UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

TEMA:

"DISEÑO DE UN SISTEMA SEMIAUTOMÁTICO DE ABASTECIMIENTO Y DESCARGA DE TUBERÍAS DE PERFORACIÓN DE PETRÓLEO, PARA EL MECANIZADO EN UN TORNO CNC, DE LA EMPRESA INSEPECA CÍA. LTDA. UBICADA EN LA PROVINCIA DE ORELLANA".

Tesis de Grado previa la Obtención del Título de Ingeniero Electromecánico

AUTOR:

MIGUEL ANGEL GÓMEZ SAMANIEGO

DIRECTOR:

Ing. JOSÉ MIGUEL ERAS GALLEGOS

LOJA – ECUADOR

2012

CERTIFICACIÓN

Ing. JOSÉ MIGUEL ERAS GALLEGOS, Director de la Tesis, cuyo tema versa en **"Diseño de un sistema semiautomático de abastecimiento y descarga de tuberías de perforación de petróleo, para el mecanizado en un torno CNC de la Empresa INSEPECA CÍA. LTDA. Ubicada en la provincia de Orellana"** de la carrera de **Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja,** a petición de la parte interesada:

CERTIFICA:

Que el presente **Proyecto de Investigación** fue elaborado bajo mi dirección, y una vez que ha sido culminado, autorizo la presentación del mismo para los fines legales pertinentes.

Loja, Noviembre del 2011

…….
Ing. José Miguel Eras Gallegos
DIRECTOR DE TESIS

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo: Miguel Ángel Gómez Samaniego, autor intelectual del presente proyecto de investigación, autorizo a la Universidad Nacional de Loja, de hacer uso del mismo con la finalidad que estime pertinente

…….

Miguel Ángel Gómez Samaniego

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento sentimiento y gratitud a todas aquellas personas que de una u otra forma me han apoyado y ayudado durante mi formación académica.

A esta gran institución educativa, como es la Universidad Nacional de Loja, porque dentro de sus salones recibimos la formación académica, y al grupo de docentes de la carrera, Ingeniería Electromecánica, los cuales desde el inicio me enseñaron nuevos caminos, aportándonos grandes conocimientos en nuestra formación profesional. Al Ing. Miguel Eras, Director de tesis, por el interés y paciencia que mostro en la realización de este proyecto.

Al Ing. Walter Cabrera, gerente general de la Empresa INSEPECA Cía. Ltda. Por darme la oportunidad de realizar el proyecto de tesis, en dicha empresa.

A mis familiares, compañeros y amigos, que son una parte importante de mi vida, que han estado ahí en los momentos difíciles y con su apoyo y ánimo me ayudaron a la culminación de este Proyecto de Tesis.

DEDICATORIA

"Dedico el presente proyecto de tesis a mis padres: Telmo Gómez y Emma Samaniego, a mis hermanos que gracias a su esfuerzo y trabajo permanente, me guiaron y ayudaron a salir adelante. A ellos debo mi eterna gratitud y futura vida profesional."

Att: Miguel Ángel Gómez Samaniego.

ÍNDICE GENERAL.

1. RESUMEN. 1

2. INTRUDUCCIÓN. 3

3. REVISIÓN DE LITERATURA. 4

3.1. TORNO CNC PETROLERO. 4
3.2. TUBERÍA DE PERFORACIÓN DE PETRÓLEO. 4
3.3. ESTRUCTURAS METÁLICAS. 5
3.4. DEFORMACIÓN DE VIGAS. 6
3.4.1. Momento de inercia. 6
3.4.2. Momento de inercia de un cilindro hueco. 7
3.4.3. Momento de inercia de un círculo. 7
3.4.4. Teorema de los tres momentos. 7
3.4.5. Flecha máxima de una viga con un extremo volado. 7
3.5. COLUMNAS. 8
3.5.1. Radio de giro. 8
3.5.2. Longitud efectiva. 8
3.5.3. Relación de esbeltez. 9
3.5.4. Relación de esbeltez de transición. 9
3.5.5. Ecuación de J. B. Johnson, para columnas cortas. 10
3.5.6. Área de la base del cilindro hueco. 10
3.5.7. Factor de diseño y carga admisible. 11
3.6. FUERZA DE ROZAMIENTO. 11
3.7. RODADURA SOBRE UN PLANO INCLINADO. 12
3.7.1. Velocidad de traslación de centro de masa. 12
3.7.2. Aceleración del centro de masa. 13
3.7.3. Segunda ley de Newton. 13
3.8. SISTEMA SEMIAUTOMÁTICO. 14
3.8.1. Motor hidráulico. 14
3.8.2. Cilindro hidráulico. 15
3.8.3. Motor eléctrico. 15
3.8.4. Torque. 16
3.8.5. Momento flector. 17
3.8.6. Momento flector. 17
3.9. EJE. 17
3.9.1. Procedimiento para diseñar un eje. 17
3.9.2. Resistencia a la fatiga. 18
3.9.3. Resistencia a la fatiga real. 18
3.9.4. Procedimiento para estimar la resistencia real a la fatiga $\boldsymbol{S'n}$. 19
3.9.5. Factor de diseño (N). 20
3.9.6. Ecuación de diseño para ejes. 20
3.9.7. Par motor. 21
3.9.8. Velocidad angular. 21

3.9.9. Composición y descomposición de fuerzas. 22
3.10. CUÑEROS. 23
3.11. PASADOR 23
3.11.1. Fuerza media y alternativa 24
3.11.2. Esfuerzo cortante directo 24
3.11.3. Esfuerzos cortantes fluctuantes 25
3.11.4. Factores de diseño. 25
3.11.5. Área de un círculo 26
3.12. SOPORTE DE PIE CON RODAMIENTO Y. 26
3.13. SISTEMA HIDRÁULICO. 27
3.13.1. Componentes de un circuito hidráulico. 27
3.13.2. Flujo volumétrico. 28
3.13.3. Pandeo. 28
3.13.4. Presión. 29
3.13.5. Bomba hidráulica. 30
3.13.6. Bomba de pistones. 30
3.13.7. Caudal que pasa por una tubería. 30
3.13.8. Peso específico. 31
3.13.9. Número de Reynolds. 32
3.13.10. Número de Reynolds críticos. 32
3.13.11. Flujo laminar. 33
3.13.12. Flujo turbulento. 33
3.13.13. Ecuación de Darcy. 33
3.13.14. Caída de presión 34
3.13.15. Divisor de caudal 34
4. MATERIALES Y MÉTODOS. 35
4.1. MATERIALES 35
4.2. MÉTODOS 36
5. RESULTADOS. 39
5.1. DESCRIPCIÓN DEL ESTADO ACTUAL Y RAZÓN DE LA PROPUESTA PLANTEADA 39
5.2. CONDICIONES DE TRABAJO 41
5.3. GENERALIDADES DEL PROCESO DE ABASTECIMIENTO Y DESCARGA DE TUBERÍAS 42
5.4. PROCESO DE CÁLCULO 42
5.5. DISEÑO DEL MESÓN DE ALIMENTACIÓN DE LOS TUBOS 42
5.5.1. Cálculo de la flecha máxima de un tubo $\emptyset = \mathbf{958\ in\ (24.44cm)}$. 45
5.5.2. Vigas del mesón. 47
5.5.3. Cálculo de las reacciones. 47
5.5.4. Cálculo de las vigas del mesón. 49
5.5.5. Flecha máxima permitida. 51
5.6. COLUMNAS DEL MESÓN. 54
5.6.1. Cálculo de la mayor reacción. 54
5.6.2. Diseño de las columnas. 56
5.7. RODAMIENTO DE LOS TUBOS 60

5.8. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE TUBOS AL TORNO. 63
5.8.1. Sistema de carga y descarga de tubos. 63
5.8.1.1. Diseño del sistema de carga y descarga de tubos. 64
5.8.1.2. Cálculo de la carga máxima 65
5.8.1.3. Diseño geométrico de la placa de carga y descarga de tubos. 66
5.8.1.4. Diseño de la base del actuador. 69
5.8.2. Sistema de centrado y alimentación de tubos al torno 74
5.8.2.1. Diseño del sistema de centrado y alimentación de tubos al torno. 74
5.8.2.2. Diseño de los rodillos cónicos. 76
5.8.3. Análisis de carga en los rodillos y dimensionamiento de la potencia motriz necesaria para el arrastre de los tubos. 77
5.8.3.1. Cálculo de los ejes. 77
5.8.3.2. Diámetro del eje. 81
5.8.3.3. Soportes de pie con rodamientos Y (SKF) 83
5.8.3.4. Potencia motriz 83
5.8.3.5. Diseño de la chaveta. 84
5.8.4. Sistema de soporte de tubos. 84
5.8.4.1. Diseño del sistema de soporte del tubo. 84
5.8.4.2. Diseño de los rodillos. 85
5.8.4.3. Diseño de los ejes. 86
5.8.4.4. Diámetro del eje. 89
5.9. CÁLCULO DEL PASADOR. 91
5.10. CÁLCULO DE LOS CILINDROS HIDRÁULICOS. 94
5.10.1. Dimensiones de los cilindros. 95
5.10.2. Cálculo de potencias de acuerdo a requerimientos. 99
5.10.2.1. Sistema de carga y descarga de tubos 99
5.10.2.2. Sistema de centrado del tubo y alimentación al torno. 100
5.10.2.3. Sistema de soporte del tubo. 101
5.10.3. Diámetro de la tubería. 103
5.10.3.1. Diámetro para conducto de cada accionamiento. 103
5.10.3.2. Diámetro para conducto de 4 accionamientos. 105
5.10.3.3. Diámetro para conducto de 2 accionamientos. 107
5.10.3.4. Diámetro para el conducto del motor hidráulico 108
5.10.3.5. Cálculo del diámetro del conducto de aspiración de la bomba. 110
5.10.4. Cálculo de pérdidas de presión en el circuito hidráulico planteado. 112
5.10.4.1. Cálculo de pérdidas primario o por longitud de tramo. 112
5.11. PROGRAMACIÓN DEL LOGO PLC. 122
5.11.1. Requerimiento de sistema semiautomático. 122
5.11.2. Descripcion de los elementos y accionamintos. 124
5.11.3. Desarrollo del sistema de control. 124
5.11.4. Botonera en el tablero de mando. 126
5.12. EFICIENCIA DEL NUEVO SISTEMA DISEÑADO EN RELACIÓN AL SISTEMA ACTUAL. 128
5.13. VALORACIÓN TÉCNICO ECONÓMICA AMBIENTAL. 131
5.13.1. Valoración técnica. 131
5.13.2. Valoración económica. 132
5.13.3. Valoración ambiental. 137
6. DISCUSIÓN 138

7. CONCLUSIONES. 139
8. RECOMENDACIONES. 140
9. BIBLIOGRAFÍA. 141
10. ANEXOS. 142

ÍNDICE DE FIGURAS.

Fig.1: Torno cnc. 4

Fig.2: Tubería de perforación. 5

Fig.3: Desgaste de las conexiones. 5

Fig.4: Estructura metálica. 6

Fig.5: Valores de k para obtener longitud efectiva. 9

Fig.6: Cilindro rodando sobre un plano inclinado. 12

Fig.7: Sistema semiautomático. 14

Fig.8: Motor hidráulico. 15

Fig.9: Cilindro hidráulico. 15

Fig.10: Potencia del motor. 16

Fig.11: Resistencia a la fatiga $\boldsymbol{Sn}$ en función de la resistencia a la tensión, para acero forjado con varias condiciones de superficie. 19

Fig. 12: Factores de confiabilidad aproximados $\boldsymbol{CR}$. 20

Fig.13: Fuerza resultante. 22

Fig.14: Pasador. 24

Fig.15: Soporte de pie con rodamiento Y. 27

Fig.16: Longitud de cálculo. 29

Fig.17: Bomba de pistones. 30

Fig.18: abaco para determinar el fluido hidráulico que pasa por una tubería de un determinado diámetro, en función de su velocidad. 31

Fig.19: Divisor de caudal. 34

Fig.20: Mesón de alimentación al torno. 43

Fig.21: Viga apoyada con los extremos volados. 45

Fig.22: Viga continua de dos tramos, con carga uniforme. 47

Fig.23: Viga con los extremos volados, y carga uniforme. 49

Fig.24: Viga con cuatro columnas. 51

Fig.25: Viga con un extremo volado. 52

Fig.26: Viga simplemente apoyada en sus extremos. 53

Fig.27: Desplazamiento producido por las cargas de los tubos sobre la viga. 54

Fig.28: Estructura simétrica de cuatro columnas. 55

Fig.29: Columna sometida a compresión. 56

Fig.30: Desplazamiento producido por la carga de los tubos sobre la columna. 59
Fig.31: Diagrama de cuerpo libre. 61
Fig.32: Deformación de la traba. 62
Fig.33: Sistema de carga y descarga. 64
Fig.34: Distancia entre las placas carga y descarga. 64
Fig.35: Carga uniformemente distribuida. 65
Fig.36: Diseño geometrico de la plaaca de carga y descarga. 66
Fig.37: Pasos para montaje y desmontaje del tubo (pre y post-mecanizado). 67
Fig.38: Dimensiones de la placa a de carga y descarga. 67
Fig.39: Deformación de la placa de carga y descarga sometida a una carga. 68
Fig.40: Sistema de carga y descarga de tubos. 68
Fig.41: Diagrama de cuerpo del soporte del cilindro. 69
Fig.42: Base del soporte de cilindro. 70
Fig.43: Diagrama de cuerpo libre. 71
Fig.44: Deformación del soporte del cilindro hidráulico sometido a una carga. 74
Fig.45: Mecanismo de centrado del tubo y alimentación al torno 75
Fig.46: Rodillo cónico. 75
Fig.47: Medidas de los rodillos cónicos. 76
Fig. 48: Distribución de los rodillos en el tubo. 77
Fig.49: Tubo dentro del mandril del torno. 77
Fig.50: Diagrama de cuerpo libre. 78
Fig.51: Rodillo cónico. 79
Fig.52: Diagrama de cuerpo libre. 80
Fig.53: Deformación del eje sometido a momento torsor y momento flector. 82
Fig.54: Sistema de centrado y alimentación de tubos al torno. 82
Fig.55: Sistema de soporte del tubo. 85
Fig.56: Distancia entre los rodillos de soporte. 85
Fig.57: Diagrama de cuerpo libre sistema de soportes del tubo. 86
Fig.58: Diagrama de cuerpo libre de los rodillos de soporte. 87
Fig.59: Fuerza tangencial. 88
Fig.60: Diagrama de cuerpo libre del rodillo. 88
Fig.61: Sistema de soporte del tubo. 91

Fig.62: Sistema de carga y descarga. 92

Fig.63: Carga máxima que realiza un actuador debido al desplazamiento de dos tubos, (caso de la placa elevadora de tubos). 95

Fig.64: Esquema hidráulico. 98

Fig.65: Diámetro de tubería de cada accionamiento. 103

Fig.66: Diámetro para cuatro accionamientos hidráulicos. 105

Fig.67: Diámetro para dos accionamientos. 107

Fig.68: Diámetro de tubería para el motor. 109

Fig.69: Diámetro de tubería de succión. 110

Fig.70: Ramales del circuito hidráulico. 112

Fig.71: Fin de carrera posición alta. 123

Fig.72: Fin de carrera posición baja. 123

Fig.73: Programacion en el logo PLC. 126

Fig.74: Tablero de control y mando. 127

Fig.72: Dimensión de la rosca. 148

Fig.73: Tipos de cilindros hidráulicos. 150

Fig.74: Especificaciones del cilindro hidráulico. 151

Fig.75: Perdidas en válvulas. 157

Fig.76: Perdidas en filtro de retorno. 157

Fig.77: Perdidas de un regulador de caudal. 158

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla.1: Valores de k para diferentes cuerpos. 12
Tabla: 2. Factor de material 19
Tabla.3: Factores de diseño....26
Tabla.4: Característica de la tubería....41
Tabla.5: Por otra parte los tornos cnc mencionados tienen las siguientes características. 42
Tabla.6: Mecanizado de un tubo en el torno cnc....128
Tabla7: Producción en una hora de servicio del sistema manual. 130
Tabla8: Producción en una hora de servicio del sistema semiautomático. 130
Tabla.9: Costo de accesorios. 132
Tabla.10: Tubo de perforación 5 ½in (13.97 cm)....144
Tabla.11. Tamaño de la cuña en funcion del diametro del eje. 145
Tabla.12: Factor de confiabilidad 146
Tabla.13: Factores de tamaño. 146
Tabla.14: Características de los cilindros hidráulicos rexroht. 147
Tabla.15: Características del pistón....149
Tabla.16: Dimensiones del cilindro hidráulico 152
Tabla.17: Dimensiones del cilindro 153
Tabla.18: Soporte de pie con rodamientos Y (SKF) 154
Tabla.19: Accesorios....155
Tabla.20: Motores hidráulicos 156

SIMBOLOGÍA

I:	Momento de inercia
R_e:	Radio exterior de un cilindro
r_i:	Radio interior de un cilindro
D:	Diámetro
L:	Longitud
p:	Kg/unidad de longitud
E:	Módulo de elasticidad
y:	Flecha máxima cm
r:	Radio de giro
L_e:	Longitud efectiva
K:	Constante que depende del extremo fijo, en columnas
S_y:	Límite de fluencia
C_c:	Relación de esbeltez de transición
A:	Área
P_{er}:	Ecuación de J. B. Johnson, para columnas cortas
P_a:	Carga admisible
N:	Factor de diseño
F_r:	Fuerza de rozamiento
μ_r:	Coeficiente de fricción
Nr:	Fuerza normal
v:	Velocidad m/s
g:	Gravedad
h:	Altura
k:	Parámetro adimensional
t:	Tiempo
a:	Aceleración
F:	Fuerza
m:	Masa
b:	Base

Δ:	Flecha máxima
P_{motor}:	Potencia del motor
P:	Presión
Qc:	Caudal necesario
η:	Rendimiento (moto-bomba)
T:	Torque
S_u	Resistencia a la tensión
S'_n:	Resistencia a la fatiga real
C_m:	Factor de material
C_R:	Factor de confiabilidad
C_s:	Factor de tamaño
C_{st}:	Factor de tipo de esfuerzo
K_t:	Concentración de esfuerzos
M:	Momento flector
ω:	Velocidad angular rad/s
$R =$	Resultante
Fx:	Componente en x
Fy:	Componente en y
W:	Espesor
F_m:	Fuerza media
F_a:	Fuerza alternativa
τ:	Esfuerzo cortante
A_s:	Área al corte
L_K:	Longitud de cálculo
γ:	Peso específico
ρ:	Densidad de la sustancia
Re:	Número de Reynolds
v_s:	Velocidad característica del fluido
v:	Viscosidad cinemática del fluido
λl:	Flujo laminar

h_L:	Perdida de energía
f:	Factor de fricción
Δp:	Caída de presión

1. RESUMEN.

El presente proyecto de tesis comprende el “Diseño de un sistema semiautomático de abastecimiento y descarga de tuberías de perforación de petróleo, para el mecanizado en un torno CNC de la empresa INSEPECA Cía. Ltda. Ubicada en la Provincia de Orellana”. El cual actualmente se lo realiza de manera manual, únicamente contando con la habilidad de los operadores.

La importancia de este proyecto investigativo se fundamenta porque se pretende plantear una innovación en los procesos industriales desde el punto de vista de la automatización, lo cual optimiza los recursos sin dejar de lado los aspectos técnicos requeridos y calidad en los resultados.

En el transcurso del proceso investigativo se determinó conveniente diseñar elementos no muy complejos, aprovechando la geometría de los tubos, además que resistan adecuadamente los esfuerzos producidos por las grandes dimensiones y pesos de las tuberías de perforación de petróleo, basado en procedimientos de cálculo de orden mecánico, para su posterior comprobación simulada en un software de análisis de elementos finitos.

El sistema de potencia seleccionado para las labores de traslado y desplazamiento de la tubería es del orden oleo-hidráulico a través de cilindros y motores hidráulicos, ya que es el más recomendado para este tipo de instalaciones, por su baja complejidad y alto rendimiento.

Como parte final del proyecto, se realizó una propuesta de semiautomatización mediante el uso de un logo PLC Siemens, tratando de lograr un esquema de control flexible, que brinde las seguridades requeridas en este proceso tan delicado.

SUMMARY.

This thesis project involves the "Design of a semi-automatic supply and discharge of oil drilling pipes for machining on a CNC lathe INSEPECA company Cia. Ltd. Located in the province of Orellana. "This currently is done by hand, solely relying on the skill of the operators.

The importance of this research project is based because it is intended to raise an innovation in industrial processes from the point of view of automation, which optimizes resources without neglecting the technical requirements and quality results.

During the investigative process should be determined very complex design elements, using the geometry of the tubes, in addition to reliably withstand the stresses produced by the large size and weight of oil drilling pipes, calculation procedures based on order mechanical, for further testing in a software simulated.
The power system selected for the work of relocation and displacement of the pipe is about oil-hydraulic cylinder through hydraulic motors, since it is highly recommended for this type of facility for its low complexity and high performance.

As the final part of the project, a proposal was made semi-automation by using a Siemens PLC logo, trying to achieve a flexible control scheme, to provide the assurances required in this delicate process.

2. INTRUDUCCIÓN.

La empresa INSEPECA Cía. Ltda. Con el fin de agilizar la productividad de reparación de tuberías, (actividad principal de la empresa), decidió adquirir tornos de tecnología moderna (tornos CNC), los cuales son abastecidos de forma manual, resultando inadecuado el proceso.

Debido a las características de la tubería (dimensiones que oscilan entre 30 y 45pies de longitud y un diámetro de 3 ½ in a 9 5/8in) y el tipo de mecanizado, es necesario diseñar un sistema eficiente de abastecimiento con vista a mejorar los tiempos de producción.

Como ya se mencionó, los procesos de carga y descarga de tubería se la realiza de forma manual mediante sistemas de montacargas obsoletos y de bajo rendimiento, teniendo como consecuencia baja productividad frente a la capacidad de servicio del torno CNC.

Al contar con las nuevas máquinas herramientas se hace imprescindible un sistema semi automático de abastecimiento y descarga de tubos que se acople a la capacidad de producción del torno antes mencionado, desde mi punto de vista una alternativa aceptable, en cuanto a costos de implementación y mantenimiento, ya que los sistemas semiautomáticos son de fácil implementación y operación, esto último, haciendo referencia a que no es difícil capacitar al personal para que quede en condiciones de operar los nuevos sistemas.

3. REVISIÓN DE LITERATURA.

3.1.Torno CNC petrolero.

"Estos tornos petroleros son máquinas de propósito especial y general, para aplicaciones de roscado en sistema métrico e inglés, así como roscas paralelas y cónicas, además realizan operaciones de torneado convencional, excéntrico, calibrado interno y conos. Es también aplicable para procesar y reparar todo tipo de tubo petrolero metalúrgico de la industria química, hidroeléctrica y campo geológico. Son las máquinas más populares para la reparación de los tubos de acero en las estaciones con líneas de tubo petrolero"[1].

En la figura 1 se observa un torno CNC, los cuales son utilizados por la empresa, para la reparación de tuberías de perforación de petróleo.

Fig.1: Torno CNC.

3.2.Tubería de perforación de petróleo.

La única manera de saber realmente si hay petróleo en el sitio donde la investigación geológica propone que se podría localizar un depósito de hidrocarburos, es mediante la perforación de un pozo. Para lo cual se utiliza tubería de perforación de petróleo (Drill Pipe), como se observa en la figura 2.

[1] (http://www.tornos-cnc.com/tornos_petroleros.html)

Fig.2: Tubería de perforación.

"La tubería de perforación de petróleo se va consumiendo a medida que se realizan los viajes, llegando a un límite teórico de 100 aprietes, al cabo de los cuales, la reconexión debe ser re-maquinada, para largar la vida útil de las mismas"[2], como se puede observar en la figura 3.

Fig.3: desgaste de las conexiones.

3.3.Estructuras metálicas.

Las estructuras metálicas como se observa en la figura 4, poseen una gran capacidad resistente por el empleo de acero, la estructura se la utilizara para que las tuberías sean acopiadas y luego ingrese la tubería individualmente al torno CNC, para su respectivo mecanizado.

[2] (http://www.monografias.com/trabajos11/pope/pope.shtml)

Fig.4: Estructura metálica.

Para diseñar el sistema metálico se debe tomar en cuenta todas las fuerzas que intervienen en la estructura, y así de esta manera poder contar con una estructura confiable.

3.4.Deformación de vigas.

"La deformación de una viga se suele expresar en función de la flecha desde la posición no deformada, se mide desde la superficie neutra de la viga deformada hasta la posición original de dicha superficie"[3]. Es muy importante realizar un cálculo correcto de la flecha, porque de esto dependerá la carga que se le puede aplicar. Para la deformación de una viga con los extremos volados y carga uniforme, según William A. Nash (Resistencia de materiales, serie Schaum), utiliza la siguiente formula.

$$EIy = -\frac{px^4}{24} + \frac{pL(x-a)^3}{12} + \frac{pL^3x}{48} - \frac{pLx}{4}\left(\frac{L}{2} - a\right)^2 + \frac{pa^4}{24} - \frac{paL^3}{48} + \frac{pLa}{4}\left(\frac{L}{2} - a\right)^2 \qquad (1)$$

"La flecha máxima admisible no debe exceder de l/300 de la longitud de la viga. Así una viga bien proyectada no solo debe de ser capaz de soportar las cargas a que estará sometida, sino que no deberá sufrir flechas indeseablemente grandes"[4].

3.4.1. Momento de inercia.

El momento de inercia se relaciona con las tensiones y deformaciones máximas producidas por los esfuerzos de flexión en un elemento estructural, por lo cual este valor determina la resistencia máxima de un elemento estructural bajo flexión junto con las propiedades de

[3] (NASH, 1993)
[4] (NASH, 1993)

dicho material. La ecuación siguiente sirve para determinar el momento de inercia de un tubo hueco y un círculo según Robert L. Mott (Diseño de elementos de máquinas).

3.4.2. Momento de inercia de un cilindro hueco.

$$I = \frac{\pi}{4}\left({R_e}^4 - {r_i}^4\right) \tag{2}$$

3.4.3. Momento de inercia de un círculo.

$$I = \frac{\pi}{64}.D^{\ 4} \tag{3}$$

3.4.4. Teorema de los tres momentos.

Cuando la carga es constante a lo largo de toda la viga, los extremos están simplemente apoyados, además las longitudes son iguales. Es aplicable el teorema de los tres momentos según William A. Nash (Resistencia de materiales, serie Schaum).

$$M_A L_1 + 2M_B(L_1 + L_1) + M_C L_2 = -\frac{p_1 {L_1}^3}{4} - \frac{p_2 {L_2}^3}{4} \tag{4}$$

3.4.5. Flecha máxima de una viga con un extremo volado.

Para una viga sometida a carga uniforme y con un extremo volado primeramente se determinará primero el punto donde se produce la flecha máxima, pues puede estar en el extremo izquierdo de la viga, o en algún intermedio de la viga, con la ecuación siguiente según William A. Nash (Resistencia de materiales, serie Schaum), se puede encontrar el punto donde se produce la flecha máxima.

$$EI\,\frac{dy}{dx} = -\frac{px^3}{6} + \frac{pL^2(x-a)^2}{4b} + \frac{p\left(L^4-a^4\right)}{24b} - \frac{pL^2 b}{12} \tag{5}$$

Una vez conocido el punto donde se produce la flecha máxima, con la ecuación siguiente puede hallarse la flecha máxima según William A. Nash (Resistencia de materiales, serie Schaum).

$$EIy = -\frac{px^4}{24} + \frac{pL^2(x-a)^3}{12b} + \frac{p\left(L^4-a^4\right)x}{24b} - \frac{pL^2 bx}{12} + \frac{pa^4}{24} - \frac{p\left(L^4-a^4\right)a}{24b} + \frac{pL^2 ab}{12} \tag{6}$$

Cuando una viga tiene carga uniforme, apoyada en sus extremos y se desea conocer la flecha máxima, con la ecuación siguiente se lo realizará según William A. Nash (Resistencia de materiales, serie Schaum).

$$y = -\frac{5}{384} \cdot \frac{pL^4}{EI} \tag{7}$$

3.5.Columnas.

"Una columna es un miembro estructural que soporta una carga axial de compresión, y que tiende a fallar por inestabilidad elástica o pandeo, más que por el aplastamiento del material. La inestabilidad elástica es la condición de falla donde la forma de una columna no tiene la rigidez necesaria para mantenerla erguida bajo la carga. Entonces, si no se reduce la carga, la columna se colapsará. Es obvio que este tipo de falla catastrófica debe evitarse en estructuras y en elementos de máquinas"[5].

Para el diseño de las columnas se utilizará las ecuaciones según Robert L. Mott (Diseño de elementos de máquinas).

3.5.1. Radio de giro.

El radio de giro se calcula con la siguiente fórmula.

$$r = \sqrt{I/A} \tag{8}$$

Radio de giro para un cilindro hueco.

$$r = \frac{\pi\sqrt{D^2+d^2}}{4} \tag{9}$$

3.5.2. Longitud efectiva.

La forma de soportar ambos extremos de la columna afecta la longitud efectiva de la columna, que se define como sigue:

[5] (MOTT, 1996)

$$L_e = K.L \tag{10}$$

Donde

L= longitud real de la columna entre los soportes

K=constante que depende del extremo fijo, como se ilustra en la figura 5.

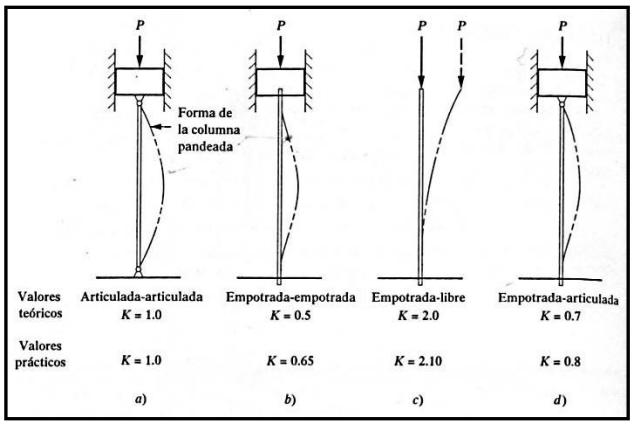


Fig.5: Valores de K para obtener longitud efectiva.

3.5.3. Relación de esbeltez.

La relación de esbeltez es el cociente de la longitud efectiva de la columna entre su radio de giro mínimo. Como se observa en la siguiente ecuación.

$$Relación\ de\ esbeltez = \frac{L_e}{r} \tag{11}$$

3.5.4. Relación de esbeltez de transición.

Hay dos tipos de métodos para analizar columnas rectas con carga central:

1) La fórmula de Euler para columnas largas y esbeltas.
2) La fórmula de J. B. Johnson para columnas cortas.

La elección del método apropiado depende del valor de la relación de esbeltez real de la columna que se analiza, comparando con la relación de esbeltez de transición, que se define como sigue:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \tag{12}$$

Donde

E = Módulo de elasticidad del material de la columna

S_y = Resistencia de fluencia del material

Procedimiento para determinar que ecuación hay que utilizar en la columna:

1) Si la $\frac{KL}{r}$ real es mayor que C_c, la columna es larga, emplee la ecuación de Euler
2) Si la $\frac{KL}{r}$ real es menor que C_c, la columna es corta, emplee la ecuación de J. B. Johnson

3.5.5. Ecuación de J. B. Johnson, para columnas cortas.

En nuestro caso la columna es corta por lo que se empleará la ecuación de J. B. Johnson, que se la describe a continuación, si se aplica la ecuación de Euler en esta región, se calculará una carga crítica mayor que la que en realidad es.

$$P_{er} = AS_y\left[1 - \frac{S_y\left(\frac{KL}{r}\right)^2}{4\pi^2 E}\right] \tag{13}$$

3.5.6. Área de la base del cilindro hueco.

Es importante conocer el área de la base de un cilindro hueco, para poder determinar la carga crítica de una columna corta, que se la describe a continuación según J. B. Johnson

$$A = \frac{\pi(D^2+d^2)}{4} \quad (14)$$

3.5.7. Factor de diseño y carga admisible.

"Como se espera una falla con una carga límite y no con un esfuerzo el concepto de un factor de diseño se aplica en forma distinta que en la mayor parte de los demás miembros sometidos a cargas". El factor de diseño se lo aplicará directamente a la carga crítica calculada, según Robert L. Mott (Diseño de elementos de máquinas), se aplicará un factor de diseño de 3 para máquinas y para columnas estacionarias y extremos empotrados un factor de 2.

$$P_a = P_{er}/N \quad (15)$$

P_a= Carga admisible

N= Factor de diseño

3.6.Fuerza de rozamiento.

La fuerza de rozamiento es una fuerza que aparece cuando hay dos cuerpos en contacto y es una fuerza muy importante cuando se estudia el movimiento de los cuerpos.

"Existe rozamiento incluso cuando no hay movimiento relativo entre los dos cuerpos que están en contacto. Hablamos entonces de Fuerza de rozamiento estática, Una vez que el cuerpo empieza a moverse, hablamos de fuerza de rozamiento dinámica. Esta fuerza de rozamiento dinámica es menor que la fuerza de rozamiento estática"[6], en la ecuación siguiente se la define según Paul E. Tippens (Física).

$$F_r = Nr.\mu_r \quad (16)$$

Donde

μ_r = Coeficiente de fricción

[6] (TIPPENS, 1992)

3.7.Rodadura sobre un plano inclinado.

"Un aspecto de rodamiento de rodadura que reviste la mayor importancia se refiere al rozamiento entre el cuerpo rodante y la superficie sobre la cual se apoya"[7], como se observa en la figura 6.

Es importante conocer el tiempo en que se demora un tubo en rodar sobre el mesón de carga, para evaluar el tiempo total en el mecanizado de un tubo, desde que se monta el tubo al mesón de carga, hasta llegar al mesón de descarga.

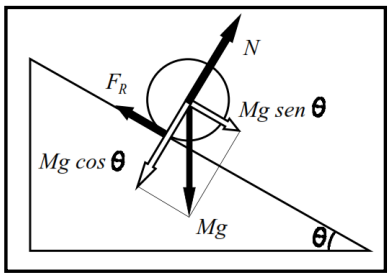


Fig.6: Cilindro rodando sobre un plano inclinado.

3.7.1. Velocidad de traslación de centro de masa.

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{1+k}} \tag{17}$$

Donde $k =$ parámetro adimensional que identifica a un cuerpo, en la tabla siguiente aparecen los valores de k para los distintos cuerpos.

Tabla.1: Valores de k para diferentes cuerpos.

cuerpo	$k = \frac{I}{mR^2}$
esfera sólida	$\frac{2}{5}$
cilindro sólido o disco	$\frac{1}{2}$
esfera hueca o cascarón esférico	$\frac{2}{3}$
cilindro hueco o aro	1

Con la siguiente ecuación podemos conocer el tiempo que se demora en rodar un cilindro sobre un plano inclinado.

