UNIVERSIDAD DE CARABOBO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN SISTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ARBOLES

AUTORES

Br. Eddi Sánchez

Br. César Vallenilla

Valencia, Febrero del 2013.

UNIVERSIDAD DE CARABOBO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN SISTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ARBOLES

TUTOR ACADEMICO AUTORES

Ing. José Velásquez

Br. Eddi Sánchez

Br. Cesar Vallenilla

Valencia, Febrero del 2013.

UNIVERSIDAD DE CARABOBO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN SISTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ARBOLES

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OBTAR AL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TUTOR ACADEMICO

Ing. José Velásquez

AUTORES

Br. Eddi Sánchez

Br. Cesar Vallenilla

UNIVERSIDAD DE CARABOBO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes miembros del jurado designado para evaluar el trabajo de grado titulado ***"Diseño de un sistema hidráulica para podar de árboles"***, realizado por los bachilleres: Eddi Edson Sánchez Heredia, C.I: 16.824.974 y Cesar Alejandro Vallenilla Malave, C.I:18.686.865, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

_____

Prof. José Velásquez

Tutor

_____ _____

Jurado Jurado

Valencia, Febrero del 2013.

ÍNDICE GENERAL.

Pág.

AGRADECIMIENTOS.....iv

RESUMEN.....vi

INDICE DE TABLAS.....vii

INDICE DE FIGURA.....x

NOMENCLATURA.....xi

INTRODUCCIÓN.....1

CAPÍTULO I. EL PROBLEMA.....2

1.1 - PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....2

1.2.- OBJETIVOS.....4

1.2.1. Objetivo General.....4

1.2.2. Objetivos Específicos.....4

1.3. LIMITACIONES.....5

1.4. ALCANCES.....5

1.5. JUSTIFICACIÓN.....5

CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO.....6

2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.....6

2.2. BASES TEÓRICAS.....7

2.2.1. PROCEDIMIENTO PARA PODAR UN ÁRBOL.....8

2.2.2. ETAPAS EN LA REALIZACIÓN DE UN ANÁLISIS ESTÁTICO MEDIANTE SOLIDWORKS SIMULATION.....10

2.2.3. CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA UN ELEMENTO DE MÁQUINA.....13

2.2.3.1. Factor de seguridad.....14

2.2.4. ESFUERZOS.....15

2.2.4.1. Esfuerzos uniformemente distribuidos.....15

2.2.4.1.1. Esfuerzos normales por flexión.....17

2.2.4.1.2. Esfuerzo por torsión.....18

2.2.4.1.3. Torsión en elementos de sección no circular.....20

2.2.4.1.4. Esfuerzos combinados.....21

2.2.5. MEDIOS DE UNIÓN.....22

2.2.5.1. Soldadura.....22

2.2.5.2. Tornillos de unión.....25

2.2.5.2.1. Uniones sometidas a tracción.....26

2.2.6. PIÑÓN CREMALLERA.....30

2.2.7. Rodamientos.....32

2.2.8. SISTEMAS HIDRÁULICOS.....34

2.2.8.1. Cilindro hidráulico.....34

2.2.8.1.1. Características fundamentales para la elección de un cilindro hidráulico.....35

2.2.8.2. Sierras.....36

2.2.8.2.1. Sierras Hidráulicas.....36

2.2.8.2.2. La espada.....37

2.2.8.2.3. La cadena..... 38

2.2.8.2.4. Pautas para la selección de espadas.....39

2.2.9. BOMBAS VOLUMÉTRICAS.....40

2.2.9.1. Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo.....41

2.2.9.2. Bomba de engranajes externos.....43

2.2.9.3. Localización de posibles fugas internas en las bombas de engranajes externos.....44

2.2.9.4. Curvas características de las bombas de engranajes externos.....45

2.2.9.4.1. Curva de presión de descarga contra caudal de una bomba de engranajes externos.....45

2.2.9.4.2. Eficiencia volumétrica (η_V) de una bomba de engranajes externos.....46

2.2.9.4.3. Curva de eficiencia mecánica Vs caudal de una bomba de engranajes externos.....48

2.2.9.4.4. Eficiencia total de una bomba de engranajes externos.....49

2.2.10. CIRCUITOS HIDRÁULICOS.....52

2.2.10.1. Circuito Básico.....52

2.2.10.2. Válvula de control.....53

2.2.10.3. Válvula de sobre contra presión.....54

CAPÍTULO III. MARCO METODOLÓGICO.....55

3.1. TIPO DE LA INVESTIGACIÓN.....55

3.2. NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN.....56

3.3. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN. 56

CAPÍTULO IV.DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN.....60

4.1. BASES TEÓRICAS DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ÁRBOLES.....60

4.2. CARGA MÁXIMA DE TRABAJO DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ÁRBOLES.....60

4.3. CÁLCULO PARA LA ESTABILIDAD DEL SISSTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ARBOLES EN LA POSICION MÁS CRITICA.....63

4.4. PROPUESTA DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ÁRBOLES.....65

4.5. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ÁRBOLES.....68

4.6. DISEÑO MECÁNICO DE LOS SUBSISTEMAS DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA LA PODA DE ÁRBOLES.....68

4.6.1. GARRA.....69

4.6.1.1. Condiciones de cargas y restricciones de la garra.....70

4.6.1.2. Análisis de convergencia de la garra.....72

4.6.1.3. Resultados y análisis del diseño de la garra.....74

4.6.2. DISEÑO DE LOS BRAZOS DE SOPORTE DEL SISTEMA DE AGARRE Y CORTE.....75

4.6.2.1. Condiciones de cargas y restriccionesdel para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.....78

4.6.2.2. Análisis de convergencia para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.....81

4.6.2.3. Resultados y análisis para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.....83

4.6.3. EJE DE ELEVACIÓN A.....84

4.6.3.1. Condiciones de cargas y restricciones del eje de elevacion A....85

4.6.3.2. Análisis de convergencia del eje de elevación A.....86

4.6.3.3. Resultados y análisis del eje de elevación A.....88

4.6.4. JUNTA DE EJES.....88

4.6.4.1. Condiciones de cargas y restricciones de la junta de ejes.....89

4.6.4.2. Análisis de convergencia de la junta de eje.....90

4.6.4.3. Resultados y análisis de la juntas de ejes.....92

4.6.5. EJE DE ELEVACIÓN B.....92

4.6.5.1. Condiciones de cargas y restricciones del eje de elevación B.....94

4.6.5.2. Análisis de convergencia del eje de elevación B.....95

4.6.5.3. Resultados y análisis del eje de elevación B.....96

4.6.6. PLACAS PARALELAS Y PLATO.....97

4.6.6.1. Condiciones de cargas y restricciones de placas paralelas y plato.....98

4.6.6.2. Análisis de convergencia de placas paralelas y plato.....99

4.6.6.3. Resultados y análisis de placas paralelas y plato.....100

4.6.7. BASE DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....101

4.6.7.1. Condiciones de cargas y restricciones de la base del sistema hidráulico.....101

4.6.7.2. Análisis de convergencia en la base del sistema hidráulico.....102

4.6.7.3. Resultados y análisis en la base del sistema hidráulico.....103

4.6.8. EJE DE GIRO DEL SISTEMA.....104

4.6.8.1. Condiciones de cargas y restricciones del eje de giro del sistema.....105

4.6.8.2. Análisis de convergencia del eje de giro del sistema.....106

4.6.8.3. Resultados y análisis del eje de giro del sistema.....107

4.6.9. DISEÑO DEL SISTEMA PIÑÓN - CREMALLERA.....108

4.6.9.1. Selección del mecanismo piñón cremallera.....108

4.6.9.2. Cálculos para la selección del piñón.....112

4.6.10. CALCULO PARA LA ELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS RADIALES.....115

4.6.11. CÁLCULO PARA LA ELECCIÓN DEL RODAMIENTO AXIAL....117

4.6.12. CÁLCULO DE LA SOLDADURA ENTRE LA PLACA DE CORTE Y EL BRAZO DE CORTE.....119

4.6.13. CÁLCULO DE LA SOLDADURA ENTRE LAS PLACAS DE SOPORTE DEL CILINDRO Y LA BASE DE APLICACIÓN.....121

4.6.14. CÁLCULO DE LOS TORNILLOS DE FIJACIÓN DE LA ESTRUCTURA.....123

4.6.15. CÁLCULO DEL PASADOR QUE FIJA LOS CILINDROS A LAS OREJAS DE LOS EJES SOPORTE.....127

4.6.16. CÁLCULO DE LOS AGUJEROS DE LA PLACA DE SOPORTE DEL CILINDRO BASE DE Φ = 20 mm.....129

4.6.17. CÁLCULO PARA LA ELECCIÓN DE LOS ACTUADORES HIDRÁULICO NECESARIOS.....130

4.6.17.1. Actuador de elevación del sistema hidráulico para podar árboles.....131

4.6.17.2. Actuador de elevación del sistema de agarre y corte.....134

4.6.17.3. Actuador de giro del sistema hidráulico para podar arboles...135

4.7. DISEÑO HIDRÁULICO DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA LA PODA DE ÁRBOLES.....137

4.7.1. Secuencia Lógica del diseño del sistema hidráulico.....138

4.7.2. Elementos a implementar en el circuito.....139

4.7.2.1 Válvulas direccionales 4/3, con centro cerrado, accionamiento mecánico por palanca.....139

4.7.2.2 Válvulas reguladoras de caudal en ambos sentidos.....140

4.7.2.3. Cilindros de doble efecto.....140

4.7.2.4. Válvula limitadora de presión en función de seguridad. 141

4.7.2.5 Reguladora de variable.....141

4.7.2.6. Filtro de aspiración y retorno.....142

4.7.2.7. Bomba hidráulica de caudal constante, no reversible.....142

4.7.2.8. Herramienta de corte.....143

4.7.3. Cálculo del caudal de entrada para el cilindro hidráulico más esforzado.....143

4.7.4. Cálculo del caudal de operación de la bomba y tuberías para el sistema hidráulico para podar árboles.....144

4.7.5. Selección del depósito.....149

4.8. Estabilidad del sistema hidráulico para podar arboles trasladado en curvas.....151

4.9. COSTOS QUE INVOLUCRAN LA CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ÁRBOLES.....154

CONCLUCIONES.....156

RECOMENDACIONES.....157

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....158

ANEXOS.....160

ÍNDICE DE TABLAS.

Pág.

Tabla N° 2.1. Factores de seguridad.....16

Tabla 2.2 Ecuaciones de torsión para elementos de sección no circular.....21

Tabla 4.1. Propiedades mecánicas del pino.....60

Tabla 4.2. Lista de elementos que conforman el sistema hidráulico para podar árboles.....67

Tabla 4.3. Esfuerzos de la garra.....72

Tabla 4.4. Esfuerzos para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.....81

Tabla 4.5. Esfuerzos máximos del eje de elevación A.....86

Tabla 4.6. Esfuerzos máximos de la junta de ejes de elevación.....90

Tabla 4.7. Esfuerzos máximos de eje de elevación B.....95

Tabla 4.8. Esfuerzos máximos en las placas paralelas y plato.....99

Tabla 4.9. Esfuerzos máximos en cada mallado y número de nodos correspondiente.....102

Tabla 4.10. Esfuerzos máximos en el eje de giro del sistema.....106

Tabla 4.11. Inversión en materiales, piezas y elementos para la construcción e implementación del sistema hidráulico para podar árboles.....153

ÍNDICE DE FIGURAS.

Pág.

Figura 1.1. Interferencia de un árbol con una red eléctrica.....2

Figura 1.2. Caída de árboles sobre techos de viviendas.....3

Figura 2.1. Corte a 45°.....8

Figura 2.2. Corte paralelo a la base.....8

Figura 2.3. Corte lineal de tala.....9

Figura 2.4. Dirección de la caída.....9

Figura 2.5. Procedimiento para crear un estudio en Solid Works.....10

Figura 2.6. Procedimiento para asignar un material al elemento o ensamble diseñado...11

Figura 2.7. Procedimiento para aplicar las sujeciones que condicionan el movimiento del elemento o ensamble diseñado.....11

Figura 2.8. Procedimiento para aplicar las cargas a las que estará sometido el elemento o ensamble diseñado.....12

Figura 2.9. Procedimiento para realizar el mallado del elemento o ensamble diseñado.12

Figura 2.10. Procedimiento para ejecutar el análisis del elemento o ensamble diseñado.....13

Figura 2.11. Barra circular sometida a torsión pura.....19

Figura 2.12. Soldadura en ángulo, para láminas gruesas sometidas atracción; b = ancho del cordón.....23

Figura 2.13. Barra de sección rectangular, soldada a un soporte fijo, sometido a flexión por la presencia de un momento flector $M_F = PL$.....24

Figura 2.14. Medios de unión no permanente: (a) Tornillo; (b) Perno (compuesto por un tornillo y una tuerca); (c) Esparrago o prisionero.....25

Figura 2.15. Unión no permanente sujetada por una tuerca, sometida a la acción de una carga P de tracción.....27

Figura 2.16. Piñón Cremallera.....30

Figura 2.17. Cilindro hidráulico.....35

Figura 2.18. Interior de una sierra hidráulica.....37

Figura 2.19. Partes de la espada de una sierra hidráulica.....38

Figura 2.20. Cadena de una sierra hidráulica.....39

Figura 2.21. Longitud de espada según diámetros de árbol.....40

Figura 2.22. Bombas de engranajes externos: (a) detalles de la bomba; (b) bomba de alta presión; (c) Bomba de baja presión.....42

Figura 2.23. Comportamiento de presión de descarga Vs Caudal de una bomba de engranajes externos.....46

Figura 2.24. Comportamiento de una bomba de engranajes externos, eficiencia volumétrica contra presión.....47

Figura 2.25. Comportamiento de una bomba de engranajes externos de eficiencia volumétrica Vs caudal.....47

Figura 2.26. Comportamiento de una bomba de engranajes externos de eficiencia mecánica vs Caudal.....48

Figura 2.27. Eficiencia total contra la velocidad de giro de una bomba de engranajes externos.....50

Figura 2.28. Monograma para calcular la eficiencia total aproximada de las bombas de engranajes externos.....51

Figura 2.29. Circuito hidráulico básico.....53

Figura 2.30. Funcionamiento de válvula de control.....54

Figura 2.31. Válvula reguladora de presión.....54

Figura 4.1. Tozo de árbol a cortar por el sistema hidráulico para podar arboles.....61

Figura 4.2. Posición más esforzada del sistema hidráulico para podar árboles y sus reacciones en el plano lateral.....63

Figura 4.3. Posición más esforzada del sistema hidráulico para podar árboles y sus reacciones en el plano frontal.....65

Figura 4.4. Conjunto armado del sistema hidráulico para podar árboles.....66

Figura 4.5. Modelo propuesto de garra de sujeción para el sistema de poda de árboles.69

Figura 4.6. diagrama de cuerpo libre de la garra hidráulica.....70

Figura 4.7. Distribución de cargas y sujeciones de la garra.....71

Figura 4.8. Esfuerzos y desplazamientos del análisis de sensibilidad de la garra.....73

Figura 4.9. Densidad de mallado óptimo de la garra.....73

Figura 4.10. Distribución de esfuerzos de la garra.....75

Figura 4.11. Modelo propuesto para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte (a) con detalle interno de giro (b).....76

Figura 4.12 .Condiciones de carga estática y restricciones para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.....79

Figura 4.13 Esfuerzos y desplazamientos, del analisis de sensibilidad para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.....82

Figura 4.14. Densidad de mallado óptimo para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.....82

Figura 4.15. Distribución de esfuerzos (a), y detalle (b), para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.....83

Figura 4.16. Diagrama de cuerpo libre del sistema de agarre y corte.....84

Figura 4.17. Distribución de cargas (a) y sujeción (b), del eje de elevación A.....85

Figura 4.18. Esfuerzos equivalentes de Von Mises y desplazamientos máximos, del análisis de sensibilidad del sistema.....87

Figura 4.19. Densidad de mallado óptimo del eje de elevación A.....87

Figura 4.20. Distribución de esfuerzos de Von Mises para una fuerza aplicada de 3.972,78 N en el eje de elevación A.....88

Figura 4.21. Junta de ejes.....89

Figura 4.22. Carga aplicada a la junta de ejes de elevación.....89

Figura 4.23. Esfuerzos de Von Mises máximos, del análisis de sensibilidad del sitema analizado.....91

