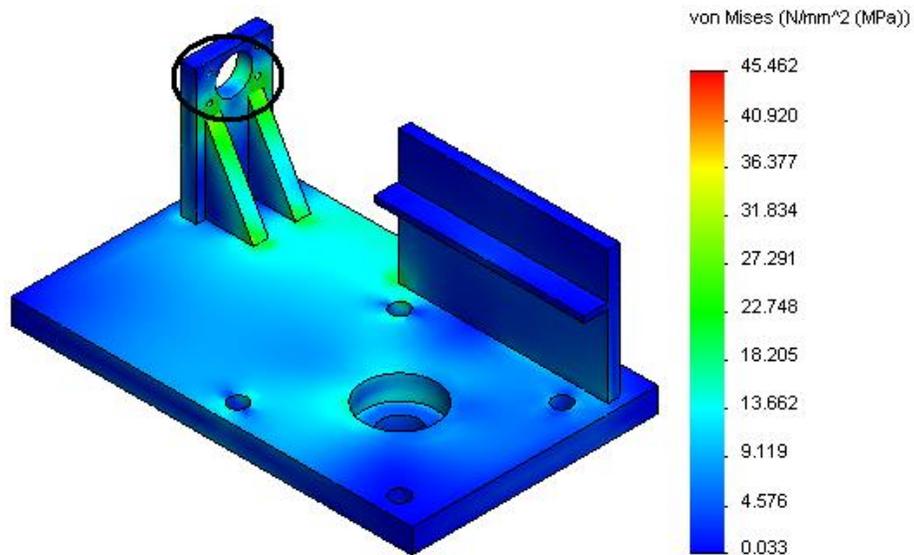
Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \text{ MPa}$$

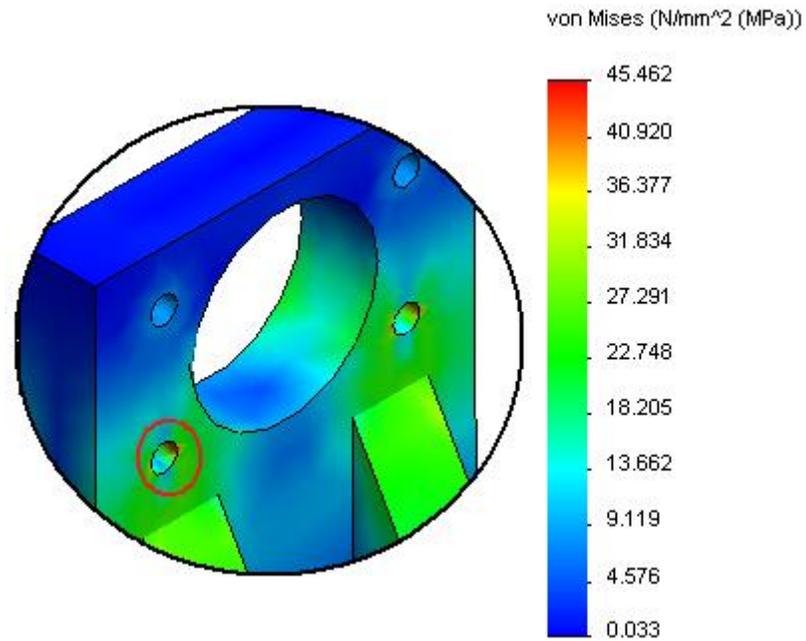
$$S_y := 250 \text{ MPa}$$

Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar la siguiente zona crítica:

### Estado crítico 1:

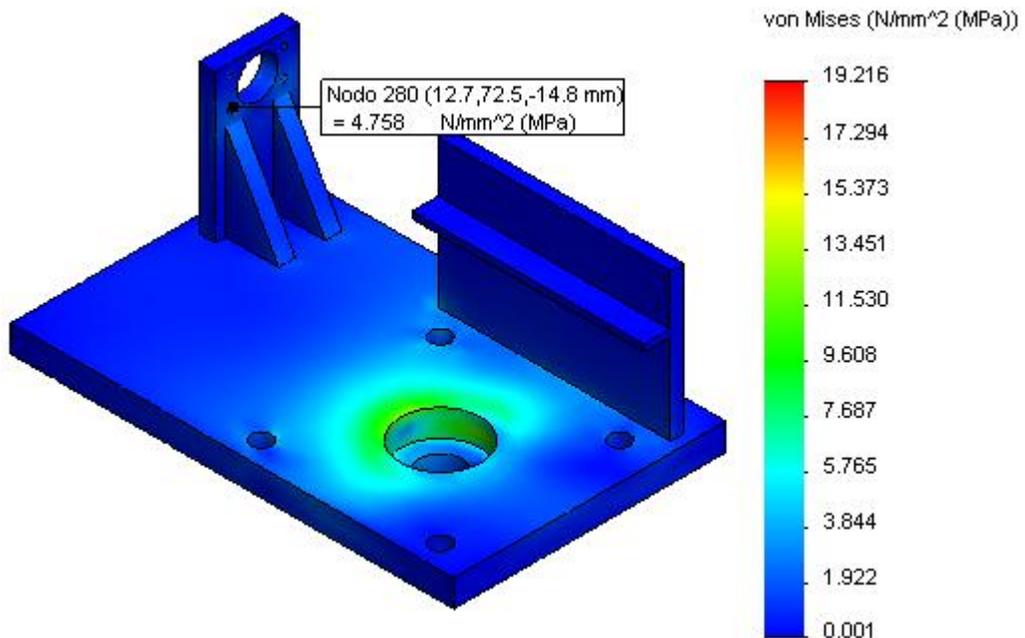


**Figura 4. 252 Simulación del esfuerzo de Von Mises en el estado crítico 1 del bastidor del mecanismo de giro**



**Figura 4. 253 Detalle de la zona de mayor esfuerzo en el bastidor del mecanismo de giro**

**Estado crítico 2:**



**Figura 4. 254 Simulación del esfuerzo de Von Mises en el estado crítico 2 del bastidor del mecanismo de giro**

Este esfuerzo es principalmente producto de la flexión producida por la fuerza que ejerce el cilindro hidráulico al actuar y por el peso del mismo. Al no existir fuerza alguna que cambie el sentido del esfuerzo tomaremos como mínimo el esfuerzo producido por el peso del cilindro, ósea el estado crítico 2.

$$\sigma_x := 45.46 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_n := 4.76 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 25.11 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 20.35 \quad \text{MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos.}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.74 \quad \text{Factor de superficie: acero laminado en caliente}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{15.87580} = 28.79 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Sección rectangular de 5.875x80 mm no rotativa}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.87 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 1 \quad \text{Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises}$$

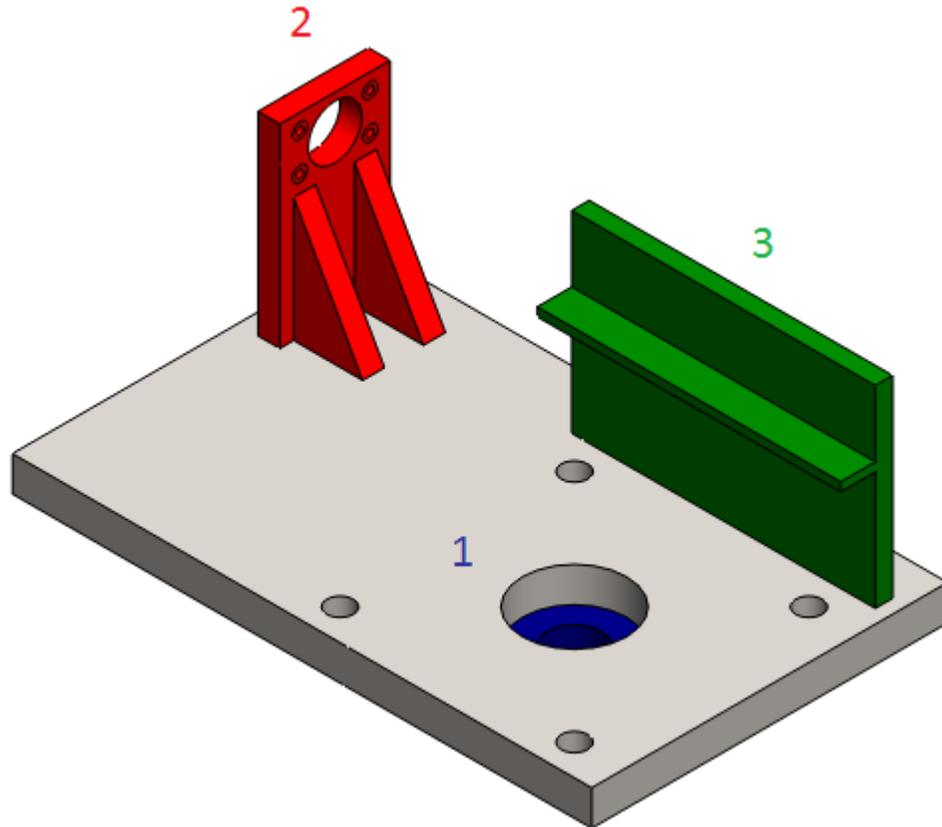
Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 3.92$$

No es posible elevar el factor de seguridad en esta zona, pues para hacerlo deberíamos incrementar el espesor de la placa, y este está en el límite para albergar pernos M5 de máxima longitud.

### 4.3.8 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS DEL BASTIDOR DEL SISTEMA DE GIRO

Existen 3 zonas en las que analizaremos las juntas soldadas y son las siguientes:



**Figura 4. 255 Numeración de las juntas soldadas del bastidor del mecanismo de giro**

#### 4.3.8.1 Soldadura 1: Cilindro de Acople

Tipo: Filete

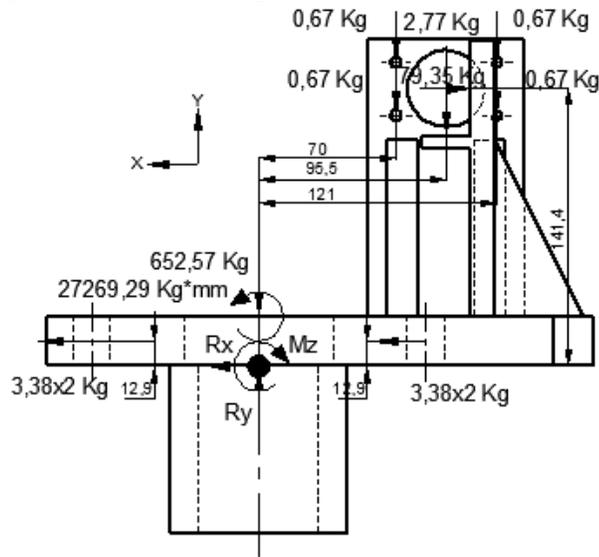
Electrodo: E 6011 3/8"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{8} \cdot 25.4 = 6.73 \quad \text{mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

Es conocido que un cordón de soldadura falla por esfuerzo cortante en su garganta, por lo que usaremos el área de dicha sección para los cálculos.

Como el centroide de la sección es conocido, analizaremos las fuerzas que afectan a la junta soldada, dejando a un lado el torque, pues este será soportado por un soporte solidario a la placa.

**Estado crítico 1:** Al girar el tubo más grande.



**Figura 4. 256 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada del cilindro de acople (vista frontal)**

$$\underline{\Sigma F_y=0}$$

$$R_y = 652.57 + 0.67(4) + 2.77$$

$$R_y = 658.02 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

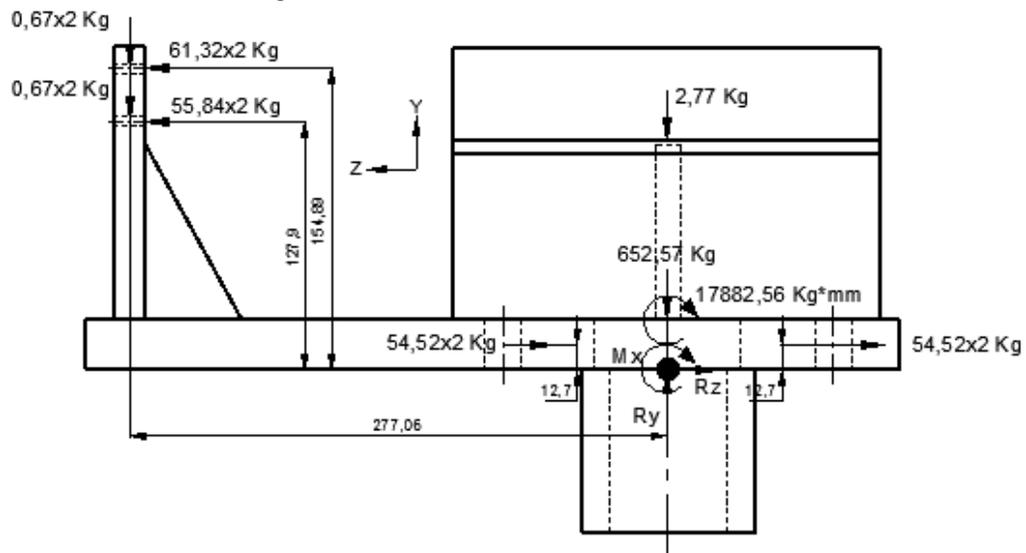
$$R_x = 79.35 - 3.38(4)$$

$$R_x = 65.83 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

$$M_z = 27269.29 + 3.38(4)(12.9) - 0.67(2)(70) - 2.77(95.5) - 0.67(2)(121)$$

$$M_z = 26923.22 \text{ Kg*mm}$$



**Figura 4. 257 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta soldada del cilindro de acople (vista lateral)**

$$\underline{\Sigma F_z=0}$$

$$R_z = 61.32(2) + 55.84(2) - 54.52(4)$$

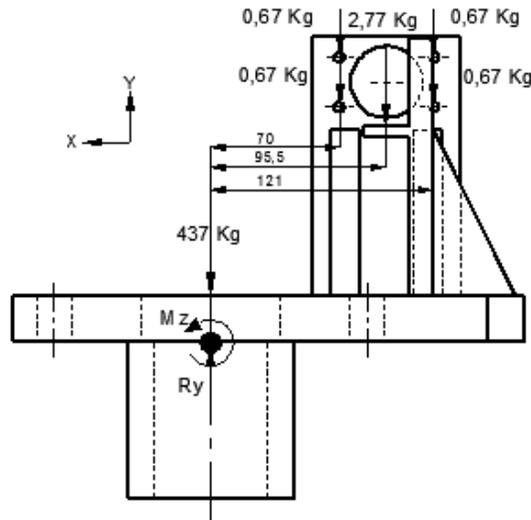
$$R_z = 16.24 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma M_x=0}$$

$$M_x = 0.67(4)(277.06) + 61.32(2)(154.89) + 55.84(2)(127.9) - 17882.56 + 54.52(4)(12.7)$$

$$M_x = 13369.92 \text{ Kg*mm}$$

**Estado crítico 2:** Al introducir el tubo más grande después de haberlo girado.



**Figura 4. 258 DCL estado crítico 2 en el centroide de la junta soldada del cilindro de acople (vista frontal)**

**$\Sigma F_y=0$**

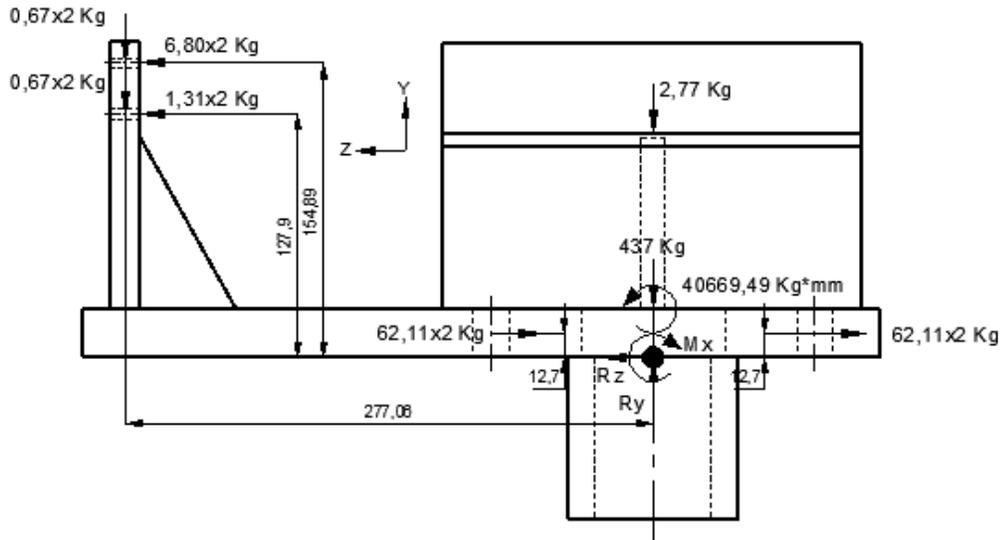
$R_y=437+0,67(4)+2,77$

$R_y=442,45 \text{ Kg}$

**$\Sigma M_z=0$**

$M_z=0,67(2)(70)+2,77(95,5)+0,67(2)(121)$

$M_z=520,48 \text{ Kg*mm}$



**Figura 4. 259 DCL estado crítico 2 en el centroide de la junta soldada del cilindro de acople (vista lateral)**

**$\Sigma F_z=0$**

$R_z=62,11(4)-6,80(2)-1,31(2)$

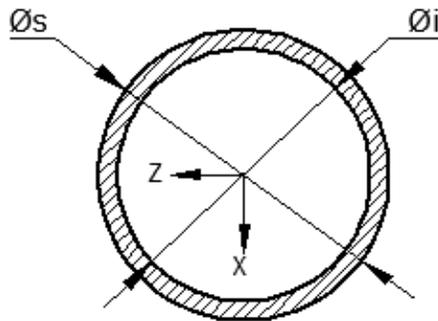
$R_z=232,22 \text{ Kg}$

**$\Sigma M_x=0$**

$M_x=40669,49+6,80(2)(154,89)+1,31(2)(127,9)+0,67(4)(277,06)-62,11(4)(12,7)$

$M_x=40698,42 \text{ Kg*mm}$

Las propiedades de la junta son:



$$\phi_i := 88.9 \quad \text{mm}$$

$$\phi_s := \phi_i + 2 \cdot h = 102.37 \quad \text{mm}$$

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi_s^2 - \phi_i^2) = 2023.24 \quad \text{mm}^2$$

$$I_{zz} := \frac{\pi}{64} \cdot (\phi_s^4 - \phi_i^4) = 2324511.62 \text{mm}^4$$

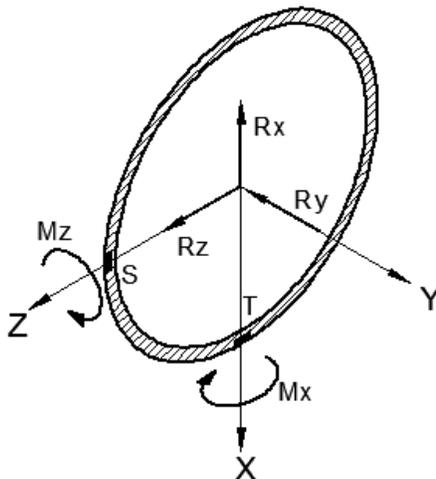
$$I_{xx} := I_{zz} = 2324511.62 \quad \text{mm}^4$$

$$J := I_{zz} + I_{xx} = 4649023.23 \quad \text{mm}^4$$

**Figura 4. 260 Sección transversal de la junta soldada del cilindro de acople**

Pasando las cargas a la junta soldada obtenemos los puntos críticos S, T, P y Q:

**Estado crítico 1:**



$$R_x := 65.839.8 = 645.13 \quad \text{N}$$

$$R_y := 658.029.8 = 6448.6 \quad \text{N}$$

$$R_z := 16.249.8 = 159.15 \quad \text{N}$$

$$M_x := 13369.929.8 = 131025.22 \text{N}\cdot\text{mm}$$

$$M_z := 26923.229.8 = 263847.56 \text{N}\cdot\text{mm}$$

**Figura 4. 261 DCL estado crítico 1 en la sección de la junta soldada del cilindro de acople**

S)

$$\tau_{xys} := \frac{M_x \cdot \frac{\phi_s}{2}}{I_{xx}} + \frac{R_y}{A} = 6.07 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xxs} := \frac{R_x}{A} = 0.32 \quad \text{MPa}$$

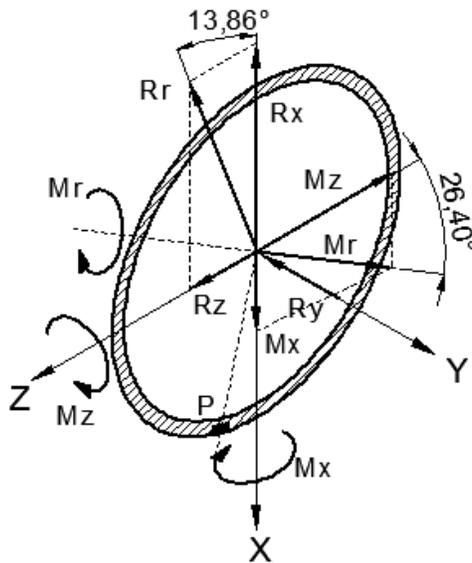
$$\tau_{TS} := \sqrt{\tau_{xys}^2 + \tau_{xxs}^2} = 6.08 \quad \text{MPa}$$

T)

$$\tau_{xyt} := \frac{Mz \cdot \frac{\phi s}{2}}{I_{zz}} + \frac{Ry}{A} = 9 \quad \text{MPa} \quad \tau_{xxt} := \frac{Rx}{A} = 0.32 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{tt} := \sqrt{\tau_{xyt}^2 + \tau_{xxt}^2} = 9 \quad \text{MPa}$$

Ahora analizaremos los puntos críticos generados por la combinación de momentos y fuerzas, nombrados P y Q.



$$Mr := \sqrt{Mz^2 + Mx^2} = 294589.78 \text{ N.mm}$$

$$Rr := \sqrt{Rz^2 + Rx^2} = 664.48 \quad \text{N}$$

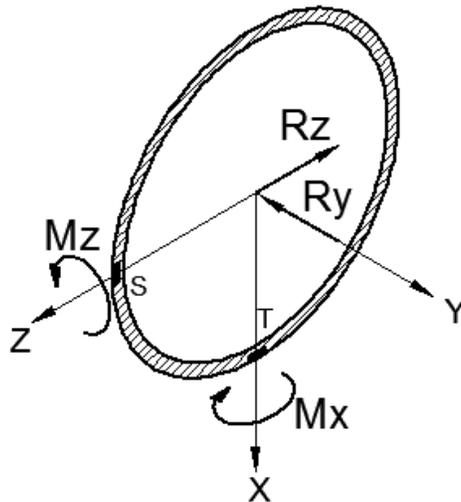
**Figura 4. 262 DCL combinación de cargas en la sección de la junta soldada del cilindro de acople**

P)

$$\tau_{xyp} := \frac{Mr \cdot \frac{\phi s}{2}}{I_{zz}} + \frac{Ry}{A} = 9.67 \quad \text{MPa} \quad \tau_{xyp} := \frac{Rr}{A} = 0.33 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{rp} := \sqrt{\tau_{xyp}^2 + \tau_{xyp}^2} = 9.68 \quad \text{MPa}$$

**Estado crítico 2:**



$$R_y := 442.459.8 = 4336.01 \quad \text{N}$$

$$R_z := 232.229.8 = 2275.76 \quad \text{N}$$

$$M_x := 40698.429.8 = 398844.52 \quad \text{N}$$

$$M_z := 520.489.8 = 5100.7 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 263 DCL estado crítico 1 en la sección de la junta soldada del cilindro de acople**

S)

$$\tau_{xys} := \frac{M_x \cdot \frac{\phi s}{2}}{I_{xx}} + \frac{R_y}{A} = 10.93 \quad \text{MPa} \quad \tau_{xzs} := \frac{R_z}{A} = 1.12 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{rs} := \sqrt{\tau_{xys}^2 + \tau_{xzs}^2} = 10.98 \quad \text{MPa}$$

T)

$$\tau_{xyt} := \frac{-M_z \cdot \frac{\phi s}{2}}{I_{zz}} + \frac{R_y}{A} = 2.03 \quad \text{MPa} \quad \tau_{xzt} := \frac{R_z}{A} = 1.12 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{rt} := \sqrt{\tau_{xyt}^2 + \tau_{xzt}^2} = 2.32 \quad \text{MPa}$$

Debido a que  $M_z$  es relativamente pequeño, el resultante entre el esfuerzo producido por este momento y  $M_x$ , no será muy diferente al producido por  $M_x$ , razón por la cual no será necesario el análisis del esfuerzo resultante entre estos dos momentos.

El esfuerzo resultante entre el esfuerzo normal y el paralelo a la sección será mayor en el segundo caso crítico, en el punto S, razón por la cual lo tomaremos para la resolución del diseño de la junta.

Como no existe un cambio de dirección en el esfuerzo normal, que es el de mayor magnitud, tomaremos como mínimo 0 MPa. Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_{rs} + 0}{2} = 5.49 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{rs} - 0}{2} = 5.49 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 5.49 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 10.98 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.65 \quad \text{Factor de superficie: Proceso realizado a mano}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi_s = 37.88 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular hueca que no gira.}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.84 \quad \text{Factor de tamaño}$$

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55 \quad \text{Factor de carga cortante}$$

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 5.28$$

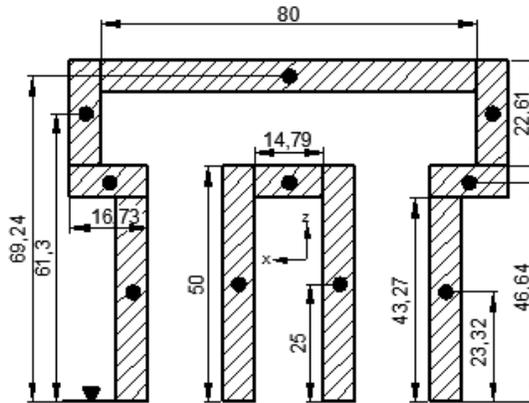
### 4.3.8.2 Soldadura 2: Soporte Cilindro de Giro

Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/8"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{8} \cdot 25.4 = 6.73 \quad \text{mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

Para empezar determinaremos la ubicación del centroide de la junta.



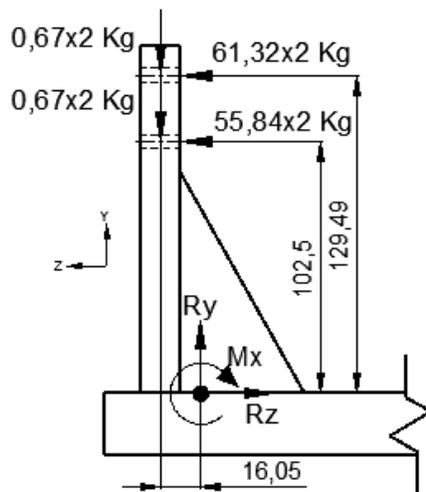
**Figura 4. 264 Sección transversal de la junta soldada del soporte del cilindro de giro**

$$Z_m := \frac{80 \cdot h \cdot 69.24 + 2 \cdot 22.61 \cdot h \cdot 61.3 + 2 \cdot 16.73 \cdot h \cdot 46.64 + 2 \cdot 43.27 \cdot h \cdot 23.32 + 2 \cdot 50 \cdot h \cdot 25 + 14.79 \cdot h \cdot 46.64}{80 \cdot h + 2 \cdot 22.61 \cdot h + 2 \cdot 16.73 \cdot h + 2 \cdot 43.27 \cdot h + 2 \cdot 50 \cdot h + 14.79 \cdot h}$$

$$Z_m = 41.89 \quad \text{mm}$$

Ahora determinaremos las cargas que soporta la junta.

**Carga máxima:** Al girar el tubo más grande.



$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_y = 0.67(4)$$

$$R_y = 2.68 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$R_z = 61.32(2) + 55.84(2)$$

$$R_z = 234.32 \text{ Kg}$$

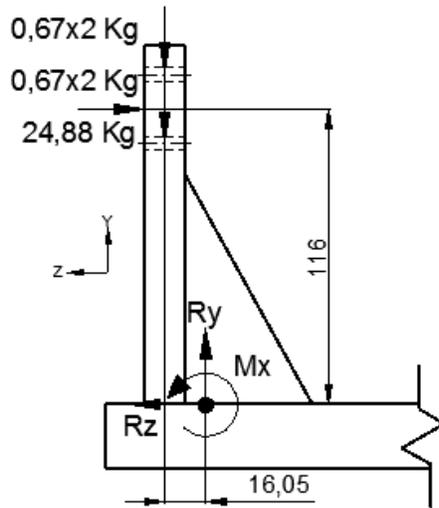
$$\Sigma M_x = 0$$

$$M_x = 61.32(2)(129.49) + 55.84(2)(102.5) + 0.67(4)(16.05)$$

$$M_x = 27370.87 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

**Figura 4. 265 DCL carga máxima en el centroide de la junta del soporte del cilindro de giro**

**Carga mínima:** Al regresar el mecanismo a su posición inicial.



$$\Sigma Fy=0$$

$$Ry=0.67(4)$$

$$Ry=2.68 \text{ Kg}$$

$$\Sigma Fz=0$$

$$Rz=24.88 \text{ Kg}$$

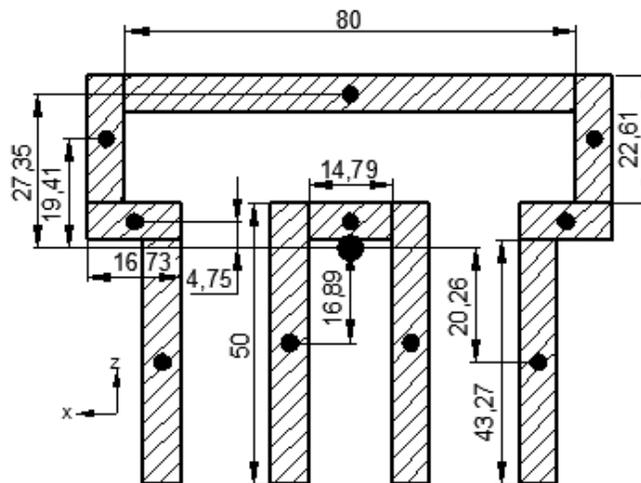
$$\Sigma Mx=0$$

$$Mx=24.88(116)-0.67(4)(16.05)$$

$$Mx=2843.07 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 266 DCL carga mínima en el centroide de la junta del soporte del cilindro de giro**

Las propiedades de la sección serán:



**Figura 4. 267 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada del soporte del cilindro de giro**

$$Ix1 := \frac{1}{12} \cdot 80 \cdot h^3 + 80 \cdot h \cdot 27.35^2 = 405021.08 \quad \text{mm}^4$$

$$Ix2 := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 22.61^3 + h \cdot 22.61 \cdot 19.4^2 \right) = 127699.94 \text{mm}^4$$

$$Ix3 := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 16.73 h^3 + h \cdot 16.73 \cdot 4.75^2 \right) = 5935.43 \quad \text{mm}^4$$

$$Ix4 := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 43.27^3 + h \cdot 43.27 \cdot 20.26^2 \right) = 330137.67 \text{mm}^4$$

$$I_{x5} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 50^3 + h \cdot 50 \cdot 16.89^2 \right) = 332402.54 \quad \text{mm}^4$$

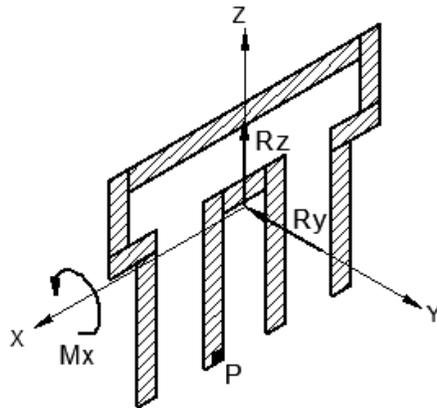
$$I_{x6} := \frac{1}{12} \cdot 14.79 h^3 + h \cdot 14.794.75^2 = 2623.58 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{xx} := I_{x1} + I_{x2} + I_{x3} + I_{x4} + I_{x5} + I_{x6} = 1203820.23 \quad \text{mm}^4$$

$$A := 80 \cdot h + 2 \cdot 22.61 h + 2 \cdot 16.73 h + 2 \cdot 43.27 h + 2 \cdot 50 \cdot h + 14.79 h = 2424.37 \quad \text{mm}^2$$

Pasando las cargas a la junta soldada obtenemos el punto crítico P:

**Carga máxima:**



$$R_y := 2.68 \cdot 9.8 = 26.26 \quad \text{N}$$

$$R_z := 234.329.8 = 2296.34 \quad \text{N}$$

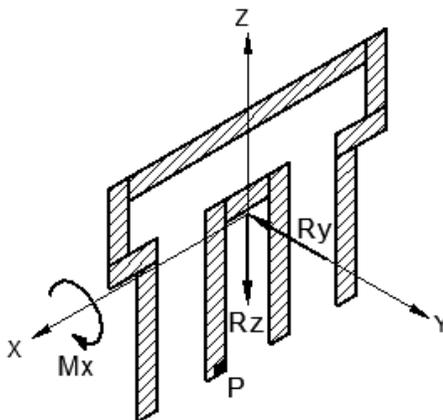
$$M_x := 27370.879.8 = 268234.53 \quad \text{N.mm}$$

$$\tau_{xy} := \frac{M_x \cdot Z_m}{I_{xx}} - \frac{R_y}{A} = 9.32 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xz} := \frac{R_z}{A} = 0.95 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 268 DCL carga máxima en la junta soldada del soporte del cilindro de giro**

**Carga mínima:**



$$R_y := 2.68 \cdot 9.8 = 26.26 \quad \text{N}$$

$$R_z := 24.889.8 = 243.82 \quad \text{N}$$

$$M_x := 2843.079.8 = 27862.09 \quad \text{N.mm}$$

$$\tau_{ny} := \frac{-M_x \cdot Z_m}{I_{xx}} + \frac{-R_y}{A} = -0.98 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{nz} := \frac{-R_z}{A} = -0.1 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 269 DCL carga máxima en la junta soldada del soporte del cilindro de giro**

Debido a que los esfuerzos varían desde magnitudes negativas hasta positivas, es conveniente analizarlos individualmente, pues no podemos asegurar que el esfuerzo resultante se encuentre en la misma dirección en los 2 estados de carga.

Como vemos, el esfuerzo producido por  $M_x$  es mucho mayor al producido por  $R_z$ , por lo que utilizaremos el primero para la solución del diseño de la junta. Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_{xy} + \tau_{ny}}{2} = 4.17 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{xy} - \tau_{ny}}{2} = 5.15 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 4.17 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 10.3 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa}$$

Materiales ferrosos

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.65$$

Factor de superficie: Proceso realizado a mano

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 360.01} = 39.78$$

mm Diámetro equivalente: Cordon de longitud total igual a 360.01 mm.

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.84$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55$$

Factor de carga cortante

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 5.71$$

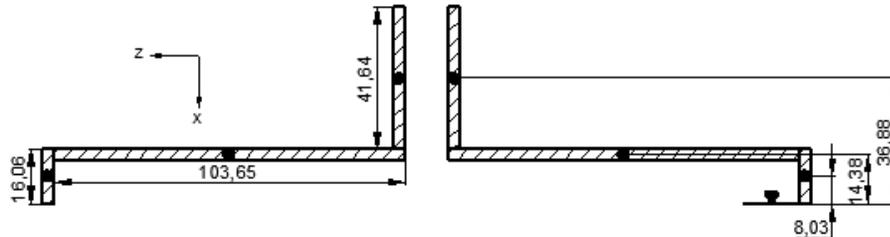
### 4.3.8.3 Soldadura 3: Base Guía Para Cremallera

Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/16"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{16} \cdot 25.4 = 3.37 \quad \text{mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

Para empezar determinaremos la ubicación del centroide de la junta.

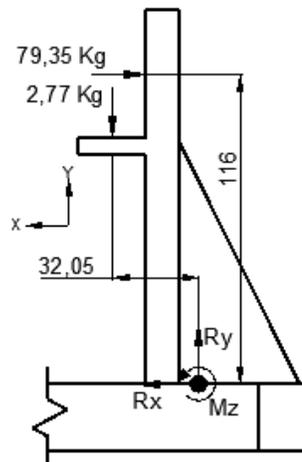


**Figura 4. 270 Sección transversal de la junta soldada de la base guía para cremallera**

$$Z_m := \frac{2 \cdot 103.65h \cdot 14.38 + 2 \cdot 16.06h \cdot 8.03 + 2 \cdot 41.64h \cdot 36.88}{2 \cdot 103.65h + 2 \cdot 16.06h + 2 \cdot 41.64h} = 19.55 \quad \text{mm}$$

Ahora determinaremos las cargas que soporta la junta.

**Carga máxima:** Al girar el tubo más grande



**Figura 4. 271 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la base guía para cremallera**

$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$R_y = 2.77 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

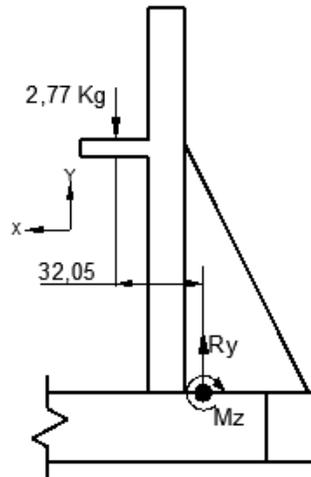
$$R_x = 79.35 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma M_z = 0}$$

$$M_z = 79.35(116) - 2.77(32.05)$$

$$M_z = 9115.82 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

**Carga mínima:** Cuando el mecanismo está en reposo.



**Figura 4. 272 DCL carga mínima en el centroide de la junta soldada de la base guía para cremallera**

$$\underline{\Sigma Fy=0}$$

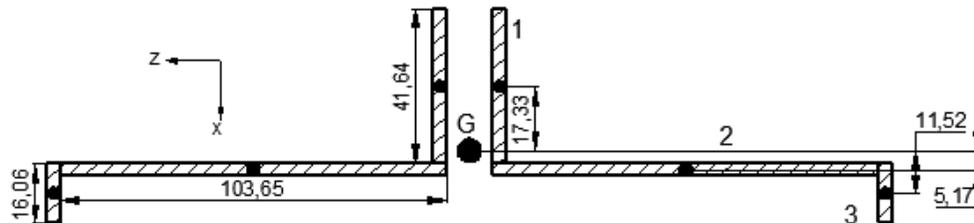
$$Ry=2.77 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma Mz=0}$$

$$Mz=2.77(32.05)$$

$$Mz=88.78 \text{ Kg*mm}$$

Las propiedades de la sección serán:



**Figura 4. 273 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la base guía para cremallera**

$$Iz1 := 2 \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 41.64^3 + h \cdot 41.64 \cdot 17.33^2 \right) = 124732.36 \quad \text{mm}^4$$

$$Iz2 := 2 \left( \frac{1}{12} \cdot 103.65h^3 + 103.65h \cdot 5.17^2 \right) = 19316.15 \quad \text{mm}^4$$

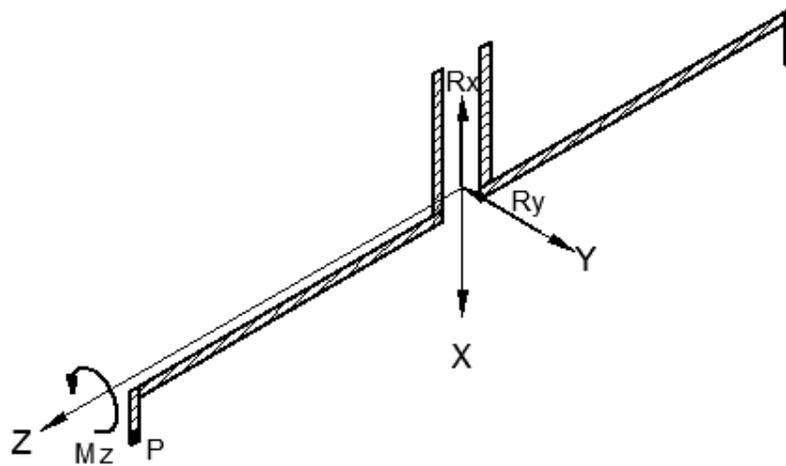
$$Iz3 := 2 \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 16.06^3 + h \cdot 16.06 \cdot 11.52^2 \right) = 16677.3 \quad \text{mm}^4$$

$$Izz := Iz1 + Iz2 + Iz3 = 160725.8 \quad \text{mm}^4$$

$$A := 2 \cdot 103.65h + 2 \cdot 16.06h + 2 \cdot h \cdot 41.64 = 1086.56 \quad \text{mm}^2$$

Pasando las cargas a la junta soldada obtenemos el punto crítico P:

**Carga máxima:**



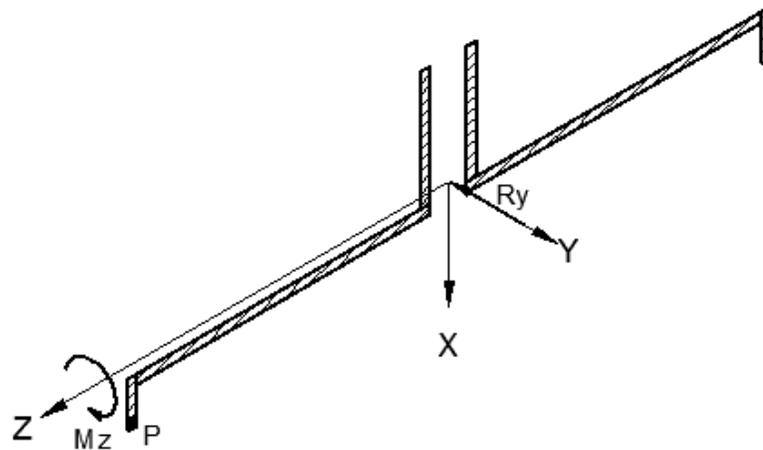
**Figura 4. 274 DCL carga máxima en la junta soldada de la base guía para cremallera**

$$R_y := 2.77 \cdot 9.8 = 27.15 \quad \text{N} \qquad M_z := 9115.829 \cdot 8 = 89335.04 \quad \text{N.mm}$$

$$R_x := 79.359 \cdot 8 = 777.63 \quad \text{N}$$

$$\tau_{xy} := \frac{M_z \cdot Z_m}{I_{zz}} - \frac{R_y}{A} = 10.84 \quad \text{MPa} \qquad \tau_{xx} := \frac{R_x}{A} = 0.72 \quad \text{Mpa}$$

**Carga mínima:**



**Figura 4. 275 DCL carga máxima en la junta soldada de la base guía para cremallera**

$$R_y := 2.77 \cdot 9.8 = 27.15 \quad \text{N} \qquad M_z := 88.789 \cdot 8 = 870.04 \quad \text{N.mm}$$

$$\tau_{ny} := \frac{-M_z \cdot Z_m}{I_{zz}} - \frac{R_y}{A} = -0.13 \quad \text{Mpa} \qquad \tau_{nx} := \frac{R_x}{A} = 0.72 \quad \text{Mpa}$$

Debido a que los esfuerzos varían desde magnitudes negativas hasta positivas, es conveniente analizarlos individualmente, pues no podemos asegurar que el esfuerzo resultante se encuentre en la misma dirección en los 2 estados de carga.

Como vemos, el esfuerzo producido por  $M_z$  es mucho mayor al producido por  $R_x$ , por lo que utilizaremos el primero para la solución del diseño de la junta. Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_{xy} + \tau_{ny}}{2} = 5.36 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{xy} - \tau_{ny}}{2} = 5.49 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 5.36 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 10.97 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.65 \quad \text{Factor de superficie: Proceso realizado a mano}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 322.7} = 26.63 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 322.7 mm.}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.87 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55 \quad \text{Factor de carga cortante}$$

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot Su}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} Su}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 5.48$$

### 4.3.9 DISEÑO DEL SOPORTE ANTI GIRO

El modelo propuesto para prevenir el giro del cilindro es el siguiente:



Figura 4. 276 Soporte anti giro

Este modelo consta de dos partes, una superior y una inferior.

#### 4.3.9.1 Parte Superior

**Carga máxima:** Cuando se gira el tubo más grande.

Del diseño del sistema hidráulico podemos extraer el dato de la fuerza ejercido por el cilindro correspondiente a 218.18 Kg.

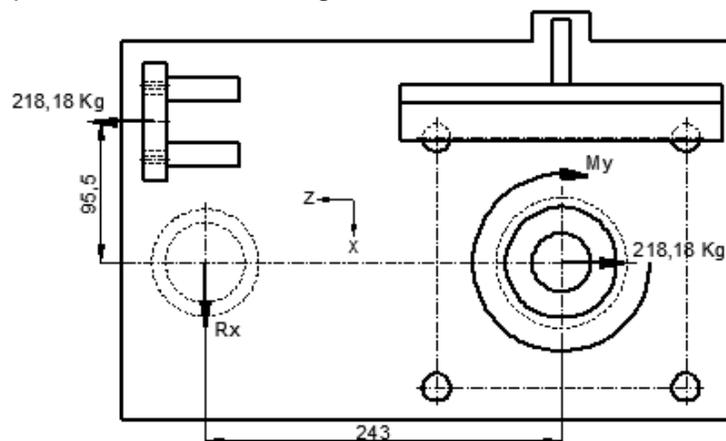


Figura 4. 277 DCL carga máxima en el centroide de la sección transversal del soporte anti giro (vista superior)

El momento que se genera por la fuerza que ejerce el cilindro sobre la placa, deberá ser compensado por la reacción Rx proveniente del sistema anti giro.

$$\underline{\Sigma My=0}$$

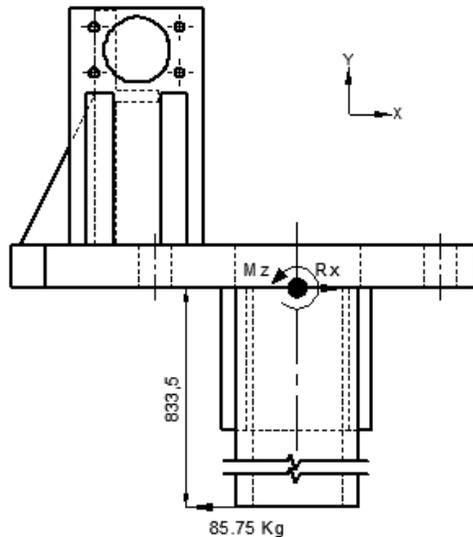
$$My=218.18(95.5)$$

$$Rx=20836.19/243$$

$$My=20836.19 \text{ Kg*mm}$$

$$Rx=85.75 \text{ Kg}$$

Como la placa de acople inferior ya está sostenida por completo en el cilindro de levantamiento, el tubo que prevendrá el giro actuará como una viga en voladizo, obteniendo el siguiente estado de cargas:



$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_x = 885.75 \text{ Kg}$$

$$\Sigma M_z = 0$$

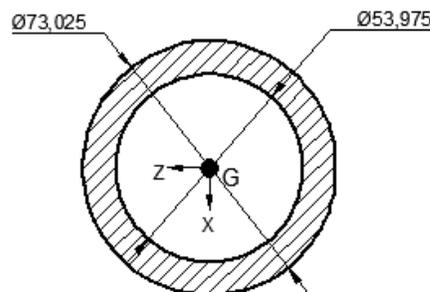
$$M_z = 85.75(833.5)$$

$$M_z = 71472.625 \text{ Kg}\cdot\text{mm}$$

**Figura 4. 278 DCL carga máxima en el centroide de la sección transversal del soporte anti giro (vista frontal)**

La carga mínima se obtendrá cuando el mecanismo regrese a su posición inicial sin sostener ningún tubo, el cual representa el 88% de la carga; además, el área de tire es menor al área de empuje, por lo que obtendremos una fuerza menor al trabajar con la misma presión. Por los motivos antes descritos, tomaremos como carga mínima 0 Kg.

Las propiedades de la sección son:



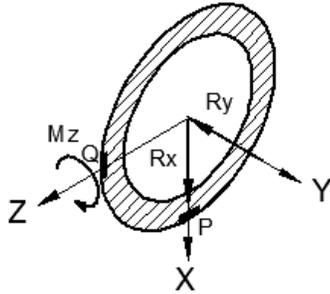
**Figura 4. 279 Sección transversal de la parte superior del soporte anti giro**

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot (73.025^2 - 53.975^2) = 1.9 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

$$I_{zz} := \frac{\pi}{64} \cdot (73.025^4 - 53.975^4) = 9.793 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$

Pasando las cargas a la sección obtenemos los puntos críticos P y Q.

**Carga máxima:**



$$R_x := 85.75 \cdot 9.8 = 840.35 \quad \text{N}$$

$$M_z := 71472.625 \cdot 9.8 = 7.004 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 280 DCL sección crítica de la parte superior del soporte anti giro**

P)

$$\sigma_{xy} := \frac{M_z \cdot \frac{73.03}{2}}{I_{zz}} = 26.117 \quad \text{MPa}$$

Q)

$$\tau_{xx} := \frac{2R_x}{A} = 0.885 \quad \text{MPa}$$

Como vemos, el esfuerzo producido por  $M_z$  es mucho mayor al producido por  $R_x$ , por lo que utilizaremos el primero para la solución.

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{xy} + 0}{2} = 13.059 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{xy} - 0}{2} = 13.059 \quad \text{MPa}$$

No existen concentradores de esfuerzo.

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la sección cuando esta trabaja a fatiga

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 410 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 250 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa}$$

Materiales ferrosos

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot 73.025 = 27.019$$

mm Diámetro equivalente: sección circular hueca que no gira

$$K_b := 1.24 \cdot (\phi_e)^{-0.107} = 0.871$$

Factor de tamaño

Kc)

$$K_c := 1$$

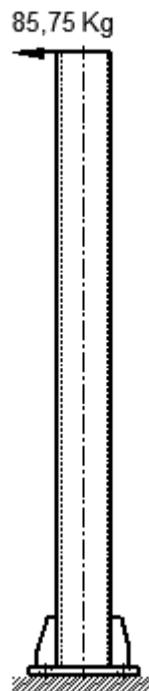
Factor de carga a flexión

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 6.633$$

#### 4.3.9.2 Parte inferior

Carga máxima: Cuando se gira el tubo más grande.



$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_x = 85.75 \text{ Kg}$$

$$\Sigma M_z = 0$$

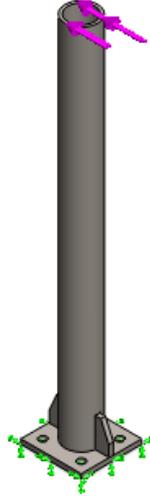
$$M_z = 85.75(1000)$$

$$M_z = 85750 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

**Figura 4. 281 DCL carga máxima en la parte inferior del soporte anti giro**

Para el cálculo de los esfuerzos en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:

**Carga máxima:**



**Figura 4. 282 Ubicación de la carga máxima en la parte inferior del soporte anti giro**

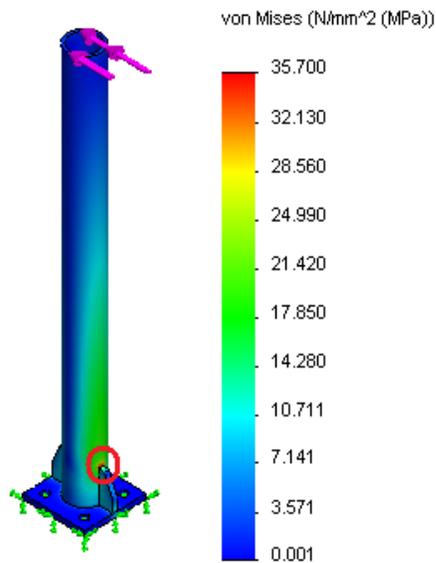
Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \text{ MPa}$$

$$S_y := 250 \text{ MPa}$$

Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar la siguiente zona crítica:

**Carga máxima:**



**Figura 4. 283 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la parte inferior del soporte anti giro**

$$\sigma_x := 35.70 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + 0}{2} = 17.85 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - 0}{2} = 17.85 \quad \text{MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos.}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742 \quad \text{Factor de superficie: acero laminado en caliente}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot 88.9 = 32.893 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular hueca que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.853 \quad \text{Factor de tamaño}$$

Kc)

$$K_c := 1 \quad \text{Factor de carga a flexión}$$

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 4.786$$

### 4.3.9.3 Diseño de Pernos de Anclaje del Soporte Anti Giro

#### Datos del perno:

Perno M20X2.5

$\phi := 20$	mm	Diámetro
$A_t := 245$	mm <sup>2</sup>	Área a la tracción
$E := 207$	GPa	Modulo de elasticidad
$p := 2.5$	mm	Paso

#### Desarrollo:

Se recomienda posicionar los pernos a una distancia  $s=1.5\phi$  de los bordes de la placa.

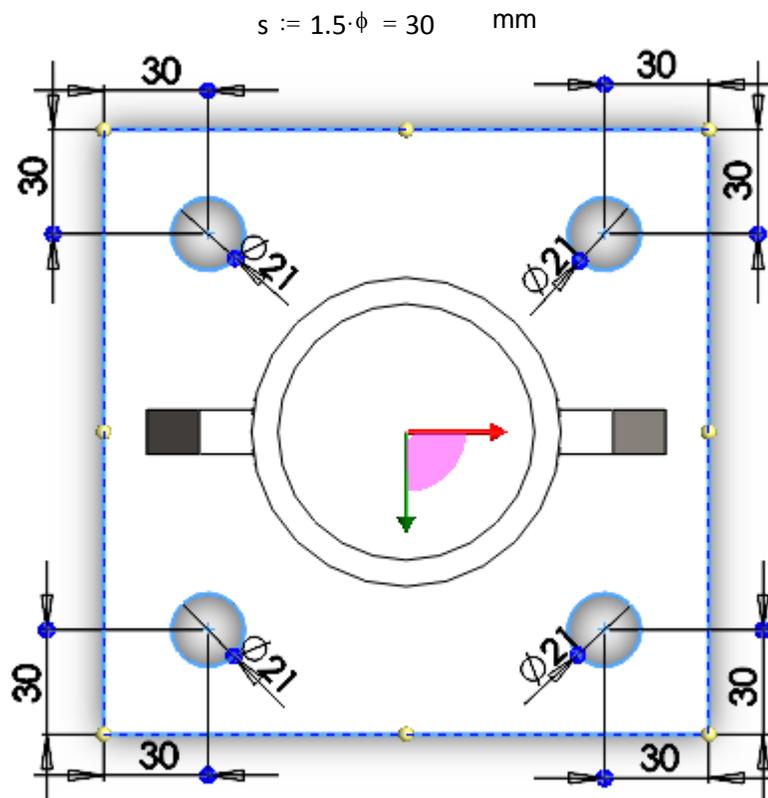
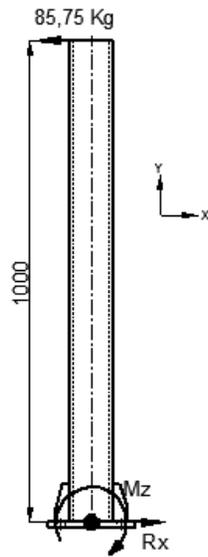


Figura 4. 284 Ubicación de los agujeros para pernos de la placa base del soporte anti giro

Del diseño de la junta soldada podemos obtener los siguientes datos:

**Carga máxima:** Al girar el tubo más grande.



$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_x=85.75 \text{ Kg}$$

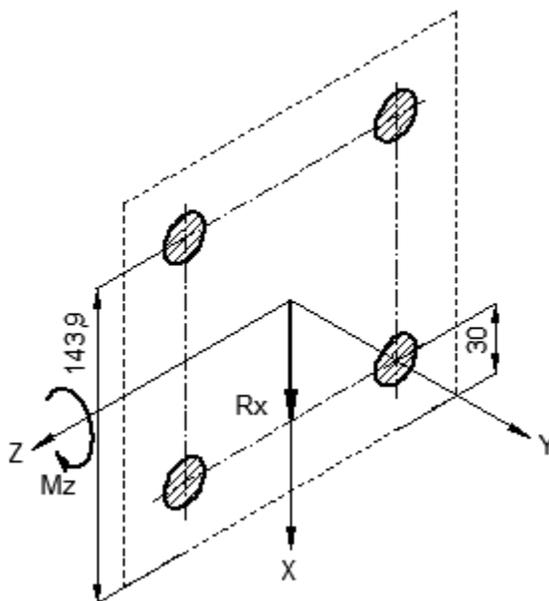
$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

$$M_z=85.75(1000)=85750 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 285 DCL carga máxima en el centroide de los pernos de anclaje del soporte antiguo**

Pasando las fuerzas y momentos a la junta empernada obtenemos:

**Carga máxima:**



$$M_z := 85750 \cdot 9.8 = 8.404 \times 10^5 \text{ N.mm}$$

$$R_x := 85.75 \cdot 9.8 = 840.35 \text{ N}$$

**Figura 4. 286 DCL carga máxima en los pernos de anclaje del soporte antiguo**

Los momentos ejercen una fuerza de tracción sobre los pernos equivalente a:

$$P_i := \frac{d_i \cdot M}{\sum d_i^2} \quad \text{Siendo } d_i \text{ la distancia al pivote en la dirección de giro y } M \text{ el momento en la junta}$$

La fuerza máxima de tracción sobre ambos pernos será:

$$P_x := \frac{143.9Mz}{143.9^2 + 143.9^2 + 30^2 + 30^2} = 2798.287 \quad \text{N}$$

Se considerará como carga mínima la precarga, pues no existen cargas que superen a esta sin superar la carga máxima.

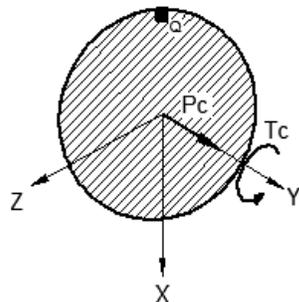
Para prevenir que la junta se afloje y que la carga la soporte en su totalidad la junta empernada, deberemos aplicar una precarga mayor a la fuerza máxima de tracción que soporta el perno.

$$P_c := 18000 \quad \text{N}$$

Para obtener dicha fuerza de precarga, el torque de aprieta deberá ser:

$$T_c := 0.3 \cdot P_c \cdot \phi = 1.08 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

Durante el ensamble de la junta, el perno soportará el siguiente estado de carga:



**Figura 4. 287 DCL cargas durante el montaje de los pernos de anclaje del soporte anti giro**

$$\sigma := \frac{P_c}{A_t} = 73.469 \quad \text{MPa}$$

$$d_t := \sqrt{\frac{A_t \cdot 4}{\pi}} = 17.662 \quad \text{mm}$$

$$\tau := \frac{T_c \cdot \frac{d_t}{2}}{\frac{\pi}{32} d_t^4} = 99.834 \quad \text{MPa}$$

El esfuerzo de Von Mises será:

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = 187.879 \quad \text{MPa}$$

Utilizando pernos grado 8.8, pues es el disponible en el mercado.

$$S_u := 830 \quad \text{MPa} \quad \text{Resistencia de tensión mínima}$$

$$S_p := 600 \quad \text{MPa} \quad \text{Resistencia mínima de prueba}$$

La resistencia mínima de prueba asegura que el perno no se deformará plásticamente.

El factor de seguridad para el montaje será de:

$$FS := \frac{Sp}{\sigma_v} = 3.194$$

Para liberar al perno del torque aplicado, giraremos 30° después de alcanzar el torque de apriete y regresaremos el mismo ángulo, dejando así al perno libre de cargas de torsión.

La fuerza máxima que soporta el perno es:

$$F := P_c + P_x = 2.08 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Los esfuerzos en el perno serán:

$$\sigma_x := \frac{F}{A_t} = 84.891 \quad \text{MPa} \qquad \tau_x := \frac{\frac{R_x}{4}}{A_t} = 0.858 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_n := \frac{P_c}{A_t} = 73.469 \quad \text{MPa} \qquad \tau_n := 0 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 79.18 \quad \text{MPa} \qquad \tau_m := \frac{\tau_x + \tau_n}{2} = 0.429 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 5.711 \quad \text{MPa} \qquad \tau_a := \frac{\tau_x - \tau_n}{2} = 0.429 \quad \text{MPa}$$

Como podemos ver, el esfuerzo de tracción es muy superior al cortante, razón por la cual tomaremos este esfuerzo para la solución de la junta.

Existen concentradores de esfuerzo en la dirección axial, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 3 \quad \text{Para roscas laminadas y de grado mayor a 6.6}$$

$$\sigma_{mf} := \sigma_m = 79.18 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{af} := k_f \cdot \sigma_a = 17.132 \quad \text{MPa}$$

Este concentrador de esfuerzo incluye la sensibilidad de la muesca y al acabado superficial.

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 415 \quad \text{MPa} \qquad \text{Materiales ferrosos}$$

El factor de superficie ya fue considerado y el factor de tamaño no se aplica para carga axial pura.

Kc)

$$K_c := 1.43 \cdot S_p^{-0.078} = 0.868 \quad \text{Factor de carga axial}$$

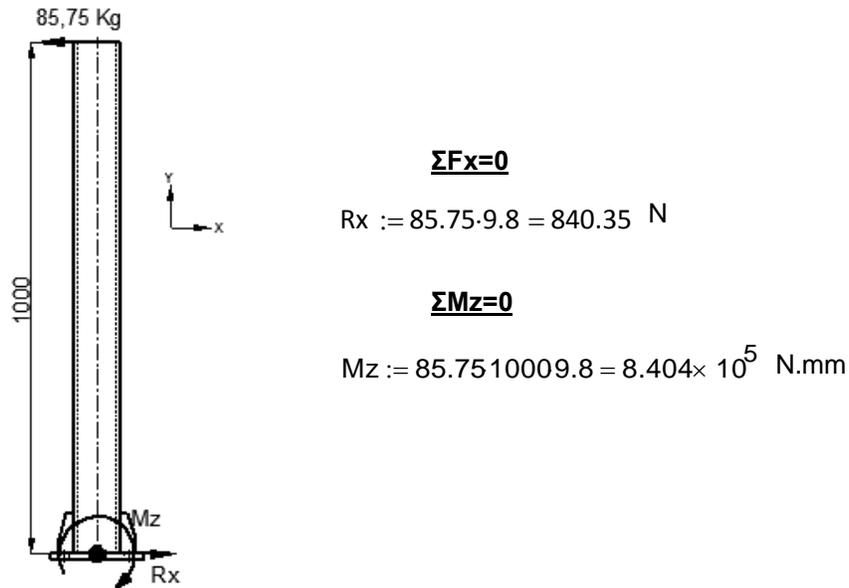
Factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{S_p}{\sigma_{mf} + \frac{S_p}{K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{af}} = 5.571$$

#### 4.3.9.4 Diseño del Apoyo del Soporte Anti Giro

Para empezar estableceremos las cargas que esfuerzan a la placa de apoyo, datos que tomaremos del diseño de la junta soldada.

**Carga máxima:** Al girar el tubo más grande



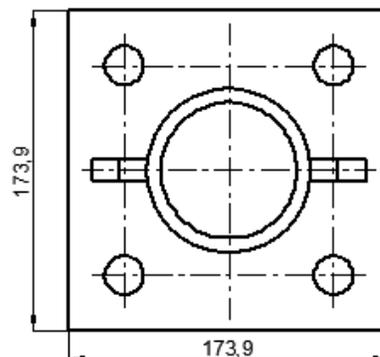
**Figura 4. 288 DCL carga máxima en el centroide la placa de apoyo del soporte anti giro**

No existe una carga vertical, por lo cual lo único que comprime el concreto será el momento.

Según la especificación ASD, la presión ejercida por la placa de apoyo no deberá superar el 70% de la resistencia a compresión del concreto reforzado, la cual es de:

$$S_{cr} := 20.71 \text{ MPa}$$

Se propone una placa de las siguientes dimensiones y propiedades:



**Figura 4. 289 Dimensiones del placa de apoyo del soporte anti giro**

$$A := 173.9^2 = 3.024 \times 10^4 \quad \text{mm}^2$$

$$I_{zz} := \frac{1}{12} \cdot 173.9^4 = 7.621 \times 10^7 \quad \text{mm}^4$$

El esfuerzo permisible sobre el concreto será:

$$S_p := 0.7 \cdot S_{cr} = 14.497 \quad \text{MPa}$$

Del diseño de la junta obtenemos la carga que ejercen los pernos de anclaje sobre la placa:

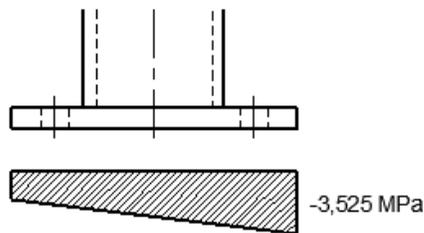
$$P_{1x} := 20798.287 \quad \text{N} \qquad P_{1n} := 18000 \quad \text{N}$$

$$P_{2x} := 20798.287 \quad \text{N} \qquad P_{2n} := 18000 \quad \text{N}$$

Los esfuerzos de compresión sobre el concreto durante la carga máxima serán:

$$\sigma_c := \frac{-Mz \cdot 86.95}{I_{zz}} - \frac{2P_{2n}}{A} - \frac{2 \cdot P_{1x}}{A} = -3.525 \quad \text{MPa} \quad \text{Ejercido por la placa, mucho menor a } S_p$$

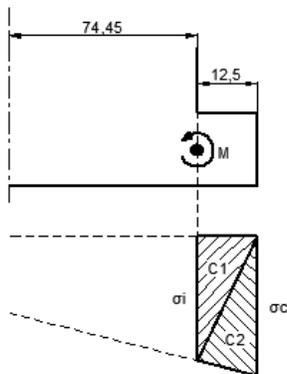
La distribución del esfuerzo será:



**Figura 4. 290 Distribución del esfuerzo en el concreto debajo de la placa de apoyo del soporte anti giro**

La zapata de concreto reacciona sobre la placa con una presión que tiende a flexionar las partes en voladizo de ésta que quedan fuera del soporte.

El momento flexionante de la parte en voladizo será:



$$\sigma_i := \frac{-Mz \cdot 74.45}{I_{zz}} - \frac{2P_{2n}}{A} - \frac{2 \cdot P_{1x}}{A} = -3.387 \quad \text{MPa}$$

$$C_1 := \left| \frac{12.5 \cdot 173.9 \cdot \sigma_i}{2} \right| = 3.681 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$C_2 := \left| \frac{12.5 \cdot 173.9 \cdot \sigma_c}{2} \right| = 3.831 \times 10^3 \quad \text{N}$$

**Figura 4. 291 Distribución de la carga en la placa de apoyo del soporte anti giro**

$$M := C_1 \cdot \left( \frac{12.5}{3} \right) + C_2 \cdot \left( 12.5 \cdot \frac{2}{3} \right) = 4.726 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

Este método supone un pequeño error en el cálculo de la carga C2 y la ubicación de su centro de gravedad, más está aprobado por la ASD pues se han obtenido resultados favorables.

Se propone un espesor t igual a:

$$t := 6.35 \text{ mm}$$

El esfuerzo de flexión máximo será:

$$\sigma_x := \frac{M \cdot \frac{t}{2}}{\frac{1}{12} \cdot 173.9 t^3} = 40.44 \text{ MPa}$$

Debido a que la tracción de los pernos se da antes de la sección en voladizo, tomaremos como esfuerzo mínimo 0 MPa.

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + 0}{2} = 20.22 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - 0}{2} = 20.22 \text{ MPa}$$

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \text{ MPa}$$

$$S_y := 250 \text{ MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \text{ MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{t \cdot 173.9} = 26.85$$

mm Diámetro equivalente: Sección rectangular de 6.35x173.9mm no rotativa

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.872$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Kc)

$$K_c := 1$$

Factor de carga: flexión

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 4.286$$

### 4.3.10 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS DEL SOPORTE ANTI GIRO

Existen 2 zonas en las que analizaremos las juntas soldadas y son las siguientes:

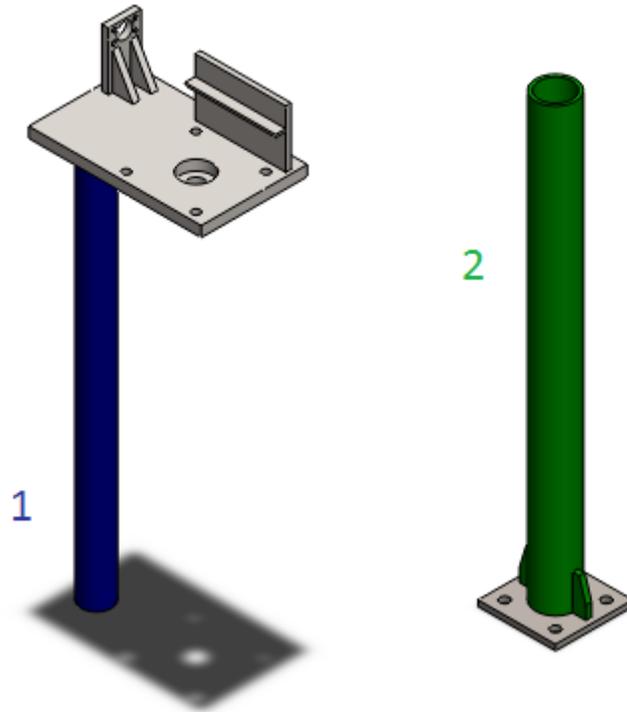


Figura 4. 292 Numeración de las juntas soldadas del soporte anti giro

#### 4.3.10.1 Soldadura 1: Parte Superior

Tipo: Filete

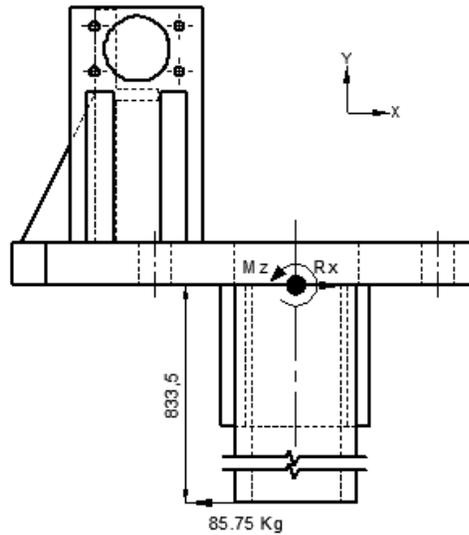
Electrodo: E 6011 3/8"

$h := 0.707 \cdot 18 = 12.73$  mm Altura de la garganta

Es conocido que un cordón de soldadura falla por esfuerzo cortante en su garganta, por lo que usaremos el área de dicha sección para los cálculos.

Como el centroide de la sección es conocido, analizaremos las fuerzas que afectan a la junta soldada.

**Carga máxima:** Al girar el tubo más grande



$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_x=885.75 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

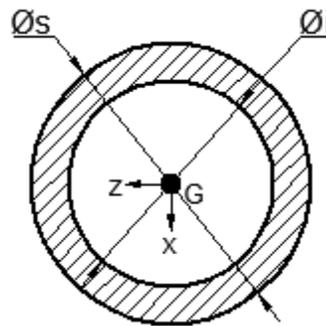
$$M_z=85.75(833.5)$$

$$M_z=71472.625 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 293 DCL en el centroide de la junta soldada de la parte superior del soporte anti giro**

Por los motivos descritos en el diseño del soporte anti giro, tomaremos como carga mínima 0 Kg.

Las propiedades de la junta son:



**Figura 4. 294 Sección transversal de la junta soldada de la parte superior del soporte anti giro**

$$\phi_i := 73.025 \quad \text{mm}$$

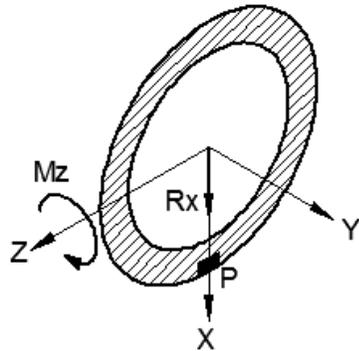
$$\phi_s := \phi_i + 2 \cdot h = 98.48 \quad \text{mm}$$

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi_s^2 - \phi_i^2) = 3428.32 \quad \text{mm}^2$$

$$I_{zz} := \frac{\pi}{64} \cdot (\phi_s^4 - \phi_i^4) = 3220554.69 \quad \text{mm}^4$$

Pasando las cargas a la junta soldada obtenemos el punto crítico P:

**Carga máxima:**



$$R_x := 85.75 \cdot 9.8 = 840.35 \quad \text{N}$$

$$M_z := 71472.63 \cdot 9.8 = 700431.77 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 295 DCL carga máxima en la junta soldada de la parte superior del soporte anti giro**

$$\tau_{xy} := \frac{M_z \cdot \frac{\phi^s}{2}}{I_{zz}} = 10.71 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xx} := \frac{R_x}{A} = 0.25 \quad \text{MPa}$$

$$\tau := \sqrt{\tau_{xy}^2 + \tau_{xx}^2} = 10.71 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau + 0}{2} = 5.36 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau - 0}{2} = 5.36 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 5.36 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 10.71 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa}$$

Materiales ferrosos

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.65$$

Factor de superficie: Proceso realizado a mano

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi_s = 36.44 \quad \text{mm}$$

Diámetro equivalente: sección circular hueca que no gira

$$K_b := 1.24 \cdot (\phi_e)^{-0.107} = 0.84$$

Factor de tamaño

Kc)

$$K_c := 0.258 \cdot S_u^{0.125} = 0.55$$

Factor de carga cortante

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 5.43$$

#### 4.3.10.2 Soldadura 2: Parte Inferior

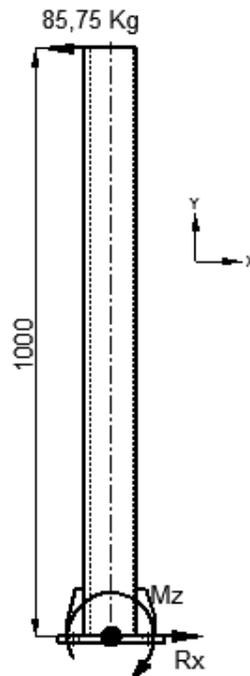
Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/8"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{8} \cdot 25.4 = 6.73 \quad \text{mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

Como el centroide de la sección es conocido, analizaremos las fuerzas que afectan a la junta soldada.

**Carga máxima:** Al girar el tubo más grande



**Figura 4. 296 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la parte inferior del soporte anti giro**

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$R_x = 85.75 \text{ Kg}$$

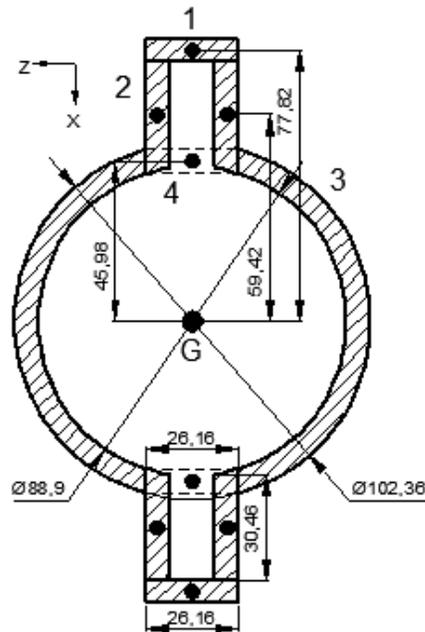
$$\underline{\Sigma M_z = 0}$$

$$M_z = 85.75(1000)$$

$$M_z = 85750 \text{ Kg*mm}$$

Por los motivos descritos en el diseño del soporte anti giro, tomaremos como carga mínima 0 Kg.

Las propiedades de la junta son:



**Figura 4. 297 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la parte inferior del soporte anti giro**

$$I_{z1} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 26.16h^3 + 26.16h \cdot 77.82^2 \right) = 2135037.53 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z2} := 4 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 30.46^3 + h \cdot 30.46 \cdot 59.42^2 \right) = 2960379.04 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z3} := \frac{\pi}{64} \cdot (102.36^4 - 88.9^4) = 2322753.04 \quad \text{mm}^4$$

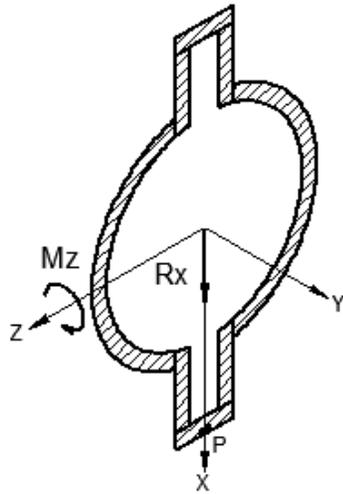
$$I_{z4} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 26.16h^3 + 26.16h \cdot 45.98^2 \right) = 746217.93 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{zz} := I_{z1} + I_{z2} + I_{z3} - I_{z4} = 6671951.69 \quad \text{mm}^4$$

$$A := 2 \cdot 26.16h + 4 \cdot 30.46h + \frac{\pi}{4} \cdot (102.36^2 - 88.9^2) - 2 \cdot 26.16h = 2842.39 \quad \text{mm}^2$$

Pasando las cargas a la junta soldada obtenemos el punto crítico P:

**Carga máxima:**



$$R_x := 85.75 \cdot 9.8 = 840.35 \quad \text{N}$$

$$M_z := 85750 \cdot 9.8 = 840350 \quad \text{N.mm}$$

$$\tau_{xy} := \frac{M_z \cdot 80.71}{I_{zz}} = 10.17 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xx} := \frac{R_x}{A} = 0.3 \quad \text{MPa}$$

$$\tau := \sqrt{\tau_{xx}^2 + \tau_{xy}^2} = 10.17 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 298 DCL carga máxima en la junta soldada de la parte inferior del soporte anti giro**

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau + 0}{2} = 5.08 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau - 0}{2} = 5.08 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 5.08 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 10.17 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.65$$

Factor de superficie: Proceso realizado a mano

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 443.41} = 44.15$$

mm Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 443.41 mm.

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.83$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55$$

Factor de carga cortante

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 5.62$$

## 4.4 SOPORTES LATERALES <sup>7</sup>

Los soportes laterales se encargan de sostener el tubo por sus costados mientras este se encuentre en el sistema.

Utilizaremos rodamientos de rodillos para el contacto, que permiten el giro sin fricción cuando el tubo se esté roscando.

La altura del soporte esta regulada por un pasador en su parte inferior, lo cual permite posicionar el tubo en el centro del torno independientemente de su diámetro.



**Figura 4. 299 Soporte lateral**

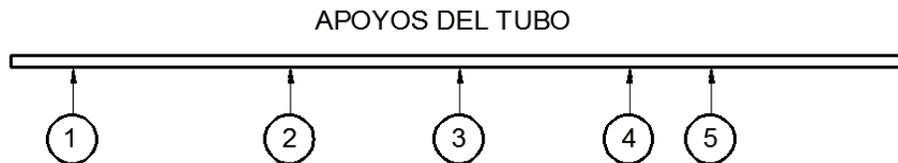
---

<sup>7</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia, a menos que se especifique lo contrario.

#### 4.4.1 DISEÑO DE EJES PARA RODAMIENTOS DE SOPORTE

Como ya hemos verificado anteriormente, las fuerzas verticales y horizontales máximas en los apoyos se obtienen cuando el tubo de 4 1/2" está en la máquina.

**Numeración de los apoyos:**



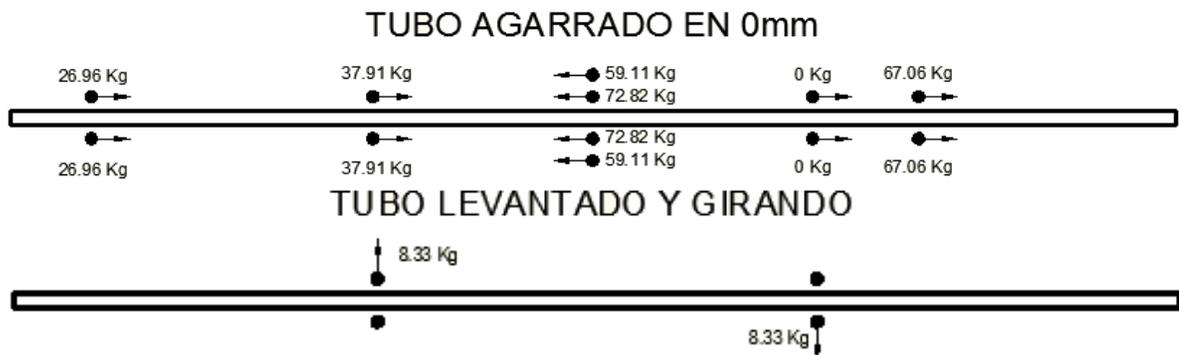
**Figura 4. 300 Numeración de los apoyos del tubo**

**Reacciones Verticales:**



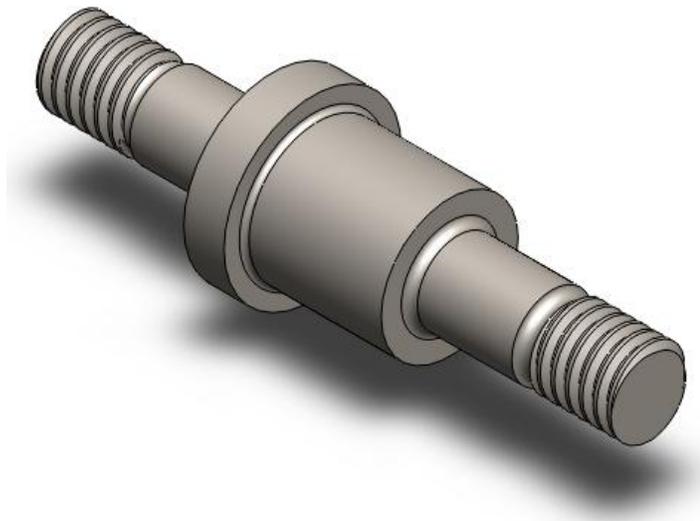
**Figura 4. 301 Reacciones verticales en los apoyos**

**Reacciones Horizontales:**



**Figura 4. 302 Reacciones horizontales en los apoyos**

Como los ejes 1, 2, 4 y 5 poseen la misma geometría, analizaremos el eje con los esfuerzos críticos para el diseño de todos los ejes. La geometría propuesta para los ejes es:



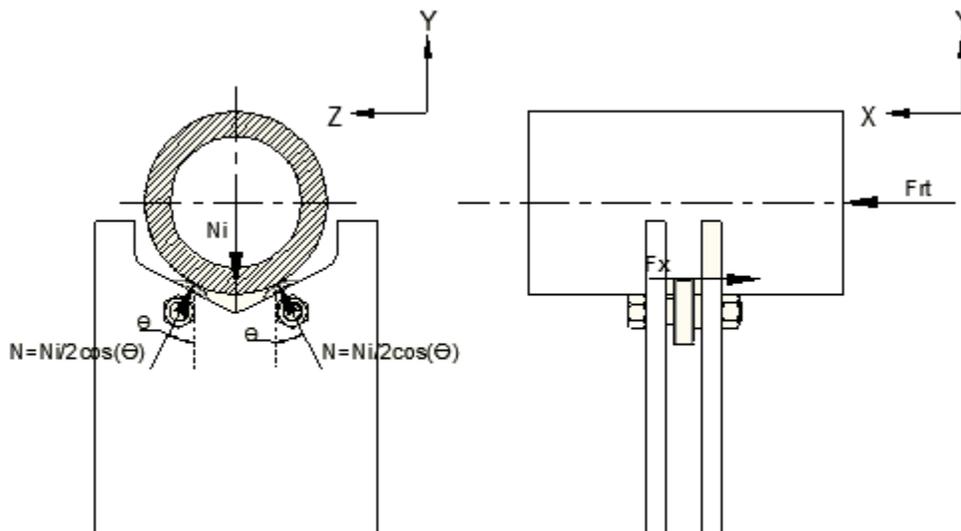
**Figura 4. 303 Eje para rodamiento de soporte**

Esta geometría cumple con las especificaciones de la SKF para alojar el rodamiento de rodillos N 203 ECP.

Del análisis de las fuerzas verticales y horizontales podemos resaltar 2 ejes en los que se podrían hallar los esfuerzos máximo y mínimo, y son los ejes 2 o 4, y el eje 5.

**Ejes del apoyo 5:**

Todos los apoyos presentan la siguiente configuración, por lo que las fuerzas ejercidas sobre el tubo en el apoyo 5 serán las siguientes:



**Figura 4. 304 DCL reacciones en el apoyo 5**

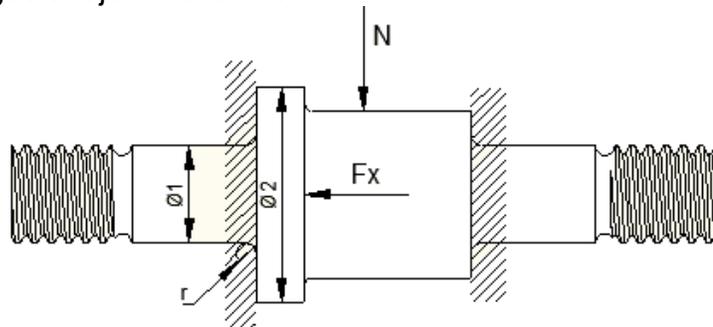
$$N_5 := 160.77 \quad \text{Kg}$$

$$F_x := 67.06 \quad \text{Kg}$$

$$\theta := 27.5 \frac{\pi}{180} = 0.48 \quad \text{rad}$$

$$N := \frac{N_5}{2 \cdot \cos(\theta)} = 90.625 \quad \text{Kg}$$

Pasando las cargas al eje obtenemos:

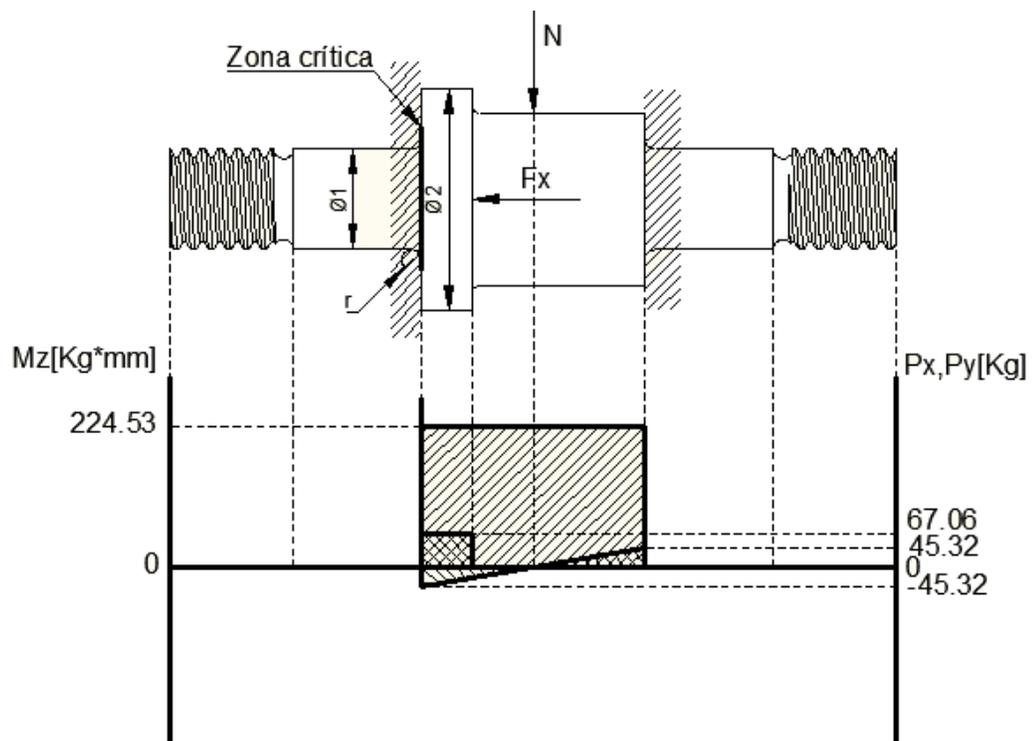


**Figura 4. 305 DCL cargas en el eje del apoyo 5**

$$\phi_1 := 10 \quad \text{mm} \quad r := 1 \quad \text{mm}$$

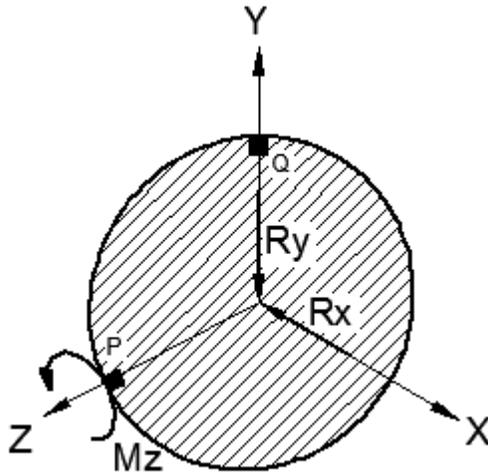
$$\phi_2 := 22 \quad \text{mm}$$

El análisis del eje utilizando el programa SAP2000 V14 nos da como resultado el siguiente gráfico:



**Figura 4. 306 Diagrama de fuerzas y momentos en eje del apoyo 5**

El diagrama de cuerpo libre en la sección crítica es:



$$Mz := 224.539.8 = 2.2 \times 10^3 \text{ N.mm}$$

$$Ry := 45.329.8 = 444.136 \text{ N}$$

$$Rx := 67.069.8 = 657.188 \text{ N}$$

**Figura 4. 307 DCL sección crítica del eje del apoyo 5**

Los esfuerzos en el punto Q serán:

$$\sigma_{xx} := \frac{Mz \cdot \frac{\phi 1}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot \phi 1^4} + \frac{Rx}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi 1^2} = 30.781 \text{ MPa}$$

Y en el punto P serán:

$$\tau_{xy} := \frac{4 \cdot Ry}{3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \phi 1^2} = 7.54 \text{ MPa}$$

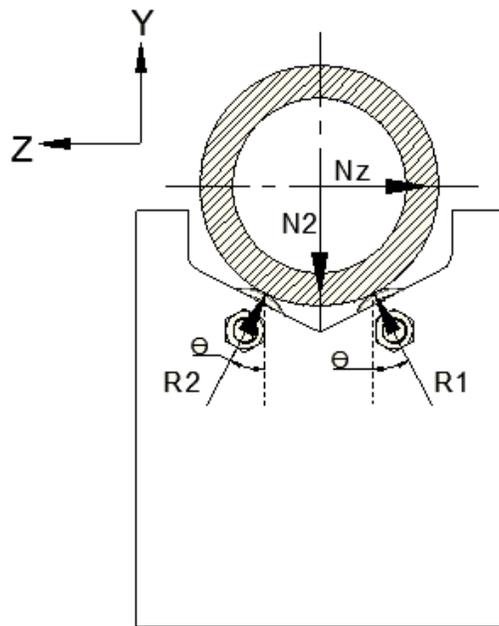
$$\sigma_{xx} := \frac{Rx}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi 1^2} = 8.368 \text{ MPa}$$

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} = 15.51 \text{ MPa}$$

Del análisis podemos concluir que el momento Mz, combinado con la fuerza Rx, provocan el esfuerzo máximo en la zona crítica. Como este momento es provocado por la fuerza N normal al tubo, y Rx y Ry son funciones de la misma fuerza, podemos concluir que jamás el esfuerzo provocado por Ry y Rx serán mayores al provocado por Mz, sin embargo, habrá que comprobar si el esfuerzo de flexión producido por la normal máxima en los ejes 2 y 4, supera al obtenido por la combinación del momento Mz y la fuerza Rx, presentes en el eje 5.

#### **Ejes del apoyo 2 o 4:**

La configuración de los apoyos 2 y 4 soporta las siguientes fuerzas cuando el tubo está levantado e iniciando su giro:



$$\Sigma F_y = 0$$

$$R1 \cos(\theta) + R2 \cos(\theta) = N2$$

$$R2 = (N2 - R1 \cos(\theta)) / \cos(\theta) \quad (1)$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R2 \sin(\theta) + Nz = R1 \sin(\theta) \quad (2)$$

$$(1) \text{ en } (2)$$

$$\begin{aligned} N2 \sin(\theta) / \cos(\theta) - \\ R1 \cos(\theta) \sin(\theta) / \cos(\theta) + Nz = R1 \sin(\theta) \\ (R1 \sin(\theta) \cos(\theta) + R1 \sin(\theta) \cos(\theta)) / \cos(\theta) \\ = N2 \sin(\theta) / \cos(\theta) + Nz \\ 2R1 (\sin(\theta) \cos(\theta)) = N2 \sin(\theta) + Nz \cos(\theta) \end{aligned}$$

$$N2 := 180 \quad \text{Kg}$$

$$Nz := 8.33 \quad \text{Kg}$$

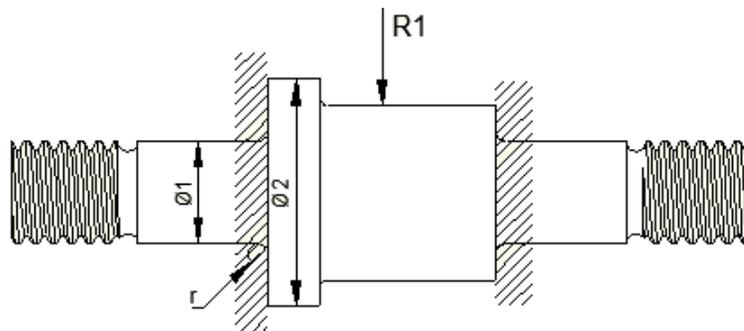
$$\theta := 27.5 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.48 \quad \text{rad}$$

**Figura 4. 308 DCL reacciones en el apoyo 2**

$$R1 := \frac{N2 \cdot \sin(\theta) + Nz \cdot \cos(\theta)}{2 \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\theta)} = 110.484 \quad \text{Kg}$$

$$R2 := \frac{N2 - R1 \cdot \cos(\theta)}{\cos(\theta)} = 92.444 \quad \text{Kg}$$

Por lo tanto las reacciones sobre el eje más cargado serán:



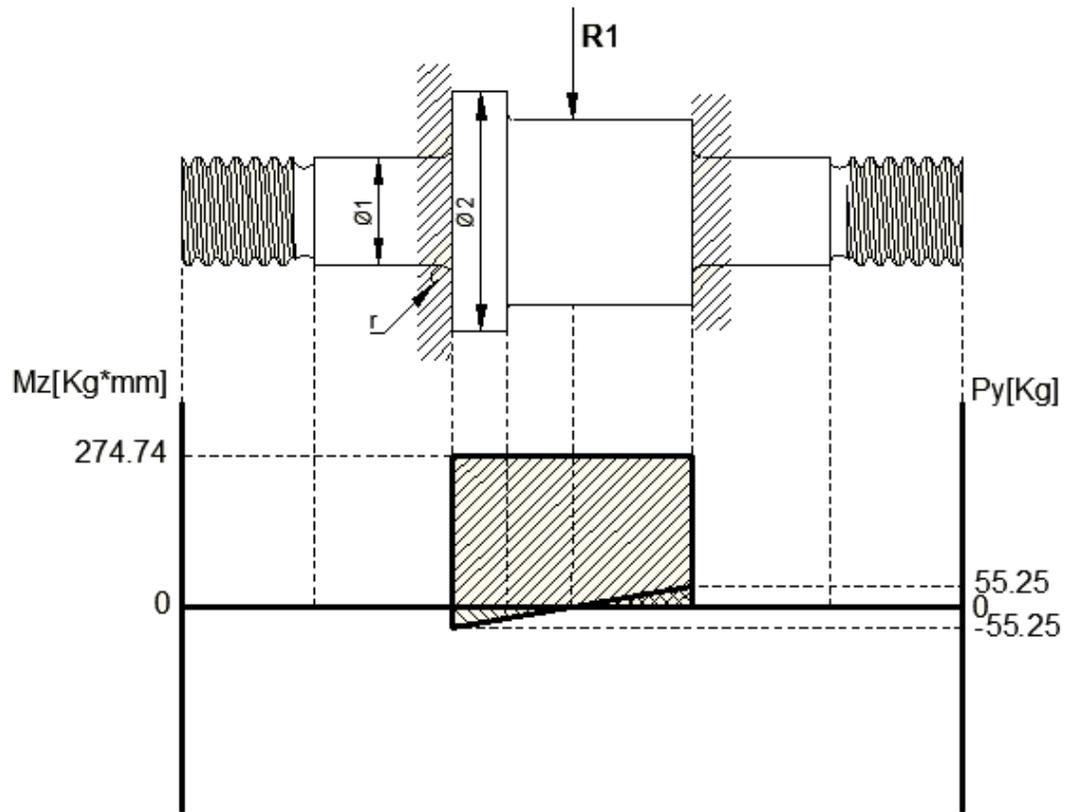
**Figura 4. 309 DCL cargas en el eje del apoyo 2**

$$r := 1 \quad \text{mm}$$

$$\phi1 := 10 \quad \text{mm}$$

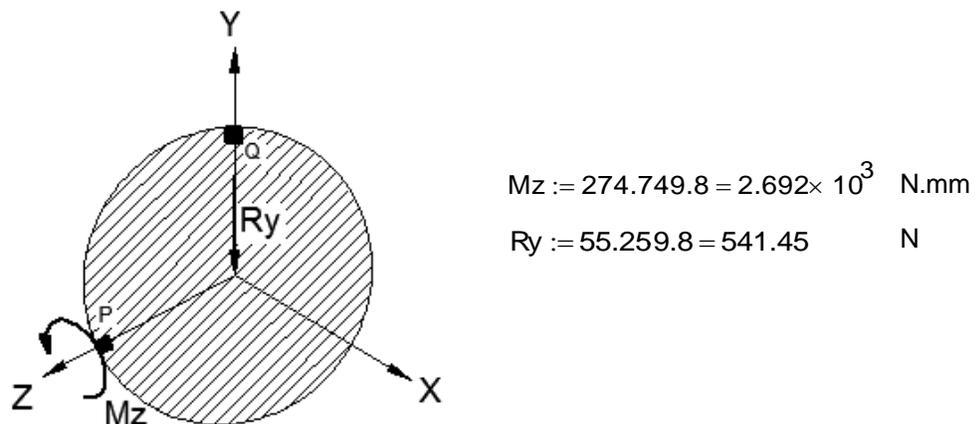
$$\phi2 := 22 \quad \text{mm}$$

El análisis del eje utilizando el programa SAP2000 V14 nos da como resultado el siguiente gráfico:



**Figura 4. 310 Diagrama de fuerzas y momentos en el eje del apoyo 2**

El diagrama de cuerpo libre en la sección crítica es:



**Figura 4. 311 DCL sección crítica del eje del apoyo 2**

Como podemos comprobar, el momento flector  $Mz$  y la fuerza cortante  $Ry$  son mayores a los del eje 5. Veremos si el esfuerzo normal a la sección supera al obtenido anteriormente.

El esfuerzo máximo en el punto Q será:

$$\sigma_{xx} := \frac{Mz \cdot \frac{\phi_1}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot \phi_1^4} = 27.425 \quad \text{MPa}$$

Aunque la normal N produce un momento flexionante mayor, el esfuerzo normal a la sección no supera al obtenido anteriormente. El esfuerzo mínimo será de 0 MPa mientras que el esfuerzo normal máximo será:

$$\sigma_x := 30.78 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + 0}{2} = 15.39 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - 0}{2} = 15.39 \quad \text{MPa}$$

El material para fabricar los ejes será AISI 1020 HR, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_u := 380 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 210 \quad \text{MPa}$$

Factor de concentración de esfuerzo flexionante estático:

$$K_t := 0.632 + 0.377 \cdot \left(\frac{\phi_2}{\phi_1}\right)^{-4.4} + \left(\frac{r}{\phi_1}\right)^{-0.5} \cdot \sqrt{\frac{-0.14 - 0.363 \left(\frac{\phi_2}{\phi_1}\right)^2 + 0.503 \left(\frac{\phi_2}{\phi_1}\right)^4}{1 - 2.39 \left(\frac{\phi_2}{\phi_1}\right)^2 + 3.368 \left(\frac{\phi_2}{\phi_1}\right)^4}} = 1.847$$

Factor de concentración de esfuerzo dinámico:

$$q := 0.68 \quad \text{Sensibilidad de la muesca para } r=1\text{mm; } S_{ut}=380 \text{ Mpa}$$

$$K_f := 1 + (K_t - 1) \cdot q = 1.576$$

Aplicando los concentradores de esfuerzo obtenemos:

$$\sigma_{mf} := \sigma_m = 15.39 \quad \text{MPa} \quad K_t=1 \text{ pues es material dúctil}$$

$$\sigma_{af} := K_f \cdot \sigma_a = 24.25 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos en el punto P serán:

$$\tau_{xy} := \frac{4 \cdot R_y}{3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \phi_1^2} = 9.192 \quad \text{MPa}$$

No consideraremos este esfuerzo para la solución, pues no existen concentradores de esfuerzo en su dirección y es mucho menor al obtenido en el

punto Q.