[7] (GUZMAN)

$$T = \sqrt{\frac{2l(1+k)}{gsen\theta}} \tag{18}$$

3.7.2. Aceleración del centro de masa.

La aceleración con que se mueve sobre el plano inclinado un cilindro o una esfera rodando sin deslizar es:

$$a = \frac{gsen\theta}{1+k} \tag{19}$$

3.7.3. Segunda ley de Newton.

La Segunda ley de Newton se encarga de cuantificar el concepto de fuerza. "Nos dice que la fuerza neta aplicada sobre un cuerpo es proporcional a la aceleración que adquiere dicho cuerpo. La constante de proporcionalidad es la masa del cuerpo"[8], de manera que podemos expresar la relación de la siguiente manera:

$$\mathrm{F} = \mathrm{m.a} \tag{20}$$

Donde

m= masa

a=aceleración

Fuerza normal

La Tercera Ley de Newton dice que toda fuerza de acción sobre un cuerpo tiene una fuerza de reacción con la misma magnitud, en la misma dirección y en sentido opuesto. Por lo tanto como el peso es una fuerza, existirá una fuerza de reacción que se ejerce sobre la tierra y es opuesta al peso. A continuación se muestra la ecuación antes mencionada.

$$P = m.g \tag{21}$$

[8] (TIPPENS, 1992)

Cuando una viga se encuentra empotrada, sometida a una fuerza aislada en el centro y se necesita conocer la flecha máxima, se utilizara la siguiente ecuación según William A. Nash (Resistencia de materiales, serie Schaum).

$$\Delta = -\frac{P.L^3}{192.E.I} \tag{21}$$

Para determinar el momento de inercia de una viga rectangular se empleara la siguiente ecuación según William A. Nash (Resistencia de materiales, serie Schaum).

$$I = \frac{b.h^3}{12} \tag{22}$$

3.8.Sistema semiautomático.

El sistema semiautomático se lo utilizara para facilitar las maniobras de control y mando en el abastecimiento y descarga de tuberías hacia el torno CNC, en la figura 7 se muestra un sistema semiautomático. Sin embargo para hacer posible este sistema se necesita de una serie de elementos mecánicos y de una estructura donde se acoplen cada uno de los elementos.

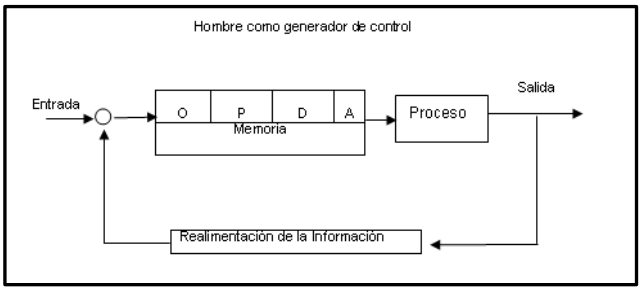


Fig.7: Sistema semiautomático.

3.8.1. Motor hidráulico.

“Un motor hidráulico es un actuador mecánico que convierte presión hidráulica y flujo en un par de torsión y un desplazamiento angular, es decir, en una rotación o giro. Su funcionamiento es pues inverso al de las bombas hidráulicas y es el equivalente rotatorio del cilindro hidráulico. Se emplean sobre todo porque entregan un alto par a velocidades de

giro pequeñas en comparación con los motores eléctricos”[9], en la figura 8 se puede observar un motor hidráulico.

En nuestro caso se lo usará para hacer rotar los rodillos cónicos, tanto para alimentar y extraer el tubo del torno.

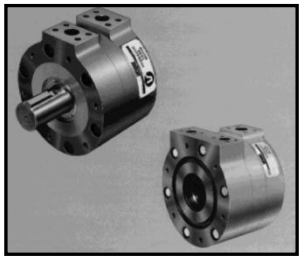


Fig.8: Motor hidráulico.

3.8.2. Cilindro hidráulico.

Los cilindros hidráulicos que se observa en la figura 9 son actuadores mecánicos que son usados para dar una fuerza a través de un recorrido lineal.

Fig.9: Cilindro hidráulico.

3.8.3. Motor eléctrico.

El motor trifásico que se observa en la figura 10, servirá para dar potencia a la bomba hidráulica, y de esta forma hacer funcionar todos los sistemas hidráulicos del circuito.

[9] (http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_hidr%C3%A1ulico)

Fig.10: Potencia del motor.

Para encontrar la potencia de un motor en un sistema hidráulico se utiliza la ecuación siguiente según José Roldan Viloria (neumática, hidráulica y electricidad aplicada).

$$P_{motor} = \frac{P.Qc}{450.\eta}\ en\ CV \tag{23}$$

Donde

$P =$ Presión en bar

$Qc =$ Caudal en litros/min

$\eta =$ Rendimiento (moto-bomba), 0.8

3.8.4. Torque.

Par, momento o momento de fuerza, es la tendencia de una fuerza para girar un objeto alrededor de un eje. Como en el diseño que se está realizando se necesita dimensionar ejes de transmisión, es necesario conocer el torque. La ecuación se la describe a continuación.

$$Tr = F.r \tag{24}$$

Donde

$F =$ Fuerza

$r =$ Radio

El valor del par depende de la acción de la fuerza por el radio.

3.8.5. **Momento flector.**

"Se denomina momento flector un momento de fuerza resultante de una distribución de tensiones sobre una sección transversal de un prisma mecánico flexionado o una placa que es perpendicular al eje longitudinal a lo largo del que se produce la flexión"[10].

3.8.6. Momento flector.

Es la suma algebraica de los momentos de las fuerzas exteriores a un lado de una sección cualquiera de la viga respecto a un eje que pasa por dicha sección se llama momento flector según William A. Nash (Resistencia de materiales, serie Schaum).

$$M = P.x \tag{25}$$

3.9.Eje.

"Un eje (o árbol) es un componente de dispositivos mecánicos que trasmiten movimiento rotario y potencia. Es parte de cualquier sistema mecánico donde la potencia se transmite desde un motor".

3.9.1. Procedimiento para diseñar un eje.

- ✓ Determine la velocidad de giro del eje.
- ✓ Determine la potencia o el par torsional que debe transmitir el eje.
- ✓ Determine el diseño de los componentes transmisores de potencia.
- ✓ Especifique la ubicación de los cojinetes a soportar el eje.
- ✓ Proponga la forma general de los detalles geométricos para el eje.

[10] (NASH, 1993)

3.9.2. Resistencia a la fatiga.

"La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad de resistir cargas de fatiga. En general, es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad dada de ciclos de carga"[11]. Como se muestra en la siguiente ecuación según Robert L. Mott (Resistencia de elementos de máquinas).

$$Resistencia\ a\ la\ fatiga = 0.50(S_u) \tag{26}$$

Donde

S_u= Resistencia a la tensión del material

3.9.3. Resistencia a la fatiga real.

Para determinar la resistencia de la fatiga real se tomara en consideración las propiedades del acero, la ecuación a utilizar será la siguiente según Robert L. Mott (Resistencia de elementos de máquinas).

$$S'_n = S_n C_m C_{st} C_R C_s \tag{27}$$

Donde

S_n= Resistencia a la fatiga

C_m= Factor de material

C_{st}= Factor de tipo esfuerzo, 1 para esfuerzo flexionante y 0.80 para la tensión axial según Robert L. Mott (Resistencia de elementos de máquinas).

C_R= Factor de confiabilidad tabla 8

C_s= Factor de tamaño, mediante la tabla 9

[11] (MOTT, 1996)

3.9.4. Procedimiento para estimar la resistencia real a la fatiga S'_n.

1. especificar el material para la pieza y determinar su resistencia última de tensión S_u, mediante la consideración de su condición, tal como se usará en servicio.
2. especificar el proceso de manufactura usado para producir la parte, con especial atención al estado de la superficie en la zona donde los esfuerzos sean mayores.
3. Emplear la figura 11, para estimar la resistencia a la fatiga modificada S_n.

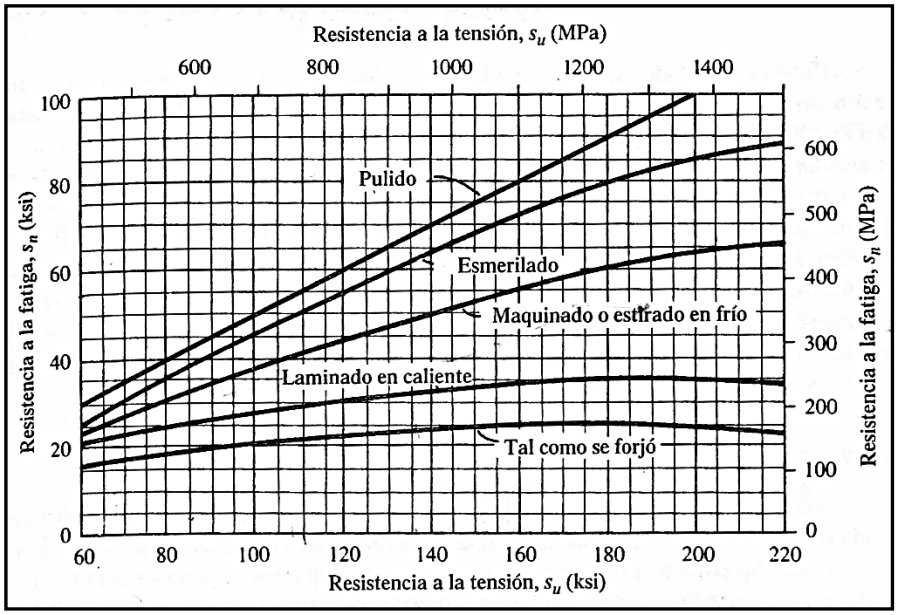


Fig.11: Resistencia a la fatiga $\boldsymbol{S_n}$ en función de la resistencia a la tensión, para acero forjado con varias condiciones de superficie.

5. Aplique un factor de material C_m de la tabla 1.

Tabla: 2. Factor de material

Acero forjado	$C_m = 1.00$	Hierro maleable	$C_m = 0.80$
Acero colado	$C_m = 0.80$	Hierro gris	$C_m = 0.70$
Acero pulverizado	$C_m 0.76$	Hierro dúctil	$C_m = 0.66$

6. Aplique un factor de tipo de esfuerzo: $C_{st} = 1.0$ para el esfuerzo flexionaste, $C_{st} = 0.80$ para la tensión axial.
7. Aplique un factor de confiabilidad C_R de la tabla 8

8. Aplique un factor de tamaño C_s mediante la tabla 9 y la figura 12 como guías.

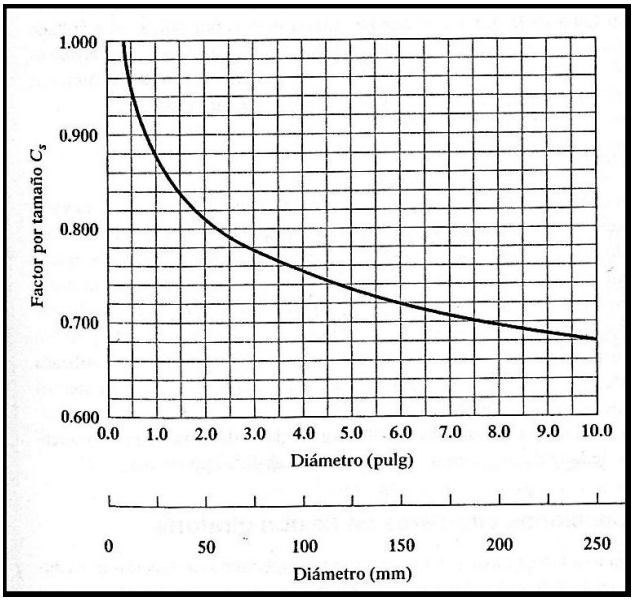


Fig. 12: Factores de confiabilidad aproximados $\boldsymbol{C_R}$.

3.9.5. Factor de diseño (N).

Es muy importante determinar un correcto factor de diseño, que es una medida de seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. Entonces el esfuerzo real que se desarrolla en el componente debe ser menor que el esfuerzo de diseño.

Según Robert L. Mott (Resistencia de elementos de máquinas), utiliza los siguientes factores de diseño, los cuales serán seleccionados de acuerdo a la tabla 10.

3.9.6. Ecuación de diseño para ejes.

La siguiente ecuación se usa para el diseño de ejes en el libro de Robert L. Mott, la cual es compatible con la norma ANSI B106.IM-1985. Esta ecuación será la que utilizaremos para el diseño de ejes.

$$D = \left[\frac{32N}{\pi}\sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{1/3} \tag{28}$$

Donde

K_t= concentración de esfuerzos, 1.5 transición bien redondeada y 2.5 chaflán agudo, según Robert L. Mott (Diseño de elementos de máquinas).

M= Momento flector

T= Momento torsor

S_y=Resistencia a la fluencia

3.9.7. Par motor.

"El par motor es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia"[12].

La potencia desarrollada por el par motor es proporcional a la velocidad angular del eje de transmisión, viniendo dada por:

$$P = M.\omega \tag{29}$$

Dónde:

$P =$ Potencia en Watts

$M =$ Par motor N.m

$\omega =$ Velocidad angular rad/s

3.9.8. Velocidad angular.

"La velocidad angular es una medida de la velocidad de rotación. Se define como el ángulo girado por una unidad de tiempo y se designa mediante la letra griega ω. Su unidad en el Sistema Internacional es el radián por segundo (rad/s)"[13]. Se define de la siguiente forma.

[12] (http://es.wikipedia.org/wiki/Par_motor)

$$\omega = \frac{v}{r} \tag{30}$$

Dónde:

$v =$ Velocidad m/s

$r =$ Radio m

3.9.9. Composición y descomposición de fuerzas.

"Muchas veces tenemos distintas fuerzas aplicadas a un cuerpo y en distintas direcciones. Para conocer su comportamiento lo que hacemos es calcular la fuerza resultante, equivalente a la suma de todas las fuerzas aplicadas"[14].

Para hallar la resultante total hay que realizar el procedimiento inverso, es decir componer las dos fuerzas.

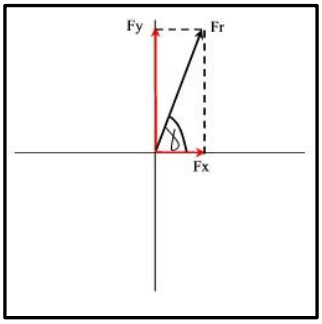


Fig.13: Fuerza resultante.

El módulo se calcula como la raíz cuadrada de cada componente al cuadrado:

$$R = \sqrt{Fx^2 + Fy^2} \tag{31}$$

[13] (http://es.wikipedia.org/wiki/Par_motor)
[14] (http://www.fisicapractica.com/composicion-fuerzas.php)

3.10. Cuñeros.

"Un cuñero o chavetero es una ranura longitudinal que se corta en un eje, para montar una cuña o chaveta que permita la transferencia de par torsional del eje al elemento transmisor de potencia"[15].

La tabla 11, muestra las dimensiones preferidas de cuñas paralelas, en función del diámetro del eje, tal como se especifican en la norma ANSI B17.1-1967. El ancho es nominalmente la cuarta parte del eje.

Con la ecuación que se muestra a continuación, según Robert L. Mott (Diseño de elementos de maquinas), se puede determinar la longitud de una cuña cuadrada con menor resistencia que su material, que la resistencia del eje.

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} \tag{32}$$

Donde

$W =$ Ancho nominal de la cuña

$T =$ Momento torsor

$D =$ Diámetro del eje

$N = 3$ En aplicación industriales (según Robert L. Mott)

3.11. Pasador

Un pasador como se observa en la figura 14, es un elemento de fijación mecánica desmontable, se emplea para la fijación de varias piezas a través de un orificio común, impidiendo el movimiento relativo entre ellas. El empleo de estos sistemas de fijación es de gran uso en máquinas industriales.

[15] (MOTT, 1996)

Fig.14: Pasador.

3.11.1. Fuerza media y alternativa

El método a utilizar para determinar el diámetro de un pasador será según Robert L. Mott (Diseño de elementos de máquinas)

La ecuación siguiente se la utilizara para determinar las fuerzas media y alternativa sobre el pasador.

$$F_m = (F_{máx} + F_{mín})/2 \tag{33}$$

$$F_a = (F_{máx} - F_{mín})/2 \tag{34}$$

3.11.2. Esfuerzo cortante directo

El esfuerzo cortante directo cuando la fuerza aplicada tiende a cortar el elemento como si fuera una tijera o navajas.

La fórmula del esfuerzo cortante se la describe como sigue:

$$\tau = \frac{F}{A_s} \tag{35}$$

Dónde:

$F =$ Fuerza de corte

$A_s =$ Área al corte

3.11.3. Esfuerzos cortantes fluctuantes

Con el método de Goodman también se puede aplicar para esfuerzos cortantes fluctuantes, en lugar de esfuerzos normales. La ecuación de diseño seria entonces

$$\frac{K_t \tau_a}{S'_{sn}} + \frac{\tau_m}{S_{su}} = \frac{1}{N} \tag{36}$$

Donde

$\tau_m =$ Esfuerzo cortante medio

$$S'_{sn} = 0.577\, S'_n \tag{37}$$

$$S_{su} = 0.75\, S_u \tag{38}$$

$K_t \tau_a < \tau_d$ Esfuerzo normal máximo

$N =$ Factor de diseño

3.11.4. Factores de diseño.

El termino factor de diseño, N, es una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga.

Con frecuencia, el valor razonable del factor de diseño está definido por códigos establecidos por organizaciones de normalización, como la sociedad estadounidense de manufactura de engranajes (American Gear Manufacturers), o el instituto estadounidense de construcción de acero (American Institute of Steel Construction).

Tabla.3: factores de diseño

Factores de diseño		
Materiales dúctiles	1.25 a 2	El diseño de estructura bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
	2 a 2.5	Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.
	2.5 a 4	Diseño de estructuras estáticas o elemento de maquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o al ambiente.
	4 o más	Diseño de estructuras estáticas o elementos de cargas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente.
Materiales frágiles	3 a 4	Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.
	4 a 8	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades del material, análisis d esfuerzo o al ambiente.

3.11.5. Área de un círculo

Para determinar el área de un círculo se lo realiza con la ecuación siguiente:

$$A = \frac{\pi\, D^2}{4} \tag{39}$$

$$D = \sqrt{\frac{4.A}{\pi}} \tag{40}$$

3.12. Soporte de pie con rodamiento Y.

Los soportes con rodamientos Y que se observa en la figura 15, “son unidades listas para montar, engrasadas y obturadas que permiten la compensación de la desalineación inicial”[16].

[16] (http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=es&newlink=6_1_1)

Fig.15: Soporte de pie con rodamiento Y.

3.13. Sistema hidráulico.

La hidráulica hoy en día se utiliza en equipos que permiten trabajos cada vez con mayor precisión y con mayores niveles de energía, lo que sin duda ha permitido un creciente desarrollo de la industria en general.

En la industria, es de primera importancia contar con maquinaria especializada para controlar, impulsar, posicionar y mecanizar elementos o materiales propios de la línea de producción, para estos efectos se utiliza con regularidad la energía proporcionada por fluidos comprimidos.

Como la tubería que se desea controlar es de grandes dimensiones y demasiado pesadas se necesita de un sistema hidráulico para poder manipularlas con gran precisión. El sistema hidráulico está compuesto por una serie de elementos, los cuales hay que calcularlos de acuerdo al peso de la tubería.

3.13.1. Componentes de un circuito hidráulico.

Componentes básicos para realizar una instalación hidráulica.

- ✓ Tuberías hidráulicas.
- ✓ Recipiente.
- ✓ Filtro.
- ✓ Motor hidráulico.
- ✓ Válvula Antirretorno.
- ✓ Grupo moto-bomba.

- ✓ Válvulas limitadoras de caudal.
- ✓ Válvulas de distribución.
- ✓ Accionamiento de Válvulas.
- ✓ Cilindros de doble efecto.
- ✓ Divisores de caudal.
- ✓ Manómetro.
- ✓ Etc.

3.13.2. Flujo volumétrico.

El flujo volumétrico es el volumen de fluido que circula en una sección por unidad de tiempo, según Robert L. Mott (Mecánica de fluidos aplicada).

$$Q = v.A \tag{41}$$

Donde

$A =$ Área de la sección

$v =$ Velocidad promedio del flujo

3.13.3. Pandeo.

El cálculo al pandeo se calcula con la ecuación siguiente, que servirá para determinar el diámetro del vástago del cilindro hidráulico, se realiza mediante la ecuación de Euler, ya que se considera a la barra como una barra esbelta. En la figura 16, se puede observar la longitud de cálculo que se empleara para determinar el diámetro del vástago.

$$F = \frac{\pi^2.E.I}{v.{L_K}^2} \tag{42}$$

Donde

$E =$ Módulo de elasticidad

$I = \frac{\pi}{64}.D^{\,4}$ Momento de inercia según Rexroht Cyl. pdf (43)

$L_K = 2\,L$ Longitud de cálculo según Rexroht Cyl. pdf (44)

$v = 3.5$ Coeficiente de seguridad según Rexroht Cyl. Pdf

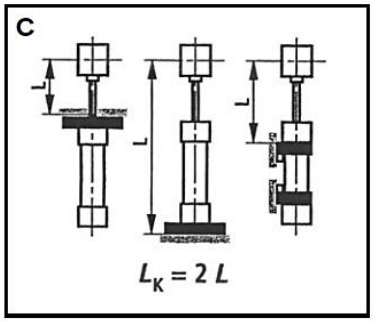


Fig.16: Longitud de cálculo.

3.13.4. Presión.

"La presión es la magnitud que relaciona la fuerza con la superficie sobre la que actúa, es decir, equivale a la fuerza que actúa sobre la unidad de superficie. Cuando sobre una superficie plana de área A se aplica una fuerza normal F de manera uniforme"[17], la presión P viene dada por:

$$P = \frac{F}{A} \tag{45}$$

Donde

$F =$ Fuerza normal

$A =$ Área

[17] (TIPPENS, 1992)

3.13.5. Bomba hidráulica.

"Una bomba hidráulica es una máquina generadora que transforma la energía (generalmente energía mecánica) con la que es accionada en energía hidráulica del fluido incompresible que mueve"[18]. Existen tres tipos de bombas hidráulicas que son:

- Bomba de engranajes
- Bomba de paletas
- Bomba de pistones

3.13.6. Bomba de pistones.

Las bombas de pistones como se observa en la figura 17, "se utilizan para grandes presiones, que pueden variar entre 150 y 2000 bar, caudales que oscilan entre 0.3 y 250 dm^3/min y de revoluciones de hasta 7000."

Fig.17: Bomba de pistones.

3.13.7. Caudal que pasa por una tubería.

"El ábaco que se muestra en la figura 18, es válido para aceites con una viscosidad máxima de 9° E o 38°C, circulando a temperaturas que oscilen entre 20° y 68°C"[19].

[18] (http://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica)
[19] (ROLDAN, 1995)

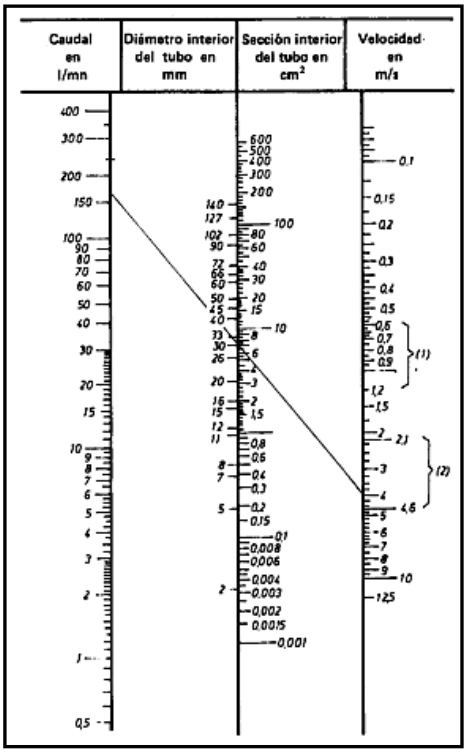


Fig.18: Abaco para determinar el fluido hidráulico que pasa por una tubería de un determinado diámetro, en función de su velocidad.

(1) Velocidad recomendada en conductos de aspiración

(2) Velocidad recomendadas en líneas de presión

3.13.8. Peso específico.

"Es el cociente entre el peso de un cuerpo y su volumen. Se calcula dividiendo el peso de un cuerpo o porción de materia entre el volumen que éste ocupa"[20].

$$\gamma = \rho . g \tag{46}$$

Dónde:

$\gamma =$ Peso especifico $\frac{N}{m^3}$

$\rho =$ Densidad de la sustancia

[20] (MOTT, 1996)

$g =$ Gravedad

3.13.9. Número de Reynolds.

"El número de Reynolds relaciona la densidad, viscosidad, velocidad y dimensión típica de un flujo en una expresión adimensional, que interviene en numerosos problemas de dinámica de fluidos. Dicho número o combinación adimensional aparece en muchos casos relacionado con el hecho de que el flujo pueda considerarse laminar (número de Reynolds pequeño) o turbulento (número de Reynolds grande). Desde un punto de vista matemático el número de Reynolds de un problema o situación concreta se define por medio de la siguiente fórmula"[21]:

$$\mathrm{Re} = \frac{\mathrm{v_s D}}{\mathrm{v}} \tag{47}$$

Dónde:

$\mathrm{v_s} =$ Velocidad característica del fluido

$\mathrm{D} =$ Diámetro de la tubería

$\mathrm{v} =$ Viscosidad cinemática del fluido

3.13.10. Número de Reynolds críticos.

Si el número de Reynolds es menor de 2000 el flujo será laminar y si es mayor de 4000 el flujo será turbulento. En el intervalo de número de Reynolds comprendido entre 2000 y 4000, es imposible predecir el tipo de flujo existente; por consiguiente este intervalo se lo conoce como región crítica.

Si se encuentra que el flujo de un sistema está en la región crítica, la práctica normal consiste en cambiar la rapidez del flujo o el diámetro del conducto para hacer que el flujo sea claramente laminar o turbulento.

[21] (MOTT, 1996)

3.13.11. Flujo laminar.

Es uno de los dos tipos principales de flujo en fluido. Se llama flujo laminar o corriente laminar, al movimiento de un fluido cuando éste es ordenado, estratificado, suave. En un flujo laminar el fluido se mueve en láminas paralelas sin entremezclarse y cada partícula de fluido sigue una trayectoria suave, llamada línea de corriente. El flujo laminar se lo define con la ecuación siguiente según Robert Mott (Mecánica de fluidos aplicada)

$$\lambda l = \frac{64}{Re} \tag{48}$$

3.13.12. Flujo turbulento.

"En mecánica de fluidos, se llama flujo turbulento o corriente turbulenta al movimiento de un fluido que se da en forma caótica, en que las partículas se mueven desordenadamente y las trayectorias de las partículas se encuentran formando pequeños remolinos aperiódicos, como por ejemplo el agua en un canal de gran pendiente. Debido a esto, la trayectoria de una partícula se puede predecir hasta una cierta escala, a partir de la cual la trayectoria de la misma es impredecible, más precisamente caótica"[22]. A continuación se describe la ecuación.

$$\lambda t = \frac{0.316}{4\sqrt{Re}} \tag{49}$$

3.13.13. Ecuación de Darcy.

El término h_L significa la energía perdida por el sistema. Una componente de la perdida de energía se debe a la fricción del fluido en movimiento. La fricción es proporcional a la cabeza de velocidad del flujo y al cociente de la longitud entre el diámetro de la corriente de flujo, para el caso de conductos y tubos, lo anterior se expresa de manera matemática en la ecuación de Darcy.

[22] (MOTT, 1996)

$$h_L = f\chi\frac{L}{D}\chi\frac{v^2}{2g} \tag{50}$$

Dónde:

f = Factor de fricción (sin dimensiones)

L = Longitud de la corriente de flujo

D = Diámetro del conducto

v = Velocidad del flujo promedio

3.13.14. Caída de presión

"Es la caída de presión ocasionada por la pérdida de energía"[23]. Entonces tenemos;

$$\Delta p = \gamma . h_L \tag{51}$$

3.13.15. Divisor de caudal

"Un divisor de caudal está constituido por dos o más elementos (secciones) modulares a engranajes conectados mecánicamente por un árbol interior que los hace rotar a la misma velocidad"[24], como se puede apreciar en la figura 19.

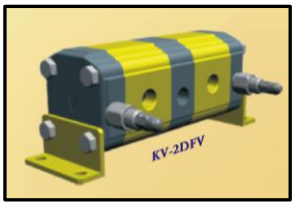


Fig.19: Divisor de caudal.

[23] (MOTT, 1996)
[24] (www.vivoil.com)

4. MATERIALES Y MÉTODOS.

4.1.Materiales

Los materiales para el desarrollo del proceso investigativo, están detallados a continuación.

Materiales de oficina

Computadora

Calculadora

Impresora

Hojas de papel bond

Bolígrafos

Material tecnológico

Microsoft Word

Microsoft Excel

Logo comfort 6.1

Power Point

Herramientas Cad

AutoCAD

Inventor professional

Mathcad

Cosmos

4.2.Métodos

- **Método analítico:** Con ayuda de este método se pudo investigar sistemas relacionados con el presente proyecto de tesis, analizando sus partes constitutivas y sus respectivas funciones para de esta forma tener conocimiento de cómo debía estar compuesto el sistema de abastecimiento de tubería del presente proyecto de tesis.

- **Método sintético:** Una vez analizado los diversos sistemas de alimentación de tubería se procede a realizar una síntesis de toda la información antes mencionada, la misma que sirvió como fuente de consulta para la parte de diseño del nuevo sistema.

- **Método experimental:** A través de este método se pudo concluir sobre cómo sería la dinámica funcional del nuevo proceso semiautomático.

- **Método inductivo:** Por este método fue posible analizar el funcionamiento de cada uno de los componentes del sistema basado en sus principios funcionales básicos

- **Método deductivo:** Se utilizó para el diseño de los diferentes componentes ya que se partió desde nociones generales del posible funcionamiento, hasta llegar a cada una de las partes que conformaran al sistema.

El proceso metodológico del proyecto se desarrolló partiendo desde la interrogante de ¿cuáles son las unidades de análisis más importantes?, las mismas que las resumo a continuación.

- ✓ Sistema de carga y descarga de tubería existente en la empresa INSEPECA Cía. Ltda.
- ✓ Mecanismos de accionamiento para movilización de tubería en el sistema existente.

- ✓ Fuentes motrices de potencia utilizadas para la movilización de la tubería del sistema actual.
- ✓ Seguridades en el proceso tecnológico.
- ✓ Características de trabajo del sistema existente en la empresa.
- ✓ Características de producción del sistema existente.
- ✓ Sistemas actuales de carga y descarga de tuberías.
- ✓ Accionamientos mecánicos para traslado de carga.
- ✓ Seguridad industrial y normas básicas de este tipo de instalaciones.
- ✓ Redes hidráulicas.
- ✓ Sistemas y procesos de automatización.
- ✓ Fuentes bibliográficas y de consulta sobre estudios similares o pertinentes al tema.

Luego determino cuales son los problemas posibles de la investigación, los cuales se resumen en la siguiente lista.

- ✓ La falta de un diseño de un sistema semiautomático de carga y descarga de tuberías en nuestro medio
- ✓ La escasa información técnica sobre el proceso de carga y descarga de tuberías para mecanizados en torno CNC
- ✓ Las condiciones de precisión y exactitud requerida para el nuevo proceso
- ✓ Optimizar el proceso requerido

Conocidas las unidades de análisis y los posibles problemas, trabajo de manera sistemática con la siguiente metodología.

- ✓ Revisión general del sistema actual de carga y descarga de tubería al torno CNC.
- ✓ Esquematización y caracterización de todos los componentes existentes del sistema antes mencionado.
- ✓ Cuantificación de la producción promedio de la planta actual.
- ✓ Análisis general de las fallas comunes existentes en el sistema instalado.
- ✓ Organización de la información adquirida.

- ✓ Búsqueda de información sobre sistemas actuales de carga y descarga de tuberías para procesos diversos.
- ✓ Deducción de cuál es el sistema adecuado para las nuevas labores de carga y descarga de tuberías.
- ✓ Selección general de los componentes que debe tener el nuevo sistema.
- ✓ Caracterización general del nuevo sistema.
- ✓ Diseño de un sistema apropiado y acoplable al torno CNC.
- ✓ Dimensionamiento de los componentes y accesorios del sistema diseñado para su correcto funcionamiento (sistema eléctrico, sistema mecánico, sistema hidráulico, sistema de control etc.).
- ✓ Estudio de todos los posibles componentes del sistema relacionado a las condiciones nominales de operación (análisis cinemático, análisis dinámico, resistencia de materiales, análisis termodinámico, estudios de fluidos etc.).
- ✓ Comprobación de los diseños mecánicos de las partes más importantes mediante el software de análisis de materiales.
- ✓ Diseño y simulación de las partes mecánicas finitas en software Cosmos del nuevo sistema de alimentación y descarga
- ✓ Socialización de los resultados obtenidos.

El proceso metodológico detallado anteriormente está basado en los métodos científicos de orden teórico práctico, como la observación sistemática, medición, entrevista, deducción, análisis y síntesis entre otros, esto debido a los múltiples campos que implica el presente estudio.

Con toda la información sobre el tema de estudio fue procesada de la siguiente forma:

- ✓ Observaciones realizadas, luego de redactadas y organizadas fueron llevadas a documento digital, siendo analizadas y categorizadas para su uso en las diferentes etapas de diseño.
- ✓ Información de consultas, entrevistas, fueron recopiladas, organizadas, analizadas y resumidas, para su posterior digitalización y uso en las diferentes etapas de la investigación.

5. RESULTADOS.

5.1.Descripción del estado actual y razón de la propuesta planteada

Las máquinas herramientas destinadas a la reparación de las uniones roscadas de tubería de perforación de petróleo, en la empresa INSEPECA Cía. Ltda. Ubicada en la Provincia de Orellana, fueron instaladas hace 14 años aproximadamente, alcanzando un funcionamiento promedio de hasta 12 horas por día, esto es, debido a la creciente demanda por parte de las compañías petroleras que requieren de este particular servicio.

Inicialmente el procedimiento se lo realizaba en tornos convencionales destinados únicamente a la recuperación de roscas, por otro lado, el abastecimiento de tubería hacia el torno se lo llevaba a cabo mediante una estructura de montacargas con desplazamiento en tres ejes y de forma manual, procedimiento que hasta la actualidad se lo viene desarrollando de la misma manera.

Por las características de los equipos antes mencionados, resulta un tanto laborioso lograr ubicar de manera adecuada los tubos en dirección del eje del mandril del torno, hecho que es de relevante importancia ya que de esto depende la calidad del proceso y la vida útil del torno.

Desde hace aproximadamente un año y medio, la empresa incorporó a su departamento de producción dos nuevos tornos del tipo CNC (control numérico computarizado), los cuales presentan muchas ventajas sobre los tornos convencionales, de las cuales podemos mencionar las siguientes:

- Mayor productividad
- Mayor precisión
- Ahorro energético
- Mejores acabados
- Aconsejable para producción en serie

Del hecho de contar con estas máquinas herramientas sofisticadas, surge la necesidad de diseñar y posteriormente implementar un sistema de abastecimiento y descarga de tuberías, puesto que no se ha podido aprovechar las ventajas antes mencionadas por la deficiencia de dicho proceso, teniendo como fin único, optimizar el proceso de forma, que este vaya a la par con la capacidad de producción del torno CNC.

El sistema semiautomático de abastecimiento y descarga de tuberías con una tecnología moderna y adecuada, puede considerarse como un complemento esencial dentro del proceso de recuperación de las uniones roscables, en la empresa INSEPECA Cía. Ltda. Puesto que permitirá mantener la producción en un nivel eficiente.

El sistema planteado en el siguiente proyecto de investigación, consiste en un conjunto de mecanismos no complejos que aprovechan la geometría de los tubos, para ubicarlos de manera adecuada en la línea del eje del mandril del torno, utilizando como fuente de potencia una bomba oleo-hidráulica, que permite accionar cilindros hidráulicos, maniobrados y controlados por un PLC, que reciben señales desde un conjunto de fines de carrera estratégicamente ubicados.