Figura 4.24. Densidad de mallado óptimo de la junta de elevación.....91

Figura 4.25. Distribución de esfuerzos de Von Mises para una fuerza aplicada de 2.400 N en la junta de elevación.....92

Figura 4.26. Diagrama de cuerpo libre del sistema de elevación.....93

Figura 4.27. Condiciones de carga estática y restricciones de eje de elevación B.....94

Figura 4.28. Esfuerzos equivalentes de Von Mises, del análisis de sensibilidad del sitema.....95

Figura 4.29. Densidad de mallado óptimo del eje de elevación B.....96

Figura 4.30. Esfuerzos de Von Mises del eje de elevación B.....96

Figura 4.31. Descripción de placas paralelas y plato.....97

Figura 4.32. Condiciones de carga estática y sujeción en placas paralelas y plato.....98

Figura 4.33. Esfuerzos equivalentes de Von Mises y desplazamientos máximos, del análisis de sensibilidad del sistema.....99

Figura 4.34. Densidad de mallado óptimo de las placas paralelas y plato.....100

Figura 4.35. Distribución de esfuerzos de Von Mises de las placas paralelas y plato.....100

Figura 4.36. Condiciones de carga estática y sujeción en base del sistema hidráulico.....101

Figura 4.37. Esfuerzos equivalentes de Von Mises Vs número de elemetos del análisis de sensibilidad en base del sistema hidráulico.....102

Figura 4.38. Densidad de mallado óptimo en base del sistema hidráulico.....103

Figura 4.39. Distribución de esfuerzos de Von Mises en la base del sistema hidráulico.....104

Figura 4.40. Eje de giro del sistema y las cuñas de (6x6x100) y (6x6x30) mm.....104

Figura 4.41. Condiciones de carga estática y sujeción en el eje de giro del sistema.....105

Figura 4.42. Esfuerzos equivalentes de Von Mises, del análisis de sensibilidad del eje de giro.....106

Figura 4.43. Densidad de mallado óptimo del eje de giro.....107

Figura 4.44. Distribución de esfuerzos de Von Mises en el eje de giro.....107

Figura 4.45. Sistema Piñón – Cremallera.....108

Figura 4.46. Módulo dentado recto.....111

Figura 4.47. Relación entre piñón y cremallera.....113

Figura 4.48. Dimensiones del Sistema Piñón – Cremallera dimensiones en mm.....115

Figura 4.49. Cargas en un rodamiento radial.....115

Figura 4.50. Rodamiento radial.....116

Figura 4.51. Cargas en un rodamiento axial.....117

Figura 4.52. Rodamiento axial.....118

Figura 4.53. Soldadura entre la placa de corte y el brazo de corte.....119

Figura 4.54. Soldadura entre las placas de soporte y la base, dimensiones en mm.....122

Figura 4.55. Dimensiones en mm de tornillos de fijación de la estructura..... 123

Figura 4.56. Pasador a través de oreja de soporte del cilindro, dimensiones en mm.....127

Figura 4.57. Agujero de la placa de soporte del cilindro base, dimensiones en mm129

Figura 4.58. Parámetros de actuador hidráulico.....131

Figura 4.59. Actuador hidráulico de elevación pre-seleccionado.....131

Figura 4.60. Actuador hidráulico de elevación seleccionado.....132

Figura 4.61. Actuador hidráulico pre-seleccionado.....133

Figura 4.62. Actuador hidráulico de elevación seleccionado.....134

Figura 4.63. Actuador hidráulico de giro.....135

Figura 4.64. Actuador hidráulico de elevación seleccionado.....135

Figura 4.65. Circuito Oleo-hidráulico del sistema.....136

Figura 4.66. Válvulas direccionales 4/3.....138

Figura 4.67. Válvula reguladora de caudal.....139

Figura 4.68.Cilindros hidráulicos.....139

Figura 4.69. Válvula limitadora de presión.....140

Figura 4.70. Válvula reguladora de caudal.....140

Figura 4.71. Filtro.....141

Figura 4.72. Bomba hidráulica.....141

Figura 4.73. Herramienta de corte.....142

Figura 4.74. Bomba seleccionada para el sistema.....145

Figura 4.75. Mangueras hidráulicas seleccionadas.....147

Figura 4.76. Vista frontal del sistema hidráulico con las fuerzas y dimensiones de estabilidad en movimiento.....151

NOMENCLATURA

Variable	Descripción	Unidad
t	Tensor de esfuerzo	MPa
ε	Desplazamiento	mm
σ	Esfuerzo	MPa
E	Modulo de Young	MPa
$W_{(\varepsilon)}$	Densidad de energía de deformación	J
$N_{seguridad}$	Factor de seguridad	------
F	Fuerza	N
A	Área	m^2
M_F	Momento flector	MPa
C	Centroide	mm
I	Inercia	mm^4
r	Radio	mm
J	Momento de inercia polar	mm^4
τ	Esfuerzo de corte	MPa

Ø	Deflexión angular	rad
T	Par de torsión aplicada	N-m
G	Modulo de rigidez	MPa
P_{p-c}	Masa del sistema de agarre y corte	N
V	Velocidad tangencial	m/s
a_{p-c}	aceleración	m/s^2
n_{P-C}	Rendimiento mecánico	%
μ	Coeficiente de roce acero-acero	------
Fht	Fuerza horizontal tangencial	N
Fhc	Fuerza horizontal corregida	N
m	modulo	-----
Z	Numero de dientes	-----
dp	Diámetro de paso	-----
N_{p-c}	Revoluciones por minuto	rpm
M	Par de giro	N-m
C_0	Carga estática equivalente	KPa
Fr	Carga radial al rodamiento	KPa
Fa	Carga axial al rodamiento	KPa
X_0	Factor de carga radial	-----

Y_0	Factor de carga axial	----
$\sigma_{tornillo}$	Tensión de tracción en tornillo	MPa
$\tau_{tornillo}$	Tensión de corte en tornillo	Mpa
τ_{tuerca}	Tensión de corte en tuerca	MPa
S_y	Esfuerzo de fluencia flexión	MPa
$S_{y\ corte}$	Esfuerzo de fluencia corte	MPa
$P_{tornillo}$	Carga el tornillo	N
F_i	Carga inicial de tornillo	N
$\Delta_{\ carga\ tornillo}$	Variación de carga del tornillo	N
$\Delta_{carga\ junta}$	Variación de carga de la junta	N
$K_{tornillo}$	Constante elástica del tornillo	N/m
K_{junta}	Constante elástica de la junta	N/m
A_{junta}	Área de junta	m^2
$L_{\ tornillo}$	Longitud del tornillo	m
$L_{\ junta}$	Longitud de la junta	m
$P_{\ T\text{-}C}$	Presión de trabajo de cilindro	bar
$F_{\ T_C}$	Fuerza de trabajo de cilindro	N
A_C	Área de cilindro	m^2

Q	Caudal	m^3/s
n_v	Eficiencia volumétrica	%
n_h	Eficiencia hidráulica	%
n_m	Eficiencia mecánica de la bomba	%
n_t	Eficiencia total	%
γ	Peso especifico del fluido	N/m^3
P_a	Potencia de accionamiento	hp
Re	Reacción calculada	N
Rr	Reacción real	N
W	peso	Kg

INTRODUCCIÓN.

El propósito de estudio de la presente investigación se inscribe en la necesidad de analizar la estructura, funcionamiento y técnicas utilizadas en los procesos de podado de árboles en altura de difícil acceso. Por ello el objetivo general está dirigido hacia la realización del diseño de un sistema hidráulico para podar árboles.

Dicho sistema presenta una solución desde el punto de vista ingenieril, debido a que no existe en Venezuela un equipo capaz de realizar dicha actividad, así como también, permitirá generar un procedimiento adecuado y seguro para el podado de árboles en altura. En Venezuela se ha venido realizando esta actividad atendiendo a la problemática presente en las comunidades y personas afectadas. Sin embargo, estos procesos son llevados a cabo con técnicas de corte de árboles manual y ajustado a las necesidades requeridas para la realización según sean los casos. Considerando que existen equipos que pueden resolver el problema, éstos son construidos fuera del país y su costo es elevado.

La estructura del trabajo está organizada en capítulos, el primero trata sobre el planteamiento del problema, se definen los objetivos generales y específicos que dirigen la investigación y exponen las razones que lo motivan, así como también las limitaciones, el alcance y la justificación. En el capítulo II se presenta el marco teórico que incluye los antecedentes, bases teóricas y la definición de términos básicos. En el capítulo III se presenta el maco metodológico que describe el enfoque, el tipo, el nivel y diseño de la investigación. Por último en el capítulo IV se presenta la alternativa de solución para el problema planteado, los cálculos realizados sobre cada elemento que constituyen el sistema hidráulico, además de presentar planos de las piezas a fabricar y más adelante el estudio técnico y económico para comprobar la factibilidad del proyecto.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

Las fallas en las distribuciones eléctricas causadas por la interferencia de los arbóleles sobre las líneas de baja tensión son frecuentes y una de las razones por las cuales la industria eléctrica se ve afectada. Generando una problemática de interés tanto para estas entidades como para las zonas afectadas. Esta situación se puede observar a diario en todas las regiones del país y el mantenimiento correctivo es costoso y difícil de realizar. En la (figura 1.1) se muestra la interferencia de un árbol con una red eléctrica.

Figura1.1. Interferencia de un árbol con una red eléctrica. http://ventananoticias.blogspot.com

Cabe destacar otra problemática no menos importante que la anterior, es el crecimiento de los árboles en las cercanías de viviendas, estos árboles crecen de manera tal, que sus ramas se ubican por encima y al costado de los inmuebles, ocasionando

desperfectos en el mismo. Movimientos telúricos de la capa terrestre o eventos climatológicos inesperados, pueden causar la caída de ramas e inclusive la del árbol mismo sobre el inmueble dando lugar a costosas pérdidas materiales. En la (figura 1.2) se muestra el daño ocasionado por la caída de árboles sobre viviendas.

(a) (b)

Figura 1.2. Caída de árboles sobre techos de viviendas. http://ventananoticias.blogspot.com

En la actualidad, existe maquinaria que facilita el trabajo de poda de árboles, que permiten realizar un corte preciso hasta en las maderas de mayor resistencia, grúas que ofrecen al operario la posibilidad de acceder a zonas de difícil corte y también son capaces de sujetar los desechos a cortar. Hay que tomar en cuenta que todos estos equipos se construyen fuera de Venezuela y su costo es muy elevado en el mercado nacional. En ocasiones, la tarea de poda de árboles no es tan fácil, ya que depende de los recursos que tenga la empresa encargada de realizar el mantenimiento, tales como disponibilidad de herramientas de corte, grúas que permitan el acceder a grandes alturas, personal capacitado para realizar la operación de corte, posición en la que se encuentre el árbol, altura de trabajo, entre otros.

En Venezuela, el método que se utiliza es manual, donde el operario a través de una cierra manual y una grúa canasta que le brinda acceso hasta cierta altura, realiza la poda del árbol problema. Es importante resaltar que esta actividad es sumamente peligrosa, debido a que los accidentes que pueden presentarse con frecuencia son letales para el operario. Existen en todo el mundo personas que han quedado lisiadas, mutiladas y en casos más graves muertas por la realización de esta actividad.

Por lo expuesto anteriormente se ha decidido diseñar un sistema hidráulico para podar árboles, que permita una operación más segura para el operario que la que actualmente se presenta.

1.1. OBJETIVOS.

1.1.1. Objetivo General del Trabajo:

Diseñar un sistema hidráulico para podar árboles.

1.1.2. Objetivos Específicos:

- Diseñar el mecanismo de corte del árbol.
- Diseñar el sistema de sujeción o soporte del mecanismo de corte.
- Diseñar el sistema hidráulico que accionará al sistema de corte y al de sujeción.
- Diseñar o seleccionar el sistema de sujeción de la parte del árbol a podar.
- Determinar los costos que involucren la implementación del sistema hidráulico para podar árboles.

1.2. LIMITACIONES:

La principal dificultad que se puede presentar a lo largo del desarrollo de la investigación yace en aspectos experimentales, como lo son los esfuerzos máximos necesarios para la poda de árboles, ya que estos tienen distintos tipos de propiedades mecánicas.

1.3. ALCANCE:

En este trabajo de grado se logrará exclusivamente el diseño del sistema hidráulico para podar árboles. La simulación o construcción del mismo queda a criterio y disposición de cualquier servidor que tenga los recursos y el tiempo para alcanzar este objetivo. El diámetro del árbol a cortar será menor o igual a 25 centímetros y la altura máxima de corte menor o igual a 10 metros.

1.4. JUSTIFICACIÓN:

En la actualidad la poda de árboles en zonas de difícil acceso es una actividad engorrosa y altamente peligrosa donde es necesaria una persona especializada para realizar esta operación; es por ello, la importancia de diseñar un sistema hidráulico que permita facilitar el proceso, proporcionando: disminución de riegos, ayudando de alguna u otra manera a la comunidad a evitar que la poda inadecuada dañe las propiedades, los cables de alta tensión; entre otros, originando fallas eléctricas y ocasionando pérdidas no deseadas. Esto lleva a ofrecer al mercado nacional e internacional una alternativa diferente que mejora las condiciones actuales.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.

A continuación se presentan varios trabajos realizados previamente en aérea a desarrollar:

Hoyos *et al.* (2003), realizaron una metodología de selección de un motor hidráulico y el control de su velocidad, a partir de unos requerimientos de funcionamiento. Presenta el modelado del sistema, la selección de los componentes, y da a conocer los resultados de la simulación. En su estudio se pudo observar que la presión en el sistema es muy baja para las condiciones de trabajo, siendo este componente el que más influye en el comportamiento de los sistemas, en relación con el criterio de selección usado. De este modo, es de gran relevancia el trabajo del autor mencionado, debido al aporte de la metodología de selección de un motor hidráulico.

Xavier *et al*. (2009), *r*ealizaron una investigación aplicando el método losipescu sin muesca para la evaluación de la variable radial de parámetros de rigidez longitudinal-radial de la madera del pino marítimo. Para la madera sometida a prueba se encontró que los parámetros longitudinales y radiales de dureza disminuye desde el centro hasta aproximadamente el radio medio del tronco y aumenta hacia los exteriores. La investigación mencionada tiene un aporte significativo en cuanto a fundamentos experimentales, debido a que su objetivo principal fue evaluar propiedades mecánicas de madera de pino marítimo que se tomaran en consideración en el desarrollo de la presente investigación.

Gámez *et al.* (2009), realizaron un trabajo teórico y experimental con el fin de demostrar las ventajas y las desventajas de los métodos de diseño actuales de cilindr(hidráulicos, caracterizando los factores críticos que causan el colapso y se proponen criterios útiles de diseño. Análisis e investigaciones experimentales de cilindros hidráulicos han indicado que sus capacidades de carga son significativamente diferentes de los obtenidos a partir de un simple análisis de pandeo de sistemas ideales, en cualquier caso un aumento en el coeficiente de fricción, ha de restringir los cambios extremos de la capacidad de carga en el actuador, mientras que un aumento en la desviación máxima inicial decrece la capacidad de carga. El principal objetivo de este trabajo fue describir el comportamiento de actuadores bajo capacidad de carga con validación experimental. Esta investigación proporciona al presente trabajo conocimiento sobre las ventajas y desventajas al seleccionar cilindros hidráulicos.

Cinkelj *et al.* (2010), desarrolló un sistema de control robótico para un manipulador hidráulico disponible comercialmente. La aplicación de destino para el manipulador telescópico es el ensamble semiautomático de paneles de fachada. El control de aproximación está basado en un controlador PI con velocidad de pro alimentación y válvula solapada de compensación. Los modelos cinemáticos directo e inverso de manipuladores mecánico fueron desarrollados para permitir el control del efector de movimiento a lo largo de una línea recta en un sistema coordenado cartesiano. La investigación mencionada ofrece un punto de partida al desarrollo de dispositivos mecánicos ya que realiza el control a través de un sistema coordenado.

2.2. BASES TEÓRICAS.

En este capítulo se presenta una breve introducción teórica acerca de la propuesta de un sistema hidráulico para podar arboles. Se presenta un análisis del diseño y la descripción de sus variables físicas y funcionales, así como también su sistema de accionamiento.