Una vez que tenemos los esfuerzos calculados, vamos a determinar los factores que reducen el límite de resistencia estático cuando se trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 190 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 S_u^{-0.265} = 0.922 \quad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi_1 = 3.7 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 1.078 \quad \text{Factor de tamaño no se aplica pues es mayor a 1}$$

Kc)

$$K_c := 1 \quad \text{Factor de carga a flexión}$$

El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{mf} + \frac{S_y}{K_a \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{af}} = 4.723$$

El factor de seguridad mínimo a la fatiga cumple con las especificaciones solicitadas por SERTECPET.

#### 4.4.2 DISEÑO DE LA PLACA DE ACOPLE DEL SOPORTE LATERAL

Para la placa se propone el siguiente modelo:

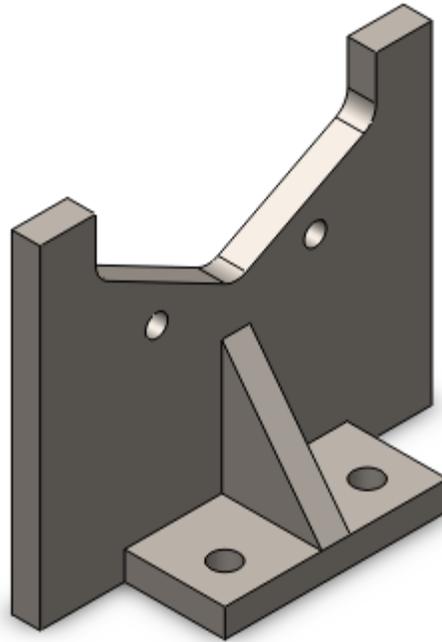


Figura 4. 312 Placa de acople del soporte lateral

**Carga Máxima:** Cuando el tubo más grande se inserta en el torno.

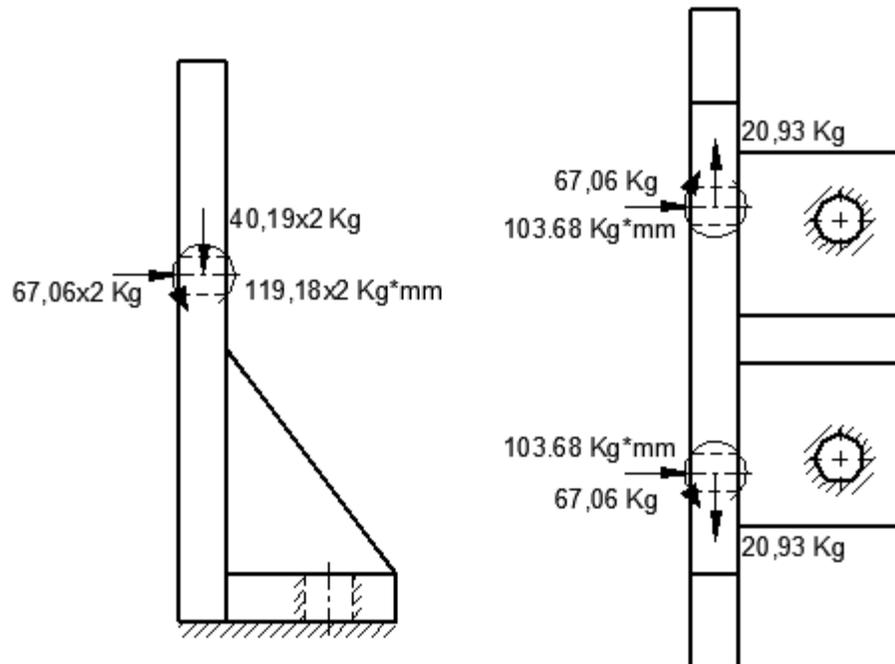
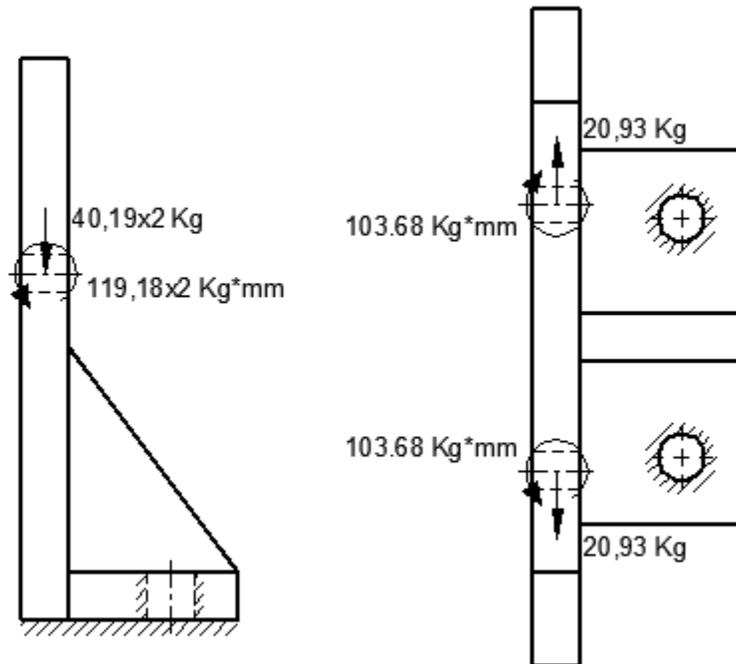


Figura 4. 313 DCL carga máxima en la placa de acople del soporte lateral

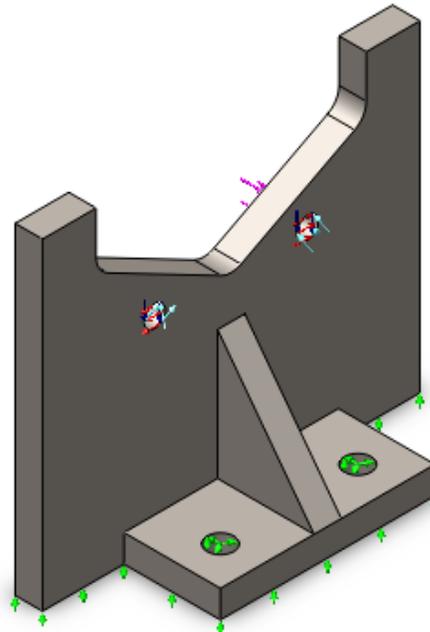
**Carga Mínima:** Cuando el tubo más grande reposa en la máquina.



**Figura 4. 314 DCL carga mínima en la placa de acople del soporte lateral**

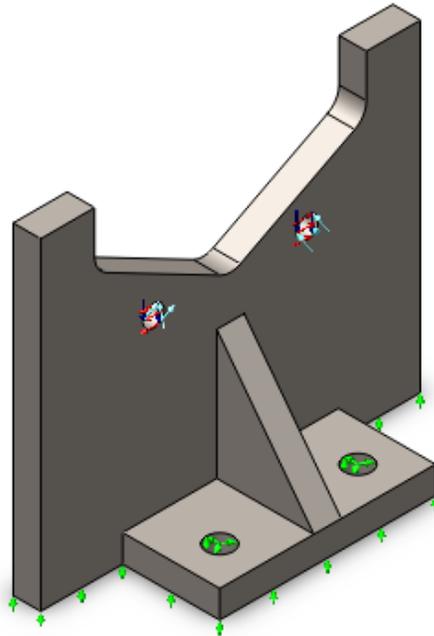
Para el cálculo de los esfuerzos en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:

**Carga Máxima:**



**Figura 4. 315 Ubicación de la carga máxima en la placa de acople del soporte lateral**

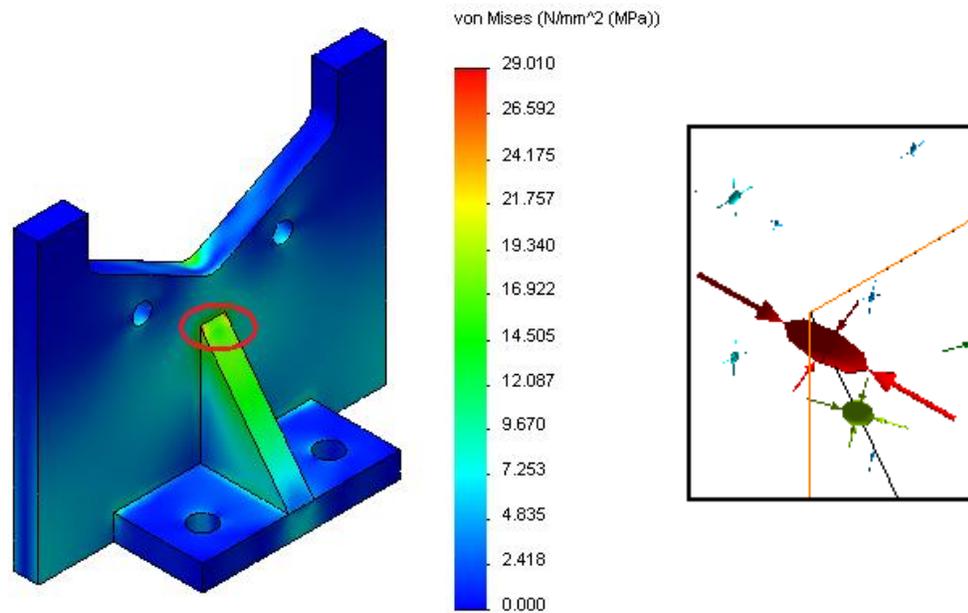
**Carga Mínima:**



**Figura 4. 316 Ubicación de la carga mínima en la placa de acople del soporte lateral**

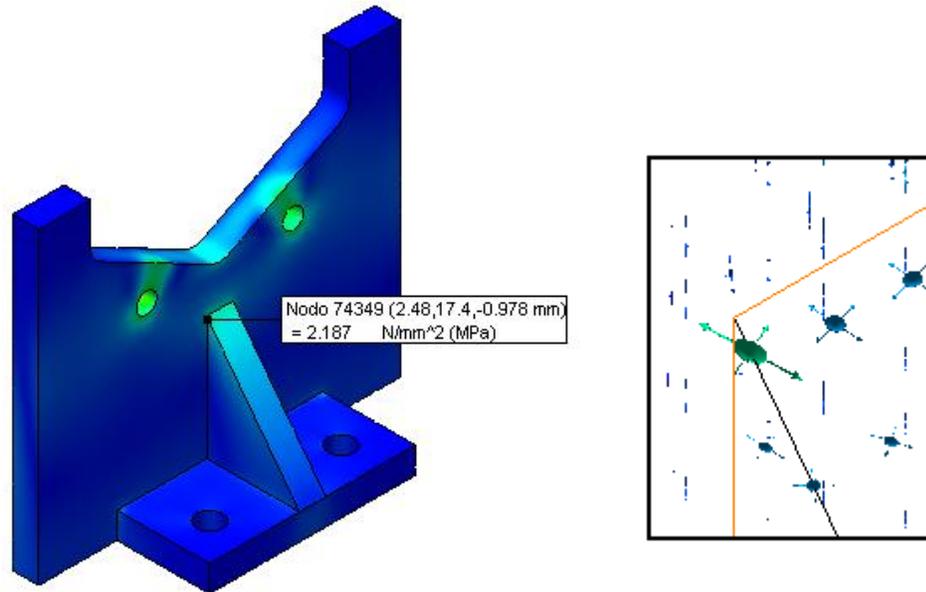
Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar la siguiente zona crítica:

**Carga Máxima:**



**Figura 4. 317 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la placa de acople del soporte lateral**

### Carga Mínima:



**Figura 4. 318 Simulación del esfuerzo mínimo de Von Mises en la placa de acople del soporte lateral**

Como podemos ver, el sentido del esfuerzo cambia en la zona crítica. Los esfuerzos serán:

$$\sigma_x := 29.01 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_y := -2.18 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = 13.415 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} = 15.595 \quad \text{MPa}$$

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 250 \quad \text{MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

Como  $t_f$  es mayor a 0.025(15.39) usaremos las siguientes ecuaciones:

$$\phi_e := \sqrt{\frac{0.051761539}{0.0766}} = 42.048 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Viga de patín ancho de 176x15.39mm}$$

$$K_b := 0.859 - 0.000837\phi_e = 0.824 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 1$$

Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 5.614$$

El factor de seguridad cumple con las especificaciones dadas por SERTECPET.

#### 4.4.2.1 Diseño de la Junta Empernada de la Placa de Acople

La junta sujetará 2 placas que en total sumarán 38.1 mm de agarre. Se recomienda un diámetro cercano a la mitad de dicho agarre, pero usaremos pernos M12x1.75 debido a que la junta no soporta fuerzas elevadas.

##### Datos del perno:

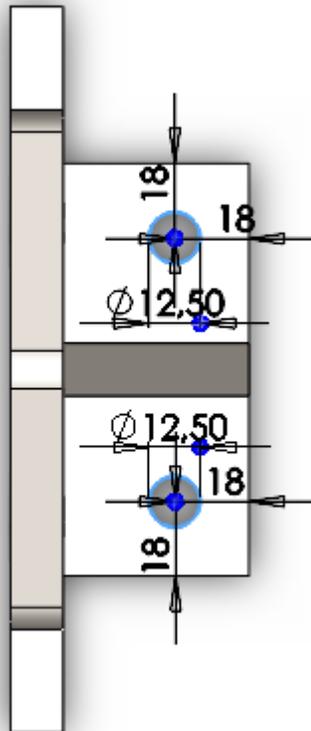
Perno M12x1.75

$\phi := 12$	mm	Diámetro
$A_t := 84.3$	$\text{mm}^2$	Área a la tracción
$E := 207$	GPa	Modulo de elasticidad
$p := 1.75$	mm	Paso

##### Desarrollo:

Se recomienda posicionar los pernos a una distancia  $s=1.5\phi$  de los bordes de la placa.

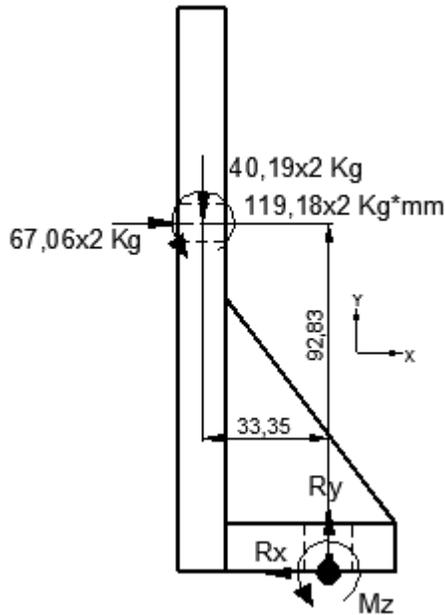
$$s := 1.5 \cdot \phi = 18 \quad \text{mm}$$



**Figura 4. 319 Ubicación de los agujeros para pernos en la placa de acople del soporte lateral**

Ahora determinaremos las cargas que soporta dicha junta.

**Estado crítico 1:** Cuando se inserta el tubo más grande.



$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_x=67.06(2)$$

$$R_x=134.12 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_y=0}$$

$$R_y=40.19(2)$$

$$R_y=80.38 \text{ Kg}$$

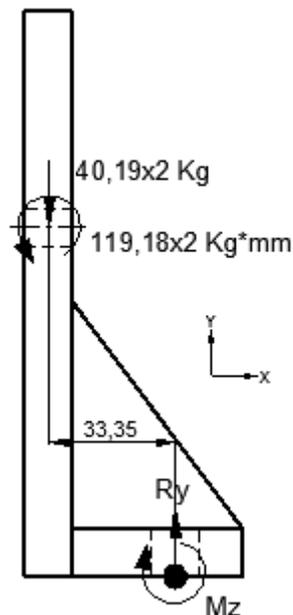
$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

$$M_z=67.06(2)(92.83)-119.18(2)-40.19(2)(33.35)$$

$$M_z=9531.33 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 320 DCL estado crítico 1 en el centroide de la junta empernada de la placa de acople del soporte lateral**

**Estado crítico 2:** Cuando el tubo reposa en la máquina



$$\underline{\Sigma F_y=0}$$

$$R_y=40.19(2)$$

$$R_y=80.38 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

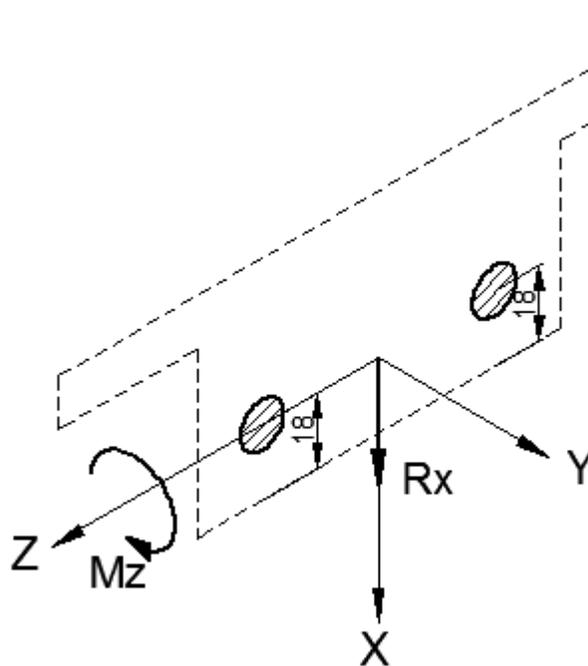
$$M_z=119.18(2)+40.19(2)(33.35)$$

$$M_z=2919.03 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 321 DCL estado crítico 2 en el centroide de la junta empernada de la placa de acople del soporte lateral**

Pasando las fuerzas y momentos a la junta empernada obtenemos:

**Estado crítico 1:**



**Figura 4. 322 DCL estado crítico 1 en la junta empernada de la placa de acople del soporte lateral**

$$M_z := 9531.339.8 = 93407.03 \quad \text{N.mm}$$

$$R_x := 134.129.8 = 1314.38 \quad \text{N}$$

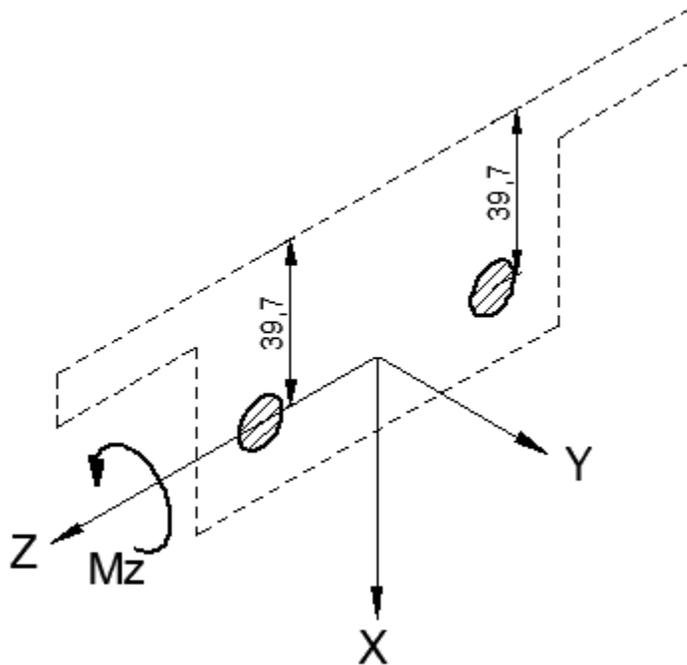
Los momentos ejercen una fuerza de tracción sobre los pernos equivalente a:

$$P_i := \frac{d_i \cdot M}{\sum d_i^2} \quad \text{Siendo } d_i \text{ la distancia al pivote en la dirección de giro y } M \text{ el momento en la junta}$$

La fuerza de tracción sobre ambos pernos será:

$$P_x := \frac{18 \cdot M_z}{18^2 + 18^2} = 2594.64 \quad \text{N}$$

## Estado crítico 2:



**Figura 4. 323 DCL estado crítico 2 en la junta empernada de la placa de acople del soporte lateral**

$$M_z := 2919.039.8 = 28606.49 \quad \text{N.mm}$$

La fuerza de tracción sobre ambos pernos será:

$$P_n := \frac{39.7 \cdot M_z}{39.7^2 + 39.7^2} = 360.28 \quad \text{N}$$

Como podemos ver, las fuerzas ejercidas sobre la junta son mayores cuando insertamos el tubo más grande en el torno.

La carga ejercida en la precarga será mayor a la carga ejercida en el estado crítico 2, razón por la cual tomaremos la precarga como carga mínima.

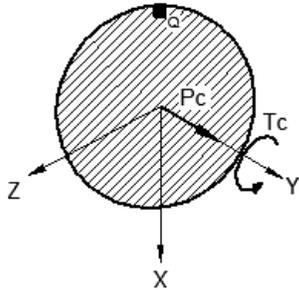
Para prevenir que la junta se afloje y que la carga la soporte en su totalidad la junta empernada, deberemos aplicar una precarga mayor a la fuerza máxima de tracción que soporta el perno.

$$P_c := 8500 \quad \text{N}$$

Para obtener dicha fuerza de precarga, el torque de aprieta deberá ser:

$$T_c := 0.3 \cdot P_c \cdot \phi = 30600 \quad \text{N.mm}$$

Durante el ensamble de la junta, el perno soportará el siguiente estado de carga:



$$\sigma := \frac{P_c}{A_t} = 100.83 \quad \text{MPa}$$

$$\phi_t := \sqrt{\frac{A_t \cdot 4}{\pi}} = 10.36 \quad \text{mm}$$

$$\tau := \frac{T_c \cdot \frac{\phi_t}{2}}{\frac{\pi}{32} \phi_t^4} = 140.15 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 324 DCL cargas de montaje en los pernos de la placa de acople del soporte lateral**

El esfuerzo de Von Mises será:

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = 262.85 \quad \text{MPa}$$

Utilizando pernos grado 8.8, pues es el disponible en el mercado

$S_u := 830 \quad \text{MPa}$  Resistencia de tensión mínima

$S_p := 600 \quad \text{MPa}$  Resistencia mínima de prueba

La resistencia mínima de prueba asegura que el perno no se deformará plásticamente.

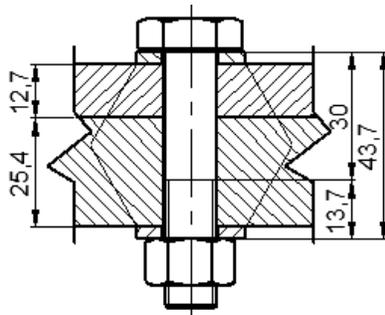
El factor de seguridad para el montaje será de:

$$FS := \frac{S_p}{\sigma_v} = 2.28$$

Para liberar al perno del torque aplicado, giraremos 30° después de alcanzar el torque de apriete y regresaremos el mismo ángulo, dejando así al perno libre de cargas de torsión.

### Rigidez de la junta

Es importante determinar la rigidez de la junta para establecer el porcentaje de la carga externa que realmente soporta el perno.



$l := 43.7 \quad \text{mm}$  Agarre efectivo

$l_t := 13.7 \quad \text{mm}$  Longitud roscada de agarre.

$l_d := 30 \quad \text{mm}$  Longitud no roscada de agarre

**Figura 4. 325 Agarre efectivo en la junta empernada de la placa de acople del soporte lateral**

### Rigidez del perno:

El perno actúa como dos resortes en serie, por lo tanto la constante de rigidez del perno será:

$$k_b := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \phi^2 \cdot A_t \cdot E}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi^2 \cdot l_t + A_t \cdot l_d} = 483.9 \quad \frac{\text{GN}}{\text{mm}}$$

### Rigidez del elemento:

Aún cuando las dos piezas unidas no sean de un mismo espesor, la distribución de esfuerzos sigue extendiéndose hacia afuera hacia un punto que se puede aproximar por el cono descrito anteriormente.

La constante de rigidez del elemento será:

$$A := 0.78715$$

Para acero

$$B := 0.62873$$

$$k_m := \phi \cdot E \cdot A \cdot e \cdot B \cdot \left( \frac{\phi}{l} \right) = 2323.75 \quad \frac{\text{GN}}{\text{mm}}$$

### Constante de la junta:

El porcentaje de la carga que soporta el perno será:

$$C := \frac{k_b}{k_b + k_m} = 0.17$$

Para aumentar la constante de la junta tendríamos que aumentar el diámetro del perno, lo cual arrojaría un factor de seguridad muy elevado. Tomaremos este valor como válido.

### Diseño:

La fuerza máxima que soporta el perno es:

$$F := P_c + C \cdot P_x = 8947.19 \quad \text{N}$$

Los esfuerzos en el perno serán:

$$\begin{aligned} \sigma_x &:= \frac{F}{A_t} = 106.14 \quad \text{MPa} & \tau_x &:= \frac{\frac{R_x}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi^2} = 5.81 \quad \text{MPa} \\ \sigma_n &:= \frac{P_c}{A_t} = 100.83 \quad \text{MPa} & \tau_n &:= 0 \quad \text{MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 103.48 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_m := \frac{\tau_x + \tau_n}{2} = 2.91 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 2.65 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - \tau_n}{2} = 2.91 \quad \text{MPa}$$

Como podemos ver, el esfuerzo de tracción es muy superior al cortante, razón por la cual tomaremos este esfuerzo para la solución de la junta.

Existen concentradores de esfuerzo en la dirección axial, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 3 \quad \text{Para roscas laminadas y de grado mayor a 6.6}$$

$$\sigma_{mf} := \sigma_m = 103.48 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{af} := k_f \cdot \sigma_a = 7.96 \quad \text{MPa}$$

Este concentrador de esfuerzo incluye la sensibilidad de la muesca y al acabado superficial.

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 415 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

El factor de superficie ya fue considerado y el factor de tamaño no se aplican para carga axial pura.

Kc)

$$K_c := 1.43 \cdot S_p^{-0.078} = 0.87 \quad \text{Factor de carga axial}$$

El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{S_p}{\sigma_{mf} + \frac{S_p}{K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{af}} = 5.14$$

Este factor cumple con las especificaciones dadas por SERTECPET

#### 4.4.3 DISEÑO DE LA PLACA BASE DEL SOPORTE LATERAL

Para la placa se propone el siguiente modelo:

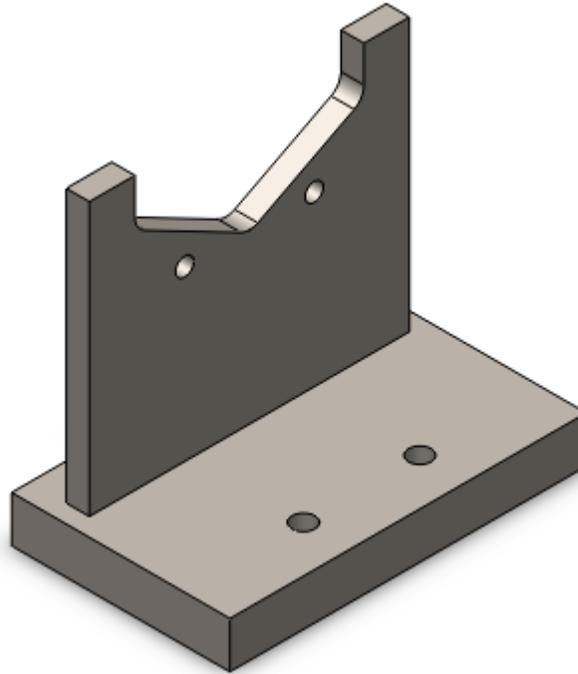


Figura 4. 326 Placa base del soporte lateral

**Estado crítico 1:** Cuando el tubo más grande se inserta en el torno.

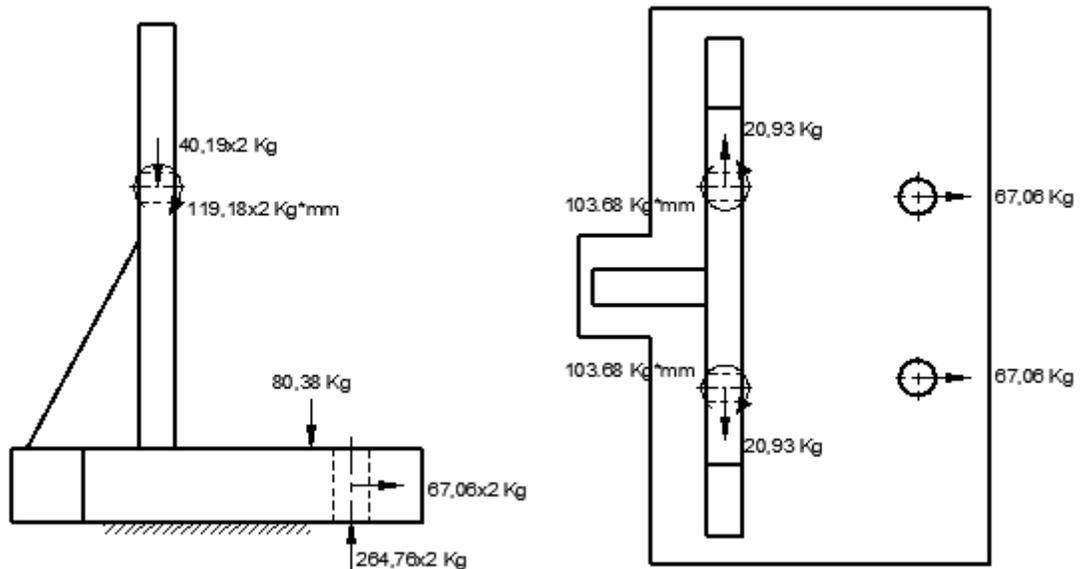
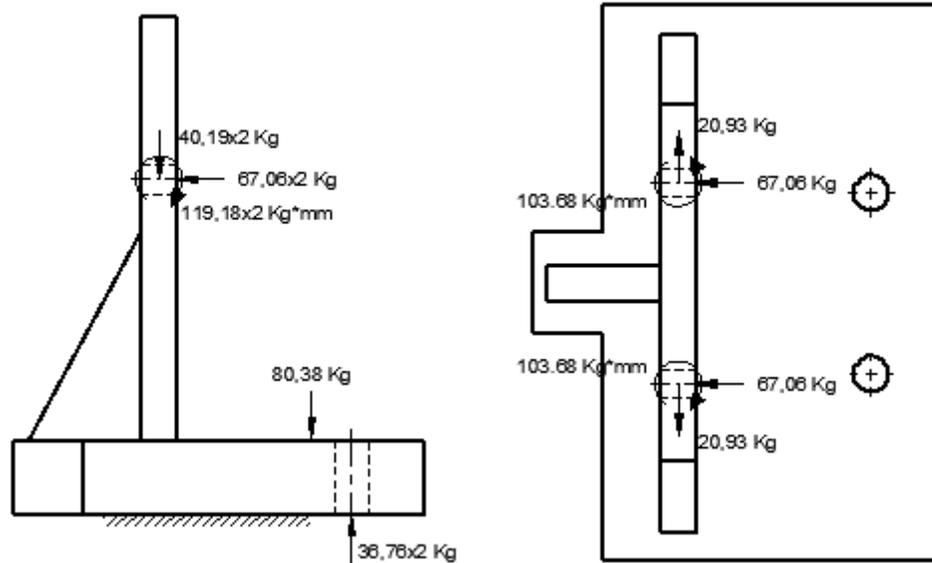


Figura 4. 327 DCL estado crítico 1 en la placa base del soporte lateral

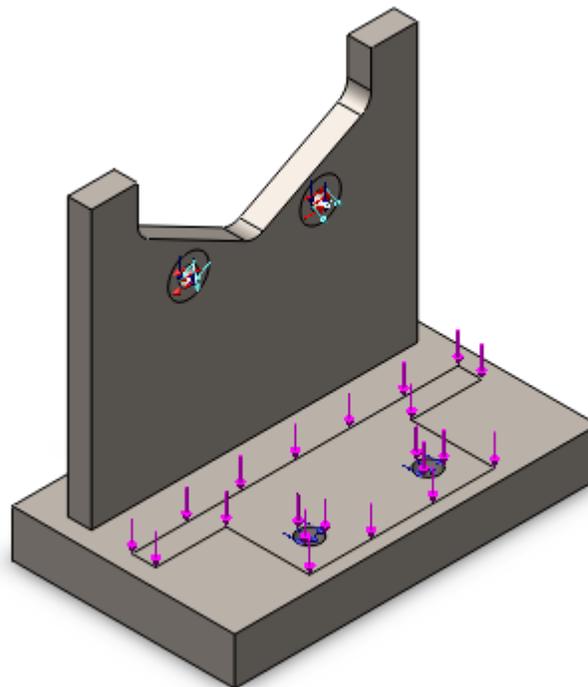
**Estado crítico 2:** Cuando el tubo más grande se extrae del torno.



**Figura 4. 328 DCL estado crítico 1 en la placa base del soporte lateral**

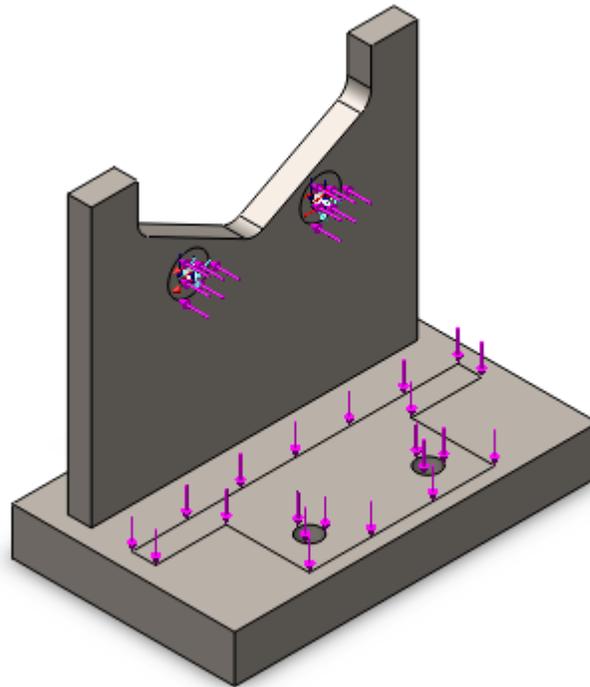
Para el cálculo de los esfuerzos en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:

**Estado crítico 1:**



**Figura 4. 329 Ubicación de las cargas del estado crítico 1 en la placa base del soporte lateral**

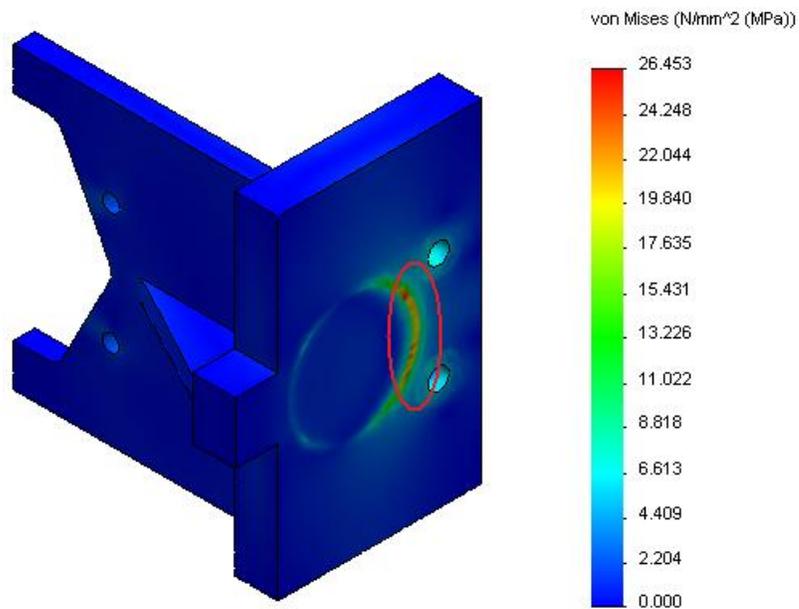
**Estado crítico 2:**



**Figura 4. 330 Ubicación de las cargas del estado crítico 2 en la placa base del soporte lateral**

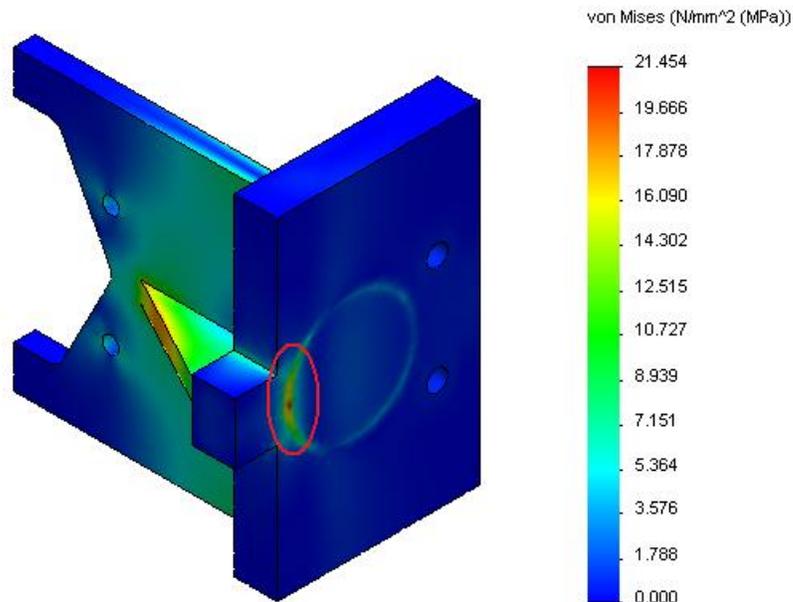
Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar la siguiente zona crítica:

**Estado crítico 1:**



**Figura 4. 331 Simulación de esfuerzo de Von Mises en el estado crítico 1 de la placa base del soporte lateral**

## Estado crítico 2:



**Figura 4. 332 Simulación de esfuerzo de Von Mises en el estado crítico 2 de la placa base del soporte lateral**

Como podemos ver, el esfuerzo obtenido en el estado crítico 1 supera al obtenido en el estado crítico 2, razón por la cual tomaremos este como esfuerzo máximo.

En la zona donde obtenemos el esfuerzo máximo, el sentido del esfuerzo no cambia, siendo siempre de tracción. Por esta razón consideraremos como esfuerzo mínimo 0 MPa.

$$\sigma_x := 26.45 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + 0}{2} = 13.225 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - 0}{2} = 13.225 \quad \text{MPa}$$

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 250 \quad \text{MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa}$$

K<sub>a</sub>)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{25.4 \cdot 196} = 57.011 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Sección rectangular de } 25.4 \times 196 \text{ no rotativa}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.805 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a } 2.79 \text{ mm y menor a } 51 \text{ mm}$$

Kc)

$$K_c := 1 \quad \text{Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises}$$

Factor de seguridad según Soderberg:

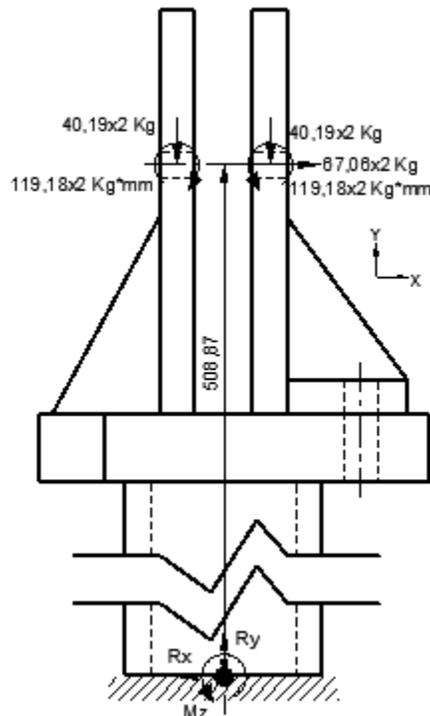
$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 6.212$$

El factor de seguridad cumple con las especificaciones dadas por SERTECPET.

La placa base de los soportes laterales, estará unida a un tubo redondo. En necesario comprobar si dicho tubo soporta las cargas aplicadas.

Ubicamos la sección crítica en donde el tubo se une con el soporte anclado al piso. Las cargas que soporta el tubo son:

**Carga máxima:** Cuando se inserta el tubo más grande.



$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_y = 40.19(4)$$

$$R_y = 160.76 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_x = 67.06(2)$$

$$R_x = 134.12 \text{ Kg}$$

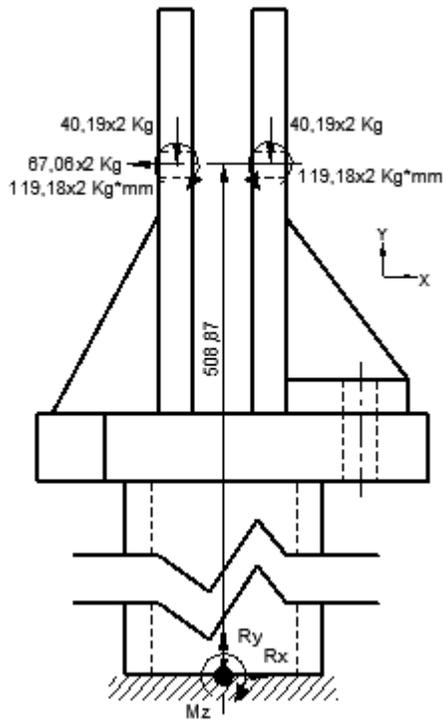
$$\Sigma M_z = 0$$

$$M_z = 67.06(2)(508.87)$$

$$M_z = 68249.64 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 333 DCL carga máxima en la sección crítica del tubo del soporte lateral**

**Carga mínima:** Cuando se extrae el tubo más grande.



$$\Sigma Fy=0$$

$$Ry=40.19(4)$$

$$Ry= 160.76 \text{ Kg}$$

$$\Sigma Fx=0$$

$$Rx=67.06(2)$$

$$Rx=134.12 \text{ Kg}$$

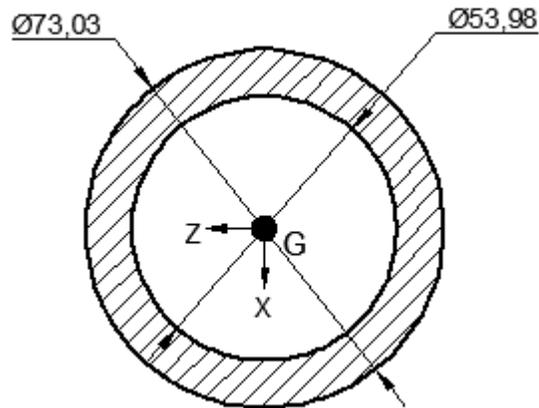
$$\Sigma Mz=0$$

$$Mz=67.06(2)(508.87)$$

$$Mz=68249.64 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 334 DCL carga mínima en la sección crítica del tubo del soporte lateral**

Las propiedades de la sección son:



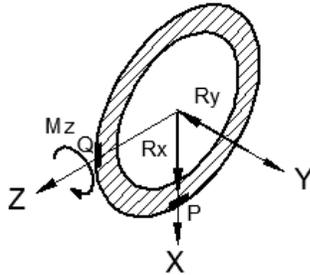
**Figura 4. 335 Sección transversal del tubo del soporte lateral**

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot (73.03^2 - 53.98^2) = 1.9 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

$$I_{zz} := \frac{\pi}{64} \cdot (73.03^4 - 53.98^4) = 9.795 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$

Pasando las cargas a la sección obtenemos los puntos críticos P y Q:

**Carga máxima:**



$$R_y := 160.769.8 = 1.575 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$R_x := 134.129.8 = 1.314 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$M_z := 68249.649.8 = 6.688 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 336 DCL carga máxima en la sección crítica del tubo del soporte lateral**

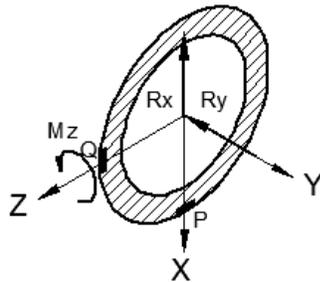
P)

$$\sigma_{xy} := \frac{M_z \cdot \frac{73.03}{2}}{I_{zz}} + \frac{R_y}{A} = 25.763 \quad \text{MPa}$$

Q)

$$\tau_{xx} := \frac{2R_x}{A} = 1.383 \quad \text{MPa}$$

**Carga mínima:**



$$R_y := 160.769.8 = 1.575 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$R_x := 134.129.8 = 1.314 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$M_z := 68249.649.8 = 6.688 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 337 DCL carga máxima en la sección crítica del tubo del soporte lateral**

P)

$$\sigma_{ny} := \frac{-M_z \cdot \frac{73.03}{2}}{I_{zz}} + \frac{R_y}{A} = -24.105 \quad \text{MPa}$$

Q)

$$\tau_{nx} := \frac{-2R_x}{A} = -1.383 \quad \text{MPa}$$

Como vemos, el esfuerzo producido por  $M_z$  es mucho mayor al producido por  $R_x$ , por lo que utilizaremos el primero para la solución.

No existen concentradores de esfuerzo.

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{xy} + \sigma_{ny}}{2} = 0.829 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{xy} - \sigma_{ny}}{2} = 24.934 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la sección cuando esta trabaja a fatiga

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 410 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 250 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742 \quad \text{Factor de superficie: acero laminado en caliente.}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot 73.03 = 27.021 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular hueca que no gira.}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.871 \quad \text{Factor de tamaño.}$$

Kc)

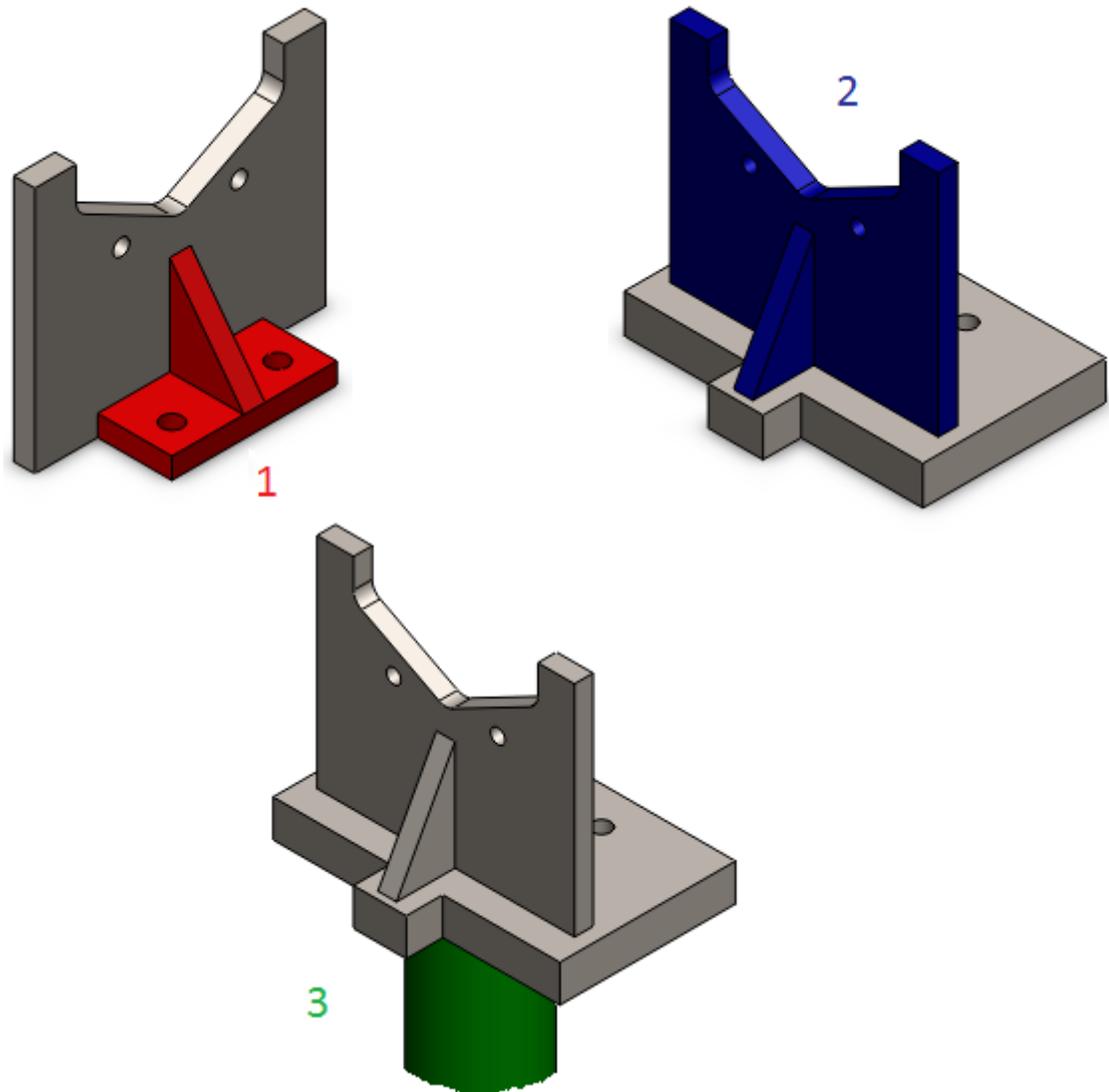
$$K_c = 1 \quad \text{Factor de carga a flexión.}$$

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 5.224$$

#### 4.4.4 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS

Existen 3 zonas en las que analizaremos las juntas soldadas y son las siguientes:



**Figura 4. 338 Numeración de las juntas soldadas del soporte lateral**

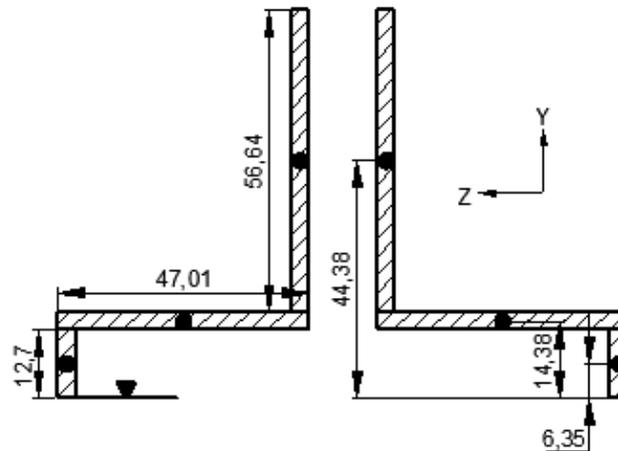
##### 4.4.4.1 Soldadura 1: Placa de Acople

Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/16"

$h := 0.707 \cdot \frac{3}{16} \cdot 25.4 = 3.37$  mm      Altura de la garganta

Para empezar determinaremos la ubicación del centroide de la junta.

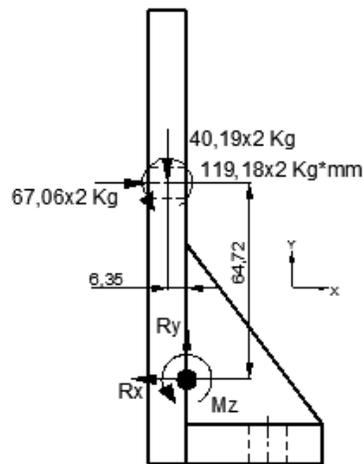


**Figura 4. 339 Sección transversal de la junta soldada de la placa de acople del soporte lateral**

$$Z_m := \frac{2 \cdot 56.64h \cdot 44.38 + 2 \cdot 47.01h \cdot 14.38 + 2 \cdot 12.7h \cdot 6.35}{2 \cdot 56.64h + 2 \cdot 47.01h + 2 \cdot 12.7h} = 28.11 \text{ mm}$$

Ahora determinaremos las cargas que soporta la junta.

**Carga máxima:** Al introducir el tubo más grande.



$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$R_y = 40.19(2)$$

$$R_y = 80.38 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$R_x = 67.06(2)$$

$$R_x = 134.12 \text{ Kg}$$

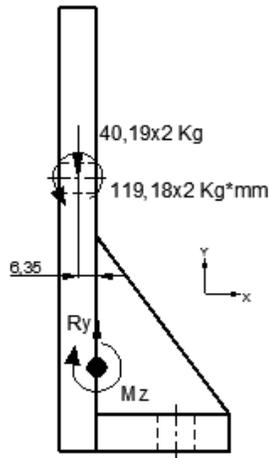
$$\underline{\Sigma M_z = 0}$$

$$M_z = 67.06(2)(64.72) - 40.19(2)(6.35) - 119.18(2)$$

$$M_z = 7931.47 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 340 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa de acople del soporte lateral**

**Carga mínima:** Cuando el tubo reposa en la máquina.



$$\underline{\Sigma Fy=0}$$

$$Ry=40.19(2)$$

$$Ry=80.38 \text{ Kg}$$

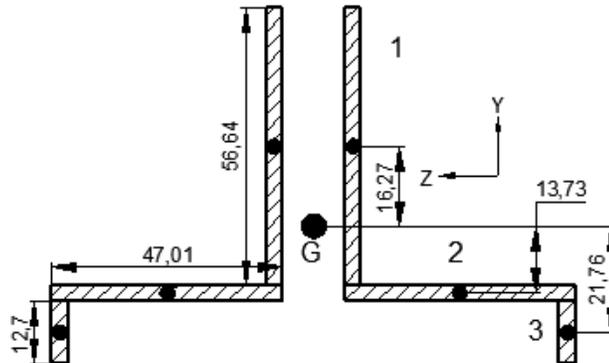
$$\underline{\Sigma Mz=0}$$

$$Mz=119.18(2)+40.19(2)(6.35)$$

$$Mz=748.77 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 341 DCL carga mínima en el centroide de la junta soldada de la placa de acople del soporte lateral**

Las propiedades de la sección serán:



**Figura 4. 342 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la placa de acople del soporte lateral**

$$Iz1 := 2 \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 56.64^3 + h \cdot 56.64 \cdot 16.27^2 \right) = 202937.88 \quad \text{mm}^4$$

$$Iz2 := 2 \left( \frac{1}{12} \cdot 47.01 \cdot h^3 + 47.01 \cdot h \cdot 13.73^2 \right) = 59977.29 \quad \text{mm}^4$$

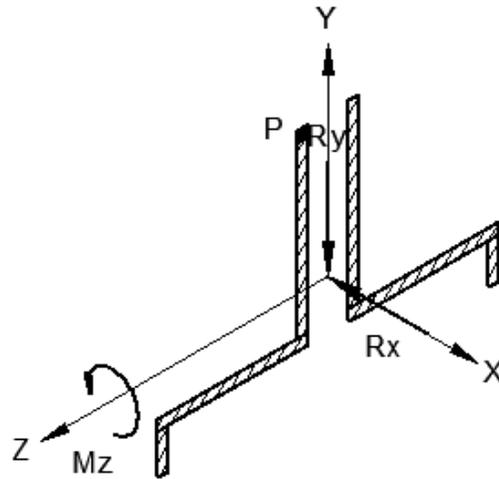
$$Iz3 := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 12.7^3 + h \cdot 12.7 \cdot 21.76^2 \right) = 41644.93 \quad \text{mm}^4$$

$$Izz := Iz1 + Iz2 + Iz3 = 304560.1 \quad \text{mm}^4$$

$$A := 2 \cdot 56.64 \cdot h + 2 \cdot 47.01 \cdot h + 2 \cdot h \cdot 12.7 = 783.52 \quad \text{mm}^2$$

Pasando las cargas a la junta soldada obtenemos el punto crítico P:

**Carga máxima:**



$$R_y := 80.389.8 = 787.72 \quad \text{N}$$

$$R_x := 134.129.8 = 1314.38 \quad \text{N}$$

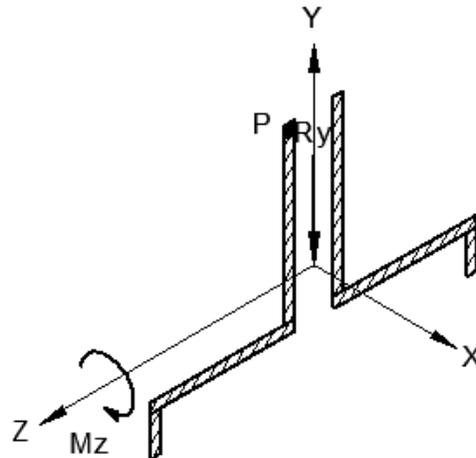
$$M_z := 7931.479.8 = 77728.41 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 343 DCL carga máxima en la junta soldada de la placa de acople del soporte lateral**

$$\tau_{xx} := \frac{M_z \cdot 45.41}{I_{zz}} + \frac{R_x}{A} = 13.27 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xy} := \frac{R_y}{A} = 1.01 \quad \text{MPa}$$

**Carga mínima:**



$$R_y := 80.389.8 = 787.72 \quad \text{N}$$

$$M_z := 748.779.8 = 7337.95 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 344 DCL carga máxima en la junta soldada de la placa de acople del soporte lateral**

$$\tau_{xx} := \frac{-M_z \cdot 45.41}{I_{zz}} = -1.09 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xy} := \frac{R_y}{A} = 1.01 \quad \text{MPa}$$

Debido a que los esfuerzos varían desde magnitudes negativas hasta positivas, es conveniente analizarlos individualmente, pues no podemos asegurar que el esfuerzo resultante se encuentre en la misma dirección en los 2 estados de carga.

Como vemos, el esfuerzo producido por  $M_z$  es mucho mayor al producido por  $R_y$ , por lo que utilizaremos el primero para la solución del diseño de la junta.

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_{xx} + \tau_{ny}}{2} = 6.09 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{xx} - \tau_{ny}}{2} = 7.18 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 6.09 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 14.36 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.65 \quad \text{Factor de superficie: Proceso realizado a mano}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 232.7} = 22.62 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 232.7 mm.}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.89 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55 \quad \text{Factor de carga cortante}$$

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 4.31$$

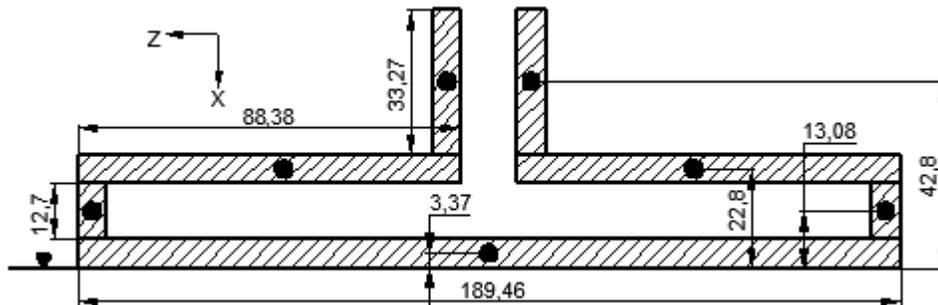
#### 4.4.4.2 Soldadura 2: Placa Base

Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/8"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{8} \cdot 25.4 = 6.73 \quad \text{mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

Para empezar determinaremos la ubicación del centroide de la junta.

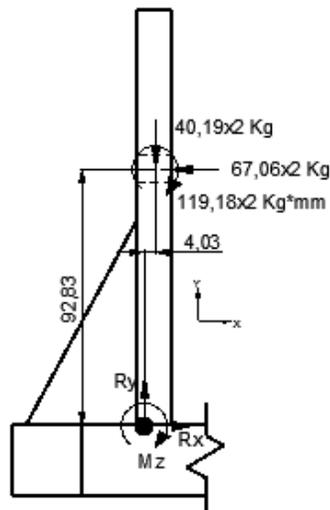


**Figura 4. 345 Sección transversal de la junta soldada de la placa base del soporte lateral**

$$Z_m := \frac{2 \cdot 33.27h \cdot 42.8 + 2 \cdot 88.38h \cdot 22.8 + 2 \cdot 12.7h \cdot 13.08 + 189.46h \cdot 3.37}{2 \cdot 33.27h + 2 \cdot 88.38h + 2 \cdot 12.7h + 189.46h} = 17.13 \text{ mm}$$

Ahora determinaremos las cargas que soporta la junta.

**Carga máxima:** Al extraer el tubo más grande.



$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$R_y = 40.19(2)$$

$$R_y = 80.38 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma F_x = 0}$$

$$R_x = 67.06(2)$$

$$R_x = 134.12 \text{ Kg}$$

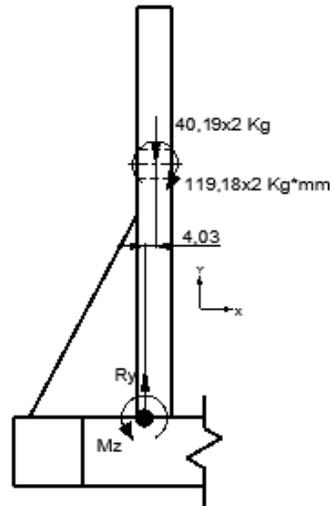
$$\underline{\Sigma M_z = 0}$$

$$M_z = 67.06(2)(92.83) - 40.19(2)(4.03) - 119.18(2)$$

$$M_z = 11888.07 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 346 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa base del soporte lateral**

**Carga mínima:** Cuando el tubo reposa en la máquina.



$$\underline{\Sigma Fy=0}$$

$$Ry=40.19(2)$$

$$Ry=80.38 \text{ Kg}$$

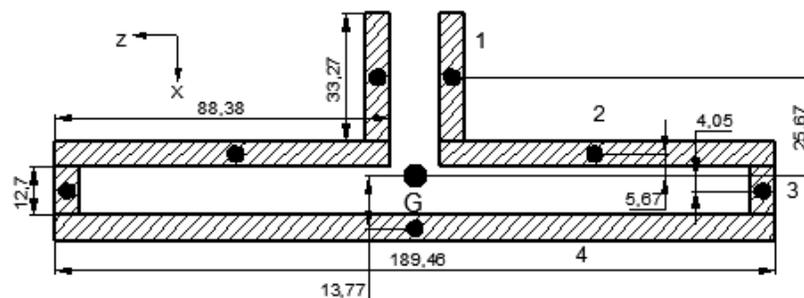
$$\underline{\Sigma Mz=0}$$

$$Mz=119.18(2)+40.19(2)(4.03)$$

$$Mz=562.29 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 347 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa base del soporte lateral**

Las propiedades de la sección serán:



**Figura 4. 348 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la placa base del soporte lateral**

$$Iz1 := 2 \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 33.27^3 + h \cdot 33.27 \cdot 25.67^2 \right) = 336602.22 \quad \text{mm}^4$$

$$Iz2 := 2 \left( \frac{1}{12} \cdot 88.38 h^3 + 88.38 h \cdot 5.67^2 \right) = 42766.27 \quad \text{mm}^4$$

$$Iz3 := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 12.7^3 + h \cdot 12.7 \cdot 4.05^2 \right) = 5104.64 \quad \text{mm}^4$$

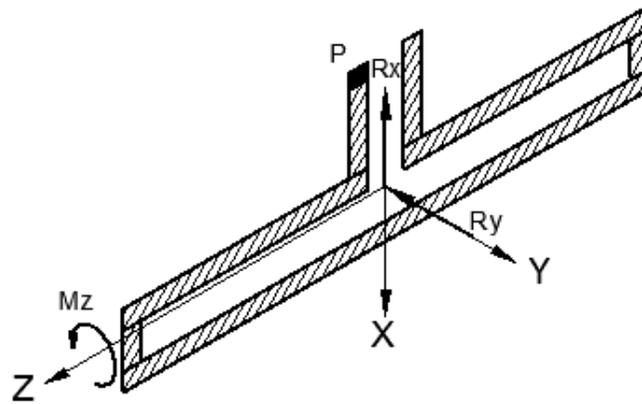
$$Iz4 := \frac{1}{12} \cdot 189.46 h^3 + 189.46 h \cdot 13.77^2 = 246740.49 \quad \text{mm}^4$$

$$Izz := Iz1 + Iz2 + Iz3 + Iz4 = 631213.62 \quad \text{mm}^4$$

$$A := 2 \cdot 33.27 h + 2 \cdot 88.38 h + 2 \cdot h \cdot 12.7 + 189.46 h = 3085.33 \quad \text{mm}^2$$

Pasando las cargas a la junta soldada obtenemos el punto crítico P:

**Carga máxima:**



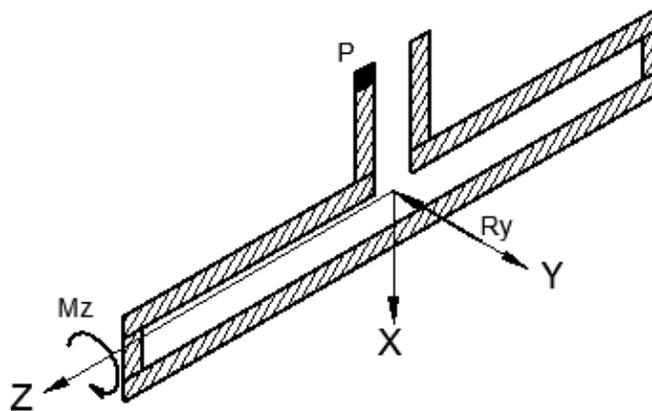
**Figura 4. 349 DCL carga máxima en la junta soldada de la placa base del soporte lateral**

$$R_y := 80.389.8 = 787.72 \quad \text{N} \quad M_z := 11888.079.8 = 116503.09 \quad \text{N.mm}$$

$$R_x := 134.129.8 = 1314.38 \quad \text{N}$$

$$\tau_{xy} := \frac{M_z \cdot 42.3}{I_{zz}} + \frac{R_y}{A} = 8.06 \quad \text{MPa} \quad \tau_{xx} := \frac{R_x}{A} = 0.26 \quad \text{MPa}$$

**Carga mínima:**



**Figura 4. 350 DCL carga mínima en la junta soldada de la placa base del soporte lateral**

$$R_y := 80.389.8 = 787.72 \quad \text{N} \quad M_z := 562.299.8 = 5510.44 \quad \text{N.mm}$$

$$\tau_{ny} := \frac{-M_z \cdot 42.3}{I_{zz}} + \frac{R_y}{A} = -0.11 \quad \text{MPa}$$

Debido a que los esfuerzos varían desde magnitudes negativas hasta positivas, es conveniente analizarlos individualmente, pues no podemos asegurar que el esfuerzo resultante se encuentre en la misma dirección en los 2 estados de carga.

Como vemos, el esfuerzo producido por  $M_z$  es mucho mayor al producido por  $R_x$ , por lo que utilizaremos el primero para la solución del diseño de la junta.

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_{xy} + \tau_{ny}}{2} = 3.97 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{xy} - \tau_{ny}}{2} = 4.09 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 3.97 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 8.18 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 348 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa}$$

Materiales ferrosos

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.65$$

Factor de superficie: Proceso realizado a mano

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 458.16} = 44.88 \quad \text{mm}$$

Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 458.16 mm.

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.83$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55$$

Factor de carga cortante

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 7$$

#### 4.4.4.3 Soldadura 3: Tubo

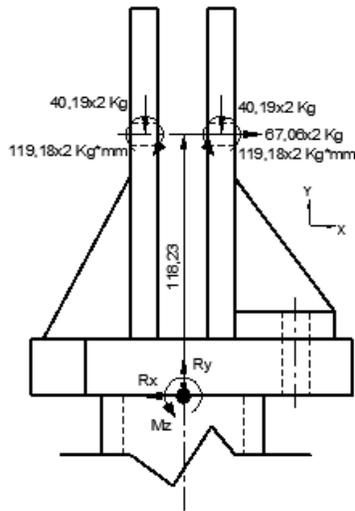
Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/8"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{8} \cdot 25.4 = 6.73 \quad \text{mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

Debido a que el centroide de la junta es conocido, determinaremos las cargas que soporta la misma.

**Carga máxima:** Al introducir el tubo más grande.



$$\Sigma Fy=0$$

$$Ry=40.19(4)$$

$$Ry=160.76 \text{ Kg}$$

$$\Sigma Fx=0$$

$$Rx=67.06(2)$$

$$Rx=134.12 \text{ Kg}$$

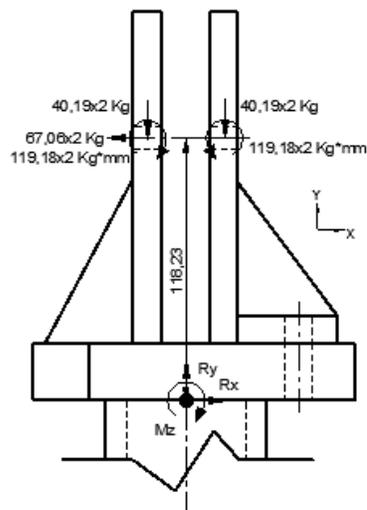
$$\Sigma Mz=0$$

$$Mz=67.06(2)(118.23)$$

$$Mz=15857.01 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 351 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada del tubo del soporte lateral**

**Carga mínima:** Al extraer el tubo más grande.



$$\Sigma Fy=0$$

$$Ry=40.19(4)$$

$$Ry=160.76 \text{ Kg}$$

$$\Sigma Fx=0$$

$$Rx=67.06(2)$$

$$Rx=134.12 \text{ Kg}$$

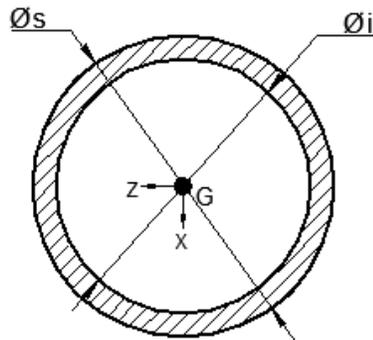
$$\Sigma Mz=0$$

$$Mz=67.06(2)(118.23)$$

$$Mz=15857.01 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 352 DCL carga mínima en el centroide de la junta soldada del tubo del soporte lateral**

Las propiedades de la junta son:



$$\phi_i := 73.025 \quad \text{mm}$$

$$\phi_s := \phi_i + 2 \cdot h = 86.49 \quad \text{mm}$$

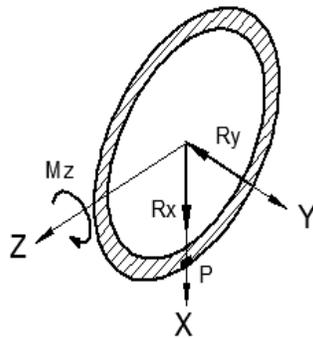
$$A := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi_s^2 - \phi_i^2) = 1687.39 \quad \text{mm}^2$$

$$I_{zz} := \frac{\pi}{64} \cdot (\phi_s^4 - \phi_i^4) = 1351360.42 \quad \text{mm}^4$$

**Figura 4. 353 Sección transversal de la junta soldada del tubo del soporte lateral**

Pasando las cargas a la junta soldada obtenemos el punto crítico P:

**Carga máxima:**



$$R_y := 160.769.8 = 1575.45 \quad \text{N}$$

$$R_x := 134.129.8 = 1314.38 \quad \text{N}$$

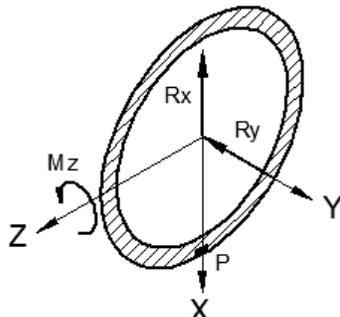
$$M_z := 15857.019.8 = 155398.7 \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

**Figura 4. 354 DCL carga máxima en la junta soldada del tubo del soporte lateral**

$$\tau_{xy} := \frac{M_z \cdot \frac{\phi_s}{2}}{I_{zz}} + \frac{R_y}{A} = 5.91 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xx} := \frac{R_x}{A} = 0.78 \quad \text{MPa}$$

**Carga mínima:**



$$R_y := 160.769.8 = 1575.45 \quad \text{N}$$

$$R_x := 134.129.8 = 1314.38 \quad \text{N}$$

$$M_z := 15857.019.8 = 155398.7 \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

**Figura 4. 355 DCL carga mínima en la junta soldada del tubo del soporte lateral**

$$\tau_{my} := \frac{-M_z \cdot \frac{\phi_s}{2}}{I_{zz}} + \frac{R_y}{A} = -4.04 \text{ MPa}$$

$$\tau_{mx} := \frac{-R_x}{A} = -0.78 \text{ MPa}$$

Debido a que los esfuerzos varían desde magnitudes negativas hasta positivas, es conveniente analizarlos individualmente, pues no podemos asegurar que el esfuerzo resultante se encuentre en la misma dirección en los 2 estados de carga.

Como vemos, el esfuerzo producido por  $M_z$  es mucho mayor al producido por  $R_x$ , por lo que utilizaremos el primero para la solución del diseño de la junta.

$$\tau_m := \frac{\tau_{xy} + \tau_{my}}{2} = 0.93 \text{ MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{xy} - \tau_{my}}{2} = 4.97 \text{ MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 0.93 \text{ MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 9.95 \text{ MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \text{ MPa}$$

$$S_y := 345 \text{ MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \text{ MPa}$$

Materiales ferrosos

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.65$$

Factor de superficie: Proceso realizado a mano

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi_s = 32$$

mm Diámetro equivalente: sección circular hueca que no gira

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.86$$

Factor de tamaño

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55$$

Factor de carga cortante

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot Su}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} Su}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 6.47$$

#### 4.4.5 DISEÑO DE LA BASE DE LOS SOPORTES LATERALES

Para la base se propone el siguiente modelo:

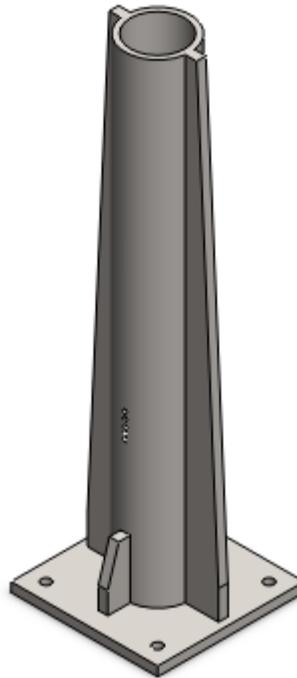


Figura 4. 356 Base del soporte lateral

**Carga máxima:** Cuando el tubo más grande se inserta en el torno.

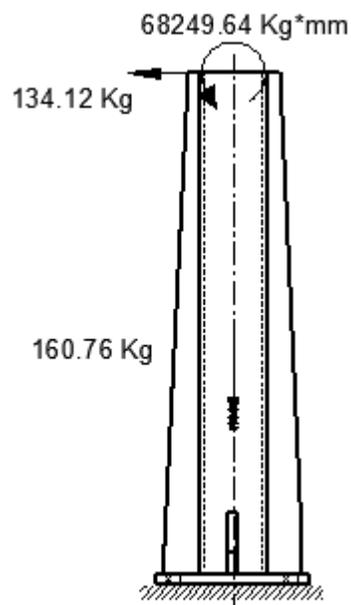
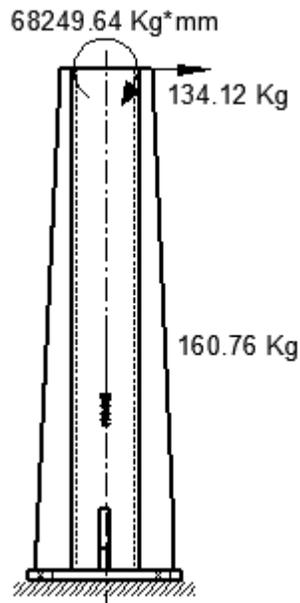


Figura 4. 357 DCL carga máxima en la base del soporte lateral

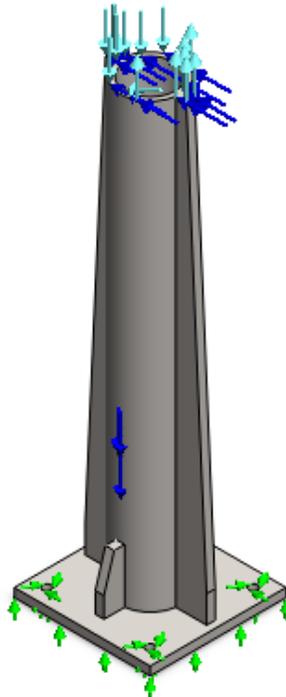
**Carga mínima:** Cuando el tubo más grande se extrae del torno



**Figura 4. 358 DCL carga mínima en la base del soporte lateral**

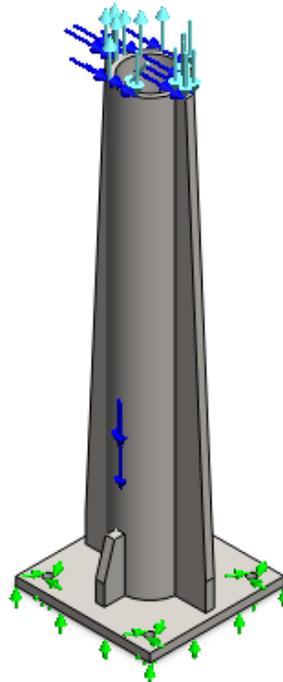
Para el cálculo de los esfuerzos en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:

**Carga máxima:**



**Figura 4. 359 Ubicación de la carga máxima en la base del soporte lateral**

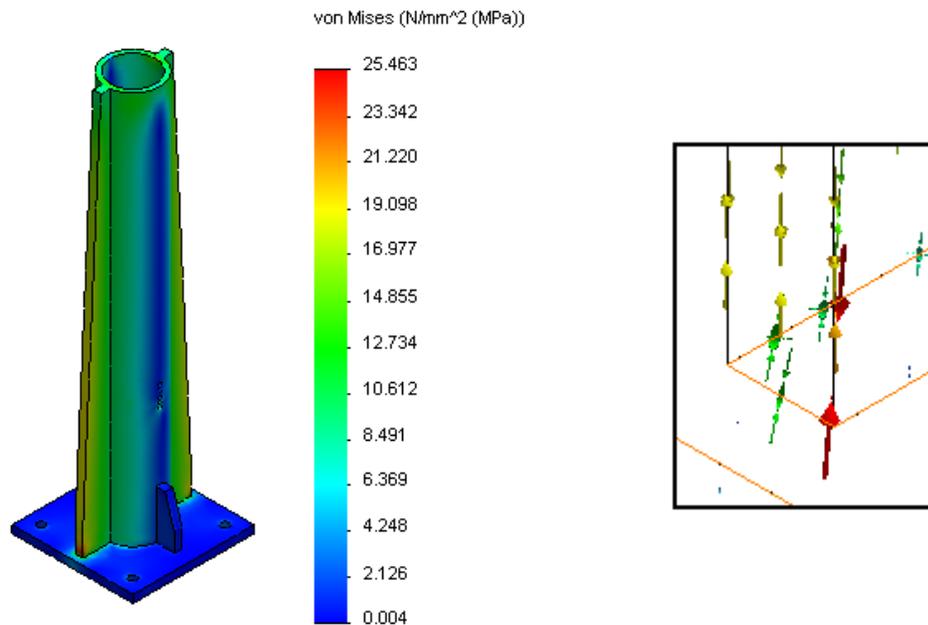
**Carga mínima:**



**Figura 4. 360 Ubicación de la carga mínima en la base del soporte lateral**

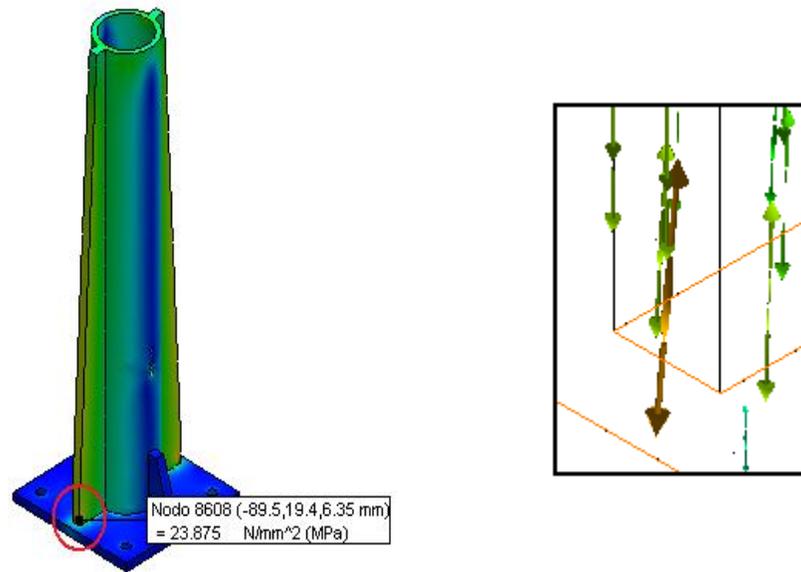
Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar la siguiente zona crítica:

**Carga máxima:**



**Figura 4. 361 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la base del soporte lateral**

**Carga mínima:**



**Figura 4. 362 Simulación del esfuerzo mínimo de Von Mises en la base del soporte lateral**

Como vemos, el sentido del esfuerzo cambia en los diferentes estados de carga, obteniendo así los siguientes esfuerzos:

$$\sigma_x := 25.46 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_n := -23.86 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 0.8 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 24.66 \quad \text{MPa}$$

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 250 \quad \text{MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{12.745} = 19.316 \text{mm}$$

Diámetro equivalente: Sección rectangular de 12.7x45mm no rotativa

$$K_b := 1.24(\phi_e)^{-0.107} = 0.903$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Kc)

$$K_c := 1$$

Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 5.474$$

#### 4.4.5.1 Diseño de la Junta Soldada de la Base de los Soportes Laterales

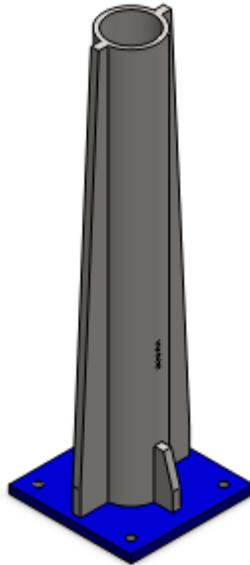


Figura 4. 363 Junta soldada de la base del soporte lateral

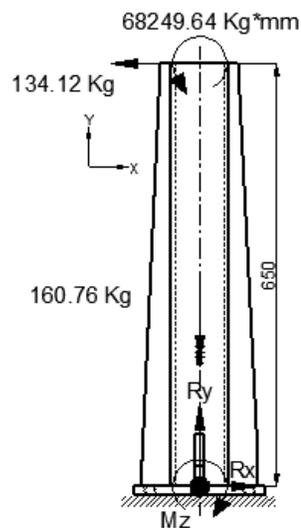
Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/8"

$h := 0.707 \cdot \frac{3}{8} \cdot 25.4 = 6.734$  mm      Altura de la garganta

Debido a que el centroide de la junta es conocido, determinaremos las cargas que soporta la misma.

**Carga máxima:** Al introducir el tubo más grande.



$$\underline{\Sigma Fy=0}$$

$$Ry=160.76 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma Fx=0}$$

$$Rx=134.12 \text{ Kg}$$

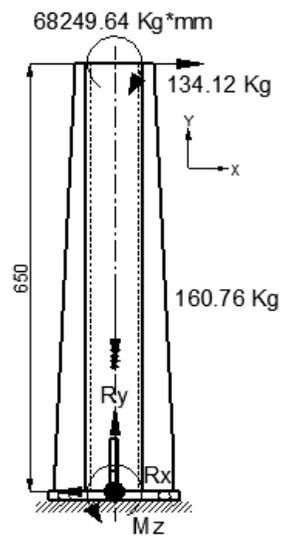
$$\underline{\Sigma Mz=0}$$

$$Mz=134.12(650)+68249.64$$

$$Mz=155427.64 \text{ Kg*mm}$$

Figura 4. 364 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la base del soporte lateral

**Carga mínima:** Al extraer el tubo más grande.



$$\Sigma Fy=0$$

$$Ry=160.76 \text{ Kg}$$

$$\Sigma Fx=0$$

$$Rx=134.12 \text{ Kg}$$

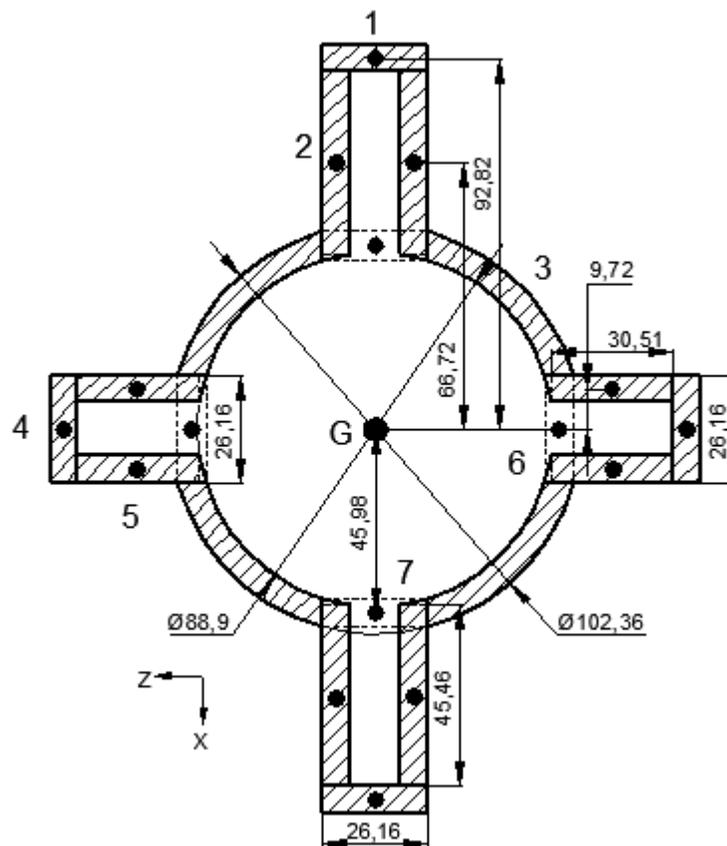
$$\Sigma Mz=0$$

$$Mz=134.12(650)+68249.64$$

$$Mz=155427.64 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 365 DCL carga mínima en el centroide de la junta soldada de la base del soporte lateral**

Las propiedades de la junta son:



**Figura 4. 366 Distancia del centroide de los cordones de soldadura al centroide de la junta soldada de la base del soporte lateral**

$$I_{z1} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 26.16 h^3 + 26.16 h \cdot 92.8^2 \right) = 3.037 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z2} := 4 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 45.46^3 + h \cdot 45.46 \cdot 66.7^2 \right) = 5.662 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z3} := \frac{\pi}{64} \cdot (102.36^4 - 88.9^4) = 2.323 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z4} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 26.16^3 \right) = 2.009 \times 10^4 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z5} := 4 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 30.51 h^3 + 30.51 h \cdot 9.7^2 \right) = 8.075 \times 10^4 \quad \text{mm}^4$$

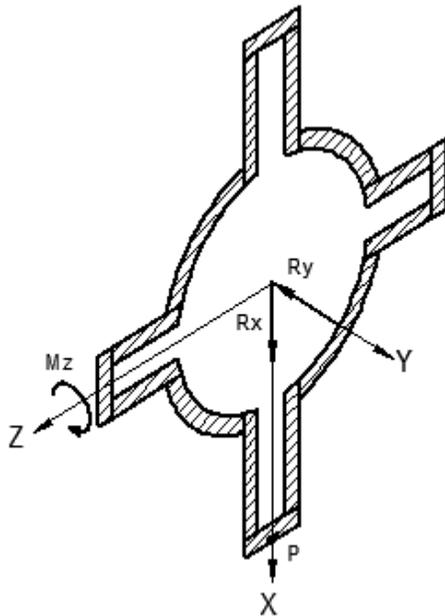
$$I_{z6} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 26.16^3 \right) = 2.009 \times 10^4 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z7} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 26.16 h^3 + 26.16 h \cdot 45.9^2 \right) = 7.462 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{zz} := I_{z1} + I_{z2} + I_{z3} + I_{z4} + I_{z5} - I_{z6} - I_{z7} = 1.036 \times 10^7 \quad \text{mm}^4$$

$$A := 4 \cdot 26.16 \cdot h + 4 \cdot 45.46 \cdot h + \frac{\pi}{4} \cdot (102.36^2 - 88.9^2) + 4 \cdot h \cdot 30.51 - 4 \cdot 26.16 \cdot h = 4.068 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

Pasando las cargas a la junta soldada obtenemos el punto crítico P:  
**Carga máxima:**



$$R_y := 160.76 \cdot 9.8 = 1.575 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$R_x := 134.12 \cdot 9.8 = 1.314 \times 10^3 \quad \text{N}$$

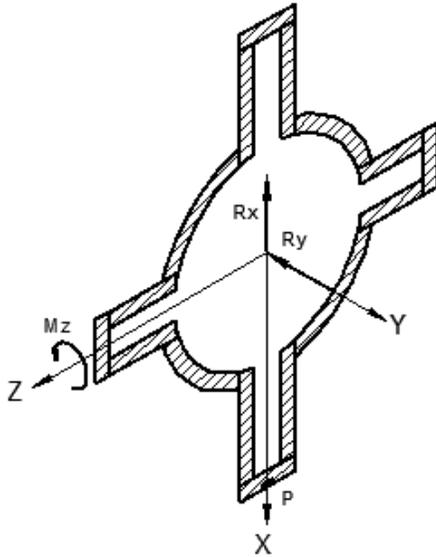
$$M_z := 155427.64 \cdot 9.8 = 1.523 \times 10^6 \quad \text{N.mm}$$

$$\tau_{xy} := \frac{M_z \cdot 96.18}{I_{zz}} + \frac{R_y}{A} = 14.533 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xx} := \frac{R_x}{A} = 0.323 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 367 DCL carga máxima en la junta soldada de la base del soporte lateral**

## Estado crítico 2:



$$R_y := 160.769.8 = 1.575 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$R_x := 134.129.8 = 1.314 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$M_z := 155427.649.8 = 1.523 \times 10^6 \quad \text{N.mm}$$

$$\tau_{ny} := \frac{-M_z \cdot 96.18}{I_{zz}} + \frac{R_y}{A} = -13.759 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{nx} := \frac{-R_x}{A} = -0.323 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 368 DCL carga mínima en la junta soldada de la base del soporte lateral**

Debido a que los esfuerzos varían desde magnitudes negativas hasta positivas, es conveniente analizarlos individualmente, pues no podemos asegurar que el esfuerzo resultante se encuentre en la misma dirección en los 2 estados de carga.

Como vemos, el esfuerzo producido por  $M_z$  es mucho mayor al producido por  $R_x$ , por lo que utilizaremos el primero para la solución del diseño de la junta.

$$\tau_m := \frac{\tau_{xy} + \tau_{ny}}{2} = 0.387 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{xy} - \tau_{ny}}{2} = 14.146 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 0.387 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 28.292 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa}$$

Materiales ferrosos

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.654$$

Factor de superficie: Proceso realizado a mano

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 583.16} = 50.635 \text{ mm}$$

Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 583.16 mm.

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.815$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Kc)

$$K_c := 0.258 \cdot S_u^{0.125} = 0.55$$

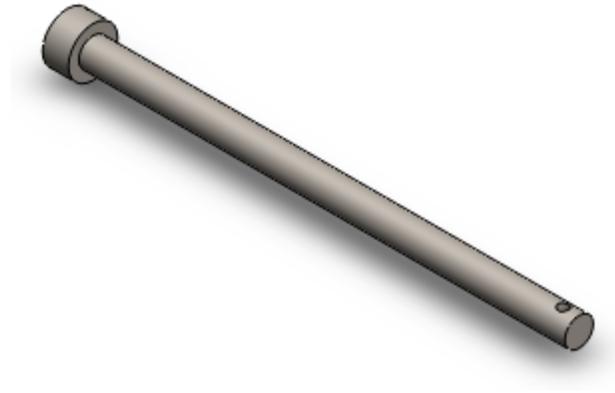
Factor de carga cortante

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 2.206$$

#### 4.4.5.2 Diseño del pasador de los soportes laterales

El modelo propuesto para el pasador es el siguiente:



**Figura 4. 369 Pasador del soporte lateral**

El pasador tiene un diámetro de 5.5 mm y se fijará usando un bocín en su otro extremo.

$$\phi := 5.5 \text{ mm}$$

El pasador soporta su máxima carga cuando el tubo más grande se posa sobre la máquina. Dicha carga es equivalente a 160.77 Kg, y varía entre esta magnitud y 0 Kg.

$$P_x := \frac{160.779.8}{2} = 787.773 \text{ N}$$

Este pasador falla por esfuerzo cortante debido a su configuración. El esfuerzo cortante será:

$$\tau_x := \frac{P_x}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi^2} = 33.158 \text{ MPa}$$

$$\tau_m := \frac{\tau_x + 0}{2} = 16.579 \text{ MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - 0}{2} = 16.579 \text{ MPa}$$

El material para fabricar el pasador será AISI 1020 CD, el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_u := 470 \text{ MPa}$$

$$S_y := 390 \text{ MPa}$$

Una vez que tenemos los esfuerzos calculados, vamos a determinar los factores que reducen el límite de resistencia estático cuando se trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 235 \text{ MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 S_u^{-0.265} = 0.871 \quad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi = 2.035 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 1.149 \quad \text{Factor de tamaño no se aplica pues es mayor a 1}$$

Kc)

$$K_c := 0.328 (S_u)^{0.125} = 0.708 \quad \text{Factor de carga a cortante}$$

El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS_\tau := \frac{0.58 S_y}{\tau_m + \frac{0.58 S_y}{K_a \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_a} = 5.328$$

El factor de seguridad a fatiga cumple con las especificaciones solicitadas por SERTECPET.

#### 4.4.5.3 Diseño de los pernos de anclaje de los soportes laterales

##### Datos del perno:

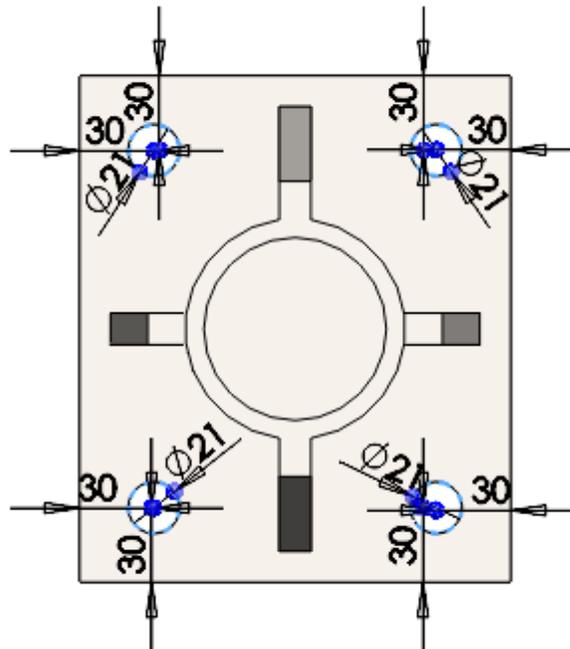
Perno M20x2.5

$\phi$ := 20	mm	Diámetro
$A_t$ := 245	mm <sup>2</sup>	Área a la tracción
$E$ := 207	GPa	Modulo de elasticidad
$p$ := 2.5	mm	Paso

##### Desarrollo:

Se recomienda posicionar los pernos a una distancia  $s=1.5\phi$  de los bordes de la placa.

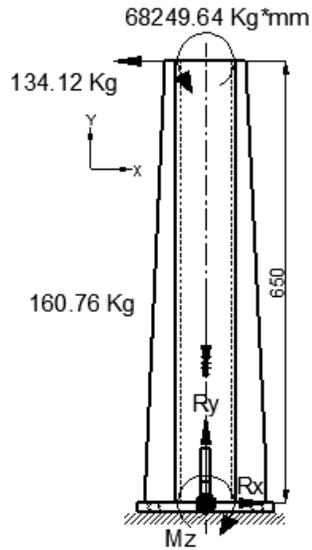
$$s := 1.5 \cdot \phi = 30 \quad \text{mm}$$



**Figura 4. 370 Ubicación de los agujeros de los pernos de anclaje del soporte**

Del diseño de la junta soldada podemos obtener las siguientes cargas que afectan a la junta:

**Carga máxima:** Al introducir el tubo más grande.



$$\underline{\Sigma Fy=0}$$

$$Ry := 160.76 \cdot 9.8 = 1575.448 \text{ N}$$

$$\underline{\Sigma Fx=0}$$

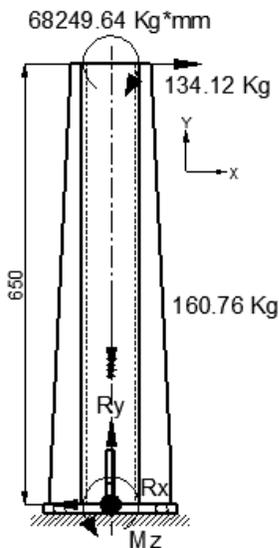
$$Rx := 134.12 \cdot 9.8 = 1314.376 \text{ N}$$

$$\underline{\Sigma Mz=0}$$

$$Mz := 155427.649 \cdot 9.8 = 1.523 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

**Figura 4. 371 DCL carga máxima en el centroide de los pernos de anclaje del soporte lateral**

**Carga mínima:** Al extraer el tubo más grande.



$$\underline{\Sigma Fy=0}$$

$$Ry := 160.76 \cdot 9.8 = 1575.448 \text{ N}$$

$$\underline{\Sigma Fx=0}$$

$$Rx := -134.12 \cdot 9.8 = -1314.376 \text{ N}$$

$$\underline{\Sigma Mz=0}$$

$$Mz := 155427.649 \cdot 9.8 = 1.523 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

**Figura 4. 372 DCL carga mínima en el centroide de los pernos de anclaje del soporte lateral**

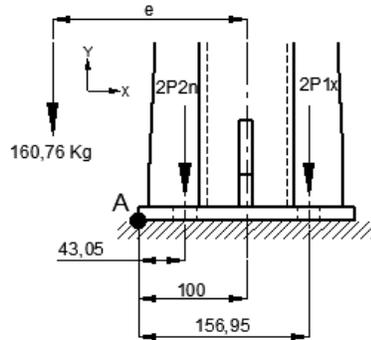
Debido a que el espesor de la placa es desconocido, utilizaremos estas cargas como referencia para el diseño de los pernos de anclaje.

### Carga máxima:

El momento  $M_z$  tiende a desplazar la carga resultante en la dirección en que se da la compresión en la placa de apoyo. Es importante analizar la distancia que se desplaza la carga resultante, pues de ella depende el procedimiento de diseño.

$$e := \frac{M_z}{R_y} = 966.83 \quad \text{mm}$$

El diagrama de fuerzas equivalente será:



$$\Sigma F_y = 0$$

$$2P1x + 2P2n + 160.76 = 0 \quad (1)$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$160.76(e - 100) - 2P2n(43.05) - 2P1x(156.95) = 0 \quad (2)$$

**Figura 4. 373 Diagrama de fuerza máxima equivalente en la junta empernada del soporte lateral**

Resolviendo (1) y (2) obtenemos las fuerzas de tracción sobre los pernos.

$$P1x := 642.11 \cdot 9.8 = 6292.678 \quad \text{N}$$

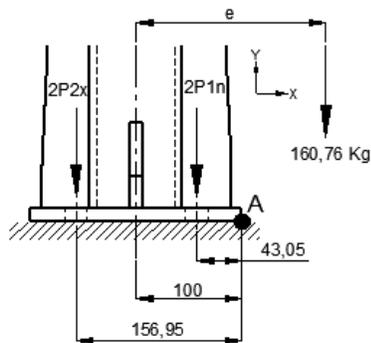
$$P2n := -722.49 \cdot 9.8 = -7080.402 \quad \text{N} \quad \text{No soporta carga de tracción.}$$

### Carga mínima:

El momento  $M_z$  provoca una excentricidad de la carga vertical equivalente a:

$$e := \frac{M_z}{R_y} = 966.83 \quad \text{mm}$$

El diagrama de fuerzas equivalente será:



$$\Sigma F_y = 0$$

$$2P1n + 2P2x + 160.76 = 0 \quad (1)$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$160.76(e - 100) - 2P1n(43.05) - 2P2x(156.95) = 0 \quad (2)$$

**Figura 4. 374 Diagrama de fuerza mínima equivalente en la junta empernada del soporte lateral**

Resolviendo (1) y (2) obtenemos las fuerzas de tracción sobre los pernos.

$$P_{1n} := -722.49 \cdot 9.8 = -7080.402 \quad \text{N} \quad \text{No soporta carga de tracción.}$$

$$P_{2x} := 642.11 \cdot 9.8 = 6292.678 \quad \text{N}$$

Se considerará como carga mínima la precarga, pues no existen cargas que superen a esta sin superar la carga máxima.