A primera vista podemos asegurar que este sistema ofrecerá las siguientes ventajas:

- Un mejor nivel seguridad industrial en el proceso.
- Asegurará el subministro continuo de tubería al torno.
- Permitirá mejorar tiempos de producción.
- Menor consumo energético.
- Menores costos de operación y mantenimiento.
- Entre otros.

Recurriendo a lo mencionado se puede concluir que; la propuesta de un sistema semiautomático de carga y descarga de tuberías es una necesidad inmediata, para alcanzar un mejor nivel productivo dentro de la empresa, siendo de esta manera muy importante una propuesta de diseño adecuada con vista a su futura implementación.

5.2.Condiciones de trabajo

Una vez conocido el objeto de investigación, resulta indispensable conocer las particularidades del proceso de abastecimiento y descarga de tuberías. Dentro de estas características se encuentran las dimensiones, forma y peso, de las diversas tuberías de perforación. Además se debe conocer la altura hasta la línea del eje del mandril del torno.

Se debe mencionar también, que la tubería ingresa desde la parte posterior del torno a través del eje hueco solidario al mandril, con el fin de que en la parte frontal del torno se pueda mecanizar exclusivamente los extremos de la tubería, sin que haya el riesgo de que la misma se fleje o que produzca sobrecargas al mandril del torno.

En la tabla 4, se muestra los tubos que se mecanizan en la empresa.

Tabla.4: característica de la tubería

DE	Di	Peso	Grado	Fluencia	Resistencia	Longitud
3 ½ in (8.89cm)	2.992 in (7.59cm)	9.5 lb/pie (14.13kg/m)	E75	75kpsi 517.1MPa	100kpsi 689.4MPa	32-47 pies (9.5-14)m
4 in (10.16cm)	3.34 in (8.48cm)	14 lb/pie (20.83kg/m)	E75	75kpsi 517.1MPa	100kpsi 689.4MPa	32-47 pies (9.5-14)m
4 ½ in (11.43cm)	3.958in (10.05cm)	13.75 lb/pie (20.46kg/m)	E75	75kpsi 517.1MPa	100kpsi 689.4MPa	32-47 pies (9.5-14)m
5 in (12.7)	4.276in (10.86cm)	19.50 lb/pie (29.01kg/m)	E75	75kpsi 517.1MPa	100kpsi 689.4MPa	32-47 pies (9.5-14)m
5 ½ in (13.97cm)	4.778in (12.13cm)	21.9 lb/pie (32.59kg/m)	E75	75kpsi 517.1MPa	100kpsi 689.4MPa	32-47 pies (9.5-14)m
6 5/8in (16.82cm)	5.901in (14.98cm)	27.7 lb/pie (41.22kg/m)	E75	75kpsi 517.1MPa	100kpsi 689.4MPa	32-47 pies (9.5-14)m
9 5/8in (24.44cm)	8.681in (22.05cm)	47 lb/pie (69.94kg/m)	E75	75kpsi 517.1MPa	100kpsi 689.4MPa	32-47 pies (9.5-14)m

Tabla.5: Por otra parte los tornos CNC mencionados tienen las siguientes características.

Ítem	unidades	LIJEON LCJ10-32X80
Diámetro de mecanizado máximo	mm	Ø340
Altura de la base al eje del mandril del torno	mm	1200
Dimensiones generales(LxWxH)	mm	4500x2300x2100

5.3.Generalidades del proceso de abastecimiento y descarga de tuberías

En la estructura a diseñar se va a utilizar Acero estructural y tuberías de perforación de petróleo, tomando en consideración la ventaja de este material sobre otros, siendo una de las más importantes la rapidez de montaje en el momento de la construcción.

Las dimensiones de la estructura estará de acuerdo a la longitud y peso de la tubería y también el modelo será de acuerdo a las necesidades que tenga el operador del Torno.

5.4.Proceso de cálculo

Aquí se va a realizar el análisis de la estructura, así como el diseño de la misma para lo que será necesario el diagrama de momentos en las columnas y en las vigas, se determinaran las fuerzas internas en cada uno de los elementos que van hacer diseñados, partiendo de las diferentes cargas de diseño que soportara la estructura, unas ves halladas las fuerzas internas se determinarán las fuerzas internas críticas, que van hacer utilizadas para su respectivo diseño.

5.5.Diseño del mesón de alimentación de los tubos

El mesón de alimentación de tubos consiste en una estructura en donde se almacenara tubería para su posterior traslado al torno CNC. De acuerdo a conversaciones de la parte

interesada el mesón debe tener una capacidad de 35 tubos del diámetro mayor como se puede observar en la figura 20. Aprovechando la geometría de los tubos, las vigas del mesón tendrán un ángulo de inclinación de 1°, para que los tubos rueden desde la parte superior hasta la parte inferior aprovechando la fuerza de gravedad, en la parte inferior de las vigas se colocara una traba para detener la tubería, luego con el sistema de alimentación de tubos al torno, se descargara los tubos individualmente del mesón de carga y transportados hasta el punto de mecanizado.

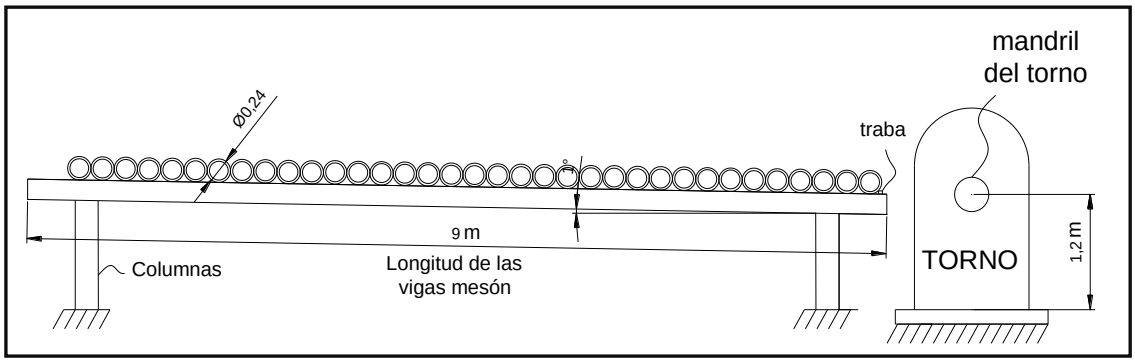


Fig.20: Mesón de alimentación al torno.

Para el diseño del mesón se optó que debe tener una capacidad de 35 tubos de 9 5/8 in (24.44cm), y tendrá un grado de inclinación, para aprovechar la geometría de los tubos y lograr que rueden por gravedad desde la parte superior, hasta la parte inferior del mismo, y serán detenidos por una traba para luego ser mecanizados individualmente.

Para calcular cuántas vigas tendrá el mesón hay que calcular el peso de los diferentes tubos y con la tubería que tenga el mayor peso se procederá a calcular la flecha máxima admisible que no debe exceder de 1/300 de la longitud de la viga, también se debe tomar en cuenta el peso mayor por metro transversal a la tubería, para realizar el cálculo de los soportes transversales.

A continuación se calculará el peso promedio de los tubos.

Para los tubos de;

$$\emptyset = 3\,{}^{1}/_{2}\ in = 8.89cm$$

$P = 16.60\frac{lb}{ft} = 24.7554\frac{kg}{m} = 242.768\frac{N}{m}$

$L = 32\ ft = 9.7536\ m$

Por tanto en toda la longitud del tubo se tiene una carga de $241.4542\ kg$ (2368.62N)

En un metro transversal entran 11.248 tubos y la carga será de $2715.87\ kg\ (26.64kN)$

Para los tubos de;

$\emptyset = 6\,{}^{5}/_{8}\ in = 16.8275cm$

$P = 27.70\frac{lb}{ft} = 41.3087\frac{kg}{m} = 405.1\frac{N}{m}$

$L = 32\ ft = 9.7536\ m$

Por tanto en todo la longitud del tubo se tiene una carga de $402.91\ kg\ (3952.54N)$

En un metro transversal entran 6.3031 tubos y la carga será de $2539\ kg\ (24.9kN)$

Para los tubos de;

$\emptyset = 9\,{}^{5}/_{8}\ in = 24.4475cm$

$W = 47\frac{lb}{ft} = 70.09067\frac{kg}{m} = 687.355\frac{N}{m}$

$L = 47\ ft = 14.3256\ m$

Por tanto en toda la longitud del tubo se tiene una carga de $1004.09kg\ (9850N)$

En un metro transversal entran 4.09039 tubos y la carga será de $4107.1196\ kg\ (40.29kN)$

Entonces la carga mayor por metro de longitud transversal se encontrará en los tubos de $\emptyset = 9\,{}^{5}/_{8}\ in = 24.44cm$, con la cual se realizara los cálculos de las vigas.

5.5.1. Cálculo de la flecha máxima de un tubo $\emptyset = 9\,{}^{5}/_{8}\ in\ (24.44cm)$.

Estos tubos son los que ruedan por el mesón por gravedad desde la parte superior hasta la parte inferior del mesón, donde son detenidos por medio de trabas paras luego uno a uno ser transportados para su respectivo mecanizado en el torno. Como los tubos tienen que rodar por el mesón por gravedad es necesario dejar los extremos volados, Ahora bien se tiene una viga simplemente apoyada con los extremos volados, sometido a una carga uniforme, se utilizará la ecuación (1). La flecha máxima admisible no debe exceder de l/300 de la longitud de la viga, como se puede apreciar en la figura 21. Así una viga bien proyectada no solo debe de ser capaz de soportar las cargas a que estará sometida, sino que no deberá sufrir flechas indeseablemente grandes.

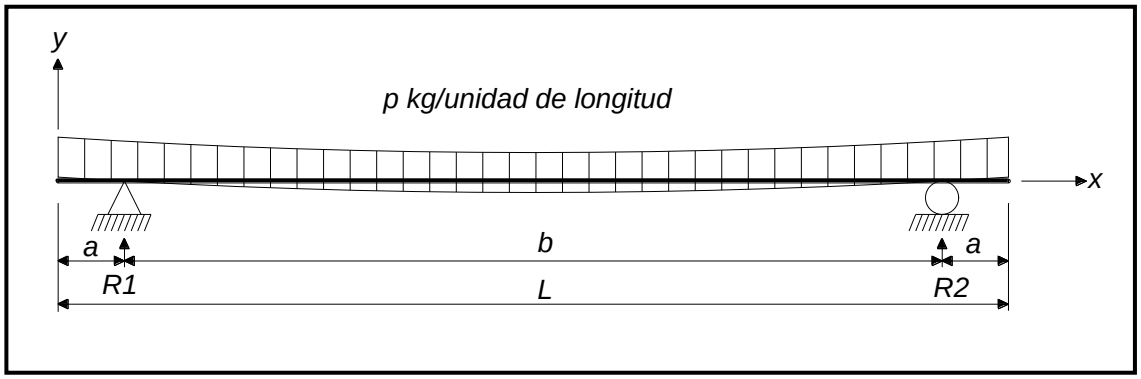


Fig.21: Viga apoyada con los extremos volados.

$\boldsymbol{Datos}$:

$P_{Tubo} = 1004.09\ kg = 9850.12\ N$

$p_{lineal} = 0.7009\,\frac{kg}{cm} = 687.348\ \frac{N}{m}$

$L_{tubo} = 1432.56\ cm$

$R_e = 12.223\ cm$

$r_i = 11.024\ cm$

$E = 2.1 \times 10^6 \frac{kg}{cm^2} = 2.059 \times 10^5 MPa$

$a = 1\ cm$

$b = 1232.56\ cm$

Solución:

$$EIy = -\frac{px^4}{24} + \frac{pL(x-a)^3}{12} + \frac{pL^3x}{48} - \frac{pLx}{4}\left(\frac{L}{2} - a\right)^2 + \frac{pa^4}{24} - \frac{paL^3}{48} + \frac{pLa}{4}\left(\frac{L}{2} - a\right)^2 \quad \text{Ecuación (1)}$$

$$I = \frac{\pi}{4}\left({R_e}^4 - {r_i}^4\right) \quad \text{Ecuación (2)}$$

$$I = \frac{\pi}{4}(12.223^4 - 11.045^4)$$

$$I = 5928.97 cm^4$$

$$\frac{l}{300} = \frac{1232.56\ cm}{300} = 4.1\ cm$$

$$EIy - \frac{0.7*716.28^4}{24} + \frac{0.7*1432.56L(716.28-100)^3}{12} + \frac{0.7*1432.56^3*716.28}{48} - \frac{0.7*1432.56*716.28}{4}\left(\frac{1432.56}{2} - 100\right)^2 + \frac{0.7*100^4}{24} - \frac{0.7*100*1432.56^3}{48} + \frac{0.7*1432.56*100}{4}\left(\frac{1432.56}{2} - 100\right)^2$$

$$EIy = -20371635711.7\ kg * cm^3$$

$$y = \frac{-20371635711.7\ kg*cm^3}{5928.97cm^4*2.1\times10^6\ kg/cm^2}$$

$$y = -1.63\ cm$$

$y = 1.63\ cm < 4.1\ cm$ *Por lo tanto si cumple con las condiciones*

Donde:

$p = Carga * centimetro\ lineal$

$I = momento\ de\ inercia$

$\frac{l}{300} = Flecha\ maxima\ admisible$

$y = Flecha$

La flecha que se calculó es para la tubería de mayor longitud, como se puede apreciar en la figura 21, como se cuenta con tubería de menor longitud, para lo cual es necesario implementar otra viga en el centro con lo cual se tendrá una flecha menor, lo cual es favorable para que los tubos rueden con mayor facilidad, aquí ya no se realizara cálculos de la flecha porque con dos apoyos no sobrepasa la flecha máxima admisible.

5.5.2. Vigas del mesón.

Para el diseño de las vigas se utilizara tubería de perforación de petróleo ya que son de acero al carbono y la empresa cuenta con una gran variedad de tubos de diferente diámetro. Como se requiere montar 35 tubos, con un diámetro de $9\,{}^{5}/_{8}\ in\ (24.44cm)$, es necesario que las vigas tengas una longitud de 9 metros.

Primeramente se debe calcular las reacciones y donde se encuentre la mayor reacción se realizara los cálculos de la viga.

5.5.3. Cálculo de las reacciones.

Como se observa en la figura 22, se tiene una viga continua de dos tramos que soporta una carga uniforme, es aplicable el teorema de los tres momentos.

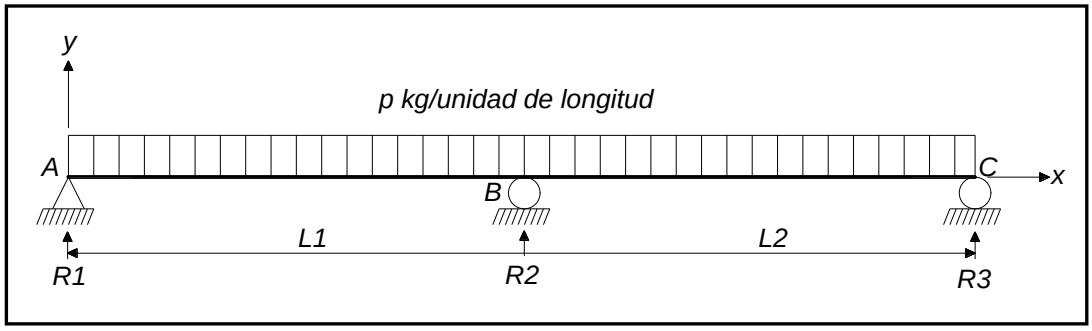


Fig.22: Viga continua de dos tramos, con carga uniforme.

Datos

$L1 = L2 = L = 716.28cm$

$p = 0.7009\frac{kg}{cm}\left(687.348\frac{N}{m}\right)$

La carga es constante a lo largo de toda la viga, los extremos están simplemente apoyados por lo que $M_A = M_C = 0$, además las longitudes son iguales. Sustituyendo en el teorema de los tres momentos tenemos.

$$M_A L_1 + 2M_B(L_1 + L_2) + M_C L_2 = -\frac{p_1 {L_1}^3}{4} - \frac{p_2 {L_2}^3}{4} \qquad \text{Ecuación (4)}$$

$$0 + 2M_B(2L) + 0 = -\frac{pL^3}{4} - \frac{pL^3}{4}$$

$$M_B = -\frac{pL^2}{8}$$

Para determinar las reacciones se tomara el momento flector en B, que ya se lo determino. En función de los momentos de las fuerzas a la izquierda de B.

$$\sum M_B = 0$$

$$R_1 L - p * L * \frac{L}{2} = -\frac{pL^2}{8}$$

$$R_1 = \frac{3}{8}pL$$

$$R_1 = \frac{3}{8} * 0.7009 * 716.28$$

$$R_1 = 188.26\ kg\ (1846.83N)$$

Las fuerzas en los extremos son iguales por simetría por tanto.

$$\sum Fv = 0$$

$$2\left(\frac{3}{8}pL\right) + R_2 - 2pL = 0$$

$R_2 = \frac{5}{4} * 0.7009 * 716.28$

$R_2 = 627.55kg\ (6156.26N)$

Como la mayor carga se encuentra en la reacción R_2, las reacciones $R_{1=}R_3$ se las despreciara.

5.5.4. Cálculo de las vigas del mesón.

Para el diseño de las vigas se utilizara tubos de perforación de petróleo, que son las características por parte de la gerencia de la empresa, primeramente se realizara los cálculos con tubos de $5\frac{1}{2}\ in\ (13.97cm)$, de diámetro, el tipo de acero es E 75. Como ya se mencionó anteriormente tendrá una longitud total de 9m, con los extremos volados de 50cm por lado, en lado más bajo, para que no interfiera con la estructura donde van a ir ubicados los sistemas de alimentación y extracción de tubos del torno y el otro extremo por estética. Como se puede apreciar en la figura 23.

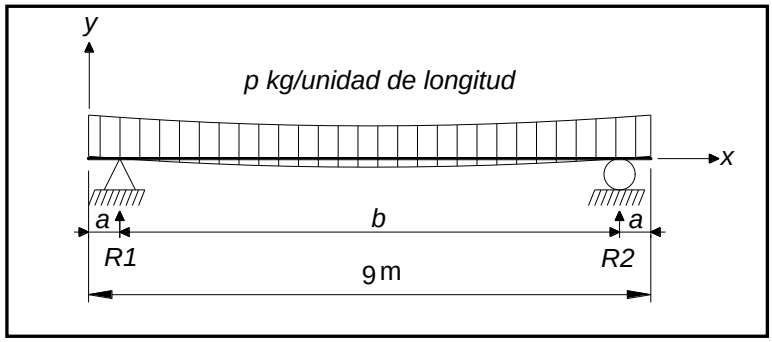


Fig.23: Viga con los extremos volados, y carga uniforme.

$Datos$:

$D_e = 5\frac{1}{2}\ in\ (13.97cm)$

$D_i = 4.670\ in\ (11.8618cm)$

$p_l = 24.70\frac{lib}{ft}\ \left(361.179\ \frac{N}{m}\right)$

$L = 900\ cm$

$a = 50cm$

Desarrollo

Por simetría de la carga, resulta evidente que la viga deformada es simétrica respecto al punto medio de la viga en $x = L/2$

$x = \frac{900}{2} = 450\ cm$

$I = \frac{\pi}{4}(6.895^4 - 5.9309^4)$

$I = 897.8396\ cm^4$

La carga de $627.55kg$ $(6156.26N)$, es por tubo y tienen un diámetro $24.4475\ cm$, entonces la carga por unidad de longitud es de $25.669\frac{kg}{cm}$ $\left(25170\frac{N}{m}\right)$.

Por tanto la carga total será;

$p_T = p_{viga} + p_{tubos}$

$p_T = 0.3683\ kg/cm +\ 25.669\ \ kg/cm$

$p_{lT} = 26.04\frac{kg}{cm}\ \left(25540\frac{N}{m}\right)$

Para dimensionar un viga primeramente hay que determinar la flecha máxima que no debe exceder de $\frac{l}{300}$ que es la flecha máxima para el diseño de vigas, seguidamente se calculará la flecha máxima para una viga con los extremos volados.

$$EIy = -\frac{px^4}{24} + \frac{pL(x-a)^3}{12} + \frac{pL^3x}{48} - \frac{pLx}{4}\left(\frac{L}{2} - a\right)^2 + \frac{pa^4}{24} - \frac{paL^3}{48} + \frac{pLa}{4}\left(\frac{L}{2} - a\right)^2 \quad \text{Ecuación (1)}$$

$$para\ a < x < (a + b)$$

$$EIy = -\frac{25.669\ *450^4}{24} + \frac{25.669*900*(450-50)^3}{12} + \frac{25.669*900^3*450}{48} - \frac{25.669*900*450}{4}\left(\frac{900}{2} - 50\right)^2 + \frac{25.669*50^4}{24} - \frac{25.669*50*900^3}{48} + \frac{25.669*900*50}{4}\left(\frac{900}{2} - 50\right)^2$$

$$EIy = -134334433334\ kg.cm^3$$

$$y = -\frac{134334433334}{897.8396*2.1\times10^6} = -71.24\ cm$$

5.5.5. Flecha máxima permitida

$$\frac{l}{300} = \frac{800\ cm}{300} = 2.66\ cm$$

$y = 71.24\ cm$ >$2.66cm$ Sobrepasa la flecha máxima permitida. Entonces tenemos que incrementar el número columnas. Y para no sobrepasar la flecha máxima permitida se tiene que tener cuatro columnas como se observa en la figura 24, porque con tres columnas igual sobrepasa la flecha máxima.

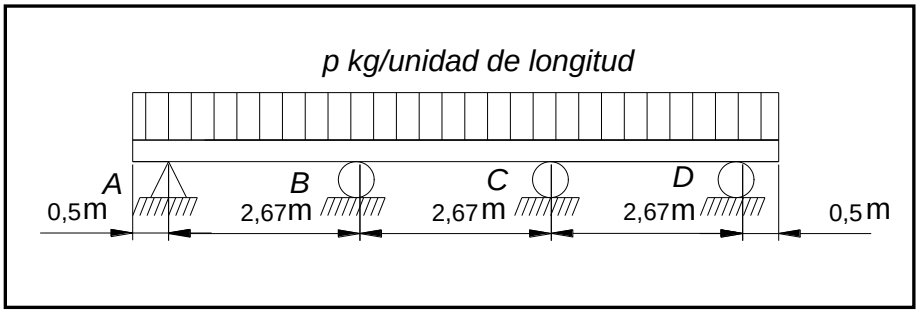


Fig.24: Viga con cuatro columnas.

Como se tiene una viga con cuatro columnas la flecha de cada uno de los tramos se lo realizara por tramos comenzando del punto A, como se muestra en la figura 25.

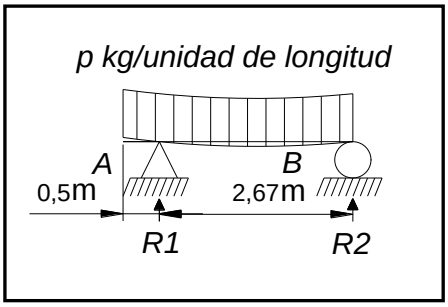


Fig.25: Viga con un extremo volado.

Como se observa en la figura 6, se tiene una viga con un extremo en voladizo, para ello es necesario encontrar donde se produce la mayor carga, en el punto donde la pendiente es cero.

$$EI\frac{dy}{dx} = -\frac{px^3}{6} + \frac{pL^2(x-a)^2}{4b} + \frac{p(L^4-a^4)}{24b} - \frac{pL^2b}{12} \qquad \text{Ecuación (5)}$$

$$0 = -\frac{25.6698*x^3}{6} + \frac{25.669*316.66^2(x-50)^2}{4*266.66} + \frac{25.669*(316.66^4-50^4)}{24*266.66} - \frac{25.669*316.66^2*266.66}{12}$$

$$-4.2783x^3 + 2413.11x^2 - 241311x - 10860572.28 = 0$$

$$x = 185\ cm$$

Este es el punto en que la pendiente es nula y donde se produce la flecha máxima

$$EIy = -\frac{px^4}{24} + \frac{pL^2(x-a)^3}{12b} + \frac{p(L^4-a^4)x}{24b} - \frac{pL^2bx}{12} + \frac{pa^4}{24} - \frac{p(L^4-a^4)a}{24b} + \frac{pL^2ab}{12} \qquad \text{Ecuación (6)}$$

$$EIy = -\frac{25.6698*185^4}{24} + \frac{25.6698*316.66^2(185-50)^3}{12*266.66} + \frac{25.6698(316.66^4-50^4)185}{24*266.66} - \frac{25.6698*316.66^2*266.66*185}{12} + \frac{25.6698*50^4}{24} - \frac{25.6698(316.66^4-50^4)50}{24*266.66} + \frac{25.6698*316.66^2*50*266.66}{12}$$

$$y = \frac{1547129339.19\ kg*cm^3}{897.83cm^4 *2.1\times10^6\ kg/cm^2} = -0.82cm$$

$y = 0.82cm < 0.88cm$ Por consiguiente cumple con las condiciones de la construcción según William A. Nash (Resistencia de materiales).

Flecha máxima permitida en el tramo.

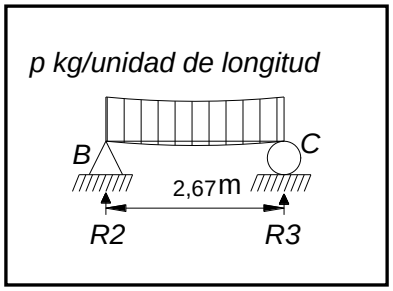


Fig.26: Viga simplemente apoyada en sus extremos.

$$\frac{l}{300} = \frac{266.66\ cm}{300} = 0.89\ cm$$

Seguidamente se determinará una viga simplemente apoyada en los extremos y sometida a una carga uniforme repartida como se aprecia en la figura 26.

$$y = -\frac{5}{384} . \frac{pL^4}{EI} \qquad \text{Ecuación (7)}$$

$$y = -\frac{5}{384} * \frac{25.6698\frac{kg}{cm} * (266.66cm)^4}{897.83\ kg * cm^3 * 2.1 \times 10^6 \frac{kg}{cm^2}} = -0.88$$

$y = 0.888cm < 0.89$ Está en los parámetros normales ya que el claro disminuirá debido a que las columnas tendrán su debido diámetro.

Los tramos 1 y 4 son simétricos por lo cual ya no es necesario calcular el tramo 4, también el tramo 2 y 3 son simétricos, el tramo 3 tampoco es necesario calcularlo.

A continuación compararemos las deformaciones de los cálculos realizados en la viga, con la simulación realizado en el software COSMOS.

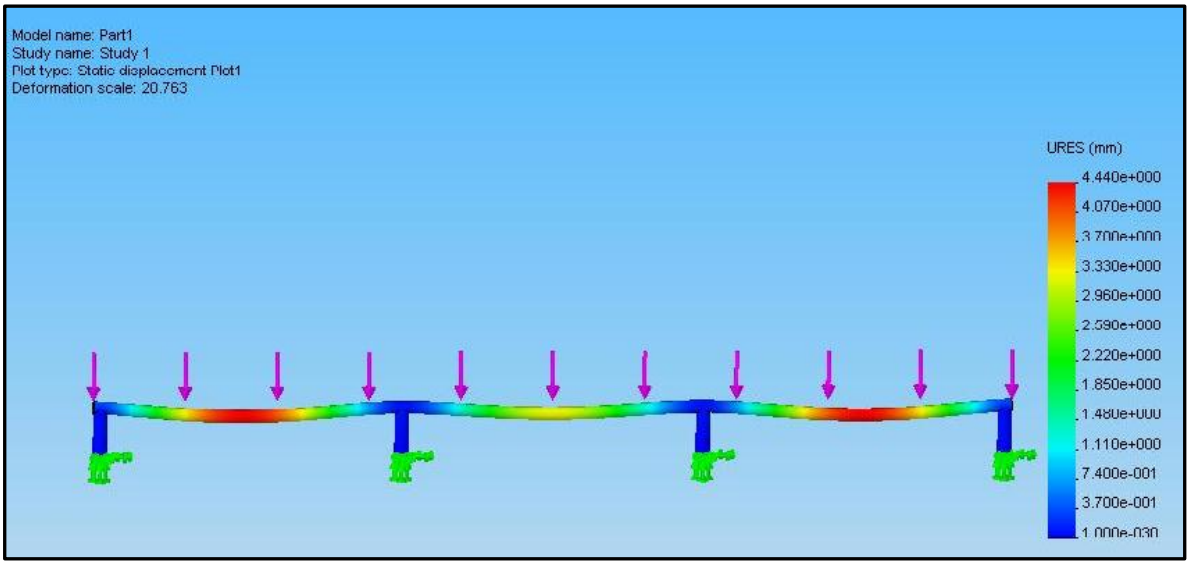


Fig.27: Desplazamiento producido por las cargas de los tubos sobre la viga.

En la figura 27, se puede observar que las deformaciones producidas por las cargas, son menores que la flecha máxima permitida, comprobando de esta manera de que la viga está bien diseñada.

5.6.Columnas del mesón.

Las columnas a utilizar en el mesón serán de tuberías de perforación de petróleo, en la columna que tenga la mayor reacción es en la cual se realizara los cálculos para su respectivo diseño, las demás reacciones serán despreciadas.

5.6.1. Cálculo de la mayor reacción.

En la figura 28 se observa una estructura simétrica por ende solo será necesario encontrar las reacciones R_1 y R_2 y se aplicara el teorema de los tres momentos.

Primero se aplicara el teorema de los tres momentos a los tramos izquierdo y central y se tiene una ecuación con las incógnitas M_B y M_C.

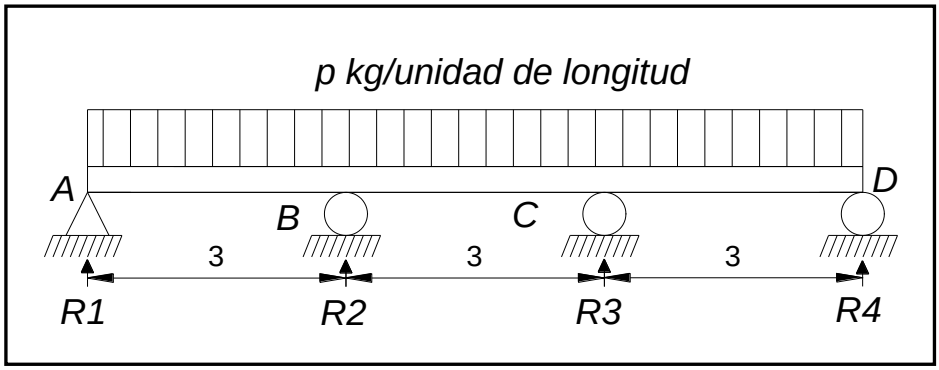


Fig.28: Estructura simétrica de cuatro columnas.

Datos

$L_1 = L_2 = L_{3=}3m$

$p = 2566.98\frac{kg}{m}\left(\frac{25.173kN}{m}\right)$

$M_A L_1 + 2M_B(L_1 + L_2) + M_C L_2 = -\frac{p_1 {L_1}^3}{4} - \frac{p_2 {L_2}^3}{4}$ Ecuación (4)

$0 + 2M_B(3 + 3) + M_C 3 = -\frac{2566.98*(3)^3}{4} - \frac{2566.98*(3)^3}{4}$

$12M_B + 3M_C = -34654.23$

Ahora se aplicara el teorema de los tres momentos a los tramos central y derecho, dónde se obtendrá las incógnitas $M_B\ y\ M_C$.

$M_B L_2 + 2M_C(L_2 + L_3) + M_D L_3 = -\frac{p_2 {L_2}^3}{4} - \frac{p_3 {L_3}^3}{4}$ Ecuación (4)

$M_B 3 + M_C 12 + 0 = -34654.23$

$M_C = \frac{-34654.23 - 3M_B}{12}$

Reemplazamos 9 en 8

$12M_B + 3\left(\frac{-34654.23 - 3M_B}{12}\right) = -34654.23$

$11.25M_B = -25990.68$

$M_B = -2310.28kg.m\ (22.66kN.m)$

Reemplazamos 10 en 9

$M_C = -2310.28\ kg.m\ (22.66\ kN.m)$

Una vez conocido los momentos, se puede expresar el momento flector M_B en funcion de los momentos de las fuerzas a la izquierda de esta reacción.

$3R_1 - 2566.98 * 3 * 1.5 = -2310.28$

$R_1 = 3080.37\ kg\ (30218.42N)$

De igual manera para el momento M_C

$6 * 3080.37\ + 3R_2 - 2566.98 * 3 * 4.5 - 2566.98 * 3 * 1.5 = -2310.28$

$R_2 = 8471.04\ kg\ (83.1kN)$

5.6.2. Diseño de las columnas.

Una vez conocidas el valor de las reacciones se procederá a calcular que tubería se debe utilizar para las columnas, primero se realizara el cálculo con tubos de $3\frac{1}{2}in = 8.89cm$, en adelante, siendo este el tubo de menor diámetro, el tipo de acero de los tubos es E 75. También se tomara la columna que tenga la mayor longitud como se observa en la figura 29, porque es la columna que se deformara más que las otras de menor longitud.

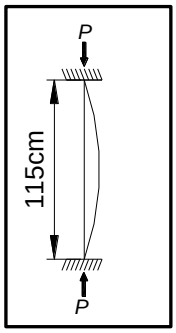


Fig.29: Columna sometida a compresión.

$Datos$

$D_e = 3\frac{1}{2}\ in\ (8.89\ cm)$

$d_i = 2.992\ in\ (7.59\ cm)$

$L = 115cm$

$R_2 = 8471.04\ kg\ (83100.9\ N)$

$K = 0.65$

$S_y = 75000psi\ (517MPa)$

$E = 30 \times 10^6 psi\ (2.068 \times 10^5 MPa)$

Momento de inercia

$$I = \frac{\pi}{64}\left({D_e}^4 - {d_i}^4\right)$$ Ecuación (2)

$I = 142.86\ cm^4$

Radio de giro para in cilindro hueco

$$r = \frac{\pi\sqrt{D^2+d^2}}{4}$$ Ecuación (9)

$r = 2.924cm$

Longitud efectiva

$$L_e = K.L$$ Ecuación (10)

$L_e = 74.75cm$

Donde

$K =$ Constante que depende del extremo fijo, como se ilustra en la figura 5.

Relación de esbeltez

$$Relación\ de\ esbeltez = \frac{L_e}{r}$$ Ecuación (11)

$$Relación\ de\ esbeltez = 25.56$$

Relación de esbeltez de transición.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$ Ecuación (12)

$$C_c = 88.85$$

Como $\frac{KL}{r}$ real es menor que C_c, la columna es corta, se empleara la ecuación 13

Área de la base del cilindro hueco.

$$A = \frac{\pi\left(D^2+d^2\right)}{4}$$ Ecuación (14)

$$A = 16.71cm^2$$

Ecuación de J. B. Johnson, para columnas cortas.

$$P_{er} = AS_y\left[1 - \frac{S_y\left(\frac{KL}{r}\right)^2}{4\pi^2 E}\right]$$ Ecuación (13)

$$P_{er} = 84440kg\ (828.35\ kN)$$

Carga admisible

$$P_a = P_{er}/N$$ Ecuación (15)

$$P_a = 42220kg\ (414.17\ kN)$$

Donde

N= factor de diseño

La carga máxima que puede soportar con seguridad esta columna, es superior a la carga del mesón.