2.2.1. PROCEDIMIENTO PARA PODAR UN ÁRBOL.

- Serrar la parte baja del tronco en el lado de la dirección de la caída. Respetar un ángulo de 45° con respecto a la horizontal del tronco.
- La profundidad del corte debe ser de ¼ del diámetro del tronco, en la figura 2.1 se muestra lo indicado anteriormente.

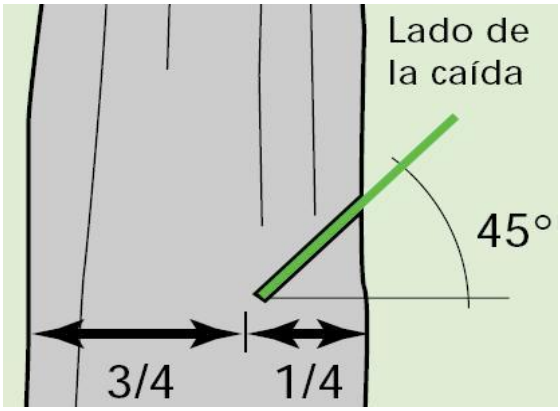


Figura 2.1. Corte a 45°.

- Acabar el corte serrando de forma paralela a la base del tronco, como se ve en la figura 2.2.

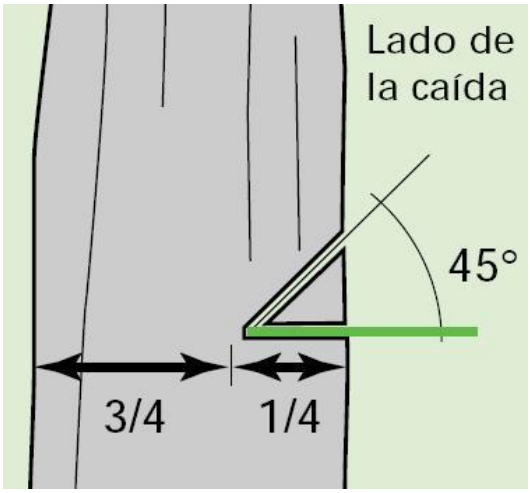


Figura 2.2. Corte paralelo a la base.

- En el lado opuesto hacer la línea de tala 2 centímetros por encima del punto de corte, para no presionar la cadena dejar una distancia (o bisagra) entre el corte y la línea de tala como lo indica la figura 2.3.

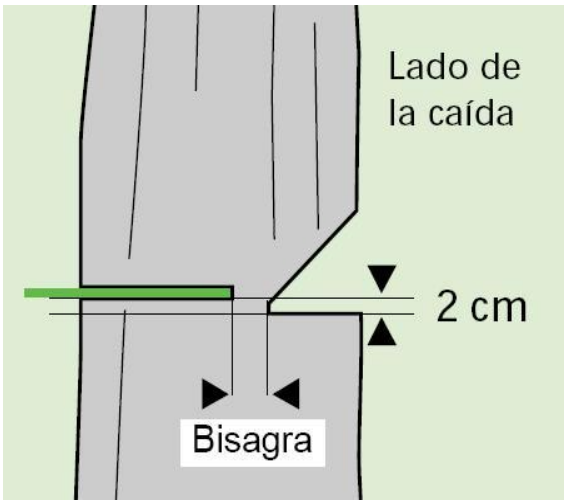


Figura 2.3. Corte lineal de tala.

- Utilizar cuñas haciendo palanca para favorecer y guiar la caída en la dirección deseada como se muestra en la figura 2.4.

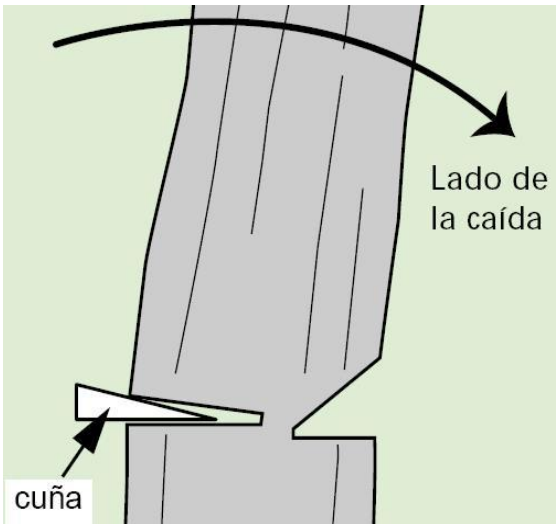


Figura 2.4. Dirección de la caída.

2.2.2. ETAPAS EN LA REALIZACIÓN DE UN ANÁLISIS ESTÁTICO MEDIANTE SOLIDWORKS SIMULATION.

La aplicación del análisis estático de una pieza mediante solidworks Simulation se realiza mediante la aplicación de un sistema de ecuaciones lineales de equilibrio en cada uno de los elementos finitos establecidos por el mallado del sólido. El cálculo inicial del análisis estático determina los desplazamientos de cada uno de los nodos. A continuación calcula la deformación unitaria y las tensiones para cada uno de los puntos que para este proyecto serán esenciales para definir el factor de seguridad que indicará si la pieza diseñada falla o no al momento de la implementación. A continuación se definirá gráficamente cada uno de los pasos para completar el análisis a realizar.

Paso 1: Creación de un estudio.

En la figura 2.5, se muestra el procedimiento para crear un estudio en Solid Works.

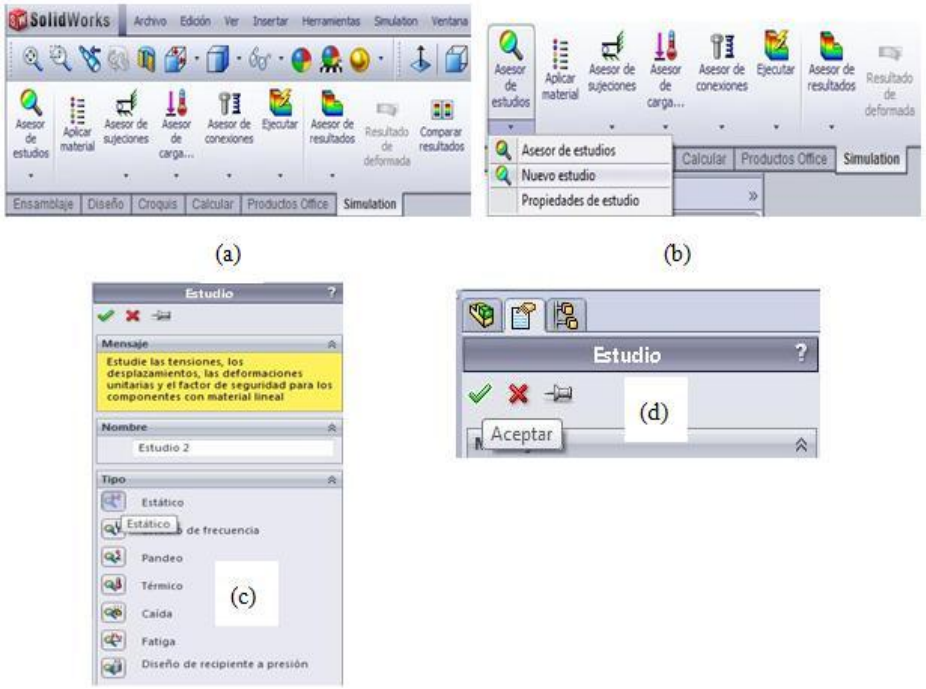


Figura 2.5. Procedimiento para crear un estudio en Solid Works.

Paso 2: Asignación de materiales.

En la figura 2.6, se muestra el procedimiento para asignar el material a un elemento o ensamble.

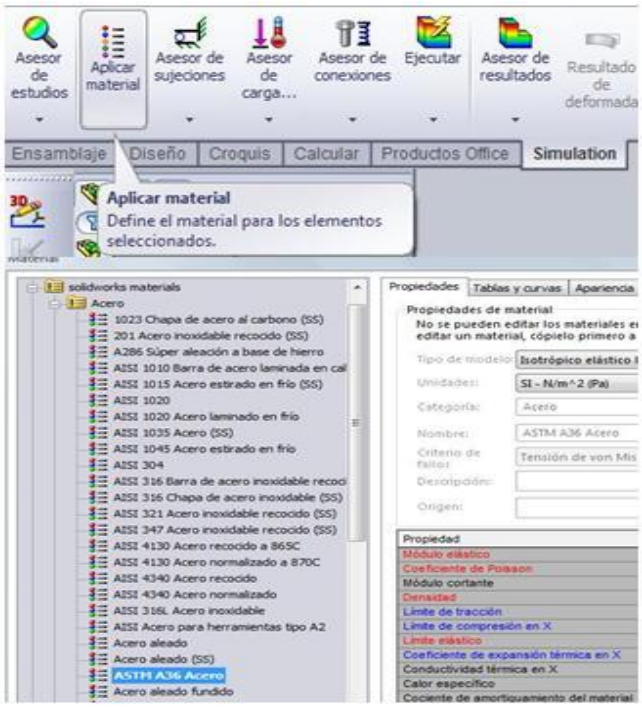


Figura 2.6. Procedimiento para asignar un material al elemento o ensamble diseñado.

Paso 3: Aplicación de sujeciones.

En la figura 2.7, se muestra el procedimiento para aplicar las sujeciones que condicionan el movimiento del elemento o ensamble diseñado.

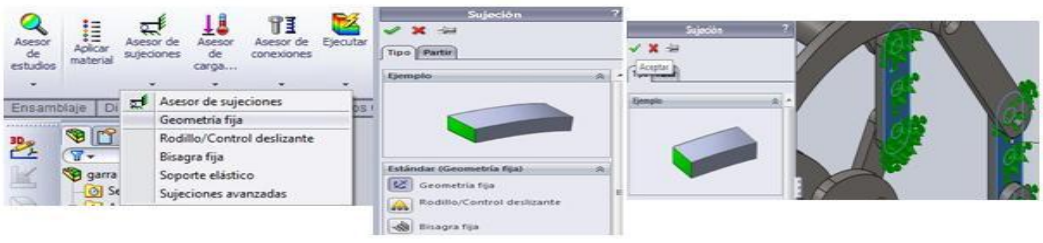


Figura 2.7. Procedimiento para aplicar las sujeciones que condicionan el movimiento del elemento o ensamble diseñado.

Paso 4: Aplicación de cargas.

En la figura 2.8, se muestra el procedimiento para aplicar las cargas a las que estará sometido el elemento o ensamble diseñado.

Figura 2.8. Procedimiento para aplicar las cargas a las que estará sometido el elemento o ensamble diseñado

Paso 5: Mallado del ensamblaje.

En la figura 2.9, se muestra el procedimiento para realizar el mallado del elemento o ensamble diseñado.

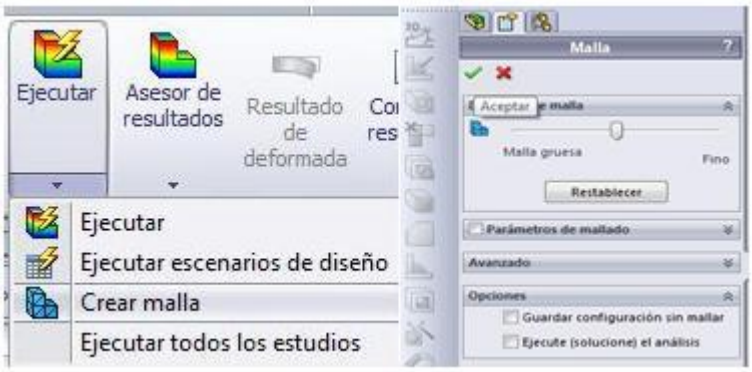


Figura 2.9. Procedimiento para realizar el mallado del elemento o ensamble diseñado.

Paso 6: Ejecución del análisis.

En la figura 2.10, se muestra el procedimiento para ejecutar el análisis del elemento o ensamble diseñado.

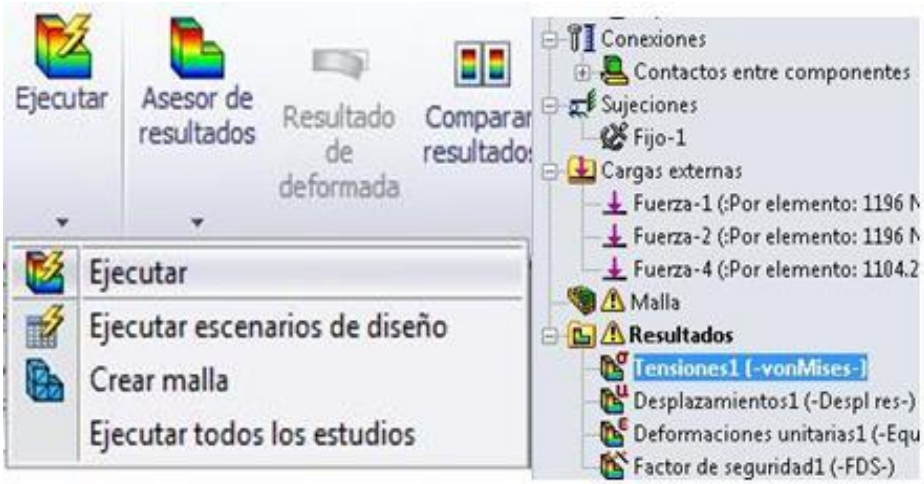


Figura 2.10. Procedimiento para ejecutar el análisis del elemento o ensamble diseñado.

2.2.3. CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA UN ELEMENTO DE MÁQUINA.

La resistencia de un elemento en un sistema es sumamente importante para determinar la configuración geométrica y las dimensiones que tendrá dicho elemento. En tal caso, se dice que la resistencia es un factor importante de diseño. Cuando se utiliza la expresión consideración de diseño se está refiriendo a una característica que influye en el diseño de un elemento, quizás, en todo el sistema. Generalmente se tiene que tomar en cuenta, varios de estos factores en un caso de diseño determinado. (Shigley, 1995)

Algunos de los factores más importantes son los siguientes:

1. Resistencia.
2. Confiabilidad.
3. Propiedades térmicas.
4. Corrosión.
5. Desgaste.
6. Fricción (o rozamiento).
7. Procesamiento.
8. Utilidad.
9. Costo.
10. Seguridad.
11. Peso
12. Duración.
13. Ruido.
14. Estabilización.
15. Forma.
16. Tamaño.
17. Flexibilidad.
18. Control.
19. Rigidez.
20. Acabado de superficies.
21. Lubricación.
22. Mantenimiento.
23. Volumen.
24. Responsabilidad legal.

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o proceso de fabricación, o bien a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración del sistema.

2.2.3.1. Factor de seguridad.

El coeficiente de seguridad, también conocido como factor de seguridad $N_{seguridad}$, es un número que se utiliza en ingeniería para los cálculos de diseño de elementos o componentes de maquinaria, estructuras o dispositivos en general, proporcionando un margen extra de prestaciones por encima de las mínimas estrictamente necesarias. (Shigley, 1998).

Así, en los cálculos de resistencia mecánica, el factor de seguridad se aplica principalmente de dos maneras:

1. Multiplicando la dimensión del elemento resultante de los cálculos teóricos.
2. Dividiendo las propiedades favorables del material que determinan el diseño.

Es por ello que, en ambos casos lo que resulta en un sobredimensionamiento del componente. Este sobredimensionamiento se justifica por variadas causas, como por ejemplo: previsiones de desgaste o corrosión, posibles errores o desviaciones en las propiedades previstas de los materiales que se manejan, diferencias entre las propiedades tabuladas y las obtenibles en la realidad, tolerancias de fabricación o montaje, tolerancias por incertidumbre en las solicitaciones a que se someterá el elemento, la propia incertidumbre del método de cálculo, etc.

Estos factores de seguridad por lo general provienen de la experiencia empírica o práctica, por lo cual están tabulados y contemplados en las normas o la literatura, o bien se aplican según la experiencia personal del diseñador. En general para el mismo tipo de elemento dependerán del tipo de uso o servicio que se le piense dar. Por ejemplo, para una máquina de uso continuo se usará un factor de seguridad mayor que para una de uso esporádico.

Finalmente, se puede decir que en resistencia de materiales se aplica un coeficiente de seguridad superior o inferior dependiendo del uso del componente. Así, en el cálculo de dimensionamiento de la sección de un cable para tender la ropa se utilizará un coeficiente de seguridad inferior al utilizado para ese mismo cable cuando se estudia su empleo para sustentar un ascensor. En la tabla 2.1 se muestran los factores de seguridad dependiendo del tipo de elemento que se va a diseñar.