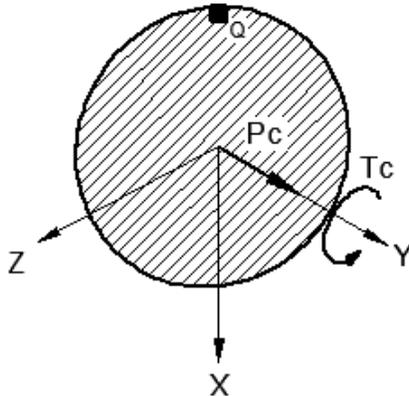
Para prevenir que la junta se afloje y que la carga la soporte en su totalidad la junta empernada, deberemos aplicar una precarga mayor a la fuerza máxima de tracción que soporta el perno.

$$P_c := 10000 \quad \text{N}$$

Para obtener dicha fuerza de precarga, el torque de aprieta deberá ser:

$$T_c := 0.3 \cdot P_c \cdot \phi = 6 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

Durante el ensamble de la junta, el perno soportará el siguiente estado de carga:



$$\sigma := \frac{P_c}{A_t} = 40.82 \quad \text{MPa}$$

$$\phi_t := \sqrt{\frac{A_t \cdot 4}{\pi}} = 17.66 \quad \text{mm}$$

$$\tau := \frac{T_c \cdot \frac{\phi_t}{2}}{\frac{\pi}{32} \phi_t^4} = 55.46 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 375 Cargas de montaje en los pernos de anclaje del soporte lateral**

El esfuerzo de Von Mises será:

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = 104.38 \quad \text{MPa}$$

Utilizando pernos grado 8.8, pues es el disponible en el mercado

$$S_u := 830 \quad \text{MPa} \quad \text{Resistencia de tensión mínima}$$

$$S_p := 600 \quad \text{MPa} \quad \text{Resistencia mínima de prueba}$$

La resistencia mínima de prueba asegura que el perno no se deformará plásticamente.

El factor de seguridad para el montaje será de:

$$FS := \frac{Sp}{\sigma_v} = 5.75$$

Para liberar al perno del torque aplicado, giraremos 30° después de alcanzar el torque de apriete y regresaremos el mismo ángulo, dejando así al perno libre de cargas de torsión.

La carga total en el perno será de:

$$F := P_c + P_{1x} = 1.629 \times 10^4 \text{ N}$$

Los esfuerzos en el perno serán:

$$\sigma_x := \frac{F}{A_t} = 66.501 \text{ MPa} \quad \tau_x := \frac{\frac{-R_x}{4}}{A_t} = 1.341 \text{ MPa}$$

$$\sigma_n := \frac{P_c}{A_t} = 40.816 \text{ MPa} \quad \tau_n := 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 53.659 \text{ MPa} \quad \tau_m := \frac{\tau_x + \tau_n}{2} = 0.671 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 12.842 \text{ MPa} \quad \tau_a := \frac{\tau_x - \tau_n}{2} = 0.671 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos equivalentes de Von Mises serán:

$$\sigma_{vm} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = 53.671 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{va} := \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = 12.895 \text{ MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo:

$$k_f := 3 \quad \text{Para roscas laminadas y de grado mayor a 6.6}$$

$$\sigma_{mf} := \sigma_{vm} = 53.671 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{af} := k_f \cdot \sigma_{va} = 38.684 \text{ MPa}$$

Este concentrador de esfuerzo incluye la sensibilidad de la muesca y al acabado superficial.

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia del perno cuando este trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 415 \text{ MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

El factor de superficie ya fue considerado y el factor de tamaño no se aplican para carga axial pura.

Kc)

$$K_c := 1.43 S_p^{-0.078} = 0.868 \quad \text{Factor de carga axial}$$

El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{S_p}{\sigma_{mf} + \frac{S_p}{K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{af}} = 5.081$$

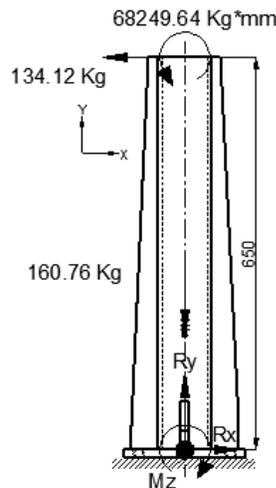
#### 4.4.5.4 Diseño de los apoyos de los soportes laterales

Las placas de apoyo suelen diseñarse para resistir momentos flexionantes, así como cargas axiales.

Una carga axial ocasiona compresión entre una placa de base y la zapata del soporte, mientras que un momento incrementa la compresión en un lado y la disminuye en el otro.

Para empezar estableceremos las cargas que esfuerzan a la placa de apoyo, datos que tomaremos del diseño de la junta soldada.

**Carga máxima:** Al introducir el tubo más grande.



$$\underline{\Sigma F_y=0}$$

$$R_y := 160.76 \cdot 9.8 = 1575.448 \quad \text{N}$$

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

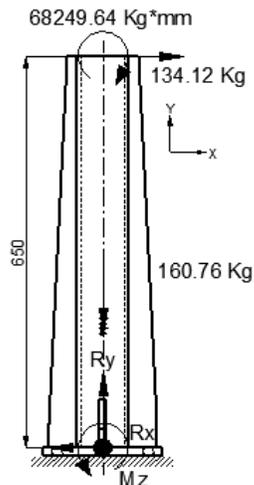
$$R_x := 134.12 \cdot 9.8 = 1314.376 \quad \text{N}$$

$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

$$M_z := 155427.64 \cdot 9.8 = 1.523 \times 10^6 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 376 DCL carga máxima en el centroide de la placa de apoyo del soporte lateral**

**Carga mínima:** Al extraer el tubo más grande.



$$\underline{\Sigma F_y=0}$$

$$R_y := 160.76 \cdot 9.8 = 1575.448 \quad \text{N}$$

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_x := 134.12 \cdot 9.8 = 1314.376 \quad \text{N}$$

$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

$$M_z := 155427.64 \cdot 9.8 = 1.523 \times 10^6 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 377 carga mínima en el centroide de la placa de apoyo del soporte lateral**

Tomaremos la carga vertical  $R_y$  y el momento flexionante  $M_z$  para el diseño del apoyo.

El momento  $M_z$  tiende a desplazar la carga resultante en la dirección en que se da la compresión en la placa de apoyo. Es importante analizar la distancia que se desplaza la carga resultante, pues de ella depende el procedimiento de diseño.

Si la excentricidad cae dentro del tercio medio de la placa se considera un momento pequeño, y se puede afirmar que toda la placa de apoyo trabaja a compresión. Por otro lado, si la excentricidad cae fuera del tercio medio de la placa, uno de los dos lados trabajará a tracción, la cual será soportada por los pernos de anclaje.

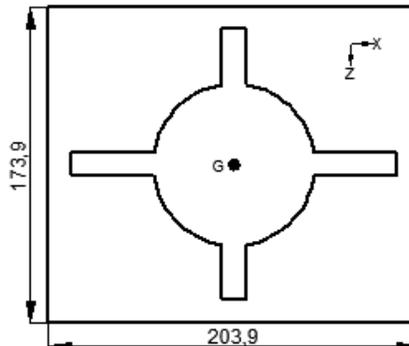
La excentricidad de la carga resultante está dada por:

$$e := \frac{M_z}{R_y} = 966.83 \text{ mm}$$

Según la especificación ASD, la presión ejercida por la placa de apoyo no deberá superar el 70% de la resistencia a compresión del concreto reforzado, la cual es de:

$$S_{cr} := 20.71 \text{ MPa}$$

Se propone una placa de las siguientes dimensiones y propiedades:



**Figura 4. 378 Dimensiones de la placa de apoyo del soporte lateral**

$$I_{zz} := \frac{1}{12} \cdot 173.9 \cdot 203.9^3 = 1.228 \times 10^8 \text{ mm}^4 \quad A := 173.9 \cdot 203.9 = 3.546 \times 10^4 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo permisible sobre el concreto será:

$$S_p := 0.7 \cdot S_{cr} = 14.497 \text{ MPa}$$

Del diseño de la junta obtenemos la carga que ejercen los pernos de anclaje sobre la placa:

$$P_{1x} := 18292.678 \text{ N} \quad P_{1n} := 12000 \text{ N}$$

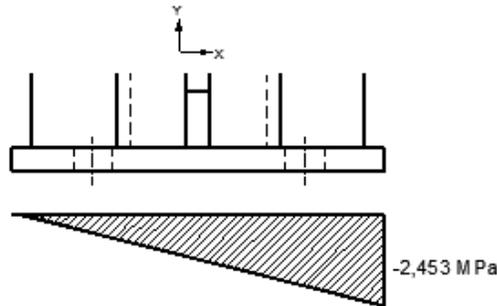
$$P_{2x} := 18292.678 \text{ N} \quad P_{2n} := 12000 \text{ N}$$

Los esfuerzos de compresión y tracción que ejercen la placa y los pernos de anclaje sobre el concreto durante la carga máxima serán:

$$\sigma_c := \frac{-R_y}{A} - \frac{R_y \cdot e \cdot 101.95}{I_{zz}} - \frac{2 \cdot P_{2n}}{A} - \frac{2 \cdot P_{1x}}{A} = -3.017 \text{ MPa} \quad \text{Ejercido por la placa, mucho menor a } S_p$$

$$\sigma_t := \frac{-R_y}{A} + \frac{R_y \cdot e \cdot 101.95}{I_{zz}} - \frac{2 \cdot P_{2n}}{A} - \frac{2 \cdot P_{1x}}{A} = -0.489 \text{ MPa} \quad \text{Ejercido por los pernos, mucho menor a } S_p$$

La distribución del esfuerzo será:



**Figura 4. 379 Distribución del esfuerzo en el concreto debajo de la placa de apoyo del soporte lateral**

La zapata de concreto reacciona sobre la placa con una presión que tiende a flexionar las partes en voladizo de ésta que quedan fuera del soporte.

El momento flexionante de la parte en voladizo será:

$$\sigma_i := \frac{-R_y}{A} - \frac{R_y \cdot e \cdot 89.45}{I_{zz}} - \frac{2 \cdot P_{2n}}{A} - \frac{2 \cdot P_{1x}}{A} = -2.862 \text{ MPa}$$

$$C1 := \left| \frac{12.5 \cdot 173.9 \sigma_i}{2} \right| = 3110.807 \text{ N}$$

$$C2 := \left| \frac{12.5 \cdot 173.9 \sigma_c}{2} \right| = 3279.258 \text{ N}$$

$$M := C1 \cdot \left( \frac{12.5}{3} \right) + C2 \cdot \left( 12.5 \cdot \frac{2}{3} \right) = 4.029 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

**Figura 4. 380 Distribución de la carga en la placa de apoyo del soporte lateral**

Este método supone un pequeño error en el cálculo de la carga C2 y la ubicación de su centro de gravedad, más está aprobado por la ASD pues se han obtenido resultados favorables.

Se propone un espesor t igual a:

$$t := 6.35 \text{ mm}$$

El esfuerzo de flexión máximo será:

$$\sigma_x := \frac{M \cdot \frac{t}{2}}{\frac{1}{12} \cdot 173.9 t^3} = 34.474 \text{ MPa}$$

Debido a que la tracción de los pernos se da antes de la sección en voladizo, tomaremos como esfuerzo mínimo 0 MPa.

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + 0}{2} = 17.237 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - 0}{2} = 17.237 \text{ MPa}$$

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_u := 410 \text{ MPa}$$

$$S_y := 250 \text{ MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \text{ MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{t \cdot 173.9} = 26.85$$

mm Diámetro equivalente: Sección rectangular de 6.35x173.9mm no rotativa

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.872$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Kc)

$$K_c := 1$$

Factor de carga: flexión

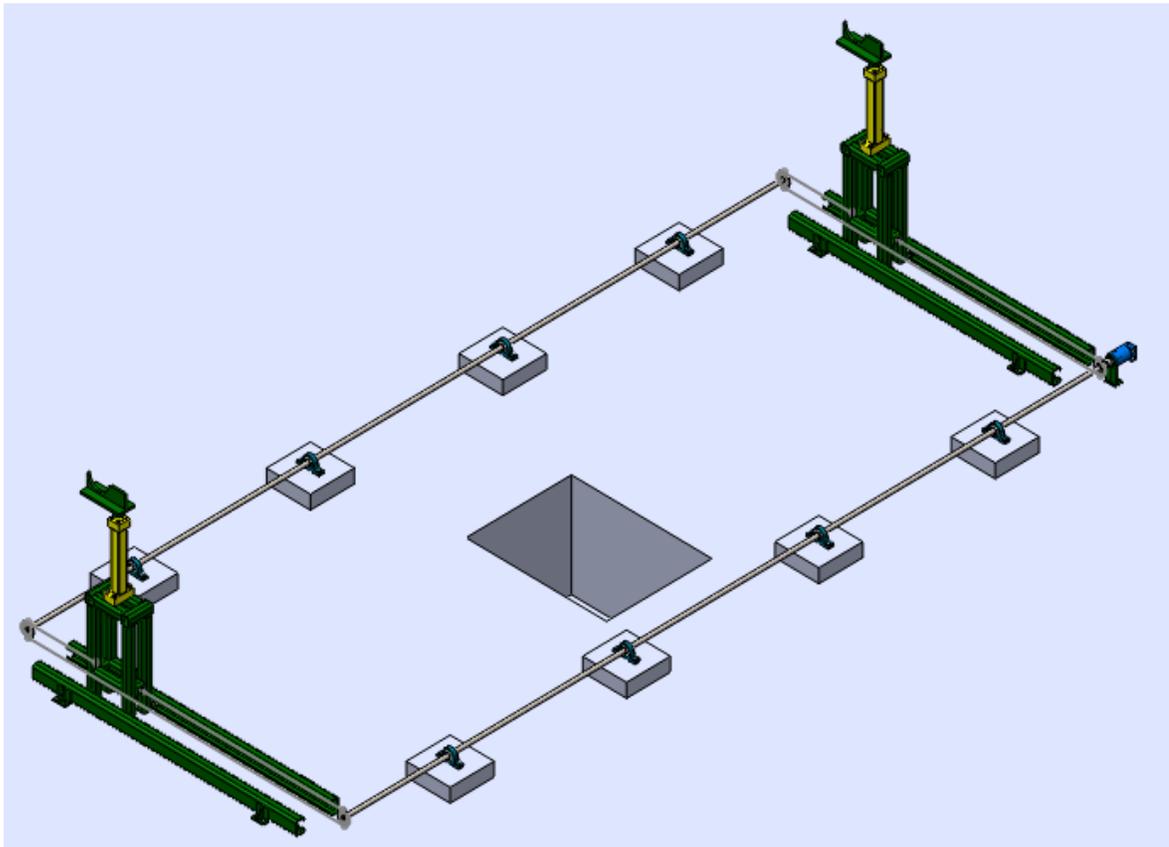
Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 5.027$$

## 4.5 MECANISMO DE ABASTECIMIENTO <sup>8</sup>

Este mecanismo se encarga de levantar el tubo desde el dispensador y colocarlo en el sistema de posicionamiento. También se encarga de retirar el tubo, una vez que ya se lo haya roscado por ambos lados, y dejarlo en el almacenador.

El mecanismo está constituido por dos cilindros hidráulicos de doble efecto, que junto con una pieza diseñada para levantar un tubo, abastecen y desabastecen al sistema. Los cilindros están colocados sobre estructuras de tubo cuadrado, que a su vez se mueven sobre sus rieles por la acción de una cadena conectada a un motor hidráulico.

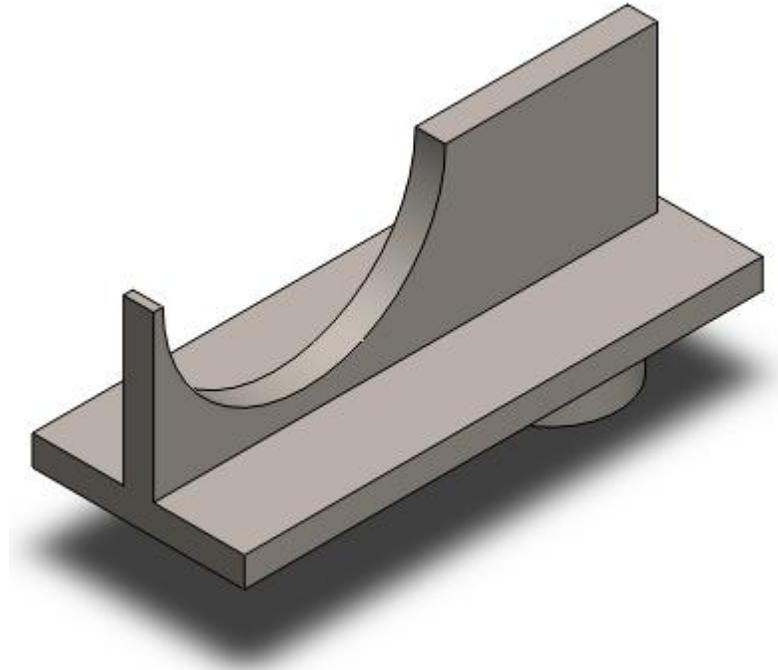


**Figura 4. 381 Mecanismo de abastecimiento**

<sup>8</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia, a menos que se especifique lo contrario.

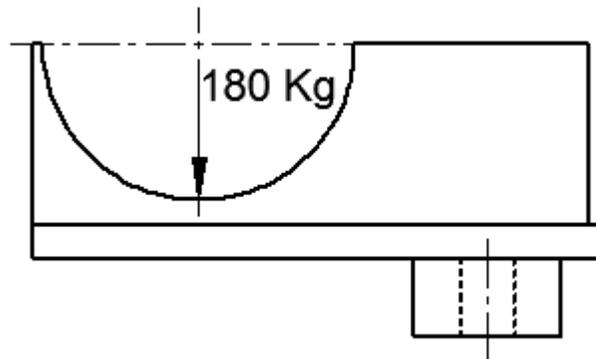
#### 4.5.1 DISEÑO DE LA PIEZA DE LEVANTAMIENTO DE TUBOS

Para pieza que se encargara de levantar y transportar el tubo desde el dispensador hasta la máquina de posicionamiento, se propone el siguiente modelo:



**Figura 4. 382 Pieza de levantamiento de tubos**

La carga máxima que soporta dicha pieza es la siguiente:



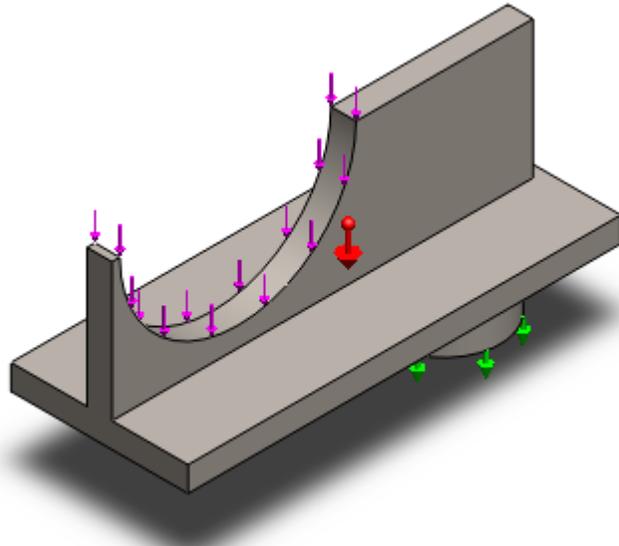
**Figura 4. 383 DCL carga máxima en la placa de levantamiento de tubos**

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \text{ MPa}$$

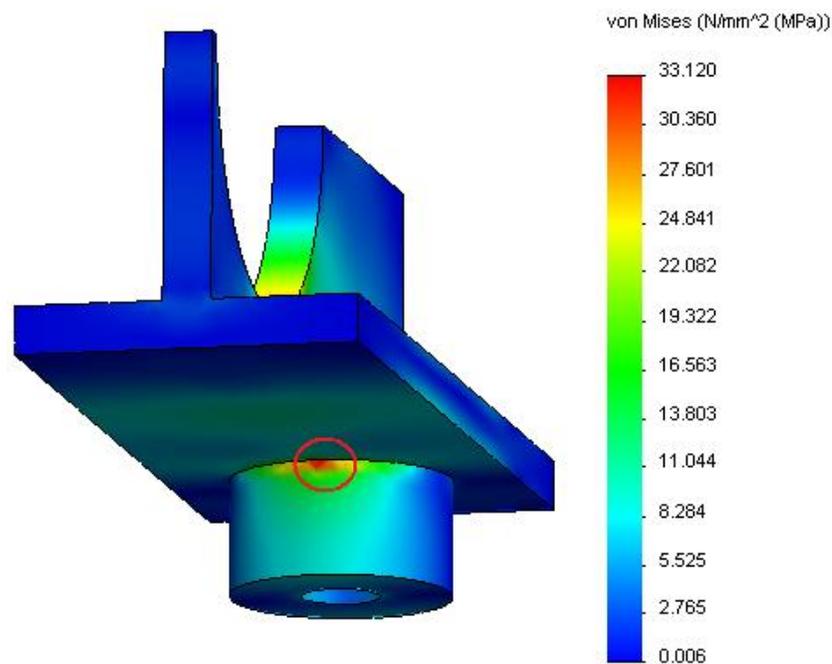
$$S_y := 250 \text{ MPa}$$

Para el cálculo de los esfuerzos máximos y mínimos en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:



**Figura 4. 384 Ubicación de las cargas en la pieza de levantamiento de tubos**

Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar la siguiente zona crítica:



**Figura 4. 385 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la pieza de levantamiento de tubos**

El esfuerzo mínimo se dará cuando la pieza no soporte ninguna carga más que su propio peso, el cual es despreciable en comparación a las cargas que soporta, por lo que consideraremos:

$$\begin{aligned} \sigma_x &:= 33.12 && \text{MPa} \\ \sigma_n &:= 0 && \text{MPa} \end{aligned}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 16.56 \quad \text{MPa} \quad \text{Esfuerzo estático}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 16.56 \quad \text{MPa} \quad \text{Esfuerzo dinámico}$$

Como podemos observar no existe ningún concentrador de esfuerzos en la sección del esfuerzo máximo de Von Mises, por lo tanto no se modificarán los esfuerzos obtenidos

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga serán:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742 \quad \text{Factor de superficie: acero laminado en caliente}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.3757 \cdot 15 = 21.145 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular hueca de } \phi = 57.15 \text{mm que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.895 \quad \text{Factor de tamaño}$$

Kc)

$$K_c := 1 \quad \text{Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises}$$

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 5.321$$

#### 4.5.1.1 Juntas Soldadas de la Placa de Levantamiento de Tubos

Se logra identificar fácilmente una junta crítica, cuyo diseño se utilizará para establecer la altura de cordón de soldadura a utilizar en las demás juntas soldadas de la pieza.

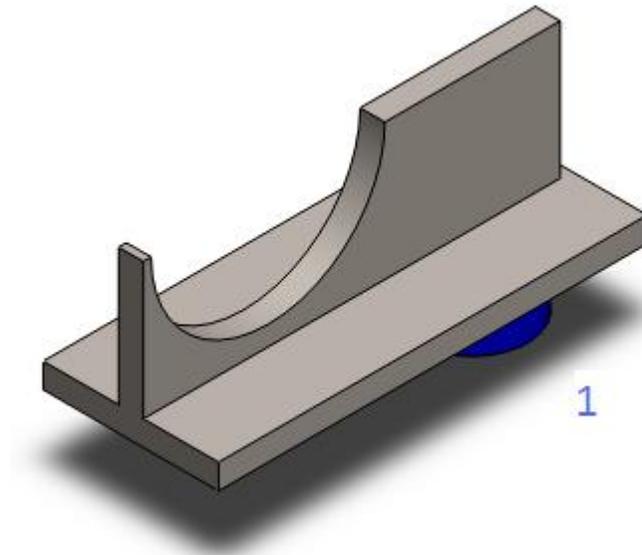


Figura 4. 386 Numeración de las juntas soldadas de la pieza de levantamiento de tubos

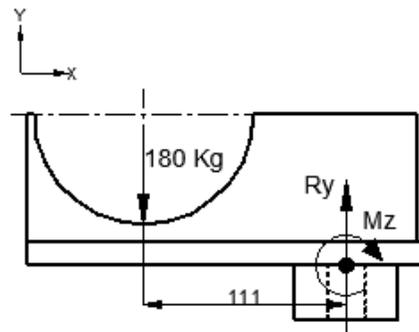
#### Soldadura 1:

Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/8"

$h := 0.707 \cdot \frac{3}{8} \cdot 25.4 = 6.734$  mm      Altura de la garganta

Las cargas que soporta la junta son:



$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_y = 180 \text{ Kg}$$

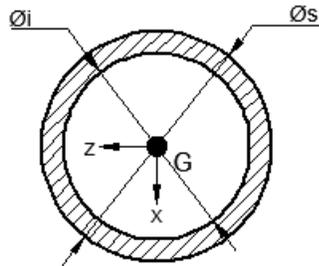
$$\Sigma M_z = 0$$

$$M_z = 180(111)$$

$$M_z = 19980 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

Figura 4. 387 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la pieza de levantamiento de tubos

Las propiedades de la junta serán:



$$\phi_i := 57.15 \text{ mm}$$

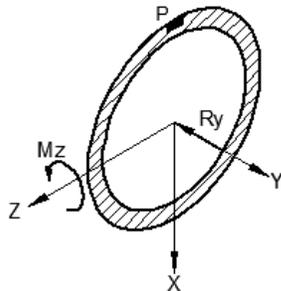
$$\phi_s := \phi_i + 2 \cdot h = 70.618 \text{ mm}$$

$$I_{zz} := \frac{\pi}{64} \cdot (\phi_s^4 - \phi_i^4) = 6.971 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi_s^2 - \phi_i^2) = 1.352 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

**Figura 4. 388 Sección transversal de la junta soldada de la pieza de levantamiento de tubos**

Esta junta soporta las siguientes cargas y esfuerzos, pudiendo resaltar el punto crítico P:



$$R_y := 180 \cdot 9.8 = 1.764 \times 10^3 \text{ N}$$

$$M_z := 199809.8 = 1.958 \times 10^5 \text{ N.mm}$$

$$\tau_{xy} := \frac{M_z \cdot \frac{\phi_s}{2}}{I_{zz}} + \frac{R_y}{A} = 11.222 \text{ MPa}$$

**Figura 4. 389 DCL carga máxima en la junta soldada de la pieza de levantamiento de tubos**

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_{xy} + 0}{2} = 5.611 \text{ MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{xy} - 0}{2} = 5.611 \text{ MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 5.611 \text{ MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 11.222 \text{ MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \text{ MPa}$$

$$S_y := 345 \text{ MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.654 \quad \text{Factor de superficie: Proceso realizado a mano}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi_s = 26.129 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular hueca que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.875 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm}$$

Kc)

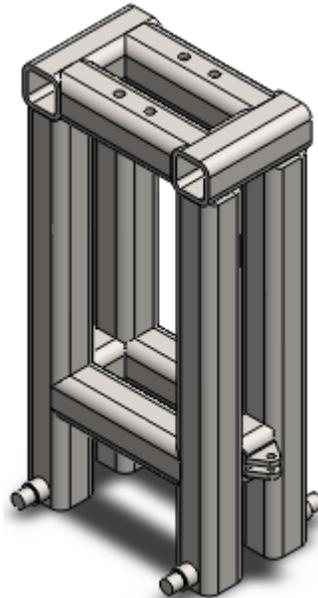
$$K_c := 0.258 \cdot S_u^{0.125} = 0.55 \quad \text{Factor de carga cortante}$$

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 5.355$$

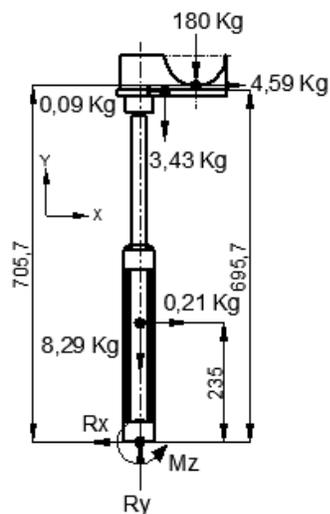
#### 4.5.2 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL ABASTECEDOR DE TUBOS

Se propone una estructura de tubo cuadrado de 2x2x1/8 pulgadas en la siguiente disposición:



**Figura 4. 390 Estructura del abastecedor de tubos**

Primeramente determinaremos las cargas que soporta la estructura. Las cargas se transmiten a la misma a través del cilindro hidráulico, obteniendo así las siguientes cargas:



$$\Sigma Fy=0$$

$$Ry=180+3.43+8.29$$

$$Ry=191.72 \text{ Kg}$$

$$\Sigma Fx=0$$

$$Rx=4.59+0.09+0.21$$

$$Rx=4.89 \text{ Kg}$$

$$\Sigma Mz=0$$

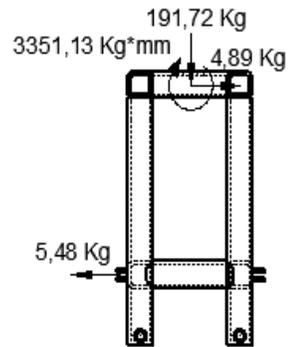
$$Mz=4.59(705.7)+0.09(695.7)+0.21(235)$$

$$Mz=3351.13 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 391 DCL carga máxima en la base del cilindro de abastecimiento**

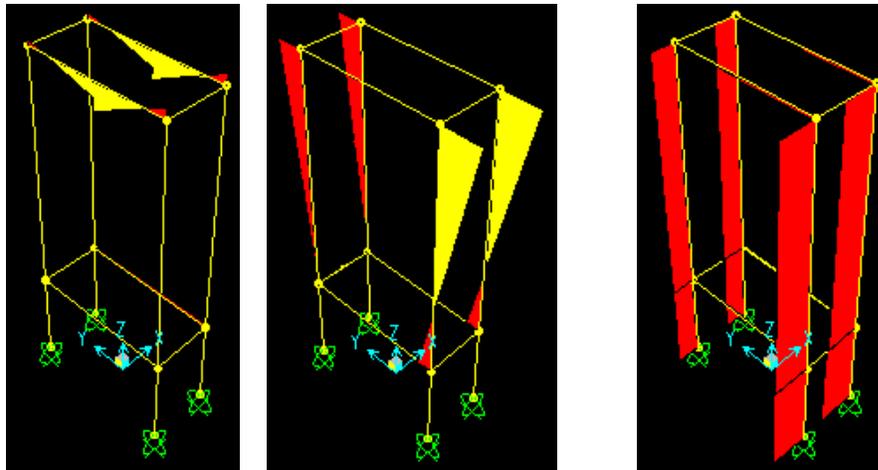
Las fuerzas horizontales han sido calculadas en base a una aceleración de  $0.25 \frac{m}{s^2}$

La estructura para el abastecedor de tubos soporta las siguientes cargas:



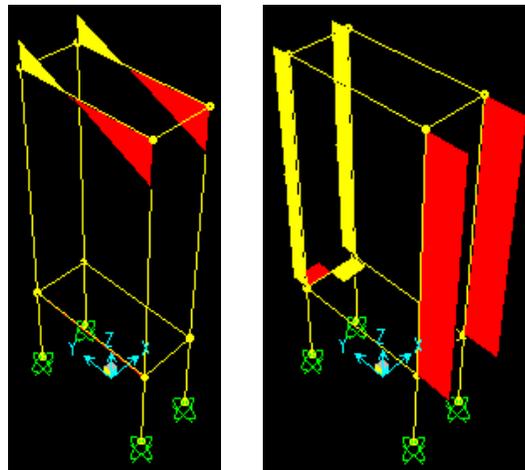
**Figura 4. 392 DCL carga máxima la estructura del abastecedor de tubos**

Aplicando las cargas sobre la estructura se obtienen los siguientes diagramas:



**Momentos en los ejes paralelos a la sección**

**Fuerza axial**



**Fuerza cortante**

**Figura 4. 393 Diagramas de fuerzas y momentos de la estructura del abastecedor de tubos**

Del análisis de los diagramas podemos resaltar como elemento crítico el tubo donde se apoya el cilindro hidráulico, el mismo que presenta los siguientes diagramas:

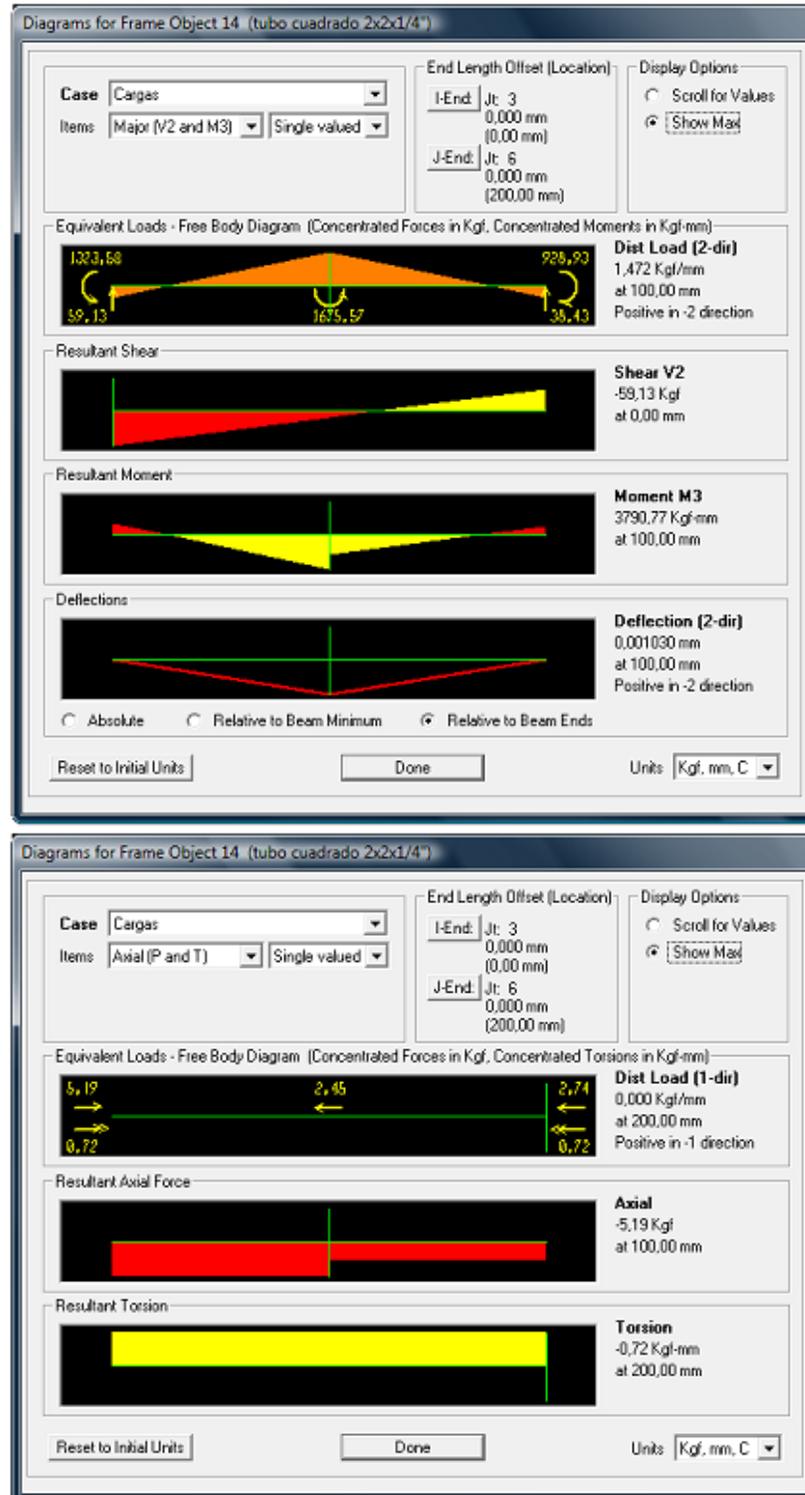
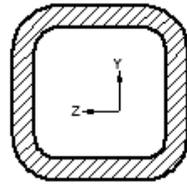


Figura 4. 394 Diagramas de fuerzas y momentos en el elemento crítico de la estructura del abastecedor de tubos

Utilizaremos este elemento para la solución de la estructura.  
 Las propiedades de la sección se han obtenido usando el mismo programa, y son:



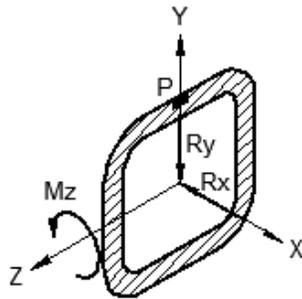
$$A := 561 \quad \text{mm}^2$$

$$I_{zz} := 212000 \quad \text{mm}^4$$

**Figura 4. 395 Sección transversal 1 del elemento crítico de la estructura del dispensador de tubos**

Se pueden identificar 2 secciones críticas en las que se han graficado las cargas predominantes, y resaltado el punto crítico P:

**Sección crítica 1:** En la sección del momento máximo



$$R_x := 5.199.8 = 50.862 \quad \text{N}$$

$$R_y := 59.139.8 = 579.474 \quad \text{N}$$

$$M_z := 3790.779.8 = 3.715 \times 10^4 \quad \text{N}$$

$$\sigma_{xx} := \frac{M_z \cdot 25.4}{I_{zz}} + \frac{R_x}{A} = 2.532 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 396 DCL carga máxima en la sección crítica 1 del elemento crítico de la estructura del dispensador de tubos**

No se ha tomado en cuenta el esfuerzo cortante pues es mucho menor al producido por la flexión.

El esfuerzo varía entre  $\sigma_{xx}$  y 0 Mpa por lo que los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{xx} + 0}{2} = 1.266 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{xx} - 0}{2} = 1.266 \quad \text{MPa}$$

Como podemos observar no existe ningún concentrador de esfuerzos en la sección del esfuerzo máximo de Von Mises, por lo tanto no se modificarán los esfuerzos obtenidos

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \quad \text{MPa} \quad S_y := 250 \quad \text{MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$$S_e := 0.5 S_u = 205 \quad \text{MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

$$\phi_e := 0.808(50.8 \cdot 50.8)^{0.5} = 41.046 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección rectangular hueca de } 50.8 \times 50.8 \text{ mm que no gira.}$$

$$K_b := 1.24(\phi_e)^{-0.107} = 0.833 \quad \text{Factor de tamaño}$$

Kc)

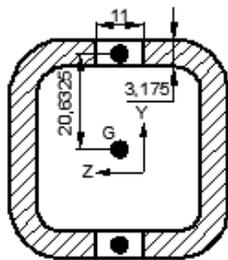
$$K_c := 1 \quad \text{Factor de carga: Flexión}$$

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 37.03$$

**Sección crítica 2:** En la sección perforada para alojar los pernos de acople del cilindro hidráulico

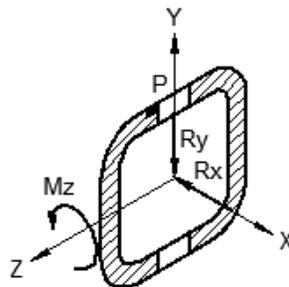
Es necesario recalcular las propiedades de la sección, pues hemos removido material de la misma.



**Figura 4. 397 Sección transversal 1 del elemento crítico de la estructura del dispensador de tubos**

$$A := 561 - 2 \cdot 11 \cdot 3.175 = 491.15 \quad \text{mm}^2$$

$$I_{zz} := 212000 - 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 11 \cdot 3.175^3 + 11 \cdot 3.175 \cdot 20.6325^2 \right) = 1.822 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$



$$R_x := 5.199.8 = 50.862 \quad \text{N}$$

$$R_y := 20.359.8 = 199.43 \quad \text{N}$$

$$M_z := 2742.339.8 = 2.687 \times 10^4 \quad \text{N}$$

$$\sigma_{xx} := \frac{M_z \cdot 25.4}{I_{zz}} + \frac{R_x}{A} = 3.85 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 398 DCL carga máxima en la sección crítica 1 del elemento crítico de la estructura del dispensador de tubos**

De igual manera, no se ha considerado el esfuerzo cortante para la solución, pues es despreciable.

El esfuerzo varía entre  $\sigma_{xx}$  y 0 Mpa por lo que los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{xx} + 0}{2} = 1.925 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{xx} - 0}{2} = 1.925 \quad \text{MPa}$$

En esta sección podemos encontrar un concentrador de esfuerzo debido al orificio hecho para alojar los pernos del cilindro.

El factor de concentración de esfuerzo flexionante estático para una placa de sección rectangular será:

$$K_t := 2.9947 - 3.4833 \frac{11}{50.8} = 2.24$$

El factor de concentración de esfuerzo dinámico será:

$$a := 0.42926 \quad \text{mm} \quad \text{Constante de Neuber: } S_{ut}=50 \text{ Ksi}$$

$$r := 5.5 \quad \text{mm} \quad \text{Radio de la muesca}$$

$$q := \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = 0.782 \quad \text{Sensibilidad de la muesca}$$

$$K_f := 1 + (K_t - 1) \cdot q = 1.97$$

Aplicando los concentradores de esfuerzo obtenemos:

$$\sigma_{mf} := \sigma_m = 1.925 \quad \text{MPa} \quad K_t=1 \text{ pues es material dúctil}$$

$$\sigma_{af} := K_f \cdot \sigma_a = 3.791 \quad \text{MPa}$$

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 250 \quad \text{MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$$S_e := 0.5 S_u = 205 \quad \text{MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

$$\phi_e := 0.808 (50.8 \cdot 50.8)^{0.5} = 41.046 \quad \text{mm}$$

Diámetro equivalente: sección rectangular hueca de 50.8x50.8mm que no gira.

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.833$$

Factor de tamaño

Kc)

$$K_c := 1$$

Factor de carga: flexión

Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{mf} + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{af}} = 26.586$$

Aunque los factores de seguridad son realmente elevados, conservaremos la estructura como válida, pues la misma le brindará al proceso de abastecimiento mucha estabilidad o robustez, características que ha solicitado SERTECPET en esta etapa del proceso en especial debido a posibles picos de fuerza por impacto.

### 4.5.3 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA RUEDAS

El análisis de la estructura en SAP 14 arrojó una reacción máxima de 67.57 Kg en los rodamientos.

$$R := 67.57 \text{ Kg}$$

Los rodamientos, a más de resistir las cargas que se les aplicarán, deberán tener 62 mm de diámetro exterior para poder acoplarse en las rieles.

La estructura se moverá a una velocidad lineal de 12.5 cm/s, por lo que los rodamientos giran a una velocidad angular de:

$$V := 12.5 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$
$$nr := \frac{12.5 \frac{10}{1}}{62} \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} = 19.253 \text{ r.p.m}$$

Ahora procederemos con la selección del rodamiento

#### DATOS DE DISEÑO:

vidar := 18000 h	TABLA 11-4	Máquinas para servicio de 8h, que no siempre se usan del todo, incluyendo aplicaciones para servicio ligero.
cter := $10^6 = 1 \times 10^6$		Constante del fabricante
nr = 19.253 r.p.m.		Velocidad angular
FA := 3	TABLA 11-5	Maquinaria con impactos moderados

#### DESARROLLO:

##### Carga Dinámica:

$$C1 := \frac{FA \cdot R \cdot \left( \frac{vidar \cdot nr \cdot 60}{cter} \right)^{\frac{3}{10}}}{1000} = 0.504 \text{ kN}$$

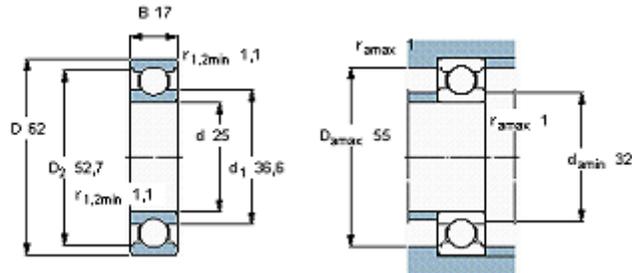
Como podemos ver, la carga dinámica es realmente baja, por lo que no será determinante en la selección del rodamiento.

Utilizaremos el rodamiento SKF 6305, el cual tiene las siguientes características de trabajo:

**Tabla 4. 4 Especificaciones del rodamiento para ruedas del abastecedor de tubos**

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	$C_0$	$P_u$	Velocidad de referencialímite	Velocidad de referencialímite		* - Rodamiento SKF Explorer
mm			kN		kN	rpm		kg	-
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	16000	0,23	6305 *

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF



**Figura 4. 399 Dimensiones del rodamiento para ruedas del abastecedor de tubos**

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

#### 4.5.4 DISEÑO DE LOS EJES PARA SOPORTE DE RUEDAS

Se propone el siguiente modelo para el eje de las ruedas:

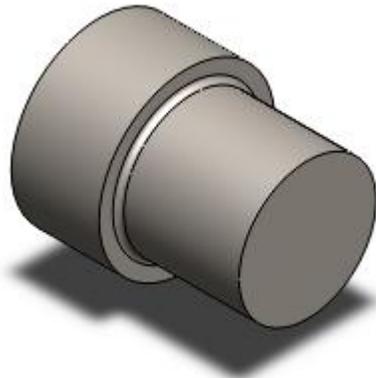


Figura 4. 400 Eje para soporte de ruedas

El eje soporta las siguientes cargas:

**Carga máxima:** Cuando se levanta el tubo más grande.

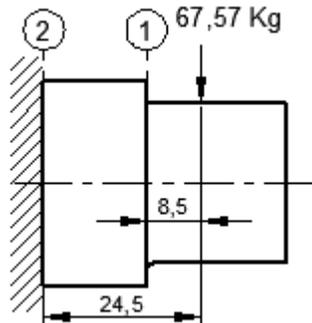
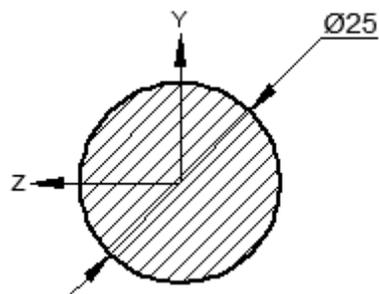


Figura 4. 401 DCL carga máxima en el eje para soporte de ruedas

Podemos identificar 2 secciones en las que se podría hallar el esfuerzo máximo.

#### Sección crítica 1:

Las propiedades de la sección serán:

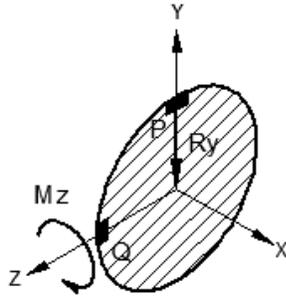


$$I_{zz} := \frac{\pi}{64} \cdot 25^4 = 1.917 \times 10^4 \quad \text{mm}^4$$

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot 25^2 = 490.874 \quad \text{mm}^2$$

Figura 4. 402 Sección transversal 1 del eje para apoyo de ruedas

Las cargas y esfuerzos en los puntos críticos P y Q serán:



$$M_z := 67.57 \cdot 8.5 \cdot 9.8 = 5.629 \times 10^3 \text{ N}$$

$$R_y := 67.57 \cdot 9.8 = 662.186 \text{ N}$$

**Figura 4. 403 DCL carga máxima en sección crítica 1 del eje para apoyo de ruedas**

P)

$$\sigma_{xx} := \frac{M_z \cdot 12.5}{I_{zz}} = 3.669 \text{ MPa}$$

Q)

$$\tau_{xy} := \frac{4 \cdot R_y}{3 \cdot A} = 1.799 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos varían desde la magnitud calculada hasta 0 Mpa, por los que los esfuerzos dinámico y estático serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{xx} + 0}{2} = 1.835 \text{ MPa}$$

$$\tau_m := \frac{\tau_{xy} + 0}{2} = 0.899 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{xx} - 0}{2} = 1.835 \text{ MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{xy} - 0}{2} = 0.899 \text{ MPa}$$

Utilizaremos acero AISI 1020 HR el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_u := 380 \text{ MPa}$$

$$S_y := 210 \text{ MPa}$$

Existe un concentrador en la dirección normal a la sección.

$$k_t := 0.632 + 0.377 \cdot \left(\frac{32}{25}\right)^{-4.4} + \left(\frac{1}{25}\right)^{-0.5} \cdot \sqrt{\frac{-0.14 - 0.363 \left(\frac{32}{25}\right)^2 + 0.503 \left(\frac{32}{25}\right)^4}{1 - 2.39 \left(\frac{32}{25}\right)^2 + 3.368 \left(\frac{32}{25}\right)^4}} = 2.344$$

$$q := 0.65 \quad \text{Sensibilidad de la muesca para } r=1\text{mm y } S_u=380 \text{ MPa.}$$

$$k_f := 1 + q \cdot (k_t - 1) = 1.874 \quad \text{Concentrador de esfuerzo dinámico.}$$

Los esfuerzos finales en la dirección normal a la sección serán:

$$\sigma_{fm} := \sigma_m = 1.835 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{fa} := k_f \cdot \sigma_a = 3.438 \text{ MPa}$$

Una vez que tenemos los esfuerzos calculados, vamos a determinar los factores que reducen el límite de resistencia estático cuando se trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 190 \text{ MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 \cdot S_u^{-0.265} = 0.922 \quad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot 25 = 9.25 \text{ mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.977 \quad \text{Factor de tamaño}$$

Kc)

$$K_{c\tau} := 0.328 (S_u)^{0.125} = 0.689 \quad \text{Factor de carga a cortante}$$

$$K_{c\sigma} := 1 \quad \text{Factor de carga a flexión}$$

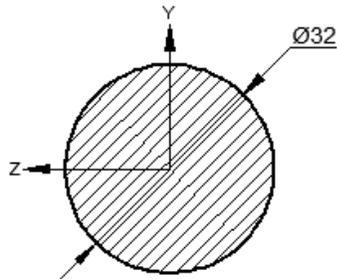
El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS_{\sigma} := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_{c\sigma} \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 34.704$$

$$FS_{\tau} := \frac{0.58 S_y}{\tau_m + \frac{0.58 S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_{c\tau} \cdot S_e} \cdot \tau_a} = 66.642$$

### Sección crítica 2:

Las propiedades de la sección serán:

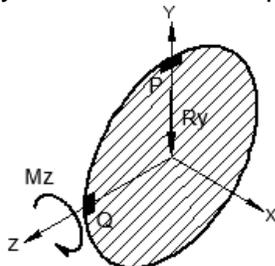


$$I_{zz} := \frac{\pi}{64} \cdot 32^4 = 5.147 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot 32^2 = 804.248 \text{ mm}^2$$

**Figura 4. 404 Sección transversal 1 del eje para apoyo de ruedas**

Las cargas y esfuerzos en los puntos críticos P y Q serán:



$$M_z := 67.57 \cdot 24.5 \cdot 9.8 = 1.622 \times 10^4 \text{ N}$$

$$R_y := 67.57 \cdot 9.8 = 662.186 \text{ N}$$

**Figura 4. 405 DCL carga máxima en sección crítica 2 del eje para apoyo de ruedas**

P)

$$\sigma_{xx} := \frac{M_z \cdot 16}{I_{zz}} = 5.043 \text{ MPa}$$

Q)

$$\tau_{xy} := \frac{4 \cdot R_y}{3 \cdot A} = 1.098 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos varían desde la magnitud calculada hasta 0 MPa, por los que los esfuerzos dinámico y estático serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{xx} + 0}{2} = 2.522 \quad \text{MPa} \qquad \tau_m := \frac{\tau_{xy} + 0}{2} = 0.549 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{xx} - 0}{2} = 2.522 \quad \text{MPa} \qquad \tau_a := \frac{\tau_{xy} - 0}{2} = 0.549 \quad \text{MPa}$$

Utilizaremos acero AISI 1020 HR el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_u := 380 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 210 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que reducen el límite de resistencia estático cuando se trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 190 \quad \text{MPa} \qquad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 \cdot S_u^{-0.265} = 0.922 \qquad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.3732 = 11.84 \quad \text{mm} \qquad \text{Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.952 \qquad \text{Factor de tamaño}$$

Kc)

$$K_{c\tau} := 0.328 (S_u)^{0.125} = 0.689 \qquad \text{Factor de carga a cortante}$$

$$K_{c\sigma} := 1 \qquad \text{Factor de carga a flexión}$$

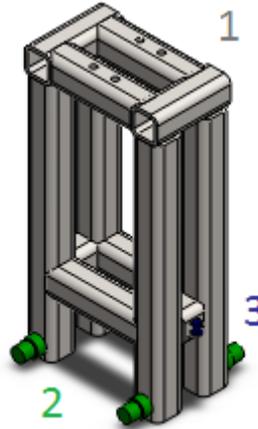
El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS_\sigma := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_{c\sigma} \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 34.068 \qquad FS_\tau := \frac{0.58 S_y}{\tau_m + \frac{0.58 S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_{c\tau} \cdot S_e} \cdot \tau_a} = 107.723$$

Si bien, los factores de seguridad son elevados en ambas secciones críticas, las dimensiones de las mismas son las necesarias para alojar el rodamiento que se utilizará como rueda, el cual cumple con las dimensiones necesarias para alojarse en las rieles.

#### 4.5.5 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS DE LA ESTRUCTURA DEL SISTEMA DE ABASTECIMIENTO

Existen 3 zonas en las que analizaremos las juntas soldadas:



**Figura 4. 406 Numeración de las juntas soldadas del abastecimiento de tubos**

##### 4.5.5.1 Soldadura 1: Estructura de Tubo

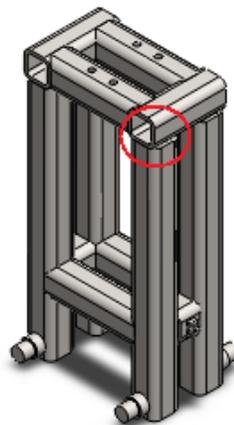
Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/16"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{16} \cdot 25.4 = 3.367 \quad \text{mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

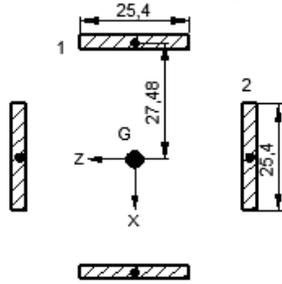
Para el diseño de las juntas soldadas de la estructura de abastecimiento, tomaremos la junta sometida a las mayores cargas y la usaremos para el diseño de todas las demás juntas.

Del análisis de la estructura de abastecimiento con el programa SAP 14 podemos resaltar la siguiente junta crítica:



**Figura 4. 407 Junta crítica de la estructura del abastecedor de tubos**

Las propiedades de la junta serán:



$$I_{z1} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 25,4 \cdot h^3 + 25,4 \cdot h \cdot 27,48^2 \right) = 1,293 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

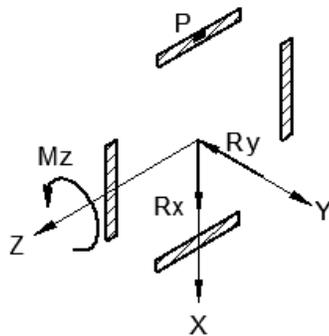
$$I_{z2} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 25,4^3 \right) = 9,196 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

$$I_{zz} := I_{z1} + I_{z2} = 1,385 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

$$A := 2 \cdot 25,4 \cdot h = 171,048 \text{ mm}^2$$

**Figura 4. 408 Distancia del centroide de los cordones al centroide de la junta soldada de la estructura del abastecedor de tubos**

Esta junta soporta las siguientes cargas y esfuerzos, pudiendo resaltar el punto crítico P:



$$R_x := 5,309,8 = 51,94 \text{ N}$$

$$R_y := 62,579,8 = 613,186 \text{ N}$$

$$M_z := 1324,099,8 = 1,298 \times 10^4 \text{ N.mm}$$

$$\tau_{xy} := \frac{M_z \cdot 29,16}{I_{zz}} + \frac{R_y}{A} = 6,316 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xx} := \frac{R_x}{A} = 0,304 \text{ MPa}$$

**Figura 4. 409 DCL carga máxima en la junta crítica de la estructura del abastecedor de tubos**

$$\tau_x := \sqrt{\tau_{xx}^2 + \tau_{xy}^2} = 6,324 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_x + 0}{2} = 3,162 \text{ MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - 0}{2} = 3,162 \text{ MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \text{ Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 3,162 \text{ MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 6,324 \text{ MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \text{ MPa}$$

$$S_y := 345 \text{ MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \text{ MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.654 \quad \text{Factor de superficie: Proceso realizado a mano}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \cdot \sqrt{h \cdot 101.6} = 14.945 \text{ mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 101.6 mm.}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.928 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55 \quad \text{Factor de carga cortante}$$

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 10.024$$

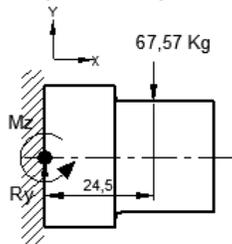
#### 4.5.5.2 Soldadura 2: Ejes Para Ruedas

Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/16"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{16} \cdot 25.4 = 3.367 \text{ mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

Las cargas que soporta la junta son:



$$\underline{\Sigma F_y = 0}$$

$$R_y = 67.57 \text{ Kg}$$

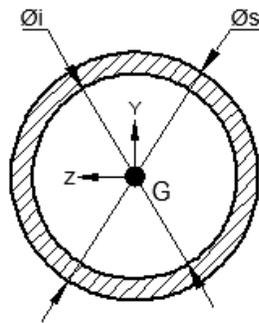
$$\underline{\Sigma M_z = 0}$$

$$M_z = 67.57(24.5)$$

$$M_z = 1655.47 \text{ Kg*mm}$$

**Figura 4. 410 DCL carga máxima en el centroide la de lunta soldada del eje para ruedas**

Las propiedades de la junta serán:



$$\phi_i := 32 \text{ mm}$$

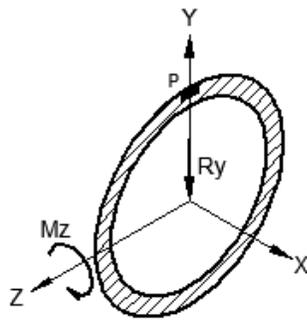
$$\phi_s := \phi_i + 2 \cdot h = 38.734 \text{ mm}$$

$$I_{zz} := \frac{\pi}{64} \cdot (\phi_s^4 - \phi_i^4) = 5.902 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi_s^2 - \phi_i^2) = 374.114 \text{ mm}^2$$

**Figura 4. 411 Sección transversal de la junta soldada del eje para ruedas**

Esta junta soporta las siguientes cargas y esfuerzos, pudiendo resaltar el punto crítico P:



$$R_y := 67.579.8 = 662.186 \text{ N}$$

$$M_z := 1655.479.8 = 1.622 \times 10^4 \text{ N.mm}$$

$$\tau_{xx} := \frac{M_z \cdot \frac{\phi_s}{2}}{I_{zz}} = 5.323 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} := \frac{R_y}{A} = 1.77 \text{ MPa}$$

$$\tau_x := \sqrt{\tau_{xx}^2 + \tau_{xy}^2} = 5.61 \text{ MPa}$$

**Figura 4. 412 DCL carga máxima en la junta soldada del eje para ruedas**

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_x + 0}{2} = 2.805 \text{ MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - 0}{2} = 2.805 \text{ MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 2.805 \text{ MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 5.61 \text{ MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \text{ MPa}$$

$$S_y := 345 \text{ MPa}$$

$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5$  MPa Materiales ferrosos

Ka)

$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.654$  Factor de superficie: Proceso realizado a mano

Kb)

$\phi_e := 0.37 \cdot \phi_s = 14.332$  mm Diámetro equivalente: sección circular hueca que no gira

$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.933$  Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Kc)

$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55$  Factor de carga cortante

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 11.344$$

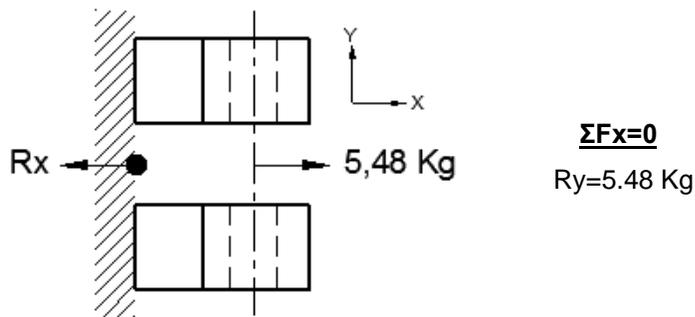
#### 4.5.5.3 Soldadura 3: Acople Cadena

Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/16"

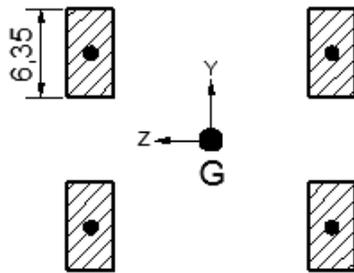
$h := 0.707 \cdot \frac{3}{16} \cdot 25.4 = 3.367$  mm Altura de la garganta

Las cargas que soporta la junta son:



**Figura 4. 413 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada del acople para cadena**

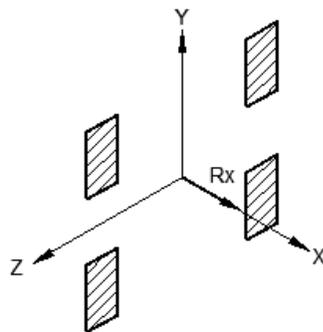
Las propiedades de la junta serán:



$$A := 4 \cdot h \cdot 6.35 = 85.524 \text{ mm}^2$$

**Figura 4. 414 Sección transversal de la junta soldada del acople para cadena**

Esta junta soporta las siguientes cargas y esfuerzos, pudiendo resaltar el punto crítico P:



$$R_x := 5.489.8 = 53.704 \text{ N}$$

$$\tau_{xx} := \frac{R_x}{A} = 0.628 \text{ MPa}$$

**Figura 4. 415 DCL carga máxima en la junta soldada del acople para cadena**

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_{xx} + 0}{2} = 0.314 \text{ MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{xx} - 0}{2} = 0.314 \text{ MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 0.314 \text{ MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 0.628 \text{ MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \text{ MPa}$$

$$S_y := 345 \text{ MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \text{ MPa}$$

Materiales ferrosos

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.654$$

Factor de superficie: Proceso realizado a mano

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 25.4} = 7.472 \text{ mm}$$

Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 25.4 mm.

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 1$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55$$

Factor de carga cortante

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 107.793$$

Aunque el factor de seguridad es realmente elevado, lo tomaremos como válido, pues no se puede reducir su tamaño aun más.

No será necesario diseñar el acople más allá del aspecto geométrico, pues la carga que soporta el mismo es realmente insignificante.

## 4.5.6 SELECCIÓN DE LA CADENA Y CATALINA DEL MECANISMO DE ABASTECIMIENTO

### 4.5.6.1 Cadena

#### Velocidad lineal de trabajo:

$$V := 15 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Esta velocidad es suficiente para satisfacer un pronto abastecimiento, pues la distancia que recorrerá el abastecedor no supera los 0.4m.

La aceleración del abastecedor será de 0.25 m/s<sup>2</sup>. Con este valor se busca prever movimientos bruscos que pudieran volcar el abastecedor o inducir cargas de impacto en todos los elementos involucrados.

Del diseño del abastecedor podemos obtener que la fuerza necesaria en la cadena para obtener dicha aceleración

#### Carga de trabajo:

$$F := 53.7 \text{ N}$$

#### Potencia de trabajo:

$$P := \frac{V}{60} \cdot F = 13.425 \text{ W}$$

Usaremos cadenas Hitachi, que cumplen con la norma ANSI.

#### Factor de servicio:

$$\alpha_u := 1.3 \quad \text{Maquinaria estándar impulsada por motor, recomendación de Hitachi.}$$

#### Factor de seguridad:

$$F_S := 7 \quad V \text{ aproximada a } 25 \text{ m/min, recomendación de Hitachi.}$$

#### Potencia corregida:

$$P_c := \frac{P \cdot \alpha_u \cdot F_S}{1000} = 0.122 \text{ KW}$$

#### Carga corregida:

$$F_c := \frac{F \cdot \alpha_u \cdot F_S}{1000} = 0.489 \text{ kN}$$

#### Cadena seleccionada:

Cadena ANSI 25:

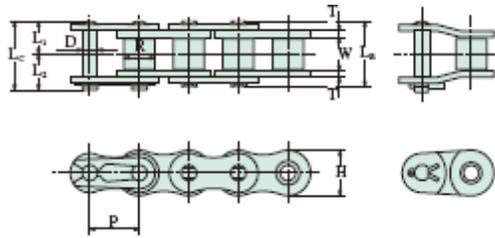
$$\begin{array}{lll} p := 6.35 & \text{mm} & \text{Paso.} \\ F_x := 0.68 & \text{kN} & \text{Máxima carga aplicable.} \end{array}$$

## Especificaciones:

**Tabla 4. 5 Especificaciones de la cadena del mecanismo de abastecimiento**

Chain No.	Dimensions-mm										Average Ultimate Strength	Maximum Allowable Load	Average Chain Weight
	Pitch	Bushing		Pin				Plate					
		Width	Dia.	Dia.	Length				Height	Thick.			
P	W	R	D	L <sub>R</sub>	L <sub>C</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	H	T	kN	kN	kg/m	
25	6.35	3.2	3.3	2.30	7.9	8.8	4.8	4.0	5.8	0.75	4.9	0.68	0.14

Fuente: Catálogo de cadenas HITACHI



**Figura 4. 416 Dimensiones de la cadena del mecanismo de abastecimiento**

Fuente: Catálogo de cadenas HITACHI

### 4.5.6.2 Catalina

#### Número de dientes:

Shigley recomienda un número mínimo de 17 dientes en la catalina, y utilizar un número impar de dientes, por lo que el escogido será de:

$$n := 35 \quad \text{Dientes}$$

Con esto podemos asegurar poco ruido y mayor durabilidad de la cadena.

#### Diámetro de paso:

$$d := \frac{p}{\sin\left[\left(\frac{180}{n}\right) \cdot \frac{\pi}{180}\right]} = 70.839 \quad \text{mm}$$

#### Velocidad angular:

$$N := \frac{V \cdot 1000}{\frac{D}{2}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} = 67.401 \quad \text{r.p.m.}$$

**Selección de la catalina:**

**Tabla 4. 6 Tabla se selección de catalinas HITACHI**

**KILLOWATT RATINGS OF 25** (kw)

Revolutions per Minute RPM Small Sprocket

No. of Teeth Small Sprocket	100	500	900	1200	1800	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	10000	
11	0.05	0.21	0.35	0.45	0.65	0.82	1.03	1.18	1.31	1.46	1.61	1.76	1.91	2.06	2.21	2.36	2.51	2.66	2.81	2.96	3.11
12	0.05	0.23	0.38	0.5	0.71	0.95	1.13	1.3	1.47	1.64	1.81	1.98	2.15	2.32	2.49	2.66	2.83	2.99	3.16	3.33	3.5
13	0.06	0.25	0.42	0.54	0.78	1.05	1.23	1.42	1.61	1.81	2.01	2.21	2.41	2.61	2.81	3.01	3.21	3.41	3.61	3.81	4.01
14	0.06	0.27	0.45	0.59	0.84	1.11	1.34	1.53	1.74	1.94	2.15	2.36	2.57	2.78	2.99	3.2	3.41	3.62	3.83	4.04	4.25
15	0.07	0.29	0.49	0.63	0.91	1.22	1.44	1.65	1.84	2.05	2.26	2.47	2.68	2.89	3.1	3.31	3.52	3.73	3.94	4.15	4.36
16	0.07	0.31	0.52	0.68	0.97	1.31	1.54	1.77	2.01	2.25	2.49	2.73	2.97	3.21	3.45	3.69	3.93	4.17	4.41	4.65	4.89
17	0.08	0.33	0.56	0.72	1.04	1.4	1.65	1.89	2.15	2.41	2.67	2.93	3.19	3.45	3.71	3.97	4.23	4.49	4.75	5.01	5.27
18	0.08	0.35	0.59	0.77	1.11	1.49	1.75	2.01	2.28	2.55	2.82	3.09	3.36	3.63	3.9	4.17	4.44	4.71	4.98	5.25	5.52
19	0.09	0.37	0.63	0.81	1.17	1.58	1.86	2.13	2.41	2.69	2.97	3.25	3.53	3.81	4.09	4.37	4.65	4.93	5.21	5.49	5.77
20	0.09	0.39	0.66	0.86	1.24	1.67	1.96	2.25	2.55	2.84	3.13	3.42	3.71	4.0	4.29	4.58	4.87	5.16	5.45	5.74	6.03
21	0.1	0.41	0.7	0.91	1.31	1.75	2.07	2.38	2.68	2.98	3.28	3.58	3.88	4.18	4.48	4.78	5.08	5.38	5.68	5.98	6.28
22	0.11	0.43	0.74	0.95	1.37	1.85	2.18	2.5	2.82	3.14	3.46	3.78	4.1	4.42	4.74	5.06	5.38	5.7	6.02	6.34	6.66
23	0.11	0.46	0.77	1.0	1.44	1.94	2.28	2.62	2.96	3.3	3.64	3.98	4.32	4.66	5.0	5.34	5.68	6.02	6.36	6.7	7.04
24	0.11	0.48	0.81	1.05	1.51	2.03	2.39	2.75	3.1	3.45	3.8	4.15	4.5	4.85	5.2	5.55	5.9	6.25	6.6	6.95	7.3
25	0.12	0.5	0.85	1.09	1.58	2.11	2.5	2.87	3.24	3.61	3.98	4.35	4.72	5.09	5.46	5.83	6.2	6.57	6.94	7.31	7.68
26	0.12	0.52	0.88	1.14	1.65	2.21	2.61	2.99	3.38	3.77	4.16	4.55	4.94	5.33	5.72	6.11	6.5	6.89	7.28	7.67	8.06
28	0.13	0.56	0.95	1.24	1.78	2.4	2.82	3.24	3.66	4.08	4.5	4.92	5.34	5.76	6.18	6.6	7.02	7.44	7.86	8.28	8.7
30	0.14	0.61	1.03	1.33	1.92	2.58	3.04	3.49	3.94	4.38	4.83	5.27	5.72	6.16	6.6	7.04	7.48	7.92	8.36	8.8	9.24
35	0.17	0.72	1.22	1.57	2.27	3.05	3.56	4.13	4.65	5.17	5.69	6.21	6.73	7.25	7.77	8.29	8.81	9.33	9.85	10.37	10.89
40	0.19	0.83	1.4	1.84	2.64	3.54	4.15	4.77	5.38	5.99	6.6	7.21	7.82	8.43	9.04	9.65	10.26	10.87	11.48	12.09	12.7
45	0.22	0.94	1.59	2.07	2.98	4.0	4.71	5.41	6.11	6.79	7.49	8.19	8.88	9.58	10.28	10.98	11.68	12.38	13.08	13.78	14.48
50	0.25	1.05	1.79	2.31	3.33	4.45	5.26	6.07	6.84	7.61	8.38	9.15	9.92	10.69	11.46	12.23	13.0	13.77	14.54	15.31	16.08
55	0.27	1.17	1.98	2.57	3.7	4.97	5.88	6.72	7.58	8.42	9.26	10.1	10.94	11.78	12.62	13.46	14.3	15.14	15.98	16.82	17.66
60	0.3	1.28	2.18	2.82	4.05	5.45	6.43	7.39	8.33	9.26	10.19	11.12	12.05	12.98	13.91	14.84	15.77	16.7	17.63	18.56	19.49

Fuente: Catálogo de cadenas HITACHI

En efecto, la catalina escogida soporta la potencia requerida y supera el factor de seguridad establecido.

El sistema está compuesto por dos catalinas del mismo tamaño.

**Datos para la instalación y funcionamiento:**

**Distancia entre centros:**

$$C := 1800 \text{ mm}$$

**Longitud de la cadena:**

El abastecedor ubicado en medio de la cadena resta a la misma una longitud de 250,8 mm.

$$L := \frac{2 \cdot C}{p} + \frac{2 \cdot n}{2} - \frac{250.08}{p} = 562.546 \text{ Pasos}$$

Usaremos una cadena de 563 pasos.

**Lubricación:**

El fabricante establece para esta potencia de trabajo una lubricación manual periódica, para prevenir la resequead en las juntas de la cadena.

#### 4.5.7 DISEÑO DE LOS EJES PARA SOPORTE DE CATALINAS

Se propone el siguiente modelo para el eje de las ruedas:

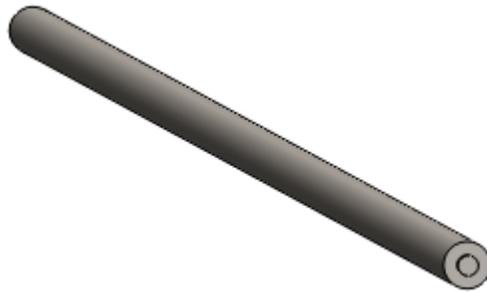


Figura 4. 417 Eje para soporte de catalinas

Las cargas que transmiten las catalinas al eje serán:

**Carga máxima:** Cuando se coloca el tubo en el sistema.

La carga ejercida sobre la catalina por la cadena estará en la dirección en que la cadena es tensada al trabajar.

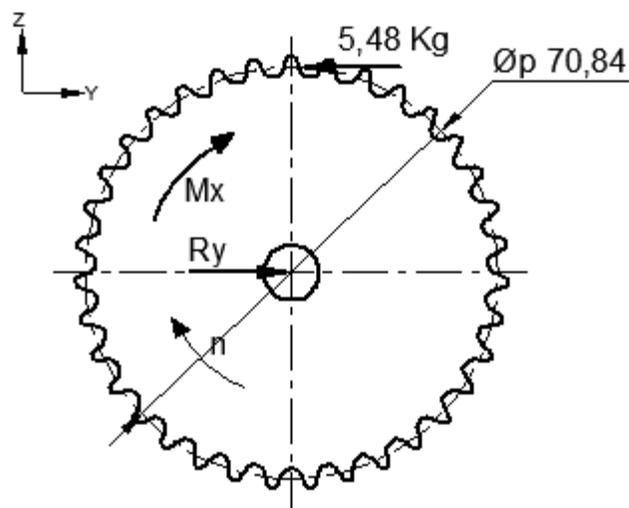


Figura 4. 418 DCL carga máxima en las catalinas

$$\underline{\Sigma Fy=0}$$

$$Ry=5.48 \text{ Kg}$$

$$\underline{\Sigma Mx=0}$$

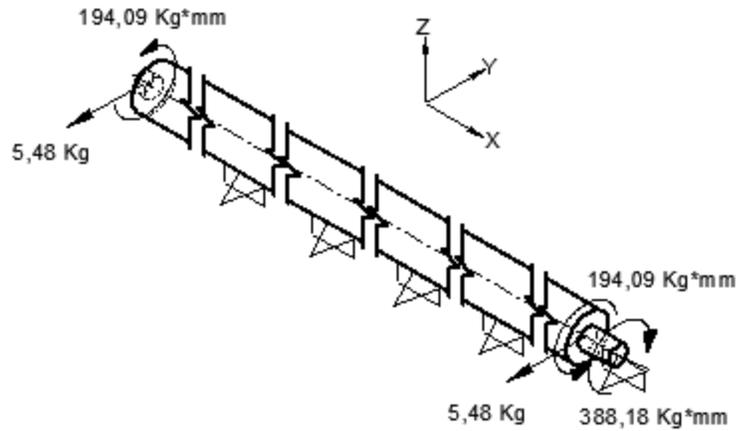
$$Mx=5.48(70.84/2)$$

$$Mx=194.09 \text{ Kg*mm}$$

El eje irá acoplado a un motor hidráulico en uno de sus extremos, el cual deberá ejercer un torque equivalente al doble del momento obtenido  $Mx$ , pues el eje soportará a dos catalinas.

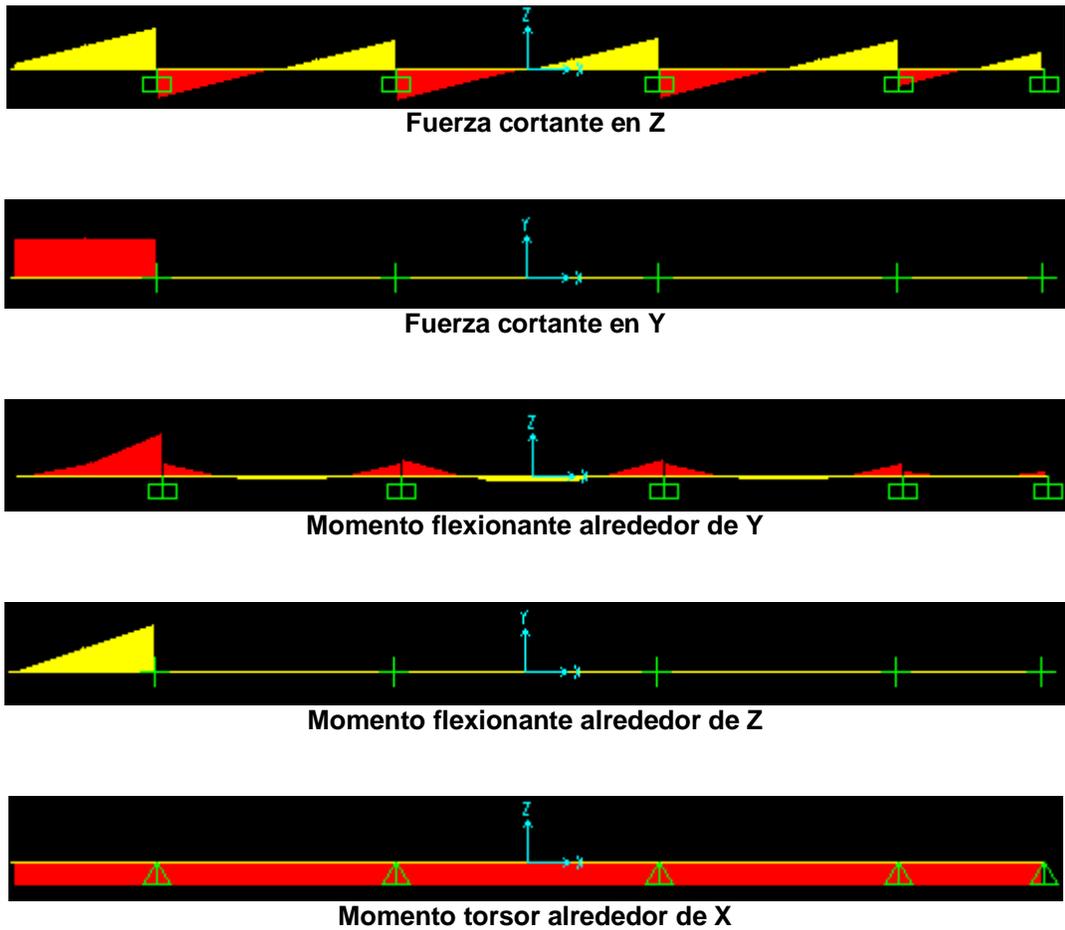
El eje estará soportado por tres chumaceras, pues es de considerable longitud en relación a su diámetro.

Pasando las cargas al eje tenemos el siguiente diagrama de cargas:



**Figura 4. 419 DCL carga máxima en el eje para soporte de catalinas**

Utilizando el programa SAP 2000 V14, obtenemos los siguientes diagramas:



**Figura 4. 420 Diagramas de fuerzas y momentos en el eje para soporte de catalinas**

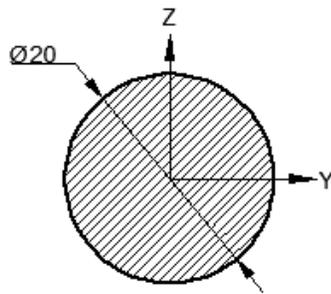
Como es claramente visible, la sección crítica se ubica a la altura del último apoyo de la izquierda.

El extremo izquierdo del eje presenta los siguientes diagramas:



Figura 4. 421 Diagramas de fuerzas y momentos en la sección crítica del eje para soporte de catalinas

Las propiedades de la sección serán:



$$\phi := 20 \quad \text{mm}$$

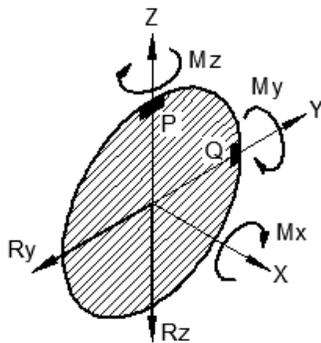
$$I_{zz} := \frac{\pi}{64} \cdot (\phi)^4 = 7.854 \times 10^3 \quad \text{mm}^4$$

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi)^2 = 314.159 \quad \text{mm}^2$$

$$I_{yy} := I_{zz} = 7.854 \times 10^3 \quad \text{mm}^4$$

**Figura 4. 422 Sección transversal del eje para soporte de catalinas**

Pasando las cargas a la sección obtenemos los puntos críticos P y Q:



$$R_y := 5.489.8 = 53.704 \quad \text{N}$$

$$R_z := 1.77 \cdot 9.8 = 17.346 \quad \text{N}$$

$$M_x := 194.099.8 = 1.902 \times 10^3 \quad \text{N.mm}$$

$$M_y := 620.299.8 = 6.079 \times 10^3 \quad \text{N.mm}$$

$$M_z := 3295.679.8 = 3.23 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 423 DCL carga máxima en la sección crítica del eje para soporte de catalinas**

Los esfuerzos de flexión y cortantes serán:

P)

$$\sigma_{xxp} := \frac{M_y \cdot \frac{\phi}{2}}{I_{zz}} = 7.74 \quad \text{MPa}$$

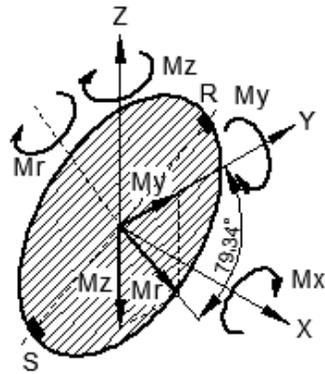
$$\tau_{xyp} := \frac{M_x \cdot \frac{\phi}{2}}{I_{zz} + I_{yy}} - \frac{4 \cdot R_y}{3 \cdot A} = 0.983 \quad \text{MPa}$$

Q)

$$\sigma_{xxq} := \frac{M_z \cdot \frac{\phi}{2}}{I_{zz}} = 41.123 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xzq} := \frac{4 \cdot R_z}{3 \cdot A} + \frac{M_x \cdot \frac{\phi}{2}}{I_{zz} + I_{yy}} = 1.285 \quad \text{MPa}$$

Del análisis podemos concluir que la flexión causará la falla del eje, por lo cual analizaremos el punto de flexión máxima para la solución de este elemento.



$$M_r := \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = 3.286 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

$$\sigma_{xxr} := \frac{M_r \cdot \frac{\phi}{2}}{I_{zz}} = 41.845 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 424 DCL momento resultante en la sección crítica del eje para soporte de catalinas**

Al girar el eje el punto R pasa a ocupar la posición del punto S, cambiando el sentido del esfuerzo normal, por lo que los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{xxr} + (-\sigma_{xxr})}{2} = 0 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{xxr} - (-\sigma_{xxr})}{2} = 41.845 \quad \text{MPa}$$

El esfuerzo de torsión, al ser tangente al eje, cambia de sentido al pasar del punto R al punto S.

$$\tau_m := \frac{\frac{M_x \cdot \frac{\phi}{2}}{I_{zz} + I_{yy}} + \frac{-M_x \cdot \frac{\phi}{2}}{I_{zz} + I_{yy}}}{2} = 0 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\frac{M_x \cdot \frac{\phi}{2}}{I_{zz} + I_{yy}} - \frac{-M_x \cdot \frac{\phi}{2}}{I_{zz} + I_{yy}}}{2} = 1.211 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos equivalentes de Von Mises serán:

$$\sigma_{vm} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = 0 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{va} := \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = 41.897 \quad \text{MPa}$$

Utilizaremos acero AISI 1020 HR el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_u := 380 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 210 \quad \text{MPa}$$

Una vez que tenemos los esfuerzos calculados, vamos a determinar los factores que reducen el límite de resistencia estático cuando se trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 190 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 S_u^{-0.265} = 0.922 \quad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.89 \phi^{-0.107} = 0.646 \quad \text{mm Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 1.299 \quad \text{Factor de tamaño}$$

Kc)

$$K_c := 1 \quad \text{Factor de carga para Von Mises}$$

El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS_\sigma := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 5.433$$

## 4.5.8 DISEÑO DE CHAVETAS DEL SISTEMA DE ABASTECIMIENTO

### 4.5.8.1 Chaveta para catalinas

#### Datos de diseño:

$\phi := 20$	mm	Diámetro del eje
$T := 194.09$	Kg.mm	Torque
$w := 4.7625$	mm	Ancho de la chaveta
$h := 4.7625$	mm	Altura de la chaveta

#### Desarrollo:

Primero determinaremos la fuerza cortante que soporta la chaveta.

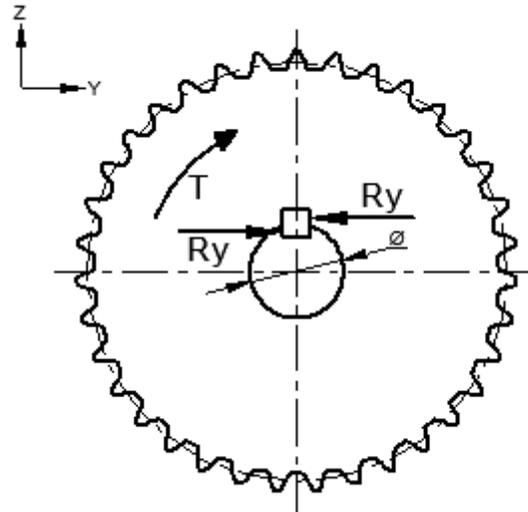


Figura 4. 425 DCL carga máxima en la chaveta de la catalina

$$R_y := \frac{2 \cdot T \cdot 9.8}{\phi} = 190.208 \quad \text{N}$$

Proponemos una chaveta de una longitud de:

$$l := 5 \quad \text{mm}$$

Los esfuerzos cortantes máximos y mínimos serán:

$$\tau_{xy} := \frac{R_y}{w \cdot l} = 7.988 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{ny} := -\tau_{xy} = -7.988 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_{xy} + \tau_{ny}}{2} = 0 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{xy} - \tau_{ny}}{2} = 7.988 \quad \text{MPa}$$

No existen concentradores de esfuerzo

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Utilizaremos acero AISI 1006 cuyas propiedades son:

$$S_u := 300 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 170 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 150 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 S_u^{-0.265} = 0.982 \quad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{4.7625^2} = 3.848 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 710.7 mm.}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 1.073 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.526 \quad \text{Factor de carga cortante}$$

El factor de seguridad según Soderberg será:

$$FS := \frac{0.57 \cdot S_y}{\tau_m + \frac{0.57 S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_a} = 10.415$$

Como vemos el factor de seguridad es elevado y mayor al obtenido en el eje, por lo que no utilizaremos chavetas para las catalinas; serán sujetadas por medio de un ajuste de apriete.

#### 4.5.9 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS DE APOYO

Los rodamientos soportan su carga dinámica máxima cuando el tubo más grande se coloca en la máquina para ser roscado. El eje está apoyado sobre cuatro rodamientos que soportan cargas distintas. Tomaremos el apoyo que soporta las mayores cargas para el análisis.

Utilizando los datos obtenidos con SAP 2000 V14 para el diseño del eje, podemos concluir que el rodamiento más esforzado soporta las siguientes cargas:

##### Fuerzas aplicadas al rodamiento:

$$F_y := \frac{3 \cdot 9.8}{1000} = 0.029 \quad \text{kN} \quad \text{Fuerza radial en el eje Y}$$

$$F_z := \frac{5.48 \cdot 9.8}{1000} = 0.054 \quad \text{kN} \quad \text{Fuerza radial en el eje Z}$$

$$F_r := \sqrt{F_y^2 + F_z^2} = 0.061 \quad \text{kN} \quad \text{Fuerza axial estática}$$

De la selección de la catalina podemos obtener que la velocidad angular será de:

$$n_r := 67.4 \quad \text{r.p.m.} \quad \text{Velocidad angular}$$

##### Recomendaciones de Shigley:

vidar := 18000 h TABLA 11-4 Máquinas para servicio de 8h, que no siempre se usan del todo, incluyendo aplicaciones para servicio ligero.

cter :=  $10^6 = 1 \times 10^6$  Constante del fabricante

FA := 3 TABLA 11-5 Maquinaria con impactos moderados

##### Carga Dinámica:

$$C_1 := FA \cdot Fr \cdot \left( \frac{\text{vidar} \cdot n_r \cdot 60}{\text{cter}} \right)^{\frac{3}{10}} = 0.665 \quad \text{kN}$$

##### $\phi$ del eje:

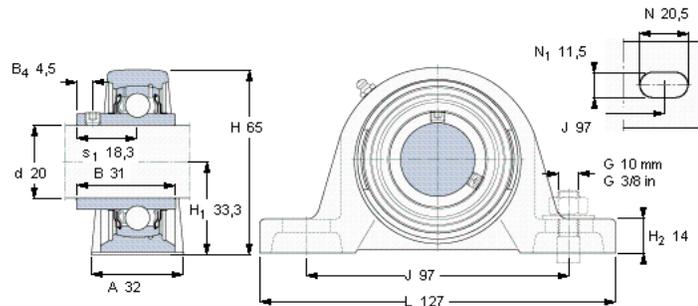
$$\phi := 20 \quad \text{mm}$$

## Especificaciones del rodamiento SKF:

**Tabla 4. 7 Especificaciones del rodamiento de apoyo del mecanismo de abastecimiento**

Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, prisionero, rodamientos métricos											
Dimensiones			Capacidades de carga dinámica    estática		Velocidad límite con eje de tolerancia h6	Masa	Designaciones Unidad de rodamiento	Soporte	Rodamiento		
d	A	H	H <sub>1</sub>	L						C	C <sub>0</sub>
mm					kN		rpm	kg	-		
20	32	65	33,3	127	12,7	6,55	8500	0,57	SY 20 TF	SY 504 M	YAR 204-2F

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF



**Figura 4. 426 Dimensiones del rodamiento de apoyo del mecanismo de abastecimiento**

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

#### 4.5.10 SELECCIÓN DEL ACOPLE ENTRE EJES

##### DATOS DE DISEÑO:

$$n := 67.4 \text{ r.p.m.}$$

$$T := 1.9 \text{ N.m}$$

$$\phi := 16 \text{ mm}$$

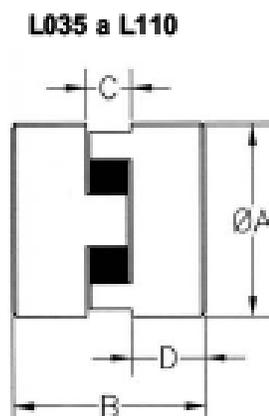
##### DESARROLLO:

Utilizaremos el acople LOVEJOY tipo L el cual tiene las siguientes especificaciones:

**Tabla 4. 8 Dimensiones de acoples entre ejes**

DIMENSIONES ( cotas en mm )									MATERIAL MANGON				
(x) Material standard									ACERO SNT.	FUNDICION	ALUMINIO	ACERO INOX.	BRONZE
TIPOS	d máx.	A	B	C	D	E	AA	Peso Kg.					
L.035	10	15.9	20.6	7.1	6.8	15.9		0.05	x			x	
L.050	15	27.4	43.6	12.2	15.7	27.4		0.14	x		x	x	
L.070	19	34.5	50.8	12.2	19.0	34.5		0.27	x		x	x	
L.075	24	44.5	54.0	12.7	20.8	44.5		0.45	x		x	x	x
L.090	28	53.6	54.0	13.2	20.8	53.6	65	0.68	x		x	x	x
L.095	28	53.6	63.5	13.2	25.4	53.6	65	0.81	x		x	x	x
L.100	35	64.3	89.0	18.0	35.0	64.3	78	1.58	x		x	x	x
L.110	42	84.1	108.0	22.3	42.7	84.1	98	2.97	x		x	x	x
L.150	48	95.3	114.3	25.4	44.4	95.3	116	4.10	x		x	x	x
L.190	55	114.3	123.8	25.4	49.3	101.6	132	7.65		x		x	x
L.225	65	127.0	136.5	25.4	55.4	108.0	138	10.35		x		x	

Fuente: Catálogo de acoples Lovejoy



**Figura 4. 427 Dimensiones de acoples entre ejes**

Fuente: Catálogo de acoples Lovejoy

**Factor de torque:**

**Tabla 4. 9 Factor de torque para el acoples entre ejes**

TIPO	Temperatura °C		Dureza Shore	Elasticidad	Desalineaciones		Resistencia		Color	Factor de par
					ang. °C	radial mm.	aceite	química		
E - A	-40	+100	80A	ALTA	1	0.38	BAJA	BAJA	NEGRO	1
H	-50	+150	55D	BAJA	0.5	0.38	BUENA	BUENA	OCRE	3
U	-35	+120	90A	REGULAR	1	0.38	BUENA	BUENA	AZUL	1.5
B	-40	+220	rigido	NULA	0.5	0.25	EXCEL.	EXCEL.	BRONCE	3

Fuente: Catálogo de acoples Lovejoy

**Torque transmisible:**

**Tabla 4. 10 Torques transmisibles para acoples entre ejes**

PAR NOMINAL TRANSMISIBLE

Factor de par ( ver tabla 1)

Tabla 3

TIPOS	PAR Nm			KW Potencia transmitida a diferentes velocidades			NBR	Momento de inercia kg-cm <sup>2</sup>
	E + A	H	U	750	1000	1500		
	NBR	HYTREL	URETANO				3000	
L.035	0.4			0.030	0.040	0.060	0.120	0.01
L.050	3.0	5.6	4.5	0.230	0.310	0.465	0.930	0.2
L.070	4.9	12.9	7.3	0.380	0.510	0.765	1.53	0.3
L.075	10.2	25.6	15.3	0.795	1.06	1.59	3.18	1
L.090	16.3	45.3	24.4	1.27	1.71	2.56	5.11	2
L.095	21.9	63.4	32.9	1.71	2.28	3.42	6.84	3
L.100	47.1	128.0	70.7	3.68	4.90	7.45	14.70	8
L.110	89.5	256.0	134.0	6.98	9.30	14.00	27.90	26
L.150	140.0	419.0	210.0	11.00	14.60	21.90	43.80	34
L.190	195.0	529.0	293.0	15.20	20.30	30.50	60.90	115
L.225	264.0	704.0	397.0	20.60	27.50	41.30	82.50	190

Fuente: Catálogo de acoples Lovejoy

**Diámetros en stock:**

**Tabla 4. 11 Dimensiones en Stock de los acoples entre ejes**

Mangones con agujeros mecanizados (mm) a tolerancia H7 con chavetero según DIN 6885, incluyendo tornillo prisionero sobre chaveta (stock standard).

Tabla 4

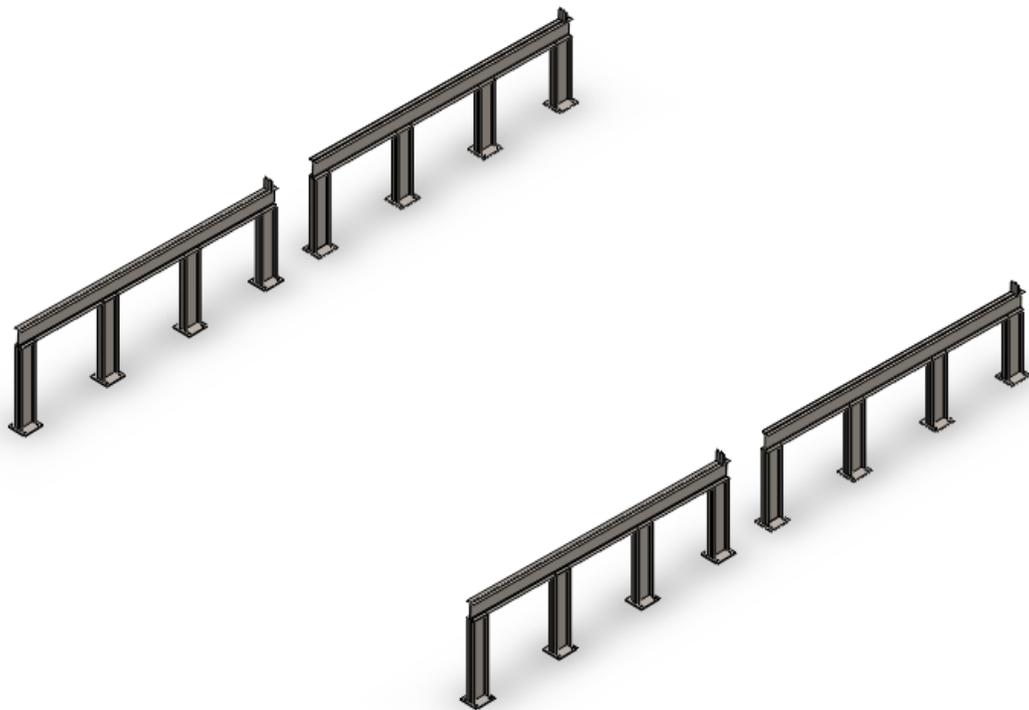
Diam.	8	9	10	11	12	14	15	16	17	18	19	20	22	24	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55
L.035	x																									
L.050	x	*	*	*	*	*	*																			
L.070		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.075		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.090		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.095					*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.100					*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.110							*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.150									*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.190																*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.225																*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

Fuente: Catálogo de acoples Lovejoy

## 4.6 DISPENSADOR Y ALMACENADOR DE TUBOS <sup>9</sup>

El dispensador y almacenador son las estructuras encargadas de almacenar los tubos sin roscar y roscados respectivamente.

Estas estructuras estarán conformadas por perfiles de acero estructural, y deberán tener una pendiente mínima para hacer rodar los tubos hasta el tope final.



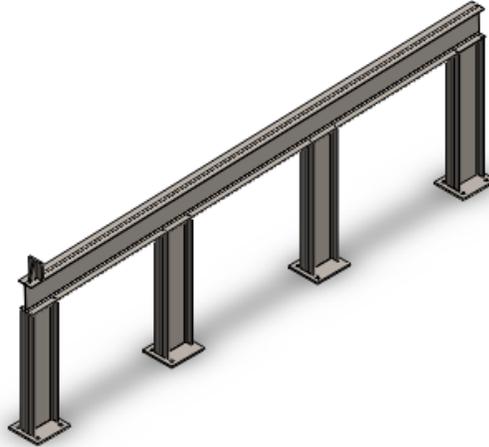
**Figura 4. 428 Dispensador y amacenedor de tubos**

---

<sup>9</sup> Todos los gráficos y tablas de esta sección son de fuente propia.

#### 4.6.1 DISEÑO DE LOS SOPORTES DEL DISPENSADOR DE TUBOS

Se propone una estructura de perfiles W8x10 en la siguiente disposición:



**Figura 4. 429 Soporte para el dispensador de tubos**

Primeramente determinaremos el estado en que la estructura soporta su carga máxima, pues el diámetro y el número de tubos que la estructura sostiene varían.

A continuación se presenta un cuadro en el que se calcula la máxima carga de la estructura.

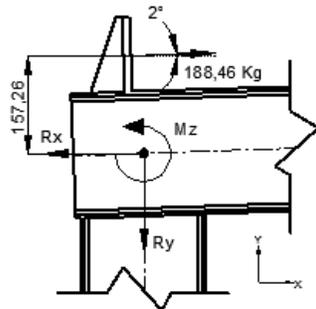
**Tabla 4. 12 Cargas en el soporte del dispensador de tubos**

Diámetro	Espacio	N° de tubos	Peso c/u	Peso total
60,325	3500	58	125	7250
73,025	3500	47	190	8930
88,9	3500	39	257	10023
101,6	3500	34	316	10744
114,3	3500	30	360	<b>10800</b>

Todas las medidas están en mm y en Kg.