Pero por estética de diseño la columna tendrá el mismo diámetro utilizado para las vigas del mesón.

A continuación se realizará la simulación de la columna en el software COSMOS, sometida a una carga.

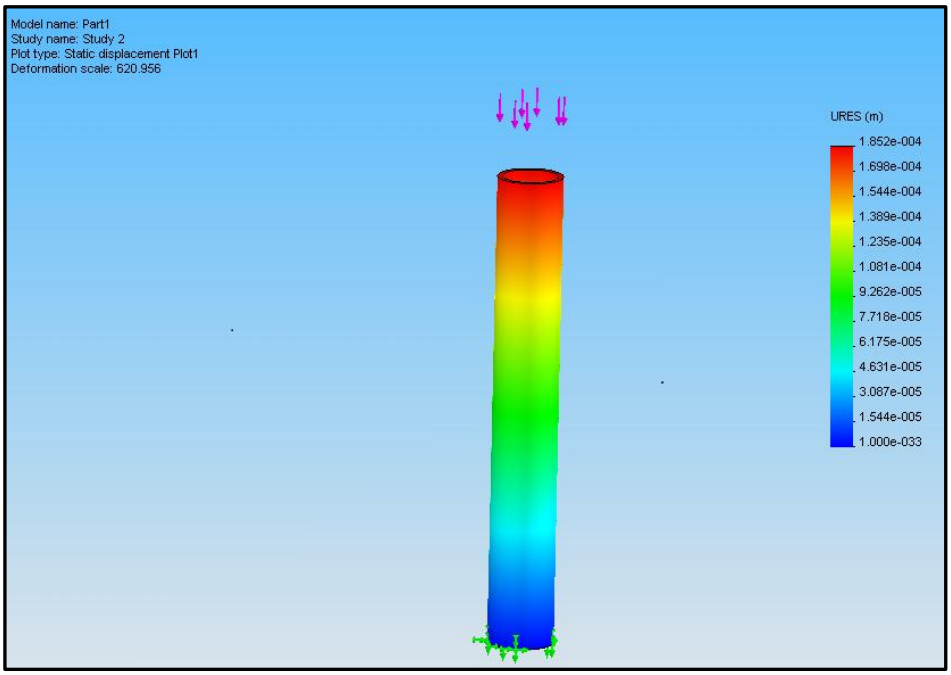


Fig.30: Desplazamiento producido por la carga de los tubos sobre la columna.

Como se puede observar en la figura 30, la deformación producida por la carga es mínima, con lo cual se comprueba el diseño de la columna.

5.7.Rodamiento de los tubos

Como se desea conocer el tiempo en que un tubo se demora en rodar en el mesón, desde la parte superior a la parte inferior, para después saber el tiempo que se demora en abastecer un tubo al torno CNC.

Velocidad del tubo

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{1+k}}$$ Ecuación (17)

$$v = \sqrt{\frac{2*9.81*0.22}{1+1}}$$

$$v = 1.46 m/s$$

$$T = \sqrt{\frac{2l(1+k)}{gsen\theta}}$$ Ecuación (18)

$$T = \sqrt{\frac{2*9*2}{9.81*sen1°}}$$

$$T = 14.5\ s$$

$$a = \frac{gsen\theta}{1+k}$$ Ecuación (19)

$$a = \frac{9.81*sen1°}{2}$$

$$a = 0.085\ m/s^2$$

$$F = m.a$$ Ecuación (20)

$$F = 1004.09 * 0.085$$

$$F = 85.34\ kg$$

Diseño de la traba

Como se tiene una fuerza horizontal por tubo de $171.87N$ y se tiene una capacidad de $35\ tubos$, Por tanto;

$F_{tubos} = 171.87 * 35$

$F_{tubos} = 6016.76N$

La altura de la traba se le dará un valor de 5 cm.

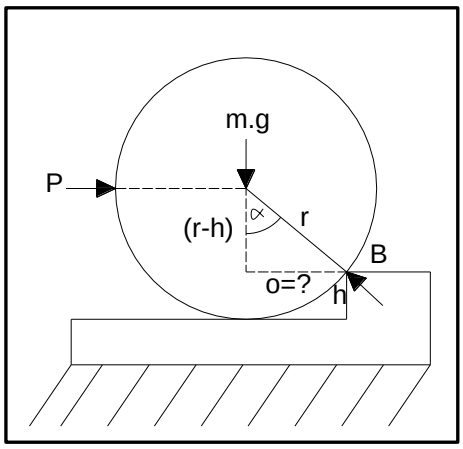


Fig.31: Diagrama de cuerpo libre.

$0 = \sqrt{r^2 - (r-h)^2}$

$0 = \sqrt{2rh - h^2}$

$sen\alpha = \frac{\sqrt{2rh-h^2}}{r}$

$\sum MB = 0$

$P(r-h) + m.g.r.sen\alpha\ = 0$

$P = \frac{m.g.\sqrt{2rh-h^2}}{(r-h)}$

$P = 13469.13N\ (1373\ kg)$

Aplicando una fuerza de 13469N, el tubo rodara por encima de la traba, pero como tenemos una carga menor, el tubo no rodara sobre la traba.

Cálculo de la deformación de la traba

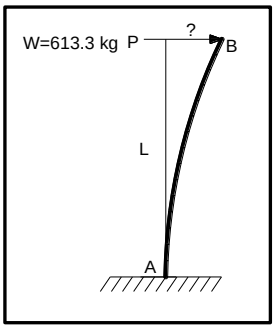


Fig.32: Deformación de la traba.

Datos:

$L = 5cm$

$P = 613.33kg\ (6016.76\ N)$

$E = 2.1 \times 10^6\ \frac{kg}{cm^2}\ (\ 2.059 \times 10^5\ MPa)$

Desarrollo

$I = \frac{1}{12}.b.h^3$

$I = 6.61cm^4$

$\Delta_{max} = \frac{PL^3}{3EI}$

$\Delta_{max} = 1.84 \times 10^{-3}cm$

Cálculo de la tensión por flexión

Datos:

$h = 5cm$

$b = 0.635cm$

$M = 3066.65\ kg.m\ (30.01kN.m)$

$y = 2.5cm$

Desarrollo

$\sigma = \frac{My}{I}$

$\sigma = 1159.85 \frac{kg}{cm^2}\ (113.74\ MPa)$

Como este valor está por debajo del límite de proporcionalidad del acero, que es aproximadamente 2100 $\frac{kg}{cm^2}$ $(205.94\ MPa)$, para el acero al carbono de estructuras, es justificable el empleo de la ecuación deformación de la viga.

5.8.Sistema de alimentación de tubos al torno.

Los sistemas que conforman el sistema de alimentación tendrán una altura mínima menor que cuando el torno está cargado con el tubo de mayor diámetro, también se utilizara accionamientos lineales hidráulicos que permitirán mantener la altura deseada según el diámetro del tubo.

Partes que conforman el sistema de alimentación:

- ✓ Sistema de carga y descarga de tubos.
- ✓ sistema de centrado y alimentación de tubos al torno.
- ✓ Sistema de soporte de tubos.

5.8.1. Sistema de carga y descarga de tubos.

Estará conformado por una placa acondicionada geométricamente para descargar el tubo del mesón hacia el sistema de alimentación y también cuando el tubo ya ha sido mecanizado cumple la tarea de descargarlo al mesón de descarga, para lograr que las placas se desplacen verticalmente se utilizará actuadores hidráulicos.

5.8.1.1.Diseño del sistema de carga y descarga de tubos.

Este sistema estará constituido por una placa de carga y descarga de tubos, la cual recoge el tubo desde el mesón de carga y lo pre-ubica hasta que el sistema de centrado y alimentación de tubos al torno, dé la posición final, luego del proceso de mecanizado la misma placa se utilizara para trasladar el tubo al mesón de descarga.

Se utilizara dos placas para soportar el peso total del tubo, en el caso más crítico del tubo tiene las siguientes dimensiones y peso.

$$\emptyset = 9\,{}^{5}/_{8}\,in\ (24.4475cm)$$

$$W = 47\frac{lb}{ft} = 70.09067\frac{kg}{m}\ \left(687.58\frac{N}{m}\right)$$

$$L = 47\ ft\ (14.3256\ m)$$

En la figura 33, se muestra la posible ubicación de la placa respecto al tubo.

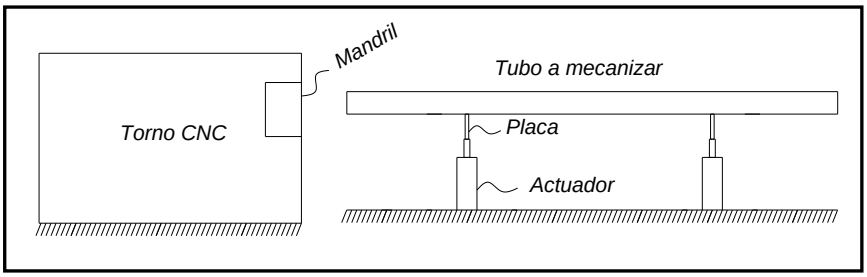


Fig.33: Sistema de carga y descarga.

La distancia de las placas respecto a los extremos del tubo se ha considerado de tal manera que pueda ser utilizado para tubos de menor longitud y mayor longitud, siendo el caso de los tubos de menor longitud 32 ft (975.36cm).

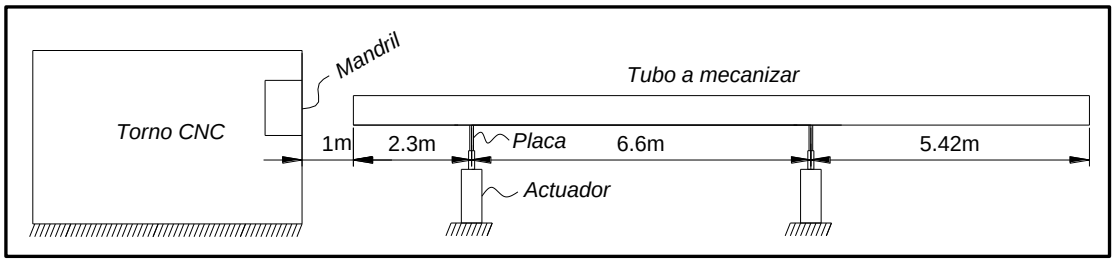


Fig.34: Distancia entre las placas carga y descarga.

Para calcular la carga máxima al levantar el tubo se promedia las siguientes distancias como se observa en la figura 34.

Cabe mencionar que se ha considerado el espacio suficiente para ubicar el sistema de centrado del tubo y alimentación al torno y el sistema soporte de tubos.

5.8.1.2.Cálculo de la carga máxima

En la figura 35, se observa que la carga es uniforme en toda la viga.

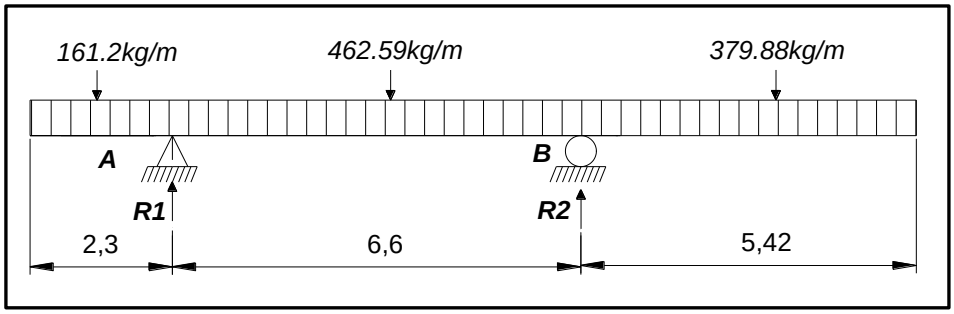


Fig.35: Carga uniformemente distribuida.

$\sum Fv = 0$

$-161.2 + R1 - 462.594 + R2 - 379.88 = 0$

$R1 + R2 = 1003.68$

$\sum M_A = 0$

$185.38 - 1526.54 + 6.6R2 - 3536.68 = 0$

$R2 = \frac{4877.84}{6.6}$

$R2 = 739.06kg\ (7.25\ kN)$

$R1 = 264.62kg\ (25.95\ kN)$

En conclusión el accionamiento hidráulico para este sistema elevará una carga máxima de $R2 = 739.06kg\ (7.25\ kN)$.

5.8.1.3.Diseño geométrico de la placa de carga y descarga de tubos.

La placa de carga y descarga de tubos se desplazara en sentido vertical permitiendo además desplazar el tubo desde el mesón de carga (pre-maquinado) hacia el mesón de descarga (pos-maquinado), como se aprecia en la figura 36.

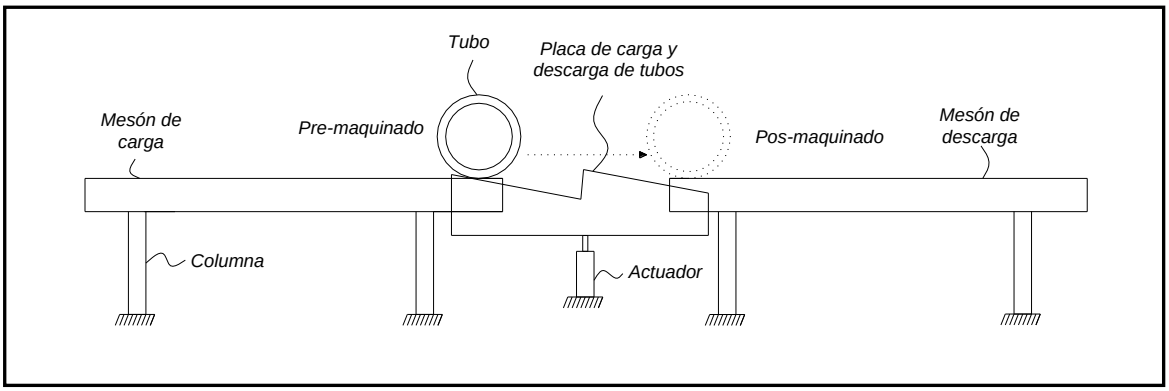


Fig.36: Diseño geometrico de la plaaca de carga y descarga.

Se necesita desplazar (horizontalmente el tubo), para eso se aprovechará la forma y el peso del tubo, logrando que este ruede por el perfil de la placa hasta la posición deseada.

Se establecerá los siguientes pasos para la carga y descarga de tubos, como se muestra en la figura 37.

1) Recoger el tubo desde el mesón desplazando por encima de la traba existente en el mismo, permitiendo rodar hasta la posición cercana a la línea de centro del mandril del torno (la posición final la dará el sistema de centrado del tubo).
2) Posterior al proceso de mecanizado (centrado, alimentación al torno y extracción del tubo del torno), la placa antes mencionada hará rodar el tubo desde los rodillos cónicos hacia el mesón de descarga. Además en el mismo instante recoge un nuevo tubo desde el mesón repitiéndose así el proceso.

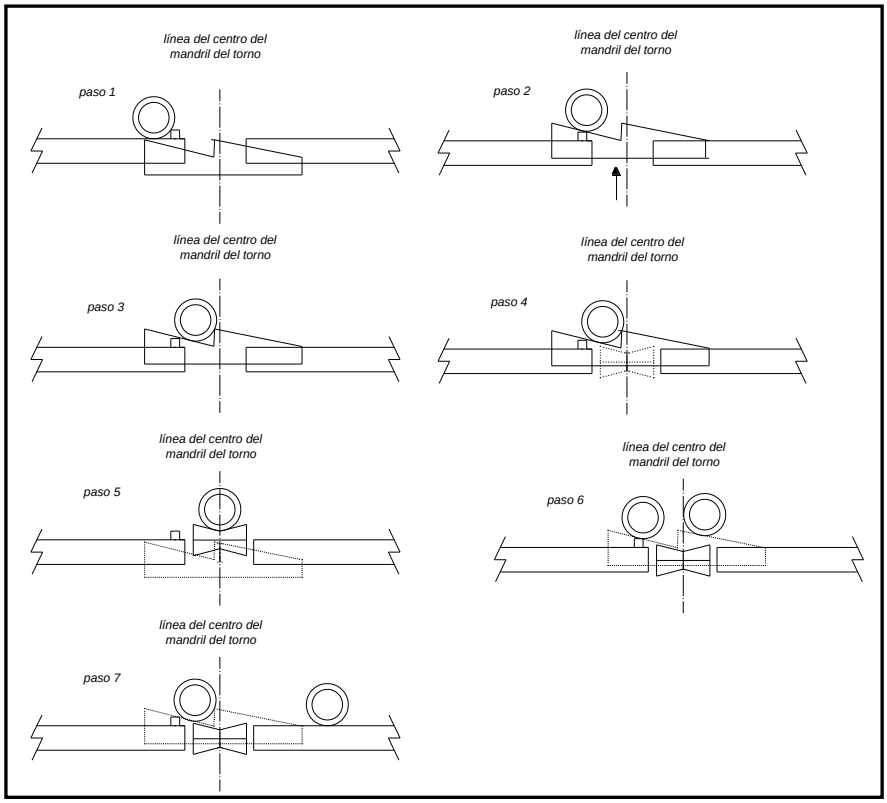


Fig.37: Pasos para montaje y desmontaje del tubo (pre y post-mecanizado).

Considerando el tubo de mayor diámetro se propone las siguientes dimensiones que como se observan en la figura 38, satisface los requerimientos antes mencionados.

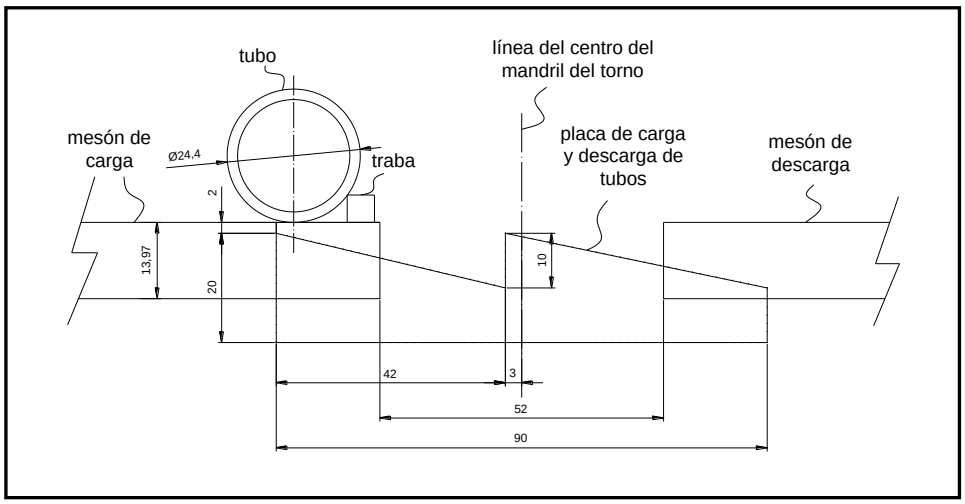


Fig.38: Dimensiones de la placa a de carga y descarga.

A continuación se realizará el analisis de la placa sometida a una carga, el mismo se lo realizara en el software COSMOS.

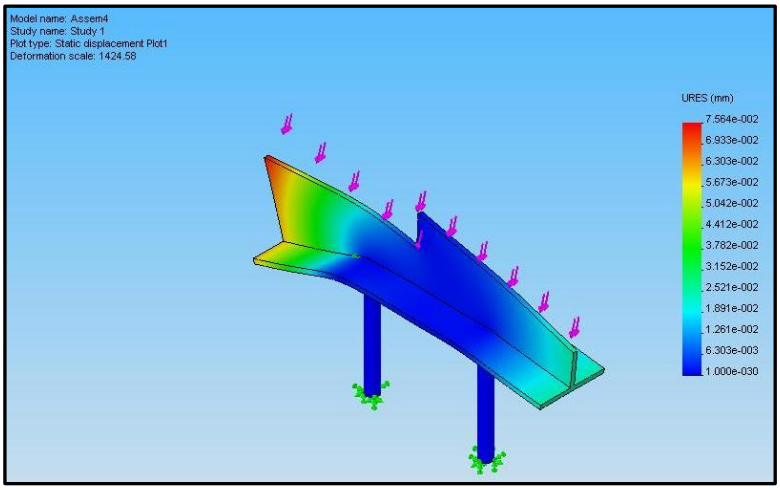


Fig.39: Deformación de la placa de carga y descarga sometida a una carga.

Como se puede observar en la figura 39, la deformación de la placa es mínima, por lo que resistirá sin inconvenientes la carga de los tubos.

Una vez diseñado el sistema de carga y descarga, el mismo tendrá la siguiente forma, como se muestra en la figura 40.

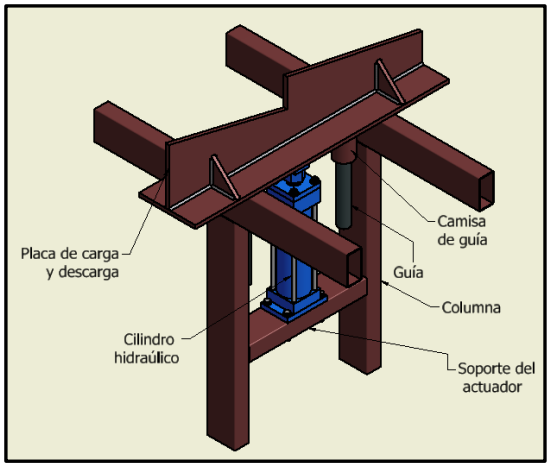


Fig.40: Sistema de carga y descarga de tubos.

5.8.1.4.Diseño de la base del actuador.

Como ya se conoce la estructura donde estarán montados los sistemas de alimentación de tuberías será de tubo rectangular de 4”X2”X1/8” $(10 \times 5 \times 0.3)cm$, el mismo que se muestra en los planos (anexos), ahora es necesario saber si el mismo resiste la carga mayor producida por los tubos, la cual se producirá en el sistema de carga y descarga, con una carga aproximada de 1530 kg (15 kN), que es debido a que en el mismo momento de cargar un tubo, también se descarga el tubo mecanizado, al mesón de descarga. Como se puede apreciar en la figura 41, se tiene una viga empotrada en sus extremos con la carga en el centro de la misma.

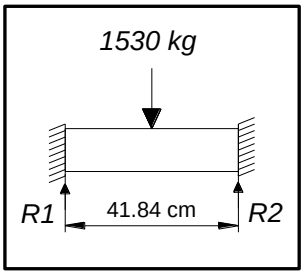


Fig.41: Diagrama de cuerpo del soporte del cilindro.

Datos:

$Tubo\ rectangular = 10cm \times 5cm \times 0.3cm$

$L = 41.84cm$

$E = 2.1 \times \frac{10^6\ kg}{cm^2}(2.059 \times 10^5\ MPa)$

Desarrollo

Para determinar el momento de inercia de un tubo rectangular como se observa en la figura 40, es necesario conocer la base y la altura del mismo.

$$I = \frac{b.h^3}{12} \qquad \text{Ecuación (22)}$$

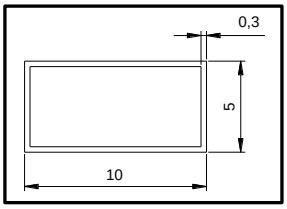


Fig.42: Base del soporte de cilindro.

$$I = \frac{(10)(5^3)}{12} - \frac{(9.4)(4.4^3)}{12}$$

$$I = 37.43cm^4$$

$$\Delta = -\frac{P.L^3}{192.E.I}$$ Ecuación (21)

$$\Delta = -\frac{(1530)(41.84^3)}{(192)(2.1\times10^6)(37.43)}$$

$$\Delta = 7.42 \times 10^{-3}cm = -0.074mm$$

$$\boldsymbol{Flecha\ máxima\ permitida = \frac{L}{300} = \frac{41.84}{300} = 0.13cm}$$

Como se puede observar la flecha que se calculó es mucho menor que la flecha máxima permitida.

Cálculo de la tensión por flexión

Datos:

$h = 5cm$

$b = 10cm$

$M = 32007.6kg.cm\ (3139.94\ N.m)$

$y = 2.5cm$

Desarrollo

$$\sigma = \frac{My}{I}$$

$\sigma = 2095.9 \frac{kg}{cm^2}$ $(205.53\ MPa)$

Como este valor está por debajo del límite de proporcionalidad del acero, que es aproximadamente 2100 $\frac{kg}{cm^2}$ $(205.94\ MPa)$, para el acero al carbono de estructuras, es justificable el empleo de la ecuación deformación de la viga.

Cálculo de la columna.

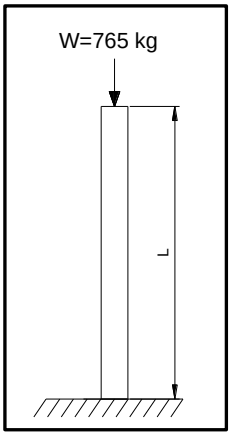


Fig.43: Diagrama de cuerpo libre.

$Datos$:

$Tamaño = 10x5x0.3cm$

$L = 31cm$

$W = 765\ kg\ (7504.65\ N)$

$K = 0.65$

$S_y = 30000psi\ (206.84\ Mpa)$

$E = 30 \times 10^6 psi\ (2.068 \times 10^6\ MPa)$

Momento de inercia

$$I = \frac{b.h^3}{12}$$ Ecuación (22)

$$I = 37.43cm^4$$

Área del rectángulo hueco

$$A = \mathrm{b.h} - \mathrm{bi.hi}$$

$$A = 8.64cm^2$$

Radio de giro

$$r = \sqrt{I/A}$$ Ecuación (9)

$$r = 2.08cm$$

Longitud efectiva

$$L_e = K.L$$ Ecuación (10)

$$L_e = 20.15cm$$

Donde

$K =$ Constante que depende del extremo fijo, como se ilustra en la figura 5.

Relación de esbeltez

$$Relación\ de\ esbeltez = \frac{L_e}{r}$$ Ecuación (11)

$$Relación\ de\ esbeltez = 9.69$$

Relación de esbeltez de transición.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$ Ecuación (12)

$$C_c = 140.49$$

Como $\frac{KL}{r}$ real es menor que C_c, la columna es corta, se empleara la ecuación 13

Ecuación de J. B. Johnson, para columnas cortas.

$$P_{er} = AS_y \left[1 - \frac{S_y\left(\frac{KL}{r}\right)^2}{4\pi^2 E}\right]$$ Ecuación (13)

$$P_{er} = 18170kg\ (178.24\ kN)$$

Carga admisible

$$P_a = P_{er}/N$$ Ecuación (15)

$$P_a = 6056.66kg\ (59.4\ kN)$$

Seguidamente se realizara un análisis del soporte del cilindro sometido a una carga, el mismo se lo realizara en el software COSMOS.

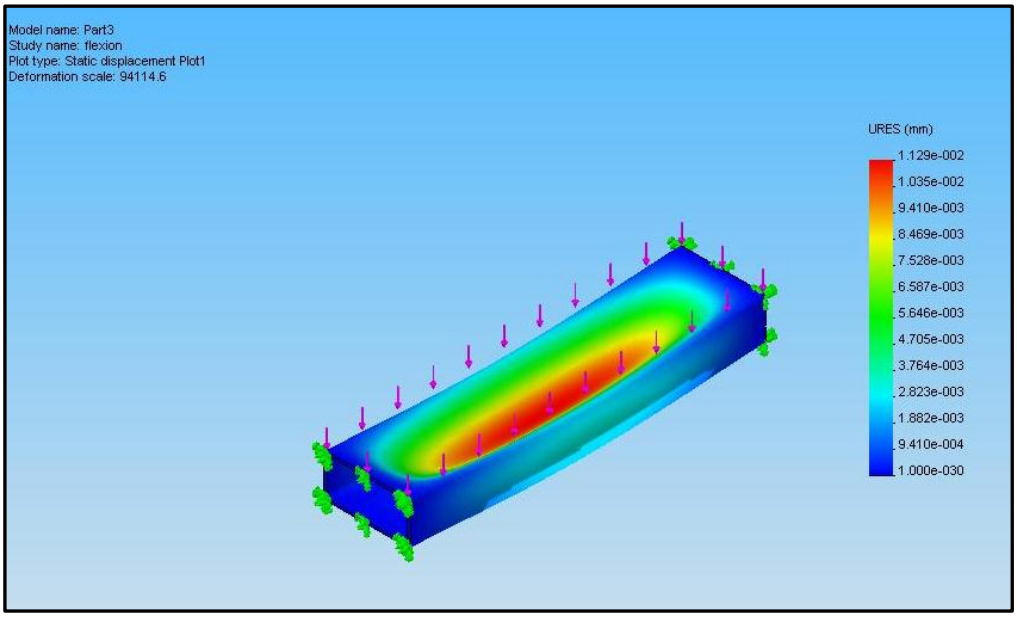


Fig.44: Deformación del soporte del cilindro hidráulico sometido a una carga.

Como se puede observar en la figura 44, la deformación del soporte del cilindro es mínima, por lo que resistirá sin inconvenientes la carga.

5.8.2. Sistema de centrado y alimentación de tubos al torno

Será conformado por rodillos cónicos que se encargan de centrar concéntricamente el tubo en dirección del mandril del torno, los rodillos estarán ubicados de manera equidistante en toda la longitud del tubo sometido al proceso de roscado.

El primer rodillo cónico constará de un motor hidráulico cuya función es permitir el desplazamiento longitudinal del tubo hasta el punto de ajuste del mandril del torno, además constara de cuatro accionamientos lineales hidráulicos que permitirán maniobrar la posición del tubo en el eje vertical.

5.8.2.1.Diseño del sistema de centrado y alimentación de tubos al torno.

Estará conformado por varios rodillos cónicos, los cuales permitirán centrar el tubo después de que las placas de montaje-desmontaje lo reciba desde el mesón de carga para transportarlo hasta el punto de mecanizado (mandril del torno) y después de dicho proceso los rodillos se encargarán de alimentar y extraer el tubo desde el mandril del torno, para

seguidamente ser ubicados en el mesón de descarga a través de las mismas placas de montaje-desmontaje. En la figura 45, se muestra de manera general lo enunciado.

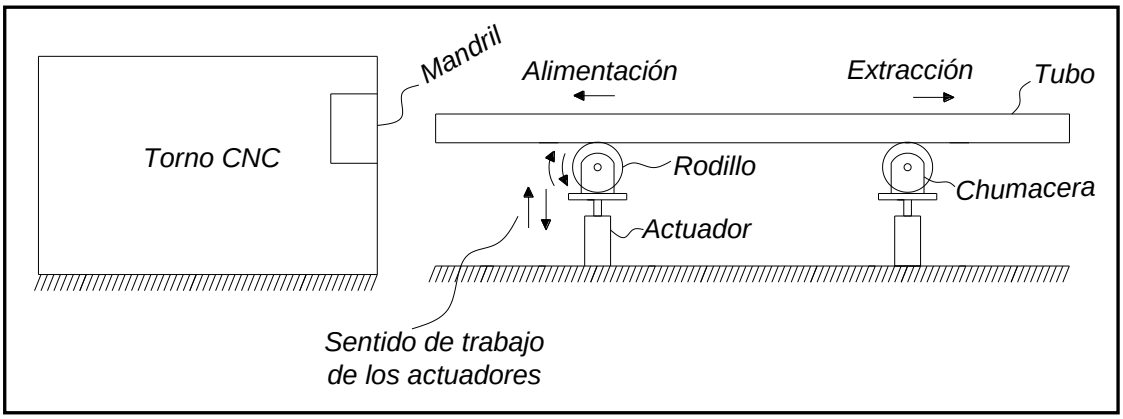


Fig.45: Mecanismo de centrado del tubo y alimentación al torno

Como se observa en la gráfica anterior es necesario utilizar actuadores verticales que permitan ubicar el tubo de manera correcta frente al mandril del torno. Además se necesita centrar los tubos de forma horizontal en la línea de centro del mandril, por lo que es necesario que los rodillos tengan la siguiente forma:

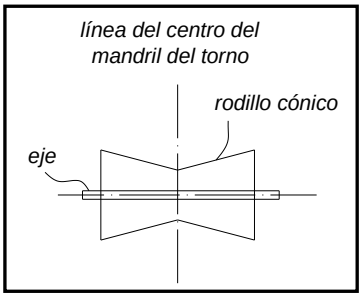


Fig.46: Rodillo cónico.

Como se puede observar en la figura 46, el rodillo está compuesto por dos segmentos de cono invertidos uno frente a otro, con la finalidad de que el tubo quede ubicado en el centro del rodillo.

5.8.2.2.Diseño de los rodillos cónicos.

Para el diseño de los rodillos se tomará como referencia el tubo de mayor diámetro como se observa en la figura 47, por lo que planteo conveniente utilizar las siguientes medidas.

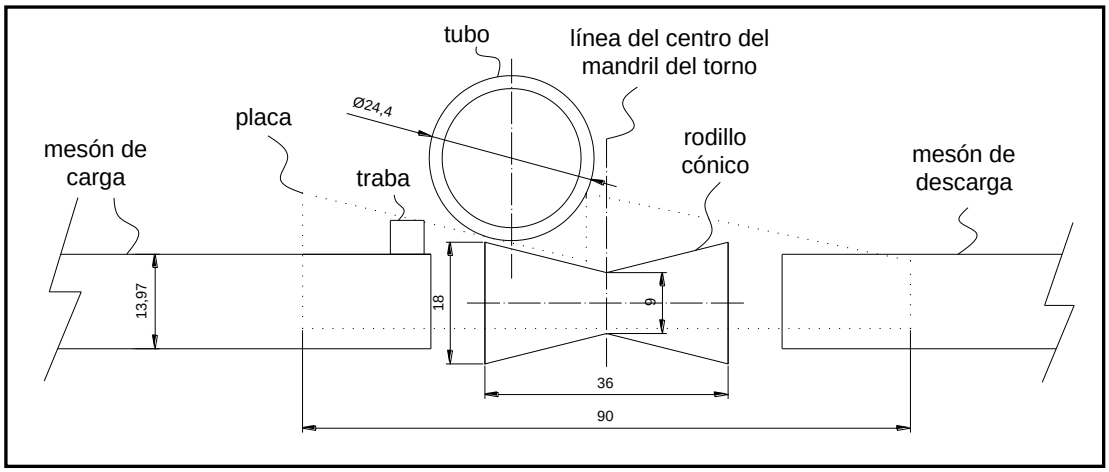


Fig.47: Medidas de los rodillos cónicos.

Los rodillos cónicos estarán compuestos de un material similar al caucho (llanta de tractor) y un eje pasado de acero, el cual permitirá el movimiento giratorio sobre las chumaceras.

La transmisión de movimiento se la realizara únicamente en el primer rodillo (el más cercano al mandril del torno), mediante un motor hidráulico conectado directamente al eje del rodillo, en el caso de los demás rodillos estos adquirirán movimiento debido al arrastre del tubo.

En este sistema se ocupará un total de cuatro rodillos como se observa en la figura 48, distribuidos a lo largo de la estructura, asegurando de esta manera que el tubo quede apoyado siempre en cuatro y tres rodillos dependiendo de la longitud del tubo y así evitar el posible volteo de los mismos.