Tabla N° 2.1. Factores de seguridad. (Shigley, 1998).

Para soporte de elevadores.	N = 2
Para vigas maestras de soporte de grúa puente, con cabina de operador y sus uniones.	N = 1,25
Para vigas maestras de soporte de grúas puente, operadas desde el piso y sus uniones.	N = 1,10
Para soportes de maquinaria ligera, impulsada con eje de transmisión o motor.	N > 1,20
Para soportes de maquinaria de movimiento alternativo o con potencia de impulsión propia.	N > 1,50
Para suspensiones de piso y plataforma.	N = 1,33

2.2.4. ESFUERZOS.

Uno de los primeros problemas que enfrenta el ingeniero diseñador es tener la certeza de que la resistencia de la parte que se diseñe siempre sea mayor que el esfuerzo atribuido a cualquier carga que se le pueda aplicar. Por lo tanto se debe diseñar tomando en cuenta este elemento para lograr un dispositivo seguro y confiable.

2.2.4.1. Esfuerzos uniformemente distribuidos.

Con frecuencia, en diseño se plantea la hipótesis de que hay una distribución uniforme de esfuerzo. Según Shigley, 1998, al resultado obtenido con esa suposición se le llama tensión pura, compresión pura o cortante puro, dependiendo de cómo se aplique la carga externa al cuerpo en estudio, a veces se emplea el calificativo simple, para expresar que no hay otros efectos que compliquen la situación. Una barra en tensión es un ejemplo típico. En este caso, una carga de tensión F se aplica mediante los pasadores

que atraviesan los extremos de la barra. La hipótesis de esfuerzo uniforme significa que si se corta la barra en una sección transversal, alejada de ambos extremos, y se separa una de las mitades, es posible sustituir su efecto aplicando una fuerza uniformemente distribuida de magnitud σ_A en el extremo cortado. Entonces se dice que el esfuerzo σ está uniformemente distribuido y se calcula a través de la ecuación 2.1.

$$\sigma = \frac{F}{A} \tag{2.1}$$

Donde F es la fuerza aplicada y A es el área de la sección transversal.

Para justificar esta hipótesis de distribución uniforme del esfuerzo, se requiere que:

- La barra sea recta y de material homogéneo.
- La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección.
- La sección esté suficientemente alejada de los extremes y de cualquier discontinuidad o cambio en la sección transversal.

2.2.4.1.1. Esfuerzos normales por flexión.

Para deducir las relaciones correspondientes a los esfuerzos normales por flexión se harán las siguientes idealizaciones:

1. La viga se somete a flexión pura; esto significa que la fuerza cortante es cero y que no hay cargas axiales ni de torsión.

2. El material es isótropo y homogéneo.

3. La viga es inicialmente recta y su sección transversal es constante en toda su longitud.

4. La viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión.

5. Las dimensiones de la viga son tales que sólo puede fallar por flexión y no por aplastamiento.

6. Las secciones transversales planas permanecen así durante la flexión.

La ecuación 2.2, establece que el esfuerzo por flexión (σ) es directamente proporcional a la distancia y desde el eje neutro y al momento flexionante M. Se acostumbra hacer la sustitución de $c = y_{Max}$ y se toma el valor de (c) como la distancia media entre el área evaluada y la línea de aplicación de la fuerza y omitir el signo negativo y escribir:

$$\sigma = \frac{M_F c}{I} \qquad (2.2)$$

2.2.4.1.2. Esfuerzo por torsión.

Cuando se cargan los miembros con un momento respecto a un eje longitudinal, se dice que están sujetos a torsión, y el momento aplicado se conoce como par de torsión. Esta situación es común en flechas de transmisión de energía, en sujetadores de tornillo y en cualquier situación donde el vector del momento aplicado sea paralelo al eje largo de una pieza, en vez de transversal, como en el caso de la flexión. Muchas piezas de máquina están cargadas con combinaciones en momentos de torsión y de flexión, pero aquí se considera sólo el caso simple de carga a torsión pura. (Norton, 1999).

La figura 2.11, muestra una barra recta con una sección transversal circular uniforme con un par de torsión puro aplicado de manera que no estén presentes mementos de flexión ni otras fuerzas. El extremo fijo de la barra está empotrado en una pared rígida. La barra se tuerce a lo largo de su eje longitudinal y su extremo libre se torsión a un ángulo θ.

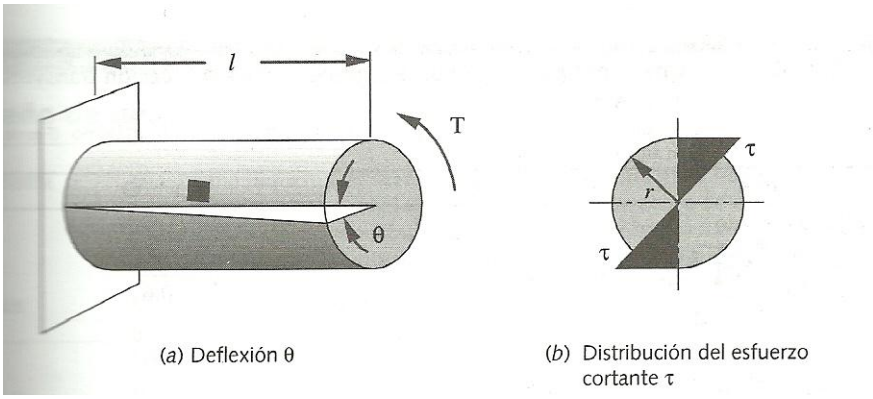


Figura 2.11. Barra circular sometida a torsión pura. (Norton, 1999).

Para secciones circulares, un elemento diferencial tomado en cualquier parte de la superficie externa aparecerá deformado por el cortante como resultado de la carga de torsión. El esfuerzo (τ), es cortante puro y varía desde cero en el centro a un máximo en el radio exterior, este último es expresado en la ecuación 2.3.

$$\tau_{máx} = \frac{T.r}{J} \qquad (2.3)$$

Donde T = par de torsión aplicado, r = radio externo y J = el momento polar de inercia de la sección transversal. La deflexión angular debido al par de torsión aplicado viene dada por la ecuación 2.4.

$$\emptyset = \frac{T}{G.J} \qquad (2.4)$$

Donde G es el módulo de rigidez del material, estas ecuaciones son aplicables sólo a secciones circulares. Cualquier otra forma de sección transversal se comportará de una manera muy distinta.

El momento polar de inercia de una sección transversal sólida circular de diámetro d viene dado por la ecuación 2.5.

$$J = \frac{\pi}{32} . d^4 \qquad (2.5)$$

El momento polar de inercia para una sección transversal hueca circular de diámetro externo D y diámetro interno d viene dado por la ecuación 2.6.

$$J = \frac{\pi}{32} . (D^4 - d^4) \qquad (2.6)$$

La sección transversal circular es la forma óptima de cualquier barra sujeta a cargas de torsión, y de ser posible deberá aplicarse en todas las situaciones relacionadas con la torsión.

2.2.4.1.3. Torsión en elementos de sección no circular.

Cuando se someten a torsión, elementos de sección no circular, la suposición de que las secciones transversales mantienen su forma plana al aplicar la carga no se cumple, las secciones transversales planas antes de aplicar el sistema de carga, no se mantienen planas una vez sometidas a la acción del momento torsor, es decir, al aplicar el momento torsor la sección transversal se deforma.

En el presente caso entran en juego otras variables que deben ser tomadas en consideración, tal como lo planteara, en el siglo XIX, SAINT-VENANT (Adhemar-Jean-Claude Barre de Saint-Venant) 1797-1886, ingeniero francés, precursor de la resistencia de los materiales y por ende, del cálculo de elemento de máquina, seguidas aún hoy en día. Estos planteamientos han sido rigurosamente comprobados por la teoría de la elasticidad; de todas maneras, las ecuaciones que se obtienen, son resolubles por métodos de integración numérica. Para las secciones más usuales, en la tabla 2.2 se encuentran, ya resueltas, estas ecuaciones, por métodos numéricos, algunas, y analíticamente, otras.

Tabla 2.2 Ecuaciones de torsión para elementos de sección no circular. (Tassoni, 2000)

Cuadrado de lado **a.**	$\tau = \frac{4{,}808\mathrm{Mt}}{\mathrm{a}^3}$	$\theta = \frac{7{,}11\mathrm{MtL}}{\mathrm{a}^4\mathrm{G}}$
Elipse de lado mayor **a** y lado menor **b.**	$\tau = \frac{16Mt}{\pi \mathrm{ab}}$	$\theta = \frac{16Mt(\mathrm{a}^2+\mathrm{b}^2)}{\pi \mathrm{G a}^3\mathrm{b}^3}$
Rectángulo de lados **a** y **b** / **a > b**	$\tau = \frac{(3\mathrm{a}+1{,}8\mathrm{b})Mt}{\mathrm{a}^2\mathrm{b}^2}$	$\theta = \frac{10Mt\mathrm{L}(\mathrm{a}^2+\mathrm{b}^2)}{3\mathrm{G a}^3\mathrm{b}^3}$
Fleje de largo **a** y de espesor **t <a/10.**	$\tau = \frac{3Mt}{\mathrm{at}^2}$	$\theta = \frac{3Mt\mathrm{L}}{\mathrm{Gat}^3}$
Triángulo equilátero de lado **a**	$\tau = \frac{20\mathrm{Mt}}{\mathrm{a}^3}$	$\theta = \frac{80\mathrm{MtL}}{\sqrt{3}\mathrm{a}^4\mathrm{G}}$

2.2.4.1.4. Esfuerzos combinados.

Es muy común en piezas de maquinarias, tener combinaciones de carga que creen esfuerzos normales y cortantes en una misma pieza. Pudiera haber lugares dentro

de la pieza donde estos esfuerzos aplicados han de combinarse para poder determinar cuáles son los esfuerzos principales y el esfuerzo cortante máximo. Dicho esto, se puede tener una combinación de esfuerzos entre el esfuerzo cortante transversal y el esfuerzo cortante de torsión, donde el esfuerzo resultante es la suma algebraica si ambos esfuerzos actúan sobre el mismo plano del elemento diferencial, tal como se puede observar en la ecuación 2.7.

$$\sigma \text{ resultante} = \sigma \text{ torsión} + \sigma \text{ flexión} \qquad (2.7)$$

2.2.5. MEDIOS DE UNIÓN.

La clasificación más general que se puede hacer, al hablar de medios de unión, es la que los divide en medios de unión permanente y en medios de unión no permanente. La soldadura, ha venido, progresivamente sustituyendo a los remaches, que son medios de unión no permanentes.

2.2.5.1. Soldadura.

Es un medio de unión permanente, que se utiliza ampliamente en la construcción de elemento de máquina, y en la reparación de algunos de ellos. Es, así mismo, una unión intima entre dos porciones de metal (iguales o distintos) en la cual se utiliza, generalmente, un material adicional, denominado material de aporte, cuyo punto de fusión puede ser diferente (usualmente menor) a la temperatura de fusión del (o de los) material (es) a unir.

En casos de iguales materiales a soldar, se suele utilizar el mismo material; por ejemplo, para soldar dos piezas de acero dulce, se utilizan varillas del mismo material,

las cuales funden a la misma temperatura, conjuntamente con los bordes de las piezas a soldar.

Para las soldaduras en ángulo, conocidas como soldaduras en "T" para láminas gruesas, tal como se indica en la figura 2.12, para los cordones de soldadura de igual sección transversal, y de igual longitud, nuevamente el área resistente se considera como el área de la garganta y viene dado por la ecuación 2.8.

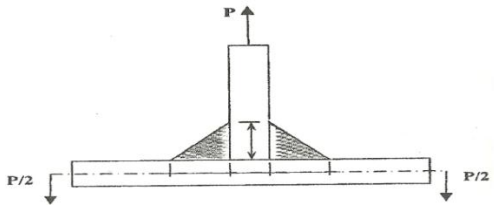


Figura 2.12. Soldadura en ángulo, para láminas gruesas sometidas atracción; b = ancho del cordón. (Tassoni, 2000)

$$A_G = cos45° \; x \; b \; x \; Le \tag{2.8}$$

En la ecuación 2.9, se observa el esfuerzo resultante aplicado a una soldadura tipo T con un ángulo de 45 grados.

$$\sigma_{ST} = \frac{P}{[2 \; cos \; 45° \; (bLe)]} = \frac{0{,}707P}{bLe} \tag{2.9}$$

Donde b es el ancho del cordón de soldadura, L_e es la longitud efectiva del cordón de soldadura

Para soldaduras sometidas a flexión, la tensión máxima se presenta en la fibra más alejada del centro de giro de la sección resistente, para la pieza en la figura 2.13, y según las dimensiones allí reseñadas, este valor de la tensión es representado en la ecuación 2.10.

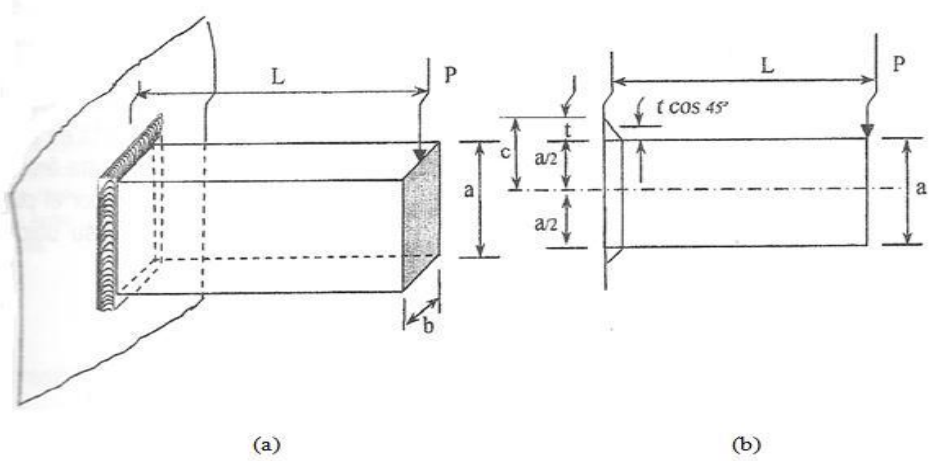


Figura 2.13. Barra de sección rectangular, soldada a un soporte fijo, sometido a flexión por la presencia de un momento flector M_F = PL. (Tassoni, 2000)

$$\sigma_{SF} = \frac{M_F.c}{I} \qquad (2.10)$$

Donde M_F es el momento flector y viene dado por la ecuación 2.11.

$$M_F = P.L \qquad (2.11)$$

Considerando que P es la carga a la que está sometida la soldadura y L es la longitud efectiva medida de la soldadura a la carga que se aplica como lo muestra la figura 2.13.

El centro de gravedad viene dado por la ecuación 2.12, donde t es el espesor de soldadura.

$$c = \frac{a}{2} + tcos45^{\circ} = \frac{a}{2} + 0{,}707.t \qquad (2.12)$$

Y la inercia de la barra vendrá dada por la ecuación 2.13. Las variables a y b se muestran en la figura 2.13.

$$I = \frac{\{[(b+2t)(a+2t)^3]-a^3b\}}{12} \qquad (2.13)$$

Sustituyendo las expresiones 2.11, 2.12, y 2.13, en la expresión 2.10, se obtiene el valor de la tensión máxima que estará presente en la soldadura de la figura 2.13, se podrá entonces, dado un espesor adecuado del cordón de soldadura, seleccionar el material del electrodo; o, disponiendo de un determinado electrodo, determinar el espesor del cordón de la soldadura, para que no se presente falla en la unión.

2.2.5.2. Tornillos de unión.

En una unión no permanente, sujeta por un perno, las tensiones presentes en la misma pueden ser resumidas como lo indica la figura 2.14. En dicha figura se señalan tanto las tensiones presentes en el perno, como en la tuerca, así como en los elementos de máquina que se sujetan por este medio, en un caso general. En la realidad pueden estar todas presentes, o sólo una parte de ellas; cada caso en particular deberá ser analizado por el lector.