Como podemos ver, la estructura soporta su máxima carga cuando se carga con los tubos de 4.5"(114.3mm).

Ahora determinaremos las fuerzas que transmite la placa tope a la estructura.



$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_y = 188.46 \sin(2)$$

$$R_y = 6.58 \text{ Kg}$$

$$\Sigma M_z = 0$$

$$M_z = 188.46(157.26)$$

$$M_z = 29637.21 \text{ Kg*mm}$$

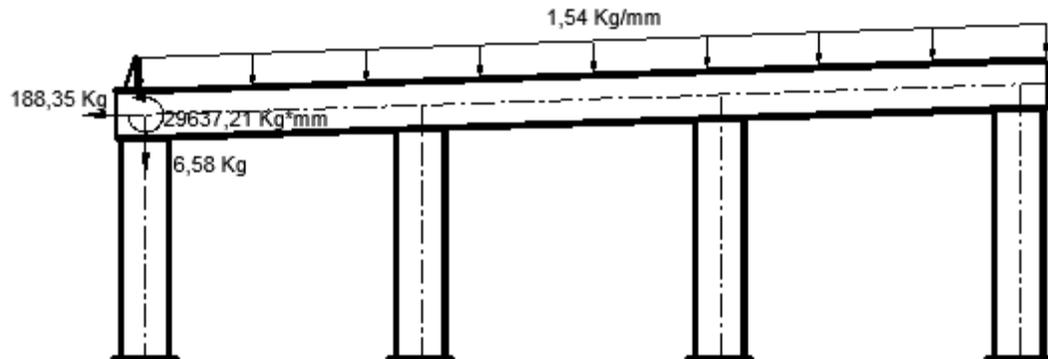
$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_x = 188.46 \cos(2)$$

$$R_x = 188.35 \text{ Kg}$$

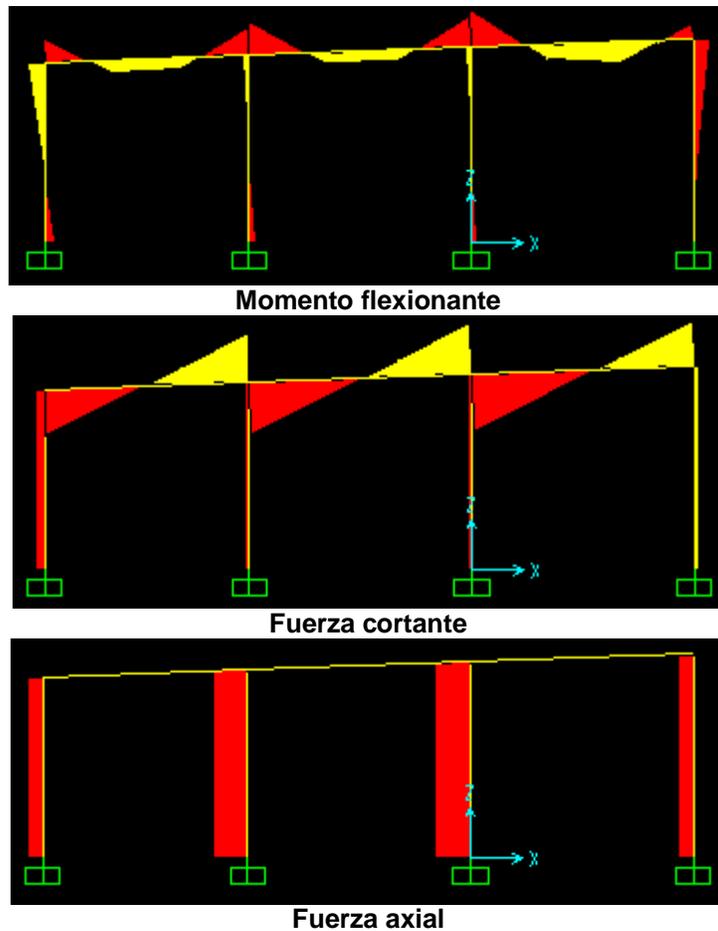
**Figura 4. 430 DCL carga transmitidas por la placa tope del dispensador de tubos**

La carga de los tubos se distribuye a lo largo de la viga superior de las dos estructuras que forman el dispensador, por lo que cada estructura del mismo soporta las siguientes cargas:



**Figura 4. 431 Carga máxima en el soporte del dispensador de tubos**

Aplicando las cargas sobre la estructura en el programa SAP 14 se obtienen los siguientes diagramas:



**Figura 4. 432 Diagramas de fuerzas y momentos en el soporte del dispensador de tubos**

Del análisis de los diagramas podemos resaltar como elemento crítico la viga superior en la que se apoyan los tubos, la misma que presenta los siguientes diagramas:

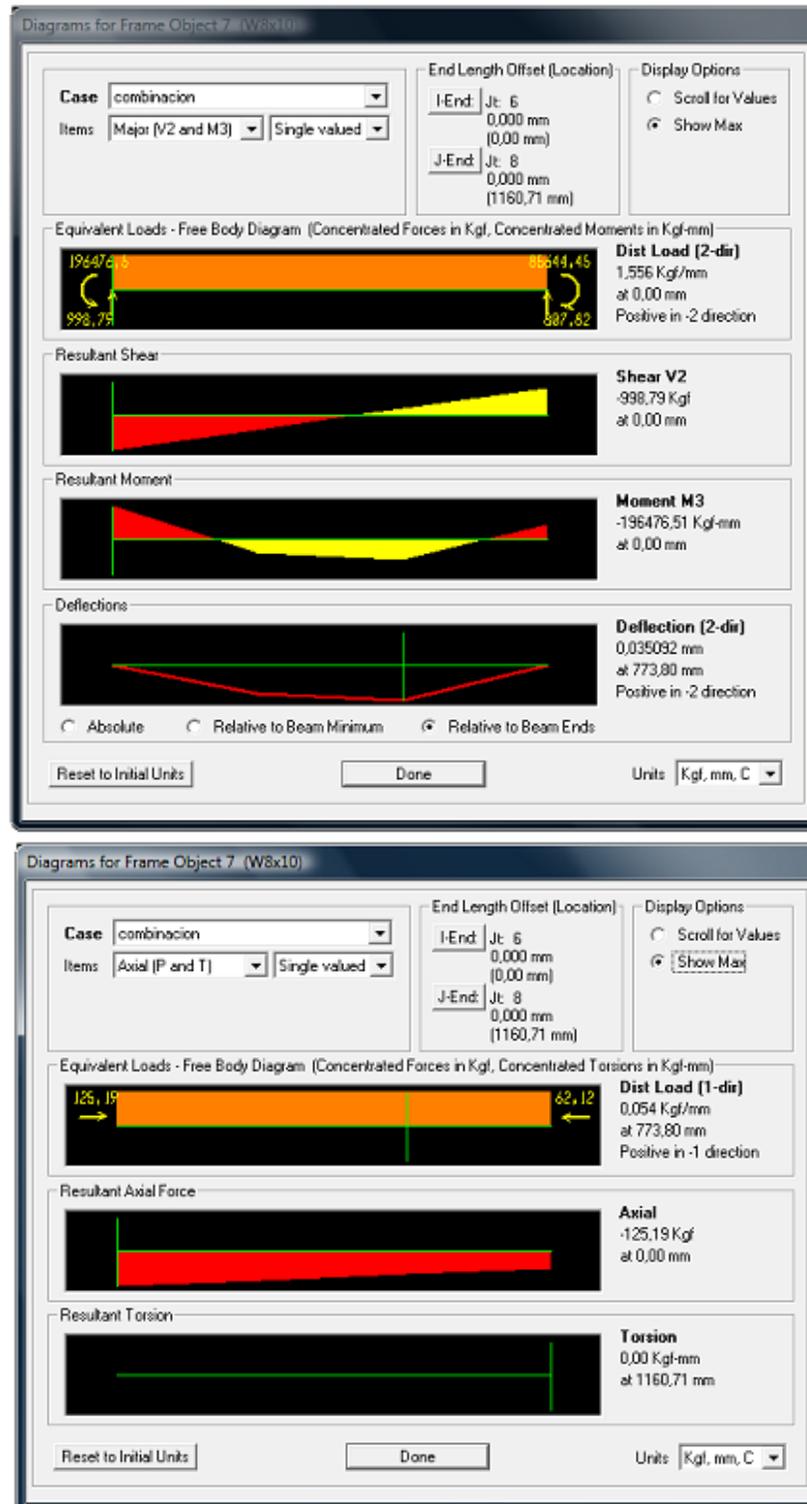
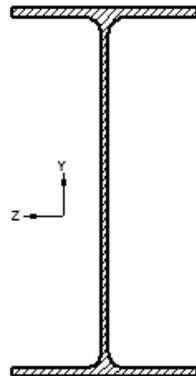


Figura 4. 433 Diagramas de fuerzas y momentos del elemento crítico del soporte del dispensador de tubos

Utilizaremos este elemento para la solución de la estructura.

Las propiedades de la sección se han obtenido usando el mismo programa, y son:



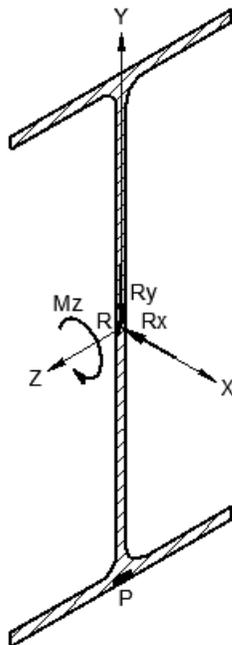
$$A := 1862.57 \quad \text{mm}^2$$

$$I_{zz} := 12397704 \quad \text{mm}^4$$

**Figura 4. 434 Sección transversal del elemento crítico del soporte del dispensador del tubo**

Se ha identificado la sección crítica en la que se han graficado las cargas predominantes y resaltado los puntos críticos P y R:

**Sección crítica:** En la sección del momento máximo.



$$R_y := 998.799.8 = 9.788 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$R_x := 125.199.8 = 1.227 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$M_z := 196476.549.8 = 1.925 \times 10^6 \quad \text{N}$$

$$\sigma_{xx} := \frac{M_z \cdot 100.2}{I_{zz}} + \frac{R_x}{A} = 16.221 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{xy} := \frac{R_y}{820.35} = 11.932 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 435 DCL carga máxima en la sección crítica del elemento crítico del soporte del dispensador de tubos**

El esfuerzo cortante  $\tau_{xy}$  se da en el punto crítico R, mientras que el esfuerzo de flexión  $\sigma_{xx}$  se da en el punto crítico P, razón por la cual, los analizaremos por separado.

El esfuerzo varía entre  $\sigma_{xx}$  y 0 Mpa por lo que los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{xx} + 0}{2} = 8.11 \quad \text{MPa} \quad \tau_m := \frac{\tau_{xy} + 0}{2} = 5.966 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{xx} - 0}{2} = 8.11 \quad \text{MPa} \quad \tau_a := \frac{\tau_{xy} - 0}{2} = 5.966 \quad \text{MPa}$$

Como podemos observar no existe ningún concentrador de esfuerzos en la sección, por lo tanto no se modificarán los esfuerzos obtenidos.

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 250 \quad \text{MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

$$\phi_e := \sqrt{\frac{0.05 \cdot 200.4 \cdot 100.07}{0.0766}} = 114.412 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: perfil W8x10}$$

$$K_b := 0.859 - 0.000837 \phi_e = 0.763$$

Factor de tamaño

Kc)

$$K_{c\sigma} := 1$$

Factor de carga: Flexión

$$K_{c\tau} := 0.258 S_u^{0.125} = 0.547$$

Factor de carga: Cortante

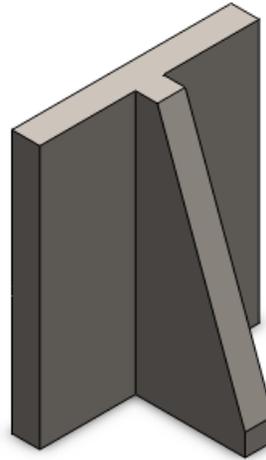
Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS_{\sigma} := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_{c\sigma} \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 9.775$$

$$FS_{\tau} := \frac{0.58 S_y}{\sigma_m + \frac{0.58 S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_{c\tau} \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 5.447$$

#### 4.6.2 DISEÑO DE LA PLACA TOPE DEL DISPENSADOR DE TUBOS

Se propone el siguiente modelo para las placas que servirán de tope en el dispensador de tubos:

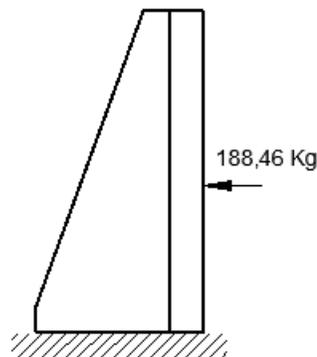


**Figura 4. 436 Placa tope**

Esta pieza tiene la función de sostener los tubos en el dispensador, el mismo que tiene una inclinación de  $2^\circ$ , por lo que los 30 tubos de 360 Kg ejercerán una carga de:

$$P := \frac{360}{2} \cdot \sin\left(2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot 30 = 188.457 \text{ Kg}$$

Dicha carga se aplica en la pieza de la siguiente forma:



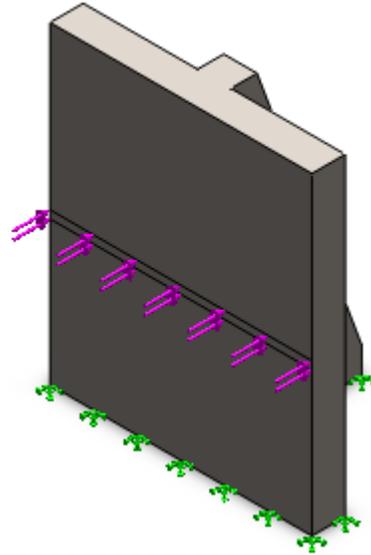
**Figura 4. 437 DCL carga máxima en la placa tope**

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \text{ MPa}$$

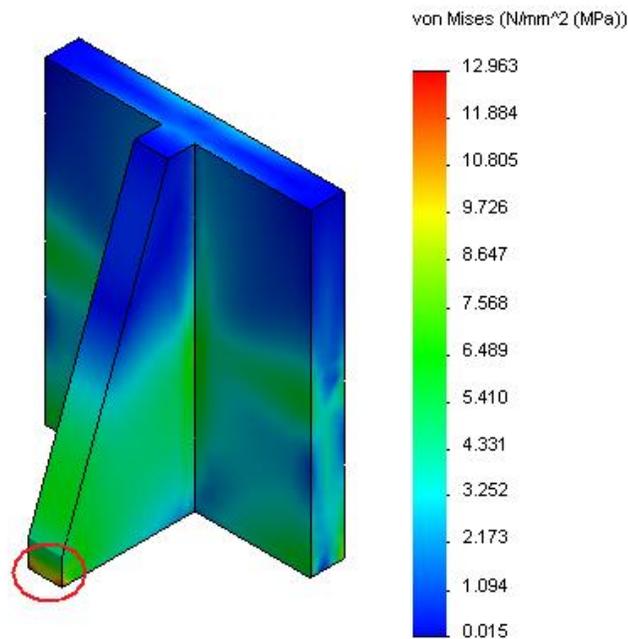
$$S_y := 250 \text{ MPa}$$

Para el cálculo de los esfuerzos máximos y mínimos en la pieza utilizaremos el programa de elementos finitos SolidWorks en el que se aplican las cargas a la pieza de la siguiente forma:



**Figura 4. 438 Ubicación de la carga máxima en la placa tope**

Del análisis se obtienen los siguientes resultados, pudiendo resaltar la siguiente zona crítica:



**Figura 4. 439 Simulación del esfuerzo máximo de Von Mises en la placa tope**

El esfuerzo mínimo se dará cuando la pieza no soporte ninguna carga más que su propio peso, el cual es despreciable en comparación a las cargas que soporta, por lo que consideraremos:

$$\sigma_x := 12.96 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_n := 0 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + \sigma_n}{2} = 6.48 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - \sigma_n}{2} = 6.48 \quad \text{MPa}$$

Como podemos observar no existe ningún concentrador de esfuerzos en la sección del esfuerzo máximo de Von Mises, por lo tanto no se modificarán los esfuerzos obtenidos.

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \quad \text{MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

$$\phi_e := \sqrt{\frac{0.05 \cdot 62.7 \cdot 100}{0.0766}} = 63.974 \quad \text{mm}$$

Diámetro equivalente: perfil en T de 60.7x100

$$K_b := 0.859 - 0.000837 \phi_e = 0.805$$

Factor de tamaño

Kc)

$$K_c := 1$$

Factor de carga: esfuerzo equivalente de Von Mises

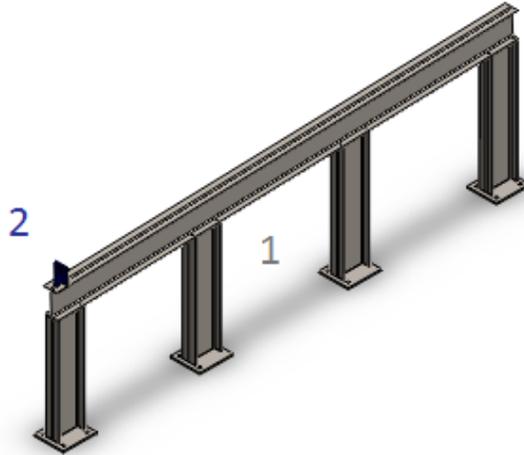
Factor de seguridad según Soderberg:

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 12.688$$

Esta pieza soporta fuerzas de impacto considerables, por lo que tomaremos como válido el factor de seguridad obtenido.

### 4.6.3 DISEÑO DE LAS JUNTAS SOLDADAS DEL SOPORTE DISPENSADOR DE TUBOS

Existen 2 zonas en las que analizaremos las juntas soldadas:



**Figura 4. 440 Numeración de las juntas soldadas del soporte del dispensador de tubos**

#### 4.6.3.1 Soldadura 1: Estructura

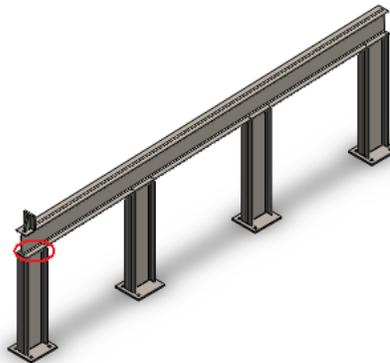
Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/16"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{16} \cdot 25.4 = 3.367 \quad \text{mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

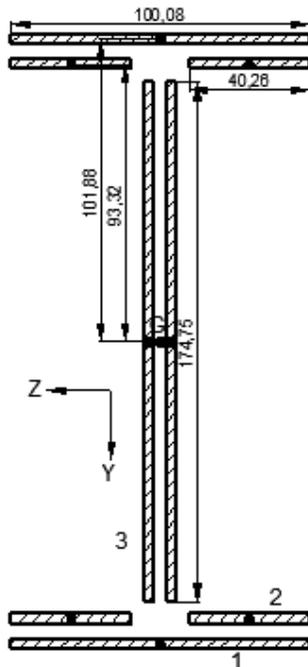
Para el diseño de las juntas soldadas de la estructura de abastecimiento, tomaremos la junta sometida a las mayores cargas y la usaremos para el diseño de todas las demás juntas.

Del análisis de la estructura de abastecimiento con el programa SAP 14 podemos resaltar la siguiente junta crítica:



**Figura 4. 441 Junta crítica del soporte del dispensador de tubo**

Las propiedades de la junta serán:



$$I_{z1} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 100.08 h^3 + 100.08 h \cdot 101.88^2 \right) = 6.996 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{z2} := 4 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 40.26 h^3 + 40.26 h \cdot 93.32^2 \right) = 4.723 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

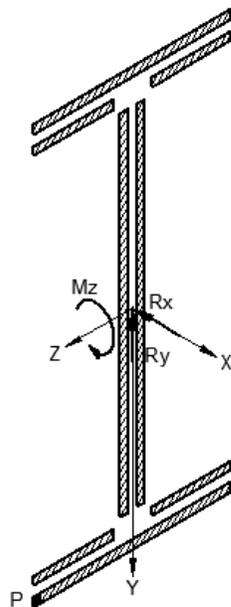
$$I_{z3} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 174.75^3 \right) = 2.995 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_{zz} := I_{z1} + I_{z2} + I_{z3} = 1.471 \times 10^7 \text{ mm}^4$$

$$A := 2 \cdot 108.08 h + 4 \cdot 40.26 h + 2 \cdot 174.75 h = 2.447 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

**Figura 4. 442 Distancia del centroide de los cordones al centroide de la junta soldada crítica del soporte del dispensador de tubos**

Esta junta soporta las siguientes cargas y esfuerzos, pudiendo resaltar el punto crítico P:



$$R_x := 828.629.8 = 8.12 \times 10^3 \text{ N}$$

$$R_y := 154.639.8 = 1.515 \times 10^3 \text{ N}$$

$$M_z := 90836.229.8 = 8.902 \times 10^5 \text{ N.mm}$$

$$\tau_{xx} := \frac{M_z \cdot 103.56}{I_{zz}} + \frac{R_x}{A} = 9.584 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} := \frac{R_y}{A} = 0.619 \text{ MPa}$$

$$\tau_x := \sqrt{\tau_{xx}^2 + \tau_{xy}^2} = 9.604 \text{ MPa}$$

**Figura 4. 443 DCL carga máxima en la junta soldada crítica del soporte del dispensador de tubos**

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_x + 0}{2} = 4.802 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - 0}{2} = 4.802 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 4.802 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 9.604 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.654 \quad \text{Factor de superficie: Proceso realizado a mano}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 710.7} = 39.526 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 710.7 mm.}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.837 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55 \quad \text{Factor de carga cortante}$$

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 6.014$$

### 4.6.3.2 Soldadura 2: Tope

Tipo: Filete

Electrodo: E 6011 3/8"

$$h := 0.707 \cdot \frac{3}{8} \cdot 25.4 = 6.734 \quad \text{mm} \quad \text{Altura de la garganta}$$

Para empezar determinaremos la ubicación del centroide de la junta.

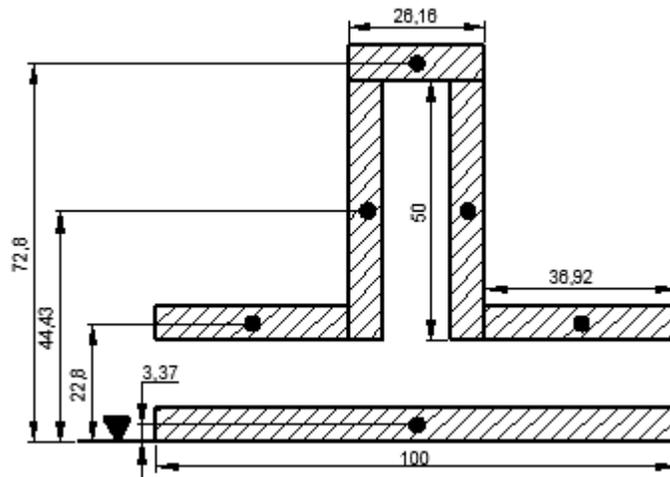


Figura 4. 444 Sección transversal de la junta soldada de la placa tope

$$Y_m := \frac{100h \cdot 3.37 + 2 \cdot 36.92h \cdot 22.8 + 2 \cdot 50 \cdot h \cdot 44.43 + 26.16h \cdot 72.8}{100h + 2 \cdot 36.92h + 2 \cdot 50 \cdot h + 26.16h} = 27.893 \text{ mm}$$

Las cargas que soporta la junta son:

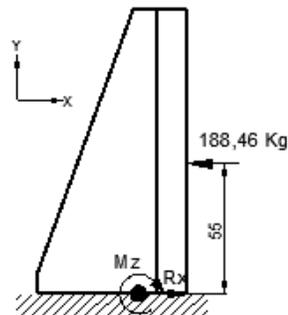


Figura 4. 445 DCL carga máxima en el centroide de la junta soldada de la placa tope

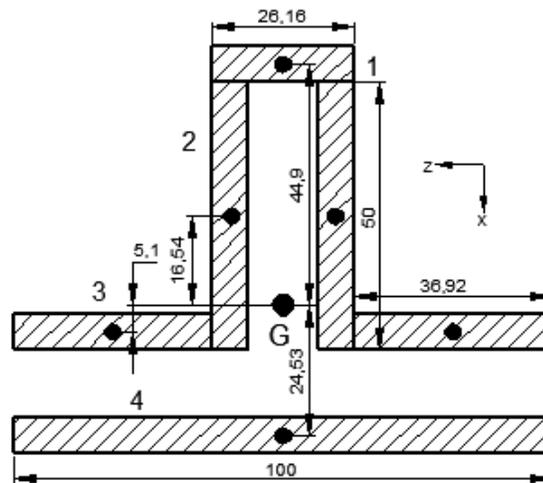
$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_x = 188.46 \text{ Kg}$$

$$\Sigma M_z = 0$$

$$M_z = 188.46(55) \quad M_z = 10365.30 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

Las propiedades de la junta serán:



**Figura 4. 446 Distancia del centroide de los cordones al centrpide de la junta soldada de la placa tope**

$$I_{z1} := \frac{1}{12} \cdot 26.16 h^3 + 26.16 h \cdot 44.9^2 = 3.558 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z2} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot h \cdot 50^3 + h \cdot 50 \cdot 16.54^2 \right) = 3.245 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$

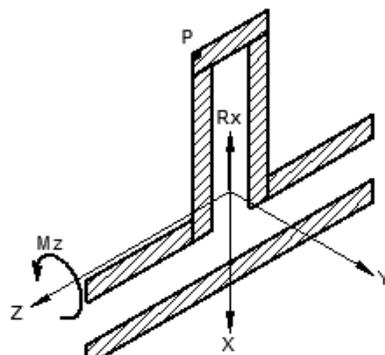
$$I_{z3} := 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 36.92 h^3 + 36.92 h \cdot 5.1^2 \right) = 1.481 \times 10^4 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{z4} := \frac{1}{12} \cdot 100 h^3 + 100 h \cdot 24.53^2 = 4.078 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$

$$I_{zz} := I_{z1} + I_{z2} + I_{z3} + I_{z4} = 1.103 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

$$A := 100 h + 2 \cdot 36.92 h + 2 \cdot 50 h + 26.16 h = 2.02 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

Esta junta soporta las siguientes cargas y esfuerzos, pudiendo resaltar el punto crítico P:



$$R_x := 188.469.8 = 1.847 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$M_z := 10365.309.8 = 1.016 \times 10^5 \quad \text{N}$$

$$\tau_{xy} := \frac{M_z \cdot 48.27}{I_{zz}} = 4.446$$

$$\tau_{xx} := \frac{R_x}{A} = 0.914$$

$$\tau_x := \sqrt{\tau_{xx}^2 + \tau_{xy}^2} = 4.539$$

**Figura 4. 447 DCL carga máxima en la junta soldada de la placa tope**

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_x + 0}{2} = 2.269 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - 0}{2} = 2.269 \quad \text{MPa}$$

Existen concentradores de esfuerzo, por lo que los esfuerzos serán:

$$k_f := 2 \quad \text{Soldadura a filete}$$

$$\tau_{mf} := \tau_m = 2.269 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{af} := k_f \cdot \tau_a = 4.539 \quad \text{MPa}$$

Ahora determinaremos los factores que afectan a la resistencia de la junta cuando esta trabaja a fatiga.

Trabajaremos con electrodo E6011, el cual tiene las siguientes propiedades:

$$S_u := 427 \quad \text{MPa}$$

$$S_y := 345 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 213.5 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 271 \cdot S_u^{-0.995} = 0.654 \quad \text{Factor de superficie: Proceso realizado a mano}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \sqrt{h \cdot 300} = 36.317 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: Cordón de longitud total igual a 300 mm.}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.844 \quad \text{Factor de tamaño: } \phi_e \text{ mayor a 2.79mm y menor a 51mm}$$

Kc)

$$K_c := 0.258 S_u^{0.125} = 0.55 \quad \text{Factor de carga cortante}$$

El factor de seguridad según Goodman será:

$$FS := \frac{\frac{2}{3} \cdot S_u}{\tau_{mf} + \frac{\frac{2}{3} S_u}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \tau_{af}} = 12.829$$

Esta junta está sometida a cargas de impacto, por lo que consideraremos el factor de seguridad obtenido como válido.

#### 4.6.4 DISEÑO DE LOS PERNOS DE ANCLAJE DEL DISPENSADOR DE TUBOS

##### Datos del perno:

Perno M20x2.5

$\phi := 20$  mm Diámetro

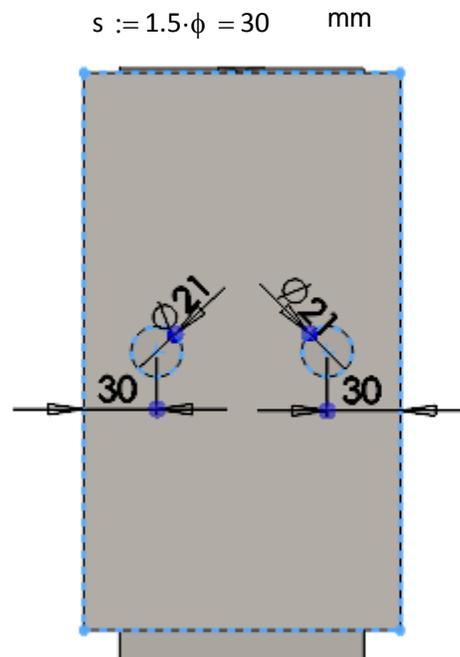
$A_t := 245$  mm<sup>2</sup> Área a la tracción

$E := 207$  GPa Modulo de elasticidad

$p := 2.5$  mm Paso

##### Desarrollo:

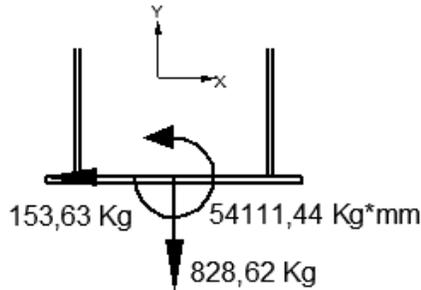
Se recomienda posicionar los pernos a una distancia  $s=1.5\phi$  de los bordes de la placa



**Figura 4. 448 Ubicación de los agujeros para pernos de anclaje en el soporte del dispensador de tubos**

Del diseño de la estructura del dispensador podemos obtener las siguientes cargas que afectan a la junta:

**Carga máxima:** Al soportar 30 tubos de 4.5" de diámetro.



$$\underline{\Sigma F_y=0}$$

$$R_y := 828.6 \cdot 9.8 = 8.12 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_x := 153.63 \cdot 9.8 = 1.506 \times 10^3 \quad \text{N}$$

$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

$$M_z := 54111.44 \cdot 9.8 = 5.303 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

**Figura 4. 449 DCL carga máxima en los pernos de anclaje del soporte del dispensador de tubos**

Debido a que el espesor de la placa es desconocido, utilizaremos estas cargas como referencia para el diseño de los pernos de anclaje.

El momento  $M_z$  tiende a desplazar la carga resultante en la dirección en que se da la compresión en la placa de apoyo. Es importante analizar la distancia que se desplaza la carga resultante, pues de ella depende el procedimiento de diseño.

$$e := \frac{M_z}{R_y} = 65.303 \quad \text{mm}$$

La carga resultante cae entre los patines, por lo que los pernos no soportarán cargas de tracción debido al momento.

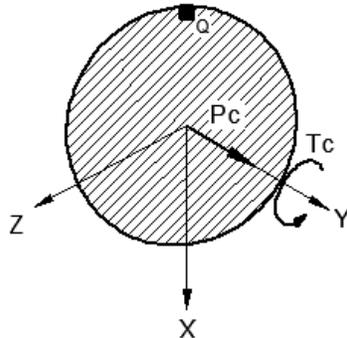
Aplicaremos una precarga de:

$$P_c := 15000 \quad \text{N}$$

Para obtener dicha fuerza de precarga, el torque de aprieta deberá ser:

$$T_c := 0.3 \cdot P_c \cdot \phi = 9 \times 10^4 \quad \text{N.mm}$$

Durante el ensamble de la junta, el perno soportará el siguiente estado de carga:



$$\sigma := \frac{P_c}{A_t} = 61.224 \quad \text{MPa}$$

$$\phi_t := \sqrt{\frac{A_t \cdot 4}{\pi}} = 17.662 \quad \text{mm}$$

$$\tau := \frac{T_c \cdot \frac{\phi_t}{2}}{\frac{\pi}{32} \phi_t^4} = 83.195 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 450 DCL cargas de montaje en el perno de anclaje del soporte del dispensador de tubos**

El esfuerzo de Von Mises será:

$$\sigma_v := \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = 156.566 \quad \text{MPa}$$

Utilizando pernos grado 8.8, pues es el disponible en el mercado

$$S_u := 830 \quad \text{MPa} \quad \text{Resistencia de tensión mínima}$$

$$S_p := 600 \quad \text{MPa} \quad \text{Resistencia mínima de prueba}$$

La resistencia mínima de prueba asegura que el perno no se deformará plásticamente.

El factor de seguridad para el montaje será de:

$$FS := \frac{S_p}{\sigma_v} = 3.832$$

Para liberar al perno del torque aplicado, giraremos 30° después de alcanzar el torque de apriete y regresaremos el mismo ángulo, dejando así al perno libre de cargas de torsión.

Los esfuerzos en el perno serán:

$$\tau_x := \frac{\frac{R_x}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot \phi^2} = 2.396 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_n := 0 \quad \text{MPa}$$

Los esfuerzos estáticos y dinámicos serán:

$$\tau_m := \frac{\tau_x + \tau_n}{2} = 1.198 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := \frac{\tau_x - \tau_n}{2} = 1.198 \quad \text{MPa}$$

No existen concentradores de esfuerzo en la dirección del esfuerzo cortante.

Una vez que tenemos los esfuerzos calculados, vamos a determinar los factores que reducen el límite de resistencia estático cuando se trabaja a fatiga.

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 415 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 \cdot S_u^{-0.265} = 0.75 \quad \text{Factor de superficie: acero laminado en frio}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi = 7.4 \quad \text{mm} \quad \text{Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24(\phi_e)^{-0.107} = 1.001 \quad \text{Factor de tamaño no se aplica pues es mayor a 1}$$

Kc)

$$K_{c\tau} := 0.328(S_u)^{0.125} = 0.76 \quad \text{Factor de carga a cortante}$$

El factor de seguridad según Godman será:

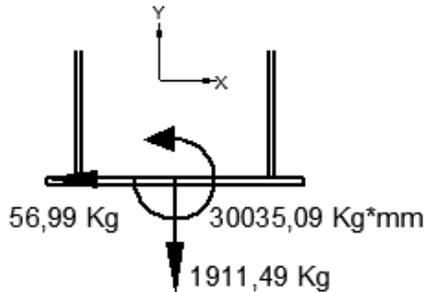
$$FS_\tau := \frac{0.58S_u}{\tau_m + \frac{0.58S_u}{K_a \cdot K_{c\tau} \cdot S_e} \cdot \tau_a} = 132.322 \quad \text{Factor de seguridad a cortante}$$

Para disminuir el factor de seguridad tendríamos que usar pernos M16, pero la ASD recomienda un diámetro mínimo de 20mm para pernos de anclaje.

#### 4.6.5 DISEÑO DE LOS APOYOS DEL DISPENSADOR DE TUBOS

Para empezar estableceremos las cargas que esfuerzan a la placa de apoyo más esforzada, datos que tomaremos del diseño del dispensador de tubos.

**Carga máxima:** Al soportar 30 tubos de 4.5" de diámetro.



$$\underline{\Sigma F_y=0}$$

$$R_y := 1911.49 \cdot 9.8 = 1.873 \times 10^4 \quad \text{N}$$

$$\underline{\Sigma F_x=0}$$

$$R_x := 56.99 \cdot 9.8 = 558.502 \quad \text{N}$$

$$\underline{\Sigma M_z=0}$$

$$M_z := 30035.09 \cdot 9.8 = 2.943 \times 10^5 \quad \text{N.m}$$

**Figura 4. 451 DCL carga máxima en el apoyo del soporte del dispensador de tubos**

El momento  $M_z$  tiende a desplazar la carga resultante en la dirección en que se da la compresión en la placa de apoyo. Es importante analizar la distancia que se desplaza la carga resultante, pues de ella depende el procedimiento de diseño.

Si la excentricidad cae dentro del tercio medio de la placa se considera un momento pequeño, y se puede afirmar que toda la placa de apoyo trabaja a compresión. Por otro lado, si la excentricidad cae fuera del tercio medio de la placa, uno de los dos lados trabajará a tracción, la cual será soportada por los pernos de anclaje.

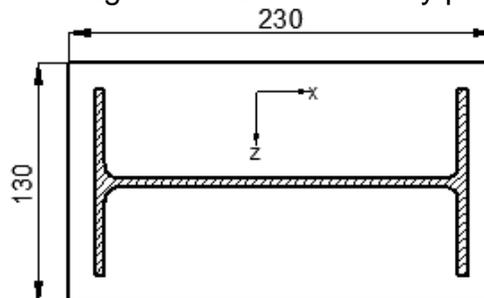
La excentricidad de la carga resultante está dada por:

$$e := \frac{M_z}{R_y} = 15.713 \quad \text{mm}$$

Según la especificación ASD, la presión ejercida por la placa de apoyo no deberá superar el 70% de la resistencia a compresión del concreto reforzado, la cual es de:

$$f_{cr} := 20.71 \quad \text{MPa}$$

Se propone una placa de las siguientes dimensiones y propiedades:



**Figura 4. 452 Dimensiones del apoyo del soporte del dispensador**

$$A := 130 \cdot 230 = 2.99 \times 10^4 \quad \text{mm}^2$$

$$I_{zz} := \frac{1}{12} \cdot 130 \cdot 230^3 = 1.318 \times 10^8 \quad \text{mm}^4$$

El esfuerzo permisible sobre el concreto será:

$$S_p := 0.7 \cdot S_{cr} = 14.497 \quad \text{MPa}$$

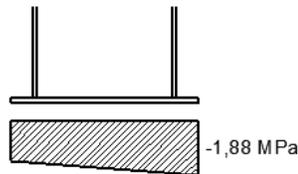
Los pernos tienen una precarga de:

$$P_c := 15000 \quad \text{N}$$

El esfuerzo de compresión que ejerce la placa sobre el concreto durante la carga máxima será:

$$\sigma_c := \frac{-R_y}{A} - \frac{R_y \cdot e \cdot 115}{I_{zz}} - \frac{2 \cdot P_c}{A} = -1.887 \quad \text{MPa} \quad \text{Ejercido por la placa, mucho menor a } S_p$$

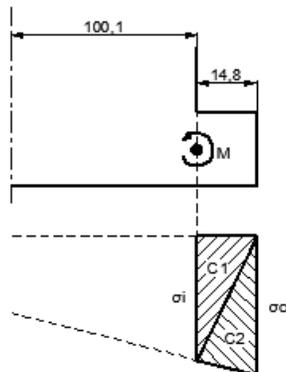
La distribución del esfuerzo será:



**Figura 4. 453 Distribución del esfuerzo en el concreto debajo del apoyo del soporte del dispensador de tubos**

La zapata de concreto reacciona sobre la placa con una presión que tiende a flexionar las partes en voladizo de ésta que quedan fuera del patín.

El momento flexionante de la parte en voladizo será:



$$\sigma_i := \frac{-R_y}{A} - \frac{R_y \cdot e \cdot 100.1}{I_{zz}} - \frac{2 \cdot P_c}{A} = -1.853 \quad \text{MPa}$$

$$C1 := \left| \frac{14.8 \cdot 130 \cdot \sigma_i}{2} \right| = 1782.958 \quad \text{N}$$

$$C2 := \left| \frac{14.8 \cdot 130 \cdot \sigma_c}{2} \right| = 1814.967 \quad \text{N}$$

$$M := C1 \cdot \left( \frac{14.8}{3} \right) + C2 \cdot \left( 14.8 \cdot \frac{2}{3} \right) = 2.67 \times 10^4 \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

**Figura 4. 454 Distribución de la carga en el apoyo del soporte del dispensador de tubos**

Este método supone un pequeño error en el cálculo de la carga C2 y la ubicación de su centro de gravedad, más está aprobado por la ASD, pues se han obtenido resultados favorables.

Se propone un espesor t igual a:

$$t := 6.35 \text{ mm}$$

El esfuerzo de flexión máximo será:

$$\sigma_x := \frac{M \cdot \frac{t}{2}}{\frac{1}{12} \cdot 130 \cdot t^3} = 30.565 \text{ MPa}$$

Debido a que la tracción de los pernos se da antes de la sección en voladizo, tomaremos como esfuerzo mínimo 0 MPa.

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_x + 0}{2} = 15.283 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_x - 0}{2} = 15.283 \text{ MPa}$$

Utilizaremos acero estructural ASTM A-36 cuyas propiedades son:

$$S_u := 410 \text{ MPa}$$

$$S_y := 250 \text{ MPa}$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga son:

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 205 \text{ MPa}$$

Ka)

$$K_a := 56.1 \cdot S_u^{-0.719} = 0.742$$

Factor de superficie: acero laminado en caliente

Kb)

$$\phi_e := 0.808 \cdot \sqrt{t \cdot 130} = 23.215$$

mm Diámetro equivalente: Sección rectangular de 6.35x173.9mm no rotativa

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 0.886$$

Factor de tamaño:  $\phi_e$  mayor a 2.79mm y menor a 51mm

Kc)

$$K_c := 1$$

Factor de carga: flexión

Factor de seguridad según Soderberg:

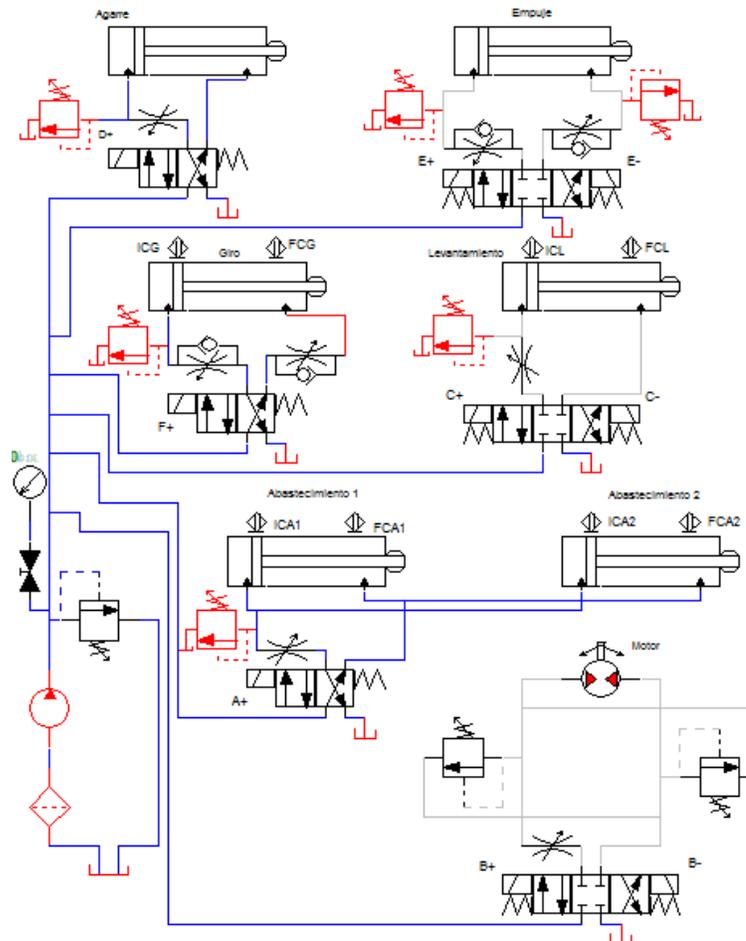
$$FS := \frac{S_y}{\sigma_m + \frac{S_y}{K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_a} = 5.728$$

## 4.7 SISTEMA HIDRÁULICO <sup>10</sup>

Este sistema es el encargado de accionar todos los mecanismos de la máquina, a través de actuadores hidráulicos. Está constituido por cilindros hidráulicos, un motor, válvulas de regulación de caudal y presión, válvulas direccionales, mangueras hidráulicas y un grupo hidráulico de potencia, en el cual encontraremos una bomba, un motor eléctrico, un reservorio y un filtro de succión.

El control del sistema hidráulico será electrónico, y en su mayor parte automatizado.

Se han tomado todas las previsiones posibles para salvaguardar la integridad de los operarios y del sistema en general.



**Figura 4. 455 Diagrama de potencia del sistema hidráulico**

<sup>10</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia, a menos que se especifique lo contrario.

## 4.7.1 SELECCIÓN DE ACTUADORES HIDRÁULICOS

### 4.7.1.1 Cilindro de Agarre

#### Datos de diseño:

Cilindro:

$\phi$ := 2.5	cm	Diámetro del pistón
c := 85	mm	Carrera de trabajo del cilindro
ts := 3	s	Tiempo de salida del pistón
tr := 3	s	Tiempo de retorno del pistón

Sistema:

$\Delta p_s$ := 11.485	bar	Caída de presión en la línea de salida
$\Delta p_{ds}$ := 4.267	bar	Contrapresión a la salida

#### Desarrollo:

La fuerza de agarre necesaria para prevenir el deslizamiento del tubo más grande es:

$$F_{ag} := 144.93 \text{ Kg}$$

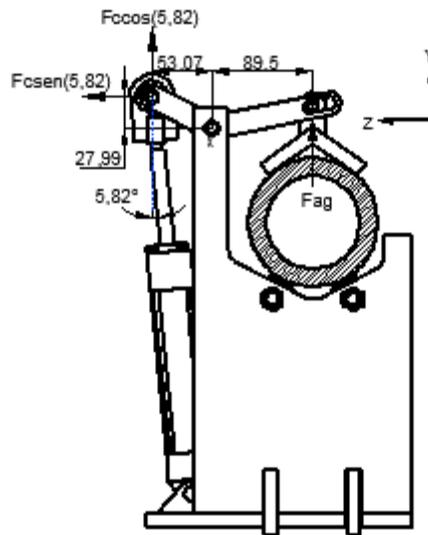


Figura 4. 456 DCL cargas en el cilindro de agarre con el tubo de 4.5"

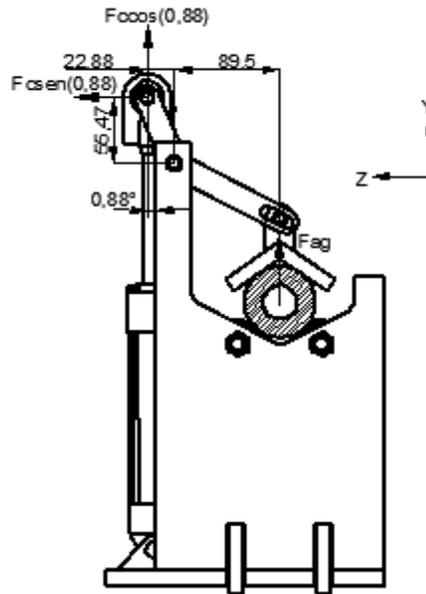
$$\underline{\Sigma M_x=0}$$

$$F_c \cdot \cos(5.82) \cdot 53.07 = F_{ag} \cdot 89.5 + F_c \cdot \sin(5.82) \cdot 27.99$$

$$F_c := \frac{F_{ag} \cdot 89.5}{\cos\left(5.82 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot 53.07 - \sin\left(5.82 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot 27.99} = 259.642 \text{ Kg}$$

La fuerza de agarre necesaria para prevenir el deslizamiento del tubo más pequeño es:

$$F_{ag} := 62.15 \quad \text{Kg}$$



**Figura 4. 458 DCL cargas en el cilindro de agarre con el tubo de 2 3/8"**

$$\Sigma M_x = 0$$

$$F_c \cdot \cos(5.82) \cdot 53.07 = F_{ag} \cdot 89.5 + F_c \cdot \sin(5.82) \cdot 55.47$$

$$F_c := \frac{F_{ag} \cdot 89.5}{\cos\left(0.88 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot 22.88 - \sin\left(0.88 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot 55.47} = 252.546 \quad \text{Kg}$$

Vemos que la mayor fuerza necesaria en el cilindro de agarre se da cuando tengo el tubo más grande. Tomaremos esta fuerza como referencia para establecer las distintas variables de operación del cilindro.

**Carga en el agarre:**

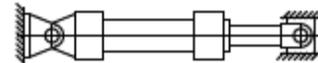
$$M := 259.64 \quad \text{Kg}$$

Datos para entrar en el gráfico de selección del vástago:

**Longitud ideal:**

$$F_C := 2 \quad \text{Factor de longitud para el montaje}$$

$$L_{id} := F_C \cdot c = 170 \quad \text{mm}$$

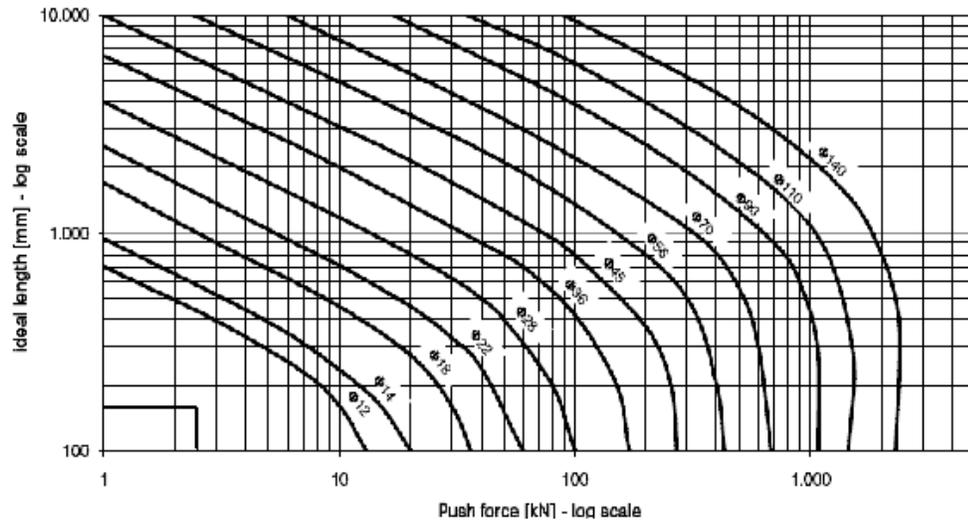


**Figura 4. 457 Disposición del cilindro de agarre**

**Fuerza aplicada:**

$$F_a := \frac{M \cdot 9.8}{1000} = 2.544 \quad \text{kN}$$

## Selección del diámetro del vástago:



**Figura 4. 459** Curvas de selección para el vástago del cilindro de agarre

Fuente: Catálogo de cilindros hidráulicos ATOS

El diámetro del vástago será de 12 mm.

$$\phi_b := 1.2 \text{ cm}$$

Para asegurar la estabilidad del sistema, ATOS recomienda:

### Áreas de trabajo:

$$A1 := \frac{\pi}{4} \cdot \phi^2 = 4.909 \text{ cm}^2 \quad \text{Área de empuje}$$

$$A2 := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi^2 - \phi_b^2) = 3.778 \text{ cm}^2 \quad \text{Área de tire}$$

### Velocidades de trabajo:

$$V_{cs} := \frac{c}{t_s} = 28.333 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de salida}$$

$$V_{cr} := \frac{c}{t_r} = 28.333 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de retorno igual a } V_{cs} \text{ debido al uso de una válvula reguladora de caudal bidireccional.}$$

### Presión de Operación:

$$P_{cs} := \frac{M}{A1} \cdot 0.98107 + \Delta p_{ds} \cdot \frac{A2}{A1} + \Delta p_s = 66.661 \text{ bar} \quad \text{Presión de empuje}$$

### Caudales de Operación:

$$Q_{cs} := V_{cs} \cdot \frac{1}{10} \cdot A1 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 0.834 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad \text{Caudal de salida}$$

$$Q_{cr} := V_{cr} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_2 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 0.642 \quad \frac{l}{min} \quad \text{Caudal de retorno}$$

$$Q_{cda} := V_{cs} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_2 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 0.642 \quad \frac{l}{min} \quad \text{Caudal desalojado durante la salida}$$

$$Q_{cdr} := V_{cr} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_1 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 0.834 \quad \frac{l}{min} \quad \text{Caudal desalojado durante el retorno}$$

### Código ATOS:

CK/-25/12/\*0099-D 0 0 1-AHK-B1X1

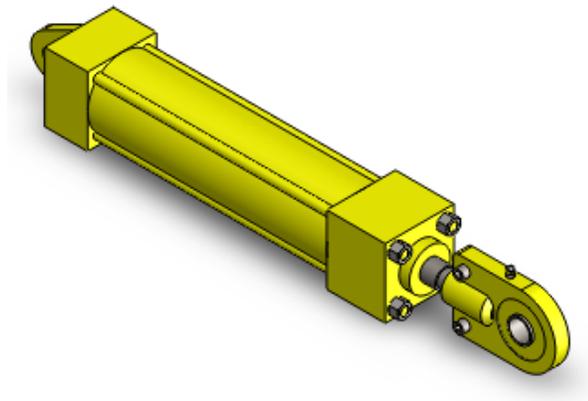


Figura 4. 460 Cilindro de agarre

### 4.7.1.2 Cilindro de Giro

#### Datos de diseño:

Cilindro:

$\phi := 2.5$  cm Diámetro del pistón

$\phi_b := 1.2$  cm Diámetro del vástago propuesto

$c := 250$  mm Carrera del cilindro

Aceite:

$$E := 1.4 \cdot \frac{10000000000}{1} \cdot \frac{1}{100} = 1.4 \times 10^7 \quad \frac{Kg}{cm \cdot s^2}$$

Sistema:

$M_{tub} := 360$  Kg Peso del tubo

$t_g := 30$  s Tiempo de giro

$t_r := 10$  s Tiempo de retorno

$\theta_a := \pi$  rad Ángulo de giro del actuador

$\Delta p_s := 7.164$  bar Caída de presión en la línea de salida

$\Delta p_{ds} := 1.198$  bar Contrapresión a la salida

Propiedades obtenidas con SolidWorks:

$I_{tub} := 25803389.77$   $\text{kg} \cdot \text{cm}^2$  Inercia del tubo  
 $I_{mec} := 3257289.13 - 323.2314 \cdot 2^2 = 3.322 \times 10^6$   $\text{kg} \cdot \text{cm}^2$  Inercia del mecanismo  
 $I_{en} := 213.616$   $\text{kg} \cdot \text{cm}^2$  Inercia del engranaje  
 $I_{ejg} := 1.43$   $\text{kg} \cdot \text{cm}^2$  Inercia del eje de giro

Engrane:

$N := 39$  Número de dientes

$m := 4$  Modulo

$\phi_p := m \cdot N = 156$  mm Diámetro primitivo

## Desarrollo:

### Pulsación del sistema a la salida:

$A_1 := \frac{\pi}{4} \cdot \phi^2 = 4.909$   $\text{cm}^2$  Área de empuje

$A_2 := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi^2 - \phi_b^2) = 3.778$   $\text{cm}^2$  Área de tire

$M := \frac{\Delta p_{ds}}{0.98} \cdot A_2 = 4.618$  Kg Fuerza en el pistón debido a la contrapresión

$W_{os} := \sqrt{\frac{40 \cdot E \cdot A_1}{c \cdot M} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{A_2}{A_1}}}{2}} = 1.448 \times 10^3$   $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$

### Tiempo mínimo de aceleración a la salida:

$t_{ans} := \frac{35}{W_{os}} = 0.024$  s

Por lo cual nuestro tiempo de aceleración tendrá que ser mayor:

### Tiempo de aceleración a la salida:

$t_{acs} := 2$  s Mayor a  $t_{ans}$

### Velocidad de salida:

$V_{cs} := \frac{c}{t_g - t_{acs}} = 8.929$   $\frac{\text{mm}}{\text{s}}$

### Aceleración lineal a la salida:

$$a_s := \frac{V_{cs}}{t_{acs}} = 4.464 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

### Aceleración angular a la salida:

$$\alpha_{as} := \frac{a_s}{\frac{\phi_p}{2}} = 0.057 \quad \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

### Torque en la aceleración de salida:

#### $\Sigma T = I \cdot \alpha$

$$T_{as} := (I_{tub} + I_{mec} + I_{en} + I_{ej}) \cdot \alpha_{as} \cdot \frac{1}{100^2} = 166.701 \quad \text{N.m}$$

### Carga a la salida:

$$M_s := \frac{T_{as} \cdot \frac{1000}{9.8}}{\frac{\phi_p}{2}} = 218.081 \quad \text{Kg}$$

### Pulsación del sistema a la salida corregida:

$$W_{os} := \sqrt{\frac{40 \cdot E \cdot A_1}{c \cdot M_s} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{A_2}{A_1}}}{2}} = 210.764 \quad \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

### Tiempo mínimo de aceleración a la salida corregido:

$$t_{ans} := \frac{35}{W_{os}} = 0.166 \quad \text{s}$$

El tiempo de aceleración seleccionado fue el correcto.

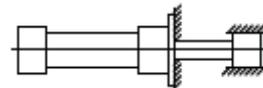
### Longitud ideal:

$FC := 0.5$  Factor de longitud para el montaje

$$L_{id} := FC \cdot c = 125 \quad \text{mm}$$

### Carga de aceleración a la salida:

$$F_{cs} := \frac{M_s \cdot 9.8 + M_s \cdot a_s \cdot \frac{1}{1000}}{9.8} = 218.181 \quad \text{Kg}$$



**Figura 4. 461 Disposición del cilindro de giro**

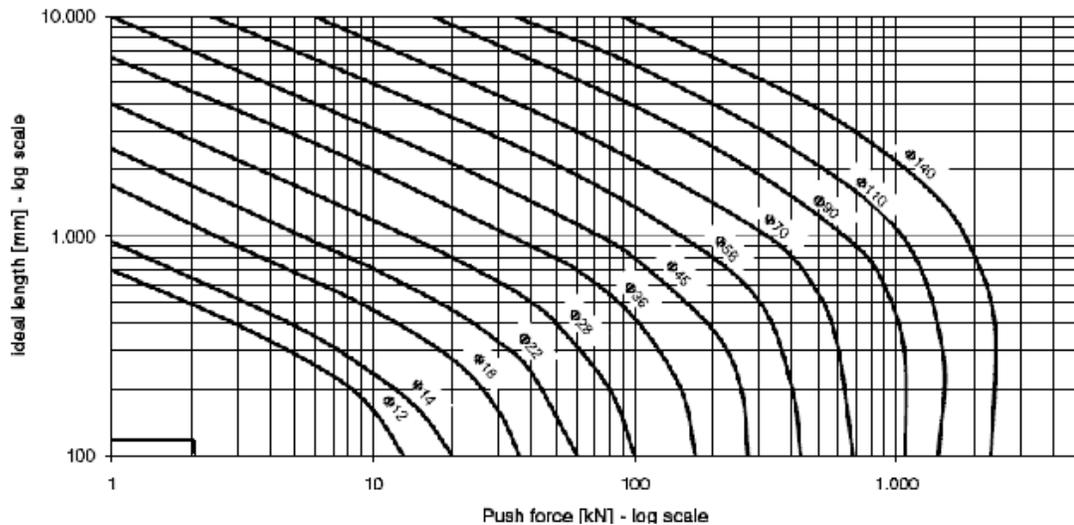
### Presión de Operación:

$$P_{cs} := \frac{F_{cs}}{A_1} \cdot 0.98107 + \Delta p_{ds} \cdot \frac{A_2}{A_1} + \Delta p_s = 51.692 \quad \text{bar} \quad \text{Presión de empuje}$$

### Fuerza aplicada:

$$F_a := \frac{F_{cs} \cdot 9.8}{1000} = 2.138 \quad \text{kN} \quad \text{Utilizaremos la fuerza obtenida de empuje}$$

### Selección del diámetro del vástago:



**Figura 4. 462 Curvas de selección para el vástago del cilindro de giro**

Fuente: Catálogo de cilindros hidráulicos ATOS

Podemos verificar que el diámetro escogido es el correcto.

### Velocidad de retorno:

$$V_{cr} := \frac{c}{tr} = 25 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

### Caudales de Operación:

$$Q_{cs} := V_{cs} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_1 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 0.263 \quad \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad \text{Caudal de salida}$$

$$Q_{cr} := V_{cr} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_2 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 0.567 \quad \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad \text{Caudal de retorno}$$

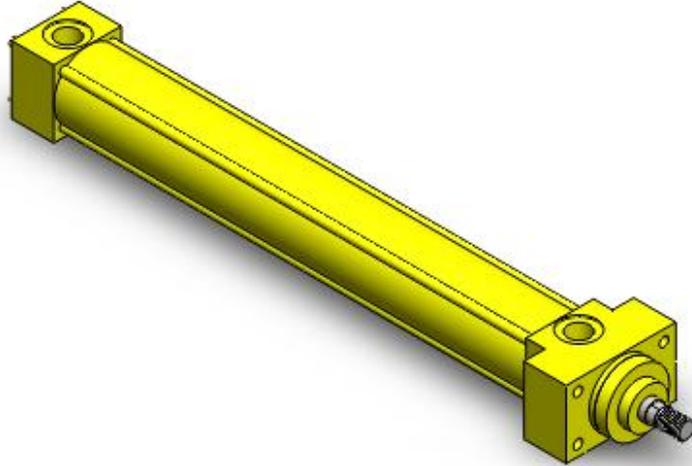
$$Q_{c ds} := V_{cs} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_2 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 0.202 \quad \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad \text{Caudal desalojado durante la salida}$$

$$Q_{c dr} := V_{cr} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_1 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 0.736 \quad \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad \text{Caudal desalojado durante el retorno}$$

### Código ATOS:

CK/-25/12/\*0250-N 0 0 1-AHK-B1X1

Los sensores de posición del cilindro tendrán que ser abatibles, pues por su tamaño no es posible incorporar sensores magnéticos o de algún otro tipo en el mismo.



**Figura 4. 463 Cilindro de giro**

#### 4.7.1.3 Cilindro de Abastecimiento

##### Datos de diseño:

Cilindro:

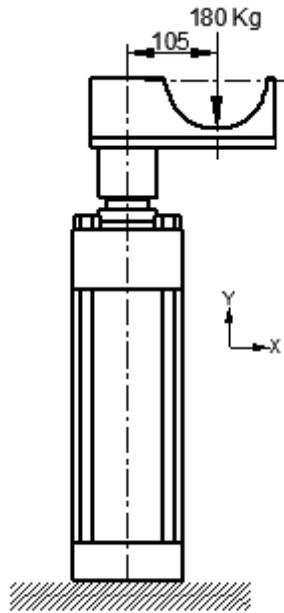
$\phi$ := 4	cm	Diámetro del pistón
$\phi_b$ := 2.8	cm	Diámetro del vástago
$\phi_r$ := 2.0	cm	Diámetro sección roscada
c := 250	mm	Carrera del cilindro
ts := 6	s	Tiempo de salida del pistón
tr := 6	s	Tiempo de retorno del pistón

Sistema:

$\Delta p_s$ := 12.09	bar	Caída de presión en la línea de salida
$\Delta p_{ds}$ := 3.202	bar	Contrapresión a la salida

##### Desarrollo:

Debido a las condiciones de trabajo de este cilindro, analizaremos la fatiga del vástago para comprobar si el diámetro escogido para el mismo es el correcto. El vástago soporta las siguientes cargas:



$$Mz := 180 \cdot 105 \cdot 9.8 = 1.852 \times 10^5 \quad \text{N.mm}$$

$$P := 180 \cdot 9.8 \quad \text{N}$$

$$\sigma_z := \frac{Mz \cdot \frac{\phi_b \cdot 10}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot (\phi_b \cdot 10)^4} + \frac{P}{\frac{\pi}{4} \cdot (\phi_b \cdot 10)^2} = 88.808 \quad \text{MPa}$$

**Figura 4. 464 DCL carga máxima en el cilindro de abastecimiento**

Los esfuerzos estático y dinámico serán:

$$\sigma_m := \frac{\sigma_z + 0}{2} = 44.404 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_z - 0}{2} = 44.404 \quad \text{MPa}$$

Existe un concentrador de esfuerzo debido al cambio de diámetro desde la sección roscada a la sección cilíndrica.

$$k_t := 0.632 + 0.377 \cdot \left(\frac{\phi_b}{\phi_r}\right)^{-4.4} + \left(\frac{1}{\phi_r}\right)^{-0.5} \cdot \sqrt{\frac{-0.14 - 0.363 \left(\frac{\phi_b}{\phi_r}\right)^2 + 0.503 \left(\frac{\phi_b}{\phi_r}\right)^4}{1 - 2.39 \left(\frac{\phi_b}{\phi_r}\right)^2 + 3.368 \left(\frac{\phi_b}{\phi_r}\right)^4}} = 1.201$$

$$q := 0.7 \quad \text{Sensibilidad de la muesca para } r=1 \text{ mm; } S_u=470 \text{ MPa}$$

$$k_f := 1 + (k_t - 1) \cdot q = 1.141$$

$$\sigma_{mf} := \sigma_m = 44.404 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{af} := k_f \cdot \sigma_a = 50.655 \quad \text{MPa}$$

Una vez que tenemos los esfuerzos calculados, vamos a determinar los factores que reducen el límite de resistencia estático cuando se trabaja a fatiga.

Según las especificaciones de ATOS, el vástago tiene una resistencia última a la tracción de:

$$S_u := 700 \quad \text{MPa}$$

$$S_e := 0.5 \cdot S_u = 350 \quad \text{MPa} \quad \text{Materiales ferrosos}$$

Ka)

$$K_a := 4.45 S_u^{-0.265} = 0.784 \quad \text{Factor de superficie: acero maquinado}$$

Kb)

$$\phi_e := 0.37 \cdot \phi \cdot 10 = 7.4 \quad \text{mm Diámetro equivalente: sección circular que no gira}$$

$$K_b := 1.24 (\phi_e)^{-0.107} = 1.001 \quad \text{Factor de tamaño, no se aplica pues mayor a 1}$$

Kc)

$$K_c := 1 \quad \text{Factor de carga a flexión}$$

**El factor de seguridad según Goodman será:**

$$FS := \frac{S_u}{\sigma_{mf} + \frac{S_u}{K_a \cdot K_c \cdot S_e} \cdot \sigma_{af}} = 4.032$$

**Áreas de trabajo:**

$$A_1 := \frac{\pi}{4} \cdot \phi^2 = 12.566 \quad \text{cm}^2 \quad \text{Área de empuje}$$

$$A_2 := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi^2 - \phi_b^2) = 6.409 \quad \text{cm}^2 \quad \text{Área de tire}$$

Por lo cual nuestro tiempo de aceleración tendrá que ser mayor a tamin:

**Velocidades de trabajo:**

$$V_{cs} := \frac{c}{t_s} = 41.667 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de salida}$$

$$V_{cr} := \frac{c}{t_r} = 41.667 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de retorno igual a } V_{cs} \text{ debido al uso de una válvula reguladora de caudal bidireccional.}$$

**Carga:**

$$M := 180 \quad \text{Kg}$$

**Presiones de Operación:**

$$P_{cs} := \frac{M}{A_1} \cdot 0.98067 + \Delta p_{ds} \cdot \frac{A_2}{A_1} + \Delta p_s = 27.77 \quad \text{bar} \quad \text{Presión de empuje}$$

### Caudales de Operación:

$$Q_{cs} := V_{cs} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_1 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 3.142 \quad \frac{l}{min} \quad \text{Caudal de salida}$$

$$Q_{cr} := V_{cr} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_2 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 1.602 \quad \frac{l}{min} \quad \text{Caudal de retorno}$$

$$Q_{c ds} := V_{cs} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_2 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 1.602 \quad \frac{l}{min} \quad \text{Caudal desalojado durante la salida}$$

$$Q_{c dr} := V_{cr} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_1 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 3.142 \quad \frac{l}{min} \quad \text{Caudal desalojado durante el retorno}$$

### Código ATOS:

CKN/00-40/28\*0250-P 0 0 8-AHKN-B1X1

Debido a la posición de trabajo del cilindro no es posible montar un sensor magnético de proximidad, por lo que utilizaremos un sensor de posición magnetostrictivo que si se puede instalar en esta posición.

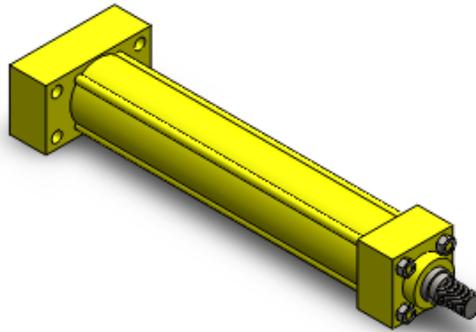


Figura 4. 465 Cilindro de abastecimiento

#### 4.7.1.4 Cilindro de Empuje

##### Datos de diseño:

Cilindro:

$\phi := 5$	cm	Diámetro del pistón
$c := 1150$	mm	Carrera del cilindro
$M := 276.08 + 66.7$	Kg	Fuerza de fricción + masa del mecanismo
$t_s := 10$	s	Tiempo de salida
$t_r := 10$	s	Tiempo de retorno del pistón

Sistema:

$\Delta p_s := 14.416$	bar	Caída de presión en la línea de salida
$\Delta p_{ds} := 3.033$	bar	Contrapresión a la salida

$\Delta p_r := 3.033$  bar Caída de presión en la línea de retorno

$\Delta p_{dr} := 14.416$  bar Contrapresión al retorno

Aceite:

$$E := 1.4 \cdot \frac{10000000000}{1} \cdot \frac{1}{100} = 1.4 \times 10^7 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{cm} \cdot \text{s}^2}$$

### Longitud ideal:

$FC := 2$  Factor de longitud para el montaje

$L_{id} := FC \cdot c = 2.3 \times 10^3$  mm

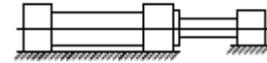


Figura 4. 467 Disposición del cilindro de empuje

### Fuerza aplicada:

$$F_a := \frac{M \cdot 9.8}{1000} = 3.359 \quad \text{kN}$$

### Selección del diámetro del vástago:

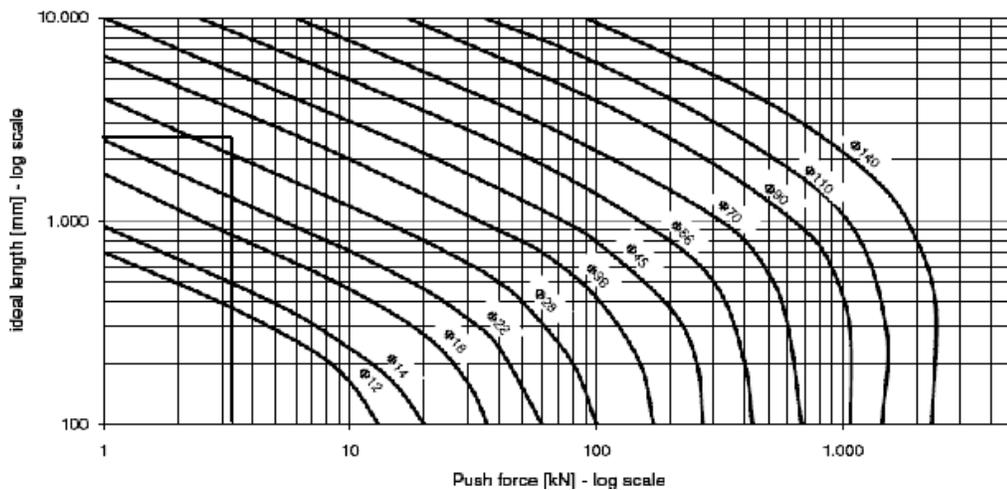


Figura 4. 466 Curvas de selección para el vástago del cilindro de empuje

Fuente: Catálogo de cilindros hidráulicos ATOS

El diámetro del vástago será de 36 mm

$$\phi_b := 3.6 \quad \text{cm}$$

### Pulsaciones del sistema:

$$A_1 := \frac{\pi}{4} \cdot \phi^2 = 19.635 \quad \text{cm}^2 \quad \text{Área de empuje}$$

$$A_2 := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi^2 - \phi_b^2) = 9.456 \quad \text{cm}^2 \quad \text{Área de tire}$$

$$W_{os} := \sqrt{\frac{40 \cdot E \cdot A1}{c \cdot M}} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{A2}{A1}}}{2} = 141.459 \quad \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$W_{or} := \sqrt{\frac{40 \cdot E \cdot A2}{c \cdot M}} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{A2}{A1}}}{2} = 98.169 \quad \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

### Tiempos mínimos de aceleración:

$$t_{ans} := \frac{35}{W_{os}} = 0.247 \quad \text{s}$$

$$t_{anr} := \frac{35}{W_{or}} = 0.357 \quad \text{s}$$

Por lo cual nuestros tiempos de aceleración tendrán que ser mayores:

### Tiempos de aceleración:

$$t_{acs} := 2 \quad \text{s} \quad \text{Mayor a } t_{ans}$$

$$t_{acr} := 2 \quad \text{s} \quad \text{Mayor a } t_{anr}$$

### Velocidades de trabajo:

$$V_{cs} := \frac{c}{t_s - t_{acs}} = 143.75 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de salida}$$

$$V_{cr} := \frac{c}{t_r - t_{acr}} = 143.75 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de retorno}$$

### Aceleraciones lineales:

$$a_s := \frac{V_{cs}}{t_{acs}} = 71.875 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad \text{Aceleración a la salida}$$

$$a_r := \frac{V_{cr}}{t_{acr}} = 71.875 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad \text{Aceleración al retorno}$$

### Cargas de aceleración:

$$F_{cs} := \frac{M \cdot 9.8 + M \cdot a_s \cdot \frac{1}{1000}}{9.8} = 345.294 \quad \text{Kg} \quad \text{A la salida}$$

$$F_{cr} := \frac{M \cdot 9.8 + M \cdot a_r \cdot \frac{1}{1000}}{9.8} = 345.294 \quad \text{Kg} \quad \text{Al retorno}$$

### Presiones de Operación:

$$P_{cs} := \frac{F_{cs}}{A_1} \cdot 0.98067 + \frac{\Delta p_{ds} \cdot A_2}{A_1} + \Delta p_s = 33.122 \quad \text{bar} \quad \text{Presión de empuje}$$

$$P_{cr} := \frac{F_{cr}}{A_2} \cdot 0.98067 + \frac{\Delta p_{dr} \cdot A_1}{A_2} + \Delta p_r = 68.776 \quad \text{bar} \quad \text{Presión de tire}$$

### Caudales de Operación:

$$Q_{cs} := V_{cs} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_1 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 16.935 \quad \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad \text{Caudal de salida}$$

$$Q_{cr} := V_{cr} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_2 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 8.156 \quad \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad \text{Caudal de retorno}$$

$$Q_{c ds} := V_{cs} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_2 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 8.156 \quad \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad \text{Caudal desalojado durante la salida}$$

$$Q_{c dr} := V_{cr} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_1 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 16.935 \quad \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad \text{Caudal desalojado durante el retorno}$$

### Código ATOS:

CK/-50/36/\*1150-E021-AHK-B1X1

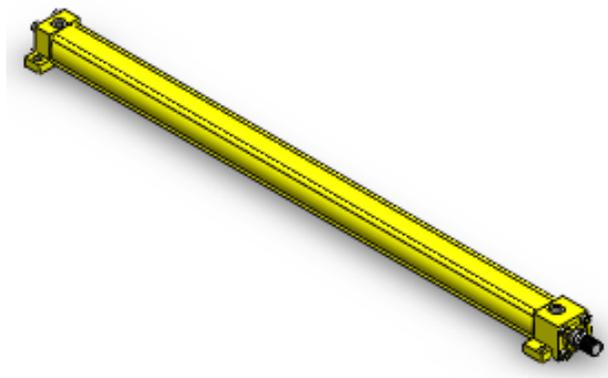


Figura 4. 468 Cilindro de empuje

#### 4.7.1.5 Cilindro de Levantamiento

##### Datos de diseño:

Cilindro:

$\phi := 8$	cm	Diámetro del pistón
$c := 800$	mm	Carrera del cilindro
$t_s := 5$	s	Tiempo de salida del pistón
$t_r := 5$	s	Tiempo de retorno del pistón

Aceite:

$$E := 1.4 \cdot \frac{10000000000}{1} \cdot \frac{1}{100} = 1.4 \times 10^7 \quad \frac{\text{Kg}}{\text{cm} \cdot \text{s}^2} \quad \text{Módulo de elasticidad}$$

Sistema:

$P_d := 160$	bar	Presión de diseño
$M_{\text{tub}} := 360$	Kg	Masa del tubo
$M_{\text{mec}} := 323.23$	Kg	Masa del mecanismo
$M_{\text{en}} := 4.496 + 1.851 = 6.347$	Kg	Masa del engranaje y cremallera
$M_{\text{ejg}} := 0.85$	Kg	Masa del eje de giro
$M_{\text{ch}} := 3$	Kg	Masa de la chumacera
$\Delta p_s := 11.433$	bar	Caída de presión en la línea de salida
$\Delta p_{ds} := 2.71$	bar	Contrapresión a la salida

##### Desarrollo:

$$M := M_{\text{tub}} + M_{\text{mec}} + M_{\text{en}} + M_{\text{ejg}} + M_{\text{ch}}$$

$$M = 693.427 \quad \text{Kg} \quad \text{Carga Total}$$

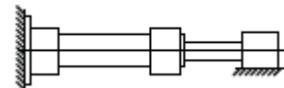
##### Fuerza aplicada:

$$F_a := \frac{M \cdot 9.8}{1000} = 6.796 \quad \text{kN}$$

##### Longitud ideal:

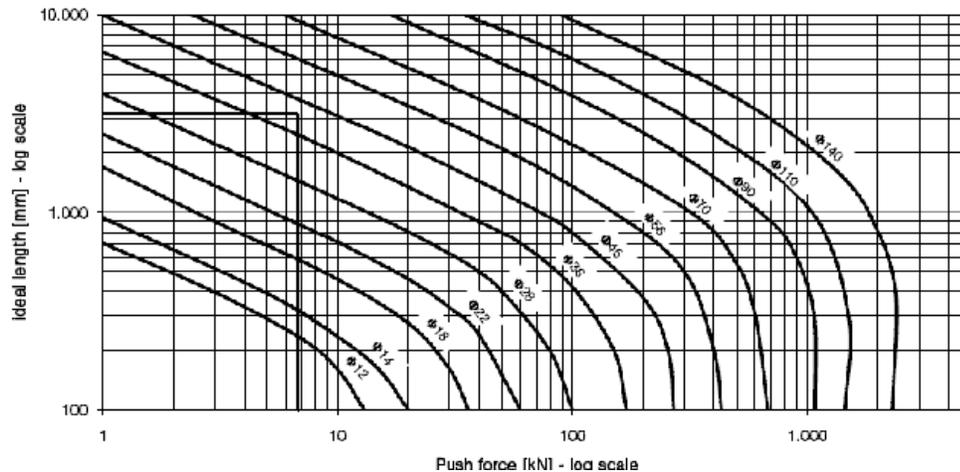
$$F_C := 4 \quad \text{Factor de longitud para el montaje}$$

$$L_{id} := F_C \cdot c = 3.2 \times 10^3 \quad \text{mm}$$



**Figura 4. 469 Disposición del cilindro de levantamiento**

## Selección del diámetro del vástago:



**Figura 4. 470 Curvas de selección para el vástago del cilindro de levntamiento**

Fuente: Catálogo de cilindros hidráulicos ATOS

Como vemos, el diámetro recomendado es de 45mm, pero por motivos de seguridad tomaremos el diámetro máximo disponible para un cilindro de 80mm

$\phi_b := 5.6 \text{ cm}$  Diámetro del vástago

## Pulsación del sistema a la salida:

$$A1 := \frac{\pi}{4} \cdot \phi^2 = 50.265 \quad \text{cm}^2 \quad \text{Área de empuje}$$

$$A2 := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi^2 - \phi_b^2) = 25.635 \quad \text{cm}^2 \quad \text{Área de tire}$$

$$Wos := \sqrt{\frac{40 \cdot E \cdot A1}{c \cdot M} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{A2}{A1}}}{2}} = 193.064 \quad \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

## Tiempo mínimo de aceleración a la salida:

$$tans := \frac{35}{Wos} = 0.181 \text{ s}$$

Por lo cual nuestro tiempo de aceleración tendrá que ser mayor:

## Tiempo de aceleración a la salida:

$$tacs := 2 \text{ s} \quad \text{Mayor a tamin}$$

## Velocidad de salida:

$$Vcs := \frac{c}{ts - tacs} = 266.667 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de salida}$$

$$V_{cr} := V_{cs} = 266.667 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Velocidad de retorno igual a  $V_{cs}$  debido al uso de una válvula reguladora de caudal bidireccional.

### Aceleración lineal a la salida:

$$a_s := \frac{V_{cs}}{t_{acs}} = 133.333 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

### Carga de aceleración a la salida:

$$F_{cs} := \frac{M \cdot 9.8 + M \cdot a_s \cdot \frac{1}{1000}}{9.8} = 702.861 \text{ Kg}$$

### Presiones de Operación:

$$P_{cs} := \frac{F_{cs}}{A_1} \cdot 0.98067 + \frac{\Delta p_{ds} \cdot A_2}{A_1} + \Delta p_s = 26.528 \text{ bar} \quad \text{Presión de empuje}$$

### Caudales de Operación:

$$Q_{cs} := V_{cs} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_1 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 80.425 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad \text{Caudal de salida}$$

$$Q_{cr} := V_{cr} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_2 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 41.017 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad \text{Caudal de retorno}$$

$$Q_{c ds} := V_{cs} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_2 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 41.017 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad \text{Caudal desalojado durante la salida}$$

$$Q_{c dr} := V_{cr} \cdot \frac{1}{10} \cdot A_1 \cdot \frac{60}{1} \cdot \frac{1}{1000} = 80.425 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad \text{Caudal desalojado durante el retorno}$$

### Código ATOS:

KKN/00-80/56\*0800-P 0 0 8-AHKN-B1X1

Debido a la posición de trabajo del cilindro no es posible montar un sensor magnético de proximidad, por lo que utilizaremos un sensor de posición magnetostriectivo que si se puede instalar en esta posición.

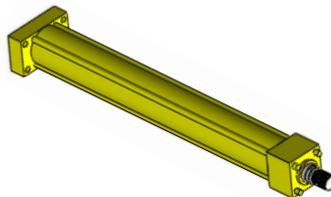


Figura 4. 471 Cilindro de levantamiento

#### 4.7.1.6 Motor de Abastecimiento

EATON ofrece una gran variedad de motores hidráulicos de diferentes tamaños y parámetros de funcionamiento, por lo que utilizaremos un catálogo de este fabricante para seleccionar el motor hidráulico del mecanismo de abastecimiento.

##### Datos de diseño:

Del diseño del eje para las catalinas y la selección de rodamientos obtenemos los siguientes datos:

$$n := 67.4 \quad \text{r.p.m.}$$

$$T := 1.9 \quad \text{N.m}$$

##### Desarrollo:

##### Selección del motor:

EATON provee de la siguiente tabla para la selección del motor hidráulico, utilizaremos el torque requerido para entrar en la misma:

**Tabla 4. 13 Series de los motores EATON**

MOTOR QUICK-GUIDE (BASED ON MAXIMUM CONTINUOUS RATINGS)				
Series	Output Torque Nm [lb-in]	Pressure bar [psi]	Flow lpm [gpm]	Side Load kg [lbs]
J Series	62 [550]	140 [2030]	21 [5.5]	196 [430]
H Series	407 [3607]	124 [1800]	57 [15]	635 [1400]
S Series	430 [3800]	135 [2000]	55 [15]	635 [1400]
T Series	450 [4000]	155 [2250]	55 [15]	635 [1400]
W Series	410 [3625]	165 [2400]	68 [18]	845 [1900]

Fuente: Catálogo de cilindros hidráulicos ATOS

El motor requerido será de la serie J.

##### Caudal de operación:

El caudal estará determinado por la velocidad angular requerida y el desplazamiento volumétrico del motor hidráulico. Tomaremos un motor con el siguiente desplazamiento:

$$cm := 8.2 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

Por lo tanto, el caudal requerido para hacer rotar el motor a la velocidad angular descrita anteriormente será de:

$$Q_m := \frac{n \cdot cm}{1000} = 0.553 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

### Presión de operación:

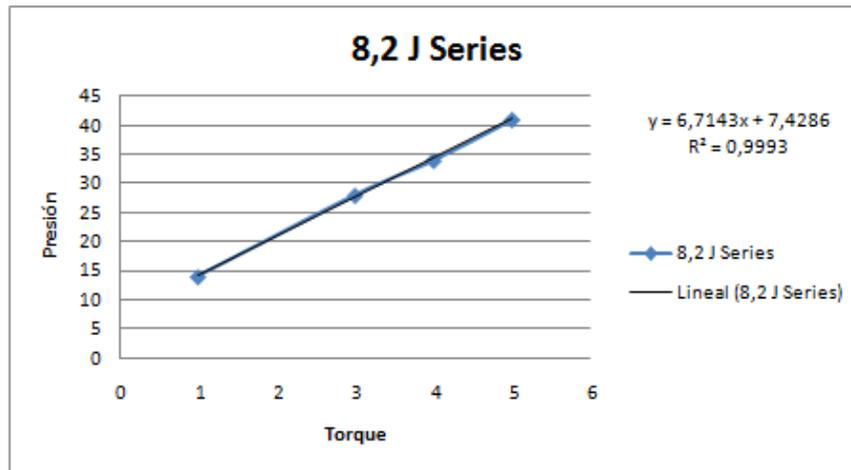
La presión de operación de un motor hidráulico está dada por el torque que se requiera desarrollar. Utilizaremos la siguiente tabla para determinar la presión de operación:

**Tabla 4. 14 Especificaciones de los motores EATON J Series**

		8,2 cm <sup>3</sup> /r [.50 in <sup>3</sup> /r]											Max. Contin-uous	Max. Inter-mittent
		D Pressure Bar [PSI]												
		Continuous												
		[200]	[400]	[500]	[600]	[700]	[900]	[1000]	[1400]	[1500]	[2000]	[2030]		[2400]
		14	28	34	41	48	55	69	97	103	138	140		165
Flow LPM [GPM]	[1]	[11] 1 456	[25] 3 444	[33] 4 437	[40] 5 429	[47] 5 422	[55] 6 412	[69] 8 394	[96] 11 347	[102] 12 332	[130] 15 250	[132] 15 239		[146] 16 170
	[2]	[9] 1 897	[24] 3 886	[31] 4 877	[38] 4 867	[46] 5 860	[53] 6 847	[68] 8 823	[97] 11 768	[105] 12 749	[139] 16 667	[141] 16 647		[163] 18 557
	[3]	[6] 1 1349	[20] 2 1331	[28] 3 1318	[35] 4 1309	[44] 5 1296	[51] 6 1285	[65] 7 1261	[94] 11 1198	[102] 12 1176	[137] 16 1070	[139] 16 1060		[164] 19 959
	[4.25]		[16] 2 1902	[23] 3 1885	[30] 3 1873	[36] 4 1858	[44] 5 1846	[60] 7 1817	[90] 10 1750	[97] 11 1721	[133] 15 1599	[135] 15 1585		[160] 18 1475
	Max. Contin-uous	[4.5]		[16] 2 1992	[23] 3 1979	[29] 3 1964	[36] 4 1947	[43] 5 1929	[59] 7 1900	[89] 10 1833	[96] 11 1808	[131] 15 1684	[134] 15 1673	
Max. Inter-mittent	[5.5]		[12] 1 2458	[18] 2 2437	[26] 3 2420	[33] 4 2405	[40] 5 2387	[54] 6 2353	[83] 9 2272	[92] 10 2255	[124] 14 2134	[129] 15 2115		[154] 17 1994

Fuente: Catálogo de cilindros hidráulicos ATOS

Ingresando los datos obtenidos de la tabla en Excel, podemos obtener la variación de la presión respecto del torque y su ecuación:



**Figura 4. 472 Torque vs Presión – Motor EATON 8.2J**

$$P := 6.7143 \cdot T + 7.4286 = 20.186 \text{ Bar}$$

El motor trabaja con el diferencial de presión entre el puerto de carga y descarga, por lo que deberemos considerar las pérdidas de carga.

$$\Delta p_s := 7.186 \text{ bar} \quad \text{Caída de presión en la línea de salida}$$

$$\Delta p_{ds} := 1.205 \text{ bar} \quad \text{Contrapresión a la salida}$$

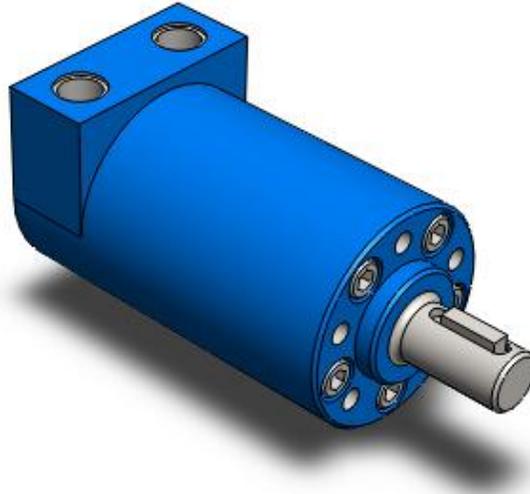
La presión de operación será:

$$P_m := P + \Delta p_s + \Delta p_{ds} = 28.577 \text{ bar}$$

**Código EATON:**

M0J05A02HF000000B

Este código contempla puertos de carga y descarga laterales, de diámetro G 1/4"(BSP), 5 orificios de montaje M6x1mm y un eje de salida de 16mm de diámetro con chavetera.



**Figura 4. 473 Motor de abastecimiento**

## 4.7.2 SELECCIÓN DE MANGUERAS HIDRÁULICAS <sup>11</sup>

Para todos los casos consideraremos que la presión de trabajo no excede los 100 bar.

### 4.7.2.1 Cilindro de Agarre

Datos:

$$Q_{cs} := 834 \frac{1}{2.54^3} = 50.894 \frac{\text{in}^3}{\text{min}} \quad \text{Caudal de trabajo}$$

Diagrama de selección:

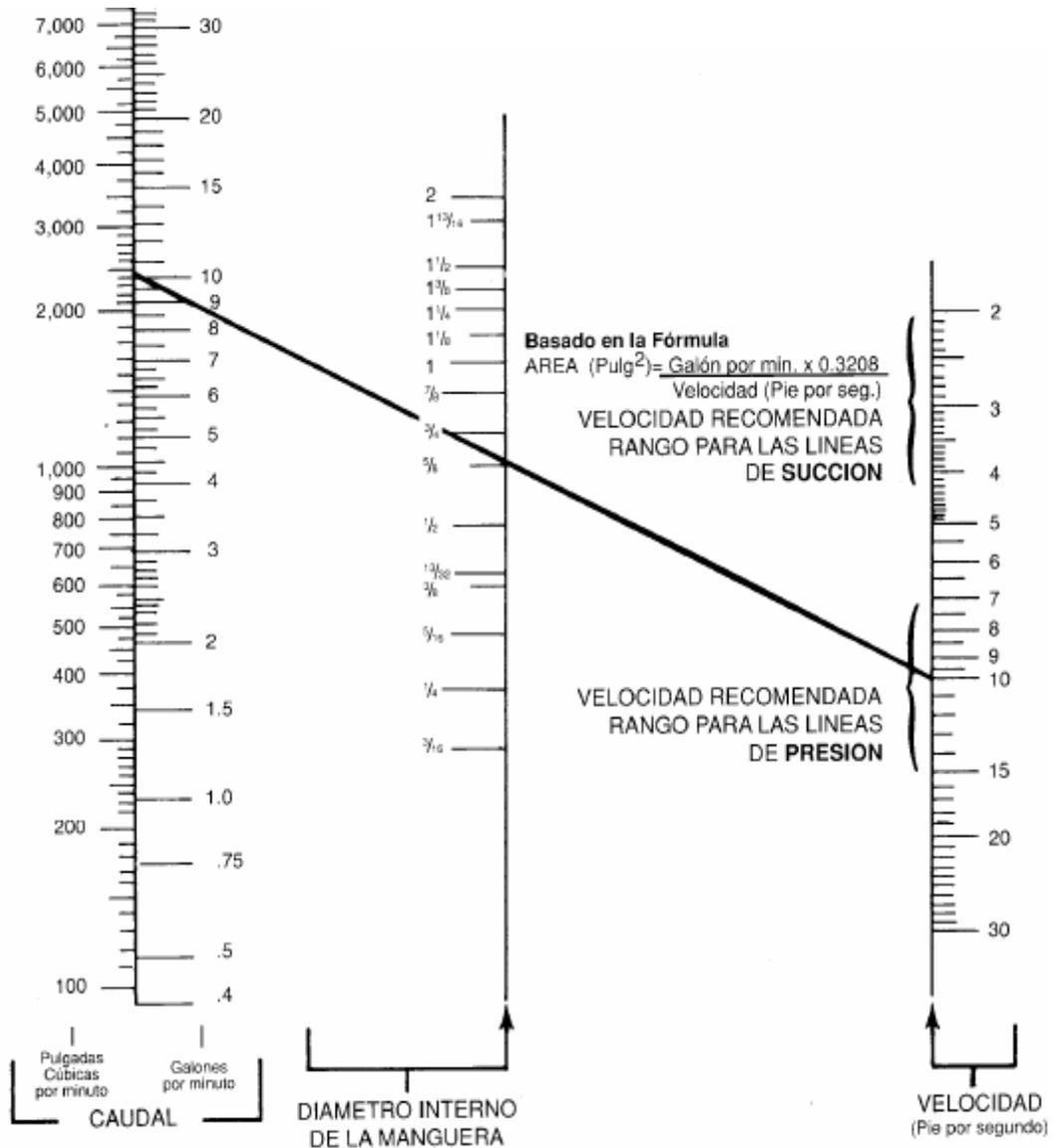


Figura 4. 474 Diagrama de selección de las mangueras del cilindro de agarre

<sup>11</sup> Gráficos y tablas de esta sección tomados del catálogo de mangueras hidráulicas COVARRUBIAS

Como podemos ver, el caudal de trabajo de este cilindro de encuentra fuera del rango de selección, por lo que tomaremos la manguera de menor diámetro posible, ósea de 3/16".

**Especificaciones técnicas:**

**Tabla 4. 15 Características de trabajo de las mangueras del cilindro de agarre**

Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura mm
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
3	3/16 / 4.8	11.8	250	3620	400	5797	1000	14490	90
4	1/4 / 6.4	13.4	225	3260	360	5212	900	13050	100
5	5/16 / 7.9	15	215	3115	340	4927	850	12320	115
6	3/8 / 9.5	17.4	180	2610	288	4174	720	10440	130
8	1/2 / 12.7	20.6	160	2320	256	3710	640	9280	180
10	5/8 / 15.9	23.7	130	1885	208	3014	520	7540	200
12	3/4 / 19.0	27.7	105	1520	168	2434	420	6000	240
16	1 / 25.4	35.6	88	1275	140	2028	350	5200	300
20	1 1/4 / 31.8	43.5	63	910	100	1450	250	3600	420
24	1 1/2 / 38.1	50.6	50	725	80	1160	200	2900	500
32	2 / 50.8	64.1	40	580	64	927	160	2320	630

**Tabla 4. 16 Especificaciones de las mangueras del cilindro de agarre**

<b>NORMA</b>		DIN 20022-1SN
<b>RANGO DE TEMPERATURAS</b>		-40°C a 100°C
<b>FLUIDOS DE TRABAJO</b>		Aceites minerales, hidráulicos y emulsiones de agua y aceite.
<b>MATERIAL</b>	<b>INTERNO</b>	Caucho sintético resistente a los aceites.
	<b>REFUERZO</b>	Malla trenzada de alambre de acero endurecida y templada.
	<b>CUBIERTA</b>	Caucho sintético resistente a la abrasión.

**Pérdidas de carga:**

$\phi_m := 4.8$  mm Diámetro interno de la manguera

$\nu := 48.3 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$  Viscosidad cinemática. Aceite Hidráulico ISO VG 46

$\gamma := 0.878 \cdot \frac{9.8}{10^3 \cdot 1000} = 8.604 \times 10^{-6} \frac{\text{N}}{\text{mm}^3}$  Peso específico

A la salida: línea de presión

$Q_{cs} := 13900 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$  Caudal de salida

$L_{ms} := 12111$  mm Longitud de la línea de presión

$$V_{cs} := \frac{Q_{cs}}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 768.144 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de salida}$$

$$Re := \frac{V_{cs} \cdot \phi_m}{\nu} = 76.337 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.838 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{ms} := \left( f \cdot \frac{L_{ms}}{\phi_m} \cdot \frac{V_{cs}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 5.485 \quad \text{Bar} \quad \text{Caída de presión a la salida}$$

A la salida: línea de retorno

$$Q_{c ds} := 10700 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal desalojado a la salida}$$

$$L_{mr} := 12239 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de retorno}$$

$$V_{c ds} := \frac{Q_{c ds}}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 591.305 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de desalojo durante la salida}$$

$$Re := \frac{V_{c ds} \cdot \phi_m}{\nu} = 58.763 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 1.089 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{m ds} := \left( f \cdot \frac{L_{mr}}{\phi_m} \cdot \frac{V_{c ds}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 4.267 \quad \text{Bar} \quad \text{Contrapresión a la salida}$$

Al retorno: línea de retorno

$$Q_{cr} := 10700 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal de retorno}$$

$$L_{mr} = 12239 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de retorno}$$

$$V_{cr} := \frac{Q_{cr}}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 591.305 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad al retorno}$$

$$Re := \frac{V_{cr} \cdot \phi_m}{\nu} = 58.763 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 1.089 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{mr} := \left( f \cdot \frac{L_{mr}}{\phi_m} \cdot \frac{V_{cr}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 4.267 \quad \text{Bar} \quad \text{Caída de presión al retorno}$$

Al retorno: línea de presión

$$Q_{cdr} := 13900 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal desalojado al retorno}$$

$$L_{ms} = 12111 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de presión}$$

$$V_{cdr} := \frac{Q_{cdr}}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 768.144 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de desalojo al retorno}$$

$$Re := \frac{V_{cdr} \cdot \phi_m}{\nu} = 76.337 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.838 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{mdr} := \left( f \cdot \frac{L_{ms}}{\phi_m} \cdot \frac{V_{cdr}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 5.485 \quad \text{Bar} \quad \text{Contrapresión al retorno}$$

### 4.7.2.2 Cilindro de Empuje

Datos:

$$Q_{cs} := 16.94 \frac{1000}{2.54^3} = 1033.742 \frac{\text{in}^3}{\text{min}} \quad \text{Caudal de trabajo}$$

Diagrama de selección:

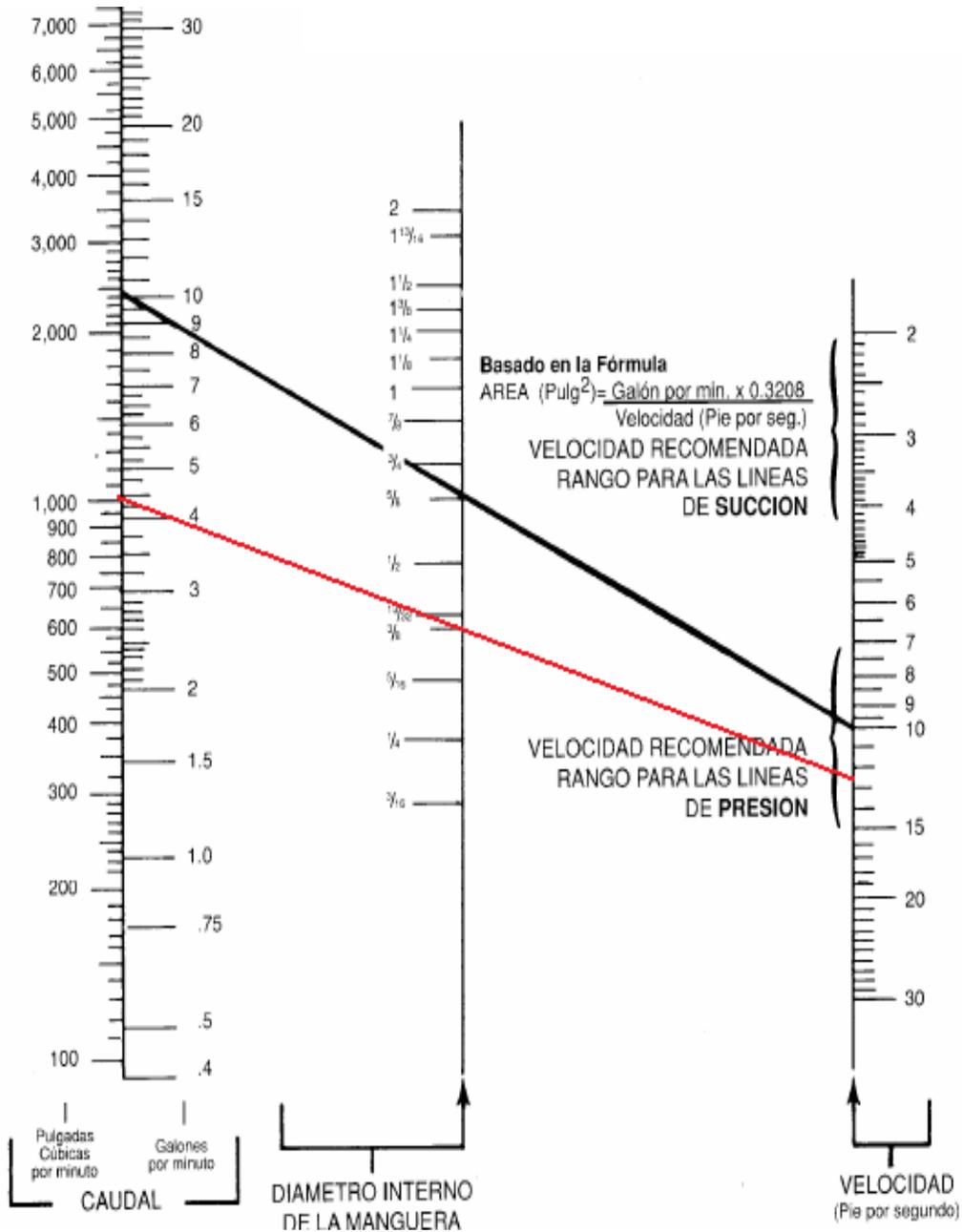


Figura 4. 475 Diagrama de selección de las mangueras del cilindro de empuje

**Especificaciones técnicas:**

**Tabla 4. 17 Características de trabajo de las mangueras del cilindro de empuje**

Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura mm
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
3	3/16 / 4.8	11.8	250	3620	400	5797	1000	14490	90
4	1/4 / 6.4	13.4	225	3260	360	5212	900	13050	100
5	5/16 / 7.9	15	215	3115	340	4927	850	12320	115
6	3/8 / 9.5	17.4	180	2610	288	4174	720	10440	130
8	1/2 / 12.7	20.6	160	2320	256	3710	640	9280	180
10	5/8 / 15.9	23.7	130	1885	208	3014	520	7540	200
12	3/4 / 19.0	27.7	105	1520	168	2434	420	6000	240
16	1 / 25.4	35.6	88	1275	140	2028	350	5200	300
20	1 1/4 / 31.8	43.5	63	910	100	1450	250	3600	420
24	1 1/2 / 38.1	50.6	50	725	80	1160	200	2900	500
32	2 / 50.8	64.1	40	580	64	927	160	2320	630

**Tabla 4. 18 Especificaciones de las mangueras del cilindro de empuje**

<b>NORMA</b>		DIN 20022-1SN
<b>RANGO DE TEMPERATURAS</b>		-40°C a 100°C
<b>FLUIDOS DE TRABAJO</b>		Aceites minerales, hidráulicos y emulsiones de agua y aceite.
<b>MATERIAL</b>	<b>INTERNO</b>	Caucho sintético resistente a los aceites.
	<b>REFUERZO</b>	Malla trenzada de alambre de acero endurecida y templada.
	<b>CUBIERTA</b>	Caucho sintético resistente a la abrasión.