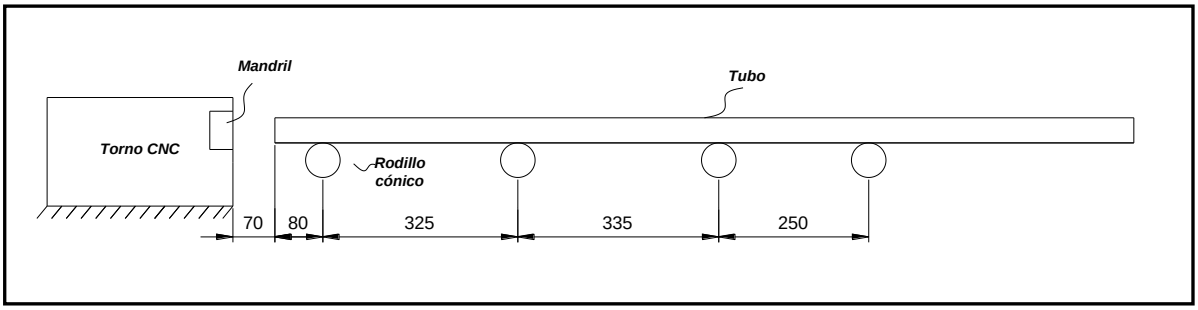


Fig. 48: Distribución de los rodillos en el tubo.

5.8.3. **Análisis de carga en los rodillos y dimensionamiento de la potencia motriz necesaria para el arrastre de los tubos**.

5.8.3.1.Cálculo de los ejes.

Para el cálculo de los ejes del sistema de centrado y alimentación de tubos al torno, se considerara que la parte a mecanizar del tubo, estará ya dentro del mandril del torno, como se observa en la figura 49.

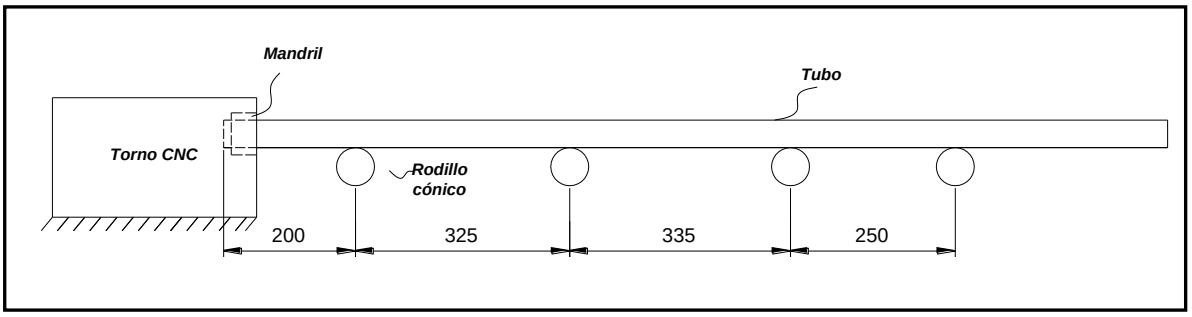


Fig.49: Tubo dentro del mandril del torno.

En el diagrama de cuerpo libre, se consideró solo los dos rodillos de la parte derecha de la figura 50**,** y de esta forma se encontró las reacciones, cabe destacar que la parte crítica del eje será en el primer rodillo, porque en el mismo irá instalado un motor hidráulico, el cual permitirá alimentar y descargar los tubos del torno.

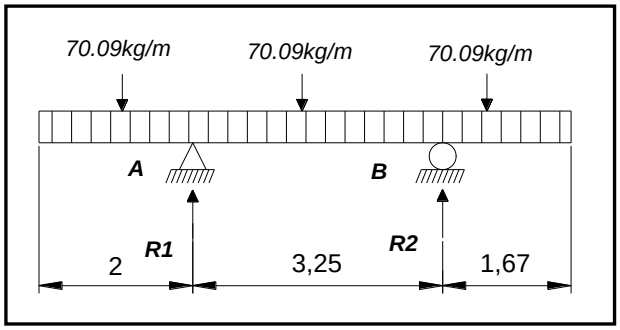


Fig.50: Diagrama de cuerpo libre.

Datos

$p = 70.09\frac{kg}{m}\left(687.58\frac{N}{m}\right)$

$L_1 = 2m$

$L_2 = 3.25m$

$L_3 = 1.67m$

Solución

$\sum Fx = 0$

$R_1 + R_2 - 485kg = 0$

$\sum M_A = 0$

$R_2(3.25m) + 70.09(1m) - 70.09(1.625m) - 70.09(4.087m) = 0$

$R_2 = \frac{330.26kg.m}{3.25m}$

$R_2 = 101.61kg\ (996.79\ N)$

$R_1 = 383.39kg\ (3761.05\ N)$

Se utilizara la reacción **R1** debido a que tiene la mayor carga y también porque irá instalado un motor hidráulico.

En la figura 51, se observa las diferentes reacciones producidas por la carga y el torque producido por el motor hidráulico.

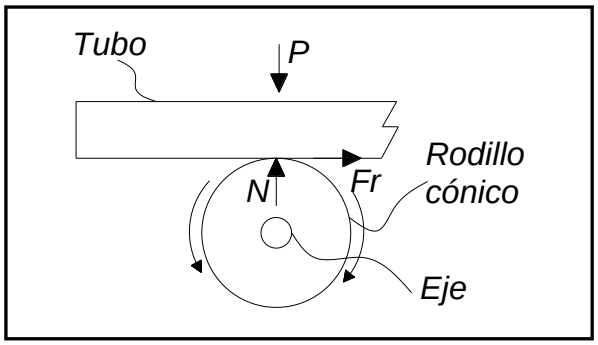


Fig.51: Rodillo cónico.

Fuerza

$F = m.g$ Ecuación (21)

$F = 383.39 * 9.81$

$F = 3761.05N$

Fuerza de rozamiento

$F_r = N.\mu_r$ Ecuación (16)

$F_r = 3761.05 * 0.56$

$F_r = 2106.1N$

El agarre máximo es de $2106.1N$

Torque

$T = F_r.r$ Ecuación (24)

$T = 2106.1 * 0.045$

$T = 94.77\ N.m$

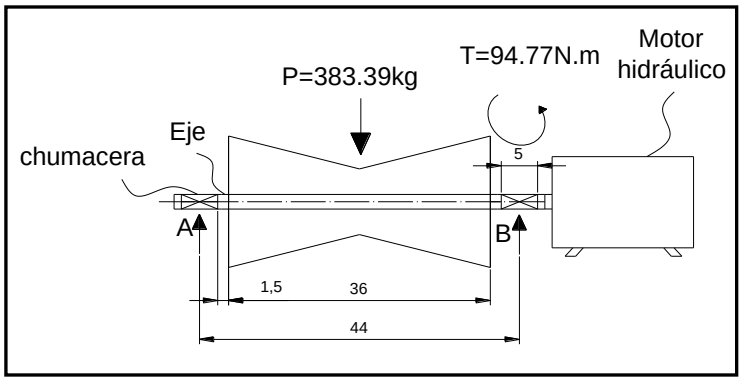


Fig.52: Diagrama de cuerpo libre.

$\sum Fx = 0$

$R_A + R_B - 383.39 = 0$

$\sum M_A = 0$

$R_B(0.44m) - 383.39kg(0.22m) = 0$

$R_B = \frac{383.39kg(0.22m)}{0.44m}$

$R_B = 191.69kg$

$F_{RB} = m.g$

$F_{RB} = 1880.52N$

$R_A = R_B$

Momento flector

$M = F_{RA}.L/2$ Ecuación (25)

$M = 1880.52N$ *0.22m

$M = 413.71N.m$

5.8.3.2.Diámetro del eje.

Primero se determinara las propiedades del acero para el eje, se va a diseñar en acero AISI 4340.

Datos

$S_y = 100000psi = 689.47MPa$

$S_u = 157000psi = 1082MPa$

$S_n = 55000psi = 379.21MPa$

$C_R = 0.81$

$C_s = 0.85$

$C_m = 1$

$C_{st} = 1$

Ahora se calculará la resistencia a la fatiga real.

$$S'_n = S_n C_m C_{st} C_R C_s \qquad \text{Ecuación (27)}$$

$S'_n = 37867psi = 261.08MPa$

Se trabajara con un factor de diseño de $N = 2$, debido a que no tendrá impactos inusuales, y una concentración de esfuerzos $K_t = 1.5$.

Cálculo de eje

$$D = \left[\frac{32N}{\pi}\sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{1/3} \qquad \text{Ecuación (28)}$$

$$D = \left[\frac{32*2}{\pi}\sqrt{\left[\frac{1.5*413.71N.m}{261.08MPa}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{94.77N.m}{689.47MPa}\right]^2}\right]^{1/3}$$

$D = 36.46mm$ Diámetro del eje.

A continuación se realizará la simulación del eje sometido a momento flector y momento torsor en el software COSMOS.

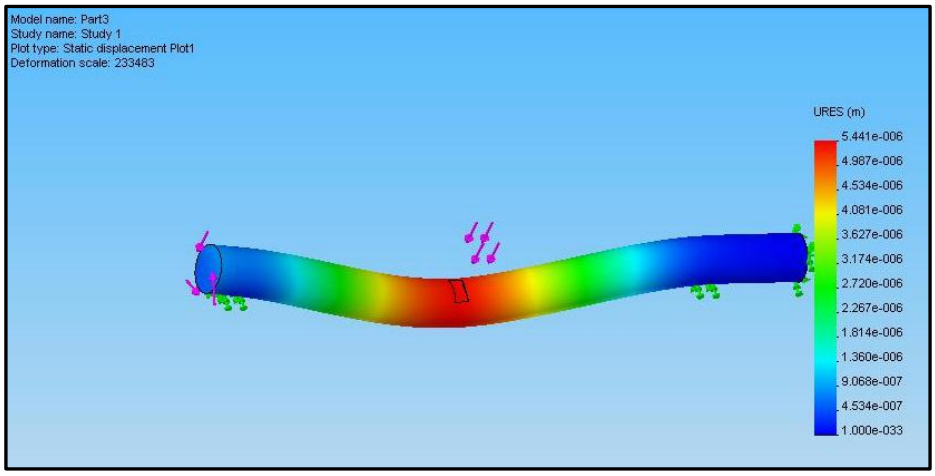


Fig.53: Deformación del eje sometido a momento torsor y momento flector.

Como se observa en la figura 53, la deformación del eje es mínima, comprobando de esta manera la resistencia del eje.

Una vez realizado el diseño del sistema de centrado y alimentación de tubos al torno, el mismo tendrá la siguiente forma, como se observa en la figura 54.

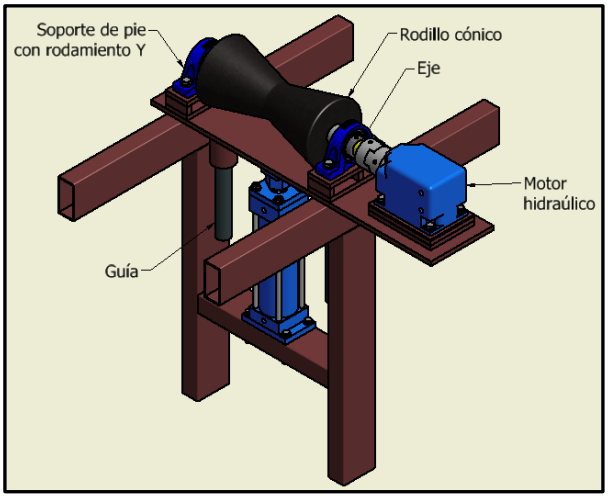


Fig.54: Sistema de centrado y alimentación de tubos al torno.

5.8.3.3.Soportes de pie con rodamientos Y (SKF)

Una vez dimensionado el eje 1.5in, se seleccionó los soportes de pie con rodamientos Y (SKF), con las siguientes características:

Unidad de rodamiento SY 1.1/2 RM, soporte SY 508 U y rodamiento YAT 208-108. Seleccionado de acuerdo a la tabla 18.

5.8.3.4.Potencia motriz

Calculado el torque mecánico que es de $94.77\ N.m$ y el valor de la velocidad requerida que es de 0.5m/s, calculamos la potencia mecánica necesaria en el eje.

$$Potencia\ motriz = T.\omega$$ Ecuación (29)

$$\omega = \frac{vl}{r}$$ Ecuación (30)

$$\omega = \frac{0.5m/s}{0.045m}$$

$$\omega = \frac{11.1rad}{s} = 106rpm$$

$$P = \frac{\tau.\omega}{\eta}$$

$$P = \frac{94.77\ *11.1}{0.85}$$

$$P = 1237.58\ W$$

El motor a utilizar para el desplazamiento del tubo hacia el torno, será hidráulico y se lo seleccionará de acuerdo al torque, mediante la tabla 16, y será de las siguientes características:

CODE=200, (5.3 gpm), (Torque 156 N.m), (presión 60 bars).

5.8.3.5.Diseño de la chaveta.

Para transmitir la potencia del motor hidráulico al rodillo cónico, será por medio de un acople tipo matrimonio, por lo que es necesario calcular las dimensiones de la chaveta que irá montada en el mismo.

El material a utilizar será AISI 1020.

Datos:

$T = 94.77N.m$

$N = 3$

$D = 38.1mm$

$W = 9.5mm$

$S_y = 51000psi\ (351.633MPa)$

Cálculo de la chaveta

$$L = \frac{4.T.N}{D.W.S_y}$$ Ecuación (32)

$L = 8.95mm$

5.8.4. Sistema de soporte de tubos.

También constará de rodillos que servirán como soporte del tubo, para evitar que se pandee y disminuir la oscilación del tubo, los rodillos permitirán que el tubo gire en su propio eje con facilidad, se utilizará conjuntos de rodillos distribuidos equitativamente. Cada conjunto de rodillos tendrá un actuador hidráulico para permitir el desplazamiento vertical.

5.8.4.1.Diseño del sistema de soporte del tubo.

Cuando el tubo está en el proceso de mecanizado es necesario ubicar apoyos para evitar que se pandee debido a su longitud y a que solo tendría un solo punto de apoyo, para evitar lo mencionado se utilizará rodillos de soporte, ubicados de manera distribuida en la parte libre

del tubo al momento del mecanizado. Estos rodillos girarán arrastrados por el movimiento del mandril del torno, por esta razón no requieren fuente motriz para su movimiento.

Cada grupo de rodillos girará en su propio eje, el cual estará dispuesto de forma longitudinal al tubo (paralelo), como se observa en la figura 55.

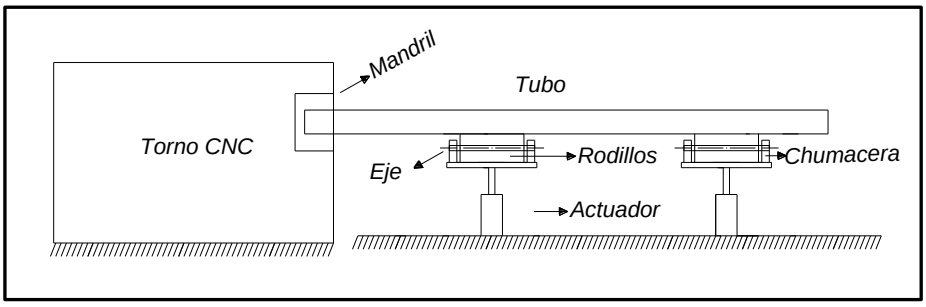


Fig.55: Sistema de soporte del tubo.

5.8.4.2.Diseño de los rodillos.

Para diseñar los rodillos se ha tomado en consideración el diámetro mayor del tubo, se consideró que los mismos deben tener el diámetro que se observa en la figura 56, y además los rodillos deben ser regulables de acuerdo al tubo que se vaya a mecanizar.

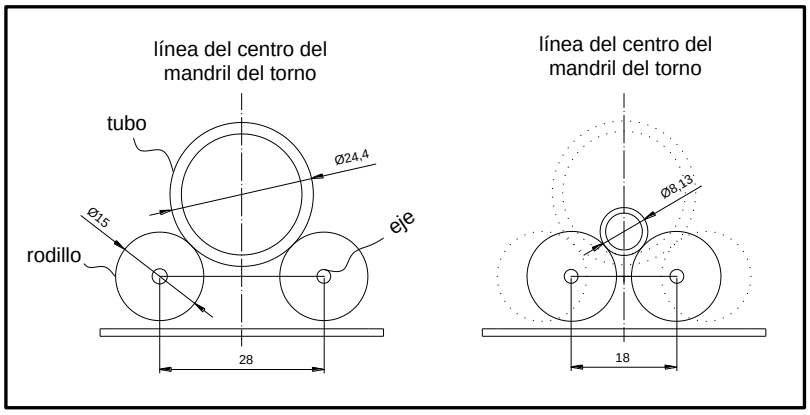


Fig.56: Distancia entre los rodillos de soporte.

5.8.4.3.Diseño de los ejes.

Como se muestra en la figura 57, se tiene una viga continua con dos tramos y soporta una carga uniforme en la viga, se aplicara el teorema de los tres momentos para encontrar la reacción mayor, la misma que servirá para calcular los ejes.

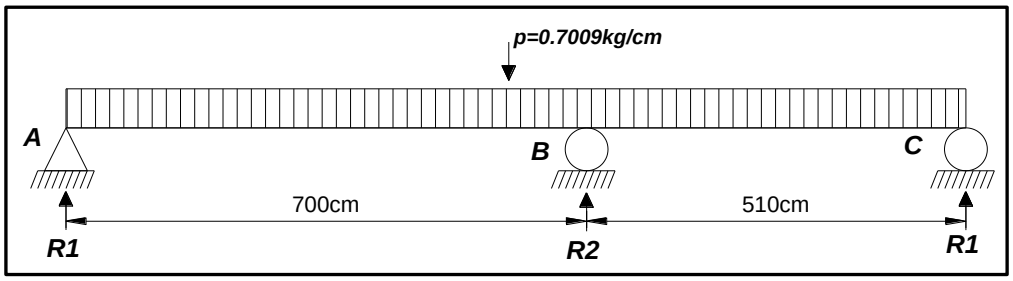


Fig.57: Diagrama de cuerpo libre sistema de soportes del tubo.

$$M_A L_1 + 2M_B(L_1 + L_2) + M_C L_2 = -\frac{p_1 {L_1}^3}{4} - \frac{p_2 {L_2}^3}{4}$$ Ecuación (3)

$$0 + 2M_B(7 + 5) + 0 = -\frac{70.09*7^3}{4} - \frac{70.09*5^3}{4}$$

$$24M_B = -8200.53$$

$$M_B = -341.68kg.m\ (3351.88\ N.m)$$

$$\sum M_B = 0$$

$$7R_1 - 1717.205 = -341.68$$

$$R_1 = 196.5\ kg\ \ (1927.66\ N)$$

$\sum M_B = 0$ Yendo del extremo derecho

$$5R_3 - 876.125 = -341.68$$

$$R_3 = 106.88\ kg\ (1048.49\ N)$$

$$\sum Fv = 0$$

$$R_1 + R_2 + R_3 - 841.08 = 0$$

$196.5 + R_2 + 106.88 - 841.08 = 0$

$R_2 = 537.691\ kg\ (5274.73\ N)$ **Reacción critica**

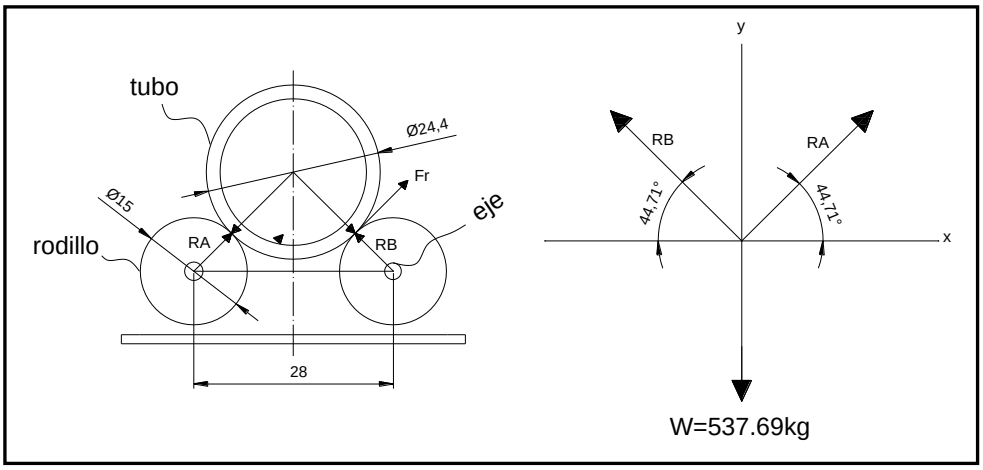


Fig.58: Diagrama de cuerpo libre de los rodillos de soporte.

$\sum Fx = 0$

$R_A cos\theta - R_B cos\theta = 0$

$R_A = R_B$

$\sum Fy = 0$

$R_A sen\theta + R_B sen\theta = W$

$2R_A = \frac{W}{sen\theta} = \frac{W}{2sen\theta}$

$R_A = 382.27\ kg\ (3750.06\ N)$

Fuerza tangencial

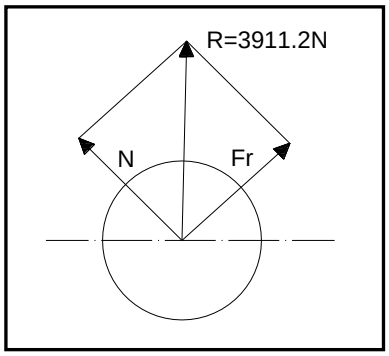


Fig.59: Fuerza tangencial.

$N = 3746.25\ N$

$F_r = N.\mu_r$ Ecuación (16)

$F_r = 3746.25 * 0.3$

$F_r = 1123.87\ N$

$R = \sqrt{N^2 + {F_r}^2}$ Ecuación (31)

$R = 3911.2\ N$

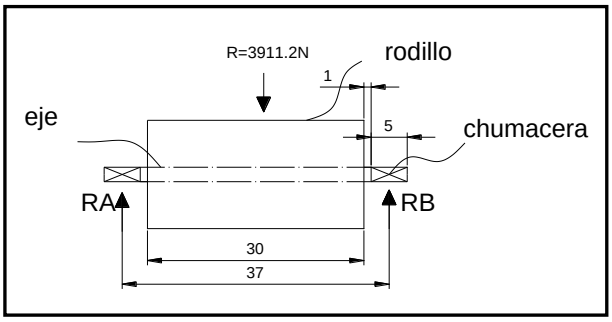


Fig.60: Diagrama de cuerpo libre del rodillo.

$M = \frac{R}{2} * 0.185m$ Ecuación (25)

$M = 361.786\ N.m$

$T = F_r * r$ Ecuación (24)

$T = 1123.87 * 0.075$

$T = 84.3\ N.m$

Donde

$M =$ Momento flector

$T =$ Momento torsor

5.8.4.4.Diámetro del eje.

Primero se determinara las propiedades del acero para el eje, se va a diseñar en acero AISI 4340.

Datos

$S_y = 100000psi\ (689.47MPa)$

$S_u = 157000psi\ (1082MPa)$

$S_n = 55000psi\ (379.21MPa)$

$C_R = 0.81$

$C_s = 0.85$

$C_m = 1$

$C_{st} = 1$

Ahora se calculará la resistencia a la fatiga real.

$S'_n = S_n C_m C_{st} C_R C_s$ Ecuación (27)

$S'_n = 37867psi\ (261.084\ MPa)$

Se trabajara con un factor de diseño de $N = 2$, debido a que no tendrá impactos inusuales, y una concentración de esfuerzos $K_t = 1.5$

Cálculo de eje

$$D = \left[\frac{32N}{\pi}\sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T}{S_y}\right]^2}\right]^{1/3}$$ Ecuación (28)

$$D = \left[\frac{32*2}{\pi}\sqrt{\left[\frac{1.5*361.786N.m}{261.084\ MPa}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{84.3N.m}{689.47MPa}\right]^2}\right]^{1/3}$$

$D = 34.48mm$ Diámetro del eje

Como el eje seleccionado no se encuentra en el mercado, se procederá a seleccionar el inmediato superior, que será de 1 ½ in (3.81cm).

Para la selección de los soportes de pie con rodamientos tipo Y, serán seleccionas del catálogo SKF, de acuerdo a la tabla 18, el cual tendrá las siguientes características:

Unidad de rodamiento SY 1.1/2 RM, soporte SY 508 U y rodamiento YAT 208-108.

Las chumaceras mencionadas irán montadas sobre una base, la misma que estará montada en una placa principal, esta placa tendrá a los costados otra placa la cual tendrá agujeros encanalados (ojos chinos) que permitirá la regulación de la proximidad entre los rodillos para los diferentes diámetro de las tubería, lo mencionado se muestra en la figura 61, y las dimensiones se especifica en los planos.

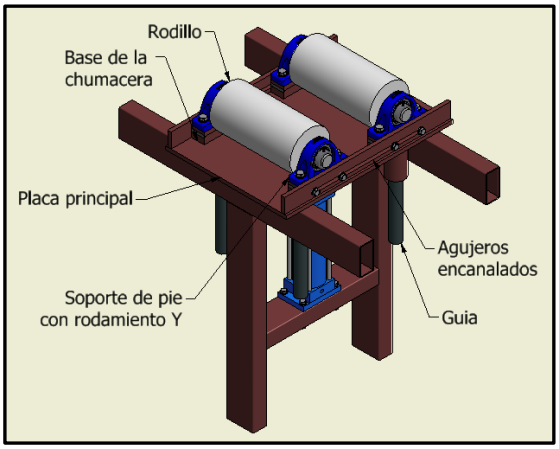


Fig.61: Sistema de soporte del tubo.

Los rodillos de soporte serán de duralong (plástico industrial aleación del teflón), que tiene por características de ser un material liviano y de alta resistencia a la fricción, y se pasara un eje (acero) a presión en el cuerpo del rodillo, de esta manera se hace fácil el reemplazo del rodillo cuando presente desgaste.

La placa principal (rodillos de soporte) contara con cuatro guías de desplazamiento vertical (uno en cada esquina), para evitar des alineamientos de los rodillos en el momento del mecanizado de las tubería.

5.9.Cálculo del pasador.

Para diseñar el pasador que conecta las placas horizontales de cada uno de los sistemas con los cilindros hidráulicos, se ha considerado la carga mayor existente calculada anteriormente, la misma que se encuentra en el sistema de carga y descarga de tubos, como se muestra en la figura 62. El material a utilizar será el siguiente; $Acero\ AISI\ 1040$

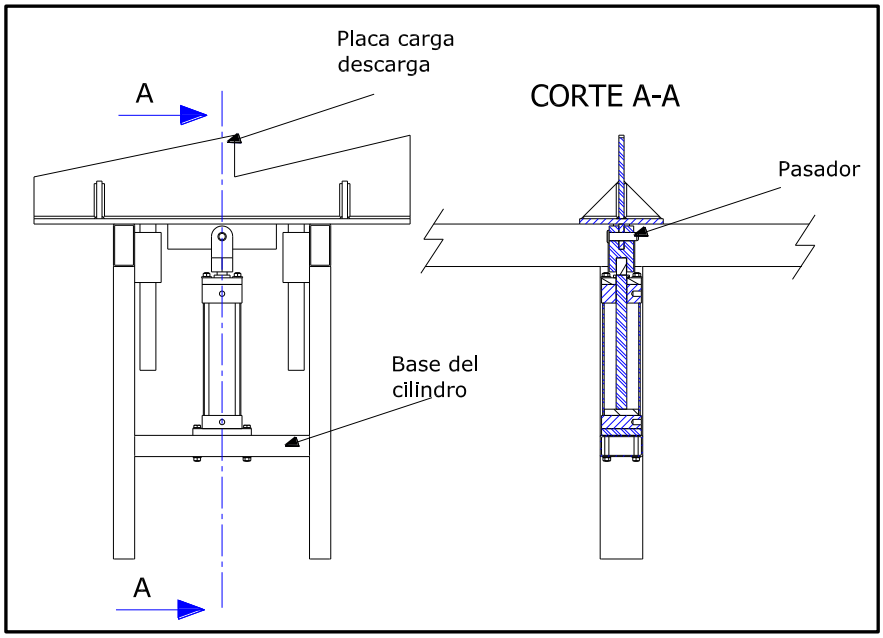


Fig.62: Sistema de carga y descarga.

Datos

$P = 1632.42\ kg\ (16.01\ kN)$

$P_{vacio} = 40\ kg\ (392.4\ N)$

$S_y = 71\ Kpsi\ (489.528 MPa)$

$S_u = 80\ Kpsi\ (551.581 MPa)$

Desarrollo

Esfuerzo cortante fluctuante

$$\frac{K_t \tau_a}{S'_{sn}} + \frac{\tau_m}{S_{su}} = \frac{1}{N}$$ Ecuación (36)

$K_t = 1$ Pasador con diámetro uniforme

Fuerza media y alternativa

$$F_m = (F_{máx} + F_{mín})/2$$ Ecuación (33)

$F_m = (4146.3lb + 101.6lb)/2$

$F_m = 4247.94\ lb\ (18.9\ kN)$

$F_a = (F_{máx} - F_{mín})/2$ Ecuación (34)

$F_a = (4146.3lb - 101.6lb)/2$

$F_a = 4044.7lb\ (18.03\ kN)$

Esfuerzo cortante.

$\tau = \frac{F}{A_s}$ Ecuación (35)

Como el pasador está en cortante doble, por lo que son dos secciones transversales los que resisten la fuerza aplicada.

$\tau_m = \frac{Fm}{2A_s}$

$\tau_a = \frac{Fa}{2A_s}$

Resistencia cortante.

$S'_{sn} = 0.577\ S'_n$ Ecuación (37)

$S_{su} = 0.75\ S_u$ Ecuación (38)

$S_{su} = 0.75(80kpsi)$

$S_{su} = 70kpsi\ (482.633MPa)$

$S'_n = S_n C_m C_{st} C_R C_s$ Ecuación (27)

$S_n = 30kpsi\ (206.843MPa)$ Valor calculado mediante la figura 11.

$C_s = 0.95$ Valor calculado mediante tabla 13

$C_m = 1$ Tabla 2

$C_{st} = 1$

$C_R = 0.75$ Valor calculado mediante figura 12

$S'_n = (0.75)(0.95)(30kpsi)$

$S'_n = 21.375kpsi\ (147.375MPa)$

$S'_{sn} = 0.577\ S'_n$

$S'_{sn} = 0.577(21.375kpsi)$

$S'_{sn} = 12.33kpsi\ (85.012MPa)$

Reemplazamos los valores obtenidos en la ecuación 35, entonces;

$\frac{1}{N} = \frac{F_m}{2AS_{su}} + \frac{F_a}{2AS'_{sn}}$

$N = 4$ Ya que se esperan golpes moderados.

Despejamos el área de la ecuación 35.

$A = \frac{N}{2}\left[\frac{F_m}{S_{su}} + \frac{F_a}{S'_{sn}}\right]$

$A = 0.49pul^2\ (3.161cm^2)$

$D = \sqrt{\frac{4.A}{\pi}}$ Ecuación (39)

$D = 2cm$

5.10. Cálculo de los cilindros hidráulicos.

Para el cálculo de los cilindros hidráulicos se ha considerado tomar la mayor carga existente en el sistema, la cual es la del sistema de carga y descarga de tubos, cuyo valor es W= $1478.12kg = 10.77\ kN$, (dos veces la carga mayor calculada). Mediante esta carga se determinará los actuadores. Lo mencionado se observa en la figura 63.

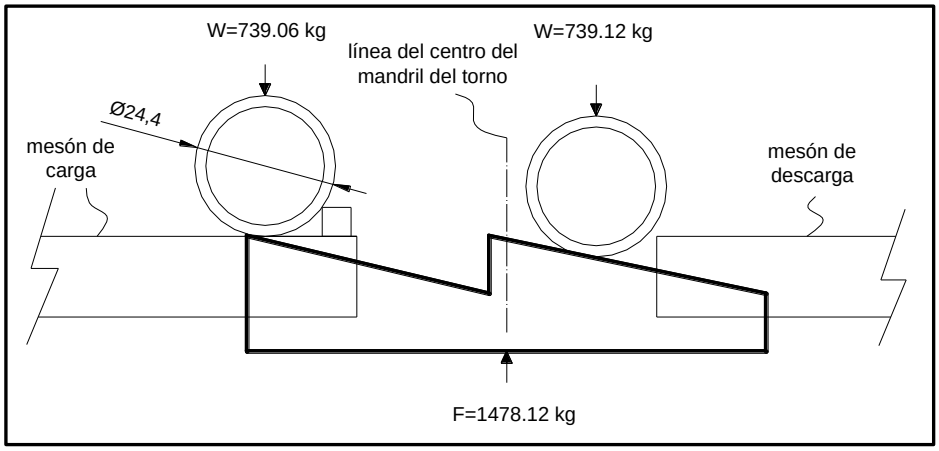


Fig.63: Carga máxima que realiza un actuador debido al desplazamiento de dos tubos, (caso de la placa elevadora de tubos).

El desplazamiento máximo necesario para los actuadores hidráulicos, en este caso serán iguales al diámetro del tubo mayor, (≈25cm), dicho desplazamiento será controlado por finales de carrera cuidadosamente ubicados garantizando el posicionamiento de acuerdo al tipo de proceso que se esté llevando acabo.

Los actuadores hidráulicos solo efectuarán fuerza para levantar la carga (empuje) y nunca serán utilizados para halar carga alguna, de acuerdo a lo descrito seleccionaremos los diámetros del pistón y vástago basados en la tabla 14, de accionamiento hidráulico Rexroth.

La carga total del cilindro hidráulico será, la carga de los tubos más y accesorios que la componen, entonces;

$$P_T = Carga\ de\ tubos + Carga\ de\ los\ accesorios$$

$$P_T = 1478.12kg + 50kg$$

$$P_T = 1528.12kg = 1530kg = 15\ kN$$

De acuerdo a la tabla 15, se escogerá el diámetro del émbolo de 3.250 in (8.255 cm).

5.10.1. Dimensiones de los cilindros.

El caudal necesario para el accionamiento hidráulico del vástago es 8.62 gpm ($5.43 \times 10^{-4}\ m^3/s$), dándonos una velocidad de accionamiento lineal de 4 in/s (10.16 cm/s). en

nuestro caso la velocidad de desplazamiento requerida será aproximadamente 2in (5.08 cm), por segundo que equivale a 5 cm/s.

El caudal necesario para la velocidad de desplazamiento requerido es:

Datos:

$v = 5cm/s$

$A_{empuje} = 53.54\ cm^2$

Flujo volumétrico.

$Q = v.A_{empuje}$ Ecuación (41)

$Q = 5 \times 53.54$

$Q = 267.74\ cm^3/s\ \ (4.24\ gal/min)$

Se realizará una comprobación al pandeo del vástago del accionamiento seleccionado, esta comprobación se desarrolla con la metodología sugerida por el catálogo Rexroth, considerando la carga máxima de servicio.

Datos

$P = 1530\ kg = 3300\ lb = 15\ kN$

$L_K = 2\ L$ Longitud de cálculo Ecuación (44)

$L = 25cm$ Carrera requerida

$d_{vastago} = 2.54\ cm$

$d_{embolo} = 8.255\ cm$

$v = 3.5$ Coeficiente de seguridad

Carga de pandeo

$$F = \frac{\pi^2.E.I}{v.{L_K}^2}$$ Ecuación (42)

$$I = \frac{\pi}{64}.D^{\ 4}$$ Ecuación (43)

$$I = \frac{\pi}{64}.2.54^{\ 4}$$

$$I = 2.043\ cm^4$$

$$F = \frac{\pi^2.2.1\times10^6.2.043}{3{,}5(50)^2}$$

$$F = 4839.26\ kg = 47.47\ kN$$

Cálculo de la carga máxima que se puede aplicar a 500 psi (3.44 MPa)

$$d_{embolo} = 8.255\ cm = 0.08255\ m$$

$$A = \frac{\pi.d^2}{4}$$ Ecuación (39)

$$A = \frac{\pi.0.08255^{\ 2}}{4}$$

$$A = 5.35 \times 10^{-3} m^2$$

$Pr = 500\ psi$ (3.44 MPa)

$$500psi \times \frac{6894.75729\ Pas}{1psi} = 3447378.645\ Pas$$

$$P = \frac{F}{A}$$ Ecuación (45)

$$F = P.A$$

$$F = 3447378.645 \times 5.35 \times 10^{-3}$$

$$F = 18450.70\ N$$

Como ya se mencionó se utilizará los mismos actuadores para todo el sistema de alimentación de tubería al torno, en la red hidráulica se implementará 3 subsistemas (sistema de carga y descarga de tubos, sistema de centrado de tubos y sistema de soporte del tubo), los cuales trabajarán a diferentes caudales nominales, todo el subsistema contará con un regulador de presión, en la figura 64, se muestra lo mencionado.