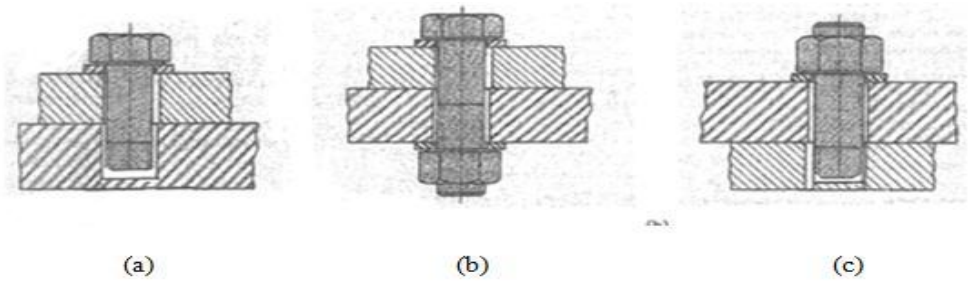


Figura 2.14. Medios de unión no permanente: (a) Tornillo; (b) Perno (compuesto por un tornillo y una tuerca); (c) Esparrago o prisionero. Fuente: Tassoni.

2.2.5.2.1. Uniones sometidas a tracción.

En estas uniones está presente una carga axial P, que produce una tensión de tracción; aprovechando este punto para indicar que se debe evitar la utilización de pernos roscados en toda su extensión o longitud; en efecto la rosca, por su geometría, es un factor generador de concentración de tensiones; por ello se utilizará y se diseñaran pernos que presenten rosca, única y exclusivamente, en la porción realmente necesaria de su longitud total: en aquella requerida para enroscar la tuerca (en el caso de pernos); en el caso de tornillos o espárragos, la rosca debe limitarse a la porción necesaria para que estos se enrosquen en las bases adecuadas, tal como está señalado, genéricamente en la figura 2.15.

La tensión de tracción, se presenta en la sección no roscada del perno, y su cálculo lo permite la ecuación 2.14, donde F es la fuerza que se genera y A es el área de la sección transversal del tornillo.

$$\sigma_{tornillo} = \frac{F}{A} \qquad (2.14)$$

Pero este sistema de carga, produce tensiones de corte en la base de los filetes de la rosca del tornillo, dada por la ecuación 2.15, donde r es el radio del tornillo y L es la longitud de la junta.

$$\tau_{tornillo} = \frac{P}{\pi . r_{tornillo} x . L_{junta}} \quad (2.15)$$

En la misma porción de la tuerca, tal y como se señaló anteriormente, se tiene que el esfuerzo de la tuerca viene dado por la ecuación 2.16.

$$\tau_{tuerca} = \frac{P}{\pi . r . L} \quad (2.16)$$

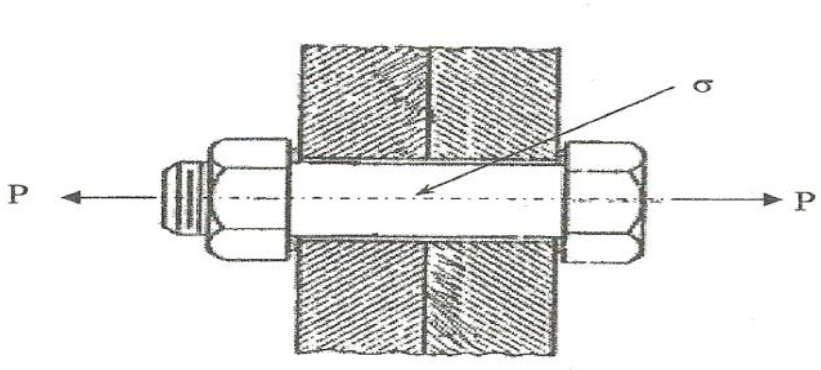


Figura 2.15. Unión no permanente sujetada por una tuerca, sometida a la acción de una carga P de tracción. Fuente: Tassoni.

En las expresiones anteriores, si hay más de un perno resistente a la carga **P** de la figura 2.15, se tendrá que tomar en cuenta el aporte de cada uno de ellos, considerando que para la expresión genérica, el valor del área vendrá dado por la ecuación 2.17.

$$A_{tornillo} = \text{área neta} . \ n° \text{ de tornillos} \quad (2.17)$$

En el mismo caso (más de un perno resistente), los valores anteriores de las tensiones de corte en la base de los filetes, tanto de cada tornillo ($\tau_{tornillo}$), como de cada una de las tuercas (τ_{tuerca}), deberá verse modificado por ese número de elementos de unión presente, estas tensiones se pueden conocer con las ecuaciones 2.18 y 2.19.

$$\tau_{tornillo} = \frac{P}{n.\pi.r.L} \tag{2.18}$$

$$\tau_{tuerca} = \frac{P}{n.\pi.r.L} \tag{2.19}$$

El criterio de diseño será el que arroje el menor valor entre las ecuaciones 2.20 y 2.21.

$$\sigma < \frac{Sy}{N_{seguridad}} \tag{2.20}$$

$$\tau i < \frac{Sycorte}{N_{seguridad}} \tag{2.21}$$

La expresión 2.20, es para las tensiones de tracción en el núcleo del tornillo; la expresión 2.21, corresponde a las tensiones de corte en la base de los filetes de las roscas en el (o los) tornillo(s), con el subíndice i = tornillo, o en la(s) tuerca(s), con i = tuercas. Deberá utilizarse el criterio según el cual, el valor correspondiente de tensiones resulta crítico. En las expresiones anteriores, se tiene que el factor de seguridad $N_{seguridad}$, debe ser tal que cumpla con la ecuación 2.22.

$$3 < N_{seguridad} < 4 \tag{2.22}$$

Con el valor indicado en la expresión 2.22, se puede despreciar cualquier factor de concentración de tensiones, producto de la presencia de los filetes de la rosca. El valor de carga total, que estará soportando cada uno de los tornillos de la unión, debido al apriete inicial F_i y viene dada por la ecuación 2.23.

$$PT_{tornillo} = F_i + \Delta_{carga\ tornillo}.F_i + \frac{K_{tornillo}.P}{K_{tornillo}+K_{junta}} \quad (2.23)$$

Donde F_i es la fuerza inicial de tensiones, $\Delta_{carga\ tornillo}$ es la variación de carga en el tornillo, $K_{tornillo}$ es la constante elástica del tornillo, K_{junta} es la constante elástica de la junta y P es la carga aplicada, las cuales se pueden calcular mediante las ecuaciones 2.24, 2.25, 2.26 y 2.27.

$$F_i = 1{,}2\ |\Delta_{carga\ junta}| \quad (2.24)$$

Donde $|\Delta_{carga\ junta}|$ es el módulo de la variación de carga de la junta y se obtiene mediante la ecuación 2.25.

$$\left|\Delta_{carga\ junta}\right| = \frac{\Delta\ carga\ tornillo.\ K_{junta}}{K_{tornillo}} \quad (2.25)$$

$$\Delta\ _{carga\ tornillo} = \frac{K_{tornillo}\ .\ P}{K_{tornillo}+ K_{junta}} \quad (2.26)$$

$$K_{tornillo} = \frac{A\ _{tornillo}\ .\ E}{L_{tornillo}} \quad (2.27)$$

Donde $A_{tornillo}$ es el área del tornillo, E es el módulo de elasticidad y $L_{tornillo}$ es la longitud del tornillo.

$$K_{junta} = \frac{A_{junta} \cdot E}{L_{junta}} \quad (2.28)$$

Donde A_{junta} es el área de la junta, E es el módulo de elasticidad, L_{junta} es la longitud de la junta, el área se determina mediante la ecuación 2.29.

$$A_{junta} = (1{,}65\ D_{tornillo})^2 \quad (2.29)$$

2.2.6. PIÑÓN CREMALLERA.

Si se incrementa sin límite el diámetro del círculo base de un engrane, su círculo se convertirá en una línea recta. Si la "cuerda" enrollada alrededor de ese círculo base para generar la involuta siguiera en su sitio, una vez agrandado el círculo base a un radio infinito, la cuerda pivotearía en el infinito y generaría una involuta que sería una línea recta. Este engrane lineal se conoce como cremallera. La figura 2.16, muestra un sistema piñón - cremallera.

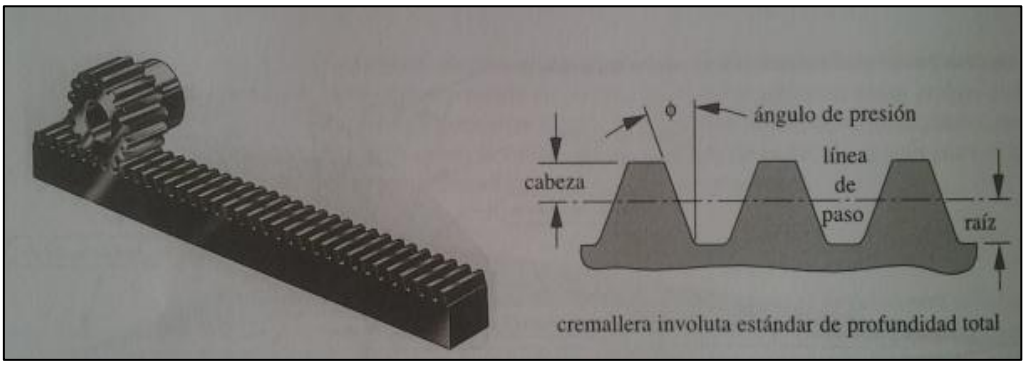


Figura 2.16. Piñón Cremallera. (Norton, 1999).

Para el cálculo de las fuerzas tangencial que actúan en el piñón cremallera se tiene la ecuación 2.30, donde actúan los factores involucrados.

$$Fht = P_{P-C} \cdot (9{,}81\mu + a_{P-C}) \quad (2.30)$$

Donde:

Fht: $fuerza\ tangencial\ horizontal\ teórica\ (N)$.

$P_{P-C} = masa\ a\ trasladar\ (kg)$.

$\mu = coeficiente\ de\ fricción\ acero - acero\ (adimensional)$.

$a_{P-C} = aceleración(m/s^2)$.

Para el cálculo de las fuerzas tangencial corregida que actúan en el piñón cremallera se tiene la ecuación 2.31, la cual proporciona un valor más acertado en el cálculo de la misma.

$$Fhc = Fht \cdot N_{seguridad} \quad (2.31)$$

Donde:

$Fhc = fuerza\ tangencial\ corregida\ (N)$.

$N_{seguridad} = factor\ de\ seguridad\ (adimensional)$.

Para determinar las revoluciones sobre el piñón se utiliza la ecuación 2.32.

$$N_{P-C} = \frac{v \,.60000}{dp \,.\pi} \quad (2.32)$$

Donde:

N_{P-C}: $Revoluciones\ sobre\ el\ piñón\ (RPM)$.

v: $velocidad\ lineal\ (\frac{m}{s}),\ es\ asumida\ a\ criterio\ del\ diseñador$.

dp: $Diámetro\ de\ paso\ (m)$, se obtiene mediante la ecuación 2.33.

$$dp = m.z \quad (2.33)$$

Donde:

Z: $Número\ de\ dientes\ del\ piñón$.

m: $razón\ ente\ el\ diámetro\ de\ paso\ y\ el\ número\ de\ dientes$.

Por último se puede calcular el par de giro mediante la ecuación 2.34.

$$M_{P-C} = \frac{dp \,.Fht}{2000 \,.\eta} \quad (2.34)$$

Donde:

M_{P-C}: $Par\ de\ giro\ del\ sistema\ piñón - cremallera\ (N.m)$.

dp: $Diámetro\ de\ paso\ (m)$.

Fht: $fuerza\ tangencial\ horizontal\ teórica\ (N)$.

η: $rendimiento\ Piñón - cremallera\ (adimensional)$.

2.2.7. Rodamientos.

Es el conjunto de esferas que se encuentran unidas por un anillo interior y uno exterior, el rodamiento produce movimiento al objeto que se coloque sobre este y se mueve sobre el cual se apoya.

Los rodamientos se denominan también cojinetes no hidrodinámicos. Teóricamente, estos cojinetes no necesitan lubricación, ya que las bolas o rodillos ruedan sin deslizamiento dentro de una pista. Sin embargo, como la velocidad de giro del eje no es nunca exactamente constante, las pequeñas aceleraciones producidas por las fluctuaciones de velocidad generan un deslizamiento relativo entre bola y pista. Este deslizamiento genera calor. Para disminuir esta fricción se lubrica el rodamiento creando una película de lubricante entre las bolas y la pista de rodadura. Las bolas, en su trayectoria circular, están sometidas alternativamente a cargas y descargas, lo que produce deformaciones alternantes, que a su vez provocan un calor de histéresis que habrá que eliminar. Dependiendo de estas cargas, el cojinete se lubricará simplemente por grasa o por baño de aceite, que tiene mayor capacidad de disipación de calor.

Para el cálculo de cargas estáticas que tienen componentes radiales y axiales se deben convertir a una carga estática equivalente. Ésta se define como la carga hipotética (radial para los rodamientos radiales y axial para los rodamientos axiales) que, de ser aplicada, causaría en el rodamiento la misma carga máxima sobre los elementos rodantes que las cargas reales. Dicha carga se obtiene a través de la ecuación 2.35. (http://www.rodamientoskf.com)

$$C_0 = X_0 Fr + Y_0 Fa$$

(2.35)

Donde:

$C_0 = carga\ estática\ equivalente\ (N).$

$Fr = carga\ radial\ real\ del\ rodamiento(N).$

$Fa = carga\ axial\ real\ del\ rodamiento(N).$

$X_0 = factor\ de\ carga\ radial\ del\ rodamiento\ y\ es\ más\ o\ menos\ un\ 0{,}5\%\ de\ Fr.$

$Y_0 = factor\ de\ carga\ axial\ del\ rodamiento\ y\ es\ es\ más\ o\ menos\ un\ 0{,}5\%\ Fa.$

2.2.8. SISTEMAS HIDRÁULICOS.

Los sistemas hidráulicos están basados en el principio físico de Pascal que dice que un cambio de presión aplicado a un líquido en reposo dentro de un recipiente se transmite sin alteración a través de todo el líquido. Es igual en todas las direcciones y actúa mediante fuerzas perpendiculares a las paredes que lo contienen.

Entonces como presión, por definición, es igual al cociente entre la fuerza aplicada y la superficie sobre la cual se aplica, si se tiene una fuerza pequeña aplicada sobre una superficie pequeña, ese cociente puede dar el mismo resultado que una fuerza grande aplicada sobre una superficie grande. Esto quiere decir que aplicando una fuerza pequeña se puede obtener una fuerza grande.

2.2.8.1. Cilindro hidráulico.

Los cilindros hidráulicos obtienen la energía de un fluido hidráulico presurizado, que es típicamente algún tipo de aceite. El cilindro hidráulico consiste básicamente en dos piezas: un cilindro barril y un pistón móvil conectado a un vástago. El cilindro barril

está cerrado por los dos extremos, en uno está el fondo y en el otro, la cabeza por donde se introduce el pistón, que tiene una perforación por donde sale el vástago. El pistón divide el interior del cilindro en dos cámaras: la cámara inferior y la cámara del vástago. La presión hidráulica actúa en el pistón para producir el movimiento lineal. A continuación, se muestra en la figura 2.17, la representación de un cilindro hidráulico.

Figura 2.17. Cilindro hidráulico. http://www.nei.com

2.2.8.1.1. Características fundamentales para la elección de un cilindro hidráulico.

- ✓ **Fuerza:** donde se define la fuerza necesaria para el actuador. Es importante elegir Cilindros-Actuadores Hidráulicos sobredimensionados. Este sobredimensionamiento deberá ser calculado en función de la instalación, pero suele estar entre el 20% y el 100% de la fuerza a efectuar.
- ✓ **Velocidad:** dado que muchos cilindros forman parte de Sistemas Automatizados más complejos, y deben actuar a un ritmo calculado.

- ✓ **Longitud de Carrera:** dado que los Cilindros Hidráulicos tienen limitaciones constructivas y de diseño, por lo que deben elegirse de forma adecuada y calculada previamente a su instalación, o bien instalar limitadores y/o sistemas de control de carrera. Dadas las características fundamentales para la elección de cilindros, la

ecuación 2.36, indica la presión crítica del actuador $P_{(T-C)}$ y la ecuación 2.37, indica el área de la sección transversal del émbolo del actuador hidráulico $A_{(C)}$.

$$P_{(T-C)} = \frac{F_{T-C}}{A_C} \quad (2.36)$$

$$A_C = \pi r^2 \quad (2.37)$$

Donde:

$P_{(T-C)}$: $presión\ criyica\ del\ actuador\ (Pa)$.