**Pérdidas de carga:**

$\phi_m := 9.5$  mm Diámetro interno de la manguera

$\nu := 48.3$   $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$  Viscosidad cinemática. Aceite Hidráulico ISO VG 46

$\gamma := 0.878 \frac{9.8}{10^3 \cdot 1000} = 8.604 \times 10^{-6}$   $\frac{\text{N}}{\text{mm}^3}$  Peso específico

A la salida: línea de presión

$Q_{cs} := 282250$   $\frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$  Caudal de salida

$L_{ms} := 11205$  mm Longitud de la línea de presión

$$V_{cs} := \frac{Q_{cs}}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 3981.96 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de salida}$$

$$Re := \frac{V_{cs} \cdot \phi_m}{\nu} = 783.201 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.082 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{ms} := \left( f \cdot \frac{L_{ms}}{\phi_m} \cdot \frac{V_{cs}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 6.716 \quad \text{Bar} \quad \text{Caída de presión a la salida}$$

A la salida: línea de retorno

$$Q_{c ds} := 135933 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal desalojado a la salida}$$

$$L_{mr} := 10505 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de retorno}$$

$$V_{c ds} := \frac{Q_{c ds}}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 1917.732 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de desalojo durante la salida}$$

$$Re := \frac{V_{c ds} \cdot \phi_m}{\nu} = 377.194 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.17 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{m ds} := \left( f \cdot \frac{L_{mr}}{\phi_m} \cdot \frac{V_{c ds}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 3.033 \quad \text{Bar} \quad \text{Contrapresión a la salida}$$

Al retorno: línea de retorno

$$Q_{cr} := 135933 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal de retorno}$$

$$L_{mr} = 10505 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de retorno}$$

$$V_{cr} := \frac{Q_{cr}}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 1917.732 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad al retorno}$$

$$Re := \frac{V_{cr} \cdot \phi_m}{\nu} = 377.194 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.17 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{mr} := \left( f \cdot \frac{L_{mr}}{\phi m} \cdot \frac{V_{cr}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 3.033 \quad \text{Bar} \quad \text{Caída de presión al retorno}$$

Al retorno: línea de presión

$$Q_{cdr} := 282250 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal desalojado al retorno}$$

$$L_{ms} = 11205 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de presión}$$

$$V_{cdr} := \frac{Q_{cdr}}{\frac{\pi \cdot \phi m^2}{4}} = 3981.96 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de desalojo al retorno}$$

$$Re := \frac{V_{cdr} \cdot \phi m}{\nu} = 783.201 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.082 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

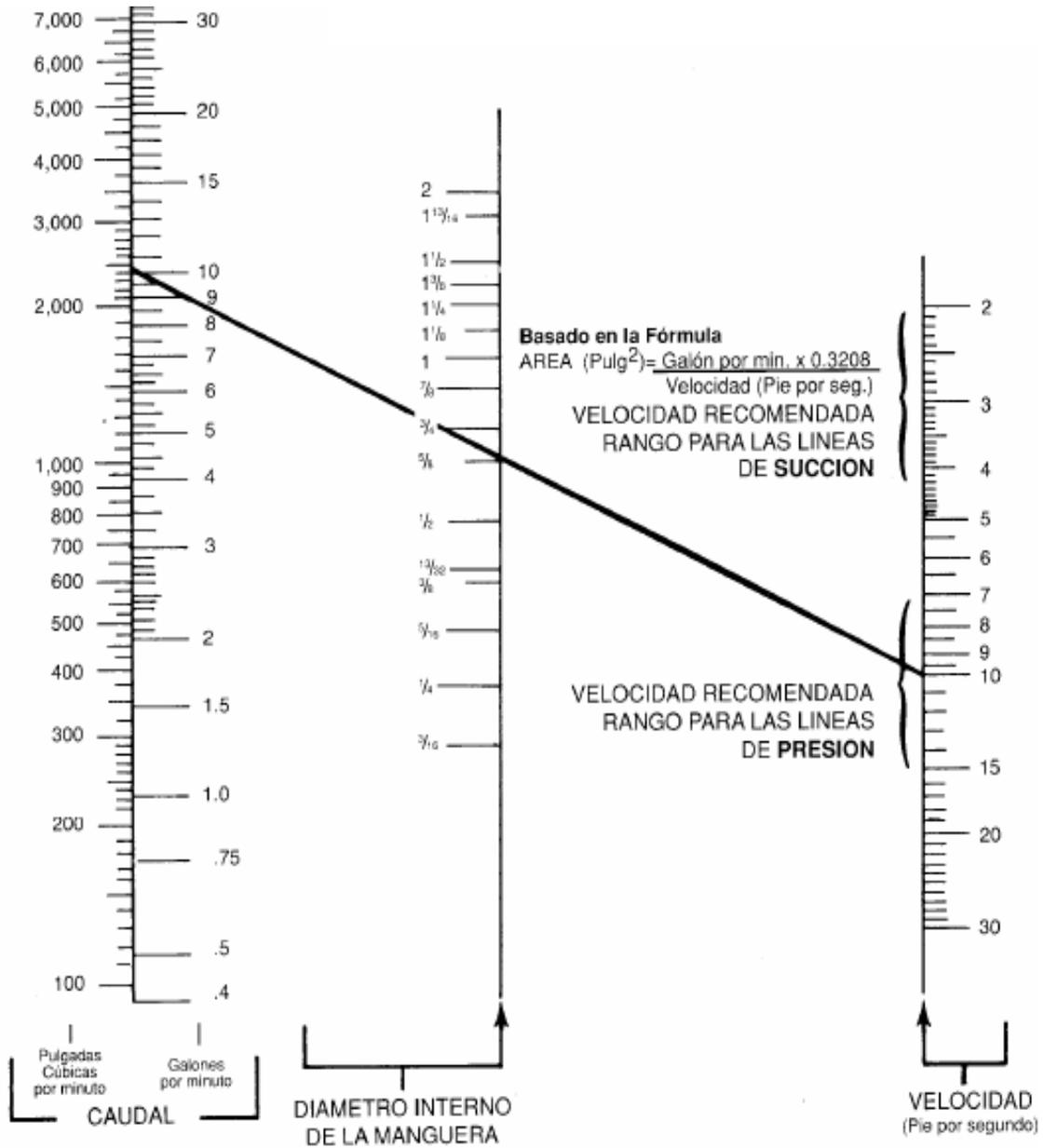
$$\Delta p_{mdr} := \left( f \cdot \frac{L_{ms}}{\phi m} \cdot \frac{V_{cdr}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 6.716 \quad \text{Bar} \quad \text{Contrapresión al retorno}$$

### 4.7.2.3 Cilindro de Giro

**Datos:**

$$Q_{cr} := 608 \frac{1}{2.54^3} = 37.102 \frac{\text{in}^3}{\text{min}} \quad \text{Caudal de trabajo}$$

**Diagrama de selección:**



**Figura 4. 476 Diagrama de selección de las mangueras del cilindro de empuje**

Como podemos ver, el caudal de trabajo de este cilindro de encuentra fuera del rango de selección, por lo que tomaremos la manguera de menor diámetro posible, ósea de 3/16".

**Especificaciones técnicas:**

**Tabla 4. 19 Características de trabajo de las mangueras del cilindro de giro**

Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura mm
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
3	3/16 / 4.8	11.8	250	3620	400	5797	1000	14490	90
4	1/4 / 6.4	13.4	225	3260	360	5212	900	13050	100
5	5/16 / 7.9	15	215	3115	340	4927	850	12320	115
6	3/8 / 9.5	17.4	180	2610	288	4174	720	10440	130
8	1/2 / 12.7	20.6	160	2320	256	3710	640	9280	180
10	5/8 / 15.9	23.7	130	1885	208	3014	520	7540	200
12	3/4 / 19.0	27.7	105	1520	168	2434	420	6000	240
16	1 / 25.4	35.6	88	1275	140	2028	350	5200	300
20	1 1/4 / 31.8	43.5	63	910	100	1450	250	3600	420
24	1 1/2 / 38.1	50.6	50	725	80	1160	200	2900	500
32	2 / 50.8	64.1	40	580	64	927	160	2320	630

**Tabla 4. 20 Especificaciones de las mangueras del cilindro de giro**

<b>NORMA</b>	DIN 20022-1SN	
<b>RANGO DE TEMPERATURAS</b>	-40°C a 100°C	
<b>FLUIDOS DE TRABAJO</b>	Aceites minerales, hidráulicos y emulsiones de agua y aceite.	
<b>MATERIAL</b>	<b>INTERNO</b>	Caucho sintético resistente a los aceites.
	<b>REFUERZO</b>	Malla trenzada de alambre de acero endurecida y templada.
	<b>CUBIERTA</b>	Caucho sintético resistente a la abrasión.

**Pérdidas de carga:**

$\phi_m := 4.8$  mm Diámetro interno de la manguera

$\nu := 48.3$   $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$  Viscosidad cinemática. Aceite Hidráulico ISO VG 46

$\gamma := 0.878 \frac{9.8}{10^3 \cdot 1000} = 8.604 \times 10^{-6}$   $\frac{\text{N}}{\text{mm}^3}$  Peso específico

A la salida: línea de presión

$Q_{cs} := 4383$   $\frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$  Caudal de salida

$L_{ms} := 8151$  mm Longitud de la línea de presión

$$V_{cs} := \frac{Q_{cs}}{\frac{\pi \cdot \phi m^2}{4}} = 242.214 \quad \frac{m}{s} \quad \text{Velocidad de salida}$$

$$Re := \frac{V_{cs} \cdot \phi m}{\nu} = 24.071 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 2.659 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{ms} := \left( f \cdot \frac{L_{ms}}{\phi m} \cdot \frac{V_{cs}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 1.164 \quad \text{Bar} \quad \text{Caída de presión a la salida}$$

A la salida: línea de retorno

$$Q_{c ds} := 3366 \quad \frac{mm^3}{s} \quad \text{Caudal desalojado a la salida}$$

$$L_{mr} := 8190 \quad mm \quad \text{Longitud de la línea de retorno}$$

$$V_{c ds} := \frac{Q_{c ds}}{\frac{\pi \cdot \phi m^2}{4}} = 186.012 \quad \frac{mm}{s} \quad \text{Velocidad de desalojo durante la salida}$$

$$Re := \frac{V_{c ds} \cdot \phi m}{\nu} = 18.486 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 3.462 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{m ds} := \left( f \cdot \frac{L_{mr}}{\phi m} \cdot \frac{V_{c ds}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 0.898 \quad \text{Bar} \quad \text{Contrapresión a la salida}$$

Al retorno: línea de retorno

$$Q_{cr} := 10133 \quad \frac{mm^3}{s} \quad \text{Caudal de retorno}$$

$$L_{mr} = 8190 \quad mm \quad \text{Longitud de la línea de retorno}$$

$$V_{cr} := \frac{Q_{cr}}{\frac{\pi \cdot \phi m^2}{4}} = 559.971 \quad \frac{mm}{s} \quad \text{Velocidad al retorno}$$

$$Re := \frac{V_{cr} \cdot \phi_m}{\nu} = 55.649 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 1.15 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{mr} := \left( f \cdot \frac{L_{mr}}{\phi_m} \cdot \frac{V_{cr}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 2.704 \quad \text{Bar} \quad \text{Caída de presión al retorno}$$

Al retorno: línea de presión

$$Q_{cdr} := 13166 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal desalojado al retorno}$$

$$L_{ms} = 8151 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de presión}$$

$$V_{cdr} := \frac{Q_{cdr}}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 727.581 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de desalojo al retorno}$$

$$Re := \frac{V_{cdr} \cdot \phi_m}{\nu} = 72.306 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.885 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{mdr} := \left( f \cdot \frac{L_{ms}}{\phi_m} \cdot \frac{V_{cdr}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 3.497 \quad \text{Bar} \quad \text{Contrapresión al retorno}$$

#### 4.7.2.4 Cilindro de Levantamiento

Datos:

$$Q_{cs} := 80.43 \frac{1000}{2.54^3} = 4908.14 \frac{\text{in}^3}{\text{min}} \quad \text{Caudal de trabajo}$$

Diagrama de selección:

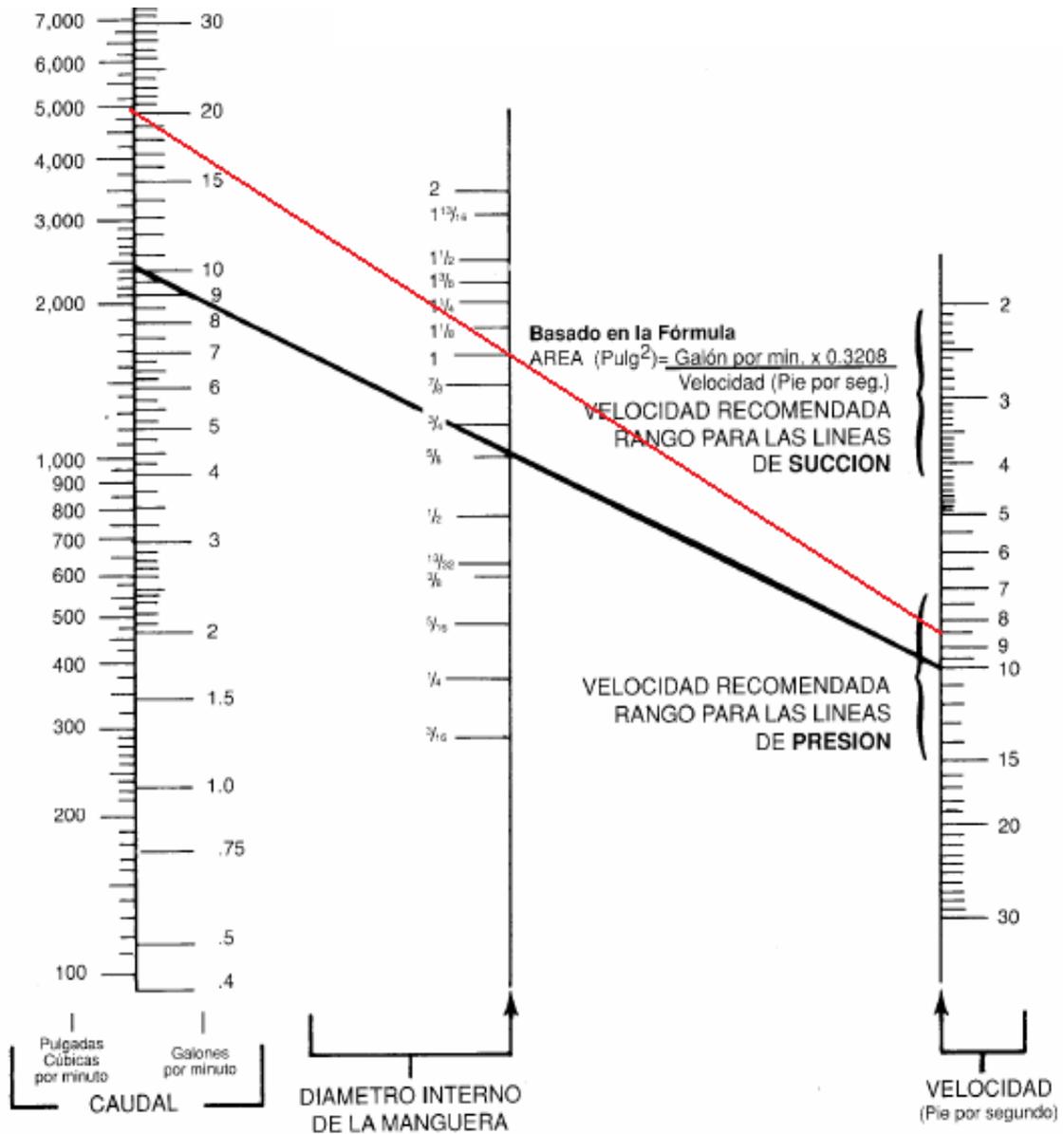


Figura 4. 477 Diagrama de selección de las mangueras del cilindro de levantamiento

## Especificaciones técnicas:

**Tabla 4. 21 Características de trabajo de las mangueras del cilindro de levantamiento**

Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura mm
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
3	3/16 / 4.8	11.8	250	3620	400	5797	1000	14490	90
4	1/4 / 6.4	13.4	225	3260	360	5212	900	13050	100
5	5/16 / 7.9	15	215	3115	340	4927	850	12320	115
6	3/8 / 9.5	17.4	180	2610	288	4174	720	10440	130
8	1/2 / 12.7	20.6	160	2320	256	3710	640	9280	180
10	5/8 / 15.9	23.7	130	1885	208	3014	520	7540	200
12	3/4 / 19.0	27.7	105	1520	168	2434	420	6000	240
16	1 / 25.4	35.6	88	1275	140	2028	350	5200	300
20	1 1/4 / 31.8	43.5	63	910	100	1450	250	3600	420
24	1 1/2 / 38.1	50.6	50	725	80	1160	200	2900	500
32	2 / 50.8	64.1	40	580	64	927	160	2320	630

**Tabla 4. 22 Especificaciones de las mangueras del cilindro de levantamiento**

<b>NORMA</b>		DIN 20022-1SN
<b>RANGO DE TEMPERATURAS</b>		-40°C a 100°C
<b>FLUIDOS DE TRABAJO</b>		Aceites minerales, hidráulicos y emulsiones de agua y aceite.
<b>MATERIAL</b>	<b>INTERNO</b>	Caucho sintético resistente a los aceites.
	<b>REFUERZO</b>	Malla trenzada de alambre de acero endurecida y templada.
	<b>CUBIERTA</b>	Caucho sintético resistente a la abrasión.

### Pérdidas de carga:

$\phi_m := 25.4$  mm Diámetro interno de la manguera

$\nu := 48.3 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$  Viscosidad cinemática. Aceite Hidráulico ISO VG 46

$\gamma := 0.878 \frac{9.8}{10^3 \cdot 1000} = 8.604 \times 10^{-6} \frac{\text{N}}{\text{mm}^3}$  Peso específico

A la salida: línea de presión

$Q_{cs} := 1340416 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$  Caudal de salida

$L_{ms} := 7774$  mm Longitud de la línea de presión

$V_{cs} := \frac{Q_{cs}}{\pi \cdot \phi_m^2} = 2645.345 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$  Velocidad de salida

$$Re := \frac{Vcs \cdot \phi m}{\nu} = 1391.134 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.046 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta pms := \left( f \cdot \frac{Lms}{\phi m} \cdot \frac{Vcs^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 0.433 \quad \text{Bar} \quad \text{Caída de presión a la salida}$$

A la salida: línea de retorno

$$Qc ds := 683616 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal desalojado a la salida}$$

$$Lmr := 7406 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de retorno}$$

$$Vc ds := \frac{Qc ds}{\frac{\pi \cdot \phi m^2}{4}} = 1349.133 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de desalojo durante la salida}$$

$$Re := \frac{Vc ds \cdot \phi m}{\nu} = 709.482 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.09 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta pmds := \left( f \cdot \frac{Lmr}{\phi m} \cdot \frac{Vc ds^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 0.21 \quad \text{Bar} \quad \text{Contrapresión a la salida}$$

Al retorno: línea de retorno

$$Qcr := 683616 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal de retorno}$$

$$Lmr = 7406 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de retorno}$$

$$Vcr := \frac{Qcr}{\frac{\pi \cdot \phi m^2}{4}} = 1349.133 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad al retorno}$$

$$Re := \frac{Vcr \cdot \phi m}{\nu} = 709.482 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.09 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{mr} := \left( f \cdot \frac{L_{mr}}{\phi m} \cdot \frac{V_{cr}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 0.21 \quad \text{Bar} \quad \text{Caída de presión al retorno}$$

Al retorno: línea de presión

$$Q_{cdr} := 1340416 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal desalojado al retorno}$$

$$L_{ms} = 7774 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de presión}$$

$$V_{cdr} := \frac{Q_{cdr}}{\frac{\pi \cdot \phi m^2}{4}} = 2645.345 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de desalojo al retorno}$$

$$Re := \frac{V_{cdr} \cdot \phi m}{\nu} = 1391.134 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.046 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

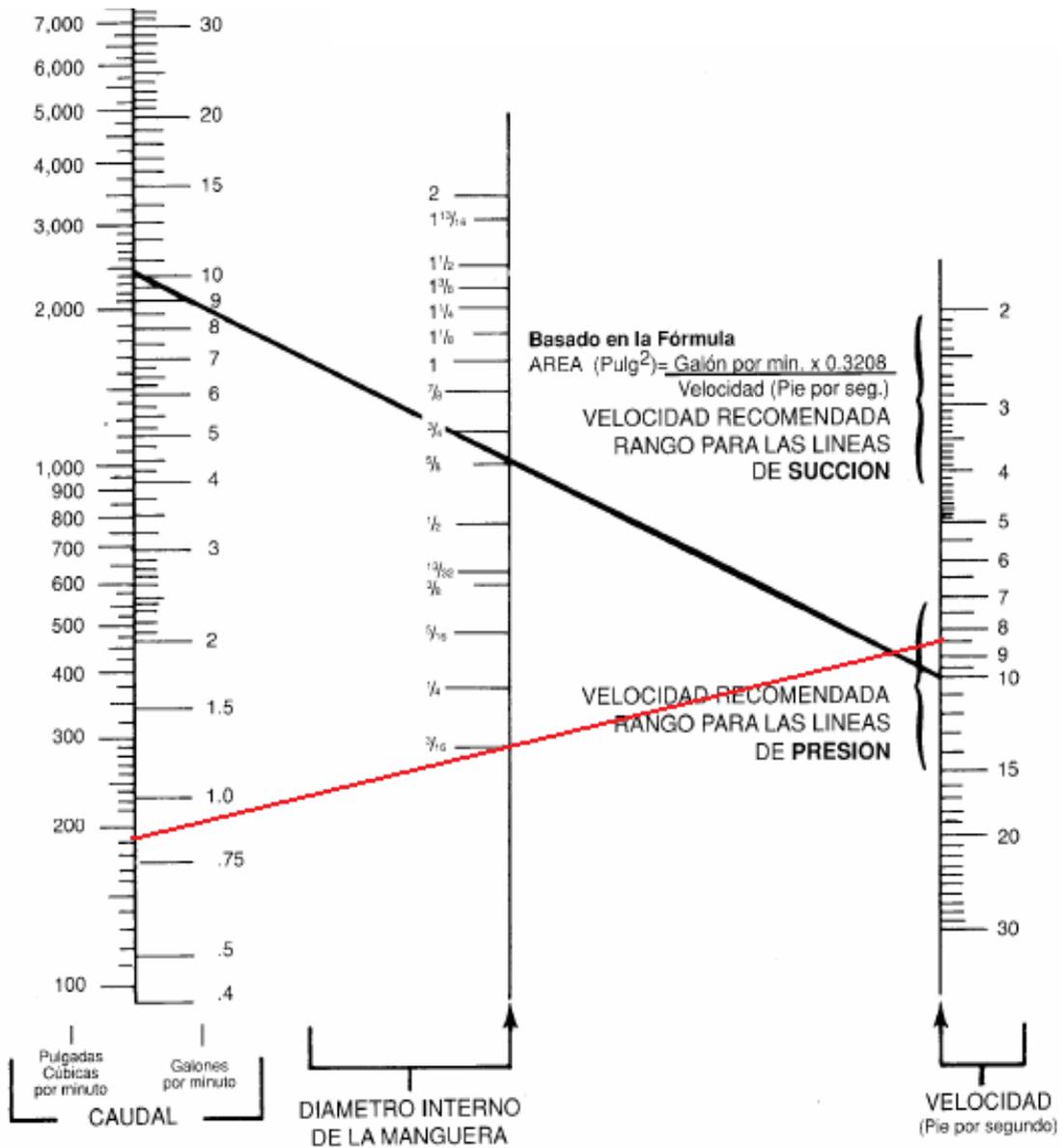
$$\Delta p_{mdr} := \left( f \cdot \frac{L_{ms}}{\phi m} \cdot \frac{V_{cdr}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 0.433 \quad \text{Bar} \quad \text{Contrapresión al retorno}$$

### 4.7.2.5 Cilindros de Abastecimiento

**Datos:**

$$Q_{cs} := 3.14 \frac{1000}{2.54^3} = 191.615 \frac{\text{in}^3}{\text{min}} \quad \text{Caudal de trabajo}$$

**Diagrama de selección:**



**Figura 4. 478 Diagrama de selección de las mangueras del cilindro de abastecimiento**

**Especificaciones técnicas:**

**Tabla 4. 23 Características de trabajo de las mangueras del cilindro de abastecimiento**

Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura mm
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
3	3/16 / 4.8	11.8	250	3620	400	5797	1000	14490	90
4	1/4 / 6.4	13.4	225	3260	360	5212	900	13050	100
5	5/16 / 7.9	15	215	3115	340	4927	850	12320	115
6	3/8 / 9.5	17.4	180	2610	288	4174	720	10440	130
8	1/2 / 12.7	20.6	160	2320	256	3710	640	9280	180
10	5/8 / 15.9	23.7	130	1885	208	3014	520	7540	200
12	3/4 / 19.0	27.7	105	1520	168	2434	420	6000	240
16	1 / 25.4	35.6	88	1275	140	2028	350	5200	300
20	1 1/4 / 31.8	43.5	63	910	100	1450	250	3600	420
24	1 1/2 / 38.1	50.6	50	725	80	1160	200	2900	500
32	2 / 50.8	64.1	40	580	64	927	160	2320	630

**Tabla 4. 24 Especificaciones de las mangueras del cilindro de abastecimiento**

<b>NORMA</b>		DIN 20022-1SN
<b>RANGO DE TEMPERATURAS</b>		-40°C a 100°C
<b>FLUIDOS DE TRABAJO</b>		Aceites minerales, hidráulicos y emulsiones de agua y aceite.
<b>MATERIAL</b>	<b>INTERNO</b>	Caucho sintético resistente a los aceites.
	<b>REFUERZO</b>	Malla trenzada de alambre de acero endurecida y templada.
	<b>CUBIERTA</b>	Caucho sintético resistente a la abrasión.

**Pérdidas de carga:**

$\phi_{mp} := 7.9$  mm Diámetro interno de la manguera principal

$\phi_m := 6.4$  mm Diámetro interno de la manguera

$\nu := 48.3 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$  Viscosidad cinemática. Aceite Hidráulico ISO VG 46

$\gamma := 0.878 \frac{9.8}{10^3 \cdot 1000} = 8.604 \times 10^{-6} \frac{\text{N}}{\text{mm}^3}$  Peso específico

A la salida: línea de presión principal

$Q_{csp} := 1.047 \times 10^5 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$  Caudal de salida en la línea principal de salida

$L_{msp} := 8148$  mm Longitud de la línea principal de salida

$V_{csp} := \frac{Q_{csp}}{\pi \cdot \phi_{mp}^2} = 2136.007 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$  Velocidad de salida en la línea principal de salida

$$Re := \frac{V_{csp} \cdot \phi_{mp}}{\nu} = 349.368$$

Número de Reynolds, flujo laminar

$$f := \frac{64}{Re} = 0.183$$

Factor de fricción, flujo laminar

$$\Delta p_{msp} := \left( f \cdot \frac{L_{msp}}{\phi_{mp}} \cdot \frac{V_{csp}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 3.789 \quad \text{Bar}$$

Caída de presión a la salida en la línea principal de presión

A la salida: línea de salida

$$Q_{cs} := 52366 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal de salida}$$

$$L_{ms} := 4263 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de presión}$$

$$V_{cs} := \frac{Q_{cs}}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 1627.794 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de salida}$$

$$Re := \frac{V_{cs} \cdot \phi_m}{\nu} = 215.691$$

Número de Reynolds, flujo laminar

$$f := \frac{64}{Re} = 0.297$$

Factor de fricción, flujo laminar

$$\Delta p_{ms} := \left( f \cdot \frac{L_{ms}}{\phi_m} \cdot \frac{V_{cs}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 + \Delta p_{msp} = 6.09 \quad \text{Bar}$$

Caída de presión a la salida

A la salida: línea principal de retorno

$$Q_{cdsp} := 53400 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal desalojado a la salida en la línea principal de retorno}$$

$$L_{mrp} := 8222 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de retorno principal}$$

$$V_{cdsp} := \frac{Q_{cdsp}}{\frac{\pi \cdot \phi_{mp}^2}{4}} = 1089.425 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de desalojo durante la salida en la línea principal de retorno}$$

$$Re := \frac{V_{cdsp} \cdot \phi_{mp}}{\nu} = 178.187$$

Número de Reynolds, flujo laminar

$$f := \frac{64}{Re} = 0.359$$

Factor de fricción, flujo laminar

$$\Delta p_{mdsp} := \left( f \cdot \frac{L_{mrp}}{\phi_{mp}} \cdot \frac{V_{cdsp}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 1.95 \quad \text{Bar} \quad \text{Contrapresión a la salida en la línea principal de retorno}$$

A la salida: línea de retorno

$$Q_{cds} := 26700 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal desalojado a la salida}$$

$$L_{mr} := 4550 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de retorno}$$

$$V_{cds} := \frac{Q_{cds}}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 829.968 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de desalojo durante la salida}$$

$$Re := \frac{V_{cds} \cdot \phi_m}{\nu} = 109.975 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.582 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{mds} := \left( f \cdot \frac{L_{mr}}{\phi_m} \cdot \frac{V_{cds}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 + \Delta p_{mdsp} = 3.202 \quad \text{Bar} \quad \text{Contrapresión a la salida}$$

Al retorno: línea principal de retorno

$$Q_{crp} := 53400 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal al retorno en la línea principal de retorno}$$

$$L_{mrp} := 8222 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de retorno principal}$$

$$V_{crp} := \frac{Q_{crp}}{\frac{\pi \cdot \phi_{mp}^2}{4}} = 1089.425 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de retorno en la línea principal de retorno}$$

$$Re := \frac{V_{crp} \cdot \phi_{mp}}{\nu} = 178.187 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.359 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{mrp} := \left( f \cdot \frac{L_{mrp}}{\phi_{mp}} \cdot \frac{V_{crp}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 1.95 \quad \text{Bar} \quad \text{Caída de presión al retorno en la línea principal de retorno}$$

Al retorno: línea de retorno

$$Q_{cr} := 26700 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal al retorno}$$

Lmr := 4550 mm Longitud de la línea de retorno

$$V_{cr} := \frac{Q_{cr}}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 829.968 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad al retorno}$$

$$Re := \frac{V_{cr} \cdot \phi_m}{\nu} = 109.975 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.582 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{mr} := \left( f \cdot \frac{L_{mr}}{\phi_m} \cdot \frac{V_{cr}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 + \Delta p_{mrp} = 3.202 \quad \text{Bar} \quad \text{Caída de presión al retorno}$$

Al retorno: línea principal de salida

$$Q_{cdrp} := 1.047 \times 10^5 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal desalojado al retorno en la línea principal de salida}$$

Lmsp := 8148 mm Longitud de la línea principal de salida

$$V_{cdrp} := \frac{Q_{cdrp}}{\frac{\pi \cdot \phi_{mp}^2}{4}} = 2136.007 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de desalojo durante el retorno en la línea principal de salida}$$

$$Re := \frac{V_{cdrp} \cdot \phi_{mp}}{\nu} = 349.368 \quad \text{Número de Reynolds, flujo laminar}$$

$$f := \frac{64}{Re} = 0.183 \quad \text{Factor de fricción, flujo laminar}$$

$$\Delta p_{mdrp} := \left( f \cdot \frac{L_{msp}}{\phi_{mp}} \cdot \frac{V_{cdrp}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 3.789 \quad \text{Bar} \quad \text{Contrapresión al retorno en la línea principal de presión}$$

Al retorno: línea de salida

$$Q_{cdr} := 52366 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal desalojado al retorno}$$

Lms := 4263 mm Longitud de la línea de salida

$$V_{cdr} := \frac{Q_{cdr}}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 1627.794 \quad \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad de desalojo al retorno}$$

$$Re := \frac{V_{cdr} \cdot \phi_m}{\nu} = 215.691$$

Número de Reynolds, flujo laminar

$$f := \frac{64}{Re} = 0.297$$

Factor de fricción, flujo laminar

$$\Delta p_{mdr} := \left( f \cdot \frac{L_{ms}}{\phi_m} \cdot \frac{V_{cdr}^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 + \Delta p_{mdrp} = 6.09$$

Bar Contrapresión al retorno

### 4.7.2.6 Motor de Abastecimiento

Datos:

$$Q_m := 533 \frac{1}{2.54^3} = 32.526 \frac{\text{in}^3}{\text{min}} \quad \text{Caudal de trabajo}$$

Diagrama de selección:

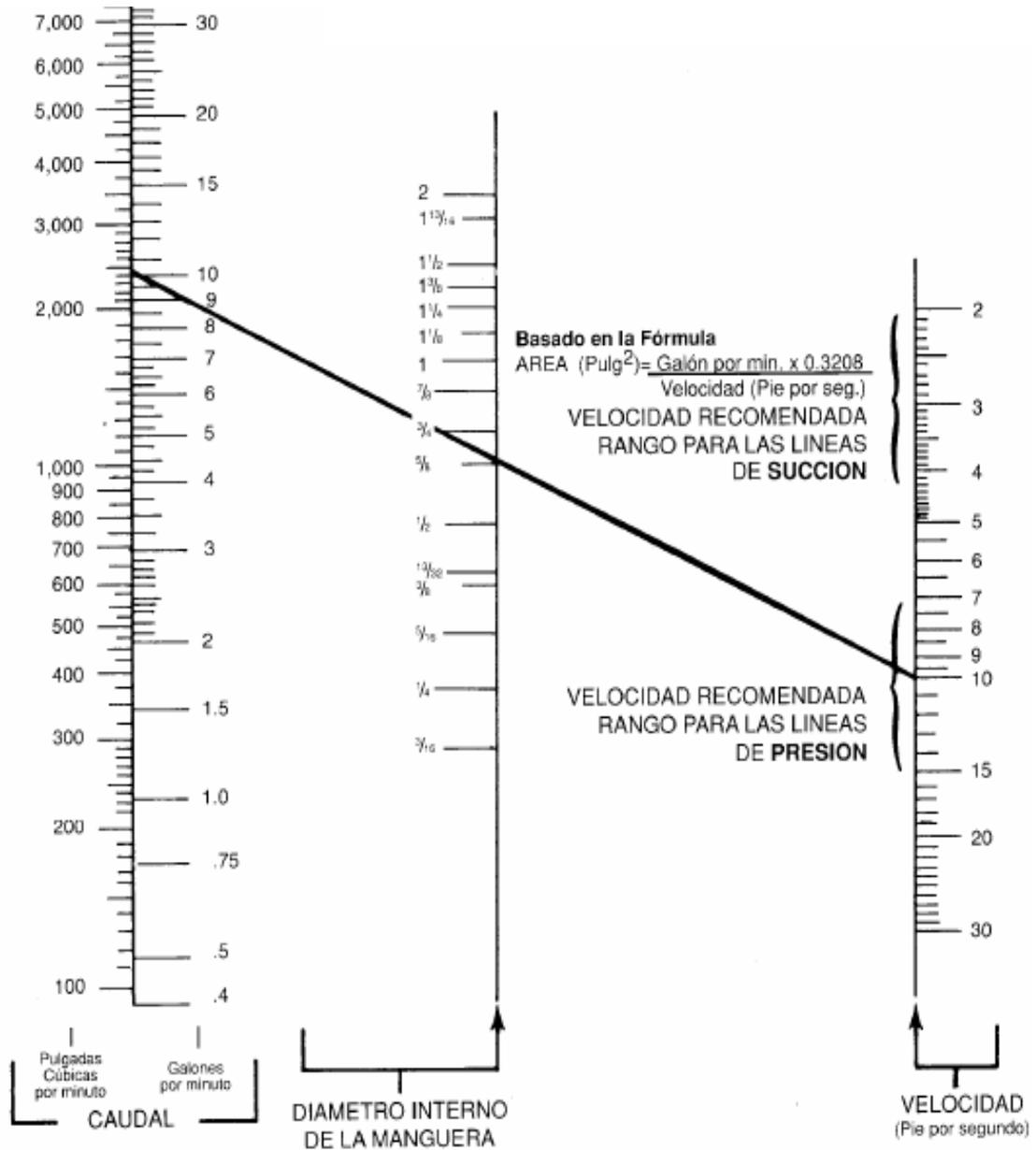


Figura 4. 479 Diagrama de selección de las mangueras del motor de abastecimiento

Como podemos ver, el caudal de trabajo de este cilindro de encuentra fuera del rango de selección, por lo que tomaremos la manguera de menor diámetro posible, ósea de 3/16".

**Especificaciones técnicas:**

**Tabla 4. 25 Características de trabajo de las mangueras del motor de abastecimiento**

Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura mm
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
3	3/16 / 4.8	11.8	250	3620	400	5797	1000	14490	90
4	1/4 / 6.4	13.4	225	3260	360	5212	900	13050	100
5	5/16 / 7.9	15	215	3115	340	4927	850	12320	115
6	3/8 / 9.5	17.4	180	2610	288	4174	720	10440	130
8	1/2 / 12.7	20.6	160	2320	256	3710	640	9280	180
10	5/8 / 15.9	23.7	130	1885	208	3014	520	7540	200
12	3/4 / 19.0	27.7	105	1520	168	2434	420	6000	240
16	1 / 25.4	35.6	88	1275	140	2028	350	5200	300
20	1 1/4 / 31.8	43.5	63	910	100	1450	250	3600	420
24	1 1/2 / 38.1	50.6	50	725	80	1160	200	2900	500
32	2 / 50.8	64.1	40	580	64	927	160	2320	630

**Tabla 4. 26 Especificaciones de las mangueras del motor de abastecimiento**

<b>NORMA</b>		DIN 20022-1SN
<b>RANGO DE TEMPERATURAS</b>		-40°C a 100°C
<b>FLUIDOS DE TRABAJO</b>		Aceites minerales, hidráulicos y emulsiones de agua y aceite.
<b>MATERIAL</b>	<b>INTERNO</b>	Caucho sintético resistente a los aceites.
	<b>REFUERZO</b>	Malla trenzada de alambre de acero endurecida y templada.
	<b>CUBIERTA</b>	Caucho sintético resistente a la abrasión.

**Pérdidas de carga:**

$\phi_m := 4.8$  mm Diámetro interno de la manguera

$\nu := 48.3$   $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$  Viscosidad cinemática. Aceite Hidráulico ISO VG 46

$\gamma := 0.878 \frac{9.8}{10^3 \cdot 1000} = 8.604 \times 10^{-6}$   $\frac{\text{N}}{\text{mm}^3}$  Peso específico

En la línea de presión:

$Q_m := 9216$   $\frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$  Caudal

$L_{ms} := 3951$  mm Longitud de la línea de presión

$$V_m := \frac{Q_m}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 509.296$$

 $\frac{\text{mm}}{\text{s}}$ 

Velocidad del fluido

$$\text{Re} := \frac{V_m \cdot \phi_m}{\nu} = 50.613$$

Número de Reynolds, flujo laminar

$$f := \frac{64}{\text{Re}} = 1.264$$

Factor de fricción, flujo laminar

$$\Delta p_{mm} := \left( f \cdot \frac{L_{ms}}{\phi_m} \cdot \frac{V_m^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 1.186$$

Bar

Caída de presión

En la línea de retorno:

$$Q_m := 9216 \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad \text{Caudal}$$

$$L_{mr} := 4011 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud de la línea de retorno.}$$

$$V_m := \frac{Q_m}{\frac{\pi \cdot \phi_m^2}{4}} = 509.296$$

 $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ 

Velocidad del fluido

$$\text{Re} := \frac{V_m \cdot \phi_m}{\nu} = 50.613$$

Número de Reynolds, flujo laminar

$$f := \frac{64}{\text{Re}} = 1.264$$

Factor de fricción, flujo laminar

$$\Delta p_{mr} := \left( f \cdot \frac{L_{mr}}{\phi_m} \cdot \frac{V_m^2}{2 \cdot 9800} \cdot \gamma \right) \cdot 10.011 = 1.205$$

Bar

Contrapresión al funcionamiento

## 4.7.3 SELECCIÓN DE VÁLVULAS DE CONTROL ELECTROHIDRÁULICO

### 4.7.3.1 Válvulas Regulatoras de Presión <sup>12</sup>

#### 1.- Regulador de presión del cilindro de agarre:

##### Datos de empuje:

Pcs := 66.66 bar Presión de empuje

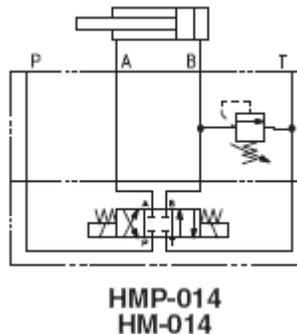
Qcs := 830  $\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$  Caudal de salida

##### Selección de la válvula:

**Tabla 4. 27 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el cilindro de agarre**

Valve model		HMP	HM	KM
Max flow [l/min]		35	60	120
Pressure range [bar]		2+50; 3+100; 10+210; 15+350	4+50; 5+100; 5+210; 5+350	

##### Configuración Hidráulica:



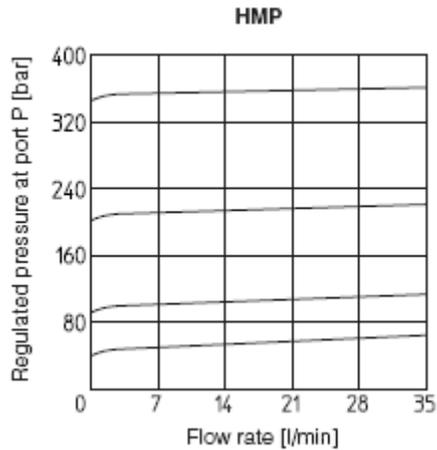
**Figura 4. 480 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del cilindro de agarre**

##### Características de trabajo:

**Tabla 4. 28 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del cilindro de agarre**

Posición de trabajo:	Cualquier posición
Temperatura ambiente:	-20°C+70°C
Fluido	Aceite hidráulico DIN 51524..535
Viscosidad recomendada:	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
Clase de contaminación del fluido:	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> ≥75 (recomendado)
Temperatura del fluido:	-20°C+60°C

<sup>12</sup> Gráficos y tablas de esta sección tomados del catálogo de válvulas de presión ATOS HMP, HM, KM



**Figura 4. 481 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del cilindro de agarre**

**Código ATOS:**

HMP-014/100/VF

Este cilindro trabaja en ambas direcciones, por lo que necesitaremos dos reguladores de presión.

**2.- Reguladores de presión del cilindro de empuje:**

**Datos de tire:**

$P_{cr} := 68.78$  bar Presión de tire

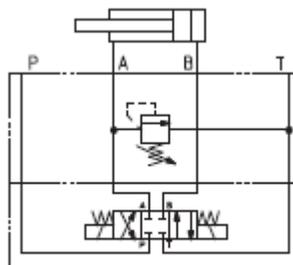
$Q_{cr} := 8.16$   $\frac{l}{min}$  Caudal de retorno

**Selección de la válvula:**

**Tabla 4. 29 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el cilindro de empuje (tire)**

Valve model	HMP	HM	KM
Max flow [l/min]	35	60	120
Pressure range [bar]	2+50; 3+100; 10+210; 15+350	4+50; 5+100; 5+210; 5+350	

**Configuración Hidráulica:**



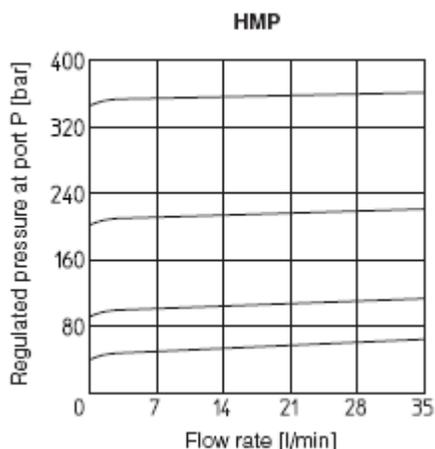
HMP-013  
HM-013

**Figura 4. 482 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del cilindro de empuje (tire)**

**Características de trabajo:**

**Tabla 4. 30 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del cilindro de empuje (tire)**

<b>Posición de trabajo:</b>	Cualquier posición
<b>Temperatura ambiente:</b>	-20°C+70°C
<b>Fluido</b>	Aceite hidráulico DIN 51524..535
<b>Viscosidad recomendada:</b>	15-100mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
<b>Clase de contaminación del fluido:</b>	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> ≥75 (recomendado)
<b>Temperatura del fluido:</b>	-20°C+60°C



**Figura 4. 483 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del cilindro de empuje (tire)**

**Código ATOS:**

HMP-013/100/VF

**Datos de empuje:**

Pcs := 33.12 bar Presión de empuje

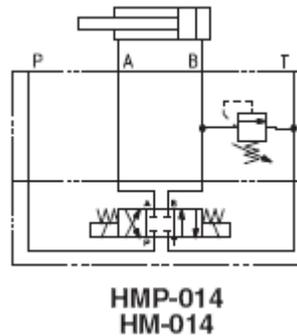
Qcs := 16.94  $\frac{l}{min}$  Caudal de salida

**Selección de la válvula:**

**Tabla 4. 31 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el cilindro de empuje (empuje)**

Valve model		HMP	HM	KM
Max flow	[l/min]	35	60	120
Pressure range	[bar]	2+50; 3+100; 10+210; 15+350	4+50; 5+100; 5+210; 5+350	

### Configuración Hidráulica:

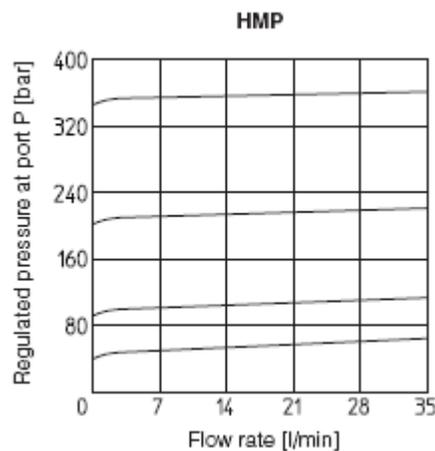


**Figura 4. 484 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del cilindro de empuje(empuje)**

### Características de trabajo:

**Tabla 4. 32 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del cilindro de empuje (empuje)**

Posición de trabajo:	Cualquier posición
Temperatura ambiente:	-20°C + 70°C
Fluido	Aceite hidráulico DIN 51524..535
Viscosidad recomendada:	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
Clase de contaminación del fluido:	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> >= 75 (recomendado)
Temperatura del fluido:	-20°C + 60°C



**Figura 4. 485 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del cilindro de empuje (empuje)**

**Código ATOS:**

HMP-014/50/VF

### 3.- Regulador de presión del cilindro de giro:

**Datos de empuje:**

Pcs := 51.69 bar Presión de empuje

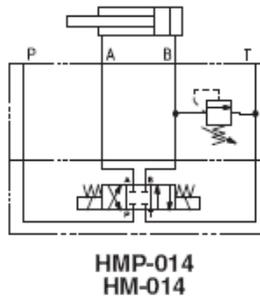
Qcs := 263  $\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$  Caudal de salida

**Selección de la válvula:**

**Tabla 4. 33 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el cilindro de giro**

Valve model	HMP	HM	KM
Max flow [l/min]	35	60	120
Pressure range [bar]	2+50; 3+100; 10+210; 15+350	4+50; 5+100; 5+210; 5+350	

**Configuración Hidráulica:**

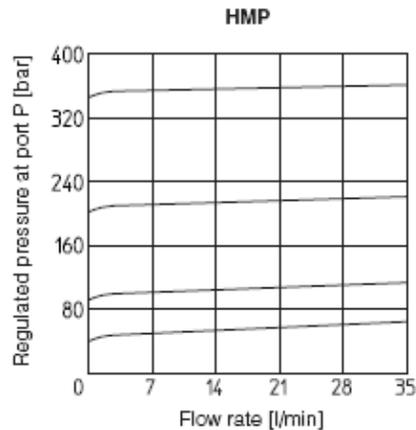


**Figura 4. 486 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del cilindro de giro**

**Características de trabajo:**

**Tabla 4. 34 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del cilindro de giro**

Posición de trabajo:	Cualquier posición
Temperatura ambiente:	-20°C + 70°C
Fluido	Aceite hidráulico DIN 51524..535
Viscosidad recomendada:	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
Clase de contaminación del fluido:	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> >= 75 (recomendado)
Temperatura del fluido:	-20°C + 60°C



**Figura 4. 487 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del cilindro de giro**

## Código ATOS:

HMP-014/100/VF

### 4.- Regulador de presión del cilindro de levantamiento:

#### Datos de empuje:

Pcs := 26.53 bar Presión de empuje

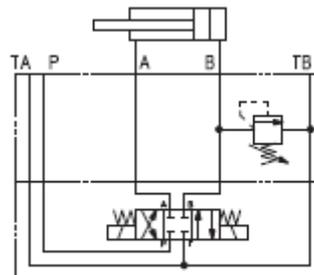
Qcs := 80.42  $\frac{l}{min}$  Caudal de salida

#### Selección de la válvula:

**Tabla 4. 35 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el cilindro de levantamiento**

Valve model		HMP	HM	KM
Max flow	[l/min]	35	60	120
Pressure range	[bar]	2+50; 3+100; 10+210; 15+350	4+50; 5+100; 5+210; 5+350	

#### Configuración Hidráulica:



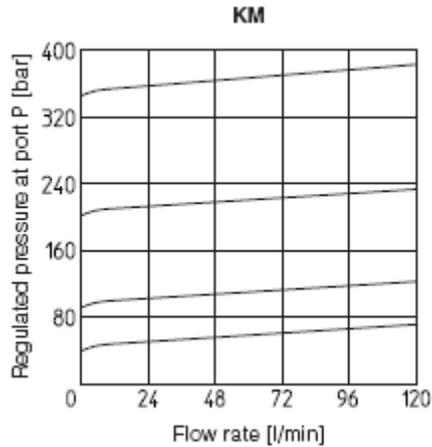
KM-014

**Figura 4. 488 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del cilindro de levantamiento**

#### Características de trabajo:

**Tabla 4. 36 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del cilindro de levantamiento**

Posición de trabajo:	Cualquier posición
Temperatura ambiente:	-20°C+70°C
Fluido	Aceite hidráulico DIN 51524..535
Viscosidad recomendada:	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
Clase de contaminación del fluido:	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> >=75 (recomendado)
Temperatura del fluido:	-20°C+60°C



**Figura 4. 489 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del cilindro de levantamiento**

**Código ATOS:**

KM-014/50/V

**5.- Regulador de presión del cilindro de abastecimiento:**

**Datos de empuje:**

Pcs := 27.77 bar Presión de empuje

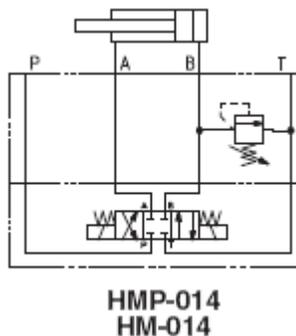
Qcs := 3.14  $\frac{l}{min}$  Caudal de salida

**Selección de la válvula:**

**Tabla 4. 37 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el cilindro de abastecimiento**

Valve model		HMP	HM	KM
Max flow [l/min]		35	60	120
Pressure range [bar]		2+50; 3+100; 10+210; 15+350	4+50; 5+100; 5+210; 5+350	

**Configuración Hidráulica:**

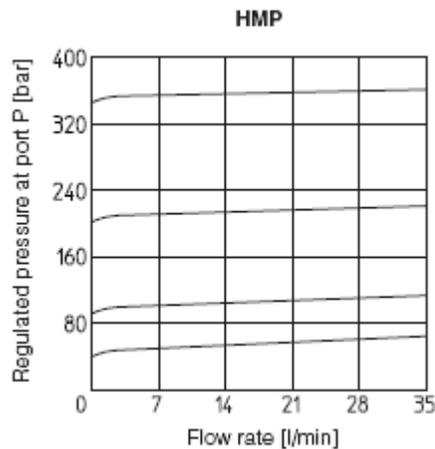


**Figura 4. 490 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del cilindro de abastecimiento**

**Características de trabajo:**

**Tabla 4. 38 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del cilindro de abastecimiento**

Posición de trabajo:	Cualquier posición
Temperatura ambiente:	-20°C+70°C
Fluido	Aceite hidráulico DIN 51524..535
Viscosidad recomendada:	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
Clase de contaminación del fluido:	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> ≥75 (recomendado)
Temperatura del fluido:	-20°C+60°C



**Figura 4. 491 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del cilindro de abastecimiento**

**Código ATOS:**

HMP-014/50/VF

**6.- Regulador de presión del motor de abastecimiento:**

**Datos de funcionamiento:**

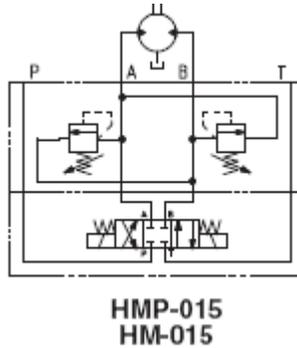
$P_m := 28.57$  bar      Presión de operación  
 $Q_m := 533$   $\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$       Caudal de operación

**Selección de la válvula:**

**Tabla 4. 39 Selección del modelo de válvula reguladora de presión para el motor de abastecimiento**

Valve model		HMP	HM	KM
Max flow	[l/min]	35	60	120
Pressure range	[bar]	2+50; 3+100; 10+210; 15+350	4+50; 5+100; 5+210; 5+350	

**Configuración Hidráulica:**



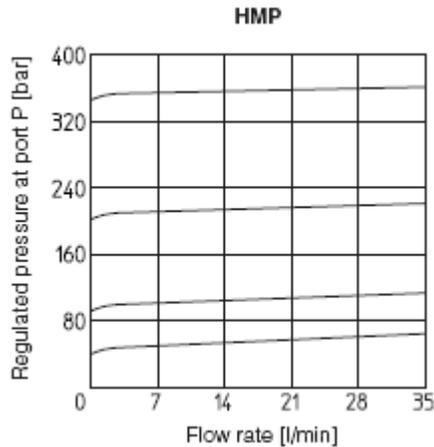
**Figura 4. 493 Configuración hidráulica de la válvula reguladora de presión del motor de abastecimiento**

Este arreglo de válvulas me permite proteger el motor de sobre-presiones en ambas direcciones de funcionamiento, además de suministrar el lado de baja presión con aceite limpio, para así, cuando el motor trabaje en dirección contraria, suministrar al motor aceite limpio.

**Características de trabajo:**

**Tabla 4. 40 Características de trabajo de la válvula reguladora de presión del motor de abastecimiento**

<b>Posición de trabajo:</b>	Cualquier posición
<b>Temperatura ambiente:</b>	-20°C + 70°C
<b>Fluido</b>	Aceite hidráulico DIN 51524..535
<b>Viscosidad recomendada:</b>	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
<b>Clase de contaminación del fluido:</b>	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> >= 75 (recomendado)
<b>Temperatura del fluido:</b>	-20°C + 60°C



**Figura 4. 492 Presión vs Caudal en la válvula reguladora de presión del motor de abastecimiento**

**Código ATOS:**

HMP-015/50/VF

### 4.7.3.2 Válvulas Reguladoras de Caudal <sup>13</sup>

#### 1.- Regulador de caudal del cilindro de agarre:

##### Datos de empuje:

Pcs := 56.51	bar	Presión de empuje
Qcs := 834	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal de salida
Qcdr := 834	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal desalojado durante el retorno

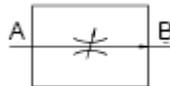
##### Selección de la válvula:

Seleccionaremos una válvula de 2 vías sin válvula check.

**Tabla 4. 41 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el cilindro de agarre**

Valve model	QV-10/2	QV-10/2/V	QV-10/3	QV-20/2	QV-20/2/V	QV-20/3
Max regulated flow [l/min]	65	80		130	160	190
Min regulated flow [cm <sup>3</sup> /min]		120			120	
Max flow B → A through check valve (2-way versions) [l/min]	80	-	-	160	-	-
Regulating Δp [bar]		6	6	7		9
Max flow on port P (only 3-way versions) [l/min]	-	-	60	-	-	190
Max pressure [bar]		250			250	

##### Símbolo Hidráulico:



**Figura 4. 494 Símbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del cilindro de agarre**

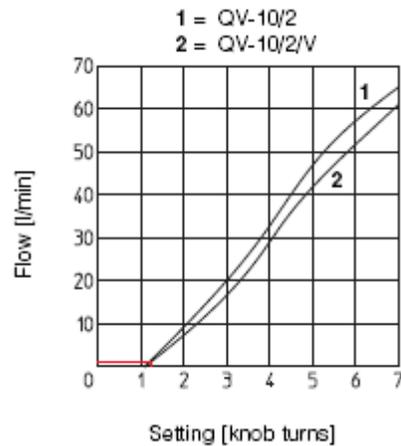
##### Características de trabajo:

**Tabla 4. 42 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del cilindro de agarre**

Posición de trabajo:	Cualquier posición
Temperatura ambiente:	-20°C + 70°C
Fluido	Aceite hidráulico DIN 51524..535
Viscosidad recomendada:	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
Clase de contaminación del fluido:	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> >= 75 (recomendado)
Temperatura del fluido:	-20°C + 60°C

<sup>13</sup> Gráficos y tablas de esta sección tomados del catálogo de válvulas de caudal ATOS QV

### Diagrama de regulación:



**Figura 4. 495 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del cilindro de agarre**

### Código ATOS:

QV-10/2/V

### 2.- Regulador de caudal del cilindro de empuje:

#### Datos de empuje:

$P_{cs} := 22.06$  bar Presión de empuje

$Q_{cs} := 16.94$   $\frac{l}{min}$  Caudal de salida

$Q_{cdr} := 16.94$   $\frac{l}{min}$  Caudal desalojado durante el retorno

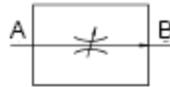
#### Selección de la válvula:

Seleccionaremos una válvula de 2 vías sin válvula check.

**Tabla 4. 43 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el cilindro de empuje**

Valve model	QV-10/2	QV-10/2/V	QV-10/3	QV-20/2	QV-20/2/V	QV-20/3
Max regulated flow [l/min]	65	60		130	160	190
Min regulated flow [cm <sup>3</sup> /min]	120			120		
Max flow B → A through check valve (2-way versions) [l/min]	90	-	-	160	-	-
Regulating Δp [bar]	6	6		7	8	
Max flow on port P (only 3-way versions) [l/min]	-	-	60	-	-	190
Max pressure [bar]	250			250		

**Símbolo Hidráulico:**



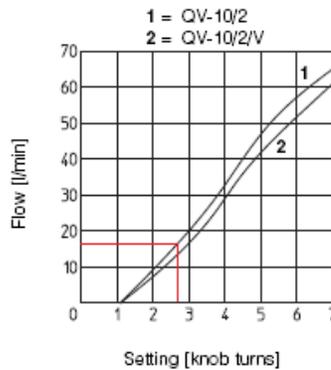
**Figura 4. 496 Símbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del cilindro de empuje**

**Características de trabajo:**

**Tabla 4. 44 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del cilindro de empuje**

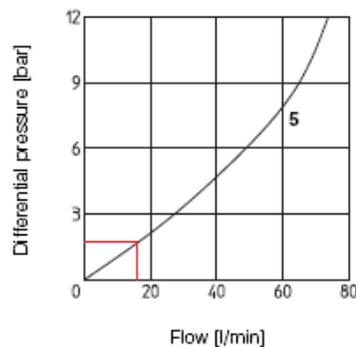
<b>Posición de trabajo:</b>	Cualquier posición
<b>Temperatura ambiente:</b>	-20°C + 70°C
<b>Fluido</b>	Aceite hidráulico DIN 51524..535
<b>Viscosidad recomendada:</b>	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
<b>Clase de contaminación del fluido:</b>	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> ≥75 (recomendado)
<b>Temperatura del fluido:</b>	-20°C + 60°C

**Diagrama de regulación:**



**Figura 4. 497 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del cilindro de empuje**

**Diagrama Q/ΔP a través de la válvula check para libre flujo desde B hacia A:**



**Figura 4. 498 Curva de la caída de presión en la válvula check de la válvula reguladora de caudal del cilindro de empuje**

## Código ATOS:

QV-10/2/V

### 3.- Regulador de caudal del cilindro de giro:

Este cilindro trabaja en ambas direcciones, por lo que necesitaremos dos reguladores de presión.

#### Datos de empuje:

Pcs := 51.30	bar	Presión de empuje
Qcs := 263	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal de salida
Qcdr := 790	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal desalojado durante el retorno

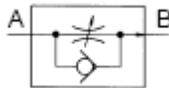
#### Selección de la válvula:

Seleccionaremos una válvula de 2 vías con válvula check.

**Tabla 4. 45 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el cilindro de giro (empuje)**

Valve model	QV-10/2	QV-10/2/V	QV-10/3	QV-20/2	QV-20/2/V	QV-20/3
Max regulated flow [l/min]	85	60		130	160	190
Min regulated flow [cm <sup>3</sup> /min]	120		120			
Max flow B → A through check valve (2-way versions) [l/min]	80	-	-	160	-	-
Regulating Δp [bar]	6	6		7	8	
Max flow on port P (only 3-way versions) [l/min]	-	-	60	-	-	190
Max pressure [bar]	250		250			

#### Símbolo Hidráulico:



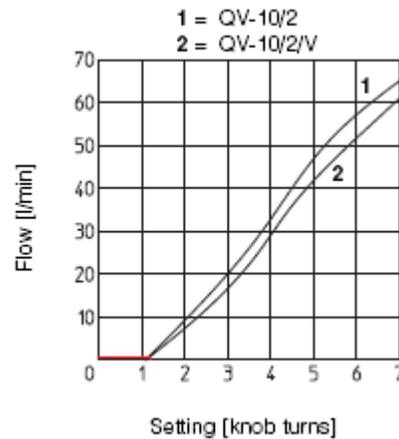
**Figura 4. 499 Símbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (empuje)**

#### Características de trabajo:

**Tabla 4. 46 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (empuje)**

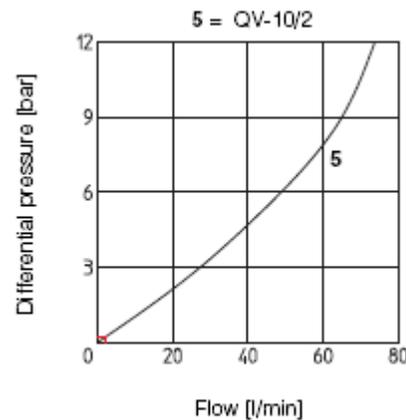
Posición de trabajo:	Cualquier posición
Temperatura ambiente:	-20°C + 70°C
Fluido	Aceite hidráulico DIN 51524..535
Viscosidad recomendada:	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
Clase de contaminación del fluido:	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25μm y β <sub>25</sub> >=75 (recomendado)
Temperatura del fluido:	-20°C + 60°C

**Diagrama de regulación:**



**Figura 4. 500 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (empuje)**

**Diagrama Q/ΔP a través de la válvula check para libre flujo desde B hacia A:**



**Figura 4. 501 Curva de la caída de presión en la válvula check de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (empuje)**

**Código ATOS:**

QV-10/2

**Datos de tire:**

Pcs := 57	bar	Presión de tire
Qcr := 608	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal de retorno
Qcda := 202	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal desalojado durante la salida

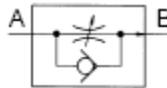
**Selección de la válvula:**

Seleccionaremos una válvula de 2 vías con válvula check.

**Tabla 4. 47 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el cilindro de giro (tire)**

Valve model	QV-10/2	QV-10/2/V	QV-10/3	QV-20/2	QV-20/2/V	QV-20/3
Max regulated flow [l/min]	65	60		130	160	180
Min regulated flow [cm <sup>3</sup> /min]	120			120		
Max flow B → A through check valve (2-way versions) [l/min]	80	-	-	160	-	-
Regulating Δp [bar]	6	6		7		8
Max flow on port P (only 3-way versions) [l/min]	-	-	60	-	-	180
Max pressure [bar]	250			250		

**Símbolo Hidráulico:**



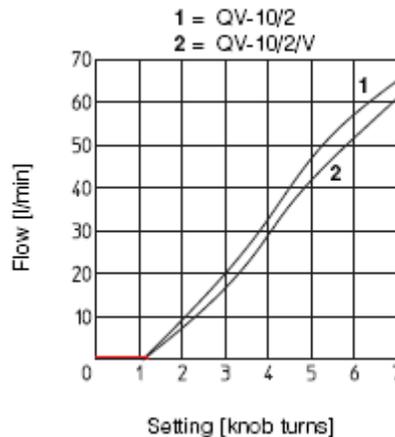
**Figura 4. 503 Símbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (tire)**

**Características de trabajo:**

**Tabla 4. 48 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (tire)**

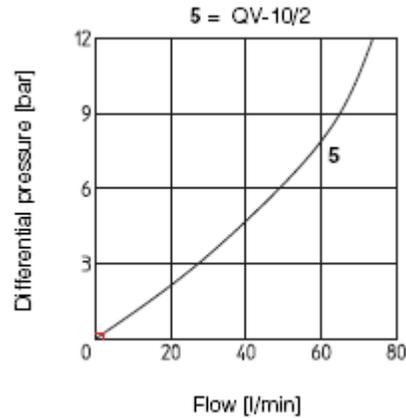
Posición de trabajo:	Cualquier posición
Temperatura ambiente:	-20°C + 70°C
Fluido	Aceite hidráulico DIN 51524..535
Viscosidad recomendada:	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
Clase de contaminación del fluido:	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> ≥ 75 (recomendado)
Temperatura del fluido:	-20°C + 60°C

**Diagrama de regulación:**



**Figura 4. 502 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (tire)**

**Diagrama Q/ $\Delta$ P a través de la válvula check para libre flujo desde B hacia A:**



**Figura 4. 504 Curva de la caída de presión en la válvula check de la válvula reguladora de caudal del cilindro de giro (tire)**

**Código ATOS:**

QV-10/2

**4.- Regulador de caudal del cilindro de levantamiento:**

**Datos de empuje:**

Pcs := 18.81 bar Presión de empuje

Qcs := 80.42  $\frac{l}{min}$  Caudal de salida

Qcdr := 80.42  $\frac{l}{min}$  Caudal desalojado durante el retorno

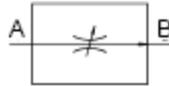
**Selección de la válvula:**

Seleccionaremos una válvula de 2 vías sin válvula check.

**Tabla 4. 49 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el cilindro de levantamiento**

Valve model	QV-10/2	QV-10/2V	QV-10/3	QV-20/2	QV-20/2V	QV-20/3
Max regulated flow [l/min]	65	80		130	160	190
Min regulated flow [cm <sup>3</sup> /min]	120			120		
Max flow B → A through check valve (2-way versions) [l/min]	80	-	-	160	-	-
Regulating $\Delta$ p [bar]	6		6	7	8	
Max flow on port P (only 3-way versions) [l/min]	-	-	60	-	-	190
Max pressure [bar]	250			250		

**Símbolo Hidráulico:**



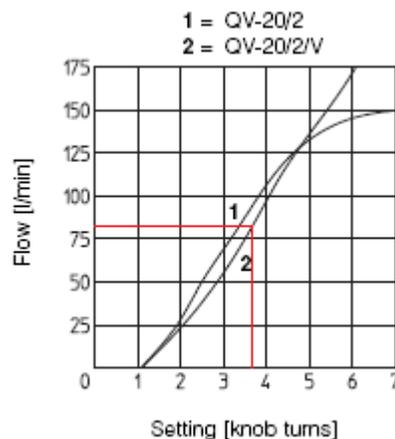
**Figura 4. 505 Símbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del cilindro de levantamiento**

**Características de trabajo:**

**Tabla 4. 50 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del cilindro de levantamiento**

<b>Posición de trabajo:</b>	Cualquier posición
<b>Temperatura ambiente:</b>	-20°C+70°C
<b>Fluido</b>	Aceite hidráulico DIN 51524..535
<b>Viscosidad recomendada:</b>	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
<b>Clase de contaminación del fluido:</b>	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> ≥75 (recomendado)
<b>Temperatura del fluido:</b>	-20°C+60°C

**Diagrama de regulación:**



**Figura 4. 506 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del cilindro de levantamiento**

**Código ATOS:**

QV-20/2/V

**5.- Regulador de caudal de los cilindros de abastecimiento:**

**Datos de empuje:**

Pcs := 17.10	bar	Presión de empuje
Qcs := 6.28	$\frac{l}{min}$	Caudal de salida
Qcdr := 6.28	$\frac{l}{min}$	Caudal desalojado durante el retorno

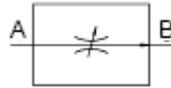
### Selección de la válvula:

Seleccionaremos una válvula de 2 vías sin válvula check.

**Tabla 4. 51 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el cilindro de abastecimiento**

Valve model	QV-10/2	QV-10/2/V	QV-10/3	QV-20/2	QV-20/2/V	QV-20/3
Max regulated flow [l/min]	65	80		130	160	180
Min regulated flow [cm <sup>3</sup> /min]		120			120	
Max flow B → A through check valve (2-way versions) [l/min]	80	-	-	160	-	-
Regulating Δp [bar]		6	6	7		8
Max flow on port P (only 3-way versions) [l/min]	-	-	80	-	-	180
Max pressure [bar]		250			250	

### Símbolo Hidráulico:



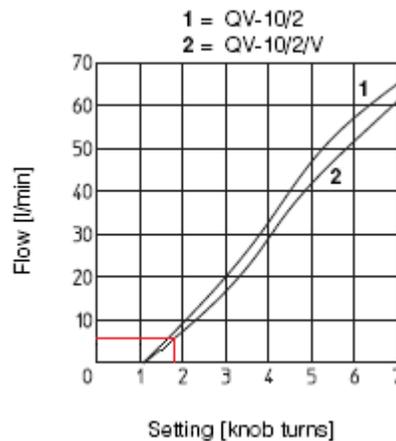
**Figura 4. 507 Símbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del cilindro de abastecimiento**

### Características de trabajo:

**Tabla 4. 52 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del cilindro de abastecimiento**

Posición de trabajo:	Cualquier posición
Temperatura ambiente:	-20°C + 70°C
Fluido	Aceite hidráulico DIN 51524..535
Viscosidad recomendada:	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
Clase de contaminación del fluido:	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> ≥ 75 (recomendado)
Temperatura del fluido:	-20°C + 60°C

### Diagrama de regulación:



**Figura 4. 508 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del cilindro de abastecimiento**

### Código ATOS:

QV-10/2/V

## 6.- Regulador de caudal del motor de abastecimiento:

### Datos de funcionamiento:

$P_m := 26.18$  bar Presión de funcionamiento

$Q_m := 553$   $\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$  Caudal de funcionamiento

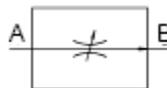
### Selección de la válvula:

Seleccionaremos una válvula de 2 vías sin válvula check.

**Tabla 4. 53 Selección del modelo de válvula reguladora de caudal para el motor de abastecimiento**

Valve model	QV-10/2	QV-10/2/V	QV-10/3	QV-20/2	QV-20/2/V	QV-20/3
Max regulated flow [l/min]	65	80		130	160	190
Min regulated flow [cm <sup>3</sup> /min]		120			120	
Max flow B → A through check valve (2-way versions) [l/min]	80	-	-	160	-	-
Regulating Δp [bar]		6	6	7		8
Max flow on port P (only 3-way versions) [l/min]	-	-	60	-	-	190
Max pressure [bar]		250			250	

### Símbolo Hidráulico:



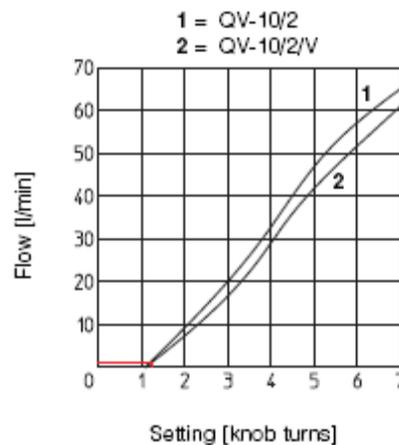
**Figura 4. 509 Símbolo hidráulico de la válvula reguladora de caudal del motor de abastecimiento**

### Características de trabajo:

**Tabla 4. 54 Características de trabajo de la válvula reguladora de caudal del motor de abastecimiento**

Posición de trabajo:	Cualquier posición
Temperatura ambiente:	-20°C + 70°C
Fluido	Aceite hidráulico DIN 51524..535
Viscosidad recomendada:	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
Clase de contaminación del fluido:	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> ≥ 75 (recomendado)
Temperatura del fluido:	-20°C + 60°C

### Diagrama de regulación:



**Figura 4. 510 Curva de regulación de la válvula reguladora de caudal del motor de abastecimiento**

### Código ATOS:

QV-10/2/V

### 4.7.3.3 Válvulas Direccionales <sup>14</sup>

#### 1.- Válvula direccional del cilindro de agarre:

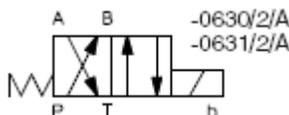
##### Datos de funcionamiento:

$P_p := 57$	bar	Presión en el puerto P
$P_{cs} := 56.51$	bar	Presión de empuje
$P_{cr} := 57$	bar	Presión de tire
$Q_{cs} := 834$	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal de salida
$Q_{cr} := 642$	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal de retorno
$Q_{c ds} := 642$	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal desalojado a la salida
$Q_{c dr} := 834$	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal desalojado al retorno

<sup>14</sup> Gráficos y tablas de esta sección tomados de los catálogos de válvulas direccionales ATOS HDI, HDU, HDE Y HDER

## Configuración:

Utilizaremos una válvula 4/2, pues no necesitamos que el cilindro trabaje en posiciones intermedias.



**Figura 4. 511 Símbolo hidráulico de la válvula direccional del cilindro de agarre**

## Características de trabajo:

**Tabla 4. 55 Especificaciones de la válvula direccional del cilindro de agarre**

Assembly position / location	Any position for all valves except for type - 070° (without springs) that must be installed with horizontal axis if operated by impulses	
Subplate surface finishing	Roughness index $\sqrt{Ra}$ flatness ratio 0,01/100 (ISO 1101)	
Ambient temperature	from -20°C to +70°C	
Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51524 .... 535; for other fluids see section ①	
Recommended viscosity	15 ÷ 100 mm <sup>2</sup> /s at 40°C (ISO VG 15 ÷ 100)	
Fluid contamination class	ISO 19/16, achieved with in line filters at 25 µm value to $\beta_{25} \geq 75$ (recommended)	
Fluid temperature	-20°C +60°C (standard and /MG seals) -20°C +90°C (/PE seals)	
Flow direction	As shown in the symbols of tables ② and ③	
Operating pressure For versions with proximity switches (/FINC and /FINO versions) maximum counter pressure allowed on T port is 5 bar	DHI	Ports P,A,B: 350 bar; Port T: 120 bar
	DHU	Ports P,A,B: 350 bar; Port T 210 bar
Rated flow	See diagrams Q/Δp at section ⑦	
Maximum flow	60 l/min see operating limits at section ⑧	

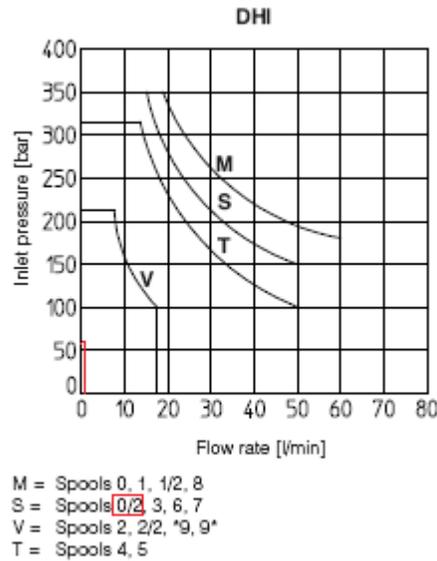
## Características eléctricas:

**Tabla 4. 56 Características eléctricas de la válvula direccional del cilindro de agarre**

Valve	External supply nominal voltage ± 10%	Voltage code	Type of connector	Power consumption (2)	Code of spare coil		Colour of coil label
					DHI	DHU	
DHI DHU	6 DC	6 DC	SP-666 or SP-667	33 W	SP-COU-6DC / 80	SP-COU-6DC / 80	brown
	9 DC	9 DC			SP-COU-9DC / 80	SP-COU-9DC / 80	light blue
	12 DC	12 DC			SP-COU-12DC / 80	SP-COUR-12DC / 10	green
	14 DC	14 DC			SP-COU-14DC / 80	SP-COUR-14DC / 10	brown
	18 DC	18 DC			SP-COU-18DC / 80	SP-COU-18DC / 80	blue
	24 DC	24 DC			SP-COU-24DC / 80	SP-COUR-24DC / 10	red
	28 DC	28 DC			SP-COU-28DC / 80	SP-COUR-28DC / 10	silver
	48 DC	48 DC			SP-COU-48DC / 80	SP-COU-48DC / 80	silver
	110 DC	110 DC			SP-COU-110DC / 80	SP-COUR-110DC / 10	black
	125 DC	125 DC			SP-COU-125DC / 80	SP-COU-125DC / 80	silver
	220 DC	220 DC			SP-COU-220DC / 80	SP-COUR-220DC / 10	black
	24/50 AC	24/50/60 AC			SP-669	60 VA (3)	SP-COI-24/50/60AC / 80 (1)
	48/50 AC		SP-COI-48/50/60AC / 80 (1)	-			white
	110/50 AC	110/50/60 AC	SP-COI-110/50/60AC / 80 (1)	-			yellow
	120/60 AC	120/60 AC	SP-COI-120/60AC / 80	-			white
	230/50 AC	230/50/60 AC	SP-COI-230/50/60AC / 80 (1)	-			light blue
	230/60 AC	230/60 AC	SP-COI-230/60AC / 80	-			silver
	110/50 AC	110RC	SP-669	40 VA 35 VA	SP-COU-110RC / 80	SP-COUR-110RC / 10	gold
230/50 AC	230RC				SP-COU-230RC / 80	SP-COUR-230RC / 10	blue

Escogeremos la válvula DHI, que a diferencia de la DHU que solo soporta corriente continua, también soporta corriente alterna.

**Límites de operación:**

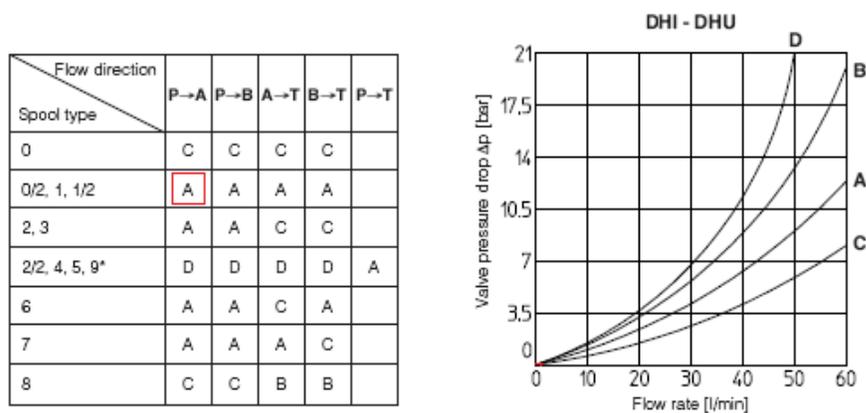


**Figura 4. 512 Curvas de selección del carrete para la válvula diraccional del cilindro de agarre**

Como vemos, las condiciones de trabajo caen dentro del límite de operación de todos los tipos de carrete, pero la válvula 4/2 solo admite carretes tipo 0/2 y 1/2, por lo que tomaremos 0/2.

**Pérdidas de carga:**

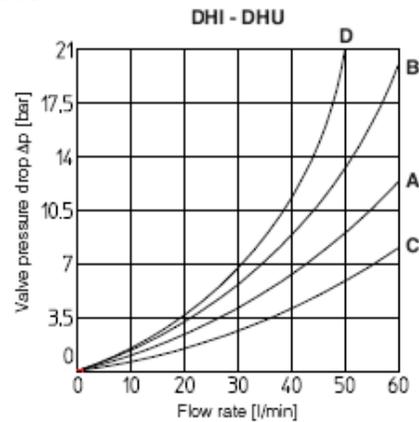
Del fluido que ingresa en la carrera de empuje:



**Figura 4. 513 Caída de presión en el fluido que ingresa en la válvula direccional del cilindro de agarre durante la carrera de empuje**

Del fluido que ingresa en la carrera de tire:

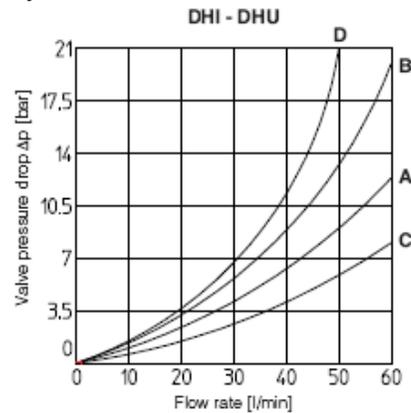
Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 514** Caída de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del cilindro de agarre durante la carrera de tire

Del fluido que sale en la carrera de empuje:

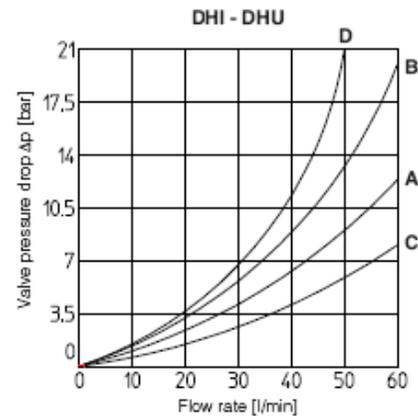
Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 515** Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de agarre durante la carrera de empuje

Del fluido que sale en la carrera de tire:

Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 516** Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de agarre durante la carrera de tire

### Código ATOS:

DHI-0630/2/A-X24DC	Válvula direccional
SP-666	Conector

## 2.- Válvula direccional del cilindro de empuje:

### Datos de funcionamiento:

$P_p := 57$	bar	Presión en el puerto P
$P_{cs} := 22.06$	bar	Presión de empuje
$P_{cr} := 56.57$	bar	Presión de tire
$Q_{cs} := 16.94$	$\frac{l}{min}$	Caudal de salida
$Q_{cr} := 8.16$	$\frac{l}{min}$	Caudal de retorno
$Q_{c ds} := 8.16$	$\frac{l}{min}$	Caudal desalojado a la salida
$Q_{c dr} := 16.94$	$\frac{l}{min}$	Caudal desalojado al retorno

### Configuración:

Utilizaremos una válvula 4/3, pues necesitamos que el cilindro trabaje en posiciones intermedias.

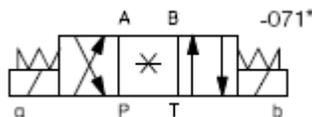


Figura 4. 518 Simbolo hidráulico de la válvula direccional del cilindro de empuje

### Carrete:

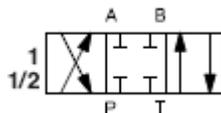


Figura 4. 517 Configuración hidráulica del carrete de la válvula direccional del cilindro de empuje

## Características de trabajo:

**Tabla 4. 57 Especificaciones de la válvula direccional del cilindro de empuje**

Assembly position / location	Any position for all valves except for type - 070* (without springs) that must be installed with horizontal axis if operated by impulses	
Subplate surface finishing	Roughness index $\sqrt{Ra}$ flatness ratio 0,01/100 (ISO 1101)	
Ambient temperature	from -20°C to +70°C	
Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51524 .... 535; for other fluids see section ①	
Recommended viscosity	15 ± 100 mm <sup>2</sup> /s at 40°C (ISO VG 15 ± 100)	
Fluid contamination class	ISO 19/16, achieved with in line filters at 25 µm value to $\beta_{25} \geq 75$ (recommended)	
Fluid temperature	-20°C +60°C (standard and /MG seals) -20°C +90°C (/PE seals)	
Flow direction	As shown in the symbols of tables ② and ③	
<b>Operating pressure</b> For versions with proximity switches (/FI/NC and /FI/NO versions) maximum counter pressure allowed on T port is 5 bar	<b>DHI</b>	Ports P,A,B: <b>350 bar</b> ; Port T: <b>120 bar</b>
	<b>DHU</b>	Ports P,A,B: <b>350 bar</b> ; Port T <b>210 bar</b>
Rated flow	See diagrams Q/Δp at section ⑦	
<b>Maximum flow</b>	<b>60 l/min</b> see operating limits at section ⑧	

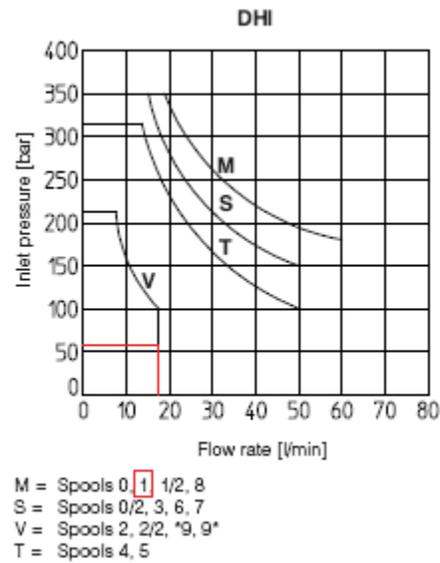
## Características eléctricas:

**Tabla 4. 58 Características eléctricas de la válvula direccional del cilindro de empuje**

Valve	External supply nominal voltage ± 10%	Voltage code	Type of connector	Power consumption (2)	Code of spare coil		Colour of coil label			
					DHI	DHU				
DHI	6 DC	6 DC	SP-666 or SP-667	33 W	SP-COU-6DC / 80	SP-COU-6DC / 80	brown			
	9 DC	9 DC			SP-COU-9DC / 80	SP-COU-9DC / 80	light blue			
	12 DC	12 DC			SP-COU-12DC / 80	SP-COUR-12DC / 10	green			
	14 DC	14 DC			SP-COU-14DC / 80	SP-COUR-14DC / 10	brown			
	18 DC	18 DC			SP-COU-18DC / 80	SP-COU-18DC / 80	blue			
	24 DC	24 DC			SP-COU-24DC / 80	SP-COUR-24DC / 10	red			
	28 DC	28 DC			SP-COU-28DC / 80	SP-COUR-28DC / 10	silver			
	48 DC	48 DC			SP-COU-48DC / 80	SP-COU-48DC / 80	silver			
	110 DC	110 DC			SP-COU-110DC / 80	SP-COUR-110DC / 10	black			
	125 DC	125 DC			SP-COU-125DC / 80	SP-COU-125DC / 80	silver			
	220 DC	220 DC			SP-COU-220DC / 80	SP-COUR-220DC / 10	black			
	DHU	24/50 AC			24/50/60 AC	SP-669	60 VA (3)	SP-COI-24/50/60AC / 80 (1)	-	pink
		48/50 AC						SP-COI-48/50/60AC / 80 (1)	-	white
		110/50 AC			110/50/60 AC			SP-COI-110/50/60AC / 80 (1)	-	yellow
120/60 AC		120/60 AC	SP-COI-120/60AC / 80	-	white					
230/50 AC		230/50/60 AC	SP-COI-230/50/60AC / 80 (1)	-	light blue					
230/60 AC		230/60 AC	SP-COI-230/60AC / 80	-	silver					
110/50 AC		110RC	40 VA	SP-COU-110RC / 80	SP-COUR-110RC / 10			gold		
120/60 AC			35 VA							
230/50 AC	230RC	40 VA	SP-COU-230RC / 80	SP-COUR-230RC / 10	blue					
230/60 AC		35 VA								

Escogeremos la válvula DHI, que a diferencia de la DHU que solo soporta corriente continua, también soporta corriente alterna.

### Límites de operación:



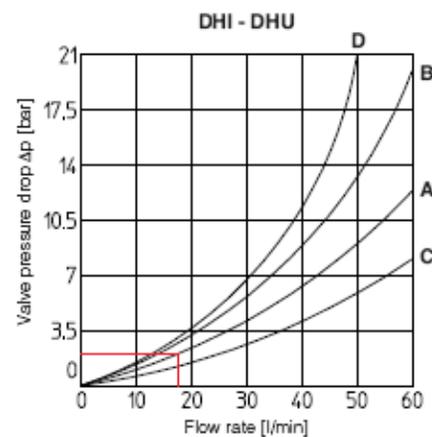
**Figura 4. 519 Curvas de selección del carrete para la válvula direccional del cilindro de empuje**

El carrete escogido fue el 1 al que le corresponde la curva M. Vemos que las condiciones de trabajo caen dentro del rango permitido.

### Pérdidas de carga:

Del fluido que ingresa en la carrera de empuje:

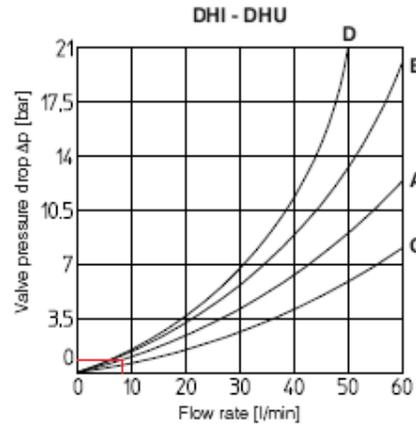
Flow direction \ Spool type	Flow direction				
	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 520 Caída de presión en el fluido que ingresa en la válvula direccional del cilindro de empuje durante la carrera de empuje**

Del fluido que ingresa en la carrera de tire:

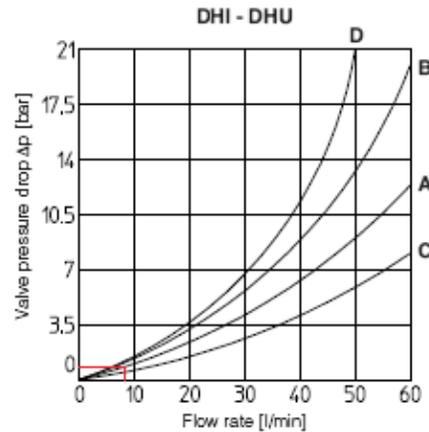
Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 522** Caída de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del cilindro de empuje durante la carrera de tire

Del fluido que sale en la carrera de empuje:

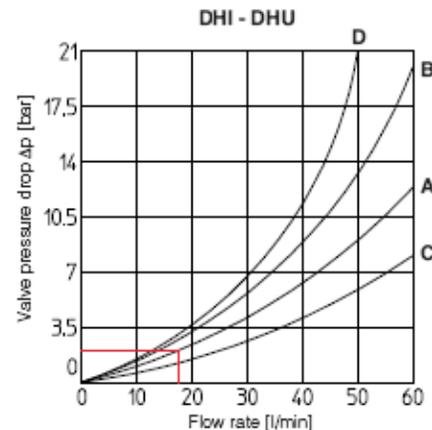
Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 523** Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de empuje durante la carrera de empuje

Del fluido que sale en la carrera de tire:

Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 521** Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de empuje durante la carrera de tire

## Código ATOS:

DHI-0711/-X24DC	Válvula direccional
SP-666	Conector

### 3.- Válvula direccional del cilindro de giro:

#### Datos de funcionamiento:

$P_p := 57$	bar	Presión en el puerto P
$P_{cs} := 51.3$	bar	Presión de empuje
$P_{cr} := 57$	bar	Presión de tire
$Q_{cs} := 263$	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal de salida
$Q_{cr} := 608$	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal de retorno
$Q_{c ds} := 202$	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal desalojado a la salida
$Q_{c dr} := 790$	$\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$	Caudal desalojado al retorno

#### Configuración:

Utilizaremos una válvula 4/2, pues no necesitamos que el cilindro trabaje en posiciones intermedias.

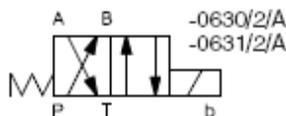


Figura 4. 524 Símbolo hidráulico de la válvula direccional del cilindro de giro

#### Características de trabajo:

Tabla 4. 59 Especificaciones de la válvula direccional del cilindro de giro

Assembly position / location	Any position for all valves except for type - 070* (without springs) that must be installed with horizontal axis if operated by impulses	
Subplate surface finishing	Roughness index $\sqrt{Ra}$ flatness ratio 0,01/100 (ISO 1101)	
Ambient temperature	from -20°C to +70°C	
Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51524 .... 535; for other fluids see section ①	
Recommended viscosity	15 ÷ 100 mm <sup>2</sup> /s at 40°C (ISO VG 15 ÷ 100)	
Fluid contamination class	ISO 19/16, achieved with in line filters at 25 μm value to $\beta_{25} \geq 75$ (recommended)	
Fluid temperature	-20°C +60°C (standard and MWG seals) -20°C +90°C (/PE seals)	
Flow direction	As shown in the symbols of tables ② and ③	
<b>Operating pressure</b> For versions with proximity switches (/FI/NC and /FI/NO versions) maximum counter pressure allowed on T port is 5 bar	<b>DHI</b>	Ports P,A,B: 350 bar; Port T: 120 bar
	<b>DHU</b>	Ports P,A,B: 350 bar; Port T 210 bar
Rated flow	See diagrams Q/Δp at section ⑦	
<b>Maximum flow</b>	<b>60 l/min</b> see operating limits at section ⑧	

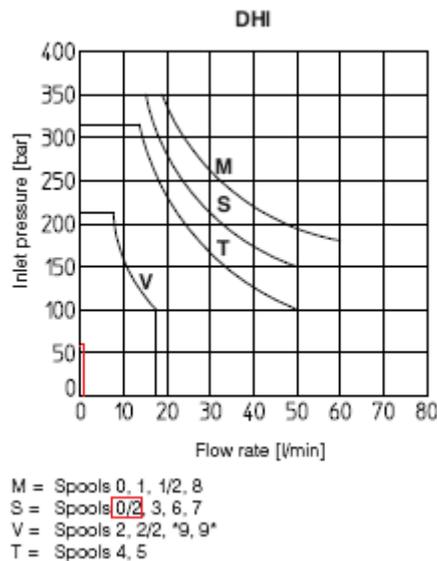
## Características eléctricas:

**Tabla 4. 60 Características eléctricas de la válvula direccional del cilindro de giro**

Valve	External supply nominal voltage $\pm 10\%$	Voltage code	Type of connector	Power consumption (2)	Code of spare coil		Colour of coil label	
					DHI	DHU		
DHI DHU	6 DC	6 DC	SP-666 or SP-667	33 W	SP-COU-6DC / 80	SP-COU-6DC / 80	brown	
	9 DC	9 DC			SP-COU-9DC / 80	SP-COU-9DC / 80	light blue	
	12 DC	12 DC			SP-COU-12DC / 80	SP-COUR-12DC / 10	green	
	14 DC	14 DC			SP-COU-14DC / 80	SP-COUR-14DC / 10	brown	
	18 DC	18 DC			SP-COU-18DC / 80	SP-COU-18DC / 80	blue	
	24 DC	24 DC			SP-COU-24DC / 80	SP-COUR-24DC / 10	red	
	28 DC	28 DC			SP-COU-28DC / 80	SP-COUR-28DC / 10	silver	
	48 DC	48 DC			SP-COU-48DC / 80	SP-COU-48DC / 80	silver	
	110 DC	110 DC			SP-COU-110DC / 80	SP-COUR-110DC / 10	black	
	125 DC	125 DC			SP-COU-125DC / 80	SP-COU-125DC / 80	silver	
	220 DC	220 DC			SP-COU-220DC / 80	SP-COUR-220DC / 10	black	
	24/50 AC	24/50/60 AC			SP-669	60 VA (3)	SP-COI-24/50/60AC / 80 (1)	-
	24/60 AC		SP-COI-48/50/60AC / 80 (1)	-			white	
	48/50 AC	110/50/60 AC	SP-COI-110/50/60AC / 80 (1)	-			yellow	
	48/60 AC	120/60 AC	SP-COI-120/60AC / 80	-			white	
	110/50 AC	230/50/60 AC	SP-COI-230/50/60AC / 80 (1)	-			light blue	
	120/60 AC	230/60 AC	SP-COI-230/60AC / 80	-			silver	
	230/50 AC	110RC	SP-669	40 VA 35 VA	SP-COU-110RC / 80	SP-COUR-110RC / 10	gold	
	230/60 AC				230RC	40 VA	SP-COU-230RC / 80	SP-COUR-230RC / 10
	230/50 AC					35 VA		
	230/60 AC						blue	

Escogeremos la válvula DHI, que a diferencia de la DHU que solo soporta corriente continua, también soporta corriente alterna.