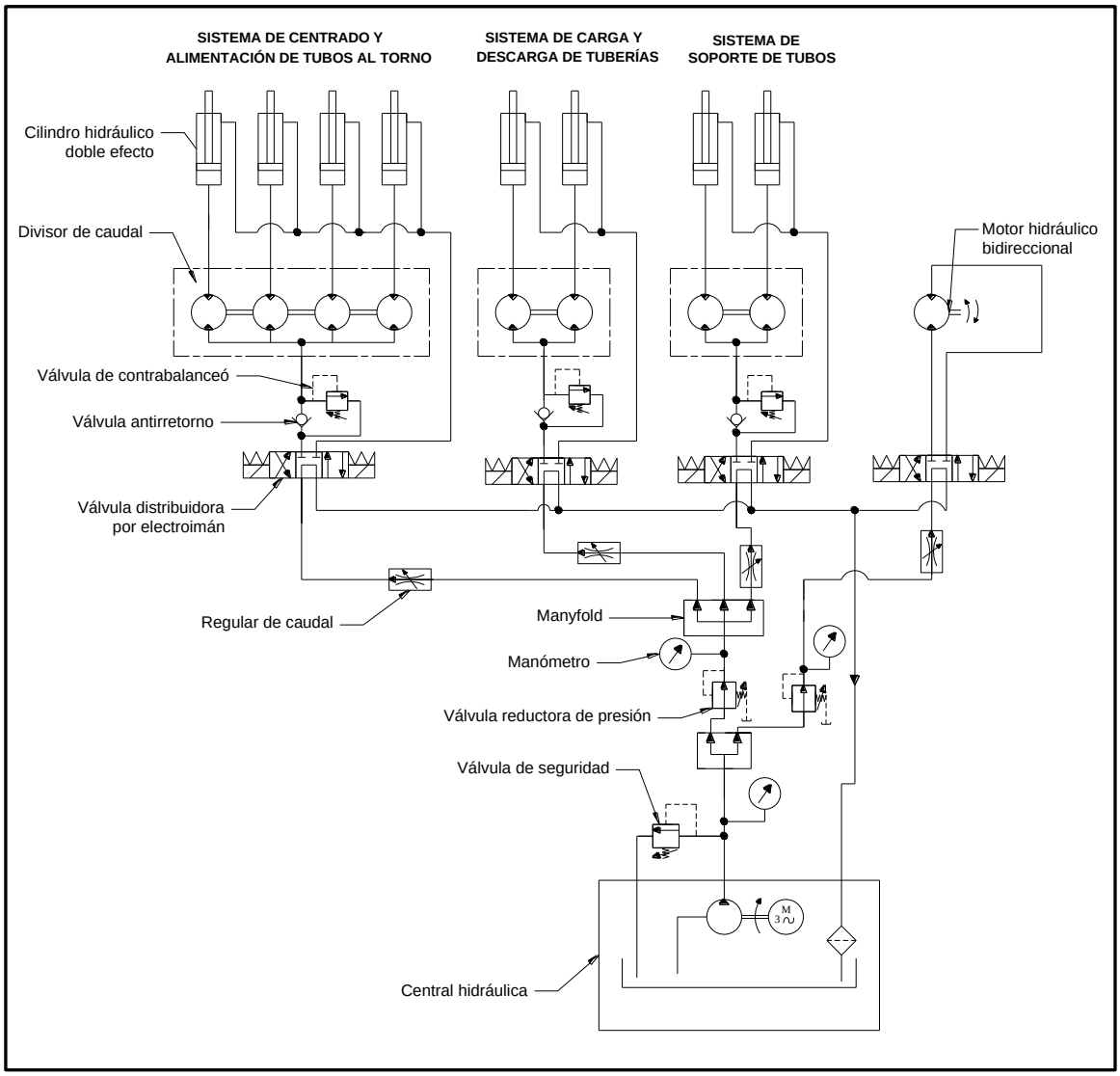


Fig.64: Esquema hidráulico.

5.10.2. Cálculo de potencias de acuerdo a requerimientos.

5.10.2.1. Sistema de carga y descarga de tubos

Datos

$Z_r = 2$

$F_r = 1530kgf\ (15kN)$

$v_r = 5\ \frac{cm}{s}$

$A_r = 8.30\ in^2\ (53.54cm^2)$

$\eta_r = 0.8$

Caudal Necesario

$Q_r = v_r . A_r$ Ecuación (41)

$Q_r = 2.67 \times 10^{-4}\ \frac{m^3}{s}\ (4.24\ gpm)$

Presión mínima necesaria

$P_r = \frac{F_r}{A_r}$ Ecuación (45)

$P_r = 2.8 \times 10^6\ Pa\ (406.39\ psi)$

Potencia del motor eléctrico

$P_{motor} = \frac{Z_r Q_r P_r}{\eta_r}$ Ecuación (23)

$P_{motor} = 1876\ W\ (2.51\ hp)$

Caudal a dar por la bomba

$Q_{total} = 2Q_r$

$Q_{total} = 5.35 \times 10^{-4}\ \frac{m^3}{s}\ (8.48\ gpm)$

Donde

$Z_r =$ Número de actuadores

$F_r =$ Fuerza del accionamiento

$v_r =$ Velocidad de desplazamiento

$A_r =$ Área de empuje del accionamiento

$\eta_r =$ Rendimiento de la bomba

5.10.2.2. Sistema de centrado del tubo y alimentación al torno.

Datos

$Z_c = 4$

$F_c = 420kgf\ (4.12\ kN)$

$v_c = 5\ \frac{cm}{s}$

$A_c = 8.30\ in^2\ (53.54cm^2)$

$\eta_c = 0.8$

Caudal Necesario

$Q_c = v_c . A_c$ Ecuación (41)

$Q_c = 2.67 \times 10^{-4}\ \frac{m^3}{s}\ (4.24\ gpm)$

Presión mínima necesaria

$P_c = \frac{F_c}{A_c}$ Ecuación (45)

$P_c = 7.69 \times 10^5\ Pa\ (111.55\ psi)$

Potencia del motor eléctrico

$$P_{motor} = \frac{Z_c Q_c P_c}{\eta_c}$$ Ecuación (23)

$P_{motor} = 1030\ W\ (1.38\ hp)$

Caudal a dar por la bomba

$Q_{total} = 4Q_c$

$Q_{total} = 1.07 \times 10^{-3}\ \frac{m^3}{s}\ (16.97\ gpm)$

Donde

$Z_c =$ Número de actuadores

$F_c =$ Fuerza del accionamiento

$v_c =$ Velocidad de desplazamiento

$A_c =$ Área de empuje del accionamiento

$\eta_c =$ Rendimiento de la bomba

5.10.2.3. Sistema de soporte del tubo.

Datos

$Z_s = 2$

$F_s = 620kgf = 6.08 \times 10^3 N$

$v_s = 5\ \frac{cm}{s}$

$A_s = 8.30\ in^2\ (53.54cm^2)$

$\eta_s = 0.8$

Caudal Necesario

$Q_s = v_s . A_s$ Ecuación (41)

$Q_s = 2.67 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$ $(4.24\ gpm)$

Presión mínima necesaria

$P_s = \frac{F_s}{A_s}$ Ecuación (45)

$P_s = 1.13 \times 10^6\ Pa\ (164.68\ psi)$

Potencia del motor eléctrico

$P_m = \frac{Zs.Qs.Ps}{\eta s}$ Ecuación (23)

$P_m = 760.01\ W\ (1.02\ hp)$

Caudal a dar por la bomba

$Q_{total} = 2Q_s$

$Q_{total} = 5.35 \times 10^{-4}\ \frac{m^3}{s}$ $(8.48\ gpm)$

Donde

$Z_s =$ Número de actuadores

$F_s =$ Fuerza del accionamiento

$v_s =$ Velocidad de desplazamiento

$A_s =$ Área de empuje del accionamiento

$\eta_s =$ Rendimiento de la bomba

Potencia para el motor hidráulico

$P_{mh} = 882\ psi\ (6.081 MPa)$

$Q_{mh} = 5.3\ gpm = 3.344 \times 10^{-4}\ \frac{m^3}{s}$

$\eta_{mh} = 0.8$

$P_{motor} = \frac{Q_{mh} P_{mh}}{\eta_{mh}}$

$P_{motor} = 2534\ W\ (3.39\ hp)$

5.10.3. Diámetro de la tubería.

Para determinar el diámetro de la tubería se lo realizara por secciones.

5.10.3.1. Diámetro para conducto de cada accionamiento.

En la figura 65, se observa el diámetro a ser calculado.

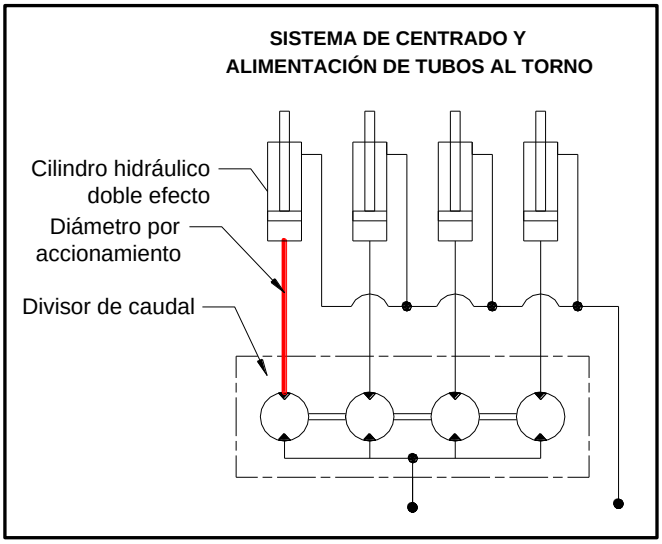


Fig.65: Diámetro de tubería de cada accionamiento.

Datos

$Q_c = 2.66 \times 10^{-4}\ \frac{m^3}{s}\ (4.22\ gpm)$

$v_c = 3\ m/s$

Cálculo del área de la red hidráulica

$A_c = \frac{Q_c}{v_c}$ Ecuación (41)

$A_c = 8.87 \times 10^{-5}\ m^2$

Cálculo del diámetro de la red hidráulica

$D_c = \sqrt{\frac{4A_c}{\pi}}$ Ecuación (40)

$D_c = 0.011\ m\ (0.49\ in)$

El diámetro de la red hidráulica seleccionado será el inmediato superior por ser comercial en el mercado.

$D_{tubo} = 0.5\ in = 1.27cm$

Área recalculada con el diámetro seleccionado

$\mathrm{A}_{recal} = \frac{\pi\, {D_{tubo}}^2}{4}$ Ecuación (39)

Velocidad del flujo recalculada

$\mathrm{V}_{recal} = \frac{Q_c}{\mathrm{A}_{recal}}$ Ecuación (41)

$\mathrm{V}_{recal} = 2.1\ \mathrm{m/s}$

Donde

$Q_c =$ Caudal requerido por un actuador

$v_c =$ Velocidad recomendada en líneas de presión

5.10.3.2. Diámetro para conducto de 4 accionamientos.

En la figura 66, se muestra el tramo donde se va a calcular el diámetro de la tubería.

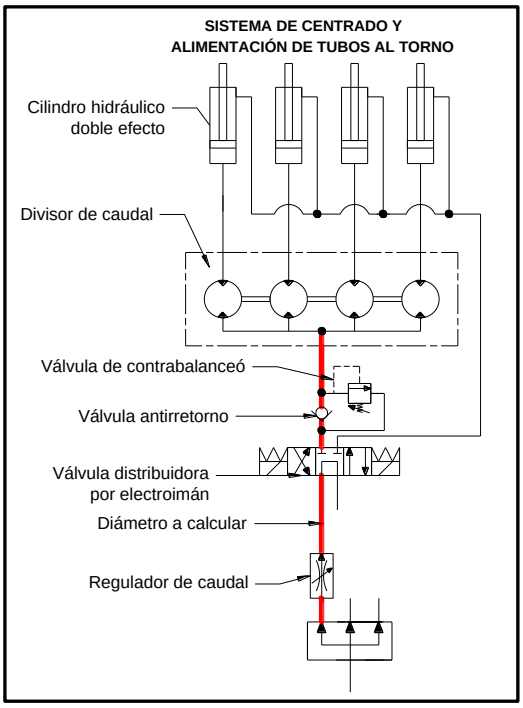


Fig.66: Diámetro para cuatro accionamientos hidráulicos.

Datos

$Q_{4a} = 2.66 \times 10^{-4}\ \frac{m^3}{s}\ (4.22\ gpm)$

$Z_{4a} = 4$

$v_{4a} = 3\ m/s$

Cálculo del área de la red hidráulica

$$A_{4a} = \frac{Z_{4a} Q_{4a}}{v_{4a}} \qquad \text{Ecuación (41)}$$

$A_{4a} = 3.55 \times 10^{-4}\ m^2$

Cálculo del diámetro de la red hidráulica

$$D_{4a} = \sqrt{\frac{4A_{4a}}{\pi}}$$ Ecuación (40)

$D_{4a} = 0.021\ m\ (0.83\ in)$

El diámetro de la red hidráulica seleccionado será el inmediato superior por ser comercial en el mercado.

$D_s = 1in\ (2.54\ cm)$

Área recalculada con el diámetro seleccionado

$$\mathrm{A}_{recal} = \frac{\pi\, {D_s}^2}{4}$$ Ecuación (39)

Velocidad del flujo recalculada

$$\mathrm{V}_{recal} = \frac{Z_{4a} Q_{4a}}{\mathrm{A}_{recal}}$$ Ecuación (41)

$\mathrm{V}_{recal} = 2.1\ \mathrm{m/s}$

Donde

$Q_{4a} =$ Caudal requerido por un actuador

$v_{4a} =$ Velocidad recomendada en líneas de presión

$Z_{4a} =$ Número de actuadores

5.10.3.3. Diámetro para conducto de 2 accionamientos.

El diámetro a calcular se puede observar en la figura 67.

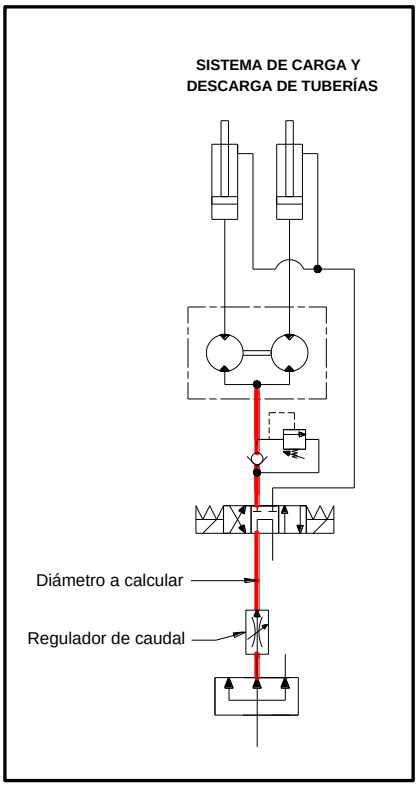


Fig.67: Diámetro para dos accionamientos.

Datos

$Q_{2a} = 2.66 \times 10^{-4}\ \frac{m^3}{s}\ (4.22\ gpm)$

$Z_{2a} = 2$

$v_{2a} = 3\ m/s$

Cálculo del área de la red hidráulica

$A_{2a} = \frac{Z_{2a} Q_{2a}}{v_{2a}}$ Ecuación (41)

$A_{2a} = 1.77 \times 10^{-4}\ m^2$

Cálculo del diámetro de la red hidráulica

$$D_{2a} = \sqrt{\frac{4A_{2a}}{\pi}}$$ Ecuación (40)

$D_{2a} = 0.015\ m\ (0.59\ in)$

El diámetro de la red hidráulica seleccionado será el inmediato superior por ser comercial en el mercado.

$D_{tubo} = 0.75\ in\ (1.9\ cm)$

Área recalculada con el diámetro seleccionado

$$\mathrm{A}_{recal} = \frac{\pi\, {D_{tubo}}^2}{4}$$ Ecuación (39)

Velocidad del flujo recalculada

$$\mathrm{V}_{recal} = \frac{Z_{2a} Q_{2a}}{\mathrm{A}_{recal}}$$ Ecuación (41)

$\mathrm{V}_{recal} = 1.86\ \mathrm{m/s}$

Donde

$Q_{2a} =$ Caudal requerido por un actuador

$v_{2a} =$ Velocidad recomendada en líneas de presión

$Z_{2a} =$ Número de actuadores

5.10.3.4. Diámetro para el conducto del motor hidráulico

La tubería del motor a calcular se muestra en la figura 68.

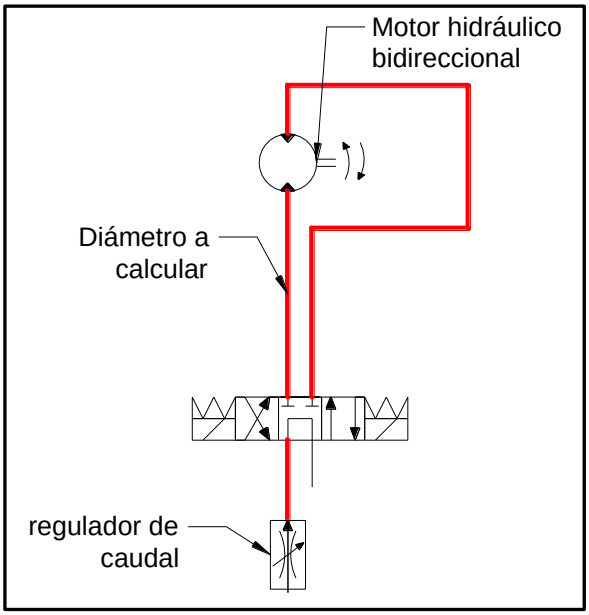


Fig.68: Diámetro de tubería para el motor.

Datos

$Q_{mh} = 5.3\ gpm = 3.34 \times 10^{-4}\ \frac{m^3}{s}$

$v_{mh} = 3\ m/s$

Cálculo del área de la red hidráulica

$A_{mh} = \frac{Q_{mh}}{v_{mh}}$ Ecuación (41)

$A_{mh} = 1.11 \times 10^{-4}\ m^2$

Diámetro de la red hidráulica

$D_{mh} = \sqrt{\frac{4A_{mh}}{\pi}}$ Ecuación (40)

$D_{2a} = 0.012\ m\ (0.46\ in)$

El diámetro de la red hidráulica seleccionado será el inmediato superior por ser comercial en el mercado.

$\mathrm{D}_{tubo} = 0.5\mathrm{in}\ (1.27\mathrm{cm})$

Área recalculada con el diámetro seleccionado

$$A_{recal} = \frac{\pi\, {D_{tubo}}^2}{4}$$ Ecuación (39)

Velocidad del flujo recalculada

$$V_{recal} = \frac{Q_{mh}}{A_{recal}}$$ Ecuación (41)

$$V_{recal} = 2.64\ \mathrm{m/s}$$

Donde

$Q_{mh} =$ Caudal requerido por un actuador

$v_{mh} =$ Velocidad recomendada en líneas de presión

5.10.3.5. Cálculo del diámetro del conducto de aspiración de la bomba.

El diámetro necesario en la tubería de succión o aspiración que se observa en la figura 69, será calculada de acuerdo a recomendaciones de (José Roldan), en el cual menciona velocidades de entre 0.6 y 1.2m/s, para evitar posible efecto de cavitación debido al calentamiento del aceite hidráulico.

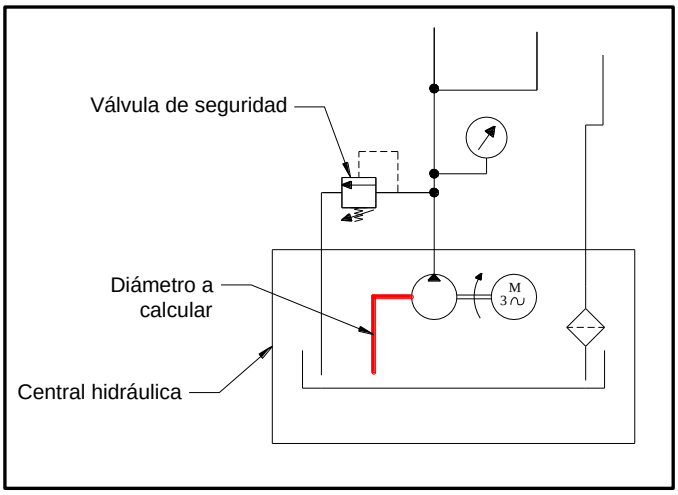


Fig.69: Diámetro de tubería de succión.

Datos

$Q_a = 17\ gpm\ (1.07 \times 10^{-3}\ \frac{m^3}{s})$

$v_a = 1m/s$

Cálculo del área de la red hidráulica de aspiración

$A_a = \frac{Q_a}{v_a}$ Ecuación (41)

$A_a = 1.07 \times 10^{-3}\ m^2$

Cálculo del diámetro de la red hidráulica de aspiración

$D_a = \sqrt{\frac{4A_a}{\pi}}$ Ecuación (40)

$D_a = 0.037\ m\ (1.45\ in)$

El diámetro de la tubería de succión seleccionado será el inmediato superior por ser comercial en el mercado.

$D_{tubo} = 1.5in\ (3.81\ cm)$

Área recalculada

$\mathrm{A}_{recal} = \frac{\pi\, {D_{tubo}}^2}{4}$ Ecuación (39)

Velocidad del flujo recalculada

$\mathrm{V}_{recal} = \frac{Q_a}{\mathrm{A}_{recal}}$ Ecuación (41)

$\mathrm{V}_{recal} = 0.94\ \mathrm{m/s}$

Donde

$Q_a =$ Caudal requerido por la bomba hidráulica

$v_a =$ Velocidad recomendada en líneas de aspiración

5.10.4. Cálculo de pérdidas de presión en el circuito hidráulico planteado.

Establecido el esquema general del circuito hidráulico se determinara las pérdidas o caídas de presión en el mismo. Para esto se considera el tramo más largo en el cual se encuentra el "sistema de soporte de tuberías" el mismo que tiene a una distancia mayor el ultimo actuador hidráulico, la figura 70, muestra lo mencionado.

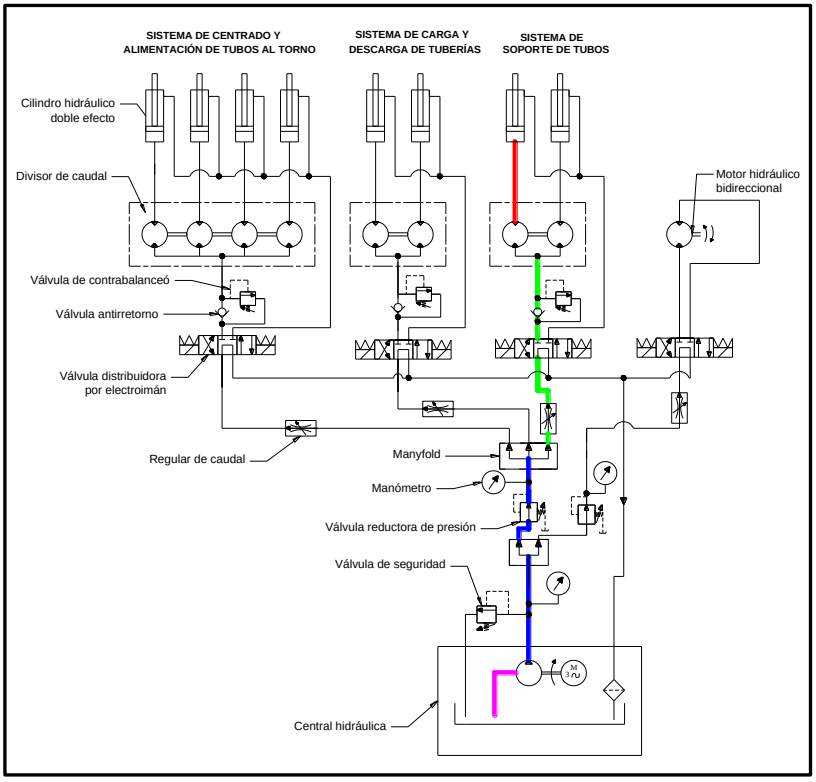


Fig.70: Ramales del circuito hidráulico.

Cabe mencionar las distancias son aproximadas, las cuales han sido consideradas de acuerdo al mesón de carga y descarga.

5.10.4.1. Cálculo de pérdidas primario o por longitud de tramo.

Existen diferentes diámetros de tubería desde, el punto de aspiración de la bomba hasta el mismo actuador hidráulico en análisis, esto se debe a la diferencia de caudal existente en dichas tuberías.

Para determinar las perdidas por longitud de tramo se ha subdividido este circuito hidráulico en cuatro partes que se detallan a continuación.

1) Ramal de aspiración de la bomba hidráulica
2) Ramal de descarga de bomba hacia manyfold
3) Ramal desde manyfold hasta el divisor de caudal
4) Ramal desde el divisor de caudal hasta el actuador

La longitud de tramo considerado estará formada por tubería rígida y flexible. Se hace esta consideración ya que los dos son conductos tipo lisos.

Perdidas en el ramal 1

Datos

$D_1 = 1.5in\ \ (3.81\ cm)$

$Q_1 = 17$ gpm $(1.07 \times 10^{-3}\ \frac{m^3}{s})$

$v_1 = 0.94\ m/s$

$L_1 = 1\ m$

$vi_1 = 0.00004 \frac{m^2}{s}$

$\delta_1 = 890\ \frac{kg}{m^3}$

Peso específico del aceite

$\rho_1 = \delta_1 g$ Ecuación (46)

$\rho_1 = 8728 \frac{N}{m^3}$

Cálculo del número de Reynolds

$Re_1 = \frac{v_1 D_1}{vi_1}$ Ecuación (47)

$Re_1 = 896.3$

Número de Reynolds laminar <2000

$\lambda_1 = \frac{64}{Re_1}$ Ecuación (48)

$\lambda_1 = 0.071$

Perdidas de energía

$h_{L1} = \frac{\lambda_1 L_1 {v_1}^2}{D_1 2g}$ Ecuación (50)

$h_{L1} = 0.085\ m$

Caída de presión

$\Delta p_1 = h_{L1}\rho_1$ Ecuación (51)

$\Delta p_1 = 0.107$ psi (738.48 Pa)

Donde

$D_1 =$ Diámetro del tubo

$v_1 =$ Velocidad del fluido

$L_1 =$ Longitud de la tubería

$vi_1 =$ Viscosidad cinemática (Equivalente a 40 cstk)

$\delta_1 =$ Densidad del aceite

$g =$ Gravedad

Pérdidas en el ramal 2

$D_2 = 1in\ \ (2.54\ cm)$

$Q_2 = 17$ gpm $(1.07 \times 10^{-3}\ \frac{m^3}{s})$

$v_2 = 2.1\ m/s$

$L_2 = 1\ m$

$vi_2 = 0.00004 \frac{m^2}{s}$

$\delta_2 = 890\ \frac{kg}{m^3}$

Peso específico del aceite

$\rho_2 = \delta_2 g$ Ecuación (46)

$\rho_2 = 8728 \frac{N}{m^3}$

Cálculo del número de Reynolds

$Re_2 = \frac{v_2 D_2}{vi_2}$ Ecuación (47)

$Re_2 = 1335$

Número de Reynolds laminar <2000

$\lambda_2 = \frac{64}{Re_2}$ Ecuación (48)

$\lambda_2 = 0.048$

Perdidas de energía

$h_{L2} = \frac{\lambda_2 L_2 {v_2}^2}{D_2 2g}$ Ecuación (50)

$h_{L2} = 0.425\ m$

Caída de presión

$\Delta p_2 = h_{L2}\rho_2$ Ecuación (51)

$\Delta p_2 = 0.538$ psi (3712 Pa)

Donde

$D_2 =$ Diámetro del tubo

$v_2 =$ Velocidad del fluido

$L_2 =$ Longitud de la tubería

$vi_2 =$ Viscosidad cinemática (Equivalente a 40 cstk)

$\delta_2 =$ Densidad del aceite

$g =$ Gravedad

Pérdidas en el ramal 3

Datos

$D_3 = 1in$ $(2.54\ cm)$

$Q_3 = 17$ gpm $(1.07 \times 10^{-3}\ \frac{m^3}{s})$

$v_3 = 2.1\ m/s$

$L_3 = 9\ m$

$vi_3 = 0.00004 \frac{m^2}{s}$

$\delta_3 = 890\ \frac{kg}{m^3}$

Peso específico del aceite

$\rho_3 = \delta_3 g$ Ecuación (46)

$\rho_3 = 8728 \frac{N}{m^3}$

Cálculo del número de Reynolds

$Re_3 = \frac{v_3 D_3}{vi_3}$ Ecuación (47)

$Re_3 = 1335$

Número de Reynolds laminar <2000

$\lambda_3 = \frac{64}{Re_3}$ Ecuación (48)

$\lambda_3 = 0.048$

Perdidas de energía

$h_{L3} = \frac{\lambda_3 L_3 {v_3}^2}{D_3 2g}$ Ecuación (50)

$h_{L3} = 3.82\ m$

Caída de presión

$\Delta p_3 = h_{L3} \rho_3$ Ecuación (51)

$\Delta p_3 = 4.84$ psi $(3.34 \times 10^4$Pa)

Donde

$D_3 =$ Diámetro del tubo

$v_3 =$ Velocidad del fluido

$L_3 =$ Longitud de la tubería

$vi_3 =$ Viscosidad cinemática (Equivalente a 40 cstk)

$\delta_3 =$ Densidad del aceite

$g =$ Gravedad

Pérdidas en el ramal 4

Datos

$D_4 = 0.5\ in\ \ (1.27\ cm)$

$Q_4 = 4$ gpm $(2.52 \times 10^{-4}\ \frac{m^3}{s})$

$v_4 = 2.1\ m/s$

$L_4 = 5\ m$

$vi_4 = 0.00004 \frac{m^2}{s}$

$\delta_4 = 890\ \frac{kg}{m^3}$

Peso específico del aceite

$\rho_4 = \delta_4 g$ Ecuación (46)

$\rho_4 = 8728 \frac{N}{m^3}$

Cálculo del número de Reynolds

$Re_4 = \frac{v_4 D_4}{vi_4}$ Ecuación (47)

$Re_4 = 667.38$

Número de Reynolds laminar <2000

$\lambda_4 = \frac{64}{Re_4}$ Ecuación (48)

$\lambda_4 = 0.096$

Perdidas de energía

$h_{L4} = \frac{\lambda_4 L_4 {v_4}^2}{D_4 2g}$ Ecuación (50)

$h_{L4} = 8.5\ m$

Caída de presión

$\Delta p_4 = h_{L4}\rho_4$ Ecuación (51)

$\Delta p_4 = 10.76$ psi $(7.42 \times 10^4 \text{Pa})$

Donde

$D_4 =$ Diámetro del tubo

$v_4 =$ Velocidad del fluido

$L_4 =$ Longitud de la tubería

$vi_4 =$ Viscosidad cinemática (Equivalente a 40 cstk)

$\delta_4 =$ Densidad del aceite

$g =$ Gravedad

Pérdida total primaria en línea de presión

$\Delta p_{tlp} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4$

$\Delta p_{tlp} = 16.24$ psi $(1.121 \times 10^5 Pa)$

Pérdidas total primarias en línea de retorno

$\Delta p_{tlr} = \Delta p_{tlp}$

$\Delta p_{tlr} = 16.24$ psi $(1.121 \times 10^5 Pa)$

Perdidas total

$\Delta p_{total} = \Delta p_{tlp} + \Delta p_{tlr}$

$\Delta p_{total} = 32.51$ psi $(2.2 \times 10^5 Pa)$

Caída de presión por accesorios de la instalación

Filtro1= 0.15 bar (0.015 MPa)

Filtro2 = 0.15 bar (0.02 MPa)

Válvula = 2 bar (0.2 MPa)

ReguladorQ = 4 bar (0.4 MPa)

Distribuidor = 1.5 bar (0.15 MPa)

DistQ = 1.5 bar (0.15 MPa)

Actuador = 3 bar (0.3 MPa)

PÉRDIDAS SECUNDARIAS TOTALES

Δp_{ST} = Filtro1+ Filtro2+ Válvula+ ReguladorQ+ Distribuidor+ DistQ

$\Delta p_{ST} = 135.61$ psi $(9.35 \times 10^5 Pa)$

Pérdidas totales en el sistema

$\Delta p_{TS} = \Delta p_{total} + \Delta p_{ST}$

$\Delta p_{TS} = 168.12$ psi $(1.15 \times 10^6 Pa)$

Pérdidas de potencia, debido a perdida de carga

Caudal de diseño

$Q = 17\ gpm\ (1.07 \times 10^{-3}\ \frac{m^3}{s})$

$P_{perdidas} = \Delta p_{TS} . Q$

$P_{perdidas} = 1243\ W\ (1.66 hp)$

Pérdida de potencia por actuador

Caudal por actuador

$Q_a = 4\ gpm\ (2.52 \times 10^{-4}\ \frac{m^3}{s})$

$\Delta p_{actuador} =$ 3bar (0.3 MPa)

Pérdida de potencia por actuador

$P_{pa} = \Delta p_{actuador} Q_a$

$P_{pa} = 79.49\ W$

Pérdida por los cuatro acutadores que funcionan a la vez

$P_{TA} = 4P_{pa}$

$P_{TA} = 317.95\ W$

Potencia motriz necesaria

$P_{cal} = 1876\ W$ Potencia calculada inicialmente

Potencia motriz recalculada

$P_{motor} = P_{cal} + P_{TA} + P_{perdidas}$

$P_{motor} = 3437\ W\ (4.6\ hp)$

Como en el mercado no se encuentra motores de 4.609 hp (3437 W), se procedera a seleccionar el inmediato superior, que es de 5 hp (3728 W).

5.11. Programación del logo plc.

5.11.1. Requerimiento de sistema semiautomático.

Para determinar el requerimiento primero se establecerá el orden que se necesita para la realización de dicho proceso.

1. El sistema de carga y descarga se acciona para recoger el tubo del mesón de abastecimiento, logrando que este ruede por el perfil de la placa, y quedar pre-ubicado.
2. El sistema de centrado se accionan con el fin de ubicar el tubo en la posición requerida (línea del eje del mandril del torno).
3. El sistema de carga y descarga vuelve a su posición inicial.
4. Se activará el motor de desplazamiento longitudinal del tubo, ubicado en el primer rodillo de centrado.
5. Accionamiento del sistema de soporte hasta la posición deseada.
6. El sistema de centrado regresa a su posición inicial.
7. Se realiza el proceso de mecanizado
8. Nuevamente se accionará el sistema de centrado hasta la posición de contacto con el tubo.
9. El sistema de soporte regresa a su estado inicial.
10. Nuevamente se activa el motor de abastecimiento-desabastecimiento, pero esta vez en sentido inverso para retirar el tubo del mandril del torno, hasta la posición requerida.
11. El sistema de centrado regresa a su posición inicial soportando aun la carga del tubo.
12. Nuevamente se acciona el sistema de carga y descarga, para descargar el tubo mecanizado en el mesón de descarga, y abastecer con un nuevo tubo, pero con la diferencia que ésta, además de realizar la descarga del tubo, realiza a la vez la carga de un nuevo tubo, repitiéndose así todo el proceso.