F_{T-C}: $es\ la\ fuerza\ generada\ por\ el\ Actuador\ (N)$.

A_C: $área\ de\ la\ sección\ transversal\ del\ émbolo\ del\ actuador\ hidráulico\ (m^2)$.

r: $radio\ del\ émbolo\ del\ actuador\ hidráulico\ (m)$.

2.2.8.2. Sierras.

La sierra es una herramienta que sirve para cortar madera u otros materiales. Consiste en una hoja con el filo dentado y se maneja a mano o por otras fuentes de energía, como vapor, agua o electricidad. Según el material a cortar se utilizan diferentes tipos de hojas de sierra.

2.2.8.2.1. Sierras Hidráulicas.

Están compuestas por dos partes, aparato motriz y el aparato de corte. El aparato motriz, está compuesto por una cámara de acero, el cual dispone de dos engranajes actuado como un motor hidráulico, donde la energía del fluido que atraviesa la cámara hace girar los engranajes de tal modo que transfieren el movimiento mecánico al eje

motriz de la sierra, en la figura 2.18, se puede observar el eje motriz de una sierra hidráulica.

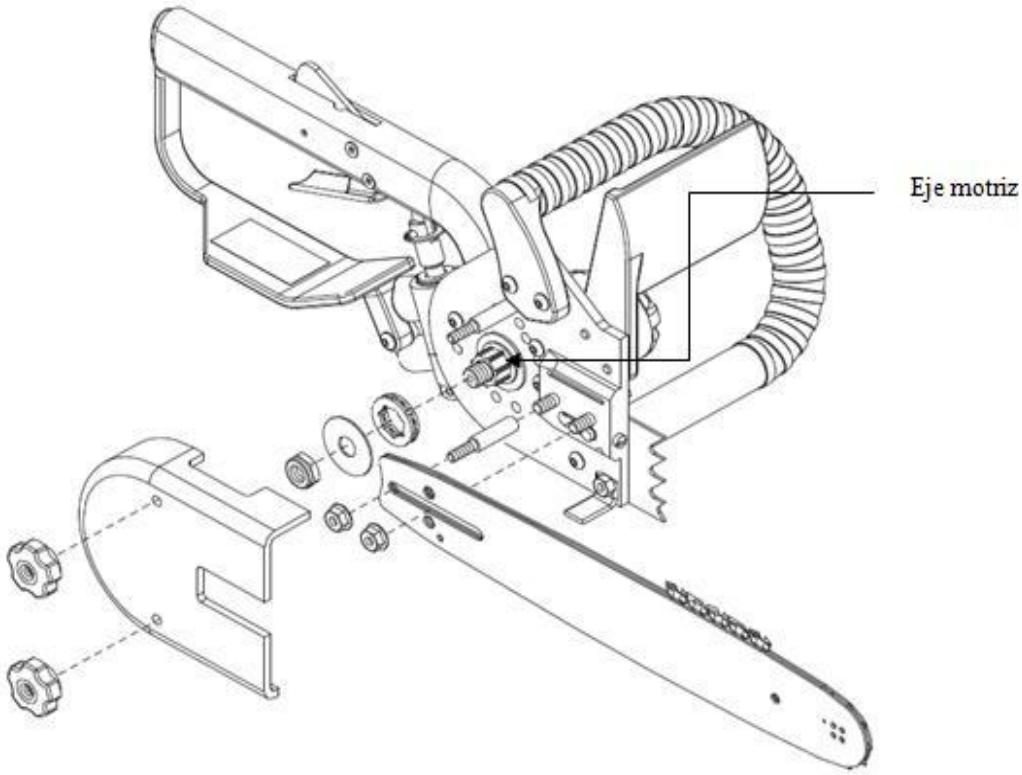


Figura 2.18. Interior de una sierra hidráulica. http://es.scribd.com/doc

El aparato de corte, está compuesto por piezas que tienen la misión de aserrar la madera entre ellas está la espada o barra, sierra cadena y garras. La espada y la cadena se caracterizan por ser piezas móviles y requieren de mantenimiento.

2.2.8.2.2. La espada.

Es una lámina de acero que sirve para instalar la cadena y permite su movimiento. En la figura 2.19, se pueden observar las partes de la espada.

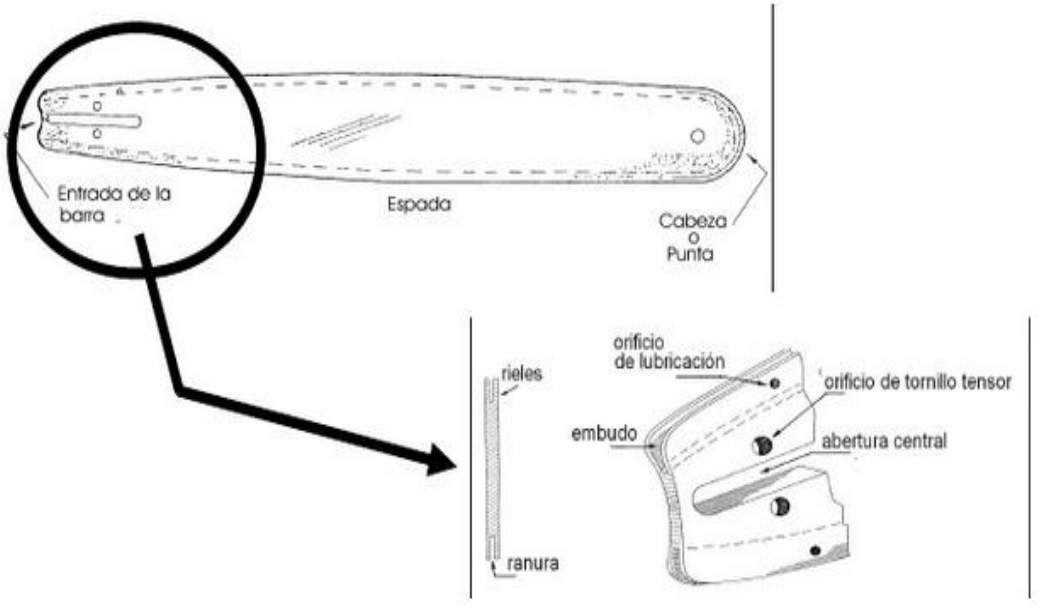


Figura 2.19. Partes de la espada de una sierra hidráulica. http://es.scribd.com/doc

2.2.8.2.3. La cadena.

Está constituida por una serie de eslabones combinados y alternados, cada uno con distintas formas y función, y unidos con remaches que al trabajar en conjunto le da a la cadena la flexibilidad necesaria que permiten el aserrío. En la figura 2.20, se observa la cadena de una sierra hidráulica.

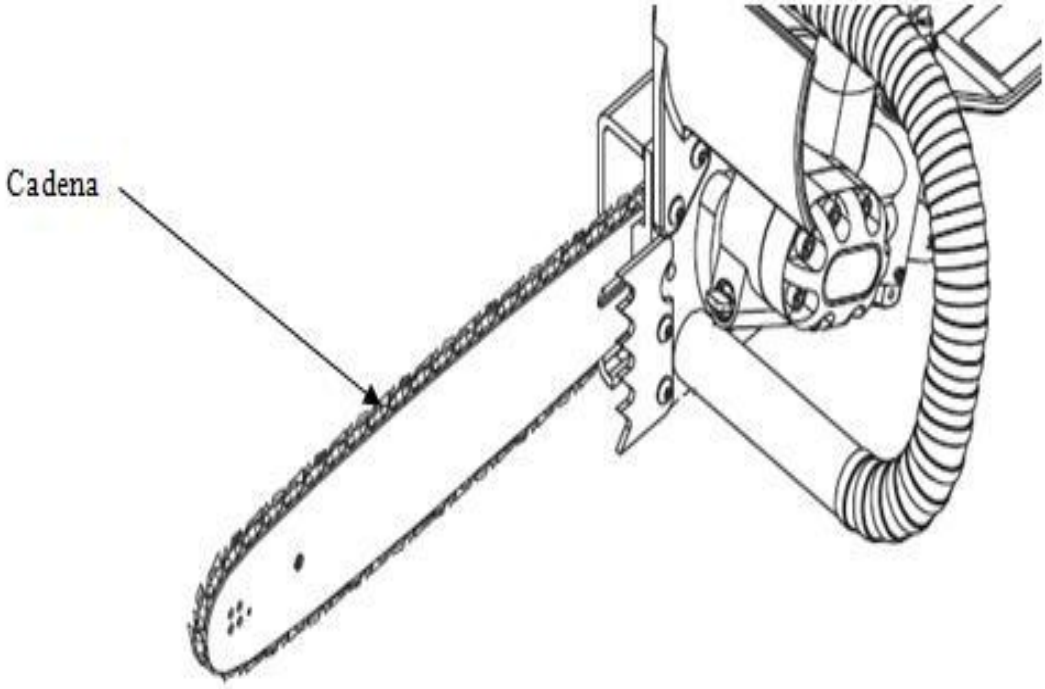


Figura 2.20. Cadena de una sierra hidráulica. http://es.scribd.com/doc

2.2.8.2.4. Pautas para la selección de espadas.

La longitud de la espada de una sierra hidráulica debe ser seleccionada en función de la vegetación a cortar, el diseño de la espada ha ido mejorando para conseguir una mejor maniobrabilidad y una considerable mejora en los dispositivos de seguridad, es importante tomar en cuenta que las espadas en las sierras hidráulicas deben ser invertidas periódicamente es decir la parte de debajo debe ir arriba para el próximo trabajo de tal forma que el desgaste de la ranura de la espada sea parejo en ambos lados.

En la figura 2.21, se muestra longitudes de espadas según el diámetro del árbol a cortar.

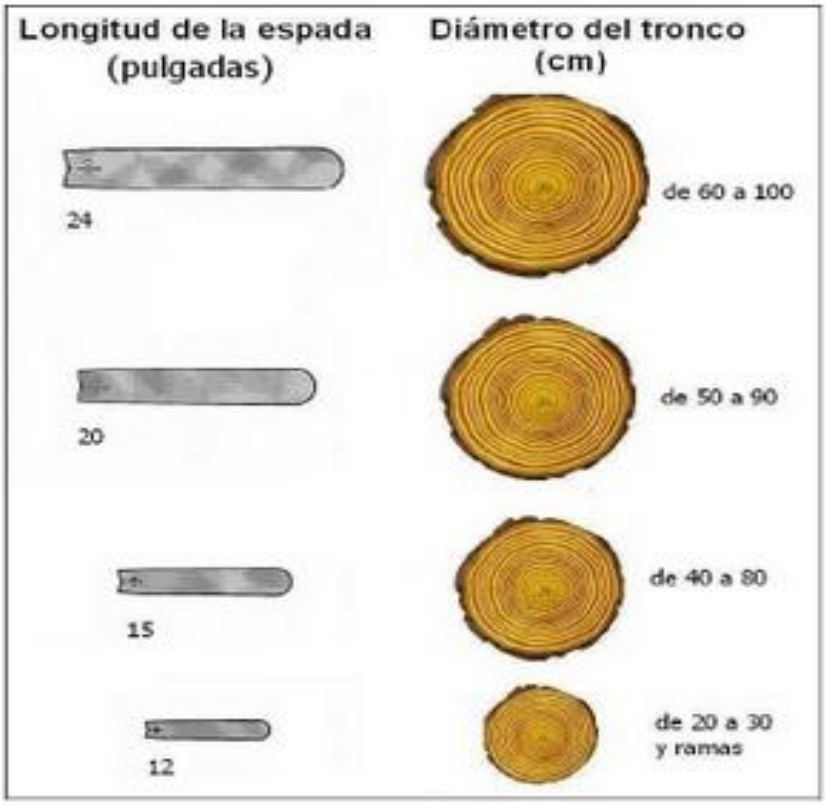


Figura 2.21. Longitud de espada según diámetros de árbol. http://es.scribd.com/doc

2.2.9. BOMBAS VOLUMÉTRICAS.

En la bombas volumétrica, el desplazamiento del líquido se realiza mediante un proceso, en el que se verifica el desarrollo periódico del líquido contenido en unas cámaras de trabajo, mediante un dispositivo que las desplaza, que es un órgano de trabajo, (pistón, engranaje, entre otros), con unos espacios que comunican, periódicamente, la cavidad de recepción de la carga o cámara de aspiración, con la de descarga o cámara de impulsión.

El funcionamiento consiste en el paso periódico de determinadas porciones de líquido, desde la cavidad de aspiración, a la descarga de la bomba, con un aumento de

presión; el paso del líquido por la bomba volumétrica, a diferencia del paso por los álabes de una bomba centrífuga, es siempre más o menos irregular, por lo que en general, el caudal se considerará como el valor medio del caudal trasegado.

En general, todas las bombas volumétricas son auto-aspirantes, o auto-cebantes, por lo que si comienzan a funcionar con aire, sin líquido, pueden llegar a crear un vacío tan grande capaz de succionar al líquido por la tubería de aspiración, con la condición de que la altura geométrica de aspiración no sobrepase un cierto valor, propiedad que se puede perder cuando la hermeticidad o el número de revoluciones son insuficientes.

2.2.9.1. Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo.

Las bombas de desplazamiento positivo se dividen dependiendo de la naturaleza del movimiento, de los elementos que producen la presión, en dos tipos: de Émbolo o Alternativas y Rotatorias o Rotoestáticas.

a) Bombas de émbolos o alternativas.

En las bombas de émbolo el líquido es desalojado de las cámaras de trabajo por el movimiento alternativo de un pistón, mediante un mecanismo biela manivela, aunque también se puede utilizar otros mecanismos, como levas, excéntricas, entre otros.

En las bombas de émbolo más usuales existen válvulas de aspiración y de impulsión que regulan el movimiento del líquido a través de la cámara de trabajo. Mientras se está llenando, la válvula de aspiración permanece abierta y la de impulsión cerrada, invirtiéndose la posición de las válvulas durante el desalojo o impulsión del líquido; estas válvulas, en general, son de acción, es decir, sólo se abren por la acción

del gradiente de presiones, y se cierran por su propio peso o por la acción de algún mecanismo con muelle.

b) Bombas Rotoestáticas.

Las bombas Rotoestáticas pertenecen a una clase de bombas volumétricas que en la actualidad tienen una amplia gama de aplicaciones en la construcción de maquinaria; las diversas bombas que componen este grupo se diferencian sustancialmente en su diseño y construcción, pero tienen muchas características comunes, como la traslación de las cámaras de trabajo desde la cavidad de admisión de la bomba hasta la de impulsión, o el movimiento absoluto giratorio, o el más complicado de avance y giro de los elementos móviles. En las bombas Rotoestáticas, el líquido se traslada en las cámaras de trabajo, debido al movimiento giratorio, más o menos complejo, de los elementos móviles respecto a la parte fija o estator. En las bombas rotativas planas, la traslación de las cámaras de trabajo, y en consecuencia la del propio líquido, se realiza en un plano normal al eje de rotación del rotor. En la figura 2.22, se muestra una bomba de engranajes externos y se puede ver el funcionamiento de la misma.

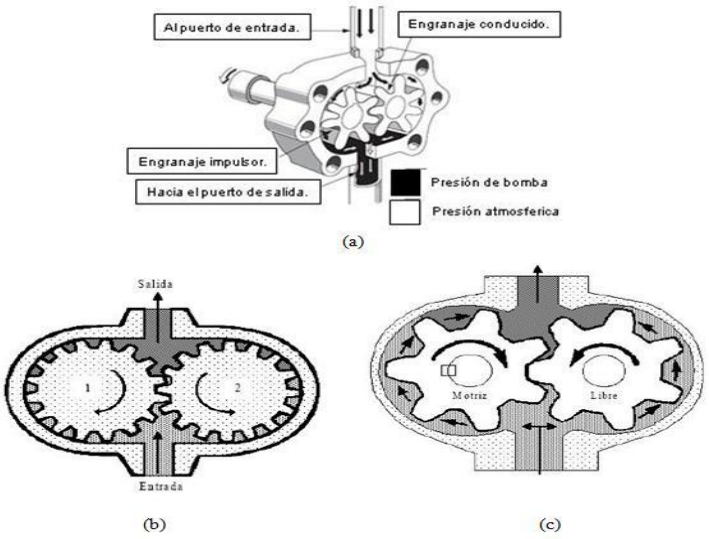


Figura 2.22. Bombas de engranajes externos: (a) detalles de la bomba; (b) bomba de alta presión; (c) Bomba de baja presión. http://es.scribd.com/doc

2.2.9.2. Bomba de engranajes externos.

La bomba de engranajes externos consiste en dos ruedas dentadas iguales, ajustadas al cuerpo de la bomba o estator como se observa en la figura 2.22. El rotor es la rueda conductora, mientras que el órgano móvil, o elemento desplazante, es la conducida. Como el espacio entre elementos y la carcasa es extremadamente pequeño y el material que es bombeado actúa como agente lubricante, la bomba nunca girará en seco. Estas bombas no están diseñadas para transportar sólidos, y por regla general llevan filtros en la línea de succión. Se accionan por un motor eléctrico y giran a elevada velocidad.