## Límites de operación:



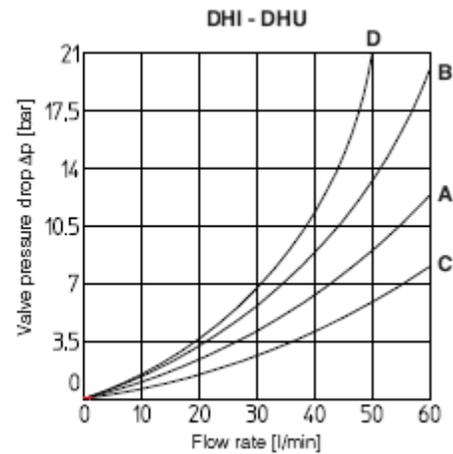
**Figura 4. 525 Curvas de selección del carrete para la válvula diraccional del cilindro de giro**

Como vemos, las condiciones de trabajo caen dentro del límite de operación de todos los tipos de carrete, pero la válvula 4/2 solo admite carretes tipo 0/2 y 1/2, por lo que tomaremos 0/2.

### Pérdidas de carga:

Del fluido que ingresa en la carrera de empuje:

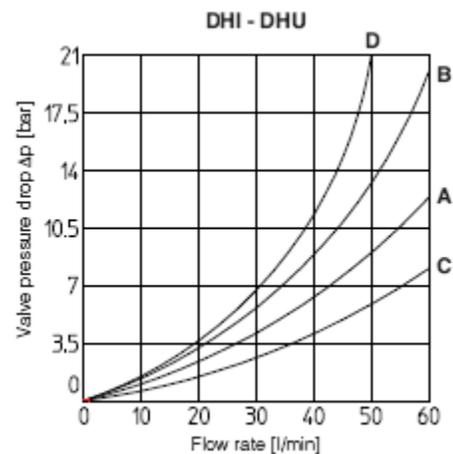
Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 526** Caída de presión en el fluido que ingresa en la válvula direccional del cilindro de giro durante la carrera de empuje

Del fluido que ingresa en la carrera de tire:

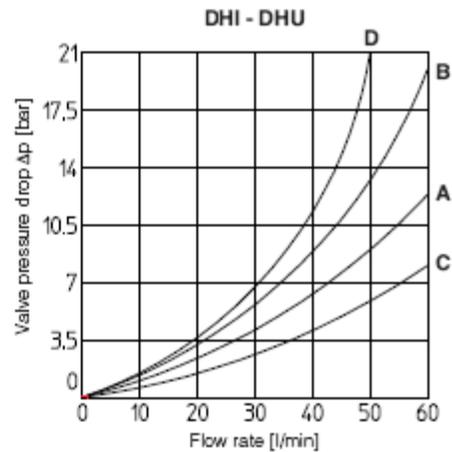
Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 527** Caída de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del cilindro de giro durante la carrera de tire

Del fluido que sale en la carrera de empuje:

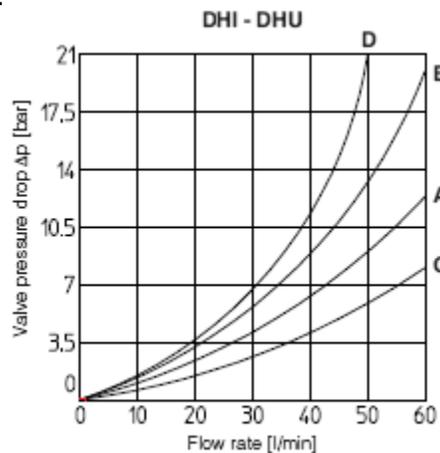
Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 528** Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de giro durante la carrera de empuje

Del fluido que sale en la carrera de tire:

Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 529** Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de giro durante la carrera de tire

#### Código ATOS:

DHI-0630/2/A-X24DC Válvula direccional

SP-666 Conector

#### 4.- Válvula direccional del cilindro de levantamiento:

##### Datos de funcionamiento:

$P_p$  := 57 bar Presión en el puerto P

$P_{cs}$  := 18.81 bar Presión de empuje

$P_{cr}$  := 57 bar Presión de tire

$Q_{cs} := 80.43 \frac{l}{min}$	Caudal de salida
$Q_{cr} := 41.01 \frac{l}{min}$	Caudal de retorno
$Q_{c ds} := 41.01 \frac{l}{min}$	Caudal desalojado a la salida
$Q_{c dr} := 80.43 \frac{l}{min}$	Caudal desalojado al retorno

### Configuración:

Utilizaremos una válvula 4/3, pues necesitamos que el cilindro trabaje en posiciones intermedias.

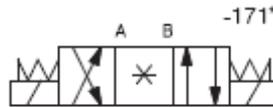


Figura 4. 530 Símbolo hidráulico de la válvula direccional del cilindro de levantamiento

### Carrete:

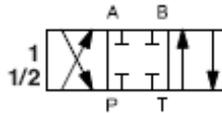


Figura 4. 531 Configuración hidráulica del carrete de la válvula direccional del cilindro de levantamiento

### Características de trabajo:

Tabla 4. 61 Especificaciones de la válvula direccional del cilindro de levantamiento

Assembly position / location	Any position for all valves except for type - 170* (without springs) that must be installed with horizontal axis if operated by impulses	
Subplate surface finishing	Roughness index $\sqrt{Ra}$ flatness ratio 0,01/100 (ISO 1101)	
Ambient temperature	from -20°C to +70°C.	
Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51524 .... 535; for other fluids see section ①	
Recommended viscosity	15 ÷ 100 mm <sup>2</sup> /s at 40°C (ISO VG 15 ÷ 100)	
Fluid contamination class	ISO 19/16, achieved with in line filters at 25 μm value to $\beta_{25} \geq 75$ (recommended)	
Fluid temperature	-20°C +60°C (standard and /WG seals) -20°C +80°C (/PE seals)	
Flow direction	As shown in the symbols of tables ② and ③	
<b>Operating pressure</b>	<b>DKE</b>	Ports P, A, B: <b>315 bar</b> Port T: <b>120 bar</b> for AC solenoids; <b>210 bar</b> for DC solenoids; <b>250 bar</b> for option /Y
For versions with proximity switches (/FC, /FI and /FIE versions) port Y must be drained	<b>DKER</b>	Ports P,A,B: <b>315 bar</b> ; Port T: <b>160 bar</b> for AC solenoid; <b>210 bar</b> for DC solenoids; <b>250 bar</b> for option /Y
Rated flow	See diagrams Q/Δp at section ④	
<b>Maximum flow</b>	<b>120 l/min</b> see operating limits at section ⑤	

## Características eléctricas:

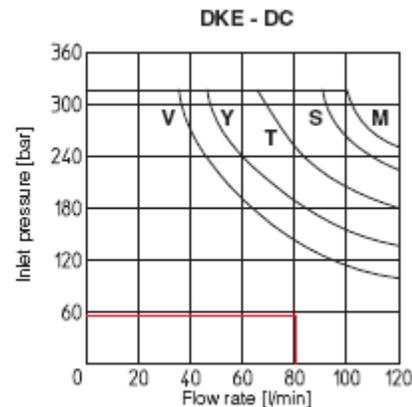
**Tabla 4. 62 Características eléctricas de la válvula direccional del cilindro de levantamiento**

External supply nominal voltage ± 10%	Voltage code	Type of connector	Power consumption (2)	Code of spare coil	
				DKE	DKER
12 DC	12 DC	SP-666 or SP-667	36 W (DKE) 39 W (DKER)	SP-CAE-12DC	SP-CAER-12DC
14 DC	14 DC			SP-CAE-14DC	SP-CAER-14DC
24 DC	24 DC			SP-CAE-24DC	SP-CAER-24DC
28 DC	28 DC			SP-CAE-28DC	SP-CAER-28DC
110 DC	110 DC			SP-CAE-110DC	SP-CAER-110DC
125 DC	125 DC			-	SP-CAER-125DC
220 DC	220 DC			SP-CAE-220DC	SP-CAER-220DC
110/50/60 AC	110/50/60 AC			SP-CAE-110/50/60AC (1)	SP-CAER-110/50/60AC (1)
230/50/60 AC	230/50/60 AC			SP-CAE-230/50/60AC (1)	SP-CAER-230/50/60AC (1)
115/60 AC	115/60 AC			85 VA (DKE) 105 VA (DKER) (3)	SP-CAE-115/60AC
230/60 AC	230/60 AC	SP-CAE-230/60AC	SP-CAER-230/60AC		
110/50/60 AC	110 DC	SP-CAE-110DC	SP-CAER-110DC		
230/50/60 AC	220 DC	SP-669	36 W (DKE) 39 W (DKER)	SP-CAE-220DC	SP-CAER-220DC

Escogeremos la válvula estándar DKE.

## Límites de operación:

Curve	DKE, DKER Spool type	
	AC	DC
M	0/1, 5/7, 1/3	0, 0/1, 1, 1/1, 3, 3/1, 1/2, 0/2, 8
S	2/7, 4, 5, 19	1/3, 5/7, 6, 7
Y	1, 1/2, 0/2	4, 5, 2/7
V	6, 7, 8, 2/2	2/2
T	0, 1/1, 3, 3/1	19
U	-	4, 5
Z	-	0/1, 1/1, 3/1



**Figura 4. 532 Curvas de selección del carrete para la válvula diraccional del cilindro de levantamiento**

El carrete escogido fue el 1 al que le corresponde la curva M. Vemos que las condiciones de trabajo caen dentro del rango permitido.

### Pérdidas de carga:

Del fluido que ingresa en la carrera de empuje:

Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T	B→A
0, 0/1, 0/2, 2/2	A	A	B	B		
1, 1/1, 1/3, 6, 8	A	A	D	C		
3, 3/1, 7	A	A	C	D		
4	B	B	B	B	F	
5	A	B	C	C	G	
1/2	B	C	C	B		
2/7	D			F		
5/7	B			A	E	
19	A	D	C			H

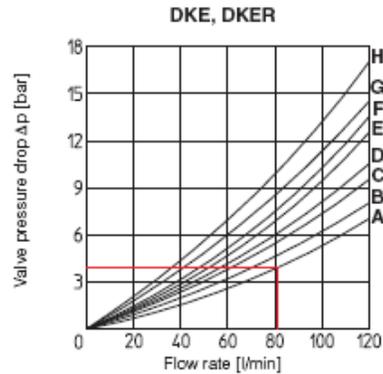


Figura 4. 533 Caída de presión en el fluido que ingresa en la válvula direccional del cilindro de levantamiento durante la carrera de empuje

Del fluido que ingresa en la carrera de tire:

Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T	B→A
0, 0/1, 0/2, 2/2	A	A	B	B		
1, 1/1, 1/3, 6, 8	A	A	D	C		
3, 3/1, 7	A	A	C	D		
4	B	B	B	B	F	
5	A	B	C	C	G	
1/2	B	C	C	B		
2/7	D			F		
5/7	B			A	E	
19	A	D	C			H

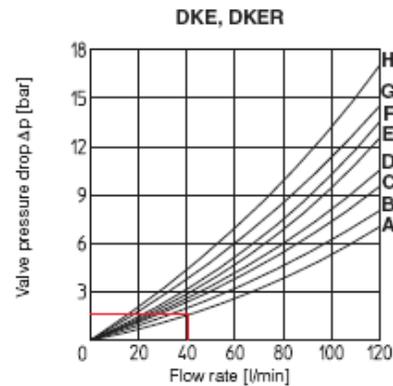


Figura 4. 534 Caída de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del cilindro de levantamiento durante la carrera de tire

Del fluido que sale en la carrera de empuje:

Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T	B→A
0, 0/1, 0/2, 2/2	A	A	B	B		
1, 1/1, 1/3, 6, 8	A	A	D	C		
3, 3/1, 7	A	A	C	D		
4	B	B	B	B	F	
5	A	B	C	C	G	
1/2	B	C	C	B		
2/7	D			F		
5/7	B			A	E	
19	A	D	C			H

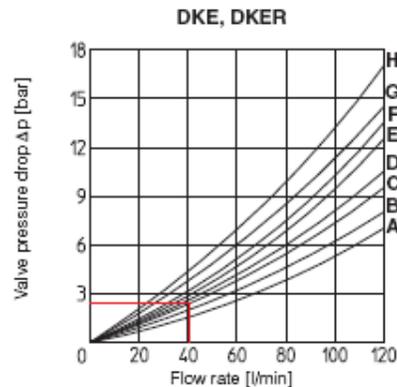
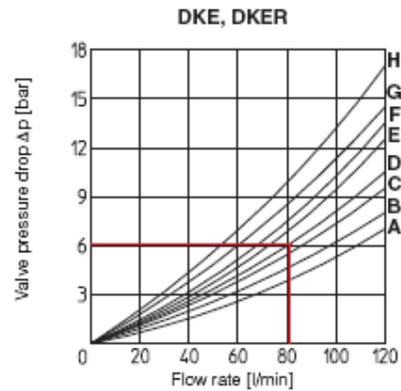


Figura 4. 535 Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de levantamiento durante la carrera de empuje

Del fluido que sale en la carrera de tire:

Flow direction Spool type	Flow direction					
	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T	B→A
0, 0/1, 0/2, 2/2	A	A	B	B		
1, 1/1, 1/3, 6, 8	A	A	D	C		
3, 3/1, 7	A	A	C	D		
4	B	B	B	B	F	
5	A	B	C	C	G	
1/2	B	C	C	B		
2/7	D			F		
5/7	B			A	E	
19	A	D	C			H



**Figura 4. 536 Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de levantamiento durante la carrera de tire**

**Código ATOS:**

DKE-1711/-X24DC      Válvula direccional  
 SP-666                      Conector

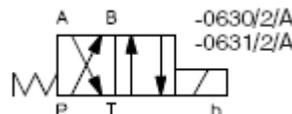
**5.- Válvula direccional de los cilindros de abastecimiento:**

**Datos de funcionamiento:**

$P_p := 57$       bar      Presión en el puerto P  
 $P_{cs} := 17.10$       bar      Presión de empuje  
 $P_{cr} := 57$       bar      Presión de tire  
 $Q_{cs} := 3.14$        $\frac{l}{min}$       Caudal de salida  
 $Q_{cr} := 1.60$        $\frac{l}{min}$       Caudal de retorno  
 $Q_{c ds} := 1.60$        $\frac{l}{min}$       Caudal desalojado a la salida  
 $Q_{c dr} := 3.14$        $\frac{l}{min}$       Caudal desalojado al retorno

**Configuración:**

Utilizaremos una válvula 4/2, pues no necesitamos que el cilindro trabaje en posiciones intermedias.



**Figura 4. 537 Simbolo hidráulico de la válvula direccional del cilindro de abastecimiento**

## Características de trabajo:

**Tabla 4. 63 Especificaciones de la válvula direccional del cilindro de abastecimiento**

Assembly position / location	Any position for all valves except for type - 070* (without springs) that must be installed with horizontal axis if operated by impulses	
Subplate surface finishing	Roughness index $\sqrt{Ra}$ flatness ratio 0,01/100 (ISO 1101)	
Ambient temperature	from -20°C to +70°C	
Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51524 .... 535; for other fluids see section ①	
Recommended viscosity	15 ÷ 100 mm <sup>2</sup> /s at 40°C (ISO VG 15 ÷ 100)	
Fluid contamination class	ISO 19/16, achieved with in line filters at 25 µm value to $\beta_{25} \geq 75$ (recommended)	
Fluid temperature	-20°C +60°C (standard and /WG seals) -20°C +80°C (/PE seals)	
Flow direction	As shown in the symbols of tables ② and ③	
<b>Operating pressure</b> For versions with proximity switches (/F/NC and /F/NO versions) maximum counter pressure allowed on T port is 5 bar	<b>DHI</b>	Ports P,A,B: 350 bar; Port T: 120 bar
	<b>DHU</b>	Ports P,A,B: 350 bar; Port T 210 bar
Rated flow	See diagrams Q/Ap at section ⑦	
<b>Maximum flow</b>	<b>60 l/min</b> see operating limits at section ⑧	

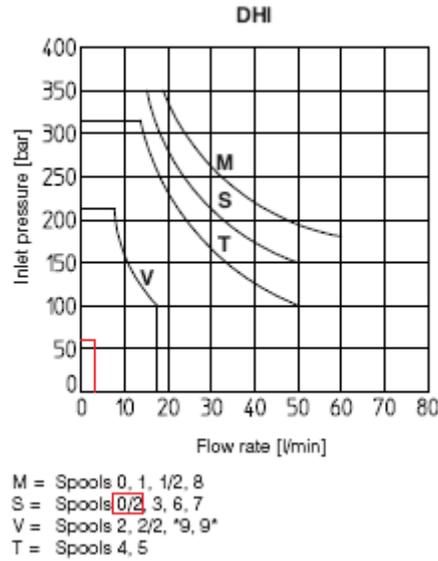
## Características eléctricas:

**Tabla 4. 64 Características eléctricas de la válvula direccional del cilindro de abastecimiento**

Valve	External supply nominal voltage ± 10%	Voltage code	Type of connector	Power consumption (2)	Code of spare coil		Colour of coil label
					DHI	DHU	
DHI DHU	6 DC	6 DC	SP-666 or SP-667	33 W	SP-COU-6DC / 80	SP-COU-6DC / 80	brown
	9 DC	9 DC			SP-COU-9DC / 80	SP-COU-9DC / 80	light blue
	12 DC	12 DC			SP-COU-12DC / 80	SP-COUR-12DC / 10	green
	14 DC	14 DC			SP-COU-14DC / 80	SP-COUR-14DC / 10	brown
	18 DC	18 DC			SP-COU-18DC / 80	SP-COU-18DC / 80	blue
	24 DC	24 DC			SP-COU-24DC / 80	SP-COUR-24DC / 10	red
	28 DC	28 DC			SP-COU-28DC / 80	SP-COUR-28DC / 10	silver
	48 DC	48 DC			SP-COU-48DC / 80	SP-COU-48DC / 80	silver
	110 DC	110 DC			SP-COU-110DC / 80	SP-COUR-110DC / 10	black
	125 DC	125 DC			SP-COU-125DC / 80	SP-COU-125DC / 80	silver
	220 DC	220 DC	SP-COU-220DC / 80	SP-COUR-220DC / 10	black		
	24/50 AC	24/50/60 AC	SP-669	60 VA (3)	SP-COI-24/50/60AC / 80 (1)	-	pink
	24/60 AC				SP-COI-48/50/60AC / 80 (1)	-	white
	48/50 AC	110/50/60 AC			SP-COI-110/50/60AC / 80 (1)	-	yellow
	48/60 AC	120/60 AC			SP-COI-120/60AC / 80	-	white
	110/50 AC	230/50/60 AC			SP-COI-230/50/60AC / 80 (1)	-	light blue
	120/60 AC	230/60 AC			SP-COI-230/60AC / 80	-	silver
	230/50 AC	110RC			40 VA	SP-COU-110RC / 80	SP-COUR-110RC / 10
230/60 AC	35 VA				SP-COU-230RC / 80	SP-COUR-230RC / 10	blue
230/50 AC	40 VA						
230/60 AC	230RC	35 VA					

Escogeremos la válvula DHI, que a diferencia de la DHU que solo soporta corriente continua, también soporta corriente alterna.

**Límites de operación:**



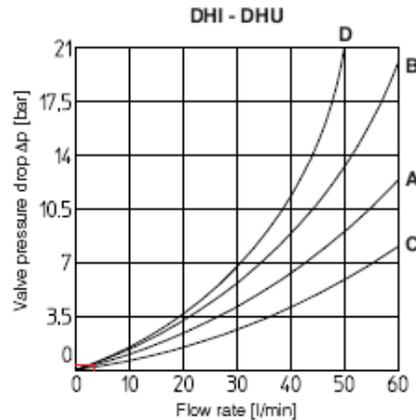
**Figura 4. 539 Curvas de selección del carrete para la válvula diraccional del cilindro de abastecimiento**

Como vemos, las condiciones de trabajo caen dentro del límite de operación de todos los tipos de carrete, pero la válvula 4/2 solo admite carretes tipo 0/2 y 1/2, por lo que tomaremos 0/2.

**Pérdidas de carga:**

Del fluido que ingresa en la carrera de empuje:

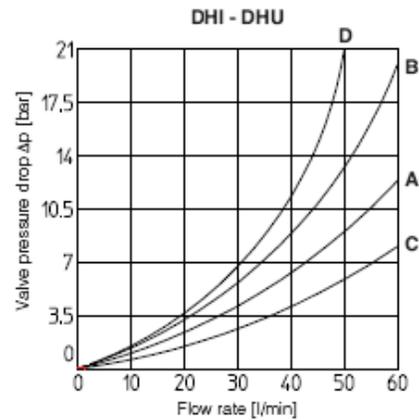
Flow direction Spool type	Flow direction				
	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 538 Caída de presión en el fluido que ingresa en la válvula direccional del cilindro de abastecimiento durante la carrera de empuje**

Del fluido que ingresa en la carrera de tire:

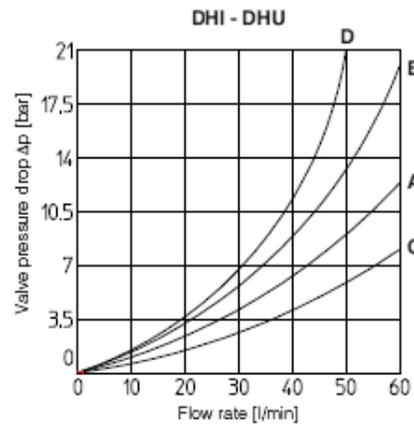
Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 540** Caída de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del cilindro de abastecimiento durante la carrera de tire

Del fluido que sale en la carrera de empuje:

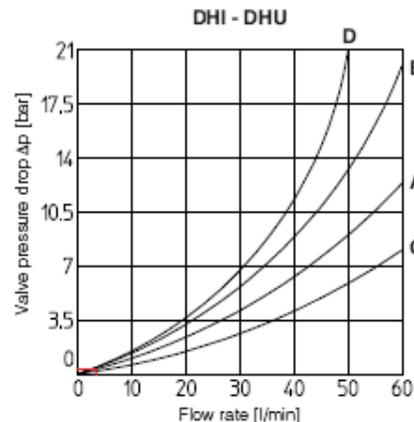
Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 541** Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de abastecimiento durante la carrera de empuje

Del fluido que sale en la carrera de tire:

Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 542** Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del cilindro de abastecimiento durante la carrera de tire

## Código ATOS:

DHI-0630/2/A-X24DC Válvula direccional

SP-666

Conector

## 6.- Válvula direccional del motor de abastecimiento:

### Datos de funcionamiento:

$P_p := 57$  bar Presión en el puerto P

$P_m := 26.17$  bar Presión de empuje

$Q_m := 533$   $\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$  Caudal de salida

### Configuración:

Utilizaremos una válvula 4/3, pues necesitamos que el motor trabaje en posiciones intermedias.

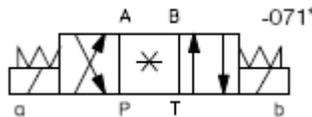


Figura 4. 543 Símbolo hidráulico de la válvula direccional del motor de abastecimiento

### Carrete:

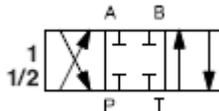


Figura 4. 544 Configuración hidráulica del carrete de la válvula direccional del motor de abastecimiento

### Características de trabajo:

Tabla 4. 65 Especificaciones de la válvula direccional del motor de abastecimiento

Assembly position / location	Any position for all valves except for type - 070* (without springs) that must be installed with horizontal axis if operated by impulses	
Subplate surface finishing	Roughness index $V_{0.8}$ flatness ratio 0,01/100 (ISO 1101)	
Ambient temperature	from -20°C to +70°C	
Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51524 .... 535; for other fluids see section ⑦	
Recommended viscosity	15 ÷ 100 mm <sup>2</sup> /s at 40°C (ISO VG 15 ÷ 100)	
Fluid contamination class	ISO 19/16, achieved with in line filters at 25 µm value to $\beta_{25} \geq 75$ (recommended)	
Fluid temperature	-20°C +60°C (standard and MWG seals) -20°C +80°C (/PE seals)	
Flow direction	As shown in the symbols of tables ② and ③	
Operating pressure For versions with proximity switches (/FI/NC and /FI/NO versions) maximum counter pressure allowed on T port is 5 bar	DHI	Ports P,A,B: 350 bar; Port T: 120 bar
	DHU	Ports P,A,B: 350 bar; Port T 210 bar
Rated flow	See diagrams Q/Δp at section ⑦	
Maximum flow	60 l/min see operating limits at section ⑧	

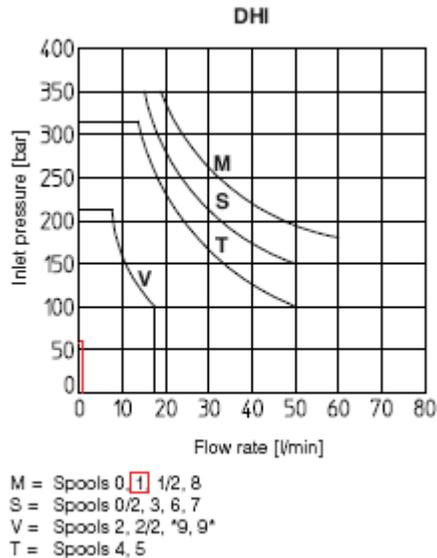
**Características eléctricas:**

**Tabla 4. 66 Características eléctricas de la válvula direccional del motor de abastecimiento**

Valve	External supply nominal voltage $\pm 10\%$	Voltage code	Type of connector	Power consumption (2)	Code of spare coil		Colour of coil label
					DHI	DHU	
DHI DHU	6 DC	6 DC	SP-666 or SP-667	33 W	SP-COU-6DC /80	SP-COU-6DC /80	brown
	9 DC	9 DC			SP-COU-9DC /80	SP-COU-9DC /80	light blue
	12 DC	12 DC			SP-COU-12DC /80	SP-COUR-12DC /10	green
	14 DC	14 DC			SP-COU-14DC /80	SP-COUR-14DC /10	brown
	18 DC	18 DC			SP-COU-18DC /80	SP-COU-18DC /80	blue
	24 DC	24 DC			SP-COU-24DC /80	SP-COUR-24DC /10	red
	28 DC	28 DC			SP-COU-28DC /80	SP-COUR-28DC /10	silver
	48 DC	48 DC			SP-COU-48DC /80	SP-COU-48DC /80	silver
	110 DC	110 DC			SP-COU-110DC /80	SP-COUR-110DC /10	black
	125 DC	125 DC			SP-COU-125DC /80	SP-COU-125DC /80	silver
	220 DC	220 DC	SP-COU-220DC /80	SP-COUR-220DC /10	black		
	24/50 AC	24/50/60 AC	SP-669	60 VA (3)	SP-COI-24/50/60AC /80 (1)	-	pink
	24/60 AC				SP-COI-48/50/60AC /80 (1)	-	white
	48/50 AC	SP-COI-110/50/60AC /80 (1)			-	yellow	
	48/60 AC	SP-COI-120/60AC /80			-	white	
	110/50 AC	SP-COI-230/50/60AC /80 (1)			-	light blue	
	120/60 AC	SP-COI-230/60AC /80			-	silver	
	230/50 AC	110RC	SP-669	40 VA 35 VA	SP-COU-110RC /80	SP-COUR-110RC /10	gold
	230/60 AC				SP-COU-230RC /80	SP-COUR-230RC /10	blue
	230/50 AC	230RC	SP-669	40 VA 35 VA	SP-COU-110RC /80	SP-COUR-110RC /10	gold
230/60 AC	SP-COU-230RC /80				SP-COUR-230RC /10	blue	

Escogeremos la válvula DHI, que a diferencia de la DHU que solo soporta corriente continua, también soporta corriente alterna.

**Límites de operación:**



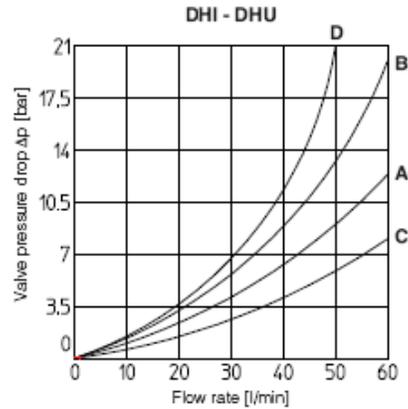
**Figura 4. 545 Curvas de selección del carrete para la válvula diraccional del motor de abastecimiento**

El carrete escogido fue el 1 al que le corresponde la curva M. Vemos que las condiciones de trabajo caen dentro del rango permitido.

**Pérdidas de carga:**

Del fluido que ingresa cuando el motor gira:

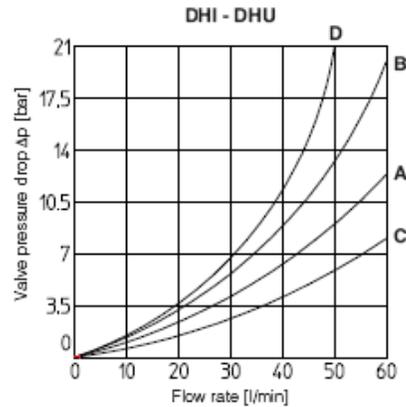
Flow direction \ Spool type	Flow direction				
	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 548** Caída de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del motor de abastecimiento cuando el motor gira

Del fluido que ingresa cuando el motor gira en reversa:

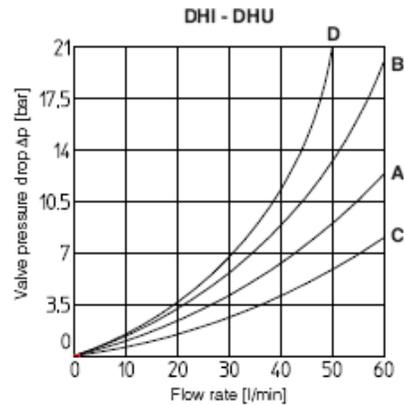
Flow direction \ Spool type	Flow direction				
	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 547** Caída de presión en el fluido que entra en la válvula direccional del motor de abastecimiento cuando el motor gira en reversa

Del fluido que sale cuando el motor gira:

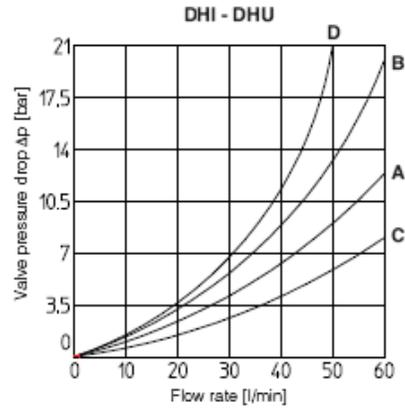
Flow direction \ Spool type	Flow direction				
	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 546** Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del motor de abastecimiento cuando el motor gira

Del fluido que sale cuando el motor gira en reversa:

Flow direction \ Spool type	P→A	P→B	A→T	B→T	P→T
0	C	C	C	C	
0/2, 1, 1/2	A	A	A	A	
2, 3	A	A	C	C	
2/2, 4, 5, 9*	D	D	D	D	A
6	A	A	C	A	
7	A	A	A	C	
8	C	C	B	B	



**Figura 4. 549 Caída de presión en el fluido que sale en la válvula direccional del motor de abastecimiento cuando el motor gira en reversa**

**Código ATOS:**

DHI-0711/-X24DC      Válvula direccional  
 SP-666                    Conector

#### 4.7.4 SELECCIÓN DEL GRUPO DE POTENCIA HIDRÁULICA <sup>15</sup>

Diagramas de funcionamiento del sistema:

Abastecimiento:

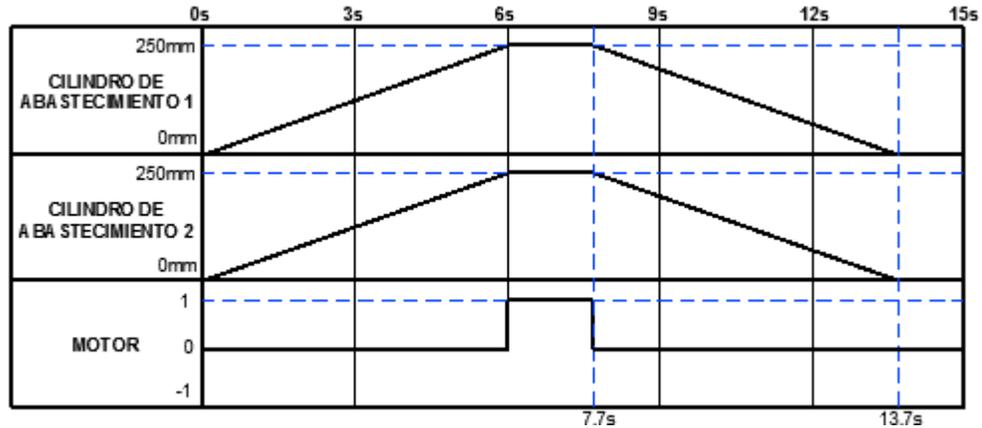


Figura 4. 550 Diagrama de estados - Abastecimiento

Inserción:

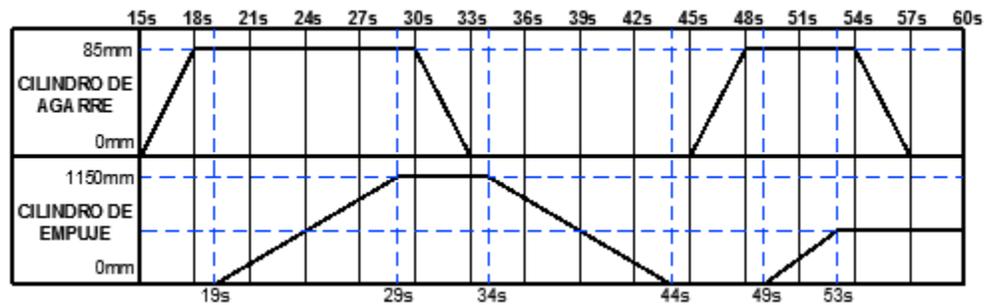


Figura 4. 551 Diagrama de estados - Inserción

Extracción:

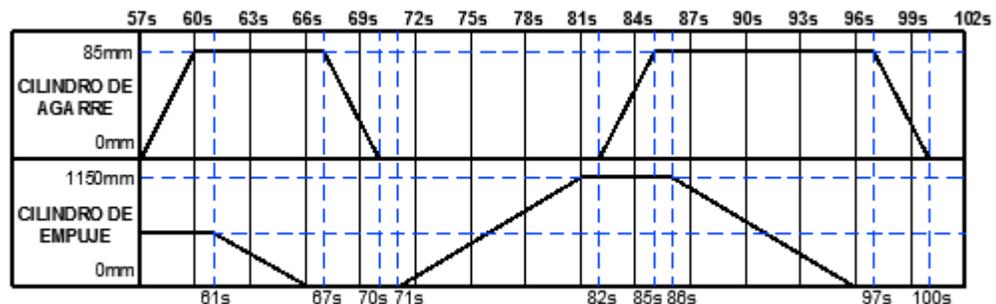
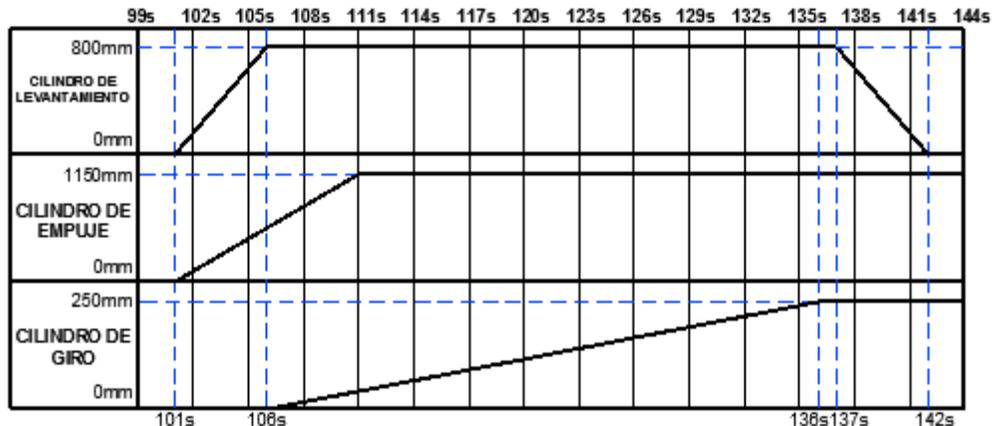


Figura 4. 552 Diagrama de estados - Extracción

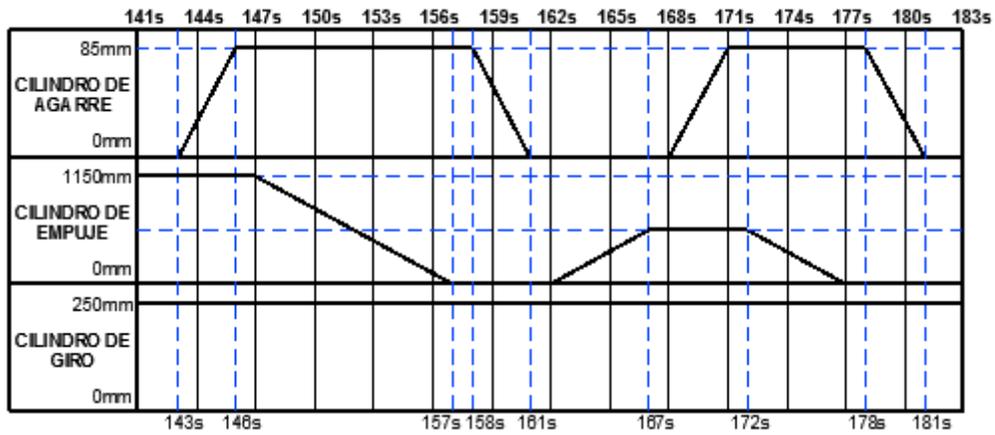
<sup>15</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia, a menos que se especifique lo contrario.

**Volteo:**



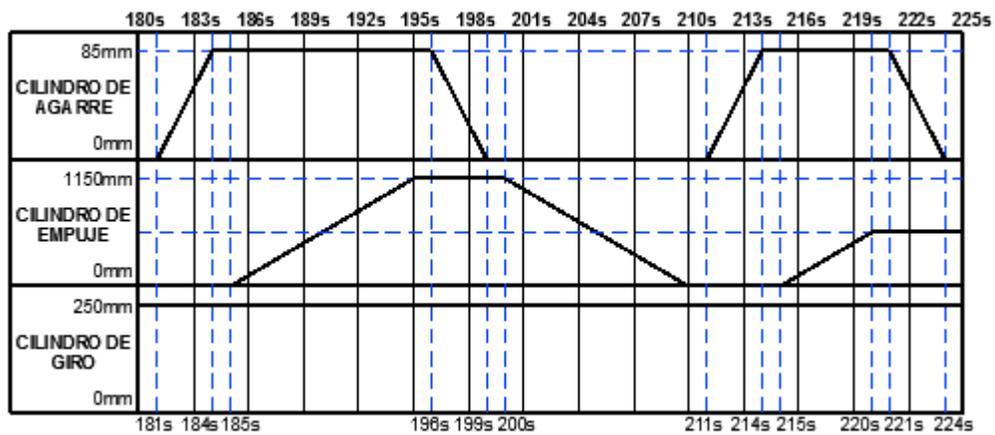
**Figura 4. 553 Diagrama de estados - Volteo**

**Inserción después del volteo:**



**Figura 4. 554 Diagrama de estados – Inserción después del volteo**

**Extracción después del volteo:**



**Figura 4. 555 Diagrama de estados – Extracción después del volteo**

## Desabastecimiento y reseteo del sistema:

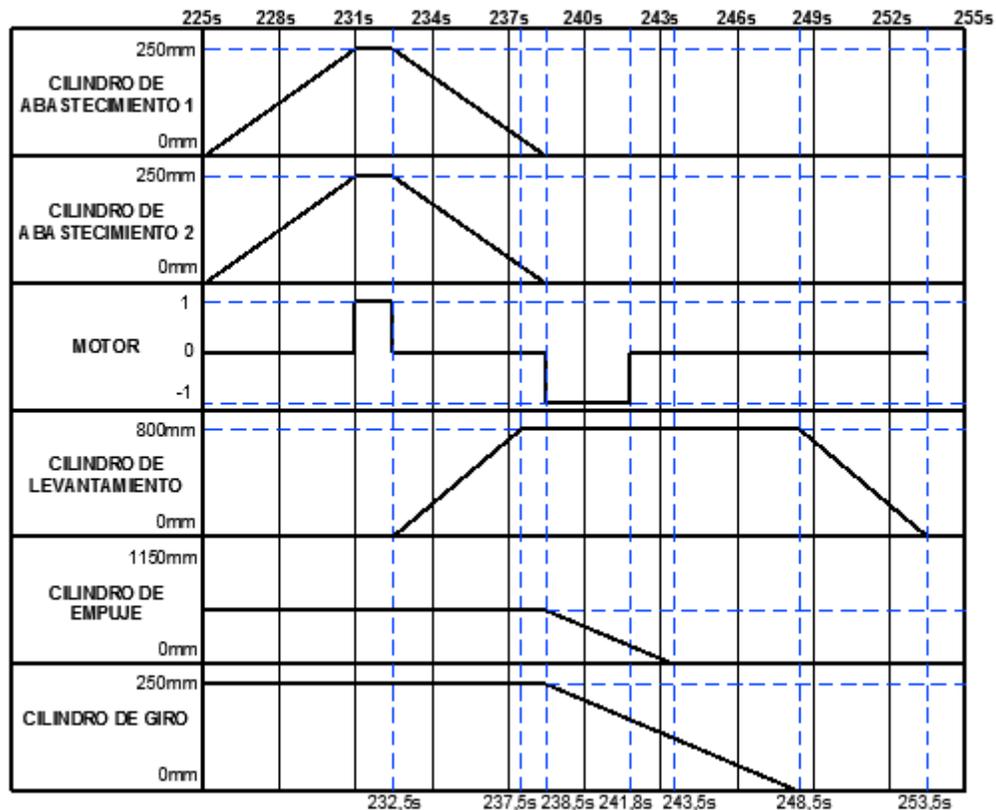


Figura 4. 556 Diagrama de estados – Desabastecimiento y reseteo del sistema

### 4.7.4.1 Capacidad del Reservorio

La capacidad del reservorio estará determinada por el siguiente estado crítico del sistema hidráulico, que se da durante el volteo:

#### Cilindro de agarre:

Estado: Retraído

- $\phi_b$  := 1.2 cm Diámetro del vástago
- $\phi$  := 2.5 cm Diámetro del pistón
- $c$  := 8.5 cm Carrera del cilindro
- $\phi_m$  := 0.48 cm Diámetro de las mangueras
- $L_{ms}$  := 1211.1 cm Longitud de la manguera de salida
- $L_{mr}$  := 1223.9 cm Longitud de la manguera de salida

$$V_c := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (\phi^2 - \phi_b^2) \cdot c}{1000} = 0.032$$

I Volumen almacenado en el cilindro

$$V_m := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \phi_m^2 \cdot L_{ms}}{1000} + \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \phi_m^2 \cdot L_{mr}}{1000} = 0.441$$

I Volumen almacenado en las mangueras

$$V_a := V_c + V_m = 0.473$$

I Volumen total almacenado

### Cilindro de empuje:

Estado: Extendido

$$\phi_b := 3.6 \quad \text{cm} \quad \text{Diámetro del vástago}$$

$$\phi := 5 \quad \text{cm} \quad \text{Diámetro del pistón}$$

$$c := 115 \quad \text{cm} \quad \text{Carrera del cilindro}$$

$$\phi_m := 0.95 \quad \text{cm} \quad \text{Diámetro de las mangueras}$$

$$L_{ms} := 1120.5 \quad \text{cm} \quad \text{Longitud de la manguera de salida}$$

$$L_{mr} := 1050.5 \quad \text{cm} \quad \text{Longitud de la manguera de salida}$$

$$V_c := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (\phi^2) \cdot c}{1000} = 2.258$$

I Volumen almacenado en el cilindro

$$V_m := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \phi_m^2 \cdot L_{ms}}{1000} + \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \phi_m^2 \cdot L_{mr}}{1000} = 1.539$$

I Volumen almacenado en las mangueras

$$V_e := V_c + V_m = 3.797$$

I Volumen total almacenado

### Cilindro de giro:

Estado: Extendido

$$\phi_b := 1.2 \quad \text{cm} \quad \text{Diámetro del vástago}$$

$$\phi := 2.5 \quad \text{cm} \quad \text{Diámetro del pistón}$$

$$c := 25 \quad \text{cm} \quad \text{Carrera del cilindro}$$

$\phi_m := 0.48$  cm Diámetro de las mangueras  
 $L_{ms} := 815.1$  cm Longitud de la manguera de salida  
 $L_{mr} := 819.0$  cm Longitud de la manguera de salida

$$V_c := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (\phi^2) \cdot c}{1000} = 0.123 \quad | \quad \text{Volumen almacenado en el cilindro}$$

$$V_m := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \phi_m^2 \cdot L_{ms}}{1000} + \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \phi_m^2 \cdot L_{mr}}{1000} = 0.296 \quad | \quad \text{Volumen almacenado en las mangueras}$$

$$V_g := V_c + V_m = 0.418 \quad | \quad \text{Volumen total almacenado}$$

### Cilindro de levantamiento:

Estado: Extendido

$\phi_b := 5.6$  cm Diámetro del vástago  
 $\phi := 8$  cm Diámetro del pistón  
 $c := 80$  cm Carrera del cilindro  
 $\phi_m := 2.54$  cm Diámetro de las mangueras  
 $L_{ms} := 777.4$  cm Longitud de la manguera de salida  
 $L_{mr} := 740.6$  cm Longitud de la manguera de salida

$$V_c := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (\phi^2) \cdot c}{1000} = 4.021 \quad | \quad \text{Volumen almacenado en el cilindro}$$

$$V_m := \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \phi_m^2 \cdot L_{ms}}{1000} + \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \phi_m^2 \cdot L_{mr}}{1000} = 7.692 \quad | \quad \text{Volumen almacenado en las mangueras}$$

$$V_l := V_c + V_m = 11.713 \quad | \quad \text{Volumen total almacenado}$$

## Cilindros de abastecimiento:

Estado: Retraído

$\phi_b := 2.8$	cm	Diámetro del vástago
$\phi := 4$	cm	Diámetro del pistón
$c := 25$	cm	Carrera del cilindro
$\phi_{mp} := 0.79$	cm	Diámetro de la manguera principal
$\phi_m := 0.64$	cm	Diámetro de las mangueras
$L_{msp} := 814.8$	cm	Longitud de la manguera principal de salida
$L_{mrp} := 822.2$	cm	Longitud de la manguera principal de salida
$L_{ms} := 426.3$	cm	Longitud de la manguera principal de salida
$L_{mr} := 455.0$	cm	Longitud de la manguera principal de salida

$$V_c := \frac{\pi \cdot (\phi^2 - \phi_b^2) \cdot 2c}{4 \cdot 1000} = 0.32 \quad | \quad \text{Volumen almacenado en el cilindro}$$

$$V_m := \frac{\pi \cdot \phi_m^2 \cdot L_{ms}}{4 \cdot 1000} + \frac{\pi \cdot \phi_m^2 \cdot L_{mr}}{4 \cdot 1000} + \frac{\pi \cdot \phi_{mp}^2 \cdot L_{msp}}{4 \cdot 1000} + \frac{\pi \cdot \phi_{mp}^2 \cdot L_{mrp}}{4 \cdot 1000}$$

$$V_m = 1.086 \quad | \quad \text{Volumen almacenado en las mangueras}$$

$$V_{ab} := V_c + V_m = 1.406 \quad | \quad \text{Volumen total almacenado}$$

## Motor de abastecimiento:

$\phi_m := 0.48$	cm	Diámetro de las mangueras
$L_{ms} := 395.1$	cm	Longitud de la manguera de salida
$L_{mr} := 401.1$	cm	Longitud de la manguera de salida

$$V_{mm} := \frac{\pi \cdot \phi_m^2 \cdot L_{ms}}{4 \cdot 1000} + \frac{\pi \cdot \phi_m^2 \cdot L_{mr}}{4 \cdot 1000} = 0.144 \quad | \quad \text{Volumen almacenado en las mangueras}$$

El volumen total almacenado será de:

$$V_{tr} := V_a + V_e + V_g + V_l + V_{ab} + V_{mm} = 17.952$$

#### 4.7.4.2 Bomba Hidráulica

##### Presión máxima del sistema:

La presión máxima del sistema estará determinada por la mayor presión requerida en el sistema.

$$P_{xs} := 68.78 \text{ bar} \quad \text{Presión máxima del sistema}$$

##### Caudal máximo del sistema:

El caudal máximo del sistema se ocupará para voltear el tubo, proceso durante el cual los cilindros de levantamiento y empuje salen simultáneamente, ocupando un caudal total de:

$$Q_{xs} := 80.425 + 16.935 = 97.36 \text{ l/min}$$

Con estos datos podemos elegir una bomba que suministre el caudal y la presión necesarias.

**Tabla 4. 67 Selección del modelo de la bomba hidráulica del grupo de potencia hidráulica**

Pump model	PVPC-*-3029	PVPC-*-4046	PVPC-*-5073	PVPC-*-5090
Displacement [cm <sup>3</sup> /rev]	29	46	73	88
Theoretical max flow at 1450 rpm [l/min]	42	66,7	105,8	127,6
Max working pressure / Peak pressure [bar]	280/350	280/350	280/350	250/315
Min/Max inlet pressure [bar abs.]	0,8 / 25	0,8 / 25	0,8 / 25	0,8 / 25
Max pressure on drain port [bar abs.]	1,5	1,5	1,5	1,5
Power consumption at 1450 rpm and at maximum pressure and displacement [kW]	19,9	31,6	50,1	54,1
Max torque on the first shaft [Nm]	Type 1 200	Type 1 230	Type 1 490	Type 1 490
	Type 5 190	Type 5 330	Type 5 620	Type 5 620
Max permissible load on drive shaft [N]	$\frac{F_{ax}}{F_{rad}}$ 1500	1500	3000	3000
Speed rating [rpm]	600 ÷ 3000	600 ÷ 2600	600 ÷ 2200	600 ÷ 1850

Fuente: Catálogo de bombas hidráulicas ATOS PVPC

La bomba produce hasta 280 bar de presión, cumpliendo con las necesidades del sistema.

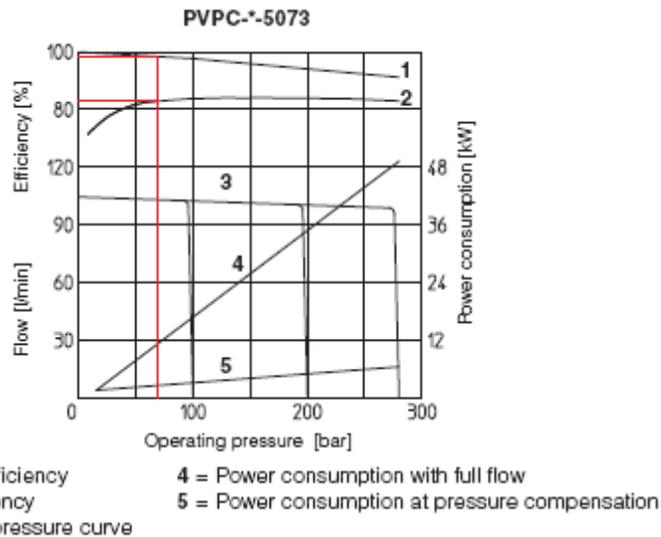
El caudal especificado en la tabla fue calculado en base a un motor de 1450 rpm, pero en el mercado local se consiguen motores de 1750 rpm, velocidad dentro de la cual la bomba funciona perfectamente, y se obtiene un caudal teórico de:

$$cb := 73 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \quad \text{Desplazamiento volumétrico de la bomba}$$

$$n := 1750 \text{ r.p.m.} \quad \text{Velocidad angular del motor}$$

$$Q_{tb} := \frac{cb \cdot n}{1000} = 127.75 \text{ l/min} \quad \text{Caudal teórico impulsado a 1750 r.p.m.}$$

## Eficiencia de la bomba:



**Figura 4. 557 Curvas de eficiencia de la bomba hidráulica**

Fuente: Catálogo de bombas hidráulicas ATOS PVPC

$\varepsilon_v := 0.98$       Eficiencia Volumétrica

$\varepsilon_t := 0.84$       Eficiencia Global

$Q_b := Q_{tb} \cdot \varepsilon_v = 125.195 \text{ l/min}$  Caudal útil impulsado por la bomba

## Código ATOS:

PVPC C-5073

Para más información sobre la instalación de la bomba, por favor revise los anexos.

### 4.7.4.3 Motor Eléctrico

Escogeremos un motor trifásico de inducción con rotor tipo jaula de ardilla. Estos motores son de fácil adquisición y bajo costo, a demás de ser de los más usados en la industria.

#### Eficiencia del motor:

$\varepsilon_m := 0.85$       Eficiencia promedio de un motor eléctrico trifásico de inducción

$P_{me} := \frac{P_{xs} \cdot Q_{xs}}{447.9 \varepsilon_t \cdot \varepsilon_m} = 20.939 \text{ HP}$       Potencia del motor eléctrico

Usaremos un motor de 20 HP y 1750 rpm, el cual se puede encontrar fácilmente en el mercado.

Por sus características propias, el motor jaula de ardilla consume durante el arranque una corriente que puede oscilar entre cinco y ocho veces la corriente nominal. El arranque es el periodo en el que el motor hace la transición desde su estado de reposo hasta su velocidad de régimen.

Se recomienda el uso de un variador de frecuencia para el arranque del motor, debido a que así se logra limitar la corriente de arranque a valores de hasta dos veces la corriente nominal, mientras se obtiene un torque de arranque adecuado para cualquier aplicación.

#### 4.7.4.4 Filtro de Succión

Es necesario usar un filtro de succión para proteger la bomba y los demás componentes del sistema.

Escogeremos el siguiente filtro del fabricante KOMPASS

**Tabla 4. 68 Selección del modelo de filtro de succión para el grupo hidráulico de potencia**

MODEL	SIZE PT	FLOW (l/min)	FILTRATION MESH	MODEL	PT	FLOW (l/min)	FITRATION MESH
MF-02	1/4"	15	100	SPW-08	1"	100	120
MF-03	3/8"	17	100	SPW-10	1 1/4"	180	120
MF-04	1/2"	33	100	SPW-12	1 1/2"	246	120
MF-06	3/4"	55	100	SPW-16	2"	384	120
MF-08	1"	110	100	SPW-20	2 1/2"	700	120
MF-10	1 1/4"	210	100	SPW-24	3"	800	120
MF-12	1 1/2"	285	100	SPW-32	4"	1000	120
MF-16	2"	395	100	SFN-04	1/2"	35	150
MF-20	2 1/2"	750	100	SFN-06	3/4"	46	150
MF-24	3"	800	100	SFN-08	1"	90	150
MF-32	4"	1000	100	SFN-10	1 1/4"	150	150
SPW-02	1/4"	15	120	SFN-12	1 1/2"	205	150
SPW-03	3/8"	17	120	SFN-16	2"	320	150
SPW-04	1/2"	33	120	SFN-20	2 1/2"	550	150
SPW-06	3/4"	50	120	SFN-24	3"	800	150

Fuente: Catálogo de filtros de succión KOMPASS

Este es un filtro de succión cuya tasa de filtración es de 120, lo que quiere decir que, por cada 1200 partículas contaminantes que lleguen al filtro, solo pasarán 10 de ellas al sistema.

Se recomienda instalar un vacuómetro o medidor de vacío entre el filtro de succión y la bomba. Así sabremos que, cuando aumente el vacío generado en la línea de succión, el filtro necesita ser reemplazado.

#### 4.7.4.5 Válvula de Alivio <sup>16</sup>

**Datos:**

$$Q_s := 80.43 \frac{l}{min}$$

$$P_s := 70 \text{ bar}$$

**Selección de la válvula:**

Seleccionaremos la válvula de alivio de presión según su rango de regulación y el caudal del sistema.

<sup>16</sup> Gráficos y tablas de esta sección tomados del catálogo de válvulas de alivio ATOS SP-CART

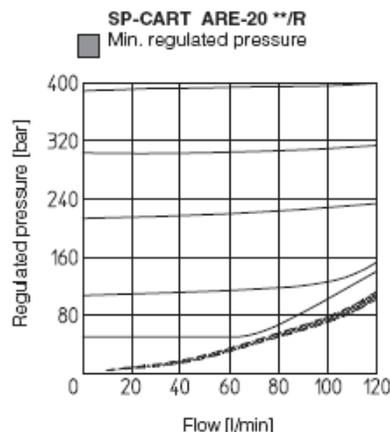
**Tabla 4. 69 Selección del modelo de válvula de alivio**

Valve model	SP-CART M-3	SP-CART M-4	SP-CART M-5	SP-CART M-6	SP-CART ARE-15	SP-CART ARE-20	
Max pressure setting [bar]	STANDARD	/50 /100 /210 /350	/100 /210	/50 /100 /210 /250 /350	/50 /100 /210 /350	/15 /50 /75 /150 /250 /350	/50 /100 /210 /315 /400
	/R		/350		/50 /100 /210 /350	/15 /50 /75 /150 /250	/315 /400
	/RS		/220 /270 /350		/220 /270 /330 /350	/150 /150 /230	
	/PED	/50 /100 /210 /350	/100 /210 /350	/100 /210 /350	/100 /210 /350	/75 /150 /250 /350	/100 /210 /315 /400
	/F		/130 /200 /180 /250 /280	/150 /200 /180 /250 /280	/160 /200 /250 /280		
Pressure range [bar]	STANDARD (1)	4+50 6+100 7+210 8+350	6+100 7+210	2+50 3+100 5+210 7+250 8+350	2+50 3+100 8+210 15+350	2+15 3+50 4+75 8+150 8+250 8+350	3+50 5+100 6+210
	/R (1)		8+350		2+50 3+100 10+210 15+350	2+15 3+50 4+75 8+150 8+250	8+315 10+400
	/RS (1)		210+260 260+300 300+370		200+250 250+290 290+350 310+370	130+170 170+210 210+250	
	/PED	4+50 6+100 7+210 8+350	6+100 7+210 8+350	25+100 100+210 210+350	25+100 100+210 210+350	25+75 75+150 150+250 150+350	25+100 100+210 210+315 315+400
	/F		130 200 180 250 280	150 200 180 250 280	160 200 250 280		
Max flow [l/min]	STANDARD	2,5	15	35	40	75	120
	/RS, /PED, /F	2,5	15	50	60	100	150

**Características de trabajo:**

**Tabla 4. 70 Características de trabajo de la válvula de alivio**

<b>Posición de trabajo:</b>	Cualquier posición
<b>Temperatura ambiente:</b>	-20°C+70°C
<b>Fluido</b>	Aceite hidráulico DIN 51524.. 535
<b>Viscosidad recomendada:</b>	15-100 mm <sup>2</sup> /s a 40°C (ISO VG 15-100)
<b>Clase de contaminación del fluido:</b>	ISO 19/16, instalado con filtros en línea de 25µm y β <sub>25</sub> ≥75 (recomendado)
<b>Temperatura del fluido:</b>	-20°C+60°C



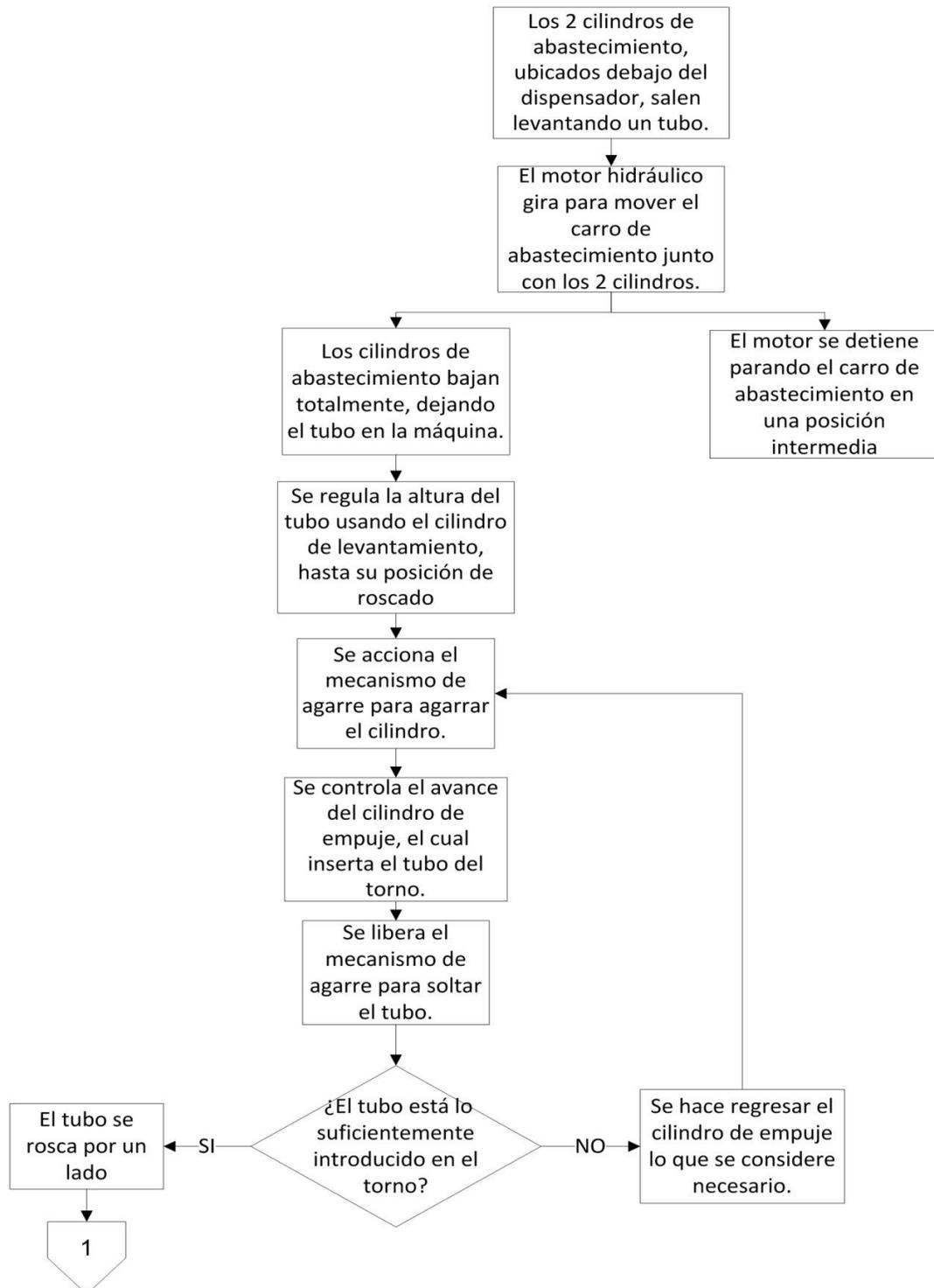
**Figura 4. 558 Presión vs caudal en la válvula de alivio**

**Código ATOS:**

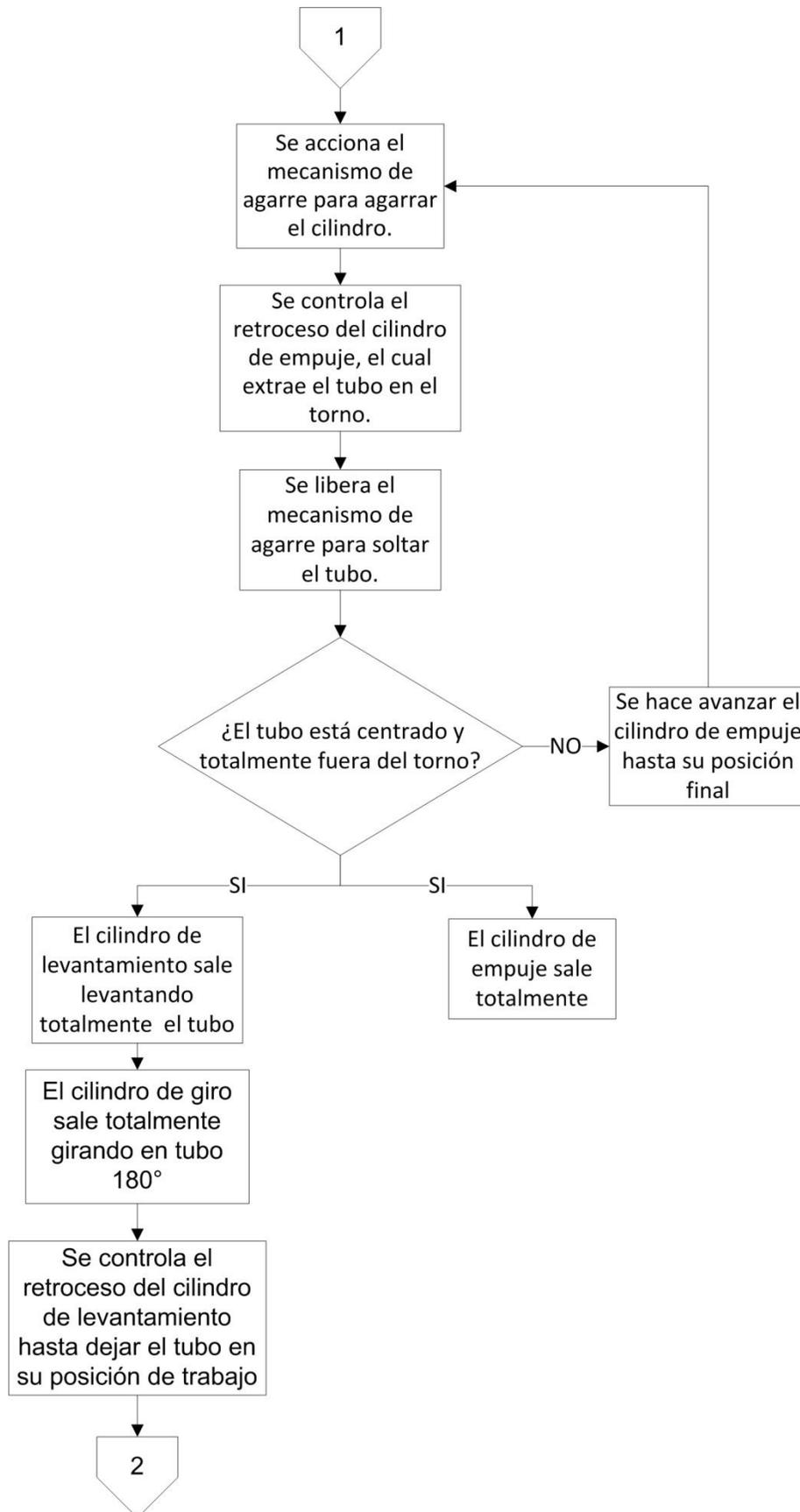
SP-CART ARE-20/100/RV

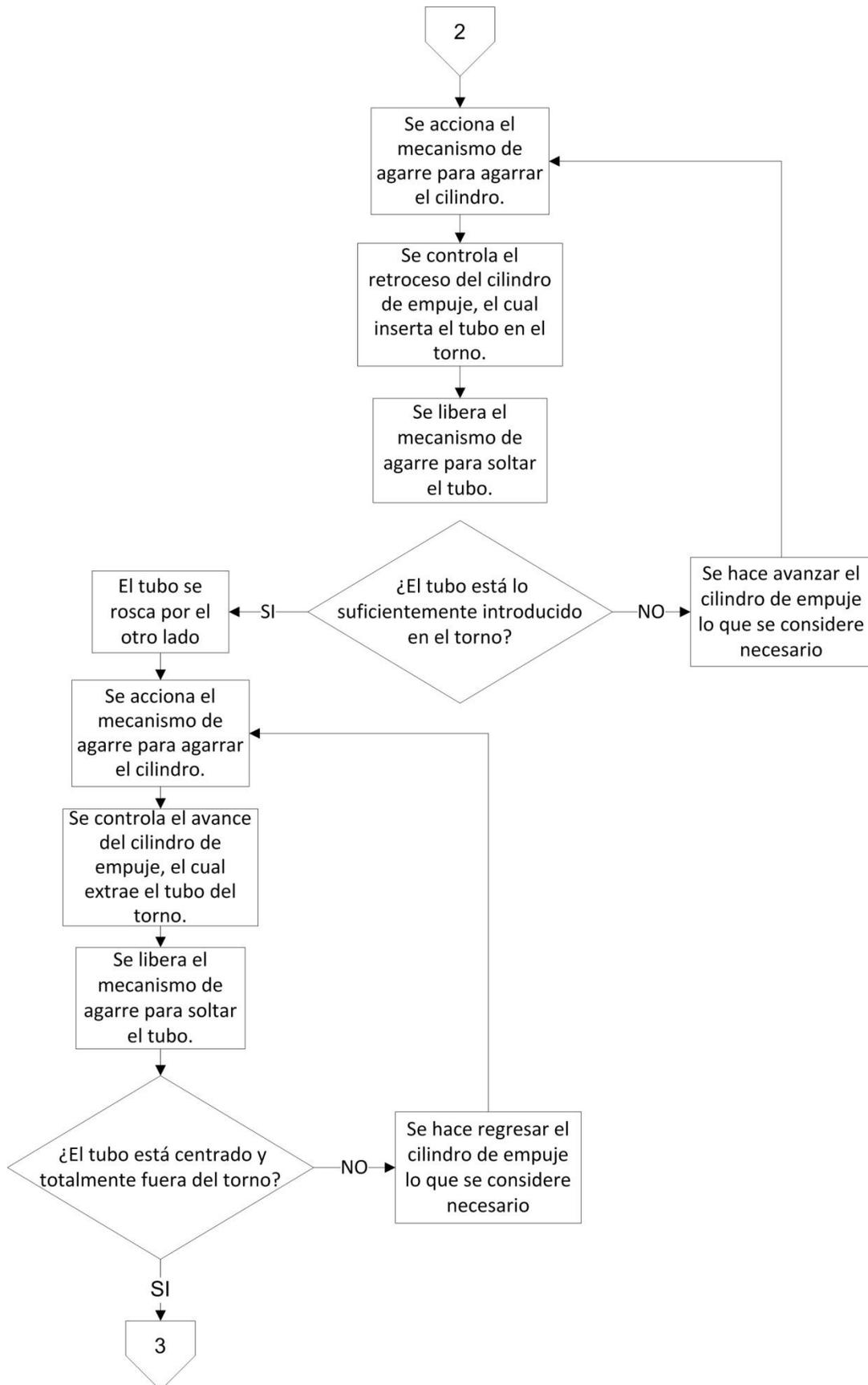
#### 4.7.5 DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRÓNICO DE CONTROL <sup>17</sup>

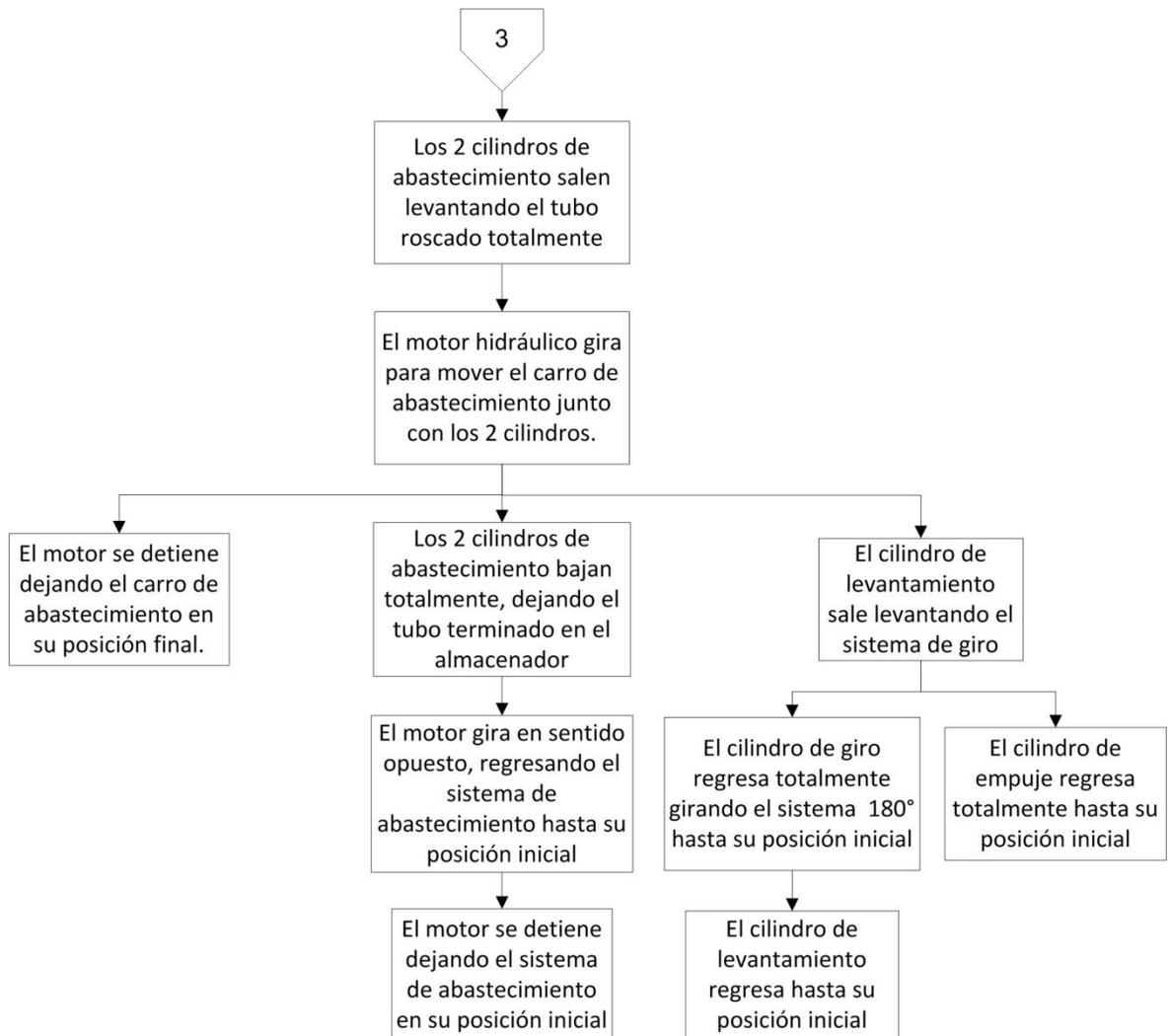
El sistema de posicionamiento deberá cumplir el siguiente diagrama de proceso:



<sup>17</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia.

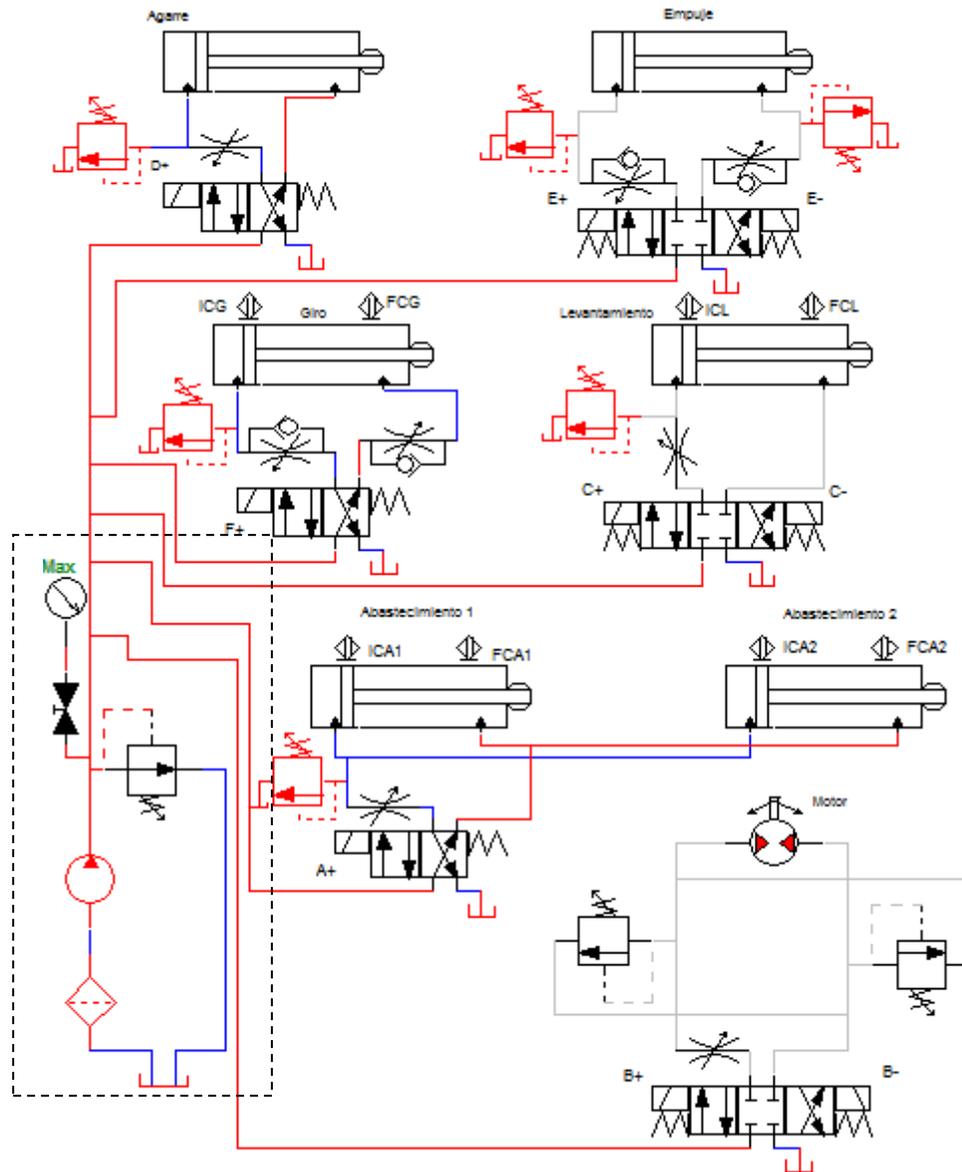






Como vemos, existen varios puntos del proceso en que el operador deberá tomar una decisión, por lo que estos procesos deberán realizarse de forma manual.

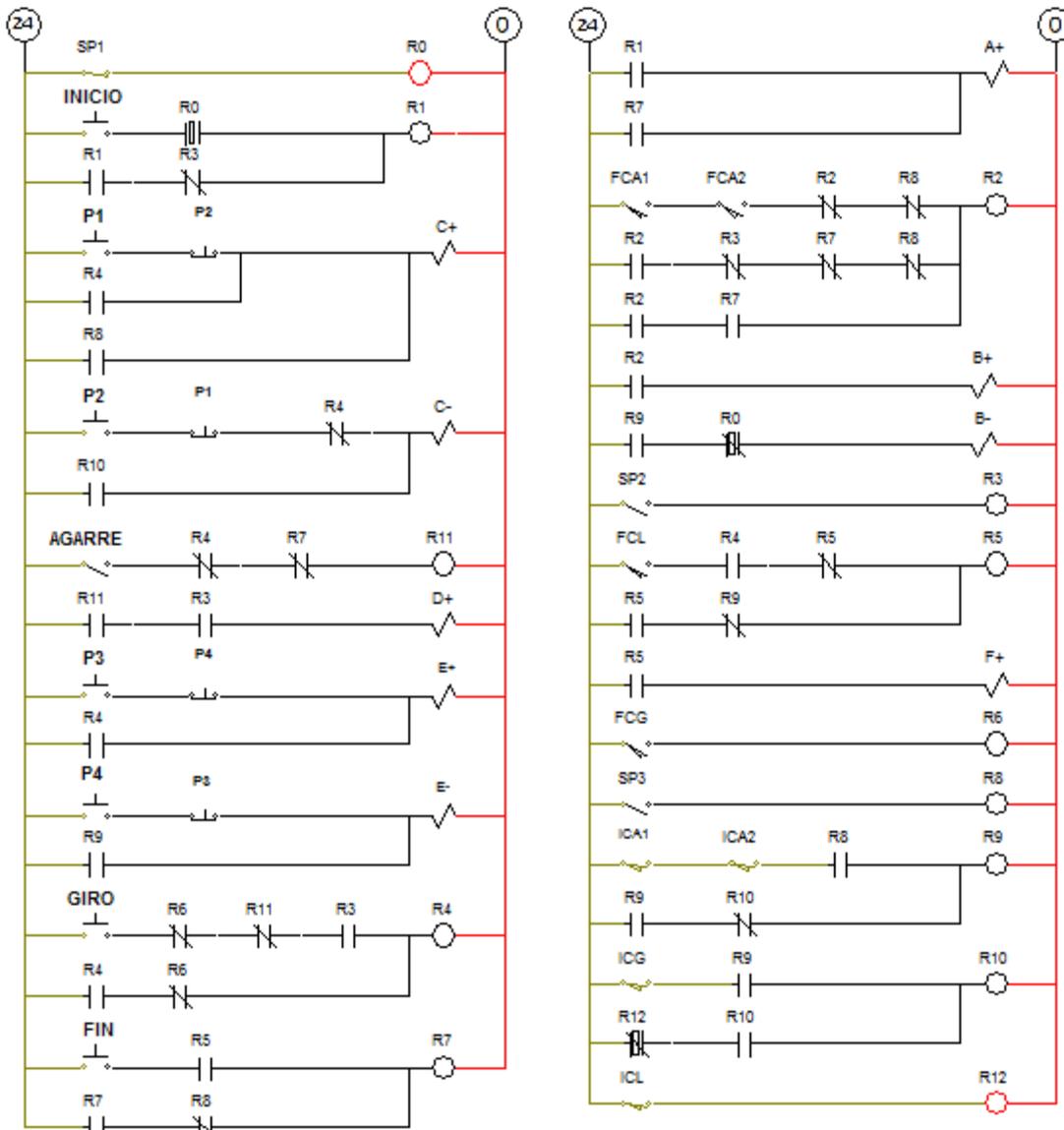
A continuación se muestra los diagramas de potencia y de control que cumplen con todas las especificaciones del proceso, además de brindar seguridad al sistema en todas las etapas del mismo.



**Figura 4. 559 Diagrama de potencia del sistema electrohidráulico**

Se han seleccionado válvulas 4/3 con solenoide y retorno resorte para los cilindros que deben mantener una posición intermedia en su carrera y para el motor hidráulico. Por otro lado se han seleccionado válvulas 4/2 con solenoide y retorno resorte para los cilindros que trabajan al principio o al final de su carrera.

Se han utilizado sensores magnéticos de inicio y final de carrera en varios cilindros, pues estos son necesarios para la automatización de ciertas etapas del proceso.



**Figura 4. 560 Diagrama de control del sistema electrohidráulico**

Para más detalle sobre el funcionamiento del sistema de posicionamiento por favor revisar el capítulo de simulación.



# CAPITULO 5

## SIMULACIÓN

A continuación se describe paso a paso el funcionamiento del sistema electrohidráulico de la máquina. En los procesos manuales se ha tomado un segundo como tiempo de reacción del operario.

### 5.1 ESTADO INICIAL <sup>18</sup>

Este es el estado inicial de la máquina, los únicos relés activos son el R0, que nos indica que el carro de abastecimiento se encuentra en su posición inicial; y el relé “R12” cuya función se detalla al final de este capítulo.

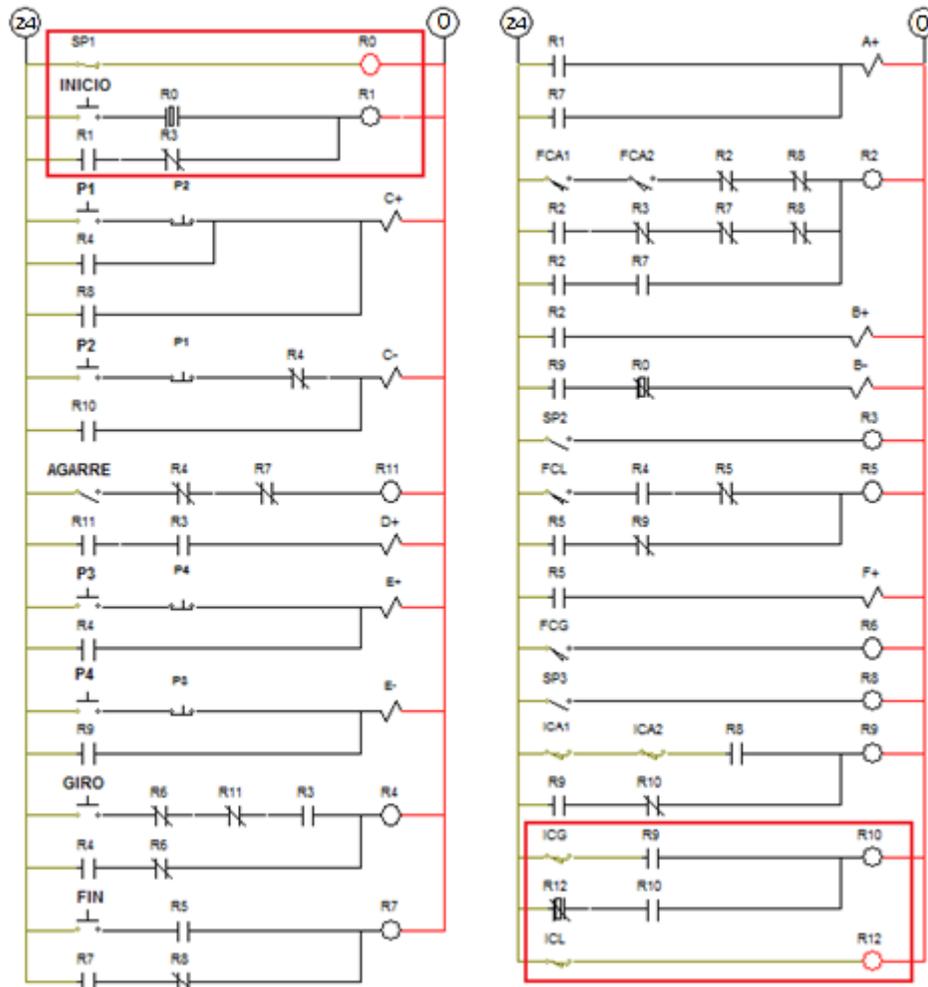
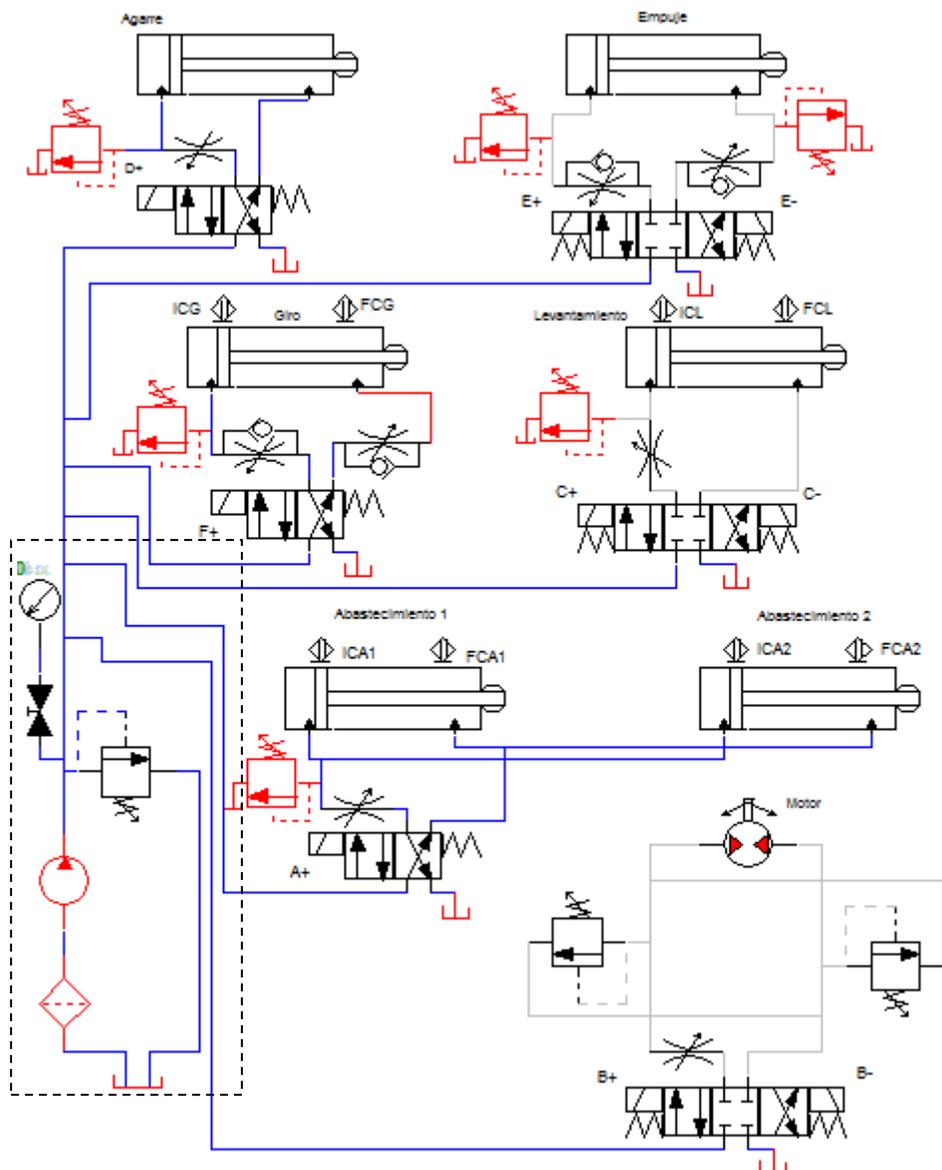


Figura 5. 1 Diagrama de control – Estado inicial del sistema

<sup>18</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia



**Figura 5. 2 Diagrama de potencia – Estado inicial del sistema**

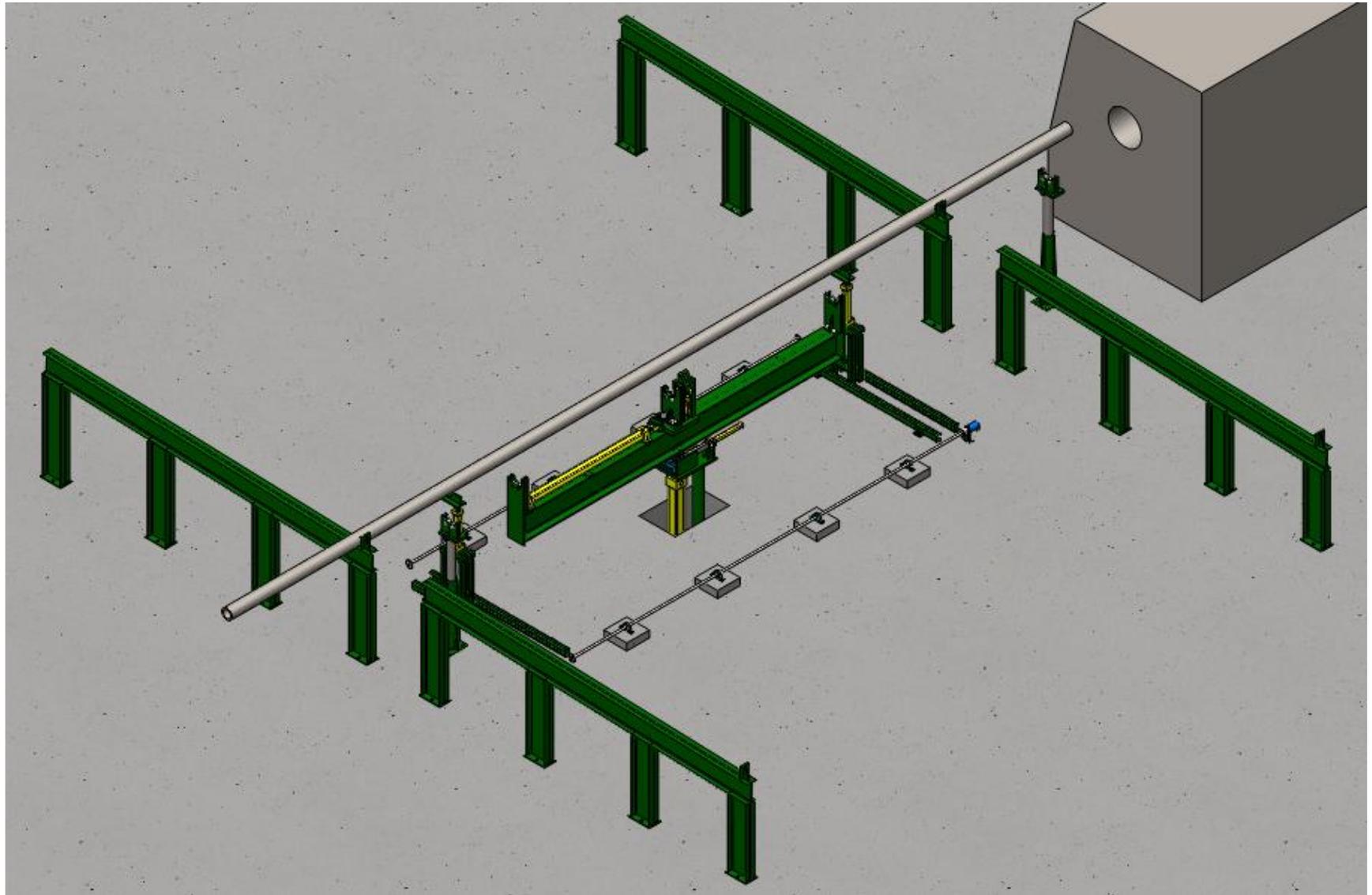
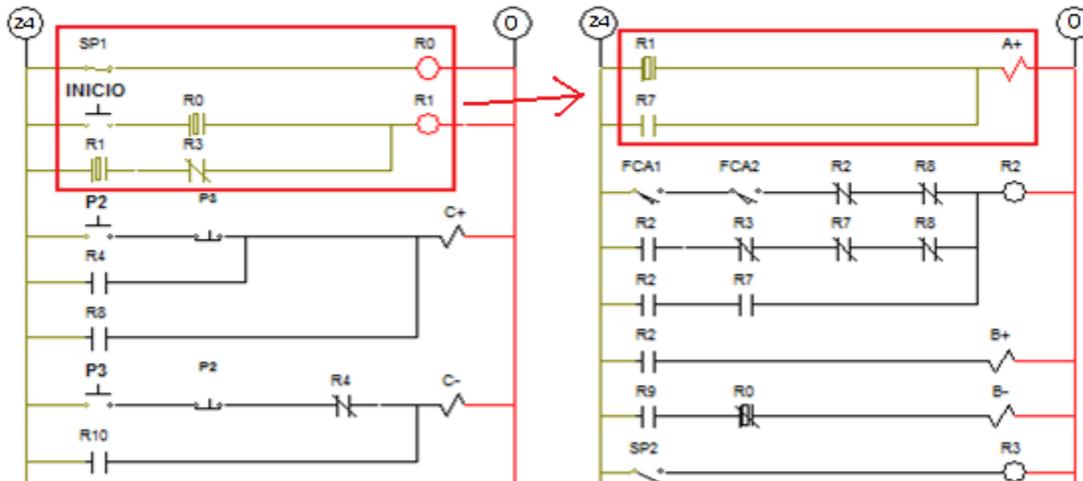


Figura 5. 3 Estado inicial del sistema

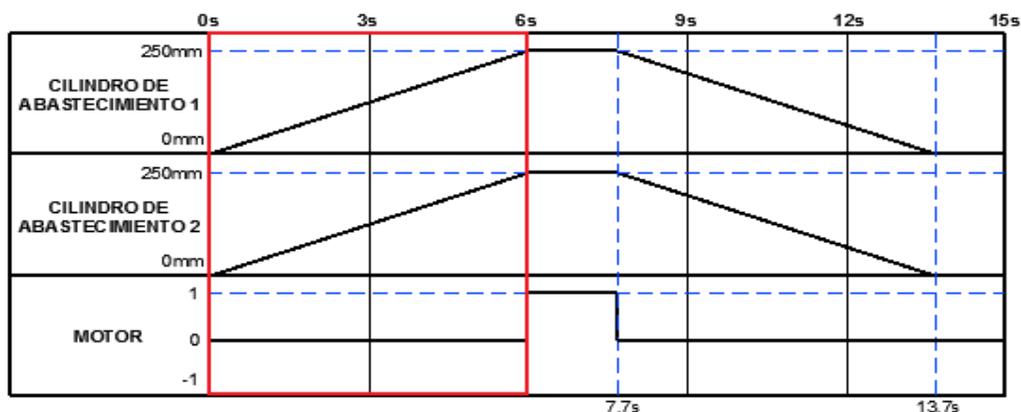
## 5.2 ABASTECIMIENTO <sup>19</sup>

El abastecimiento se inicia con el pulsador “INICIO”, el cual activa el relé “R1”, que a su vez activa el solenoide “A+” de la válvula 4/2 de los cilindros de abastecimiento, provocando que estos salgan tomando un tubo del dispensador. El relé “R1” solo podrá ser activado cuando el carro de abastecimiento se encuentre en su posición inicial, ósea que el relé “R0” deberá estar activado.



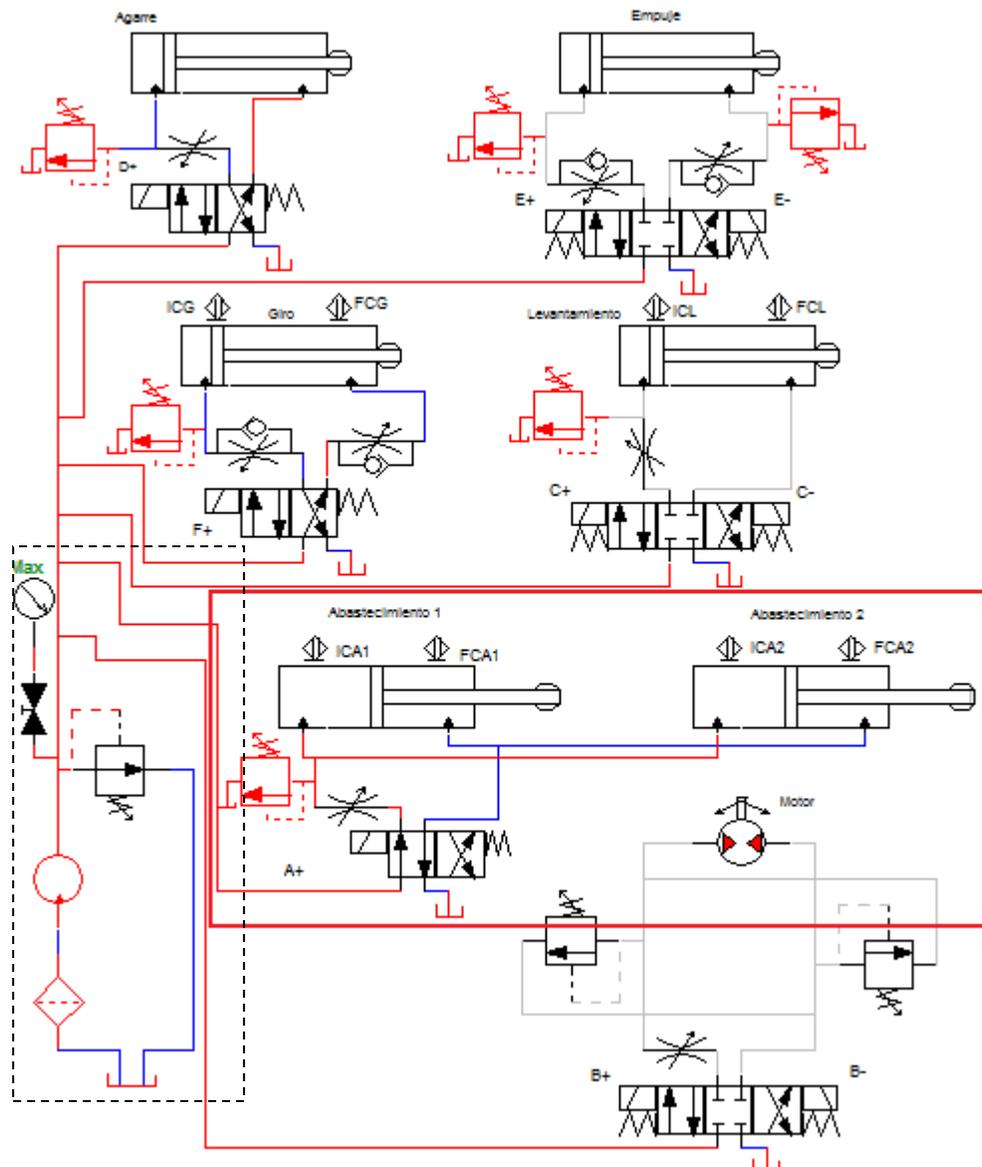
**Figura 5. 4 Diagrama de control – Levantamiento del tubo desde el abastecedor**

Como podemos ver, el relé “R1” permanece enclavado, asegurando que los cilindros de abastecimiento se mantengan extendidos. Por otro lado, el contacto N.A. del relé “R0” asegura que el carro de abastecimiento se encuentra en el inicio de su recorrido.