Las posiciones deseadas estarán controladas mediante fines de carrera como se observa en las figuras 71 y 72, los mismos que limitan el desplazamiento de los vástagos de los

cilindros hidráulicos hasta la posicion deseada de acuerdo al diametro del tubo a mecanizar. De acuerdo a esto iran fines de carrera para cada sistema de abastecimiento de tuberias al torno, ubicado en el cilindro hidraulico mas cercano al mandril del torno de acuerdo a cada grupo de sistema.

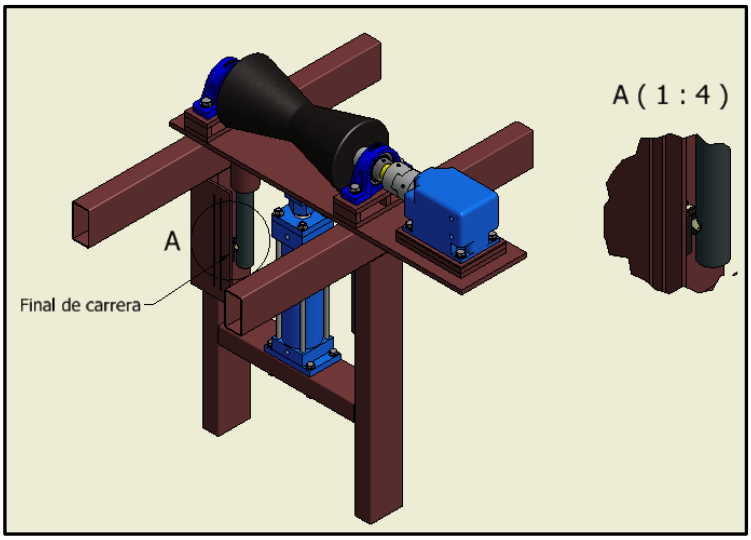


Fig.71: Fin de carrera posición alta.

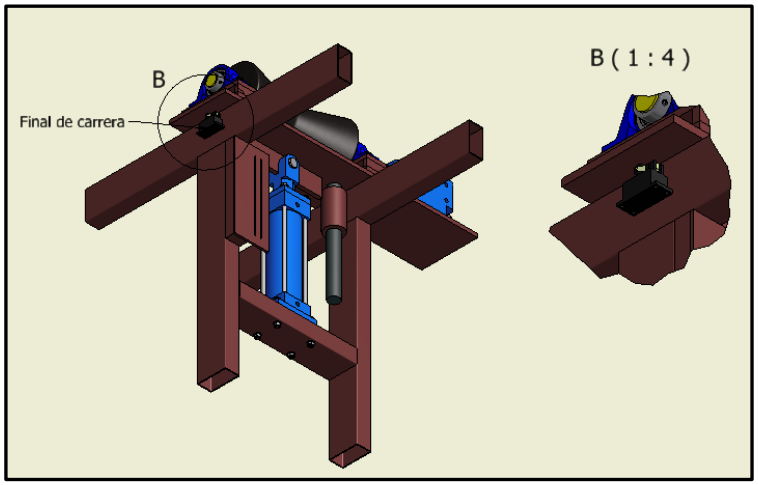


Fig.72: Fin de carrera posición baja.

El motor hidráulico ubicado en el primer rodillo de centrado será controlado manualmente, mediante una botonera, los cuales son; giro normal, giro inverso y parada de emergencia.

Por otro lado las válvulas hidráulicas son de tipo eléctrico con dos solenoidos, los mismos que permiten el desplazamiento hacia arriba y hacia debajo de los vastagos de los cilindros

hidráulicos, los solenoides seleccionados estarán energizados con corriente eléctrica de 110 a 230V.

El resto de accesorios son también de accionamiento eléctrico y en conjunto con los antes mencionados serán controlados de manera automática y de manera manual, ecepto el motor hidráulico como ya se menciono anteriormente.

5.11.2. Descripcion de los elementos y accionamintos.

Grupo moto bomba

Potencia del motor 5 hp (3728 W).

Alimentación eléctrica trifásica 220V

Válvulas para accionamiento 2 posiciones tres vías

Accionamiento eléctrico 110-220AC

Fines de carrera tipo rodillo 220 AC

Controlador logo PLC siemens 230 RC

5.11.3. Desarrollo del sistema de control.

El sistema de control será realizado mediante un logo PLC, por ser un sistema semi-industrial y de fácil programación, en la figura 73 se observa la programación del mismo.

De acuerdo a lo planteado las entradas del logo PLC serán:

1. Encendido de la bomba hidráulica.
2. Subida del sistema de carga y descarga.
3. Bajada del sistema de carga y descarga.
4. Subida del sistema de centrado del tubo y alimentación al torno.
5. Bajada del sistema de centrado del tubo y alimentación al torno.
6. Subida del sistema de soporte del tubo.
7. Bajada del sistema de soporte del tubo.

8. Alimentación del tubo al torno.
9. Extracción del tubo del torno.
10. Parada de emergencia.
11. Fin de carrera posición alta del sistema de carga y descarga de tubos.
12. Fin de carrera posición baja del sistema de carga y descarga de tubos.
13. Fin de carrera posición alta del sistema de centrado del tubo y alimentación al torno.
14. Fin de carrera posición baja del sistema de centrado del tubo y alimentación al torno.
15. Fin de carrera posición alta del sistema de soporte del tubo.
16. Fin de carrera posición baja del sistema de soporte del tubo.

Salidas

1. Contactor del grupo moto-bomba
2. Solenoide de la válvula de control del grupo de cilindros del sistema de carga y descarga de tubos, en desplazamiento hacia arriba.
3. Solenoide de la válvula de control del grupo de cilindros del sistema de carga y descarga de tubos, en desplazamiento hacia abajo.
4. Solenoide de la válvula de control del grupo de cilindros del sistema de centrado del tubo y alimentación al torno, en desplazamiento hacia arriba.
5. Solenoide de la válvula de control del grupo de cilindros del sistema de centrado del tubo y alimentación al torno, en desplazamiento hacia abajo.
6. Selenoide de la valvula de control del grupo de cilindros del sistema de soporte del tubo, en desplazamiento hacia arriba.
7. Solenoide de la válvula de control del grupo de cilindros del sistema de soporte del tubo, en desplazamiento hacia abajo.
8. Solenoide de la válvula del motor hidráulico, para ingresar el tubo al torno.
9. Solenoide de la válvula del motor hidráulico, para extraer el tubo al torno.
10. Contactor luz de emergencia.

Los solenoides del motor hidráulico no serán contralados por el logo PLC, se lo controlará de forma manual(derecha, izquierda y parada).

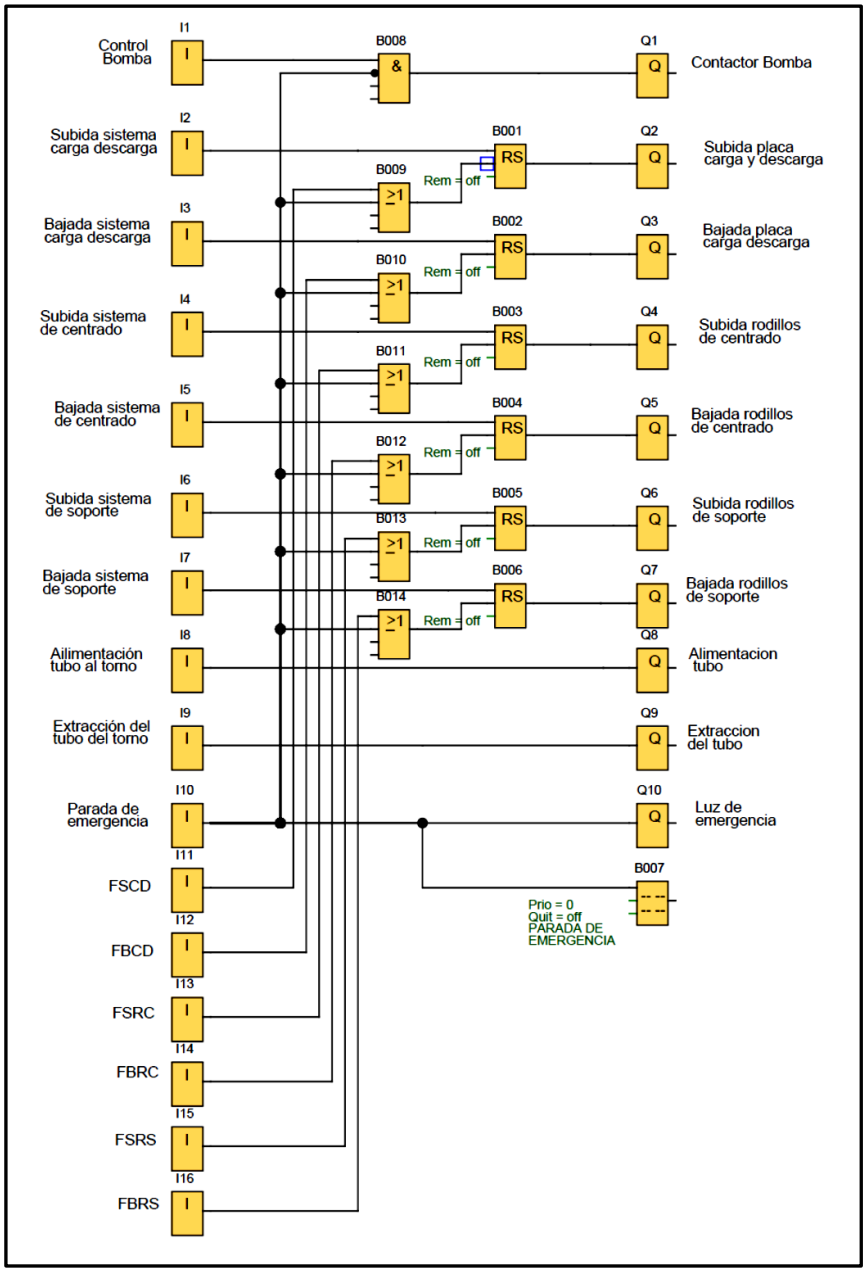


Fig.73: Programacion en el logo PLC.

5.11.4. Botonera en el tablero de mando.

En el tablero de control y mando que se observa en la figura 74, irán ubicados los siguientes pulsadores y selectores.

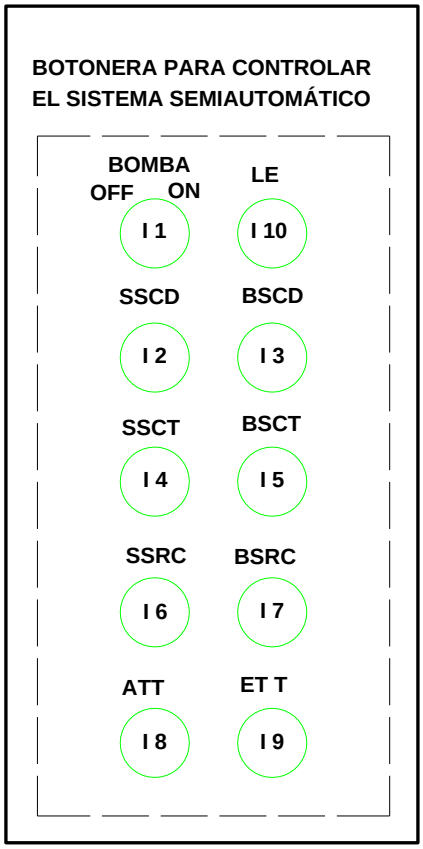


Fig.74: Tablero de control y mando.

1. (I1) Selector para el encendido y apagado de la bomba
2. (I2) Pulsador normalmente abierto para subida del sistema de carga y descarga.
3. (I3) Pulsador normanlmente abierto para bajada del sistema de carga y descarga.
4. (I4) Pulsador normanlmente abierto para subida del sistema de centrado.
5. (I5) Pulsador normanlmente abierto para bajada del sistema de centrado.
6. (I6) Pulsador normanlmente abierto para subida del sistema de soporte del tubo.
7. (I7) Pulsador normanlmente abierto para bajada del sistema de soporte del tubo.
8. (I8) Pulsador normanlmente abierto para alimentación de tubos al torno.
9. (I9) Pulsador normanlmente abierto para extracción de tubos al torno.
10. (I10) Interruptor normalmente abierto.

5.12. Eficiencia del nuevo sistema diseñado en relación al sistema actual.

Después de haber diseñado el sistema semiautomático, se procederá a conocer la eficiencia que puede brindar este sistema semiautomático.

Eficiencia en el proceso de carga y descarga de tubos

Tabla.6: Mecanizado de un tubo en el Torno CNC

MECANIZADO DE UN TUBO EN EL TORNO CNC			
Diámetro de tubos	Tiempo mecanizado	Abastecimiento y descarga manual	Abastecimiento sistema semiautomático
3 ½in (8.89cm)	5 min (300s)	3 min (180s)	32 s
6 5/8 (16.82cm)	7 min (420s)	4 min (240s)	32 s
9 5/8 (24.44cm)	12 min (720)	6 min (360s)	32 s

Eficiencia del sistema semiautomático referente al sistema manual

Para tubos de 3 ½ in (8.89cm)

$$\frac{32}{180} = 0.17\%$$

$$180 \rightarrow 100\%$$

$$32 \rightarrow 17\%$$

$$100\% - 17\% = 83\%$$

Por ende aumentaría la eficiencia en un $\mathbf{83}\%$ por cada tubo.

Para tubos de 6 5/8in (16.82cm)

$\frac{32}{240} = 0.13\%$

$240 \rightarrow 100\%$

$32 \rightarrow 13.33\%$

$100\% - 13.33\% = 86.67\%$

Por ende aumentaría la eficiencia en un $\mathbf{86.67\%}$ por cada tubo.

Para tubos de 9 5/8in (24.44cm)

$\frac{32}{360} = 0.088\%$

$360 \rightarrow 100\%$

$32 \rightarrow 8.88\%$

$100\% - 8.88\% = 91.12\%$

Por ende aumentaría la eficiencia en un $\mathbf{91.12\%}$ por cada tubo.

Eficiencia promedio del proceso de carga y descarga de tubos

La eficiencia promedio del abastecimiento y descarga de tubos será la siguiente:

$$Eficiencia\ Promedio\ carga\ y\ descarga\ de\ tubos = \frac{\mathbf{83\%+86.67\%+91.12\%}}{\mathbf{3}}$$

$$\boldsymbol{Eficiencia\ promedio\ carga\ y\ descarga\ de\ tubos = 86.93\%}$$

Eficiencia en la producción de tubos por hora de servicio

Tabla7: Producción en una hora de servicio del sistema manual.

PRODUCCIÓN DE FORMA MANUAL			
Diámetro de tubos	Tiempo mecanizado	Abastecimiento y descarga manual	1 hora de servicio
3 ½in (8.89cm)	5 min (300s)	3 min (180s)	7.5 tubos
6 5/8in (16.82cm)	7 min (420s)	4 min (240s)	5.45 tubos
9 5/8in (24.44cm)	12 min (720s)	6 min (360s)	3.33 tubos

Tabla8: Producción en una hora de servicio del sistema semiautomático.

PRODUCCIÓN DE FORMA SEMIAUTOMÁTICO			
Diámetro de tubos	Tiempo mecanizado	Abastecimiento sistema semiautomático	1 hora de servicio
3 ½in (8.89cm)	5 min (300s)	32 s	11.27 tubos
6 5/8in (16.82cm)	7 min (420s)	32 s	8.19 tubos
9 5/8in (24.44cm)	12 min (720s)	32 s	4.87 tubos

Utilizando la regla de tres simples encontraremos en cuanto aumenta la producción.

Producción para tubos de 3 ½in (8.89cm)

$7.5\ tubos \rightarrow 100\%$

$11.27\ tubos \rightarrow \times$

$\times = 150.26\%$

Entonces para el tubo de 3 ½” la producción aumentara en un 50.26%

Producción para tubos de 6 5/8in (16.82cm)

$5.45\ tubos \rightarrow 100\%$

$8.19\ tubos \rightarrow \times$

$\times = 150.27\%$

Entonces para el tubo de 6 5/8 la producción aumentara en un 50.27%

Producción para tubos de 9 5/8in (24.44cm)

$3.33\ tubos \rightarrow 100\%$

$4.87\ tubos \rightarrow \times$

$\times = 146.24\%$

Entonces para el tubo de 9 5/8 la producción aumentara en un 46.26%.

El tiempo promedio de producción entonces será como sigue:

$$Eficiencia\ de\ producción\ total = \frac{50.26\% + 50.27\% + 46.26\%}{3}$$

$$\boldsymbol{Eficiencia\ de\ producción\ total = 48.93\%}$$

5.13. Valoración técnico económica ambiental.

5.13.1. Valoración técnica.

El sistema semiautomático diseñado cumplirá una función importante como complemento del torno CNC.

Los materiales a utilizar en este diseño son de reconocidas marcas a nivel mundial, por este motivo tiene un costo considerable.

5.13.2. Valoración económica.

Tabla.9: Costo de accesorios.

Detalle	Cant	V/unit	V/total
mesón de carga			
Tubo redondo E75 (De5 5/8”-d) longitud 9 m	5	300.00	1500.00
Electrodo 60-11 AGA 1/8”	20 kg	3.00	60.00
mesón de descarga			
Tubo redondo E75 (De5 5/8”-d) longitud 9 m	5	300.00	1500.00
Electrodo 60-11 AGA 1/8”	20 kg	3.00	60.00
estructura			
Tubo rectangular ASTM 500 4x2x1/8” longitud 6m	10	59.60	596.00
Electrodo 60-11 AGA 1/8”	10 kg	3.00	30.00
Sistema de centrado			
Soporte de pie con rodamiento Y. designación SY1.1/2RM	8	15.00	120.00
Base para la chumacera	8	10.00	80.00
Placa de acero 90X20X1.12cm	1	60.00	60.00
Placa de acero 62X20X1.12cm	3	40.00	120.00
Base para motor hidráulico	1	5.00	5.00
Buje	8	5.00	40.00

Pernos M14 x 55x1.5, grado 8	16	0.25	4.00
Arandela plana de 14mm, reforzada	32	0.05	1.60
Tuerca M14X1.5 acero	16	0.15	2.40
Pernos ISO 4014 M10 x 80	16	0.25	4.00
Arandela ISO 7089 10 - 140 HV	32	0.10	3.20
Tuerca ISO 4032 M10	16	0.20	3.20
Pasador ISO 2341 B B – 20X70	4	0.50	2.00
Camisa para guía	8	10.00	80.00
Guía Ø1.5” longitud 35cm	8	10.00	80.00
Tornillo cabeza hexagonal ISO 4026 M8 x 8	8	0.18	1.44
Electrodo 60-11 AGA 1/8”	4kg	2.00	8.00
Sistema de soporte de tubos			
Eje de transmisión de 40mmX420mm ASTM 705 2	4	50.00	200.00
Soporte de pie con rodamiento Y. designación SY1.1/2RM	8	15.00	120.00
Base para la chumacera	8	10.00	80.00
Placa de acero 62X45X1.12cm	2	20.00	40.00
Guía 62X5.5X1.12cm	4	6.00	24.00
Buje	8	4.00	32.00
Pernos ISO 4017 M14 x 55	16	0.50	8.00
Arandela ISO 7089 14 - 140 HV	32	0.15	4.80

Tuerca ISO 4032 M14	16	0.25	4.00
Pernos ISO 4014 M10 x 80	8	0.25	2.00
Arandela ISO 7089 10 - 140 HV	16	0.10	1.6
Tuerca ISO 4032 M10	8	0.20	1.6
Pasador ISO 2341 B B – 20X70	2	0.50	1.00
Perno ISO 4017 M12 x 40	16	0.20	3.20
Arandela ISO 7089 12 - 140 HV	16	0.10	1.6
Camisa para guía	8	10.00	80.00
Guía Ø1.5” longitud 35cm	8	10.00	80.00
Tornillo cabeza hexagonal ISO 4026 M8 x 8	8	0.18	1.44
Electrodo 60-11 AGA 1/8”	4kg	2.00	8.00
Sistema de carga descarga			
Placa carga descarga	2	30.00	60.00
Base de placa	2	20.00	40.00
Camisa para guía	4	8.00	32.00
Guía Ø1.5” longitud 35cm	4	10.00	40.00
Pernos ISO 4014 M10 x 80	8	0.25	2.00
Arandela ISO 7089 10 - 140 HV	16	0.10	1.60
Tuerca ISO 4032 M10	8	0.20	1.60
Electrodo 60-11 AGA 1/8”	3kg	2.00	6.00

Circuito hidráulico			
Divisor de caudal rotativo	3	750.00	2250.00
Manómetro	1	30.00	30.00
Cilindro hidráulico	8	280.00	2240.00
Válvulas hidráulicas solenoide SWHG02C2A12010	4	161.70	646.80
Central hidráulica	1	1900.00	1900.00
Acoples NPT ½ in	16	8.50	136.00
Acoples NPT 3/4 in	12	9.20	110.00
Acoples NPT 1in	8	10.00	80.00
Acoples NPT 1 1/2in	4	11,25	45.00
Manguera hidráulica 311-8 100 R1 BL ½ in LOJ	20m	6.05USS/m	121.00
Manguera hidráulica 311-16 100 R1 1in LOJ	6m	12.64USS/m	75.84
Manguera hidráulica 311-12 ¾ in NULLYFLEX	20M	9.8USS/m	196.00
Manguera hidráulica 311-16 100 R1 1 1/2in LOJ	6m	15.20USS/m	91.20
Válvula reductora de caudal	4	42.00	168.00
Válvula de seguridad 20GPM	1	114.66	114.66
Válvula reguladora de presión ajustable	3	125.69	377.07
Manilford	1	50.00	50.00
Circuito eléctrico			
Cable AWG #12	24m	0.40	9.6

Contactor tripolar 00915/NC1-1210	1	11.75	11.75
Contactor monofásico 2 A	8	5.00	40.00
Relé térmico 01347/NR2-25/G	1	19.00	19.00
Lámpara de señalización 17516 verde	1	1.22	1.22
Lámpara de señalización 17515 rojo	1	1.22	1.22
Pulsador 18900 NC verde	5	1.76	8.80
Pulsador emergencia hongo rojo	1	2.46	2.46
Riel DIN 11370 1m.x 35mm x 1mm	2	1.72	3.44
Disyuntor térmico trifásico 20A	1	6.80	6.80
Final de carrera bidireccional 23613	6	26.16	156.96
PLC R230	1	150.00	150.00
Módulo de expansión 8E 4S	1	90.00	90.00
Caja plástica 25896 6X Ø22mm	1	6.13	6.13
Fusible 36882 2A	10	1.87	18.70
Porta fusible 36900	10	2.43	24.30
COSTO TOTAL			**14449.23**

5.13.3. Valoración ambiental.

Como ya es de conocimiento el siguiente proyecto se limita al diseño de un sistema semiautomático, pero he considerado necesario realizar una valoración ambiental asumiendo la posible implementación de dicho sistema.

El impacto ambiental que se produjera al implementar el sistema se evalúa mediante el análisis de las siguientes ventajas y desventajas:

Ventajas

- Es un sistema de qué se puede considerar de bajo consumo energético (aproximado 5 kW.
- Es una propuesta encaminada a promover un aumento de la eficiencia energética, al reducirse los procesos de operación.
- El sistema diseñado no emite gases al ambiente, por no contar con partes que realicen combustión.
- Los mecanismos son de larga vida útil, lo que implica menos residuos.
- No emite ruidos.

Desventajas

- Ocupa un espacio físico considerable
- El sistema oleo-hidráulico, necesita mantenimientos periódicos, lo que resulta constantes residuos líquidos, que no se pueden reciclar fácilmente
- Las partes móviles resultan ser lubricadas constantemente.

De lo resaltado anteriormente se puede concluir, que el impacto ambiental es mínimo, ya que se compensa con el objetivo implícito de la siguiente investigación, que es mejorar la eficiencia energética del proceso industrial en estudio.

6. DISCUSIÓN

De acuerdo al diseño obtenido se espera que el sistema mejore la capacidad de producción en la empresa INSEPECA Cía. Ltda. Ya que de acuerdo a las consideraciones iniciales de diseño existe la expectativa de acelerar el proceso. Esto se logra con la facilidad operacional que ofrece el nuevo sistema y la eficiencia funcional que ofrecen los sistemas: hidráulico de potencia, eléctrico de mando y de automatización.

Todos los accesorios y componentes fueron diseñados, dimensionados y posteriormente seleccionados de acuerdo a un análisis completo de las necesidades que se presentaban en cada una de las faces propuestas para el desarrollo de todo el proceso.

Las fases antes mencionadas consisten en sub-procesos no complejos que de acuerdo a un criterio lógico de diseño permitirán cumplir satisfactoriamente propósito del siguiente proyecto investigativo.

Comparando los datos obtenidos se puede evidenciar que la propuesta apunta a mejorar la eficiencia en la producción del mecanizado te tubos en $\mathbf{48.93\%}$.

El sistema de control planteado es adecuado, ya que no existe la necesidad de implementar un PLC de características diferentes, porque la capacidad de este (entradas y salidas), está acorde a la necesidad existente. Además no existe exigencias de velocidad de respuesta y tampoco existen señales especiales, este sistema se caracteriza por su simplicidad y flexibilidad necesarias para el proceso en cuestión.

7. CONCLUSIONES.

- ✓ Se ha logrado realizar una propuesta aceptable para el proceso de abastecimiento y descarga de tuberías, que cumple con la mayoría de las necesidades planteadas inicialmente por la empresa INSEPECA Cía. LTDA, mediante un diseño mecánico basado en las cargas producidas por los diferentes tipos de tuberías que se someten al mencionado proceso, considerando las ventajas de la geometría de las tuberías para facilitar su traslado, y por otro lado accionando las partes móviles por un sistema oleo-hidráulico de potencia básico, todo esto controlado mediante un Mini PLC, con mandos semiautomáticos de fácil operación y configuración, con vista a remplazar las labores que en la actualidad se llevan a cabo de manera manual y complementar el proceso de recuperación de roscas de tubería de perforación que se lleva a cabo en un torno CNC.

- ✓ De acuerdo a las simulaciones realizadas mediante el software COSMOS, se puede afirmar que los diversos mecanismos y estructuras diseñadas soportan de manera segura los esfuerzos provocados por las tuberías en las diferentes etapas que constituyen el abastecimiento y descarga de las mismas.

- ✓ El sistema de control y mando semiautomático que se plantea en el presente proyecto, cumple a plenitud con las rutinas necesarias de producción, permitiendo maniobrar, reconfigurar y adaptarse de manera sencilla a las diversas situaciones que se puedan presentar en el campo de trabajo, sin dejar de lado la seguridad funcional de los componentes de potencia y el nivel de exactitud requerido. Por otro lado se logró simular su funcionamiento mediante el software LOGO COMFORT obteniendo resultados satisfactorios.

- ✓ Después de un análisis de operación del sistema diseñado, se puede afirmar que este aumentara la eficiencia en un 86.93% los tiempos de carga y descarga de tubería, en un 48.93%, en la producción de tubos mecanizados.

8. RECOMENDACIONES.

- ✓ Para estudios futuros, se recomienda plantear la propuesta de automatizar en un 100% el proceso.
- ✓ En caso de implementación del sistema, se recomienda considerar las dimensiones y detalles de los diversos componentes diseñados.
- ✓ Para el sistema de avance y retroceso de los tubos, se puede recomendar el diseño de un sistema posicionamiento CNC con vista a optimizar aún más el proceso.

9. BIBLIOGRAFÍA.

Libros:

MOTT, Robert. 1996. *Diseño de elementos de máquinas.* México : Prentice Hall, 1996. pág. 872.

—. 1996. *Mecánica de fluidos aplicada.* México : Prentice-Hall, 1996. pág. 561.

NASH, William. 1993. *Resistecia de Materiales.* México : McGraw-Hill, 1993. pág. 299.

ROLDAN, José. 1995. *Neumatica, Hidraúlica y Electricidad Aplicada.* Madrid : Paraninfo, 1995. pág. 241.

TIPPENS, Paul. 1992. *Física.* Segunda. México : McGRAW-HILL, 1992. pág. 410.

Páginas Web:

http://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica. Bomba Hidraúlica. [En línea] [Citado el: 23 de Agosto de 2011.] http://es.wikipedia.org.

http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_hidr%C3%A1ulico. Motor Hidraúlico. [En línea] [Citado el: 14 de Septiembre de 2011.] http://es.wikipedia.org.

http://es.wikipedia.org/wiki/Par_motor. Par Motor. [En línea] [Citado el: 3 de Agosto de 2011.] http://es.wikipedia.org.

http://www.fisicapractica.com/composicion-fuerzas.php. Velocidad angular. [En línea] [Citado el: 2 de Octubre de 2011.] http://www.fisicapractica.com.

http://www.monografias.com/trabajos11/pope/pope.shtml. monografias.com. [En línea] [Citado el: 7 de Julio de 2011.] http://www.monografias.com.

http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=es&newlink=6_1_1. Soportes de pie con rodamiento tipo Y. [En línea] [Citado el: 21 de Agosto de 2011.] http://www.skf.com.

http://www.tornos-cnc.com/tornos_petroleros.html. Tornos Petroleros. [En línea] [Citado el: 4 de Septiembre de 2011.] http://www.tornos-cnc.com.

www.vivoil.com. Divisor de caudal. [En línea] [Citado el: 8 de Junio de 2011 .] www.vivoil.com.

10. ANEXOS.

ANEXOS 1

Tabla.10: Tubo de perforación 5 ½in (13.97 cm)

TUBO DE PERFORACION
DRILL PIPE

FLUENCIA	Kpsi	75	95	105	135
RESISTENCIA	Kpsi	100	105	115	145

D.E.	PESO	DIMENSIONES DEL TUBO											
		CLASIFICACION	ESP.	D.I.	D.E	AREA TRANS.	REDUC. AREA.	PROPIEDADES MECANICAS		GRADO DE ACERO API			
pulg	lb/pie		pulg	pulg	pulg	$pulg^2$	%			E75	X95	G105	S135
5 1/2	24.70	Nuevo	0.415	4.670	5.500	6.630		Colapso	psi	10,464	12,933	14,013	17,023
								Tensión	lb	497,222	629,814	696,111	894,999
								Presión Interna	psi	9,903	12,544	13,865	17,826
								Torsión	lb-pie	56,574	71,660	72,204	101,833
		Premium	0.332	4.670	5.334	5.217	78.69	Colapso	psi	7,635	9,011	9,626	11,177
								Tensión	lb	391,285	495,627	547,799	704,313
								Presión Interna	psi	9,055	11,469	12,676	16,298
								Torsión	lb-pie	44,320	56,139	62,048	79,776
		2ª	0.290	4.670	5.251	4.520	68.29	Colapso	psi	6,050	6,957	7,329	8,115
								Tensión	lb	339,533	430,076	475,347	611,160
								Presión Interna	psi	7,923	10,035	11,092	14,261
								Torsión	lb-pie	38,383	48,619	53,737	69,090

FH: Full Hole

Tabla.11. Tamaño de la cuña en funcion del diametro del eje.

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
			Altura, *H*	
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	$1\frac{1}{4}$	1/4	1/4	3/16
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	5/16	5/16	1/4
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	3/8	3/8	1/4
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	1/2	1/2	3/8
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	5/8	5/8	7/16
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	3/4	3/4	1/2
$3\frac{1}{4}$	$3\frac{3}{4}$	7/8	7/8	5/8
$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	1	1	3/4
$4\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	7/8
$5\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	1
$6\frac{1}{2}$	$7\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$
$7\frac{1}{2}$	9	2	2	$1\frac{1}{2}$
9	11	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$
11	13	3	3	2
13	15	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$
15	18	4		3
18	22	5		$3\frac{1}{2}$
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967(R98), con autorizacion de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.

Tabla.12: Factor de confiabilidad

Confiabilidad deseada	C_R
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Tabla.13: Factores de tamaño.

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859\text{-}0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859\text{-}0.000837D$

Tabla.14: Características de los cilindros hidráulicos Rexroht.

RA 17 038/07.05 | Model CDT1/CGT1 Industrial Hydraulics | Bosch Rexroth Corp. 3/44

Areas, Forces, Flows (dimensions in inches)

Bore	Piston rod	Area ratio	Areas Piston	Rod	Annulus	Force at 500 psi [1] Push	Regen.	Pull	Flow at 4"/s [2] Out	Regen.	In
		j	A_1	A_2	A_3	F_1	F_2	F_3	q_{V1}	q_{V2}	q_{V3}
Ø in.	Ø in.	A_1/A_3	in.^{2}	in.^{2}	in.^{2}	Lb.	Lb.	Lb.	gpm	gpm	gpm
1.000	0.500	0.31	0.79	0.20	0.59	392	98	294	0.82	0.20	0.62
	0.625	1.65		0.31	0.48		154	238		0.32	0.50
1.500	0.625	1.21	1.77	0.31	1.46	885	154	731	1.84	0.32	1.52
	1.000	1.80		0.79	0.98		392	493		0.82	1.02
	0.625	1.11		0.31	2.83		154	1,416		0.32	2.94
2.000	1.000	1.33	3.14	0.79	2.35	1,570	392	1,178	3.26	0.82	2.44
	1.375	1.89		1.48	1.66		745	825		1.54	1.72
	0.625	1.07		0.31	4.60		154	2,301		0.32	4.78
2.500	1.000	1.19	4.91	0.79	4.12	2,455	392	2,063	5.10	0.82	4.28
	1.375	1.43		1.48	3.43		745	1,710		1.54	3.56
	1.750	1.96		2.40	2.51		1,205	1,250		2.49	2.61
	1.000	1.11		0.79	7.51		392	3,758		0.82	7.80
3.250	1.375	1.21	8.30	1.48	6.82	4,150	745	3,405	8.62	1.54	7.08
	1.750	1.40		2.40	5.90		1,205	2,945		2.49	6.13
	2.000	1.60		3.14	5.16		1,570	2,580		3.26	5.36

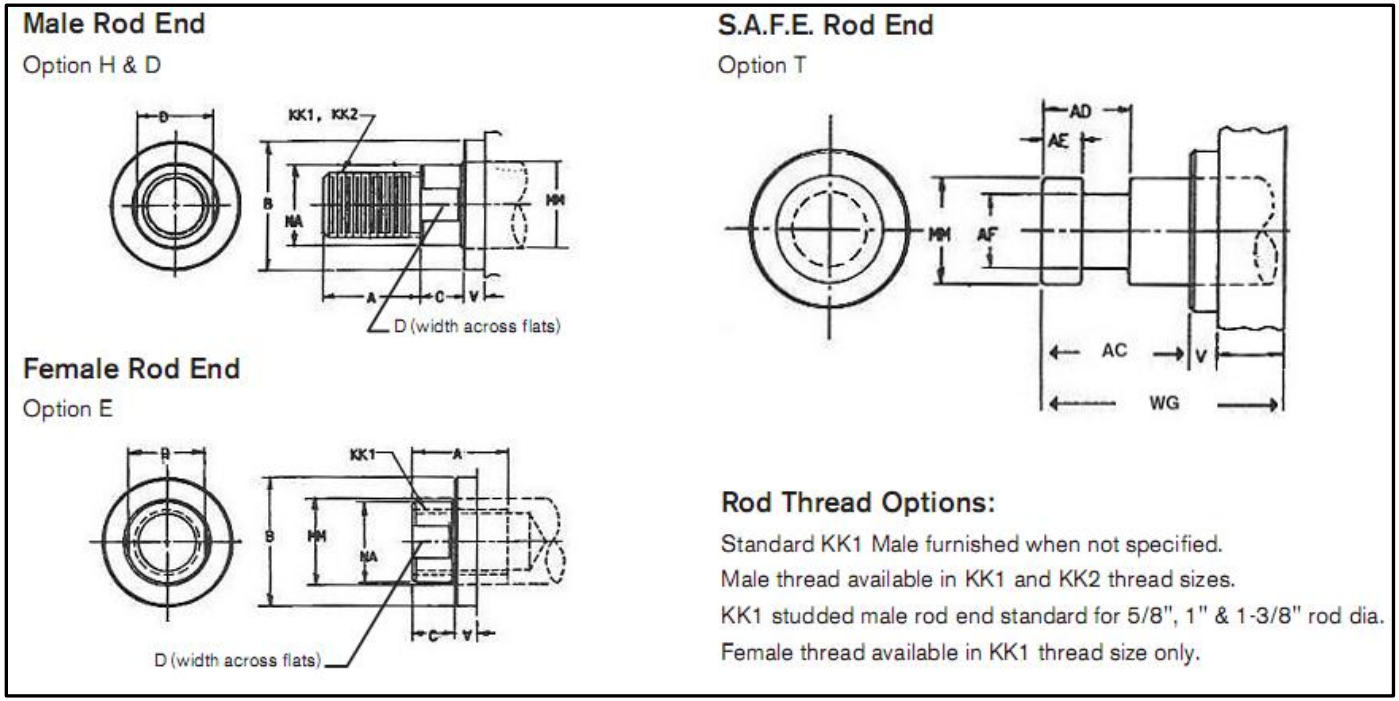


Fig.72: Dimensión de la rosca.