En la cavidad de aspiración, el líquido llena los espacios entre los dientes de ambas ruedas dentadas, y después, estos volúmenes se aíslan y desplazan por unos arcos de circunferencia a la parte de descarga de la bomba; al engranar los dientes entre sí, cada uno de ellos entra en el que le corresponde, desalojando al mismo tiempo el líquido contenido en el mismo; como el volumen del hueco es mayor que el del diente que engrana, una cierta porción de líquido retornará a la cavidad de aspiración.

La misión de desalojar el líquido la cumplen ambos piñones, rotor y elemento desplazante, al mismo tiempo, siendo las cámaras de trabajo, los huecos existentes entre los dientes. Estas máquinas se utilizan mucho como bombas de combustibles y lubricantes para caudales de 0,3 a 2 m^3/s y presiones de 10 a 20 bares. (Arellano, 2002)

La ecuación 2.38, permite obtener el desplazamiento D_{ct} o volumen desplazado por la una bomba de engranajes externos.

$$D_{ct} = A\ x\ b\ x\ 2z\ (m^3) \tag{2.38}$$

Donde:

A: $área\ o\ espacio\ ocupado\ por\ un\ diente\ (m^2)$.

b: $altura\ del\ diente\ (m)$.

Z: $número\ de\ dientes\ (adimensional)$.

El número de estos volúmenes, que pasan durante una revolución del árbol de la bomba, será igual al número total de dientes de las dos ruedas dentadas, (2z), por lo que el caudal promediado teórico suministrado por la bomba, por segundo, viene dado por la ecuación 2.39.

$$Q = \frac{\boldsymbol{D_{ct}}.N}{60}\left[\frac{m^3}{s}\right] \qquad (2.39)$$

Donde:

D_{ct}: $volumen\ desplazado\ por\ la\ una\ bomba\ de\ engranajes\ externos\ (m^3)$.

N: $revoluciones\ de\ una\ bomba\ de\ engranajes\ externos\ (RPM)$.

2.2.9.3. Localización de posibles fugas internas en las bombas de engranajes externos.

Las bombas de engranajes externos son bombas volumétricas, y su rendimiento volumétrico depende del caudal fugado que exista.

Las principales fuentes de las fugas internas se sitúan en:

a) Las puntas de los dientes.

b) Entre los flancos de los dientes y cojinete.

Las pérdidas por las puntas de los dientes se reducen con holguras mínimas, siempre hay que considerarlas y a ellas se le atribuye la mayor parte de las pérdidas volumétricas. Las fugas por los flancos se deben considerar sobre todo a las bombas de alta presión. Se reducen empleando elementos que equilibran la presión para mejorar el comportamiento de la bomba.

2.2.9.4. Curvas características de las bombas de engranajes externos.

Para mostrar el comportamiento hidráulico de las bombas de engranajes externos, es necesario el uso de curvas que especifican los parámetros y características funcionales, teniendo así un conocimiento exacto de la capacidad que éstas posean. Las curvas características, indican como varia el caudal, presión de descarga, potencia al eje, la eficiencia volumétrica y mecánica de la bomba de engranajes externos; variando la velocidad de giro y la viscosidad del fluido.

2.2.9.4.1. Curva de presión de descarga contra caudal de una bomba de engranajes externos.

Existen gráficas que establecen una serie de curvas referidas a una velocidad de giro específica, para una bomba. En la figura 2.23, se observa que el caudal teórico Q_t de la bomba volumétrica rotativa no depende de la presión de descarga P_d. Por eso su característica teórica en el sistema de coordenadas Pd contra Q_t, siendo a velocidad de giro constante, estará representada por una recta paralela al eje de coordenadas que va al infinito. Esto quiere decir que teóricamente toda bomba volumétrica es capaz de crear cualquier magnitud de presión, independientemente del número de revoluciones y del caudal, y el caudal real es la diferencia entre el caudal teórico y el caudal por fugas**.** (Arellano, 2002)

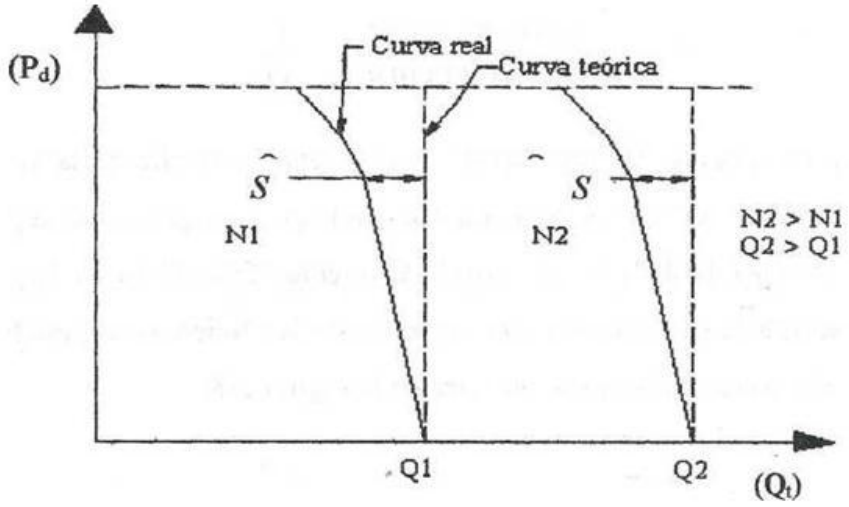


Figura 2.23. Comportamiento de presión de descarga Vs Caudal de una bomba de engranajes externos. (Arellano, 2002).

2.2.9.4.2. Eficiencia volumétrica (n_v) de una bomba de engranajes externos.

La eficiencia volumétrica η_v es la relación entre caudal real y el caudal teórico, donde el caudal real es la diferencia entre caudal teórico suministrado por la bomba y las pérdidas volumétricas a la presión de descarga. El caudal teórico va en función de la geometría y la velocidad de giro del conductor. La expresión que se utiliza para describir la eficiencia volumétrica es la representada por la ecuación (2.40):

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \tag{2.40}$$

Donde:

Q: *es el caudal real* $\left(\frac{m^3}{s}\right)$.

Q_t: *es el caudal teorico* $\left(\frac{m^3}{s}\right)$.

Típicamente, las bombas de pistón tienen una eficiencia volumétrica inicial que supera los 90%. La eficiencia de los equipos de engranaje va desde más de 80% hasta aproximadamente 95%. Al variar la presión de descarga, la curva de comportamiento de la eficiencia volumétrica de la bomba varía tal como se muestra en la figura 2.24. (Arellano, 2002)

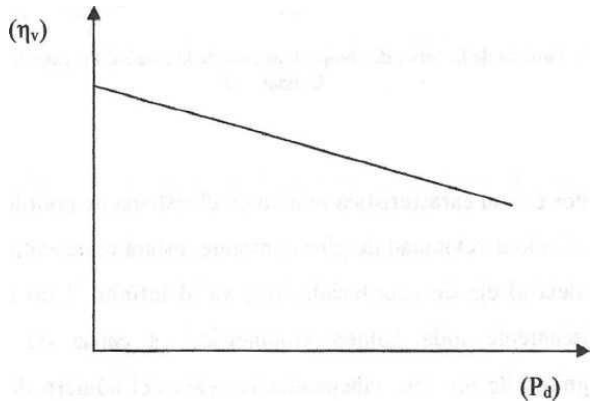


Figura 2.24. Comportamiento de una bomba de engranajes externos, eficiencia volumétrica contra presión. (Arellano, 2002).

Cuando se varía la velocidad de giro, cambia el caudal teórico, por lo tanto el comportamiento de la bomba sería como se indica en la figura 2.25.

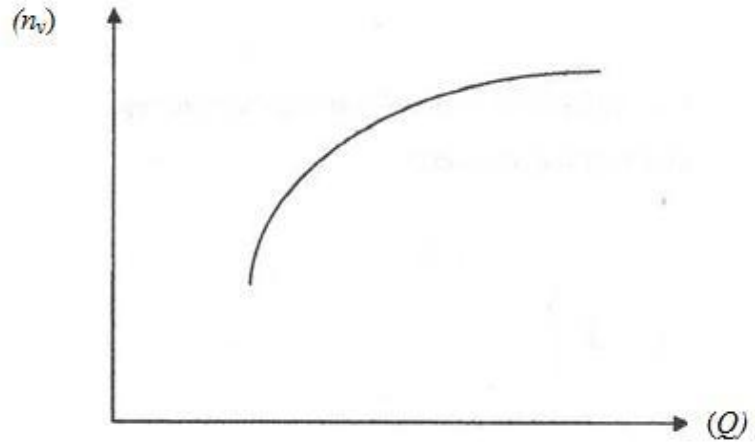


Figura 2.25. Comportamiento de una bomba de engranajes externos de eficiencia volumétrica Vs caudal. (Arellano, 2002).

2.2.9.4.3. Curva de eficiencia mecánica Vs caudal de una bomba de engranajes externos.

La eficiencia mecánica, es una relación entre el torque ideal y el torque real. El torque ideal es el producto de la presión diferencial por el volumen desplazado de líquido y el torque real es aquel que debe vencer el roce seco y viscoso.

El roce seco es una pérdida que existe en los elementos mecánicos cuando existe movimiento entre ellos, mientras se encuentran en contacto y el roce viscoso se produce por la pérdida de la película de aceite entre las superficies en contacto. El roce seco (C_f) se expresa mediante un coeficiente adimensional que tiene un valor promedio de 0,04 y el roce viscoso (C_d), se expresa mediante un coeficiente adimensional de un valor de 1x10. (Arellano, 2002). Estos valores se determinaron experimentalmente en bombas de engranajes externos, en la figura 2.26, se observa una curva que representa a la eficiencia mecánica variando el caudal.

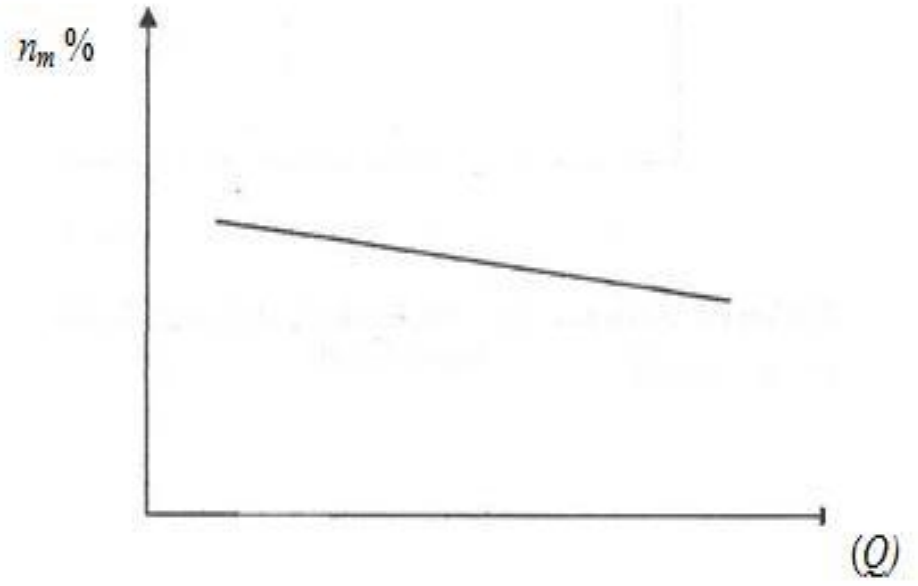


Figura 2.26. Comportamiento de una bomba de engranajes externos de eficiencia mecánica vs Caudal. (Arellano, 2002).

Las pérdidas debidas a las fugas influyen sobre el rendimiento volumétrico y las diferentes pérdidas entre los elementos mecánicos influyen sobre el rendimiento mecánico.

El caudal por fuga es proporcional a la presión y a la temperatura del fluido y coeficiente de deslizamiento (C_s) que tiene un valor promedio de $lx10^{-7}$. Las pérdidas por rozamiento seco producen un par independiente de la velocidad y proporcional a las cargas interiores, es decir, a la presión. Este par es también proporcional a la cilindrada, comprende las pérdidas en los rodamientos. El rozamiento viscoso se inicia al romperse la película de aceite entre las superficies en deslizamiento. (Arellano, 2002).

2.2.9.4.4. Eficiencia total de una bomba de engranajes externos.

La eficiencia total de las bombas depende de ciertas variables que permiten su cálculo fácil. Las variables típicas son las pérdidas volumétricas, pérdida de caudal por cavitación y pérdidas por fricción seca y viscosa. De cualquier manera, las bombas de desplazamiento positivo tienden a seguir el mismo patrón de pérdidas y éstas se pueden estimar mediante valores promedios obtenidos de pruebas experimentales.

El caudal real de la bomba queda expresado como se muestra en la ecuación 2.41.

$$Q_R = \frac{n.D.N}{60} = \frac{n.A.2Z.N}{60} \qquad (2.41)$$

El caudal suministrado por una bomba de engranajes es directamente proporcional a su velocidad, el caudal de fuga depende de la presión del sistema y por lo tanto afecta el caudal real de salida. Siempre se produce una pérdida volumétrica, por

esto el caudal impulsado disminuirá, para una misma velocidad, al aumentar la presión de descarga.

La eficiencia total de una bomba hidráulica considera la eficiencia mecánica de dicha bomba, así como también su eficiencia volumétrica. Esto se puede determinar dividiendo la potencia útil, por la potencia al eje, en la figura 2.27, se representa la eficiencia total vs la velocidad de giro. (Arellano, 2002).

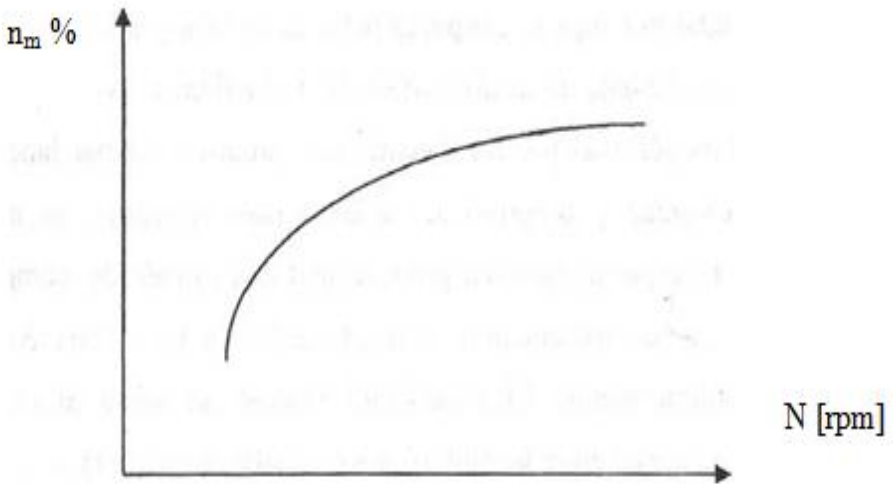


Figura 2.27. Eficiencia total contra la velocidad de giro de una bomba de engranajes externos. (Arellano, 2002).

La eficiencia total aproximada se puede rápidamente determinar con el nomograma de la figura 2.28, basado en datos actualizados de ensayos de muchas bombas de engranajes externos. El uso de esta carta podría verse con un ejemplo: aceite a 130 SSU se bombea a 3.447,4 kPa (500 psi) a 1800 rpm empleando una bomba de engranajes externos. Como se observa en la carta, con los valores dados se estima una eficiencia volumétrica de 94% y una total de 70%. Si se incrementa la viscosidad a 1000 SSU, incrementará la eficiencia volumétrica por sobre el 98%, baja la total a 45%. (Arellano, 2002).