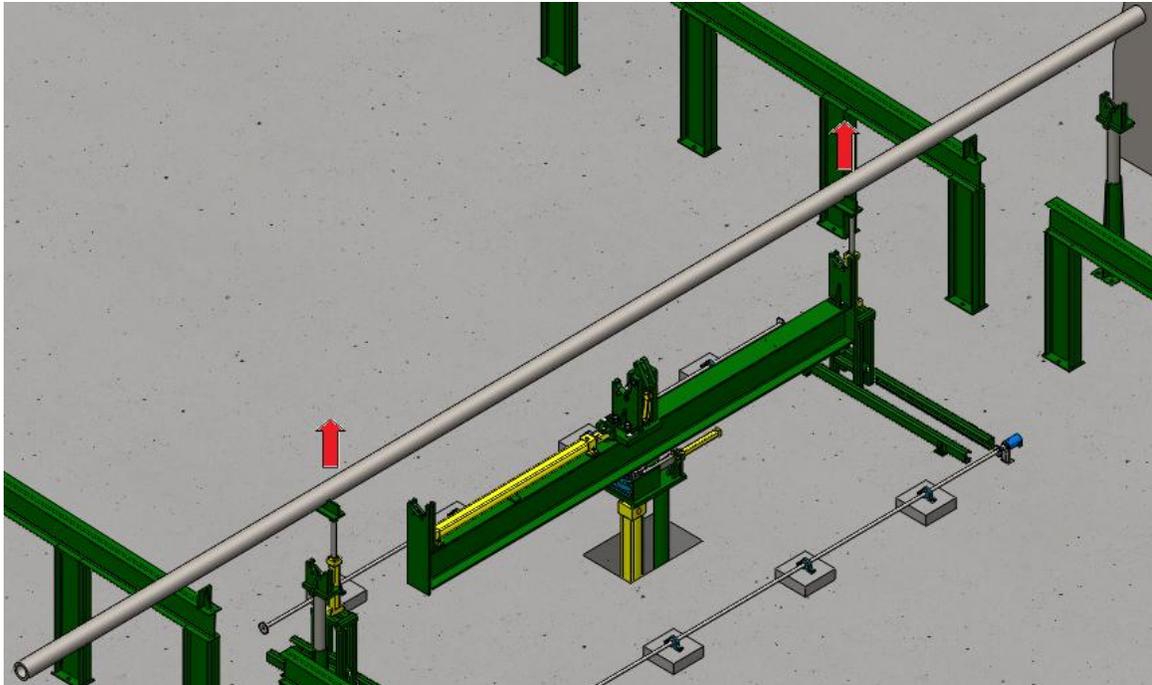


**Figura 5. 5 Diagrama de estados – Levantamiento del tubo desde el abastecedor**

<sup>19</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia

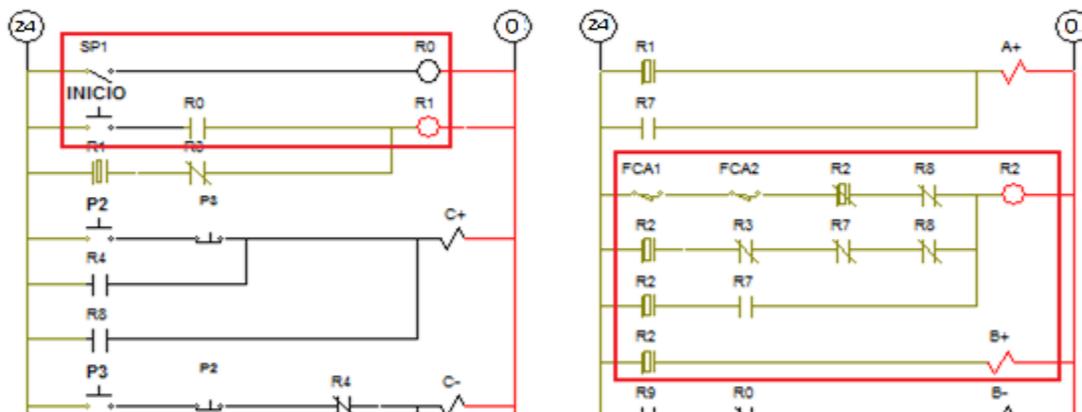


**Figura 5. 6 Diagrama de potencia – Levantamiento del tubo desde el abastecedor**



**Figura 5. 7 Levantamiento del tubo desde el abastecedor**

Una vez que los 2 cilindros de abastecimiento lleguen a su posición final, los sensores de final de carrera de los cilindros de abastecimiento, “FCA1” Y “FCA2”, activarán el relé “R2”, el que a su vez, activará el solenoide “B+” de la válvula 4/3 del motor de abastecimiento, provocando que este gire moviendo el carro de abastecimiento a través de una cadena.



**Figura 5. 8 Diagrama de control – Accionamiento del motor de abastecimiento**

Como podemos ver, el sensor de posición “SP1” ubicado al inicio de la carrera del carro de abastecimiento se ha desactivado, por lo que el pulsador “INICIO” no tiene efecto.

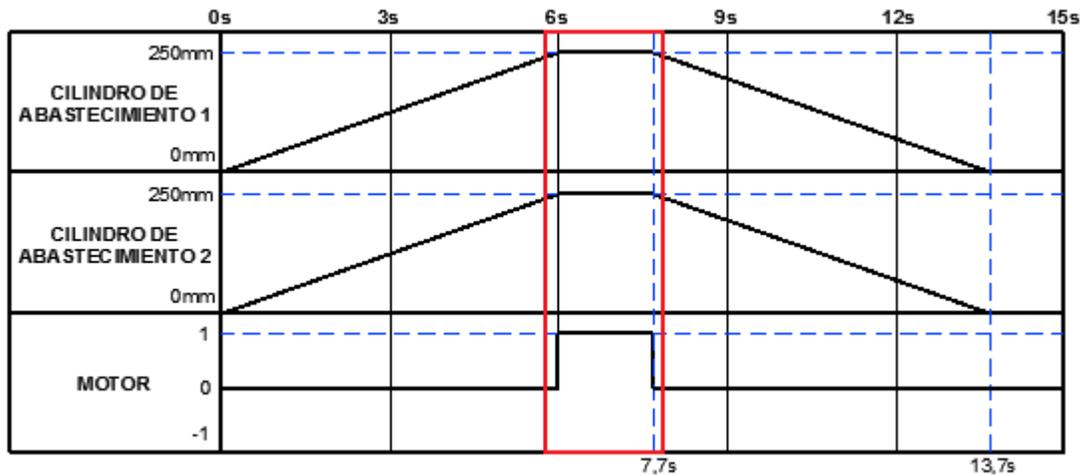


Figura 5. 9 Diagrama de estados – Accionamiento del motor de abastecimiento

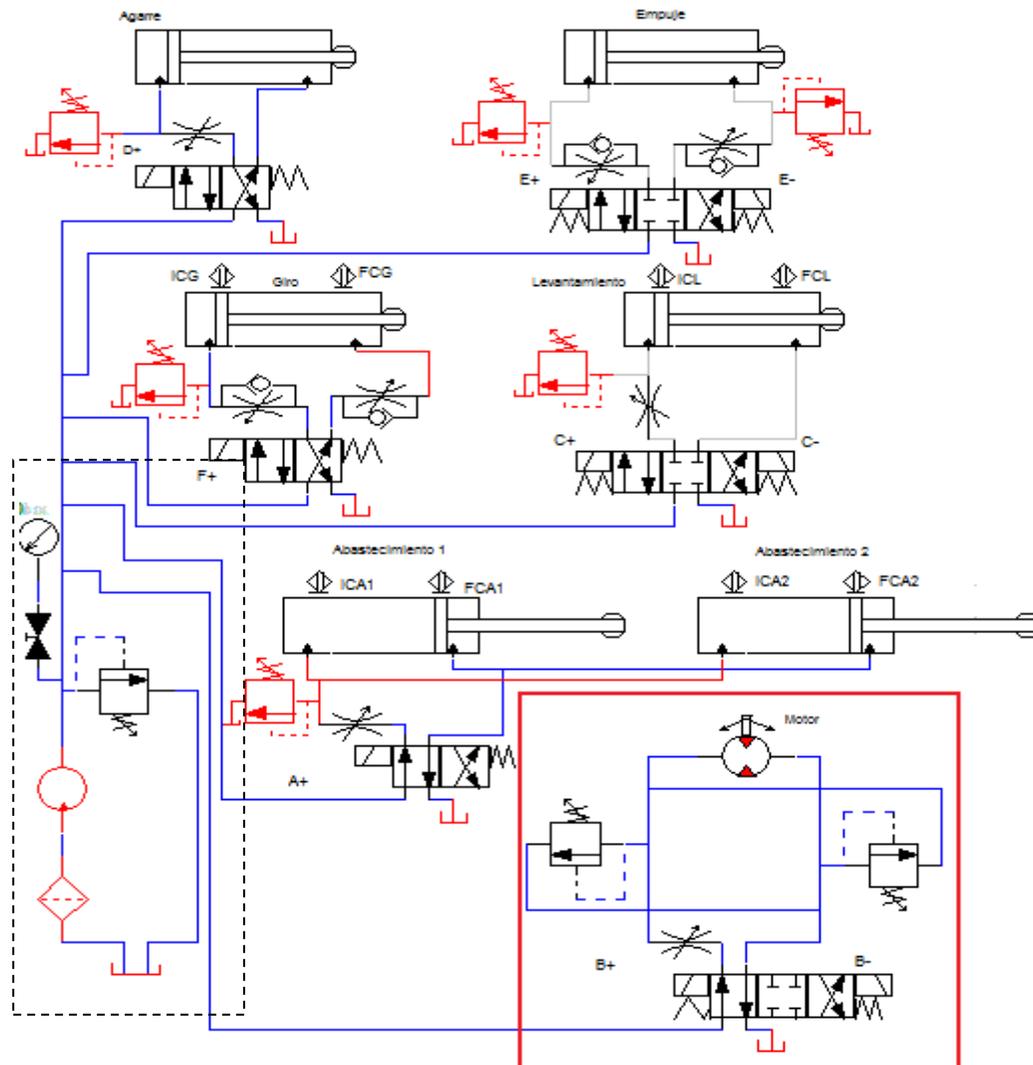
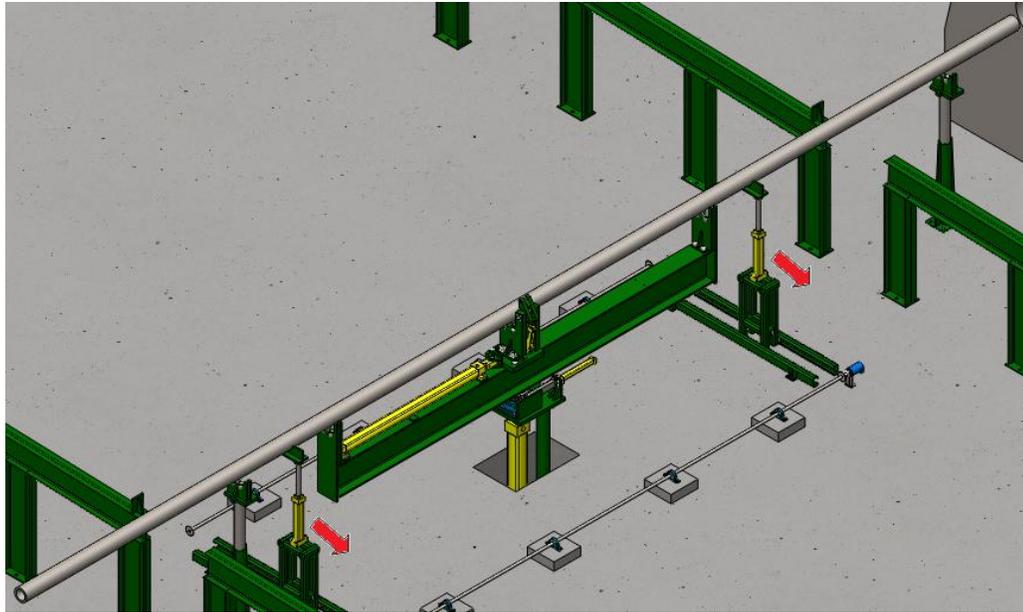
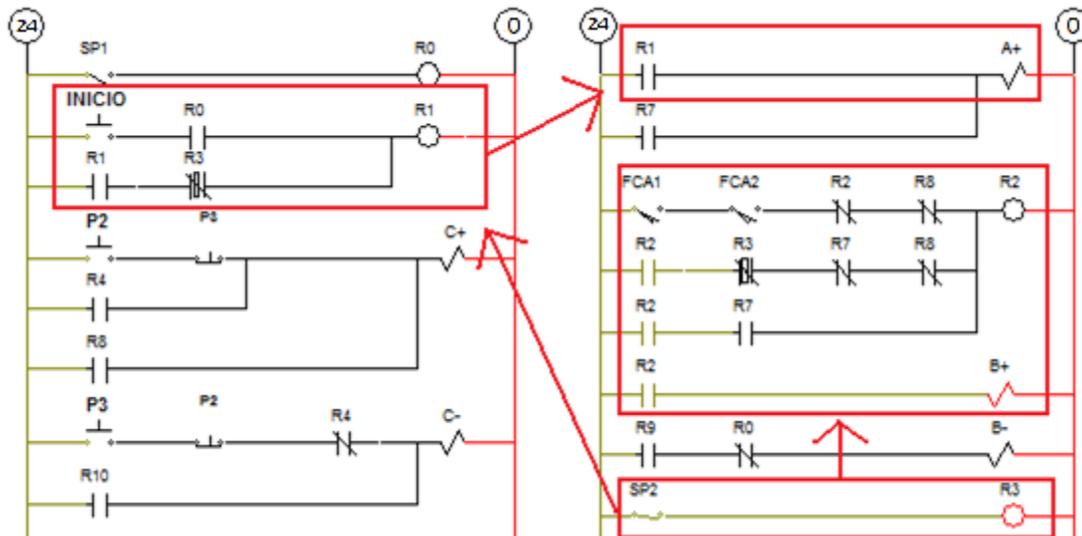


Figura 5. 10 Diagrama de potencia – Accionamiento del motor de abastecimiento



**Figura 5. 11 Accionamiento del motor de abastecimiento**

Cuando el carro de abastecimiento alcance su posición intermedia activará el sensor de posición "SP2", el cual activa el relé "R3", el que a su vez desenclava el relé "R2" para desactivar el solenoide "B+", regresando la válvula 4/3 del motor de abastecimiento a su posición intermedia, deteniendo el carro. Además, el relé "R3" también desenclava el relé "R1" para desactivar el solenoide "A+", regresando la válvula 4/2 de los cilindros de abastecimiento a su posición inicial, posicionando el tubo en la máquina.



**Figura 5. 12 Diagrama de control – Posicionamiento del tubo en la máquina**



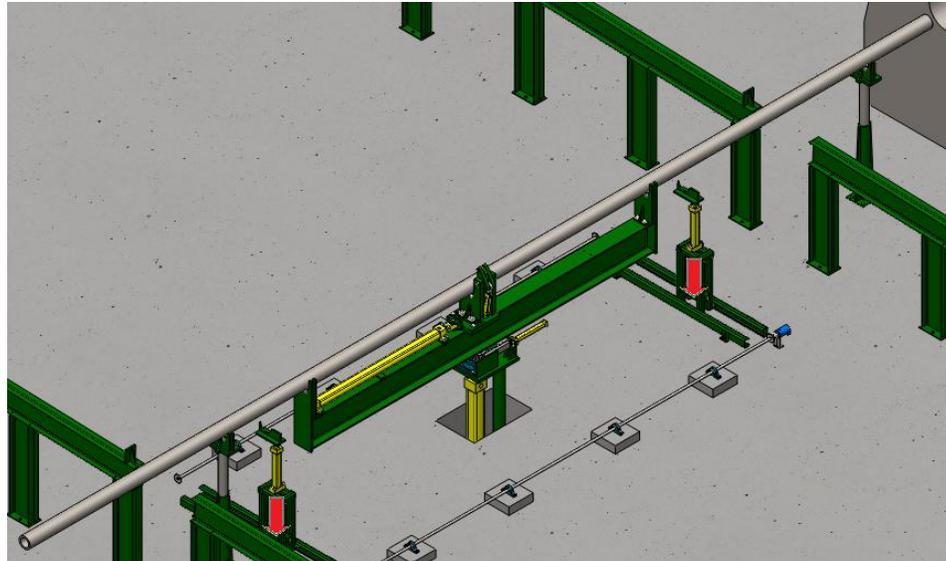


Figura 5. 15 Posicionamiento del tubo en la máquina

### 5.3 REGULACIÓN DE LA ALTURA DE TRABAJO <sup>20</sup>

Primero deberemos aclarar que el mecanismo de levantamiento y giro, en su posición inicial, se encuentra a la altura adecuada para roscar tubos de 4 ½” de diámetro. Para los tubos más pequeños se deberá regular tanto la altura de los soportes laterales como la altura del mecanismo antes mencionado, para el cual utilizaremos los pulsadores “P1” y “P2” que activan los solenoides “C+” y “C-” respectivamente, de la válvula 4/3 del cilindro de levantamiento.

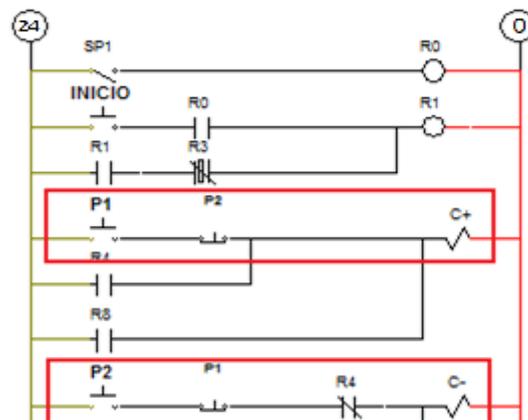


Figura 5. 16 Diagrama de control – Regulación de la altura de trabajo

Como podemos ver, es imposible activar los solenoides “C+” y “C-” al mismo tiempo, debido a la configuración de los pulsadores.

<sup>20</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia.

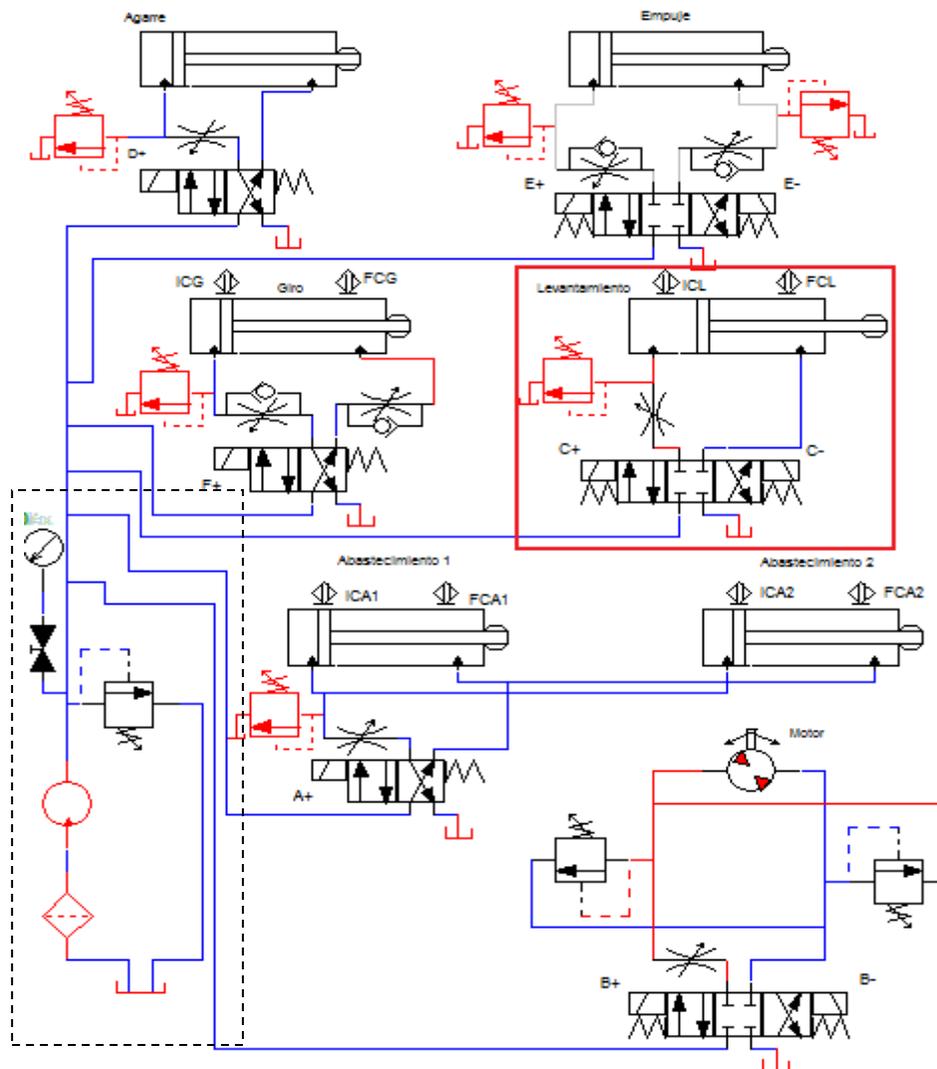


Figura 5. 17 Diagrama de potencia – Regulación de la altura de trabajo

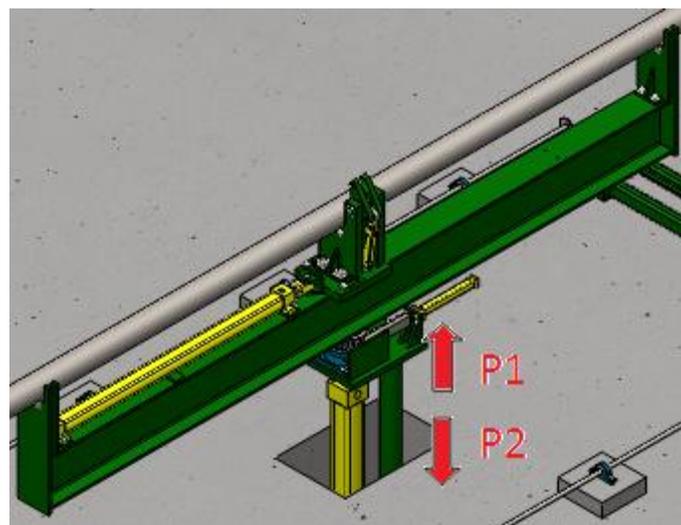


Figura 5. 18 Regulación de la altura de trabajo

## 5.4 INSERCIÓN DEL TUBO <sup>21</sup>

Una vez regulada la altura del mecanismo de levantamiento y giro, procederemos a insertar el tubo en el torno.

Primero deberemos agarrar el tubo accionando el interruptor “AGARRE”, el cual acciona el relé “R11”, que a su vez acciona el solenoide “D+” de la válvula 4/2 del cilindro de agarre.

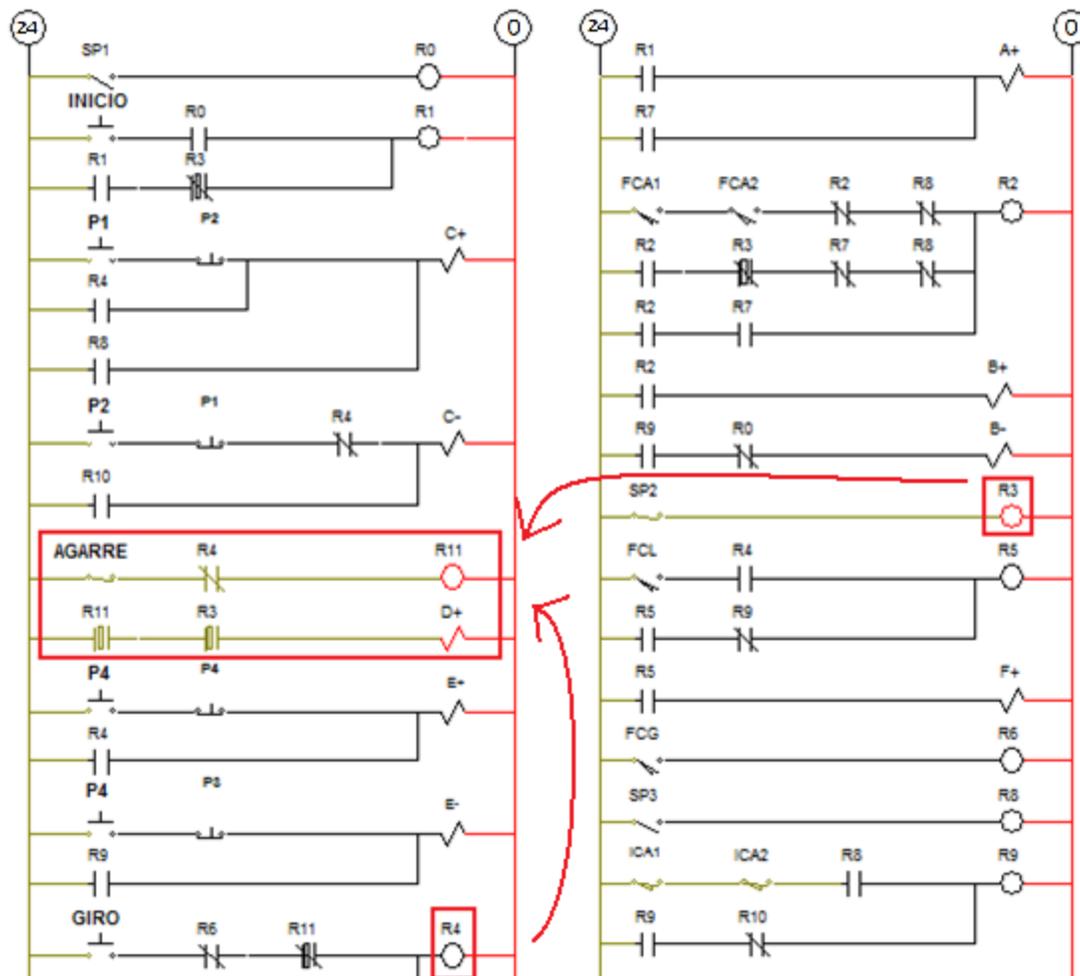


Figura 5. 19 Diagrama de control – Agarre del tubo

El contacto N.C. del relé “R4” asegura que el mecanismo no se encuentra girando el tubo. Por otro lado el contacto N.A. del relé “R3”, que se encuentra cerrado, me asegura que existe un tubo colocado en la máquina.

<sup>21</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia.

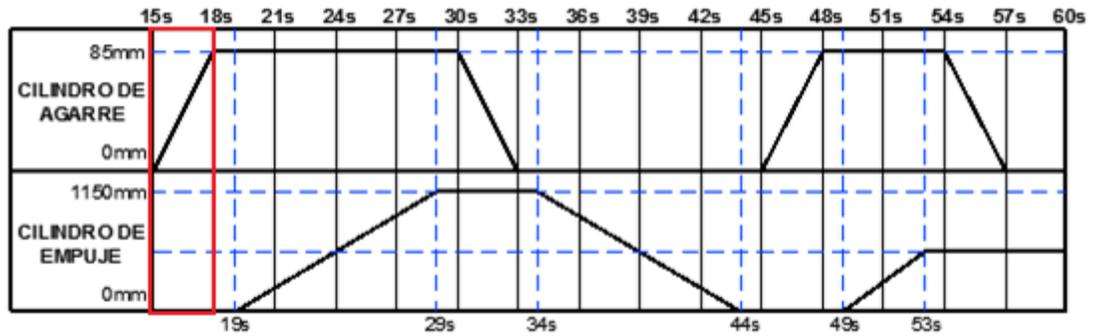


Figura 5. 20 Diagrama de estados – Agarre del tubo

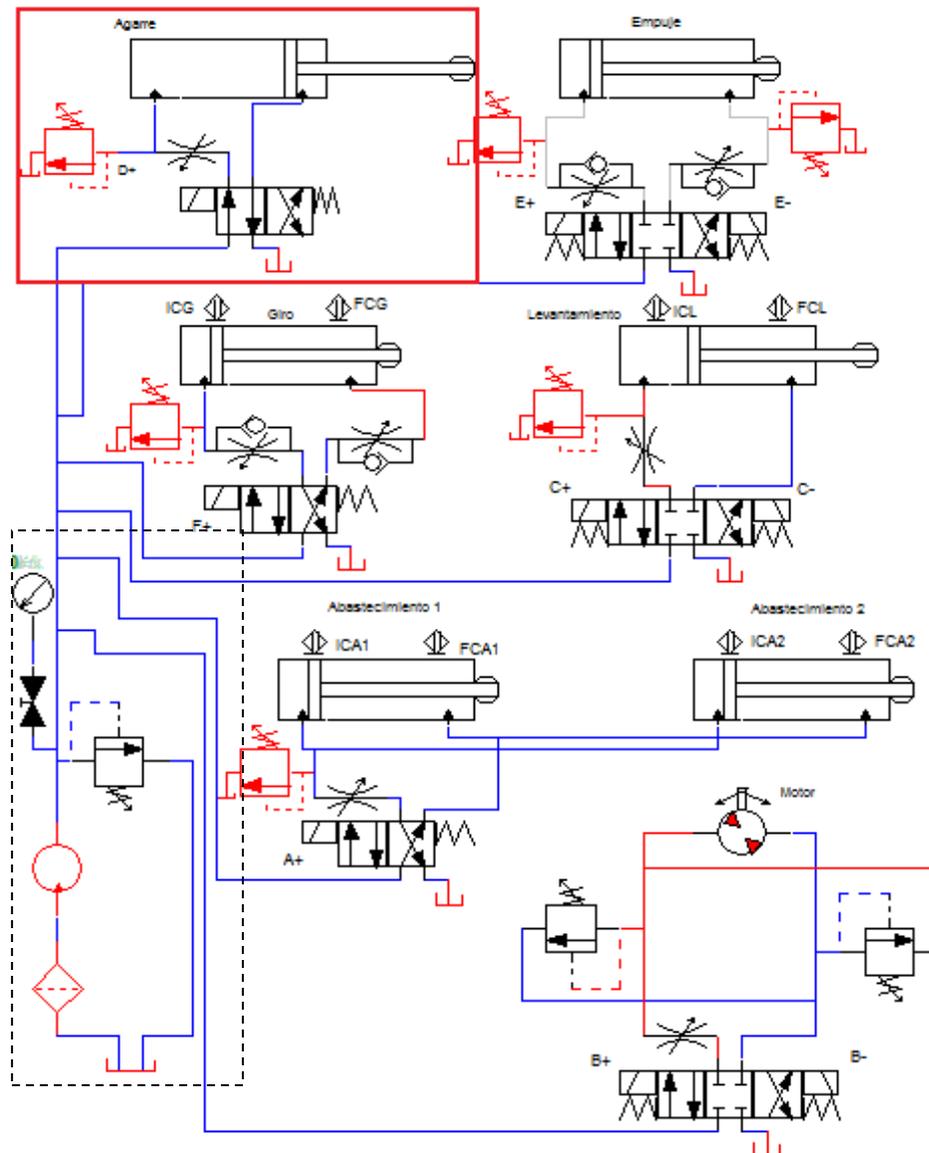
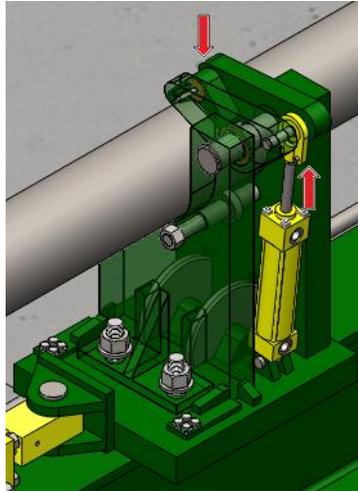
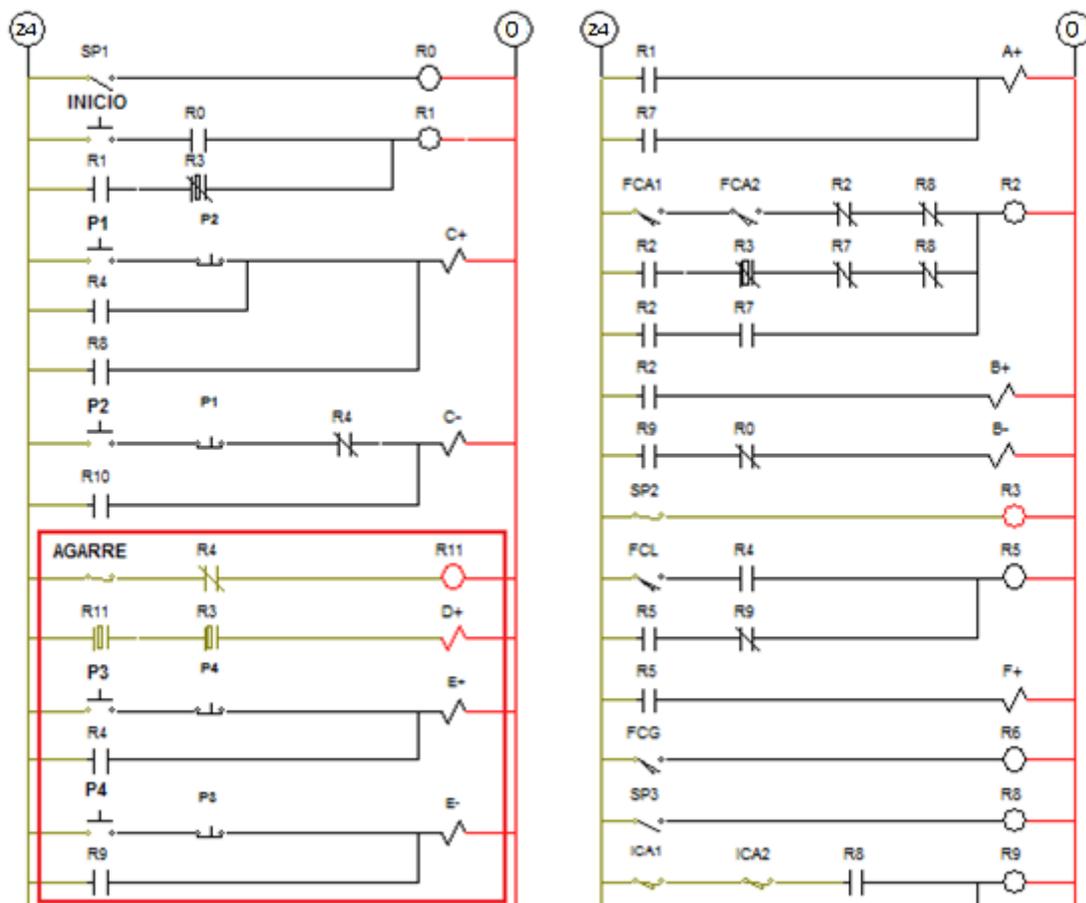


Figura 5. 21 Diagrama de potencia – Agarre del tubo



**Figura 5. 22 Agarre del tubo**

La inserción del tubo es un proceso manual que logra a través de los pulsadores “P3” y “P4” que mueven el mecanismo de agarre hacia el torno o de regreso. Estos pulsadores accionan los solenoides “E+” y “E-” de la válvula 4/3 del cilindro de empuje.



**Figura 5. 23 Diagrama de control – Inserción del tubo**

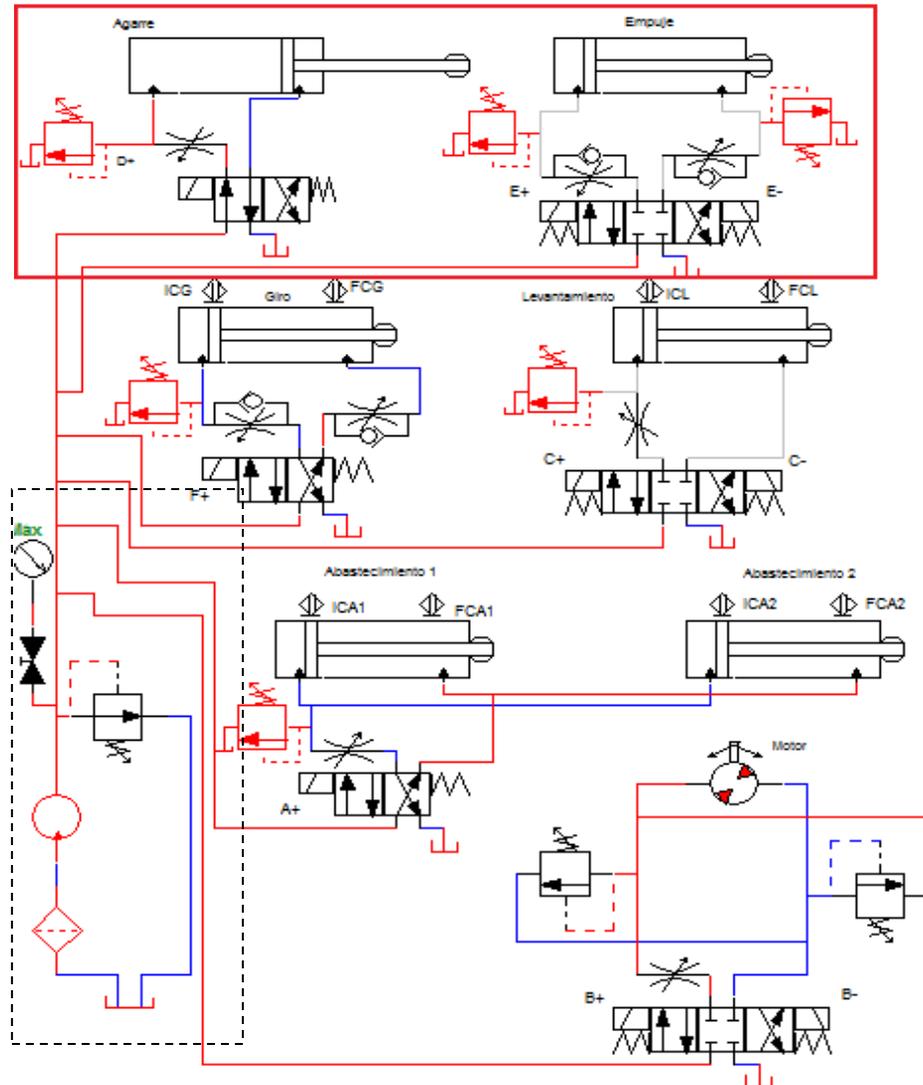


Figura 5. 24 Diagrama de potencia – Inserción del tubo

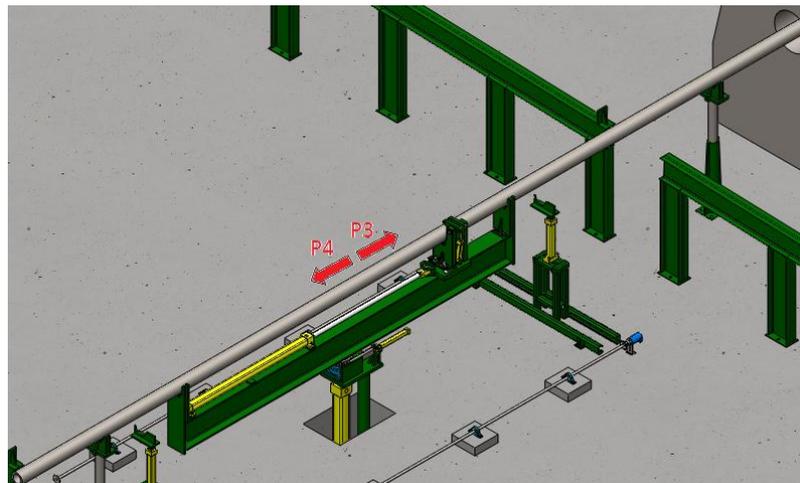
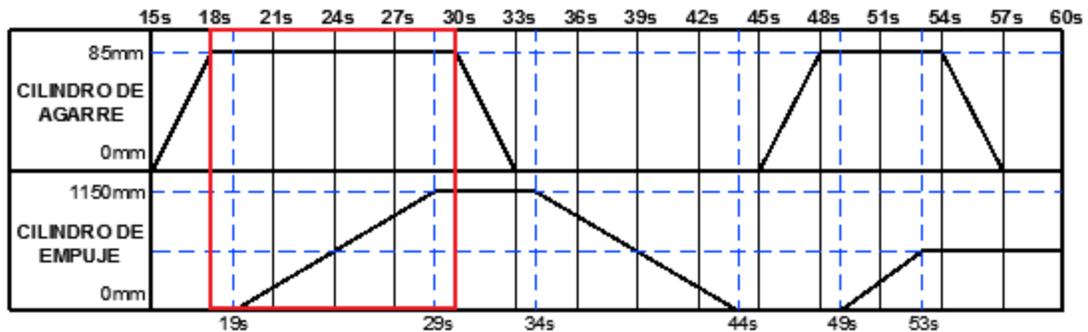
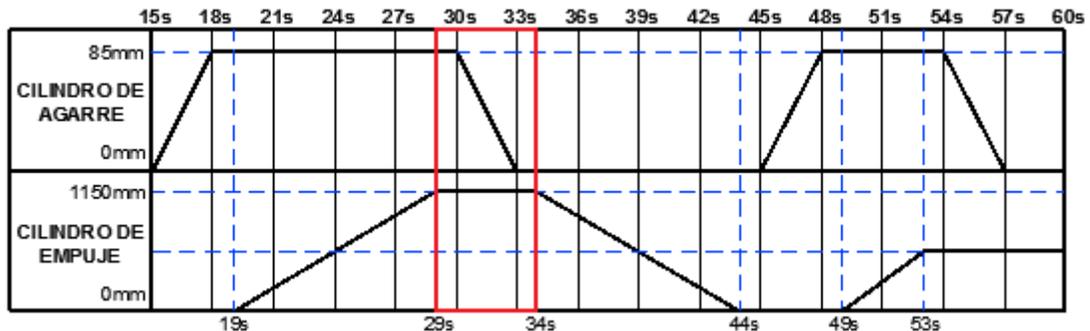


Figura 5. 25 Inserción del tubo



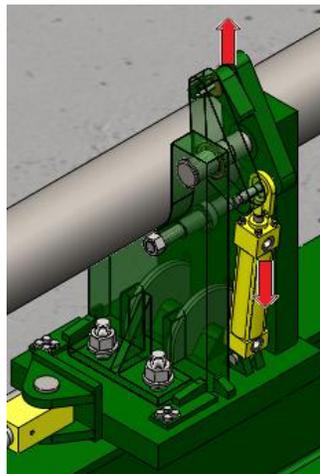
**Figura 5. 26 Diagrama de estados – Inserción del tubo**

La Inserción del tubo se logra mediante el uso del cilindro de empuje y el mecanismo de agarre. Una vez utilizada toda la carrera del cilindro de empuje soltamos el interruptor “AGARRE”, lo que provocará que el mecanismo de agarre libere al tubo.



**Figura 5. 27 Diagrama de estados – Liberación del tubo**

Este proceso se detalla más adelante en los diagramas de potencia y control, junto con la extracción del tubo.



**Figura 5. 28 Liberación del tubo**

Una vez liberado el tubo procedemos a retroceder el mecanismo de agarre por

completo, utilizando el cilindro de empuje, por medio del pulsador “P4”. El tubo permanecerá en su posición dentro del torno, pues la fricción en el mecanismo de agarre no es la suficiente como para moverlo fuera.

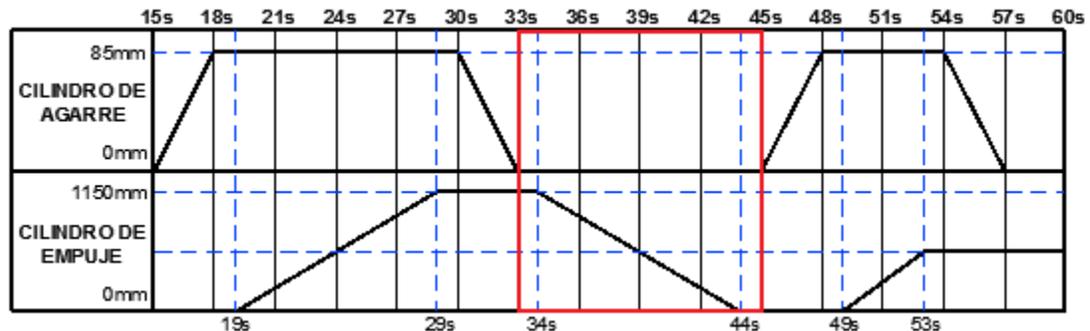


Figura 5. 29 Diagrama de estados – Retorno del cilindro de empuje

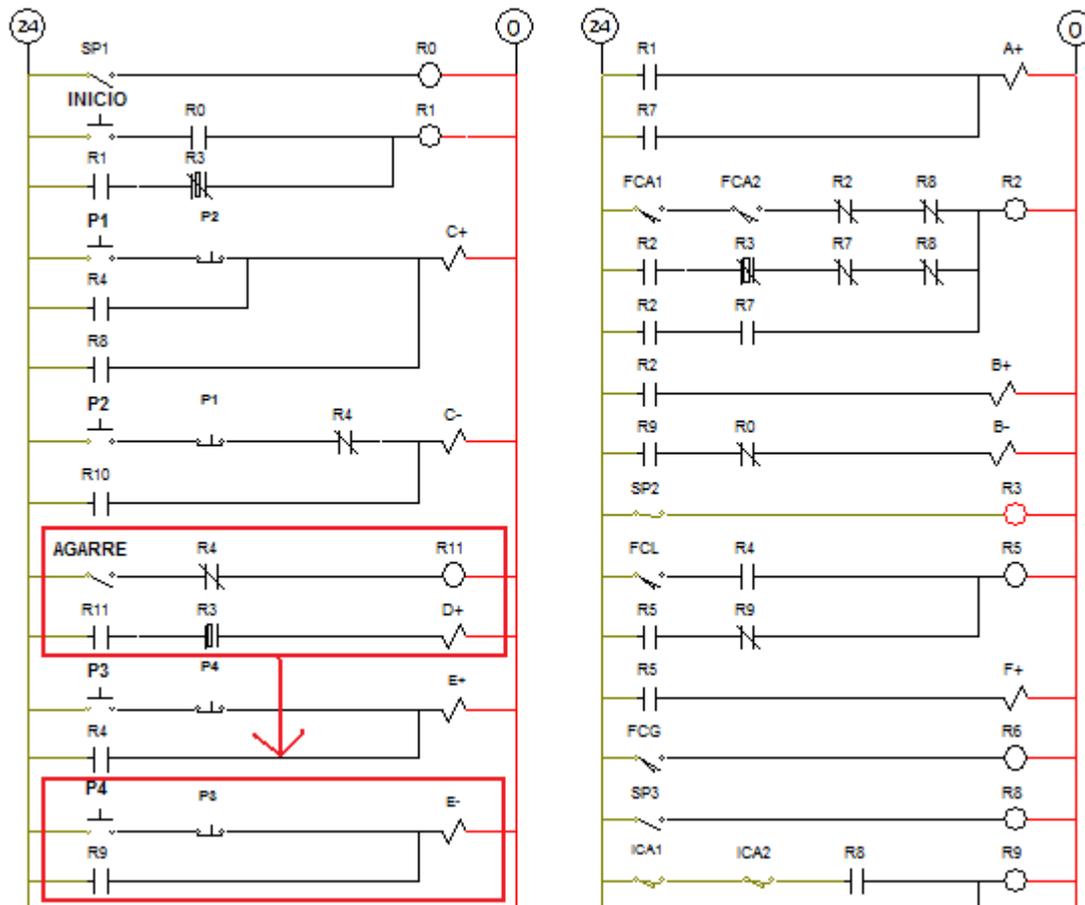


Figura 5. 30 Diagrama de control – Liberación del tubo y retorno del cilindro de empuje

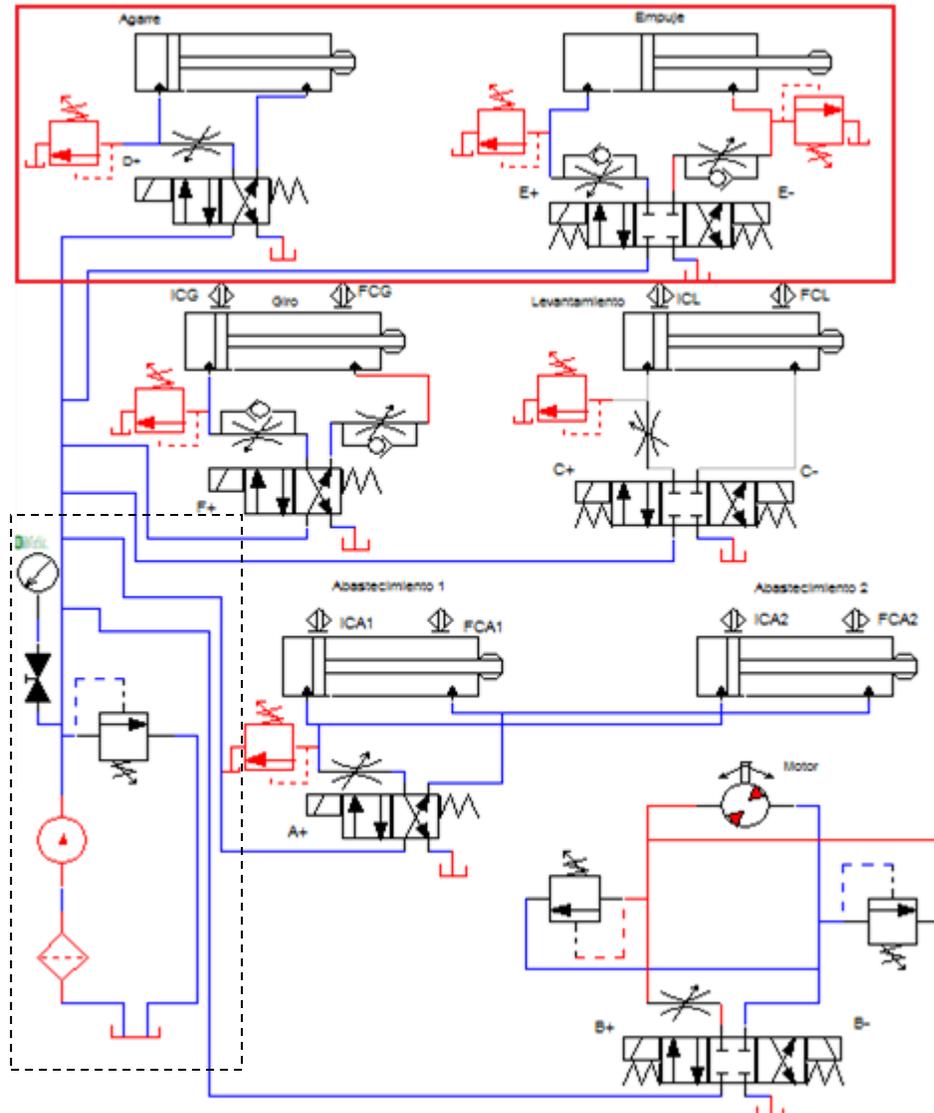


Figura 5. 31 Diagrama de potencia – Liberación del tubo y retorno del cilindro de empuje

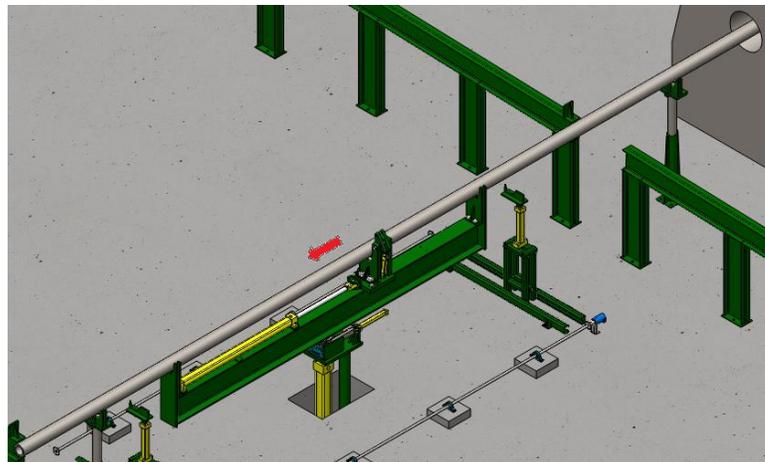


Figura 5. 32 Retorno del cilindro de empuje

Posteriormente se agarra el tubo y se repite el paso 4, insertando el tubo en el torno cuanto sea necesario para ubicarlo y roscarlo.

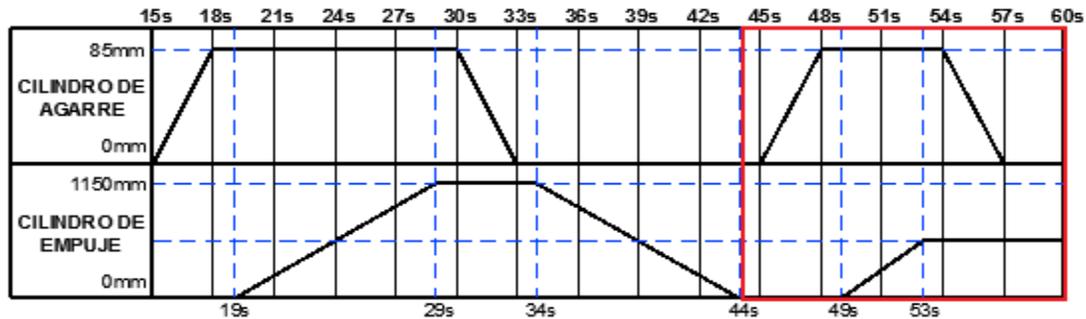


Figura 5. 33 Diagrama de estados – Inserción parcial del tubo

Es necesario que el tubo se encuentre liberado antes de proceder con el proceso de roscado.

## 5.5 EXTRACCIÓN DEL TUBO <sup>22</sup>

La extracción del tubo se realiza a la manera inversa de la inserción. Como se usan los mismos dispositivos no especificaremos el proceso en los diagramas de control y potencia.

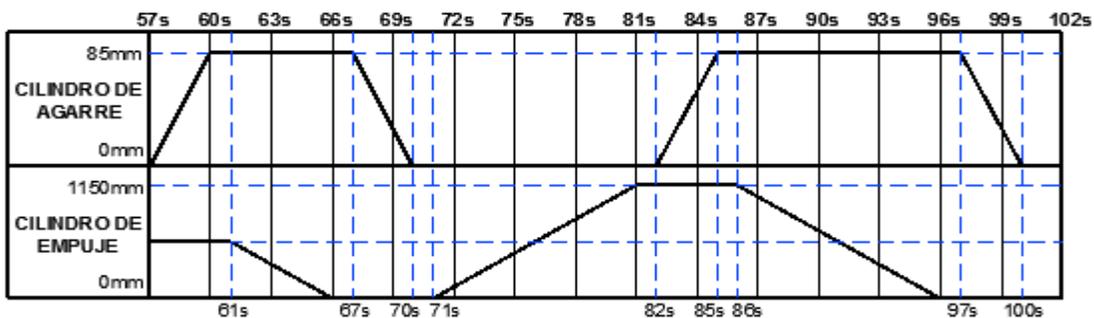


Figura 5. 34 Diagrama de estados – Extracción del tubo

## 5.6 GIRO DEL TUBO

El tubo deberá levantarse antes de ser girado, pues en caso contrario, este chocaría junto con todo el mecanismo de levantamiento y giro, con el dispensador y los tubos almacenados en el. Este proceso se logra accionando el pulsador “GIRO”, el cual acciona el relé “R4”, que a su vez acciona el solenoide “C+” de la válvula 4/3 del cilindro de levantamiento, y el solenoide “E+” de la válvula 4/3 del cilindro de empuje, para así aprovechar el ciclo de giro y dejar listo este último cilindro para trabajar a la inversa de lo antes descrito, pues el mecanismo habrá

<sup>22</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia.

girado 180°.

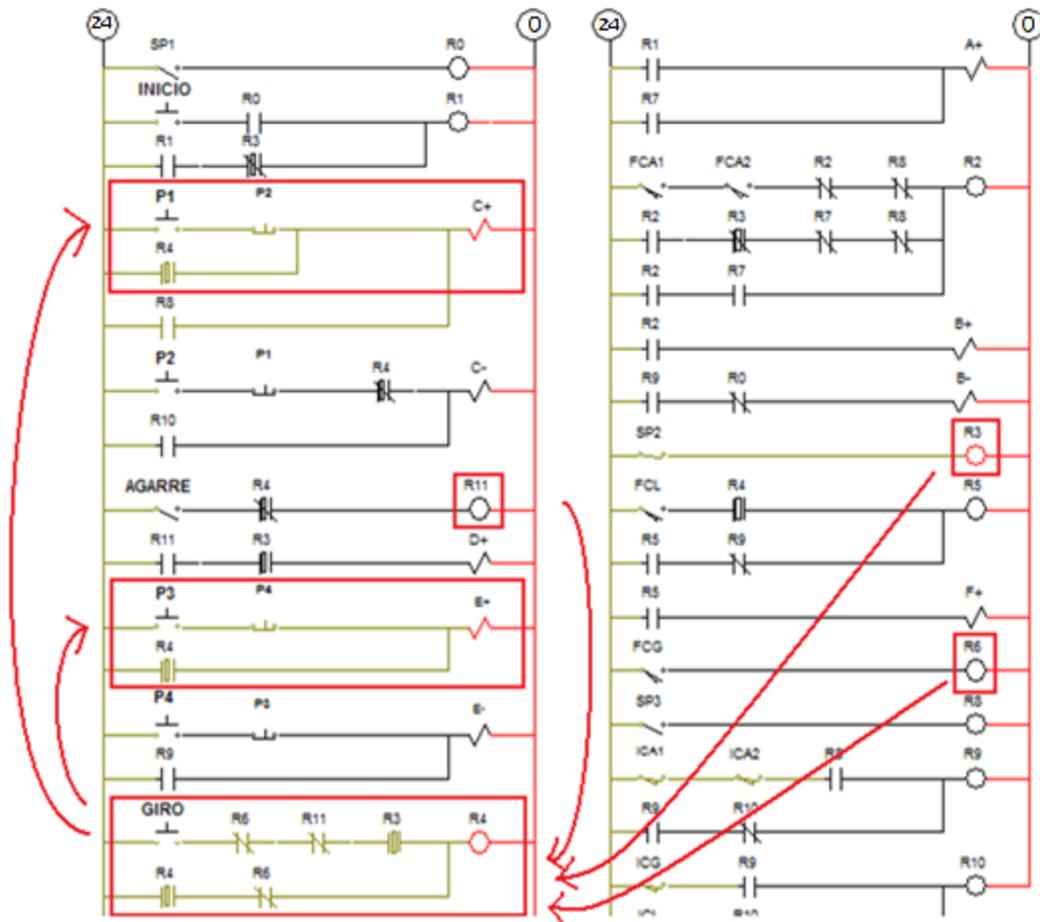


Figura 5. 35 Diagrama de control – Levantamiento del tubo para giro

El relé “R3” me asegura que hay un tubo en la máquina, el relé “R11” previene que el tubo sea girado mientras este está agarrado, pues eso dañaría permanentemente los apoyos del mecanismo de levantamiento y giro; y el relé “R6” asegura que el tubo aún no ha sido girado.

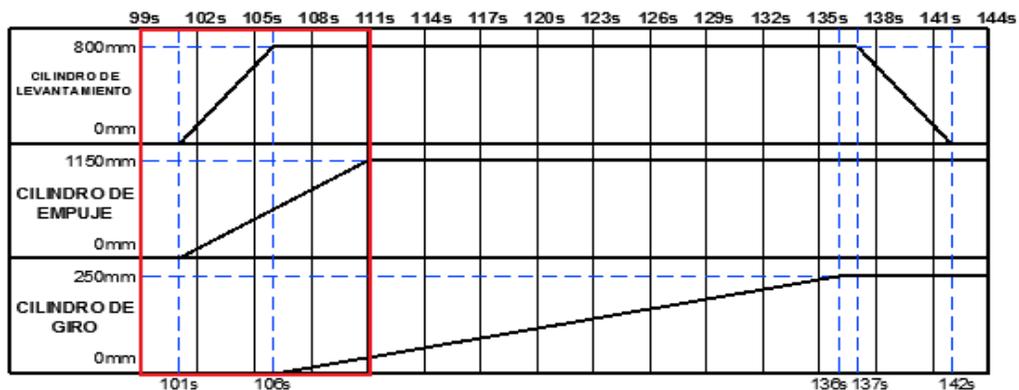


Figura 5. 36 Diagrama de estados – Levantamiento del tubo para giro

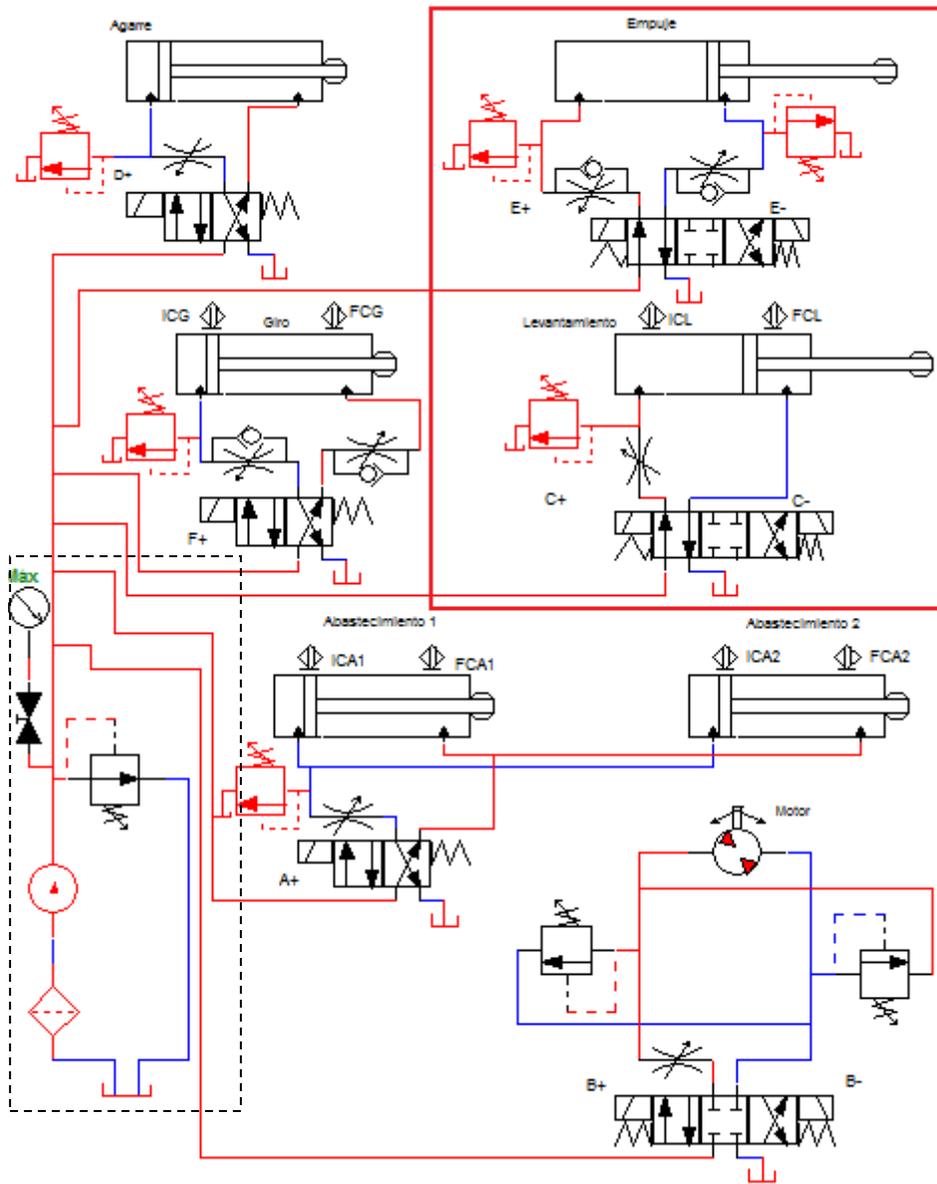
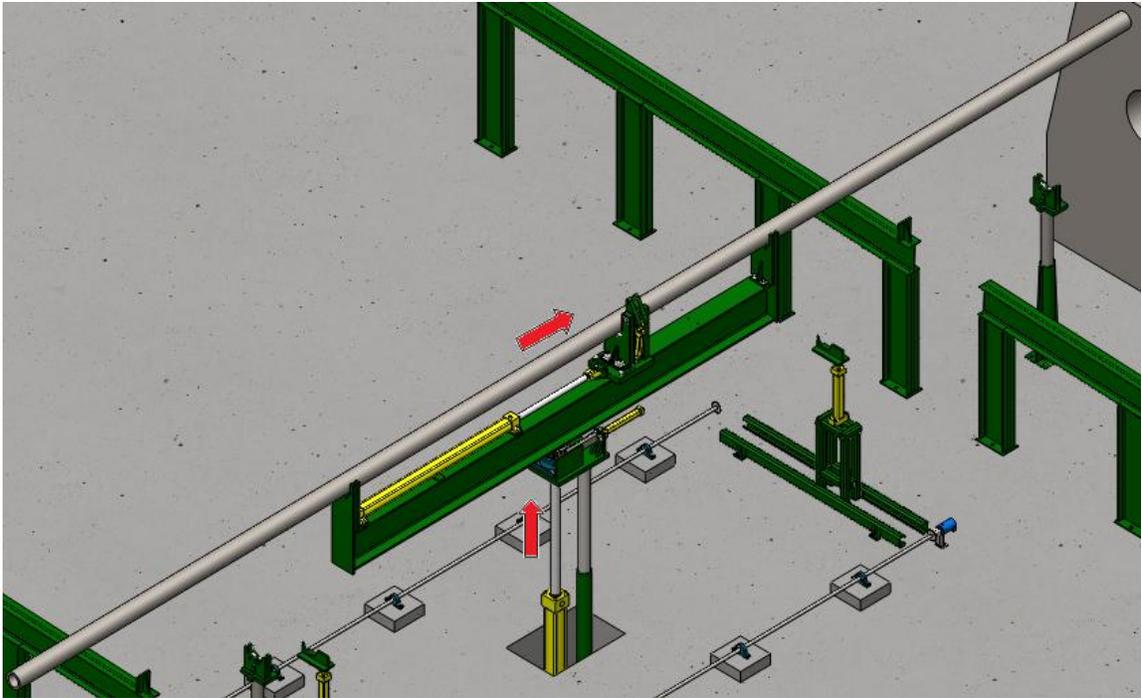


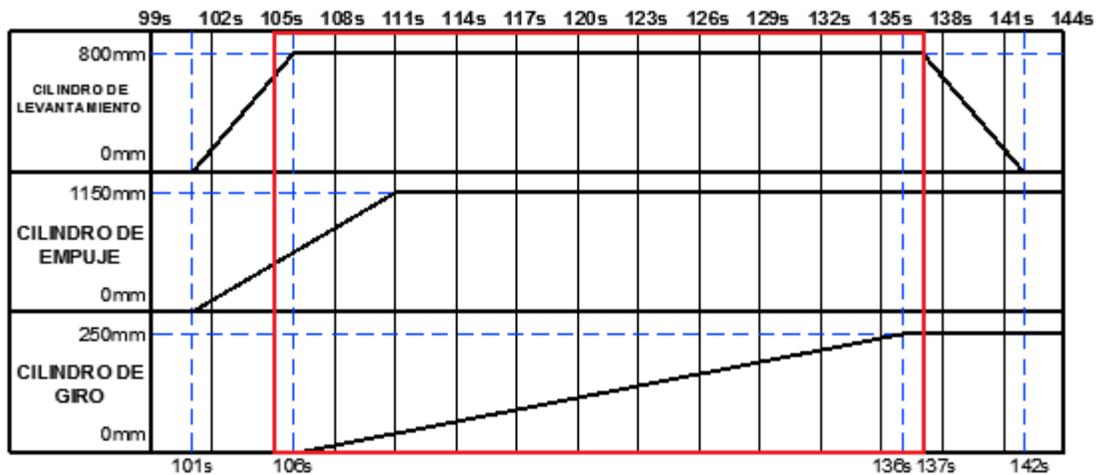
Figura 5. 37 Diagrama de potencia – Levantamiento del tubo para giro



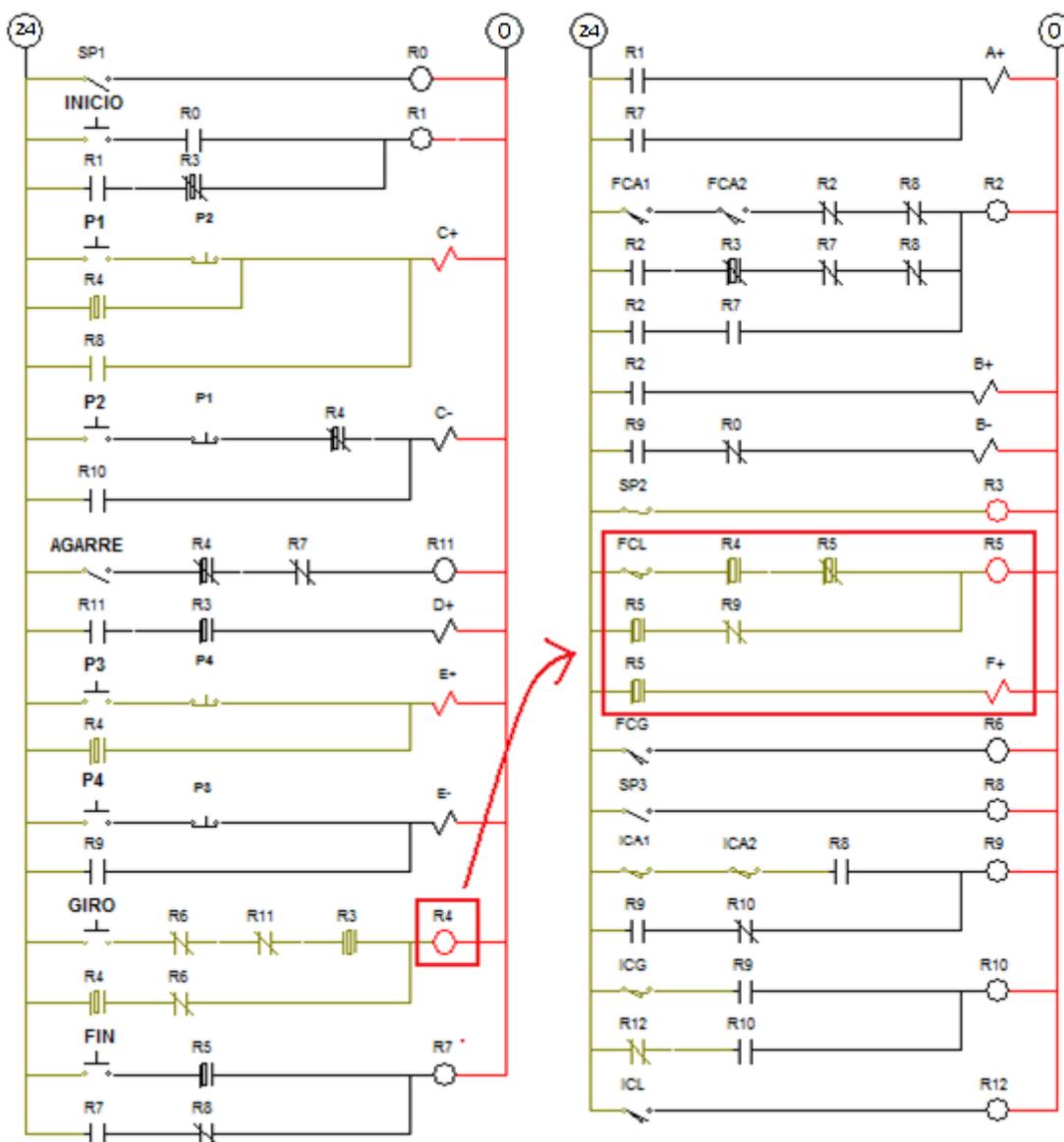
**Figura 5. 38 Levantamiento del tubo para giro**

Debido a la flexión natural del tubo en su centro, el mecanismo de agarre pierde por completo contacto, por lo que el tubo no se moverá mientras el cilindro de empuje sale.

Una vez que el cilindro de levantamiento haya alcanzado su posición más alta, el sensor de final de carrera "FCL" de este cilindro activará el relé "R5", el que a su vez activará el solenoide "F+" de la válvula 4/2 del cilindro de giro, provocando que la viga de levantamiento, junto con todos los mecanismos que alberga, y el tubo, giren 180°.



**Figura 5. 39 Diagrama de estados – Giro del tubo**



**Figura 5. 40 Diagrama de control – Giro del tubo**

El contacto N.A. del relé “R4” en la línea del relé “R5”, se cierra solo después de haber presionado el pulsador “GIRO”. Así nos aseguramos que el giro solo se pueda efectuar con el pulsador asignado, y no por el levantamiento completo del tubo, accidental o voluntario, por parte del operario.

Una vez concluido el giro, el sensor de final de carrera del cilindro de giro “FCG” activará el relé “R6”, que a su vez desenclavará el relé “R4”, desactivando los solenoides C+ y E+ y previniendo que el pulsador “GIRO” vuelva a tener efecto.

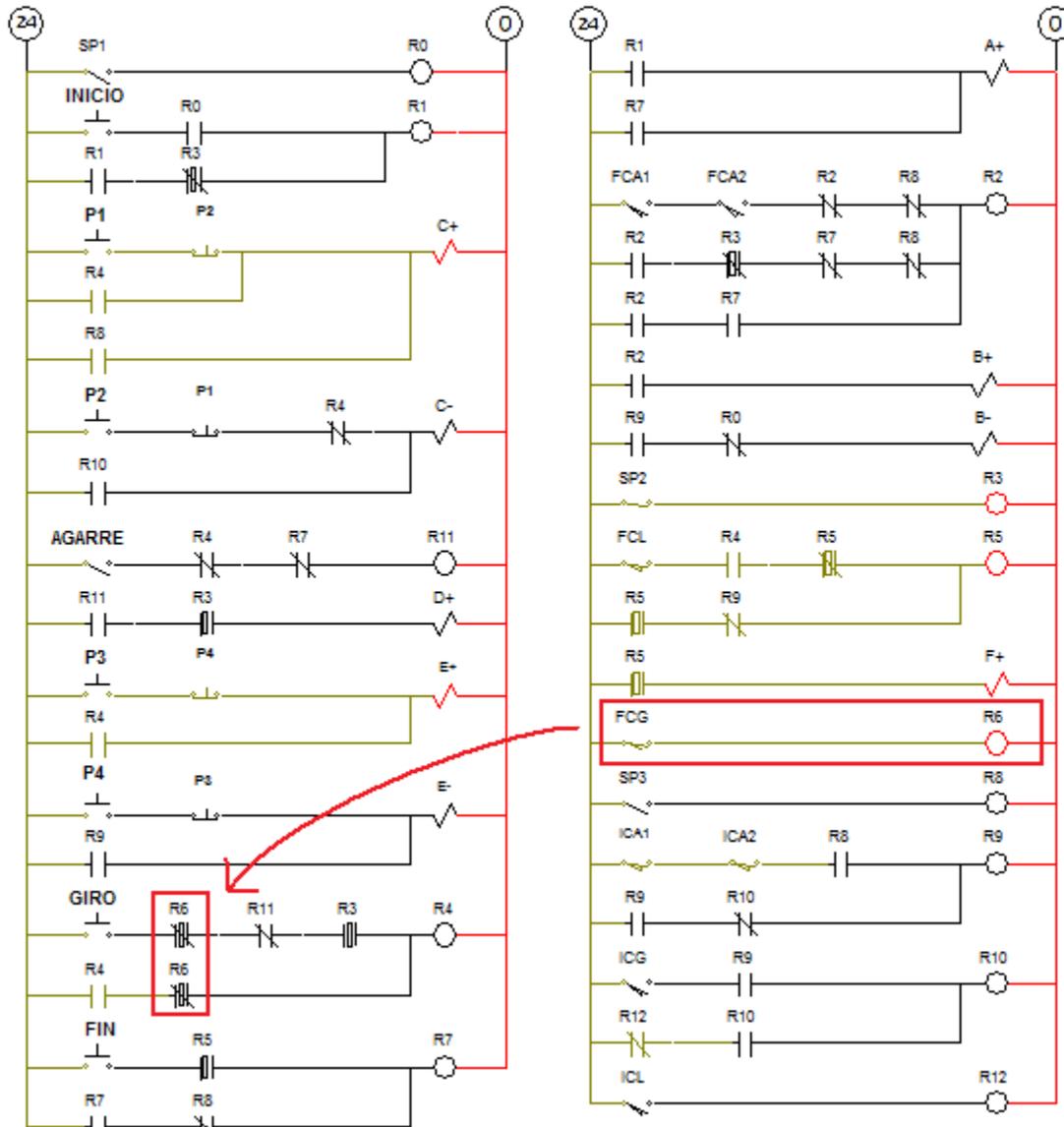


Figura 5. 41 Diagrama de control – Bloqueo del pulsador de giro

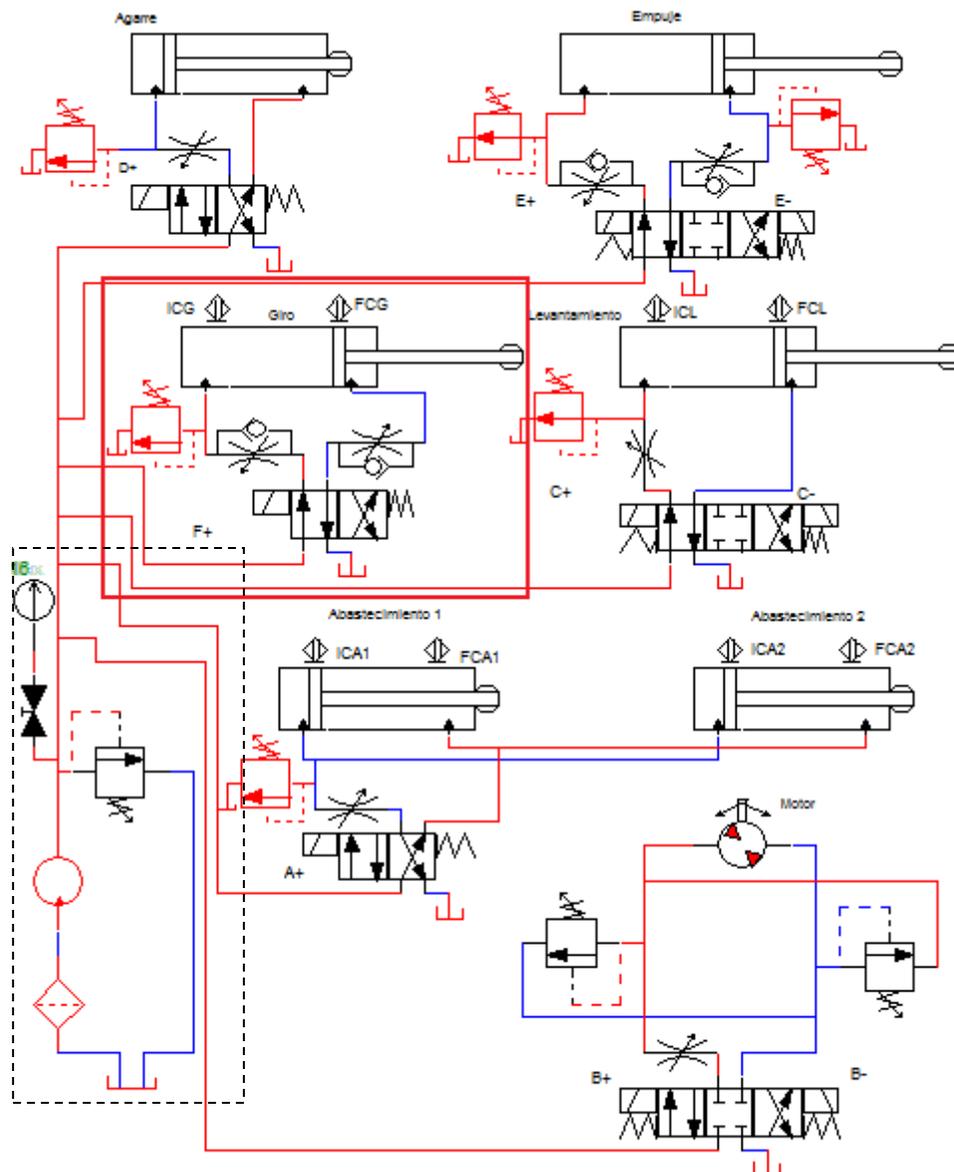
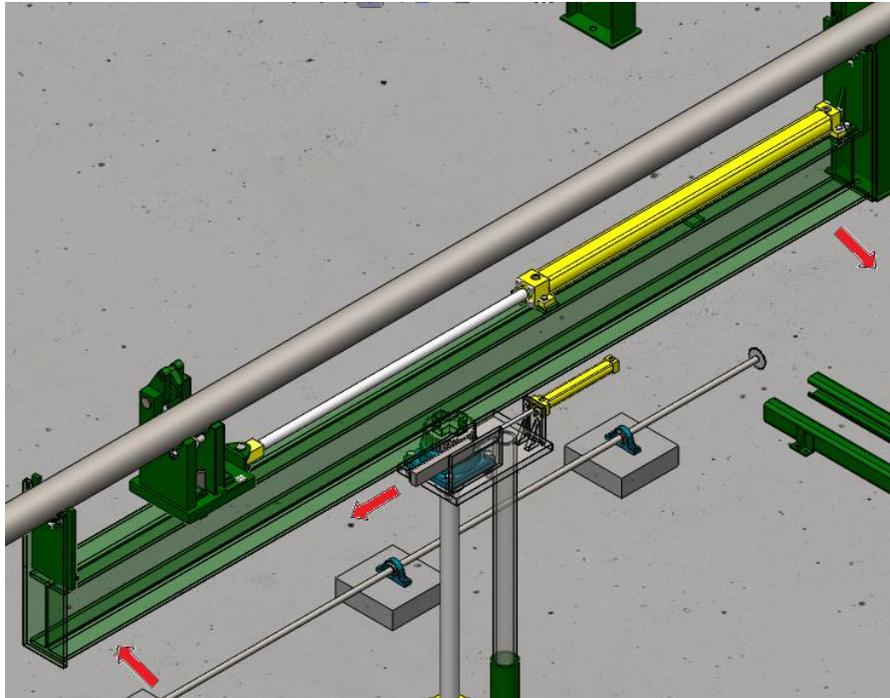


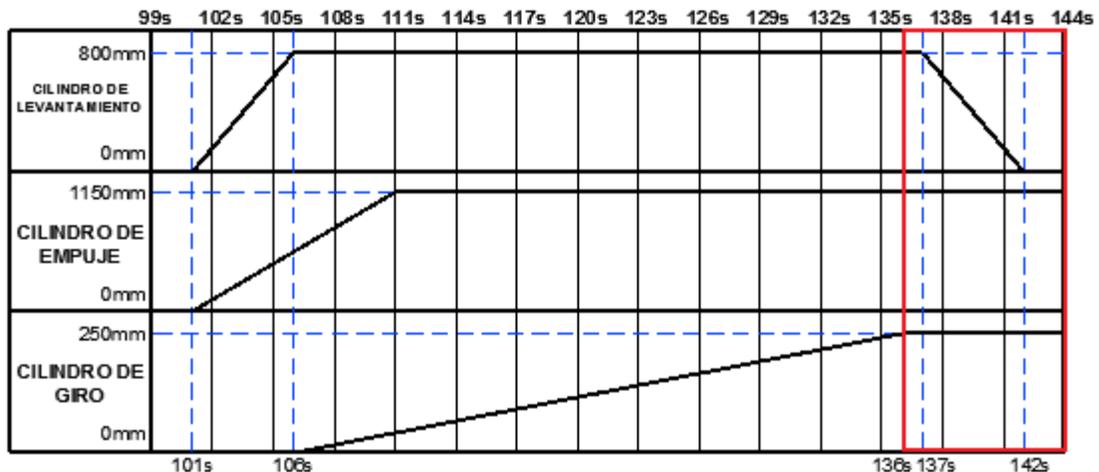
Figura 5. 42 Diagrama de potencia – Giro del tubo



**Figura 5. 43 Giro del tubo**

Se ha construido un actuador de giro de 180° por medio de un sistema piñón cremallera y un cilindro hidráulico. También se ha incorporado un sistema anti giro, pues cuando la cremallera empuja al piñón el vástago del cilindro de levantamiento tenderá a girar.

Una vez concluido el giro, el operario deberá regular la altura de trabajo como se planteó anteriormente en el paso 3.



**Figura 5. 44 Diagrama de estados – Regulación de la altura de trabajo después del giro**

## 5.7 INSERCIÓN DEL TUBO DESPUÉS DEL GIRO <sup>23</sup>

Al igual que la inserción del tubo antes del giro, esta inserción también es un proceso enteramente manual y similar al antes descrito, con la única diferencia de que ahora el pulsador “P4” servirá insertar el tubo y el pulsador “P3” para extraerlo o para regresar el mecanismo de agarre lo suficiente para seguir insertando el tubo en el torno.

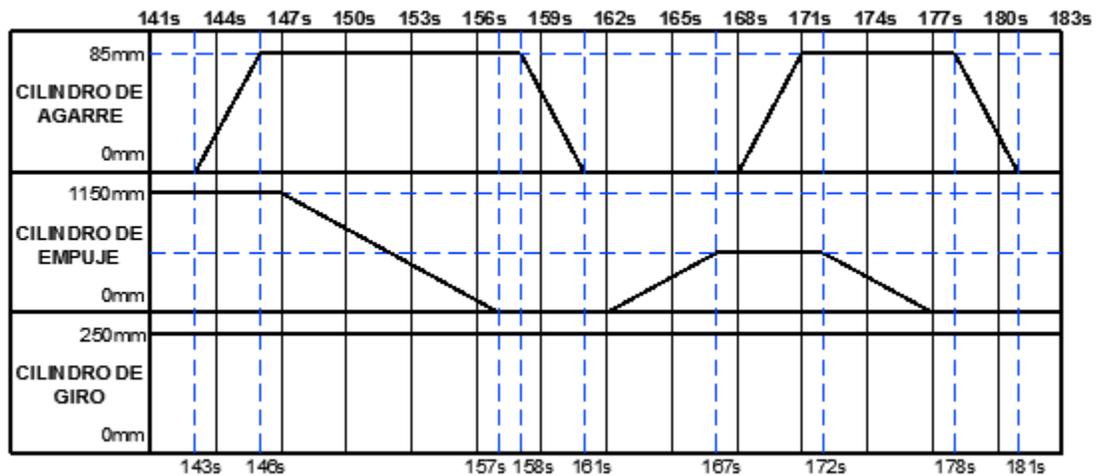


Figura 5. 45 Diagrama de estados – Inserción después del giro

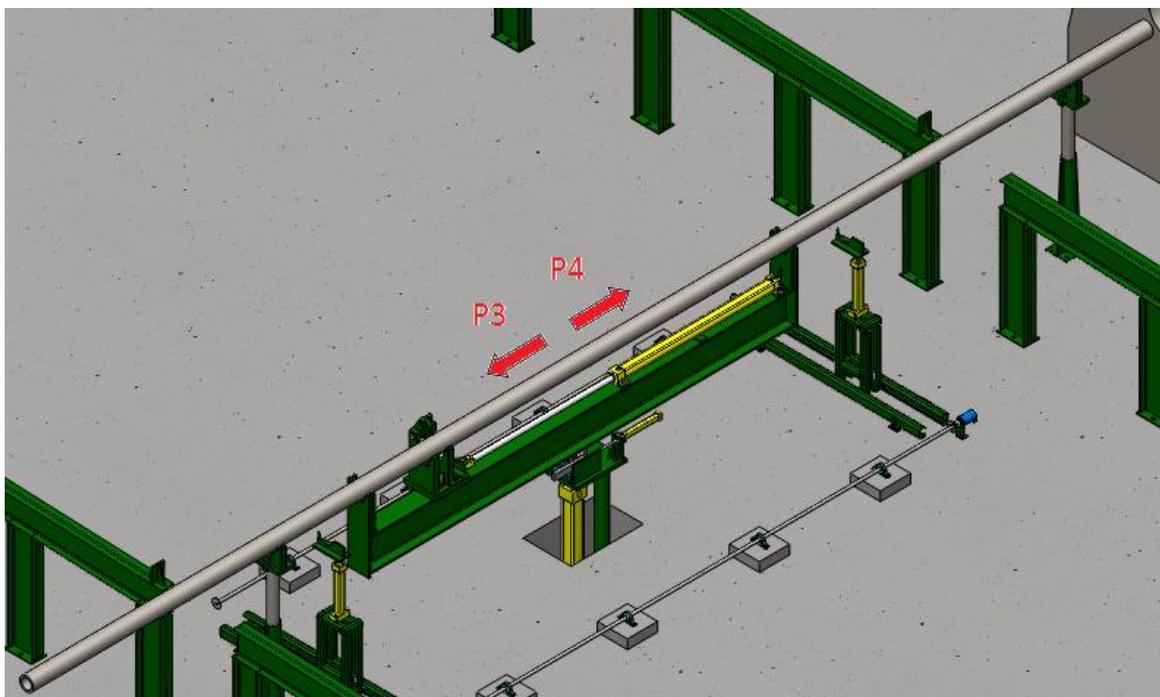


Figura 5. 46 Inserción después del giro

<sup>23</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia.

## 5.8 EXTRACCIÓN DEL TUBO DESPUÉS DEL GIRO <sup>24</sup>

La extracción del tubo después del giro se realiza a la manera inversa de la inserción después del giro.

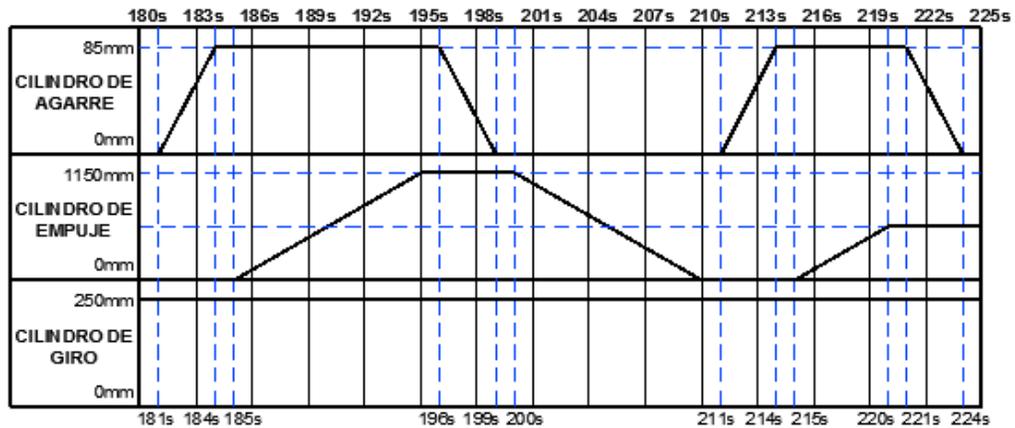


Figura 5. 47 Extracción del tubo después del giro

## 5.9 DESABASTECIMIENTO Y RESETEO DEL SISTEMA

Este proceso se da de manera automática, por medio del pulsador “FIN”, el que a su vez activa el relé “R7” que activa el solenoide “A+” de la válvula 4/2 de los cilindros de abastecimiento, provocando que estos salgan y levanten el tubo.

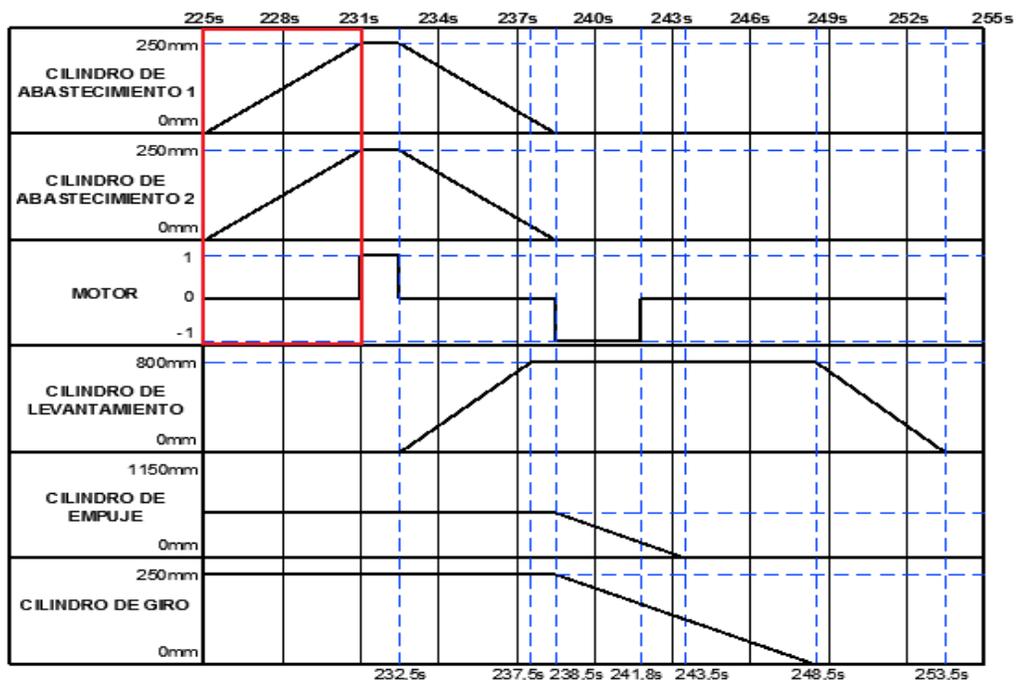
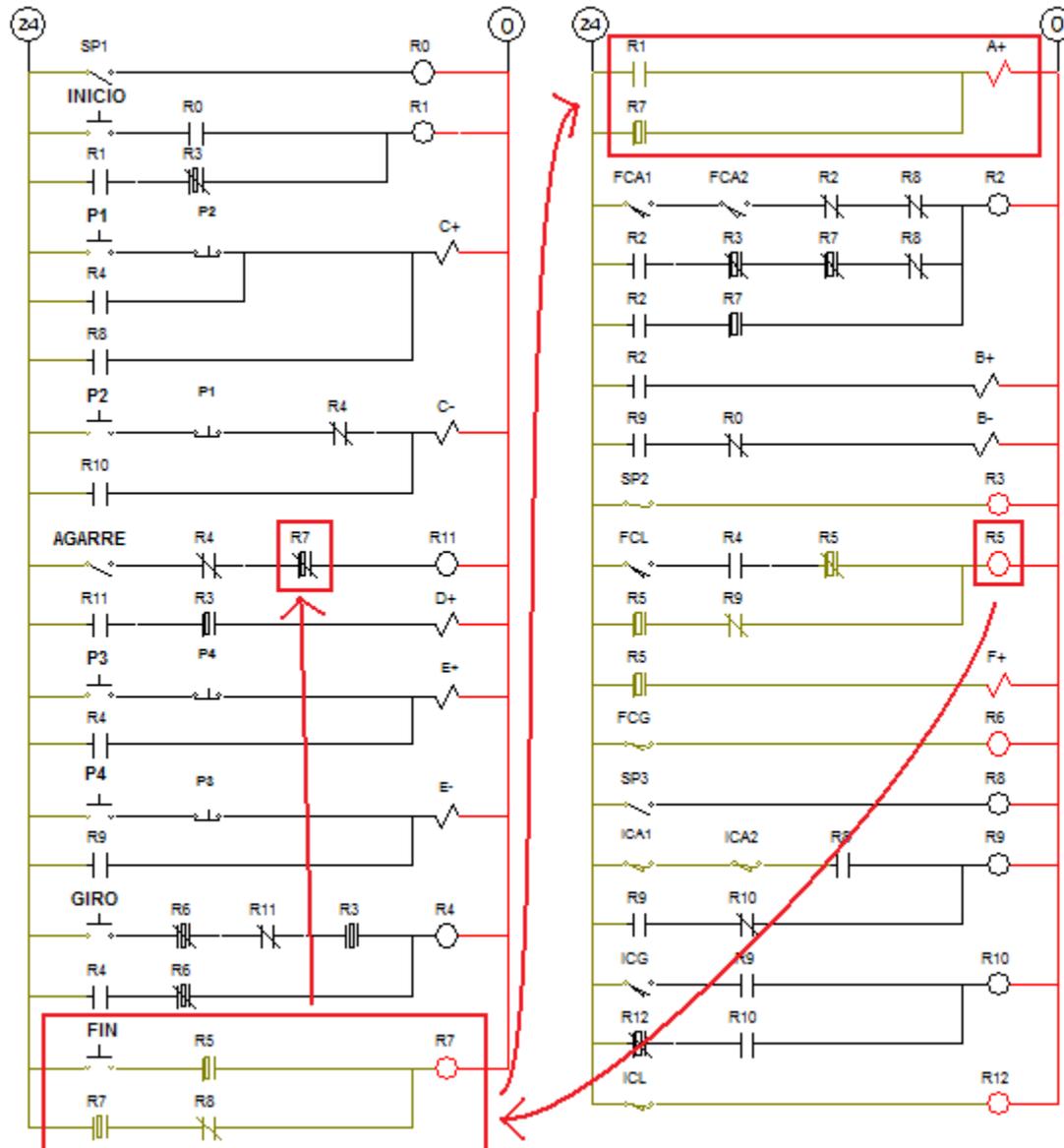


Figura 5. 48 Diagrama de estados – Levantamiento del tubo para desabastecimiento

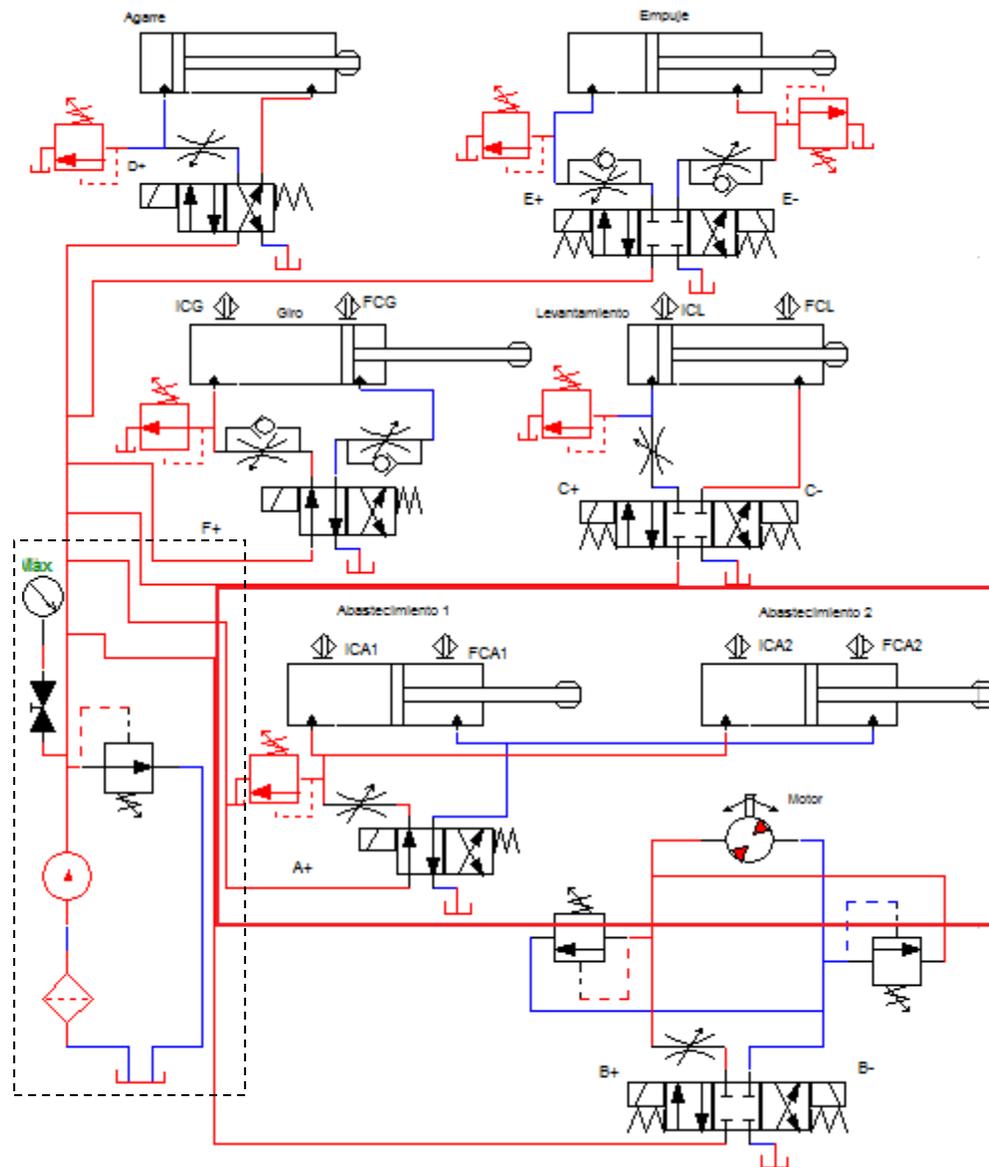
<sup>24</sup> Todos los gráficos de esta sección son de fuente propia.