Tabla.15: Características del pistón

Piston Rod End

MM Rod Diameter	A	B +0.000 -0.002	C	D	KK1	KK2	NA	AC	AD	AE	AF	WG
0.500	0.63	0.99	0.38	0.38	5/16 - 24	7/16 - 20	0.44	-	-	-	-	-
0.625	0.75	1.124	0.38	0.50	7/16 - 20	1/2 - 20	0.56	1.13	0.63	0.250	0.375	1.75
1.000	1.13	1.499	0.50	0.88	3/4 - 16	7/8 - 14	0.94	1.63	0.94	0.375	0.688	2.38
1.375	1.63	1.999	0.63	1.13	1 - 14	1-1/4 - 12	1.31	1.75	1.06	0.375	0.875	2.75
1.750	2.00	2.374	0.75	1.50	1-1/4 - 12	1-1/2 - 12	1.69	2.00	1.31	0.500	1.125	3.13
2.000	2.25	2.624	0.88	1.69	1-1/2 - 12	1-3/4 - 12	1.94	2.63	1.69	0.625	1.375	3.75
2.500	3.00	3.124	1.00	2.06	1-7/8 - 12	2-1/4 - 12	2.38	3.25	1.94	0.750	1.750	4.50
3.000	3.50	3.749	1.00	2.63	2-1/4 - 12	2-3/4 - 12	2.88	3.63	2.44	0.875	2.250	4.88
3.500	3.50	4.249	1.00	3.00	2-1/2 - 12	3-1/4 - 12	3.38	4.38	2.69	1.000	2.500	5.63
4.000	4.00	4.749	1.00	3.38	3 -12	3-3/4 - 12	3.88	4.50	2.69	1.000	3.000	5.75
4.500	4.50	5.249	1.00	SH1*	3-14 - 12	4-1/4 - 12	4.38	5.25	3.19	1.500	3.500	6.50
5.000	5.00	5.749	1.00	SH1*	3-1/2 - 12	4-3/4 - 12	4.88	5.38	3.19	1.500	3.875	6.63
5.500	5.50	6.249	1.00	SH1*	4 - 12	5-1/4 - 12	5.38	6.25	3.94	1.875	4.375	7.50

Note*: Spanner wrench holes: SH1 = 0.56" dia. For "F and V" dimensions, see respective mounting dimensions shown on pages 8 thru 27.

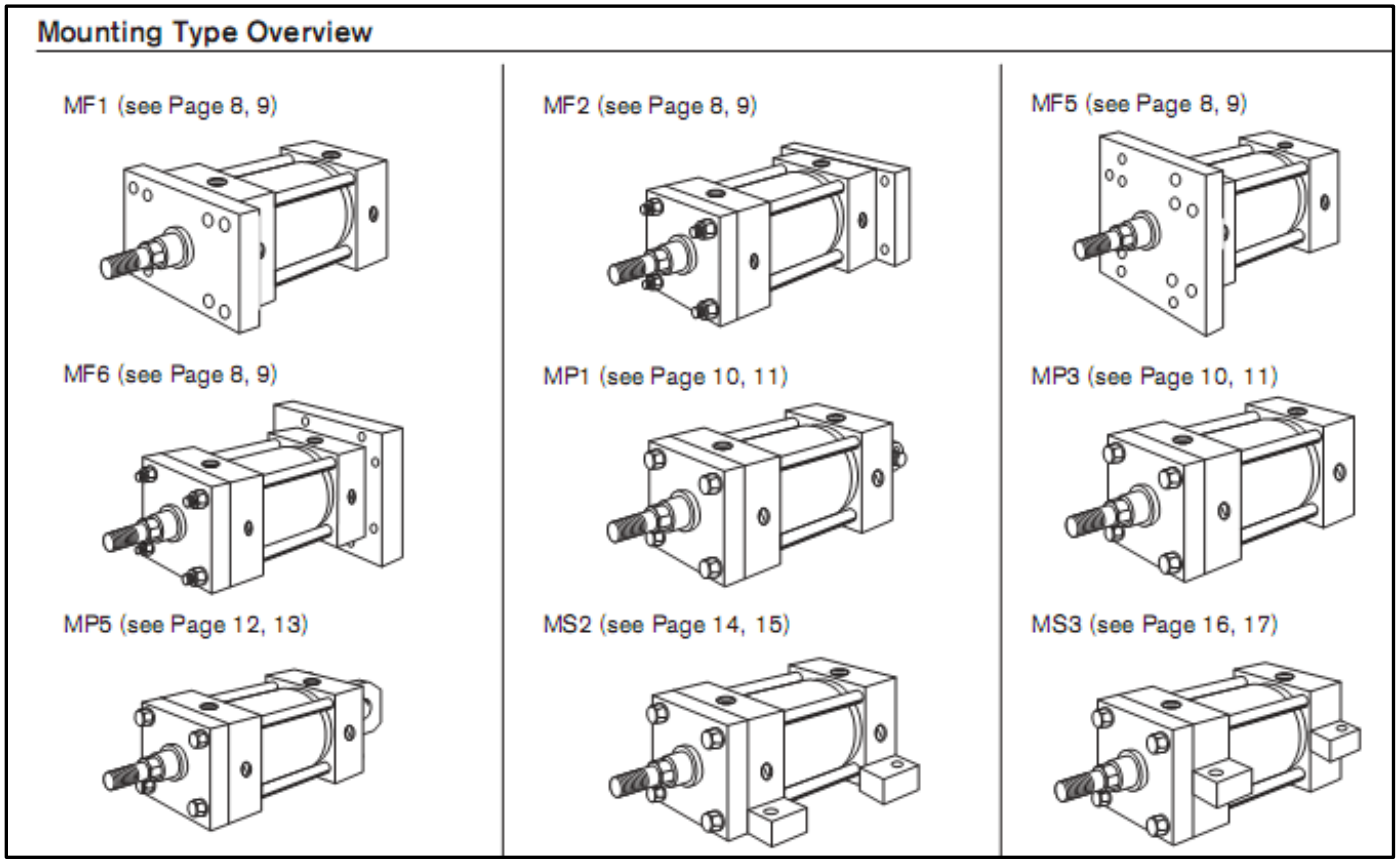


Fig.73: Tipos de cilindros hidráulicos.

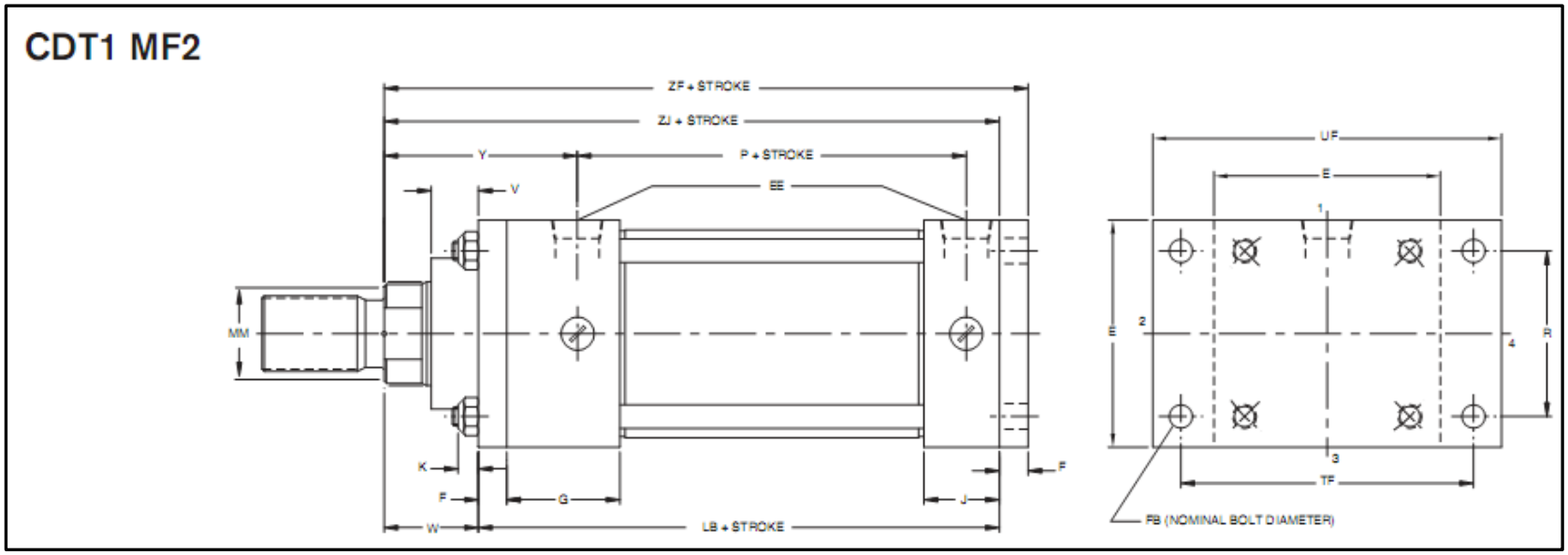


Fig.74: Especificaciones del cilindro hidráulico.

Tabla.16: Dimensiones del cilindro hidráulico

Table 2 - Dimensions not affected by rod diameter

Bore Ø In.	E	SAE Port EE	F	FB	G	J	K	R	TF	UF	LB	P
1.000	1.50	4	0.38	0.25	1.50	1.00	0.19	1.08	2.00	2.50	3.88	2.13
1.500	2.00	6	0.38	0.31	1.50	1.00	0.25	1.43	2.75	3.38	4.00	2.25
2.000	2.50	6	0.38	0.38	1.50	1.00	0.31	1.84	3.38	4.13	4.00	2.25
2.500	3.00	6	0.38	0.38	1.50	1.00	0.31	2.19	3.88	4.63	4.13	2.38
3.250	3.75	10	0.63	0.44	1.75	1.25	0.38	2.76	4.69	5.50	4.88	2.63
4.000	4.50	10	0.63	0.44	1.75	1.25	0.38	3.32	5.44	6.25	4.88	2.63
5.000	5.50	10	0.63	0.56	1.75	1.25	0.44	4.10	6.63	7.63	5.13	2.94
6.000	5.50	12	0.75	0.56	2.00	1.50	0.44	4.88	7.63	8.63	5.75	3.13

Tabla.17: Dimensiones del cilindro

Dimensions MF1, MF2, MF5, MF6

Table 1 - Dimensions affected by rod diameter

Bore In.	MM Rod	V	W	Y	ZB	ZF	ZJ
1.000	0.500	0.25	0.63	1.94	4.69	4.88	4.50
	0.625	0.25	0.63	1.94	4.69	4.88	4.50
1.500	0.625	0.25	0.63	1.94	4.88	5.00	4.63
	1.000	0.50	1.00	2.31	5.25	5.38	5.00
2.000	0.625	0.25	0.63	1.94	4.94	5.00	4.63
	1.000	0.50	1.00	2.31	5.31	5.38	5.00
	1.375	0.63	1.25	2.56	5.56	5.63	5.25
2.500	0.625	0.25	0.63	1.94	5.06	5.31	4.75
	1.000	0.50	1.00	2.31	5.44	5.50	5.13
	1.375	0.63	1.25	2.56	5.69	5.75	5.38
	1.750	0.75	1.50	2.81	5.94	6.00	5.63
3.250	1.000	0.25	0.75	2.44	6.00	6.25	5.63
	1.375	0.38	1.00	2.63	6.25	6.50	5.88
	1.750	0.50	1.25	2.88	6.50	6.75	6.13
	2.000	0.50	1.38	3.06	6.63	6.88	6.25

Tabla.18: Soporte de pie con rodamientos Y (SKF)

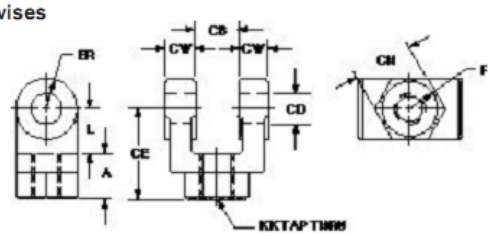
Soportes de pie con rodamientos Y, soporte de fundición, prisionero

Dimensiones					Capacidades de carga		Velocidad límite	Masa	Designaciones		
					dinámica	estática	con eje de tolerancia h6		Unidad de rodamiento	Soporte	Rodamiento
d	A	H	H_1	L	C	C_0					
mm					kN		rpm	kg	-		
38,1	47,625	107,95	53,975	187,325	33,2	21,6	4300	2,5	**SYM 1.1/2 TF**	SYM 509 U	YAR 209-108-2F
38,1	48	99	49,2	175	30,7	19	4800	1,65	**SY 1.1/2 RM**	SY 508 U	YAT 208-108
38,1	48	99	49,2	175	30,7	19	4800	1,8	**SY 1.1/2 TF**	SY 508 U	YAR 208-108-2F
38,1	48	99	49,2	175	30,7	19	2800	1,85	**SY 1.1/2 TR**	SY 508 M	YAR 208-108-2RF
38,1	48	99	49,2	175	30,7	19	4800	1,82	**SYH 1.1/2 RM**	SYH 508 U	YAT 208-108
38,1	48	99	49,2	175	30,7	19	4800	1,95	**SYH 1.1/2 TF**	SYH 508 U	YAR 208-108-2F
38,1	49	99	49,2	184	30,7	19	4800	1,85	**SYJ 1.1/2 TF**	SYJ 508	YAR 208-108-2F
39,688	48	99	49,2	175	30,7	19	4300	1,78	**SY 1.9/16 TF**	SY 508 U	YAR 208-109-2F
40	48	99	49,2	175	30,7	19	4800	1,8	**SY 40 TF**	SY 508 M	YAR 208-2F
40	48	99	49,2	175	30,7	19	2800	1,8	**SY 40 TR**	SY 508 M	YAR 208-2RF
40	49	99	49,2	184	30,7	19	4800	1,85	**SYJ 40 TF**	SYJ 508	YAR 208-2F
41,275	48	107	54	187	33,2	21,6	4300	2,05	**SY 1.5/8 RM**	SY 509 U	YAT 209-110
41,275	48	107	54	187	33,2	21,6	4300	2,3	**SY 1.5/8 TF**	SY 509 U	YAR 209-110-2F
41,275	48,3	105,6	52,4	187	33,2	21,6	4300	2,35	**SYH 1.5/8 RM**	SYH 509 U	YAT 209-110
41,275	48,3	105,6	52,4	187	33,2	21,6	4300	2,55	**SYH 1.5/8 TF**	SYH 509 U	YAR 209-110-2F
42,862	48	107	54	187	33,2	21,6	4300	2,03	**SY 1.11/16 RM**	SY 509 U	YAT 209-111
42,862	48	107	54	187	33,2	21,6	4300	2,4	**SY 1.11/16 TF**	SY 509 U	YAR 209-111-2F
42,862	48,3	105,6	52,4	187	33,2	21,6	4300	2,2	**SYH 1.11/16 RM**	SYH 509 U	YAT 209-111
42,862	48,3	105,6	52,4	187	33,2	21,6	4300	2,4	**SYH 1.11/16 TF**	SYH 509 U	YAR 209-111-2F
42,862	53,975	114,3	57,15	203	35,1	23,2	4000	3,0	**SYM 1.11/16 TF**	SYM 510 U	YAR 210-111-2F
44,45	48	107	54	187	33,2	21,6	4300	2,05	**SY 1.3/4 RM**	SY 509 U	YAT 209-112
44,45	48	107	54	187	33,2	21,6	4300	2,2	**SY 1.3/4 TF**	SY 509 U	YAR 209-112-2F
44,45	48	107,5	54	187	33,2	21,6	2400	2,3	**SY 1.3/4 TR**	SY 509 M	YAR 209-112-2RF
44,45	48,3	105,6	52,4	187	33,2	21,6	4300	2,15	**SYH 1.3/4 RM**	SYH 509 U	YAT 209-112
44,45	48,3	105,6	52,4	187	33,2	21,6	4300	2,35	**SYH 1.3/4 TF**	SYH 509 U	YAR 209-112-2F

Tabla.19: Accesorios.

Rexroth Cylinder Accessories

Rod Clevises



Part No.	CB	CD	CE	CH	CW	F	L	A	KK	ER
R978935057	.765	0.50	1.00	1.00	0.50	1.00	0.75	0.75	7/16-20	0.50
R978935058	1.265	0.75	2.38	1.25	0.63	1.25	1.25	1.13	3/4-16	0.75
R978935059	1.265	0.75	2.17	1.38	0.63	1.25	1.00	1.13	3/4-16	0.75
R978935060	1.515	1.00	3.13	1.50	0.75	1.50	1.50	1.83	1-14	1.00
R978935061	2.032	1.13	4.13	2.00	1.00	2.00	2.13	2.00	1-1/4-12	1.38
R978935062	2.531	1.75	4.50	2.38	1.25	2.38	2.25	2.25	1-1/2-12	1.75
R978935063	2.531	2.00	5.50	2.94	1.25	2.94	2.50	3.00	1-7/8-12	2.00
R978935064	3.032	2.50	6.50	3.50	1.50	3.50	3.00	3.50	2-1/4-12	2.50
R978935065	3.032	3.00	6.75	3.88	1.50	3.88	3.25	3.50	2-1/2-12	2.75

Note: Pins must be ordered separately, see Page 31 for dimensions and part numbers.

Tabla.20: Motores hidráulicos

200

190 cc [11.6 in^3/rev.]

Pressure - bars [psi]

Torque - Nm [lb-in], **Speed rpm**

Intermittent Ratings - 10% of Operation

Flow - lpm [gpm]	30 [435]	60 [870]	80 [1160]	100 [1450]	115 [1670]	140 [2030]	150 [2180] (Max. Cont.)	175 [2540] (Max. Inter.)	Theoretical rpm
5 [1.3]	75 [664] **25**	158 [1398] **22**	200 [1770] **20**	241 [2133] **10**					26
10 [2.6]	78 [690] **51**	160 [1416] **49**	204 [1805] **45**	252 [2230] **39**	291 [2575] **35**	348 [3080] **29**	377 [3336] **22**		53
20 [5.3]	74 [655] **104**	156 [1381] **102**	200 [1770] **99**	246 [2177] **95**	293 [2593] **89**	354 [3133] **83**	380 [3363] **76**	416 [3681] **65**	105
30 [7.9]	70 [619] **157**	152 [1345] **155**	196 [1735] **152**	240 [2124] **148**	290 [2566] **143**	352 [3115] **137**	378 [3345] **130**	420 [3717] **118**	158
40 [10.6]	65 [575] **210**	147 [1301] **208**	190 [1681] **205**	228 [2018] **200**	286 [2531] **193**	340 [3009] **186**	376 [3327] **178**	418 [3699] **168**	211
50 [13.2]	54 [478] **262**	142 [1257] **260**	180 [1593] **258**	222 [1965] **254**	277 [2451] **249**	333 [2947] **243**	356 [3150] **235**	402 [3558] **223**	263
Max. Cont. 60 [15.8]	36 [319] **315**	128 [1133] **313**	166 [1469] **309**	210 [1858] **305**	266 [2354] **299**	322 [2850] **293**	350 [3097] **284**	400 [3540] **268**	316
70 [18.5]	15 [133] **367**	102 [903] **365**	158 [1398] **362**	202 [1788] **358**	254 [2248] **352**	302 [2673] **336**	327 [2894] **330**	376 [3327] **316**	368
Max. Inter. 75 [19.8]		94 [832] **394**	146 [1292] **390**	194 [1717] **385**	230 [2035] **380**	290 [2566] **374**	317 [2805] **365**	364 [3221] **352**	395

Overall Efficiency - 70 - 100% 40 - 69% 0 - 39%

Theoretical Torque - Nm [lb-in]

91 [803]	182 [1611]	242 [2142]	303 [2677]	348 [3079]	424 [3748]	454 [4016]	529 [4685]

Displacement tested at 45°C [113°F] with an oil viscosity of 46cSt [213 SUS]

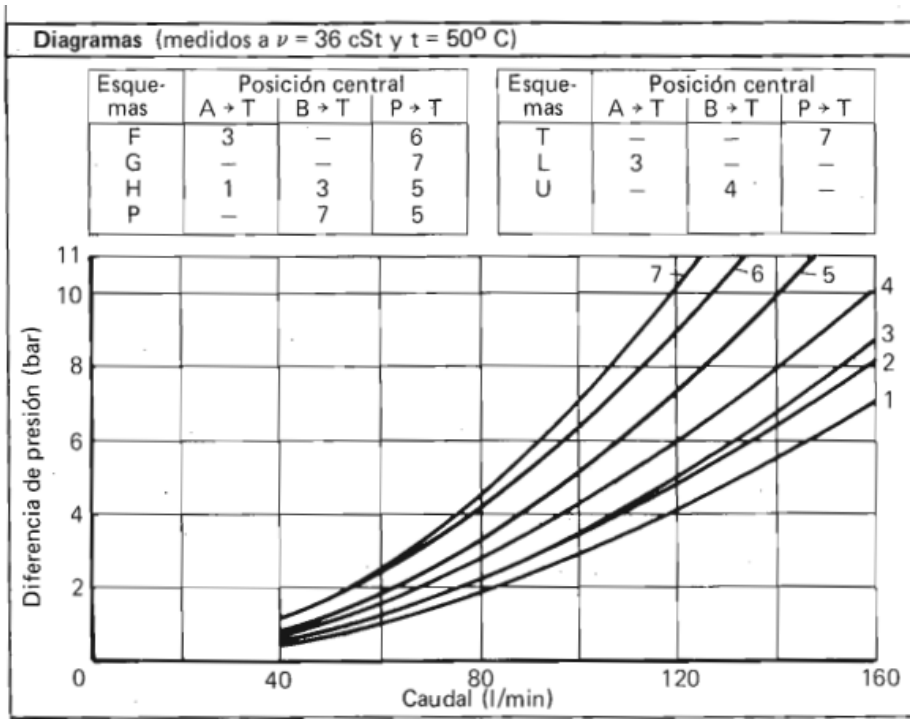


Fig.75: Perdidas en válvulas.

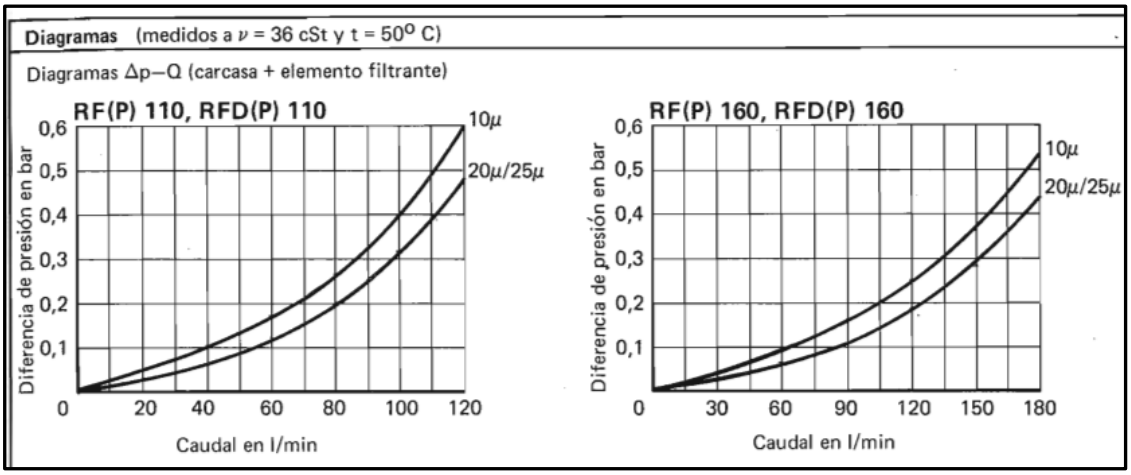


Fig.76: Perdidas en filtro de retorno.

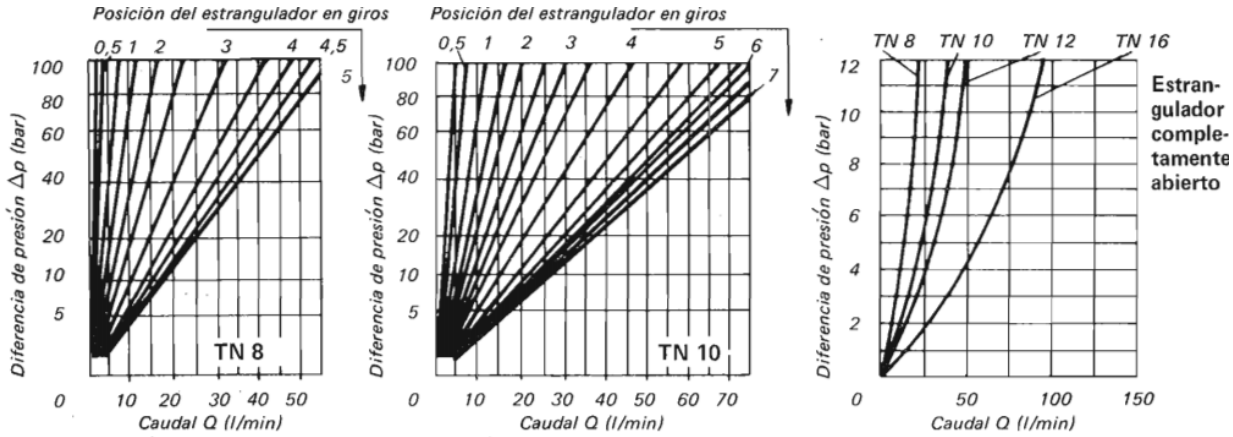


Fig.77: Perdidas de un regulador de caudal.

ANEXO 2: PLANOS DEL SISTEMA SEMIAUTOMATICO

ANEXO 3: MANUAL DE MANTENIMIENTO PARA EL SISTEMA SEMIAUTOMÁTICO

MANUAL DE USO Y OPERACIÓN

Para mantenimiento preventivo del sistema de bombeo considerar las siguientes sugerencias generales.

Las siguientes reglas, evidentemente fundamentales, ayudarán a obtener el servicio más seguro, lograr el mantenimiento más económico y la mayor vida posible de todos los componentes hidráulicos del sistema de abastecimiento y descarga de tuberías de perforación planteada en el presente proyecto.

Como aspectos generales se debe mencionar las siguientes características del sistema diseñado.

Potencia del sistema: 5 Hp

Caudal: 20 gpm

Presión de trabajo: 60 bar

Tipo de aceite: 10 w 30 multigrado hidráulico.

Tiempo promedio de recambio del aceite: 2500 hrs

Diámetro de conexiones:

- ✓ Succión: 38mm (1” ½)
- ✓ Descarga: 25mm (1”)
- ✓ Ramales secundarios: 19mm (3/4”) y 13mm (1/2”)

El mantenimiento adecuado no comienza con la reparación o la reposición de las piezas dañadas, sino con una buena selección e instalación, es decir, evitando que haya que reponer o reparar. Estas reglas estarán basadas en cuatro temes diferentes: Selección, instalación, operación y mantenimiento, enunciadas a continuación:

- ***De las condiciones y selección de los equipos.***

  - ✓ Indicar al proveedor la naturaleza exacta del tipo de operación que la bomba va a realizar.
  - ✓ Especificar los gastos o caudales máximos y mínimos que se necesitan, y la capacidad normal de trabajo (ver diseño del sistema hidráulico).
  - ✓ Verificar los rangos de presión de descarga y accesorios acoplables para la futura instalación, basados en los planos y datos existentes en la memoria técnica del proyecto.
  - ✓ Recalcar al proveedor el tipo servicio para el sistema, el cual es de orden continuo.
  - ✓ Indicar de que tipo o tipos de energía se dispone para los diversos accionamientos.
  - ✓ Especificar las limitaciones del espacio disponible (geometrías básicas de los equipos).
  - ✓ Asegurarse que los equipos a adquirirse posean repuestos.

- ***De la instalación de los equipos.***

  - ✓ Las bases de los accionamientos y de la bomba deben ser rígidas.
  - ✓ Comprobar el alineamiento entre los accionamientos y las partes de fuerza.
  - ✓ Las tuberías no deben ejercer esfuerzos sobre la bomba.
  - ✓ Usar las tuberías del diámetro calculado y asegurarse que los acoples utilizados estén ajustados de manera correcta.
  - ✓ Instalar medidores de flujo y manómetros adecuados.

- ***Operación***

  - ✓ No debe mermarse nunca la succión de la bomba para disminuir el gasto o caudal.

- ✓ La bomba no debe trabajar en seco.
- ✓ Efectuar observaciones frecuentes al nivel de aceite en la reserva.
- ✓ Inspeccionar el sistema cada 50 horas de uso.
- ✓ Montar un cuenta horas para poder organizar los mantenimientos.

- ***Mantenimiento y reparación***

  - ✓ No debe desmontarse totalmente la bomba o los accionamientos para su reparación.
  - ✓ En caso de requerirse el desmontaje de algún elemento, tomar en cuenta la posición de las partes.
  - ✓ Es necesario un cuidado especial al examinar y reacondicionar los ajustes.
  - ✓ Limpiar completamente todas las partes y los conductos antes de volver a ensamblarlos.
  - ✓ Al iniciar una revisión total deben tenerse disponibles juntas nuevas.
  - ✓ Llevar un registro completo de las inspecciones y reparaciones.

- ***Inspección de puntos importantes***

  - ✓ Asegúrese que el suministro eléctrico este desconectado antes de realizar cualquier trabajo en los equipos.
  - ✓ Antes de realizar la inspección y el chequeo general, limpie las partes cuidadosamente. Los residuos gomosos y espesos pueden quitarse mediante el uso de un detergente.
  - ✓ No es necesario desconectar la tubería de succión o de descarga, ni cambiar la posición de la bomba para realizar algunas de las maniobras descritas en este manual.
  - ✓ Revisar el nivel adecuado de aceite en la reserva.
  - ✓ En el caso de cambio de filtros, consultar las horas de uso de los mismos.

- ✓ Verificar fugas internas, las cuales se pueden deducir por la reducción en las velocidades de desplazamiento o por pérdidas de potencia en cualquier parte del sistema.
- ✓ Verificar fugas externas, las cuales se pueden detectar por pérdidas de fluido en diferentes partes del cilindro, las mismas que ocasionan reducción de la velocidad, potencia y consumo de aceite.
- ✓ Verificar periódicamente, de manera visual el estado de los vástagos (rayas, poros, golpes, corrosión o flexión) y de la tubería de presión.
- ✓ Verificar fisuras en el diámetro exterior de la camisa, soldaduras y tapas frontal y posterior.
- ✓ Realizar inspecciones de la existencia de ruidos en operación, que se puedan presentar debido a desgastes en guías, movimientos forzados e incorrecta alineación en estructuras
- ✓ Mantener las partes móviles con lubricación adecuada.

Consideraciones básicas para la operación y el mantenimiento eléctrico existente en el sistema semiautomático de abastecimiento y descarga de tuberías de perforación de petróleo.

Utilizar el sistema abastecimiento y descarga de tuberías de perforación de petróleo a un torno CNC, siguiendo el procedimiento previsto en este manual, ya que la mala utilización puede ser peligrosa para el personal que labora en la empresa.

Preparación

- ✓ Las operaciones de reparación y/o mantenimiento deben ser ejecutadas por personas calificadas y las fases de operación del sistema.

- ✓ Mantener los cajetines de revisión eléctrica y de equipos de mando en perfectas condiciones de conservación.(limpia, sin humedad, libre de residuos grasosos, entre otros).

- ✓ Asegurar la correcta conexión de los equipos eléctricos, verificando la tensión nominal de los mismos (220V 3 fases).
- ✓ La empresa debe contar con una potencia nominal mínima de 6 KVA
- ✓ Evitar el contacto y manipulación de los operarios sobre el equipo de control (PLC).

CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE EL MANDO Y ACCIONAMIENTO DEL SISTEMA

A continuación se detallan las siguientes fases que constituyen el sistema de abastecimiento y descarga de tuberías:

1. La placa recoge el tubo del mesón de abastecimiento, logrando que este ruede por gravedad hasta los rodillos de centrado.
2. La placa de carga y descarga vuelve asu posición inicial.
3. Los rodillos de centrado se accionan con el fin de ubicar el tubo en la posición requerida (línea del eje del mandril del torno)
4. Se activará el motor de desplazamiento longitudinal del tubo, ubicado en el primer rodillo de centrado.
5. Accionamiento de los rodillos de soporte hasta la posición deseada.
6. Los rodillos de centrado regresan a su posición inicial.
7. Se realiza el proceso de mecanizado.
8. Nuevamente se accionarán los rodillos de centrado hasta la posición de contacto con el tubo.
9. Los rodillos de soporte regresan a su estado inicial.
10. Nuevamente se activa el motor de abastecimiento-desabastecimiento, pero esta vez en sentido inverso para retirar el tubo del mandril del torno, hasta la posición requerida.
11. Los rodillos regresan a su posición inicial soportando aun la carga del tubo.
12. Nuevamente se acciona la placa de carga y descarga para abastecer con un nuevo tubo, pero con la diferencia que esta además de realizar la carga de un nuevo tubo,

realiza a la vez la descarga del tubo anteriormente procesado, al mesón de descarga, repitiéndose así todo el proceso.

Las maniobras entes descritos se controlarán únicamente desde el cajetín de mando del operador.

La información que contiene el presente manual se da con el fin de conocer las partes más importantes del sistema de control y mando y en caso de cualquier mantenimiento y/o remplazo de partes, estas deben de ser de las mismas características antes mencionadas.