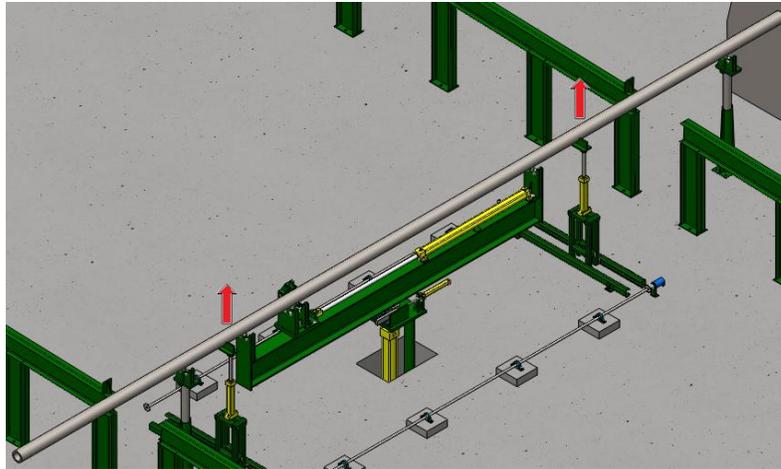
**Figura 5. 49 Diagrama de control - Levantamiento del tubo para desabastecimiento**

Como vemos el contacto N.C. del relé “R7”, en la línea del pulsador “AGARRE”, se abre para prevenir que el tubo esté agarrado cuando este es levantado, pues esto dañaría los elementos del mecanismo de agarre.

Por otro, el contacto N.A. del relé “R5” en la línea del pulsador “FIN” está cerrado, indicándonos que el tubo ya ha sido girado, pues caso contrario, el tubo chocaría con el mecanismo de agarre.

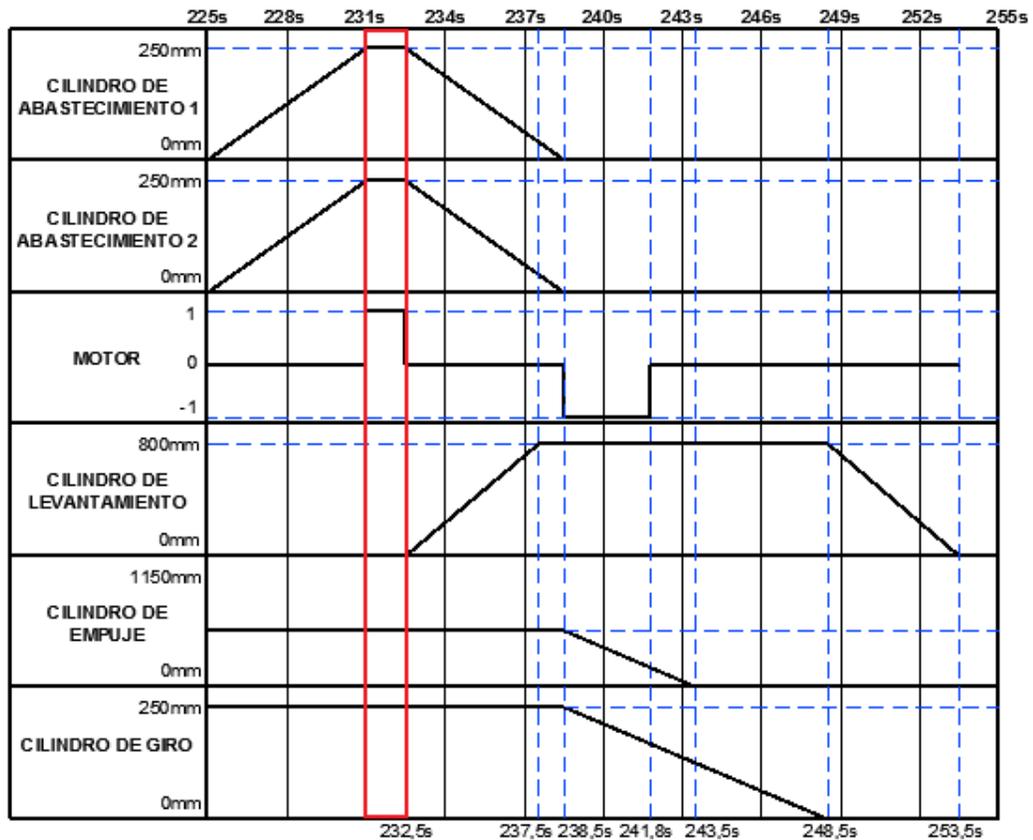


**Figura 5. 50 Diagrama de potencia - Levantamiento del tubo para desabastecimiento**

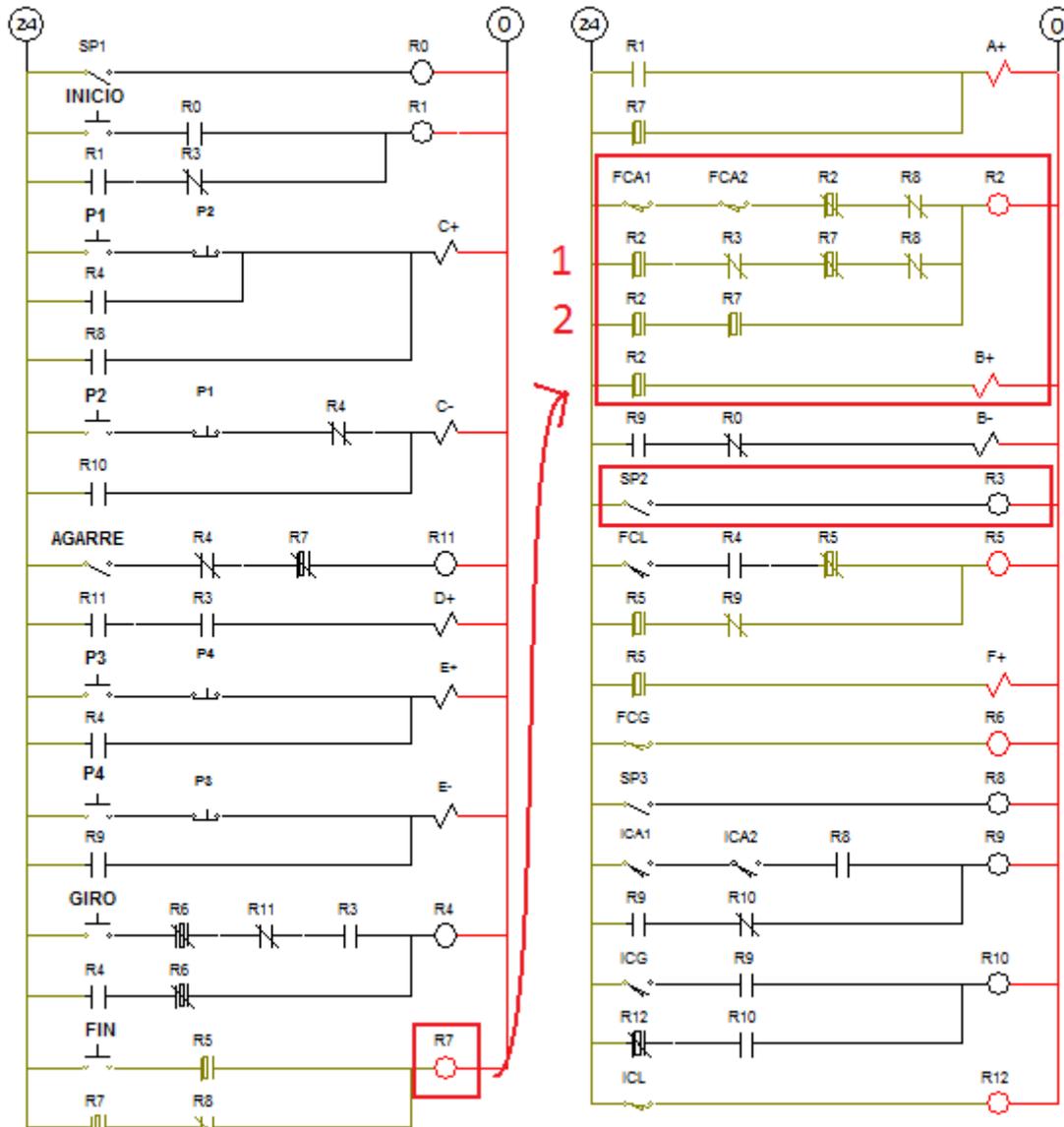


**Figura 5. 51 Levantamiento del tubo para desabastecimiento**

Una vez que los 2 cilindros de abastecimiento lleguen a su posición final, los sensores de final de carrera de los cilindros de abastecimiento, “FCA1” Y “FCA2”, activarán el relé “R2”, el que a su vez, activará el solenoide “B+” de la válvula 4/3 del motor de abastecimiento, provocando que este gire moviendo el carro de abastecimiento a través de una cadena.

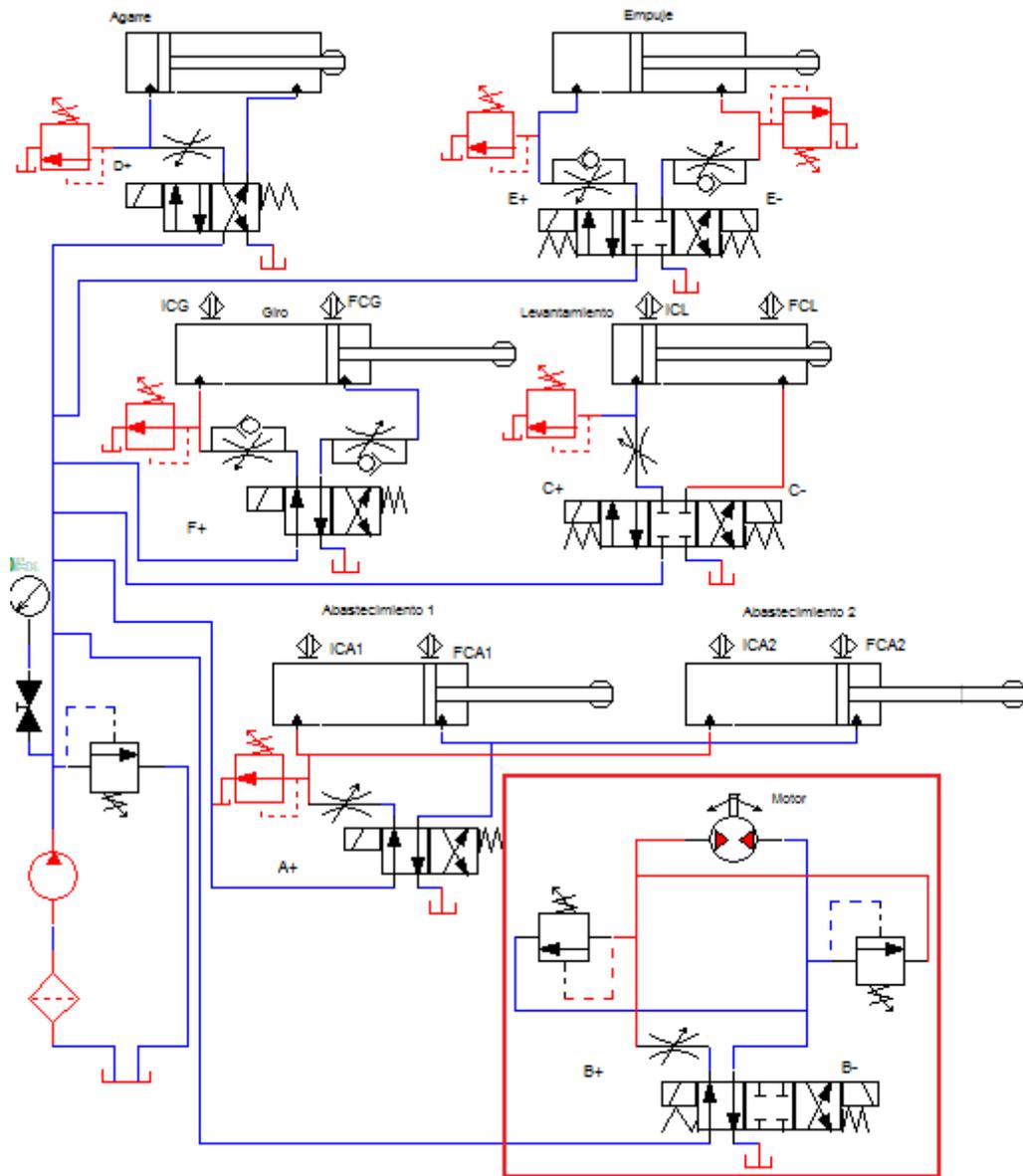


**Figura 5. 52 Diagrama de estados – Accionamiento del motor para desabastecimiento**

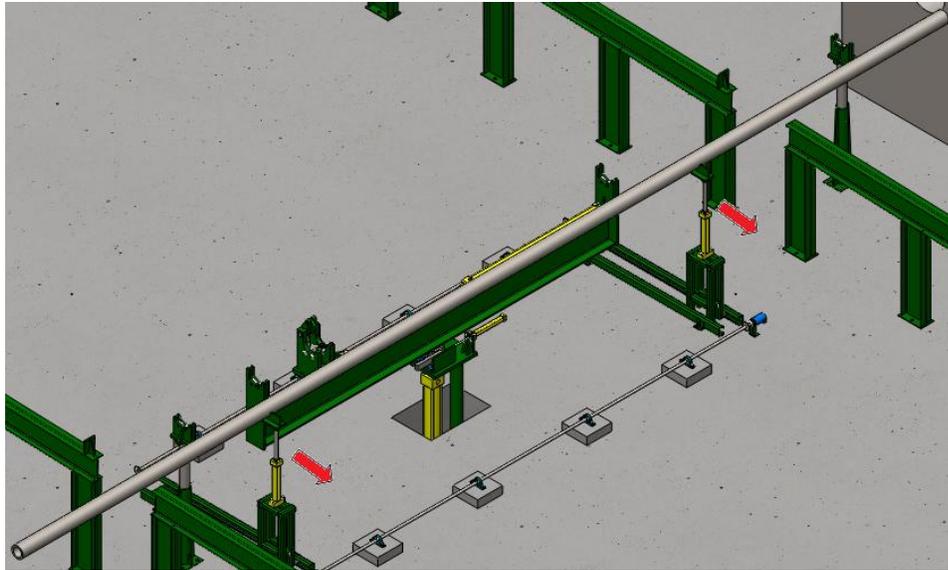


**Figura 5. 53 Diagrama de control – Accionamiento del motor para desabastecimiento**

Como podemos ver, el sensor de posición “SP2” se desactiva, pues el carro de abastecimiento ha avanzado. El contacto N.C. del relé “R7” en la línea 1 está abierto, pues su relé permanece enclavado, previniendo la alimentación del relé “R2” por varias líneas. El contacto N.A. del relé “R7” en la línea 2 está cerrado, por lo que se usará esta línea para enclavar el relé “R2”. Esta línea es necesaria pues, antes de que el carro de abastecimiento avance, el relé “R3” permanece activo, y su contacto N.C. de la línea 1 abierto, por lo que el relé “R2” no se activaría sin la línea 2, y el carro de abastecimiento jamás avanzaría.

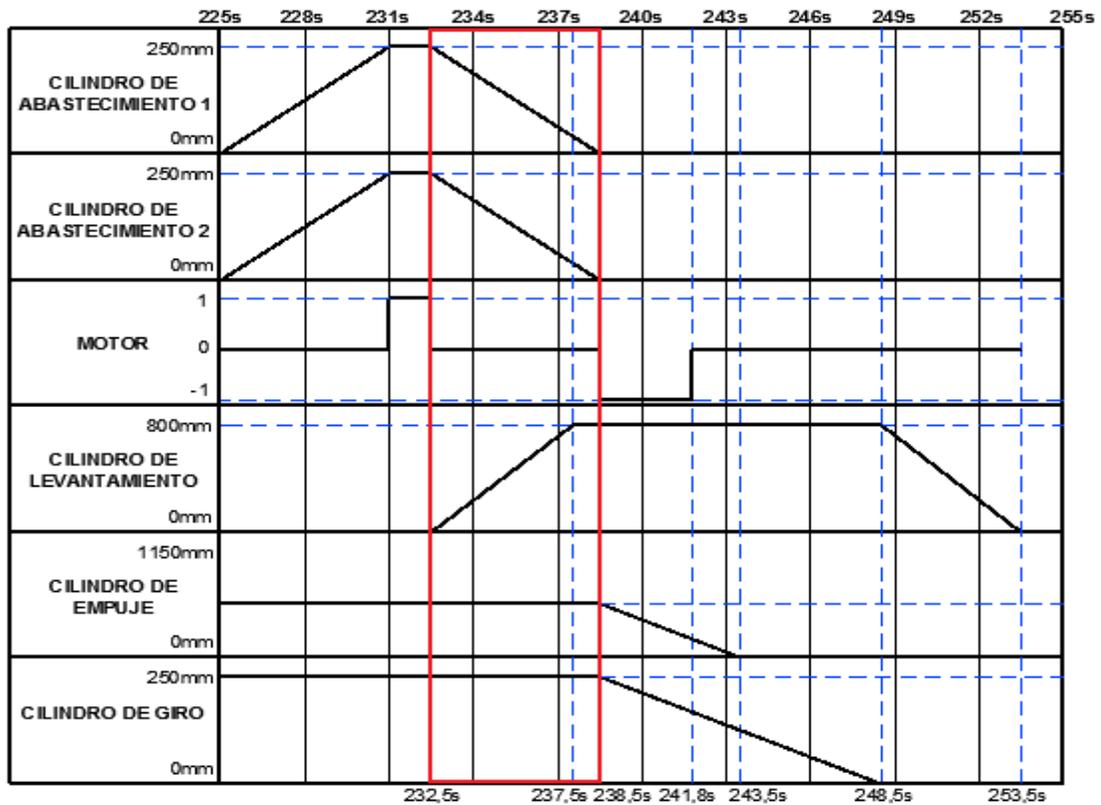


**Figura 5. 54 Diagrama de potencia – Accionamiento del motor para desabastecimiento**



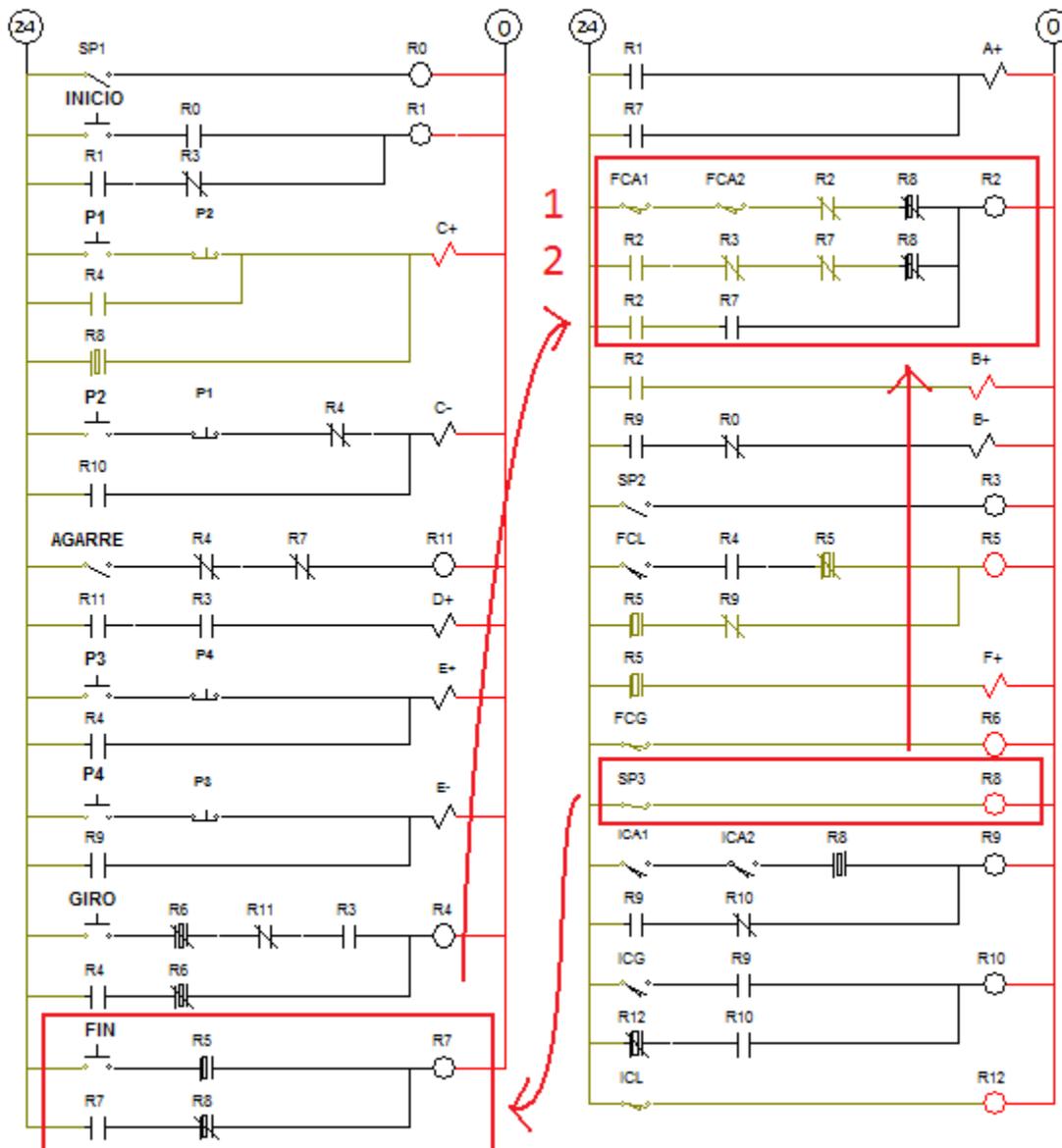
**Figura 5. 55 Accionamiento del motor para desabastecimiento**

Cuando el carro de abastecimiento alcance su posición final, el sensor de posición “SP3” será activado, el mismo que activa el relé “R8” para desenclavar el relé “R7”.



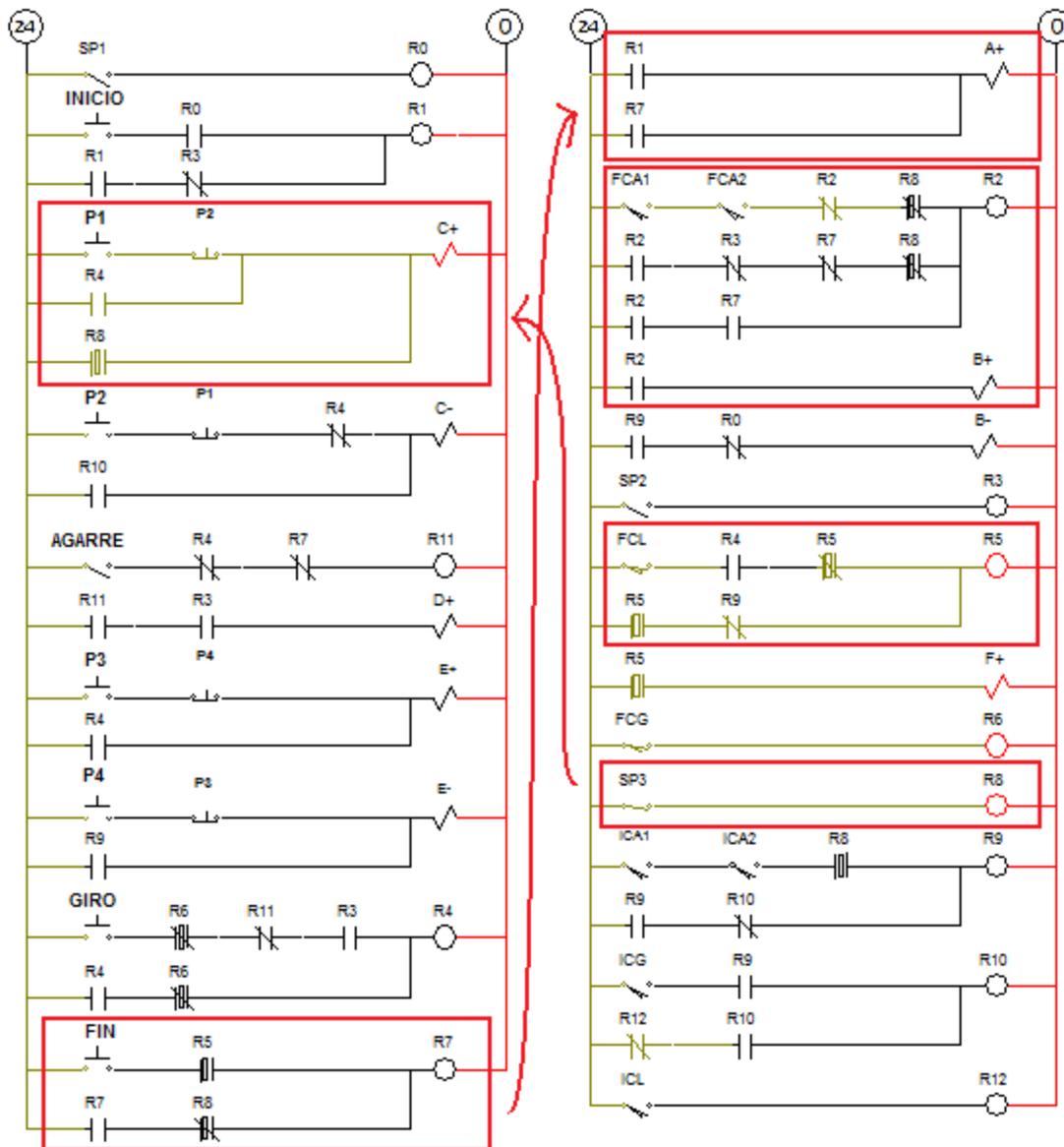
**Figura 5. 56 Diagrama de estados – Regreso de los cilindros de abastecimiento para dejar el tubo terminado y salida del cilindro de levantamiento para reseteo**

Los contactos N.C. del relé “R8” que se abren en las líneas 1 y 2 del relé “R2”, son necesarios pues, al desenclavar el relé “R7” el contacto N.C. del relé “R2” que permanecía abierto en la línea 1 se cerraría, abasteciendo al relé “R2” con energía. De manera similar, al cerrarse el contacto N.C. del relé “R7” que permanecía abierto en la línea 2, la línea se energizaría, abasteciendo al relé “R2” con energía, por lo que el solenoide “B+” de la válvula 4/3 del motor de abastecimiento seguiría energizado, provocando que el carro de abastecimiento no se detenga.



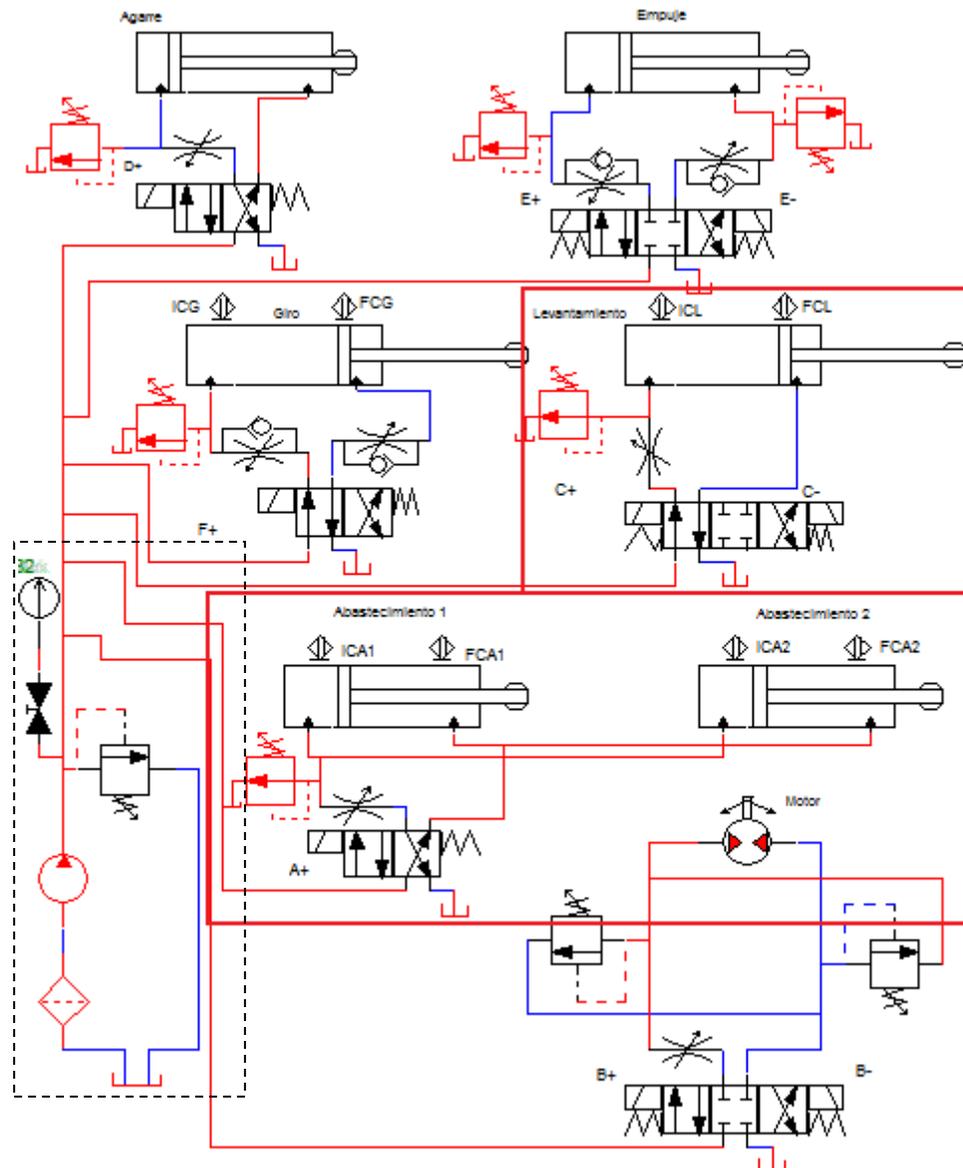
**Figura 5. 57 Diagrama de control – Detención del carro de abastecimiento en su posición final.**

Una vez que el carro de abastecimiento se detenga al des enclavarse el relé “R2”, los cilindros de abastecimiento regresarán debido al des enclavamiento del relé “R7”, dejando el tubo terminado. Un contacto N.A. del relé “R8” activará el solenoide “C+” de la válvula 4/3 del cilindro de levantamiento, provocando que este salga.



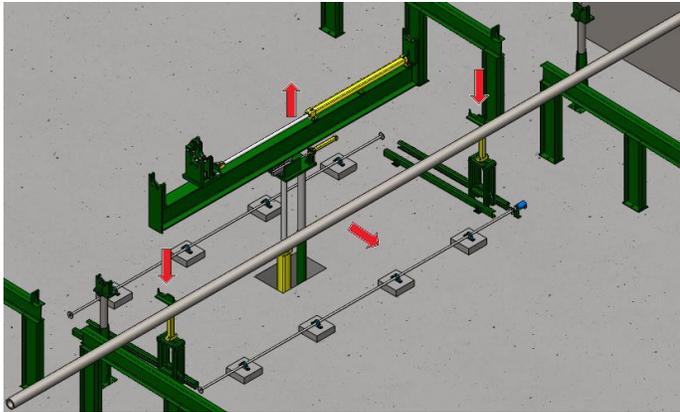
**Figura 5. 58 Diagrama de control - Regreso de los cilindros de abastecimiento para dejar el tubo terminado y salida del cilindro de levantamiento para reseteo**

El sensor de final de carrera “FCL” del cilindro de levantamiento se activará, mas no tendrá efecto alguno, pues existe un contacto N.A. del relé “R4” en esta línea.



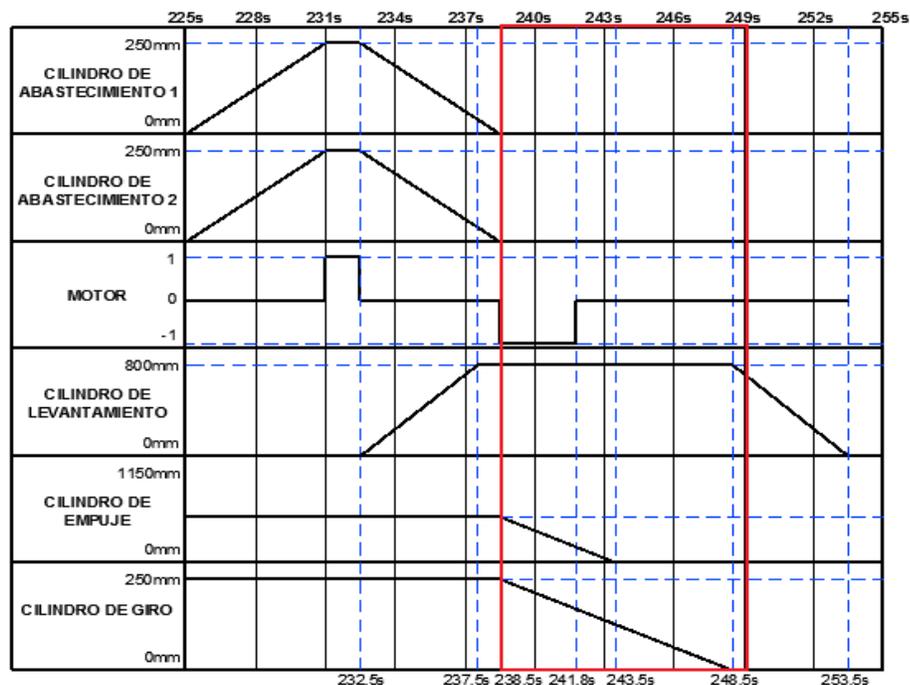
**Figura 5. 59 Diagrama de potencia - Regreso de los cilindros de abastecimiento para dejar el tubo terminado y salida del cilindro de levantamiento para reseteo**

Es importante acotar que a los cilindros de abastecimiento les toma 6 segundos regresar, mientras que al cilindro de levantamiento le toma 5 segundos salir.

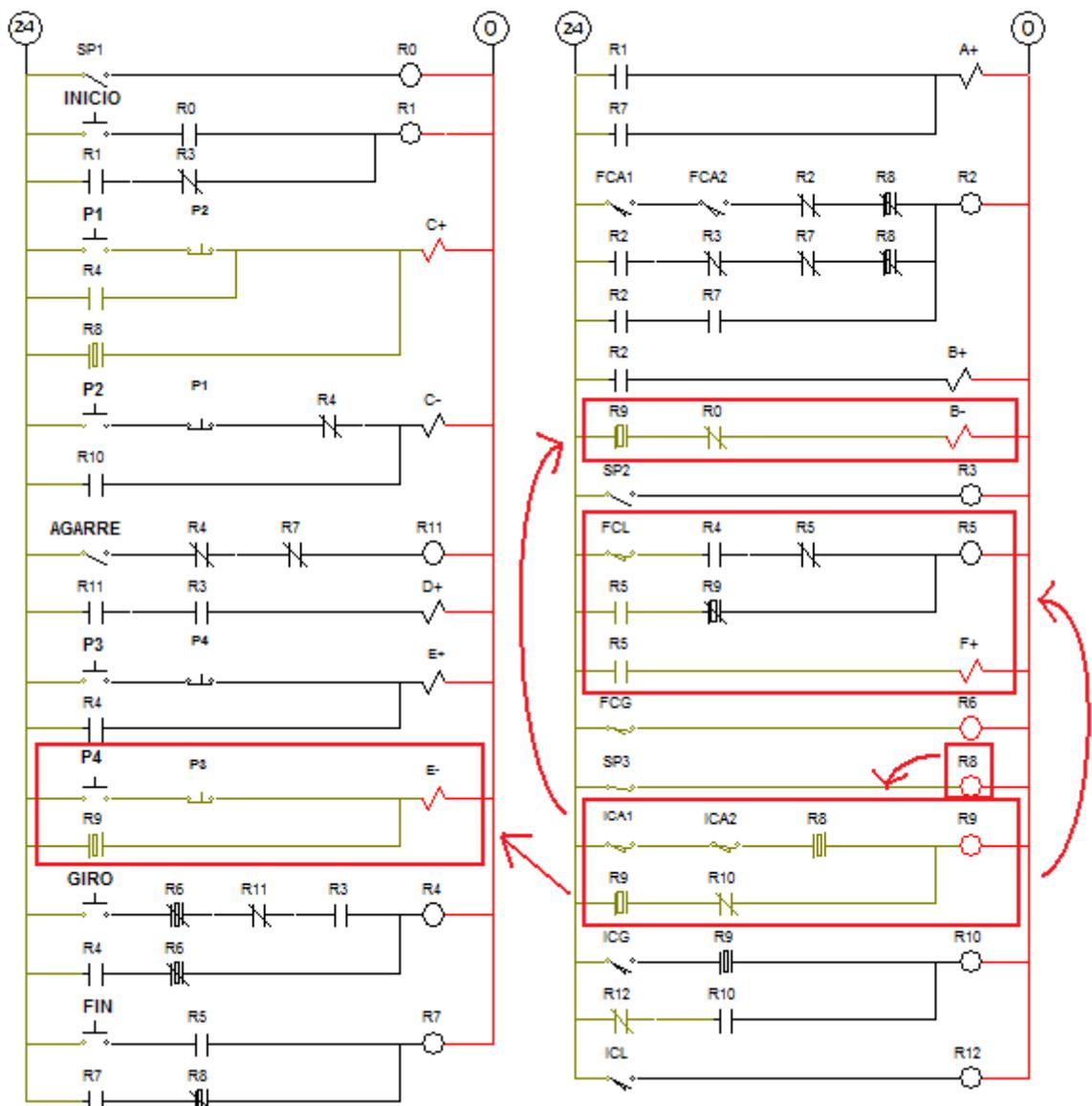


**Figura 5. 60 Regreso de los cilindros de abastecimiento para dejar el tubo terminado y salida del cilindro de levantamiento para reseteo**

Una vez que los cilindros de abastecimiento hayan regresado por completo, sus sensores de inicio de carrera activarán el relé “R9”, el que a su vez energiza el solenoide “B-“ de la válvula 4/3 del motor de abastecimiento, provocando que este gire en sentido contrario, regresando el carro de abastecimiento hasta su posición inicial. También energizará el solenoide “E-“ de la válvula 4/3 del cilindro de empuje, regresando este cilindro a su posición inicial. Por otro lado desenclavará el relé “R5” el cual mantenía el solenoide “F+“ de la válvula 4/2 del cilindro de giro energizado, regresando también este cilindro a su posición inicial.

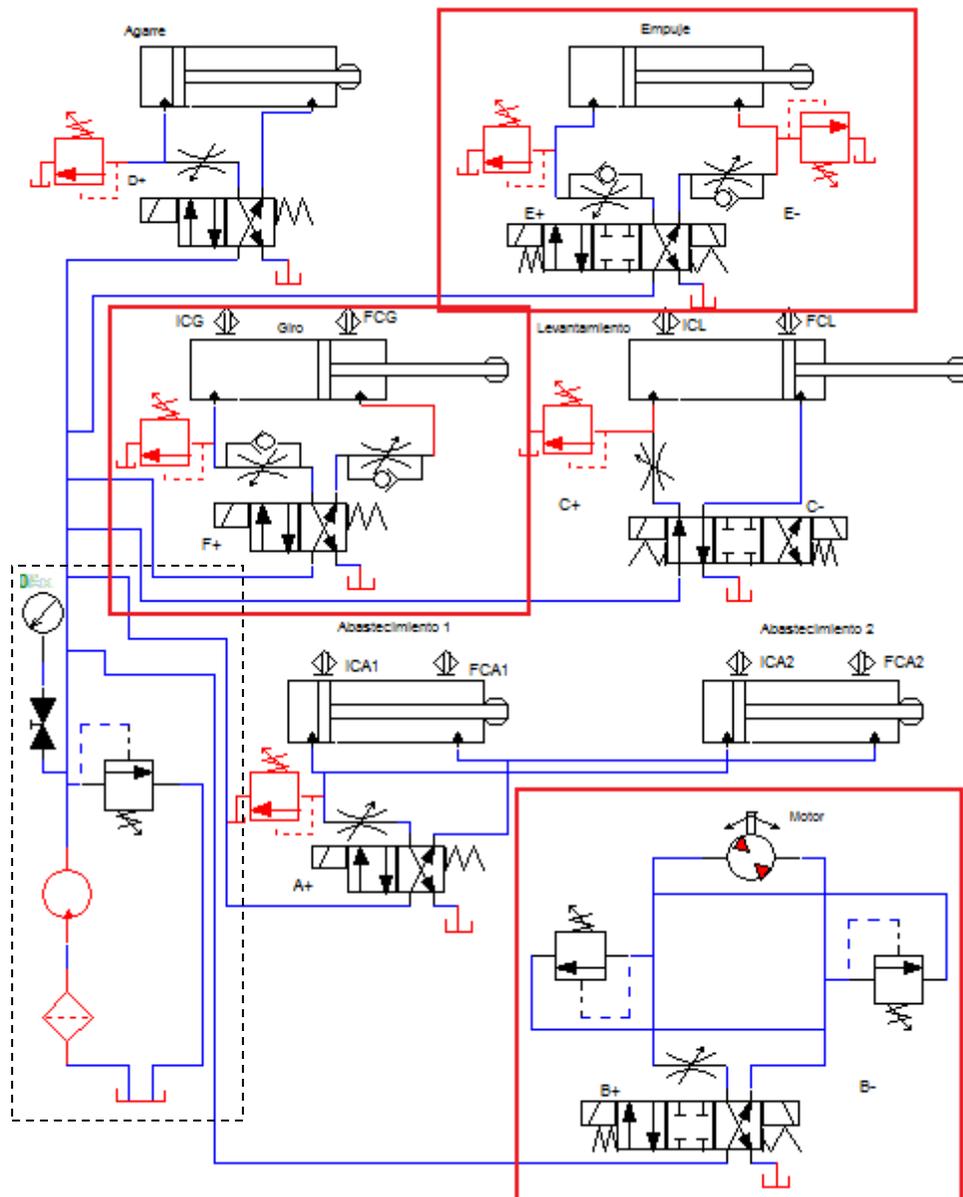


**Figura 5. 61 Diagrama de estados – Accionamiento del motor y regreso de los cilindros de empuje y giro para reseteo**

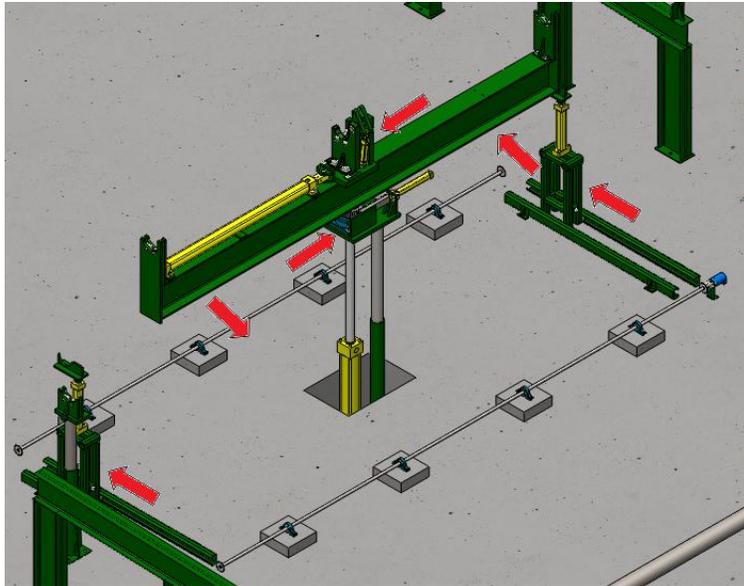


**Figura 5. 62 Diagrama de control – Accionamiento del motor y regreso de los cilindros de empuje y giro para reseteo**

El contacto N.A. del relé “R8” que se encuentra cerrado en la línea del relé “R9”, asegura que este no se active antes, cuando los cilindros de abastecimiento regresan por completo dejando el tubo en la máquina, pues este contacto solo se cierra una vez que el carro de abastecimiento haya alcanzado su posición final.

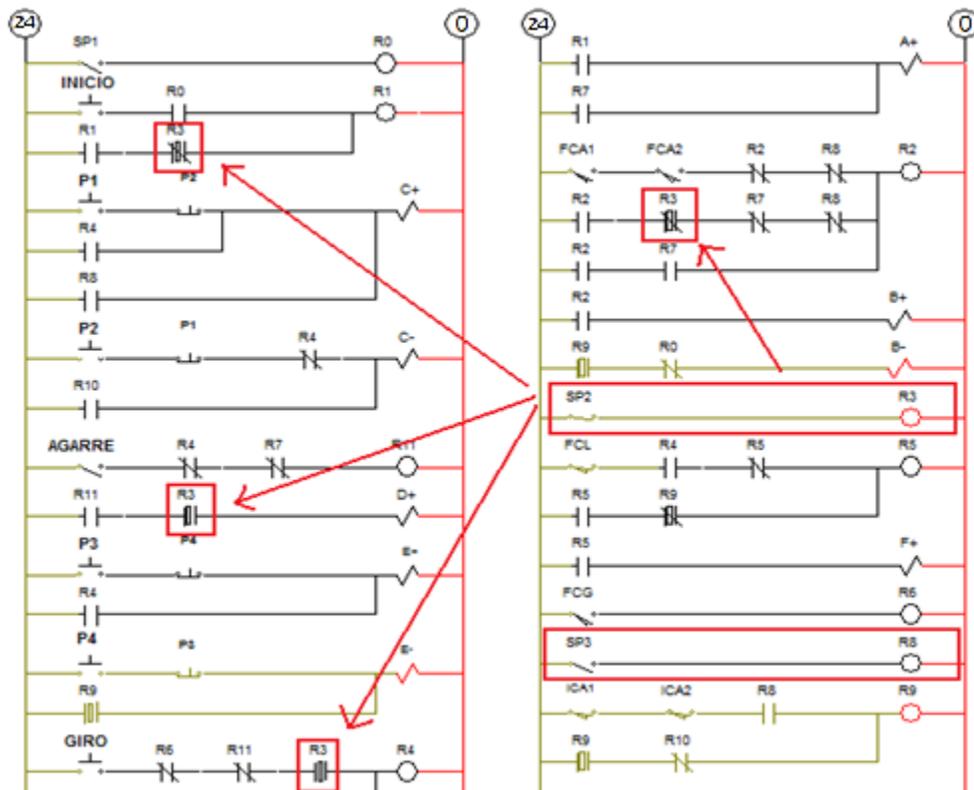


**Figura 5. 63 Diagrama de potencia – Accionamiento del motor y regreso de los cilindros de empuje y giro para reseteo**



**Figura 5. 64 Accionamiento del motor y regreso de los cilindros de empuje y giro para reseteo**

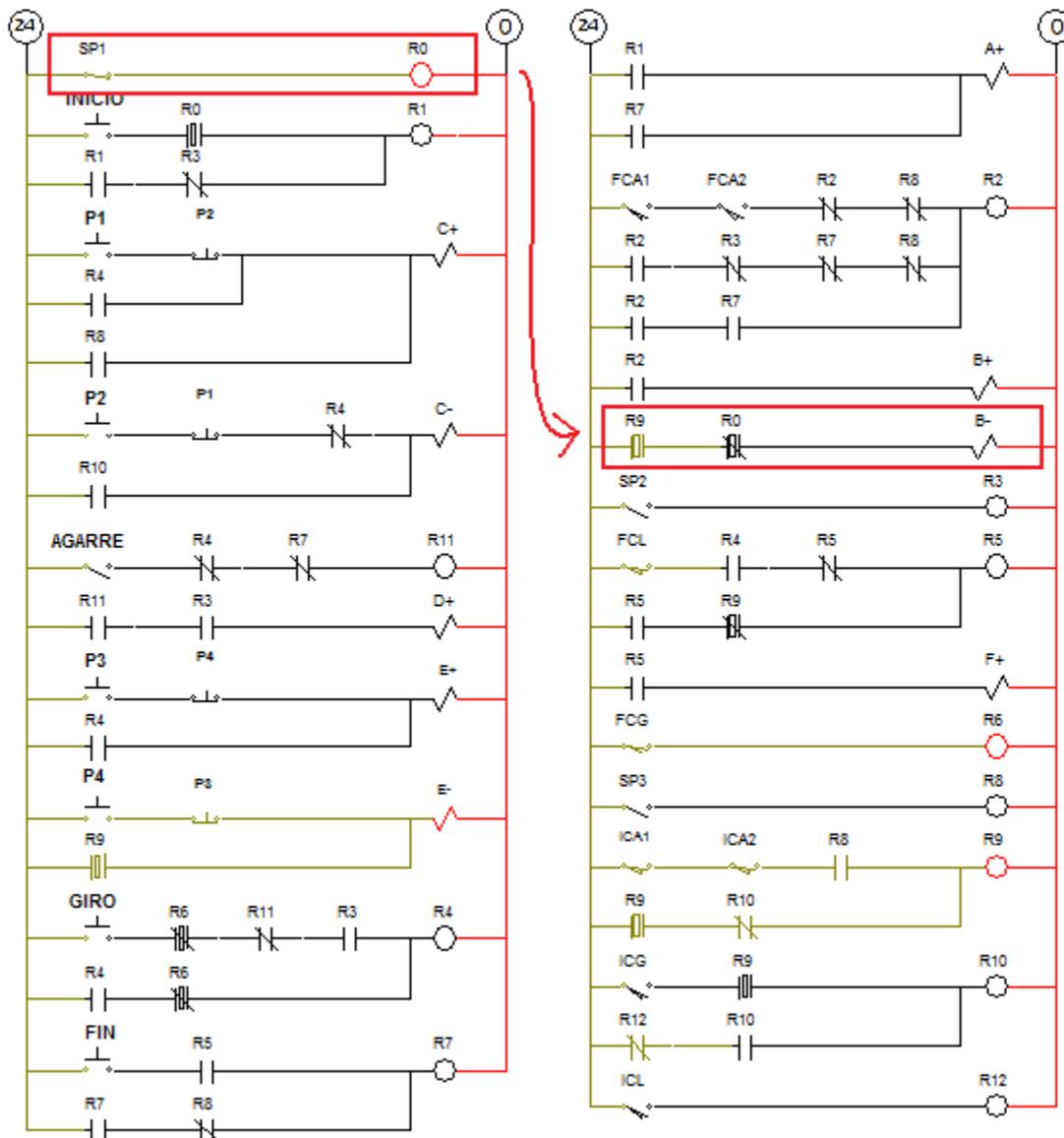
En su trayectoria, el carro de abastecimiento accionará el sensor de posición “SP2”, el cual activa el relé “R3” sin ningún efecto, como se puede apreciar a continuación. También se desactiva el sensor de posición “SP3”.



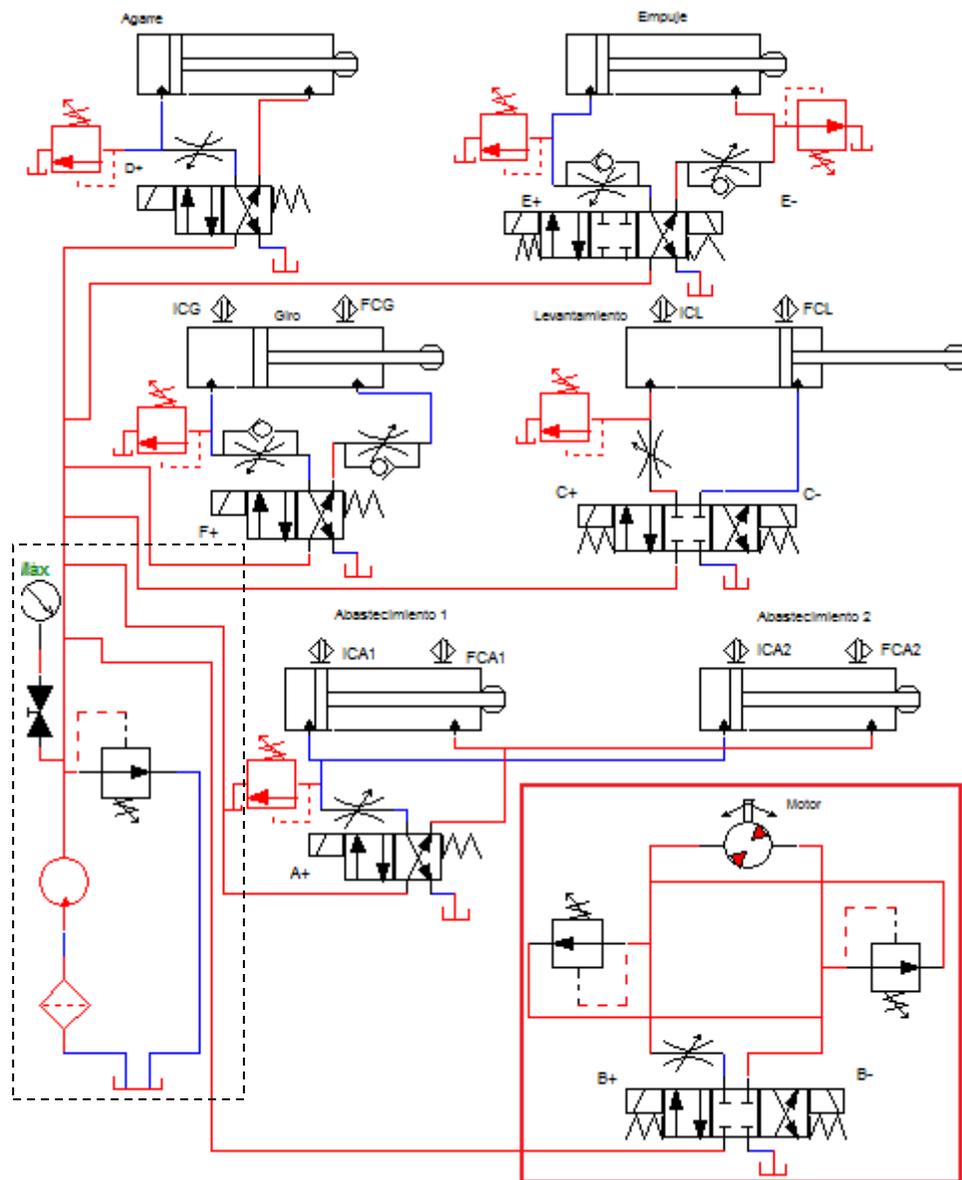
**Figura 5. 65 Diagrama de control – Seguridades en el retorno del carro de abastecimiento**

El giro del mecanismo se da sin problema, pues para cuando es desactivado el solenoide “F+” de la válvula 4/2 del cilindro de giro, el cilindro de levantamiento ya habrá salido por completo.

Cuando el carro de abastecimiento alcance su posición inicial activará el sensor de posición “SP1”, el cual activará el relé “R0”, que a su vez desactivará el solenoide “B-” de la válvula 4/3 del motor de abastecimiento, parando el carro.

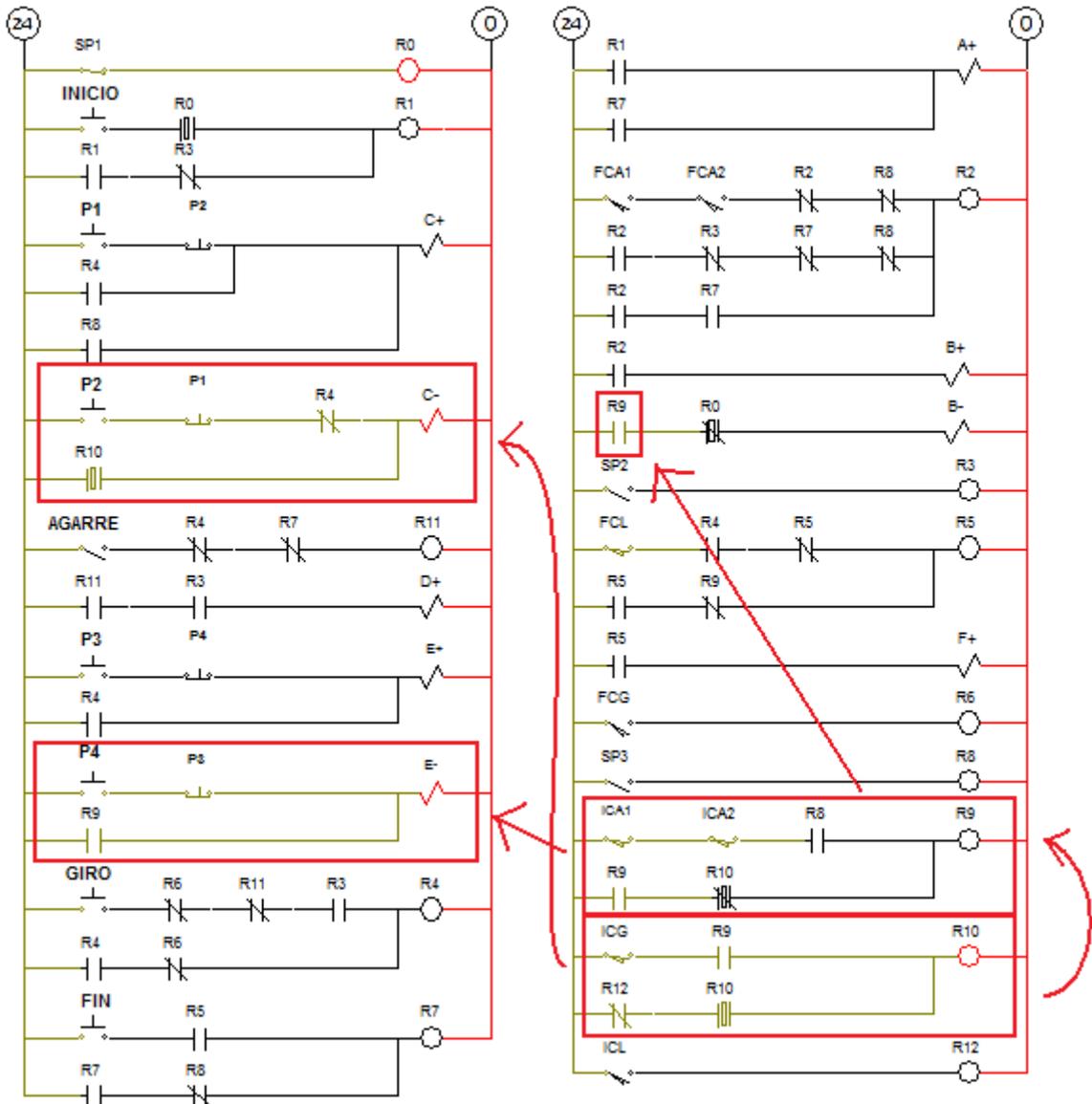


**Figura 5. 66 Diagrama de control – Detención del carro de abastecimiento en su posición inicial**



**Figura 5. 67 Diagrama de potencia - Detención del carro de abastecimiento en su posición inicial**

Una vez que el cilindro de giro haya completado su carrera de regreso, el sensor de inicio de carrera del mismo activará el relé "R10", el que a su vez activará el solenoide "C-" de la válvula 4/3 del cilindro de levantamiento, provocando que este regrese hasta su posición inicial.



**Figura 5. 68 Diagrama de control – Retorno del cilindro de levantamiento para reseteo**

El contacto N.A. del relé “R9” asegura que el relé “R10” no se active al inicio del proceso, cuando el sensor de inicio de carrera del cilindro de giro se encuentra activado.

El relé “R10” también desenchlava el relé “R9”, desactivando el solenoide “E-“, regresando la válvula 4/3 del cilindro de empuje a su posición inicial.

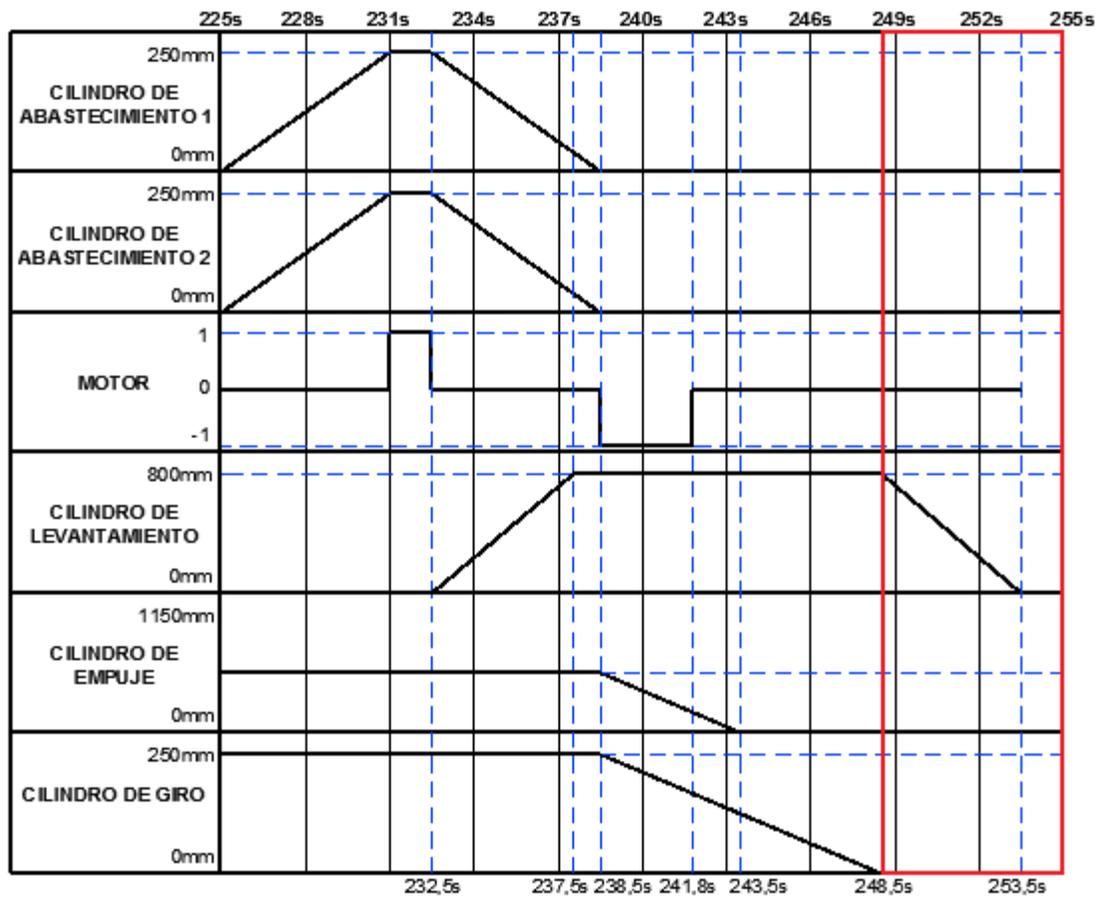


Figura 5. 69 Diagrama de estados - Retorno del cilindro de levantamiento para reseteo

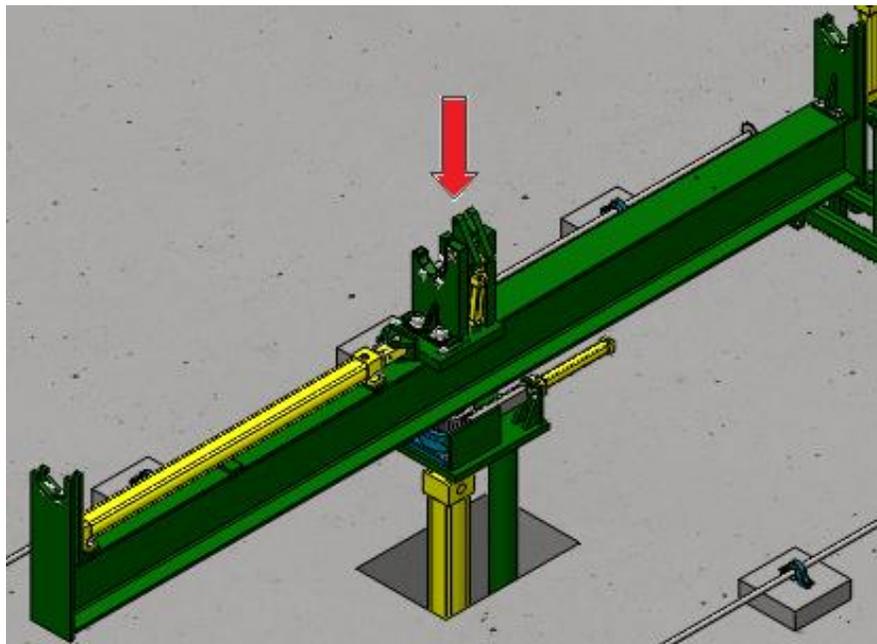
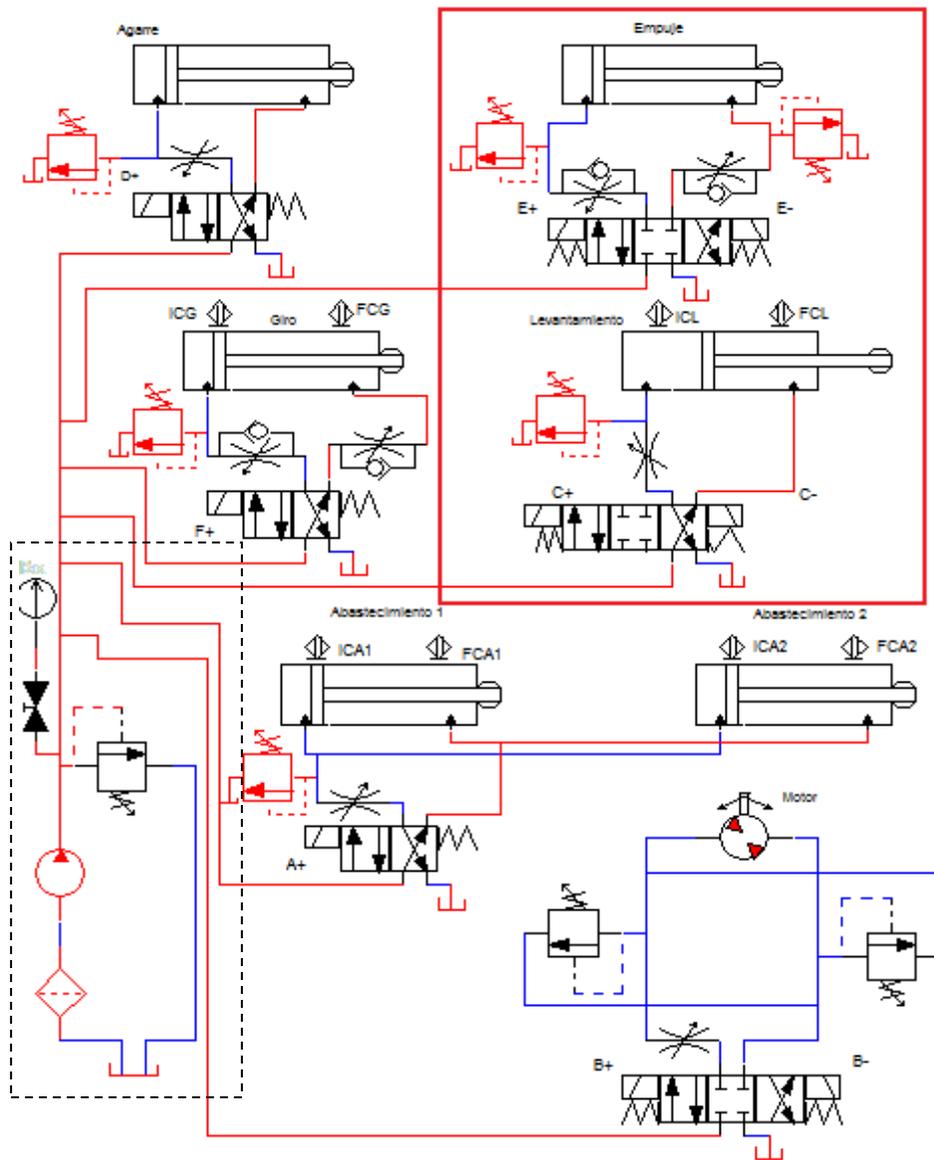


Figura 5. 70 Retorno del cilindro de levantamiento para reseteo



**Figura 5. 71 Diagrama de potencia - Retorno del cilindro de levantamiento para reseteo**

Cuando el cilindro de levantamiento haya completado su carrera de retorno activará su sensor de inicio de carrera "ICL", el cual activará el relé "R12", desenclavando el relé "R10", el que a su vez desenergiza el solenoide "C-" de la válvula 4/3 del mismo cilindro, dejando finalmente el sistema completo en su estado inicial y listo para repetir el proceso.

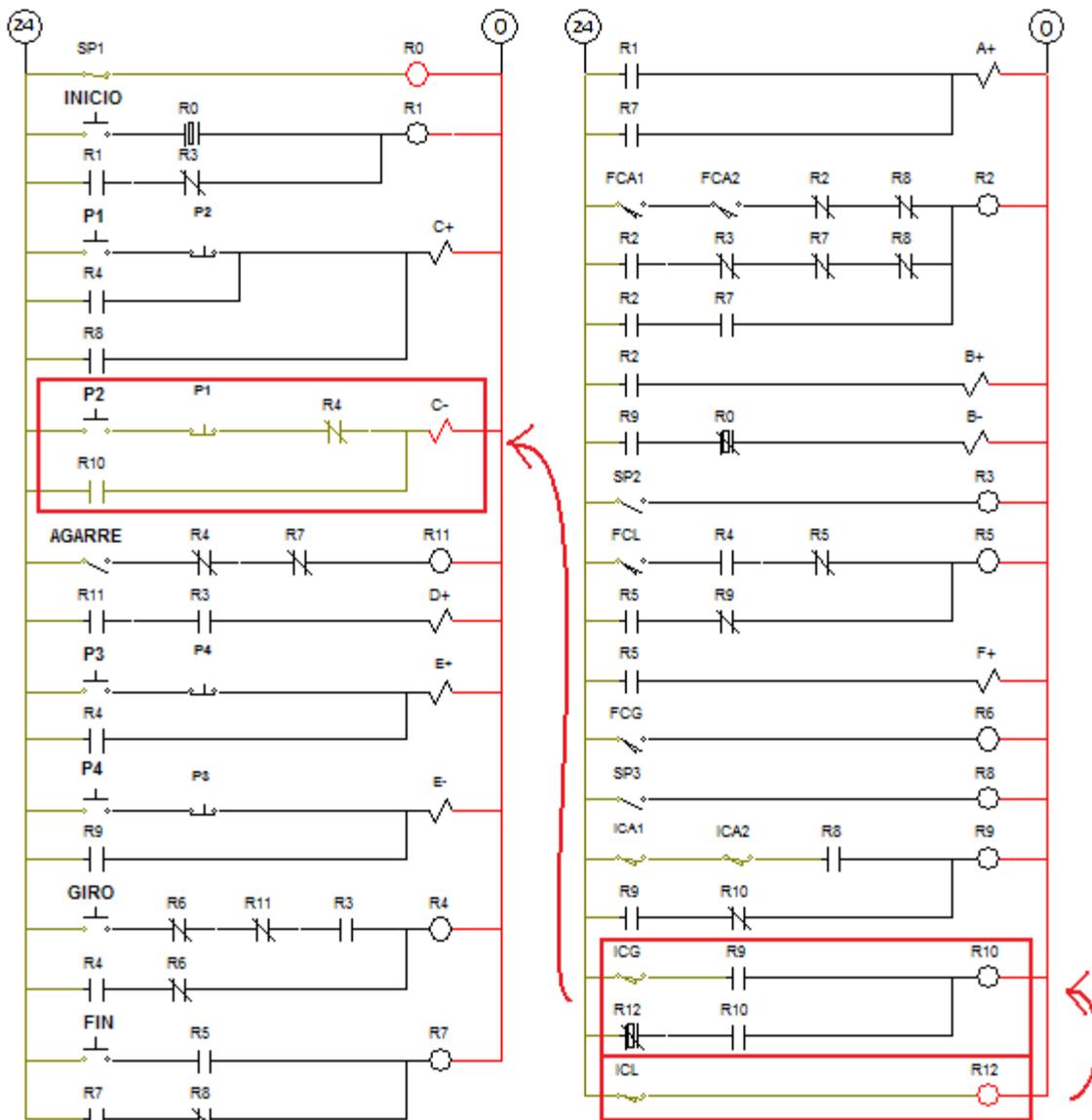


Figura 5. 72 Diagrama de control – Reseteo final del sistema

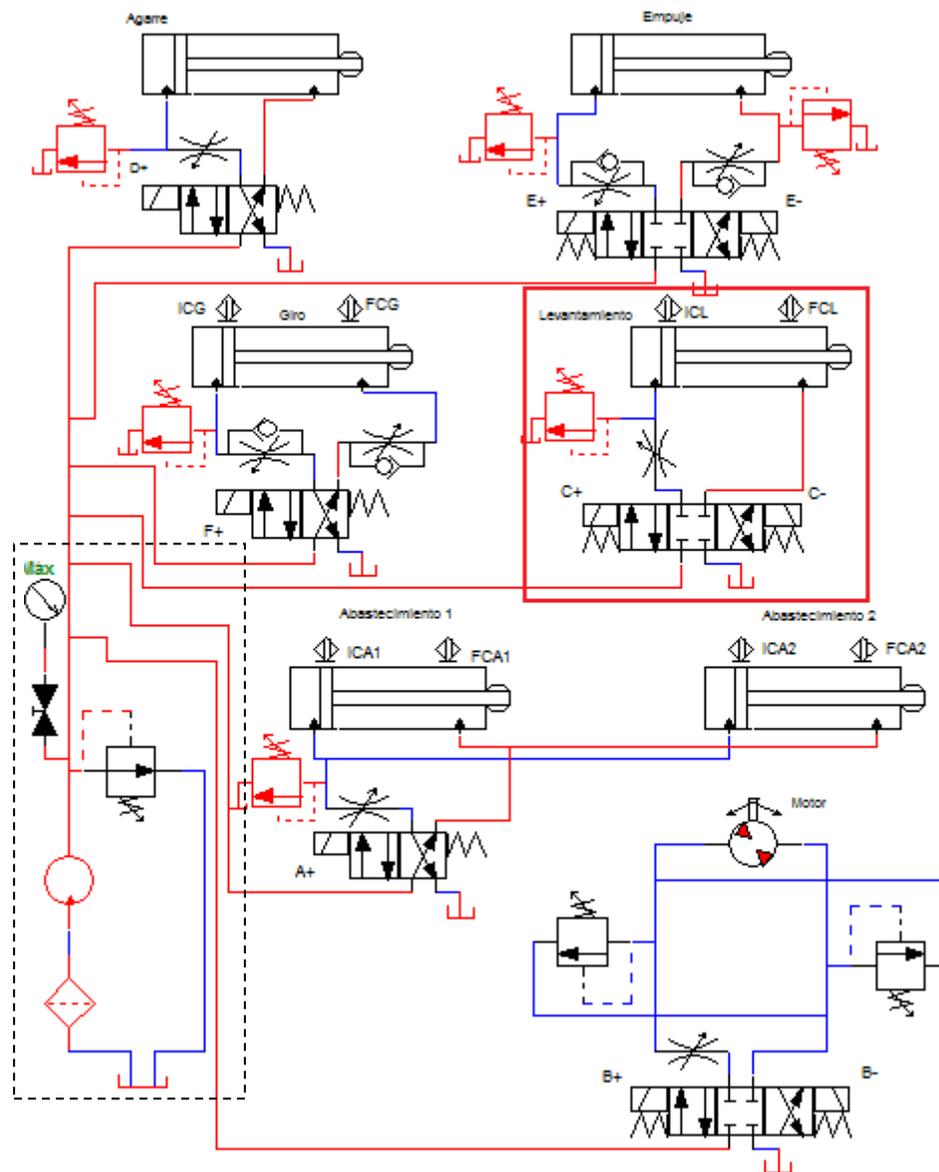
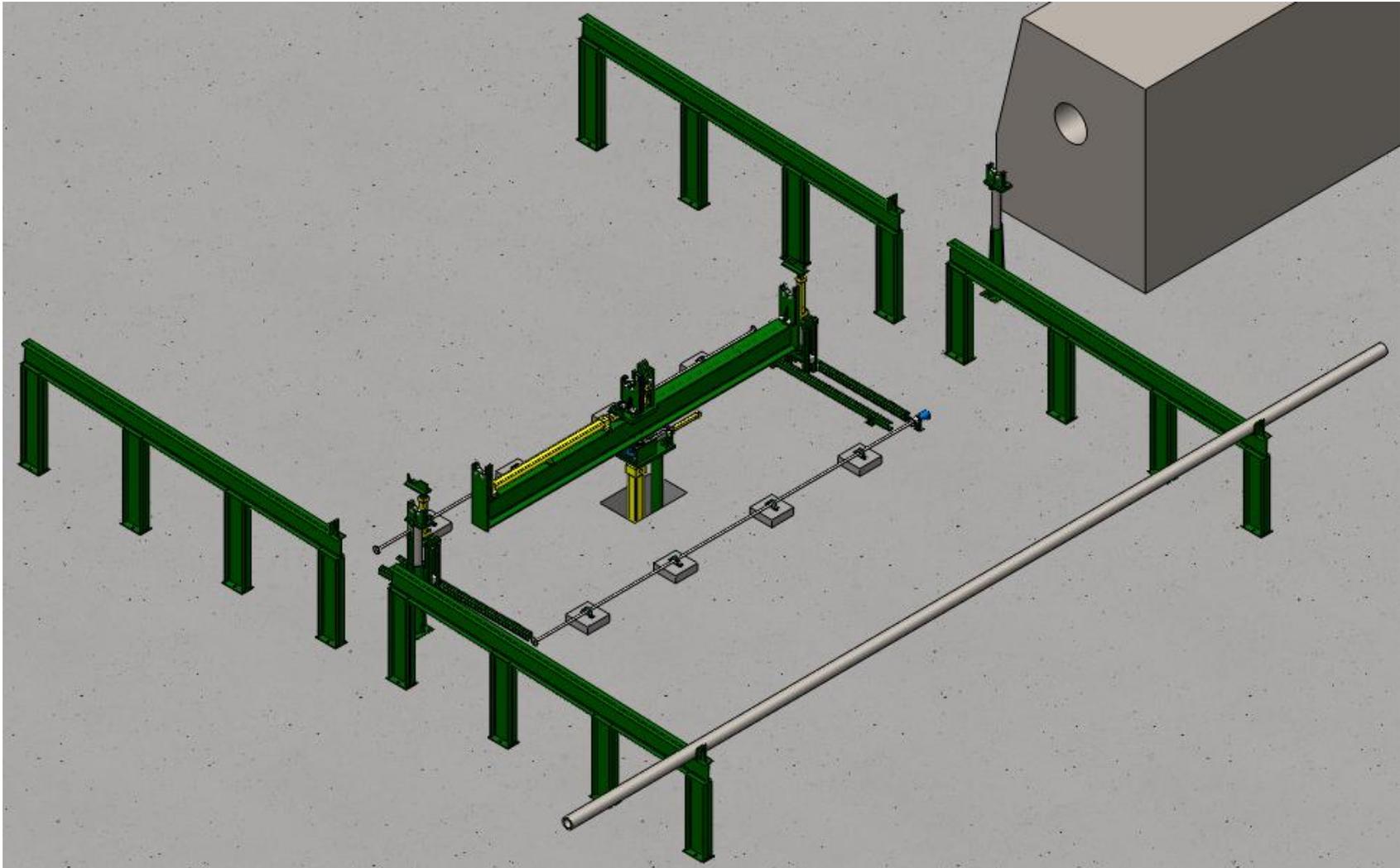


Figura 5. 73 Diagrama de potencia – Reseteo final del sistema



**Figura 5. 74 Estado final del sistema**



## CAPITULO 6

### EVALUACIÓN ECONÓMICA Y FINANCIERA

#### 6.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA

##### Costos Directos

Se conocen como costos directos a aquellos que intervienen de manera directa en la construcción de la máquina, y pueden ser de cuatro tipos:

- **Costo de materiales directos**  
Se consideran materiales directos a aquellos que están físicamente presentes en la máquina, como son los perfiles estructurales, tornillos, pernos, etc.
- **Costo de materiales indirectos**  
Se consideran materiales indirectos a aquellos que intervienen en el proceso de construcción, como son el gas, las brocas, etc.
- **Costo de uso de maquinas-herramientas**  
El costo que representa el uso de máquinas y herramientas de la empresa SERTECPET S.A., tales como soldadoras, tornos, equipos de corte, etc.
- **Costo de mano de obra**  
El costo del tiempo invertido por el personal de la empresa SERTECPET S.A., en la fabricación, montaje y calibración de la máquina. La empresa asigna un valor por cada hora de trabajo de su personal.

##### Costos Indirectos

Se consideran costos indirectos a aquellos que no forman parte de la máquina, pero se usan para el proyecto, como servicios básicos, movilización, gastos administrativos, imprevistos, etc.

El costo total de la máquina estará dado por los costos descritos en los párrafos anteriores, y de desglosa de la siguiente manera:

**Tabla 6. 1 Costo de materiales directos**

<b>MATERIALES DIRECTOS</b>			
<b>Descripción de rubros</b>	<b>Cant.</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Subtotal</b>
Plancha de acero ASTM A36 e=1 ½"	66,55 Kg	1,22	81,19
Plancha de acero ASTM A36 e=1/2"	36,80 Kg	1,06	39,00
Plancha de acero ASTM A36 e=1"	41,65 Kg	1,09	45,40
Plancha de acero ASTM A36 e=5/8"	44,87 Kg	1,15	51,60
Plancha de acero ASTM A36 e=1/4"	27,42 Kg	1,06	29,07
Plancha de acero ASTM A36 e=3/16"	0,44 Kg	1,06	0,47
Tubería de acero ASTM A53 NPS 2 ½" SCH 160	2,80 m	27,35	76,58
Tubería de acero ASTM A53 NPS 3" SCH 80	2,30 m	27,99	64,38
Tubería de acero ASTM A53 NPS ¾" SCH 160	0,112 mm	5,30	0,60
Tubo cuadrado de acero ASTM A36 TS2"x2"x1/8"	5,52 m	5,79	31,96
Tubo rectangular de acero ASTM A36 TS3"x2"x1/8"	6 m	6,18	37,08
Eje de acero AISI 1020 HR Ø=3 ½"	5,6 cm	1,34	7,50
Eje de acero AISI 1020 CD Ø=3 3/8"	15,8 cm	1,61	25,46
Eje de acero AISI 1020 HR Ø=2 ¼"	6 cm	0,45	2,69
Eje de acero AISI 1020 HR Ø=1 3/8"	30,4 cm	0,16	4,81
Eje de acero AISI 1006 HR Ø=1 ¼"	7,75 cm	0,13	1,04
Eje de acero AISI 1006 HR Ø=5/8"	4,3 cm	0,05	0,20
Eje de acero AISI 1020 HR Ø=3/8"	14,9 cm	0,02	0,28
Eje de acero AISI 1020 CD Ø=1 ½"	17,1 cm	0,19	3,24
Eje de acero AISI 1020 CD Ø=3/8"	28,8 cm	0,02	0,65

Eje de acero AISI 1020 CD Ø=5/8"	9 cm	0,09	0,78
Eje de acero AISI 1020 CD Ø=7/8"	38 cm	0,05	1,93
Eje de acero AISI 1020 HR Ø=7/8"	54 cm	0,03	1,82
Eje de acero AISI 1020 HR Ø=20mm	8,65 m	3,32	28,73
Eje de acero 8620 carburizado (BOHLER E410) Ø=6 ½"	4,8 cm	6,45	30,98
Varilla cuadrada de acero ASTM A36 3/16"x3/16"x5/8"	1,6 cm	0,05	0,08
Perfil estructural W10x30 de acero ASTM A36	3,53 m	67,14	237,00
Perfil estructural W8x10 de acero ASTM A36	28,17 m	22,52	634,39
Anillo de retención externo 3DM1-28	1	0,50	0,50
Anillo de retención externo 3DM1-10	1	0,20	0,20
Anillo de retención externo 3DM1-32	1	0,55	0,55
Anillo de retención externo 3DM1-12	1	0,20	0,20
Tornillo hexagonal M20x2.5x80	46	2,10	96,60
Tornillo hexagonal M14x2x50	4	0,72	2,88
Tornillo hexagonal M16x2x80	8	1,15	9,20
Tornillo hexagonal M8x1.25x20	2	0,12	0,24
Tornillo hexagonal M6x1x16	8	0,10	0,80
Tornillo hexagonal M6x1x12	5	0,06	0,30
Tornillo hexagonal M3x0.5x25	4	0,02	0,08
Perno hexagonal M5x0.8x50	4	0,05	0,20
Perno hexagonal M12x1.75x70	4	0,53	2,12
Perno hexagonal M12x1.75x60	4	0,47	1,88
Perno hexagonal M10x1.5x100	24	0,54	12,96
Arandela plana estrecha 20N	4	0,25	1,00
Arandela plana estrecha 16N	8	0,17	1,36
Arandela plana estrecha 14N	8	0,15	1,20

Arandela plana estrecha 12N	16	0,08	1,28
Arandela plana estrecha 10N	16	0,07	1,12
Arandela plana estrecha 5N	8	0,08	0,64
Arandela plana estrecha 6N	13	0,08	1,04
Tuerca hexagonal tipo 1 M3x0.5	4	0,02	0,08
Tuerca hexagonal tipo 1 M5x0.8	4	0,02	0,08
Tuerca hexagonal tipo 1 M8x1.25	16	0,05	0,80
Tuerca hexagonal tipo 1 M16x2	8	0,33	2,64
Tuerca hexagonal tipo 1 M12x1.75	8	0,15	1,20
Tuerca hexagonal tipo 1 M14x2	4	0,23	0,92
Tuerca hexagonal tipo 1 M20x2.5	2	0,55	1,10
Tuerca hexagonal tipo 1 M10x1.5	8	0,10	0,80
Chumacera SKF FYNT 75L	1	89,60	89,60
Chumacera SKF YAR 204 2F	8	15,72	125,76
Rodamiento de rodillos SKF N203 ECP	10	20,45	204,50
Rodamiento de bolas SKF 6305	8	12,09	96,72
Catalina N° 25 n=35	4	8,59	34,36
Cadena N°25 563 pasos (3,6m)	2	18,98	37,96
Acople LOVEJOY L.070	1	24,56	24,56
Cilindro hidráulico ATOS CKN/00-80/56*0800-P008-AHKN-B1X1	1	13708,94	13708,94
Cilindro hidráulico ATOS CK/-25/12/*0099-D001-AHK-B1X1	1	1046,97	1046,97
Cilindro hidráulico ATOS CK/-25/12/*0250-N001-AHK-B1X1	1	1105,58	1105,58
Cilindro hidráulico ATOS CK/-50/36/*1150-E02 1-AHK-B1X1	1	3628,36	3628,36
Cilindro hidráulico ATOS CKN/00-40/28*0250-P008-AHKN-B1X1	2	7842,81	15685,62
Motor hidráulico EATON M0J05A02HF000000B	1	87,43	87,43
Motor eléctrico 20HP 1750 r.p.m	1	1085,00	1085,00
Bomba hidráulica ATOS PVPC C-5073	1	3591,48	3591,48

Acople para cilindro hidráulico ATOS C-14612	1	149,18	149,18
Acople para cilindro hidráulico ATOS C-15128	1	277,06	277,06
Filtro de succión KOMPASS SFW-10	1	69,67	69,67
Válvula reguladora de presión ATOS HMP-014/100/VF	2	486,60	973,20
Válvula reguladora de presión ATOS HMP-013/100/VF	1	483,60	483,60
Válvula reguladora de presión ATOS KM-014/50/V	1	632,06	632,06
Válvula reguladora de presión ATOS HMP-014/50/VF	1	483,60	483,60
Válvula reguladora de presión ATOS HMP-015/50/VF	1	693,36	693,36
Válvula de alivio ATOS SP-CART ARE-20/100/RV	1	333,02	333,02
Válvula reguladora de caudal ATOS QV-10/2/V	3	1755,47	5266,41
Válvula reguladora de caudal ATOS QV-10/2	3	2380,80	7142,40
Válvula reguladora de caudal ATOS QV-20/2/V	1	2749,44	2749,44
Válvula direccional ATOS DHI-0630/2/A-X24DC	3	304,05	912,15
Válvula direccional ATOS DHI-0711/-X24DC	2	338,01	676,02
Válvula direccional ATOS DKE-1711/-X24DC	1	663,36	663,36
Manguera hidráulica N°3	48,67 m	9,82	477,94
Manguera hidráulica N°4	17,63 m	5,30	93,84
Manguera hidráulica N°5	16,37 m	8,38	137,18
Manguera hidráulica N°6	21,71 m	6,16	133,73
Manguera hidráulica N°16	15,18 m	14,72	223,45
<b>TOTAL USD</b>			<b>64706,39</b>

Fuente: Propia

**Tabla 6. 2 Costos máquinas - herramientas**

<b>MAQUINAS HERRAMIENTA</b>			
<b>Descripción de rubros</b>	<b>Cant.</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Subtotal</b>
Servicio y uso de maquinas herramienta de SERTECPET S.A.	480 h	1.5	720
<b>TOTAL USD</b>			<b>720</b>

Fuente: Propia

**Tabla 6. 3 Costo mano de obra**

<b>MANO DE OBRA</b>			
<b>Descripción de rubros</b>	<b>Cant.</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Subtotal</b>
Mano de obra obreros de SERTECPET S.A.	480 h	2.5	1200
<b>TOTAL USD</b>			<b>1200</b>

Fuente: Propia

**Tabla 6. 4 Costos indirectos**

<b>COSTOS INDIRECTOS</b>	
<b>Item</b>	<b>Subtotal</b>
Energía eléctrica de la construcción	200
Energía eléctrica de diseño	40
Agua	15
Teléfono	20
Internet	20
Transporte	60
Alimentación	40
<b>TOTAL USD</b>	<b>395</b>

Fuente: Propia

**Tabla 6. 5 Costos de diseño**

<b>COSTOS DE DISEÑO</b>			
<b>Item</b>	<b>Costo al mes (USD)</b>	<b>Tiempo (meses)</b>	<b>Subtotal</b>
Diseño del sistema	1200	19	22800
Impresión de planos y memoria de cálculo x4	51	19	969
Libros y material técnico	3,5	19	66,5
<b>TOTAL USD</b>			<b>23835,5</b>

Fuente: Propia

**Tabla 6. 6 Costo total del proyecto**

<b>COSTO TOTAL SISTEMA DE POSICIONAMIENTO DE TUBOS</b>	
<b>Item</b>	<b>Subtotal</b>
Costos directos	64706,39
Costos indirectos	395
Costos de diseño	23835,5
Costos de máquinas herramienta	720
Costo de mano de obra	1200
<b>Total sin imprevistos USD</b>	<b>90856,89</b>
Imprevistos (5%)	4542,845
<b>TOTAL USD</b>	<b>95399,74</b>

Fuente: Propia

Se considerará el costo total del proyecto para la evaluación financiera del mismo, debido a que no se podría considerar la construcción de la máquina como la producción de un producto.

## **6.2 EVALUACIÓN FINANCIERA**

La evaluación financiera se realiza con el fin de determinar que tan rentable es el proyecto de inversión. Este análisis consiste en el cálculo del valor neto actual y la tasa interna de retorno.

### **6.2.1 VALOR ACTUAL NETO (VAN)**

Consiste en calcular el valor presente de un determinado flujo de caja futuro, el cual se origina por una inversión.

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{BN_t}{(1+i)^t} - I_0 \quad (6.1)$$

BN: Beneficio neto del flujo del periodo t.

Io: Inversión inicial.

n: Número de años.

i: Interés activo empresarial<sup>25</sup>

La empresa SERTECPET S.A. tiene las siguientes utilidades por el roscado de tubos.

<sup>25</sup> Obtenido del Banco Central del Ecuador, vigente hasta agosto del 2012.

**Tabla 6. 7 Utilidades netas por roscado de tubos**

<b>NPS</b>	<b>Utilidad por tubo roscado</b>	<b>Tubos roscados al mes</b>	<b>Tubos roscados al año</b>	<b>Utilidad Anual</b>
<b>4 1/2"</b>	40	1400	16800	672000
<b>3 1/2"</b>	40	1700	20400	816000
<b>2 7/8"</b>	40	800	9600	384000
<b>TOTAL USD</b>				<b>1872000</b>

Fuente: Propia

Se ha tomado el número de tubos roscados que se espera obtener mediante la construcción del sistema de posicionamiento.

La inflación tomada en cuenta produce un incremento del 10% anual y se realizó una proyección a 5 años para el cálculo del valor actual neto.

**Tabla 6. 8 Cálculo del VAN**

<b>n</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
<b>lo</b>	95399,74					
<b>BN</b>		1872000	2059200	2265120	2491632	2740795,2
<b>i</b>		0,0817	0,0817	0,0817	0,0817	0,0817
<b>(1+i)^n</b>		1,0817	1,17007489	1,265670009	1,369075248	1,480928696
<b>Flujo de Caja</b>		1730609,226	1759887,352	1789660,8	1819937,95	1850727,322
<b>VAN USD</b>	8855422,91					

Fuente: Propia

Como podemos ver el valor actual neto es mucho mayor a la inversión, por lo que el proyecto es altamente rentable. La empresa pasaría, de producir 2000 tubos roscados, a producir 3900 tubos roscados en un mes, casi duplicando las ganancias que obtiene

la empresa por brindar este servicio.

### 6.2.2 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

El TIR evalúa el proyecto en función a una tasa única de rendimiento por periodo. En otros palabras es el cálculo del VAN igualado a cero.

$$\sum_{t=0}^n \frac{BN_t}{(1+i)^t} - I_0 = 0 \quad (6.2)$$

El cálculo consiste en encontrar el interés  $i$  para el cual el VAN es igual a cero. El valor obtenido se compara con el interés activo<sup>26</sup> vigente para determinar si el proyecto es rentable o no.

**Tabla 6. 9 Cálculo del TIR**

n	0	1	2	3	4	5
<b>BN</b>	-95399,74	1872000	2059200	2265120	2491632	2740795,2
<b>TIR %</b>	1972,27					

Fuente: Propia

La tasa interna de retorno es mucho mayor a la tasa de interés activa vigente, por lo que el proyecto es rentable.

<sup>26</sup> Porcentaje que las instituciones bancarias, de acuerdo con las condiciones de mercado y las disposiciones del banco central, cobran por los diferentes tipos de servicios de crédito a los usuarios de los mismos.



# CAPÍTULO 7

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 7.1 CONCLUSIONES

1. Cada elemento de la máquina<sup>27</sup>, así como las juntas soldadas y empernadas, se analizaron estáticamente bajo el criterio de la energía de la distorsión máxima de Von Mises, para posteriormente diseñarlos bajo las teorías de falla por fatiga de Godman y Soderberg, según corresponda el caso, evitando sobredimensionar las piezas con un análisis optimista y respetando el factor de seguridad solicitado por la empresa auspiciante.
2. Una vez definidos los parámetros de selección de válvulas de control, actuadores y bombas hidráulicas, se hizo una selección individual de cada componente desde el catálogo del fabricante, conforme a las necesidades del sistema y su disponibilidad en el mercado local.
3. Se diseñó un sistema electrónico de control semiautomático que elimina los tiempos muertos en fases del proceso tales como el abastecimiento, giro y desabastecimiento de la máquina, minimizando así la intervención del operario y el riesgo de accidentes, a la vez que se maximiza la producción, pasando de 2000 a 3900 tubos roscados al mes.
4. La intervención del operario es necesaria durante las fases de inserción y extracción del tubo, debido a las variables propias del proceso, como son la posición inicial del tubo en el abastecedor, la longitud de roscado, etc.

---

<sup>27</sup> Los elementos normalizados, como cadenas, catalinas y rodamientos, fueron seleccionados bajo criterios establecidos para su fabricante.

## 7.2 RECOMENDACIONES

1. Construir la máquina utilizando materiales certificados, que cumplan con las especificaciones de diseño en cuanto a sus propiedades mecánicas, así como procesos de manufactura debidamente supervisados.
2. Mantener los parámetros de funcionamiento dentro de los especificados en la memoria de cálculo, tanto para el sistema electrohidráulico como para los distintos mecanismos que conforman la máquina.
3. Instruir debidamente al operario en el manejo del sistema de posicionamiento, conforme se especifica en el capítulo 5 de simulación, con el fin de evitar accidentes, prolongar la vida útil de la máquina y minimizar los tiempos muertos del proceso.
4. Trabajar lotes grandes de tubos de un mismo diámetro para evitar cambiar la configuración de la máquina constantemente.

## REFERENCIAS

### BIBLIOGRÁFICAS:

- **SHYGLEY, JOSEPH E. y MISCHKE, CHARLES R.** Diseño en Ingeniería Mecánica. Traducido del inglés por Javier León Cárdenas. 6ta Ed. México D.F. Editorial Mc Graw Hill. 1994. 883 p.
- **NORTON, ROBERT L.** Diseño de máquinas. Traducido del inglés por Gabriel Sánchez Gracia. Primera Ed. México D.F. Editorial Prentice Hall. 1999. 915 p.
- **CREUS, ANTONIO SOLÉ.** Neumática e Hidráulica. Primera Ed. Barcelona. Editorial Alfaomega. 2007. 408 p.
- **STEWART, HARRY L. y STORER, JOHN M.** ABC de los Circuitos Hidráulicos. Traducido del inglés por Cortés de la Torre. Primera Ed. Mexico D.F. Editorial Diana. 1979. 193 p.
- **NARANJO, CARLOS R.** Tecnología de la Soldadura. Única Ed. Quito. 2008. 67 p.
- **ECUADOR, INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN.** Código de Dibujo Técnico y Mecánico. Normalización #009. Quito. 1989.

### DIRECCIONES DE INTERNET:

- **[www.ainsa.com.ec](http://www.ainsa.com.ec)**, Elementos electrohidráulicos, Español, 2012.
- **[www.skf.com](http://www.skf.com)**, Rodamientos y chumaceras, Español, 2011.
- **[www.maquinarias-henriques.com](http://www.maquinarias-henriques.com)**, Acoples LOVEJOY y motores eléctricos, Español, 2012.
- **[www.bce.fin.ec](http://www.bce.fin.ec)**, Tasas de interés activas, Español, 2012.
- **[www.hidromag.com.ec](http://www.hidromag.com.ec)**, Motores y bombas hidráulicas, Español, 2012.
- **[www.dipacmanta.com](http://www.dipacmanta.com)**, Aceros, Español, 2012.
- **[www.ipac-acero.com](http://www.ipac-acero.com)**, Aceros, Español, 2012.