El mejor resultado puede encontrarse con ensayo y error. La fricción se desprecia ya que una bomba de buen diseño la tiene muy baja. El arrastre viscoso se toma proporcional a la velocidad y a la viscosidad. (Arellano, 2002).

Según la posición de la zona de tolerancia del agujero con respecto a la del eje, los ajustes suelen ser:

- ✓ Ajustes móviles (con juego).
- ✓ Ajustes fijos (con apriete).
- ✓ Ajustes indeterminados (al montar las piezas, puede resultar entre ellas un juego o un apriete).

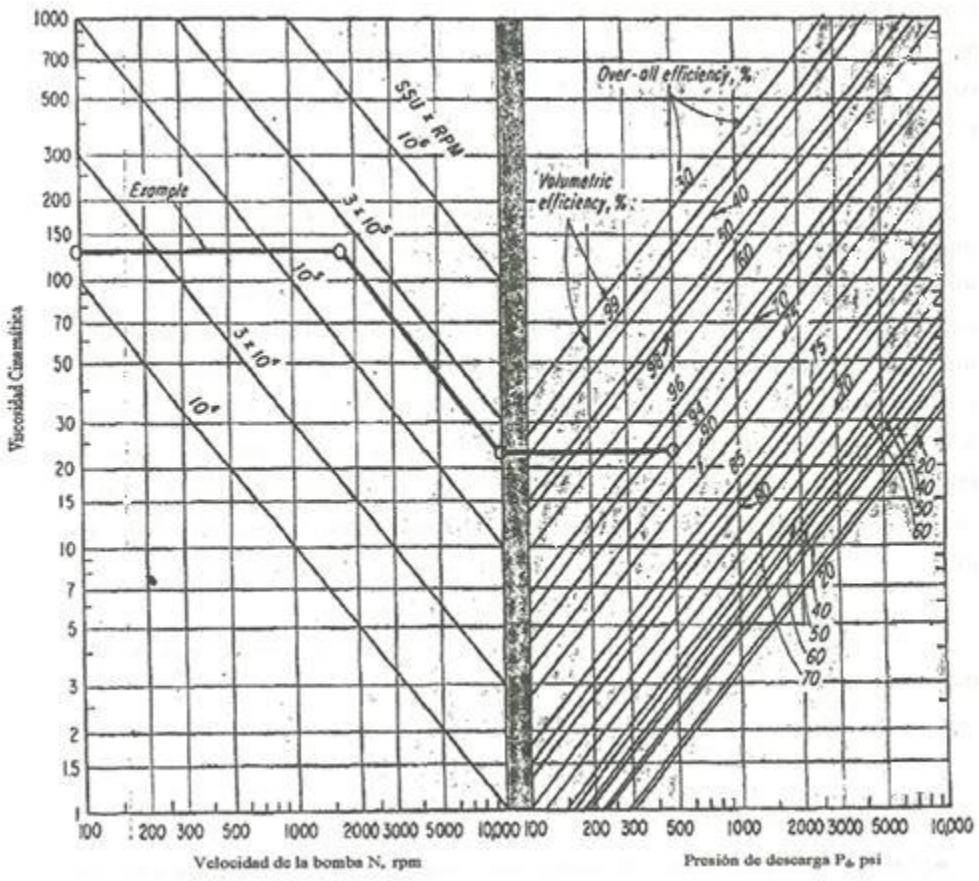


Figura 2.28. Monograma para calcular la eficiencia total aproximada de las bombas de engranajes externos. (Kenneth, 1995)

2.2.10. CIRCUITOS HIDRÁULICOS.

Muchas máquinas se basan en el accionamiento hidráulico, equipos como grúas, excavadoras, elevadores, monta-cargas e incluso robots usan este tipo de accionamiento debido principalmente a las siguientes razones:

- Pueden generarse colosales fuerzas utilizando pequeños motores de accionamiento.
- Los sistemas hidráulicos son muy seguros y duraderos.
- Puede regularse la velocidad de accionamiento de forma continua o escalonada, sin la necesidad de mecanismos adicionales.
- Un mismo motor puede accionar múltiples mecanismos de fuerzas, incluso de manera simultánea.
- El motor y el mecanismo de fuerza así como los comandos pueden estar a distancia acoplados por tubos.
- Pueden lograrse movimientos muy exactos.
- Tienen auto frenado.

El fluido más comúnmente utilizado es algún aceite derivado del petróleo debido a su innata cualidad lubricante que alarga la vida de las piezas en rozamiento del sistema.

2.2.10.1. Circuito Básico.

En el esquema de la figura 2.29, se representa un circuito hidráulico de fuerza clásico, donde el elemento de trabajo es un cilindro de fuerza.

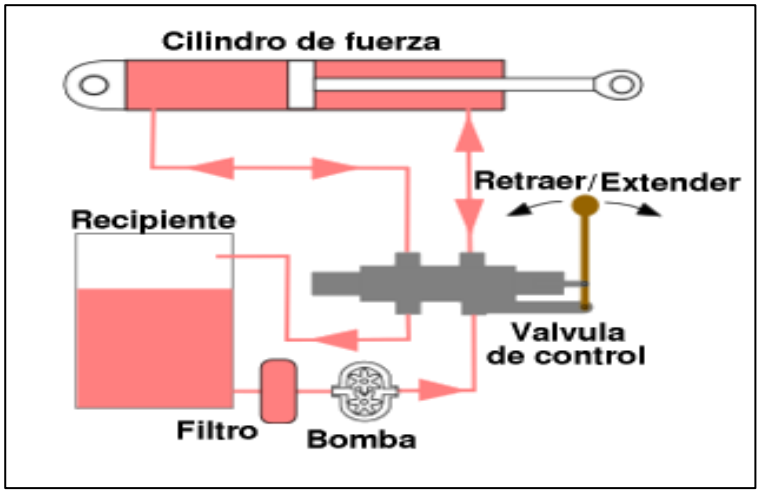


Figura 2.29. Circuito hidráulico básico. http://www.pl.all.biz/es.

Los elementos constitutivos del circuito hidráulico como se puede ver en la figura 2.23, son:

1. Un recipiente con fluido.
2. Un filtro.
3. Una bomba.
4. Una válvula de control que incluye una válvula de seguridad o sobre presión y la representativa palanca de mando.
5. El cilindro de fuerza.
6. Conductos de comunicación.

2.2.10.2. Válvula de control.

La válvula de control generalmente se acciona a través de una palanca, esta palanca desplaza en el interior de la válvula un cilindro al que se le han practicado agujeros de manera conveniente para que al moverse comunique adecuadamente la presión y el retorno al lado correspondiente del cilindro de fuerza. A continuación en la

figura 2.30, se presentan los estados según las presiones presentes en la válvula de control.

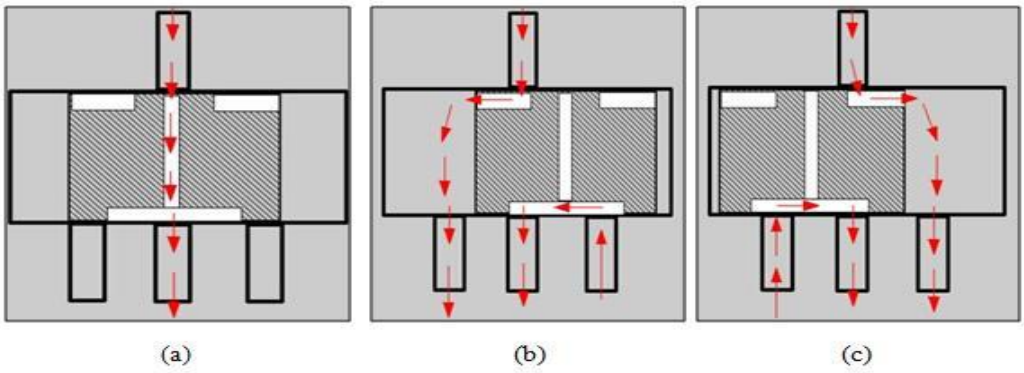


Figura 2.30. Funcionamiento de válvula de control. http://www.pl.all.biz/es.

2.2.10.3. Válvula de sobre contra presión.

Cuando se mantiene la palanca de mando accionada y el cilindro de fuerza llega al final de carrera, éste se detiene y no puede entrar más aceite al cilindro procedente de la bomba, la presión en el sistema comienza a crecer rápidamente llegando en muy poco tiempo a valores peligrosos para la integridad del sistema. Para resolver este problema en todo los circuitos hidráulicos hay una o más válvulas reguladoras de presión máxima. En la figura 2.31, se muestra un esquema simplificado de una válvula reguladora de presión.

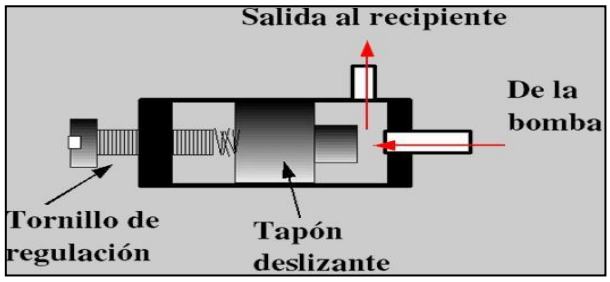


Figura 2.31. Válvula reguladora de presión. http://www.pl.all.biz/es.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

En el marco metodológico se aborda todo lo relacionado con el conjunto de pasos y acciones que se deben seguir para el desarrollo del trabajo de investigación. Según Carrera y Vásquez (2007), explican que el marco metodológico: "Alude al conjunto de procedimientos lógicos técnico-operacionales implícitos en todo momento de investigación, con el objeto de ponerlos de manifiesto y sistematizarlos, a propósito de permitir descubrir y analizar los supuestos del estudio y de reconstruir los datos a partir de los conceptos teóricos convencionalmente operacionalizados".

3.1. TIPO DE LA INVESTIGACIÓN.

La presente investigación se ha definido como una investigación de tipo exploratoria, ya que se pretende conocer un área poco desarrollada y sentará bases para posteriores investigaciones, según Cadenas (1991) ¨Un trabajo exploratorio aspira adentrarse en un marco poco conocido y básicamente su objetivo es iluminar senderos, apartar obstáculos, poner alguna claridad donde hay sólo confusión, describir hallazgos, las cuales son tareas primarias de quien indaga sobre problemas nuevos¨. De igual modo este trabajo se incluye en el tipo de investigación aplicada ya que utiliza y aplica conocimientos prácticos obtenidos con el fin de dar respuesta a la situación problemática.

A pesar de la existencia en el mercado internacional de maquinaria para la poda de árboles industrialmente, son poco comunes en los países de Latinoamérica y generalmente no son construidos en ellos, una herramienta como la que se desea diseñar,

que presente características técnicas y mecánicas necesarias para la poda de árboles de difícil acceso es muy raro verlas y los valores de los parámetros requeridos para su diseño son prácticamente desconocidos.

3.2. NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN.

De la misma manera el estudio se desarrollará en un nivel descriptivo-documental, ya que basado en documentos y publicaciones anteriores, se obtendrá un mayor conocimiento de un área no muy desarrollada, en la cual a través de un proceso descriptivo se señalarán características no conocidas para el mismo, Tamayo (2000) establece que la investigación descriptiva "comprende la descripción, registro, análisis e interpretación de la naturaleza actual, y la composición o procesos de los fenómenos. Además, trabaja sobre realidades de hecho, y su característica fundamental es la de presentarnos una interpretación correcta". Se pretende especificar propiedades hidráulicas y mecánicas para el diseño del sistema hidráulico para la poda de árboles.

3.3. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.

Una vez definido el tipo de investigación, es necesario señalar la estrategia a seguir para desarrollarla. Es por esto que Ramírez (1999), expresa que el diseño de la investigación "Es el lugar del proyecto destinado para suministrar información sobre la manera cómo se va a realizar la investigación". La investigación se desarrollará bajo la modalidad de proyecto factible.

La UPEL (2005), establece que: "el Proyecto Factible consiste en la investigación, elaboración y desarrollo de una propuesta de un modelo operativo viable para solucionar problemas, requerimientos o necesidades de organizaciones o grupos sociales; puede referirse a la formulación de políticas, programas, tecnologías, métodos

o procesos". El Proyecto debe tener apoyo en una investigación de tipo documental, de campo o un diseño que incluya ambas modalidades. Debido a lo anteriormente mencionado la investigación busca una solución más segura y efectiva que pueda sustituir el método actualmente utilizado por las entidades que se encargar de llevar a cabo esta actividad. La posibilidad de que en un futuro no muy lejano se construya el sistema hidráulico para podar árboles y se pueda aplicar su funcionamiento, será un factor importantísimo para probar el desempeño de dicho sistema.

A continuación se describe brevemente paso a paso el procedimiento a seguir para lograr los objetivos del proyecto siguiendo un orden cronológico según lo propuesto por el diseño de Proyecto factible:

Fase I: Búsqueda, revisión y síntesis de la información bibliográfica.

Se realiza una búsqueda y recopilación de la información bibliográfica referente al diseño de un sistema hidráulico para podar arboles a través de diversas fuentes. Se revisa cuidadosamente toda información documental de cada uno de los elementos que constituyen un sistema hidráulico, el cual haga aporte al desarrollo del diseño del sistema hidráulico para la poda de árboles.

Una vez obtenida toda la información, se realiza una decantación de la misma en base a las características del problema, con el objetivo de obtener la información documental necesaria que permita realizar el diseño del sistema hidráulico para la poda de árboles.

Esta primera fase se obtendrá la síntesis de toda la información que permita darle curso al desarrollo del proyecto.

Fase II: Diseño del sistema hidráulico para podar árboles.

Para el desarrollo de esta segunda fase, en primer lugar es necesario diseñar un conjunto de subsistemas que en conjunción dará como resultado el sistema hidráulico para podar árboles.

- **Diseño del sistema de sujeción de la parte del árbol a podar:** Persiguiendo el objetivo de hacer un dispositivo sumamente seguro para el operario, se realizará el diseño de una garra hidráulica que estará soportada en el sistema de sujeción de la herramienta de corte y permitirá sostener las partes del árbol a podar.

- **Ingeniería de diseño:** Se realizarán los cálculos cuantitativos de cada uno de los elementos del sistema, tomando en cuenta los parámetros de diseño obtenidos en la primera etapa.

- **Diseño del sistema de corte del árbol:** Se determinan los parámetros de diseño que involucren la herramienta de corte con el árbol a cortar, posteriormente se realizarán los cálculos necesarios que permitan obtener los valores de los parámetros de diseño.

- **Ingeniería de diseño:** Se realizarán los cálculos cuantitativos y se seleccionará en caso necesario cada uno de los elementos del sistema. Tomando en cuenta los parámetros de diseño obtenidos.

- **Diseño del sistema de sujeción o soporte del sistema de corte:** Con el fin de posicionar firmemente al sistema de corte, se realiza el diseño del sistema de sujeción, en el cual se tomarán en cuenta todos los esfuerzos que permitan la estabilidad del sistema de corte con respecto al lugar de sujeción. En esta fase se considerarán lo siguientes aspectos:

- **Ingeniería de diseño:** Se realizarán los cálculos cuantitativos de cada uno de los elementos del sistema, tomando en cuenta los parámetros de diseño obtenidos en el diseño del sistema de corte.

- **Diseño del sistema hidráulico que accionará el sistema de corte y de sujeción:** Tomando en cuenta todos los esfuerzos calculados para la poda de árboles y su sujeción, se diseñará el sistema hidráulico que permitirá el movimiento y ejercerá el torque necesario sobre la herramienta de corte para la poda de árboles.

- **Ingeniería de diseño:** Se realizarán los cálculos cuantitativos de cada uno de los elementos del sistema hidráulico, tomando en cuenta los parámetros de diseño obtenidos en las dos primeras etapas.

- **Ingeniería de detalle:** se realizará una representación esquemática de algunos de los elementos seleccionados en el mismo.

Fase III: Determinación de costos que involucren la construcción e implementación del sistema hidráulico para podar árboles: Se realiza el estudio de los costos de fabricación del diseño, en el cual se tomará en cuenta costos de materiales y mano de obra. Se desarrollará un estudio en el mercado para determinar si existen los materiales y los elementos necesarios para lograr la construcción del sistema diseñado.

CAPÍTULO IV

DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN.

4.1. BASES TEÓRICAS DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ÁRBOLES.

Para el desarrollo del diseño se hizo uso de la información bibliográfica recopilada, referente al diseño de un sistema hidráulico para podar árboles. Ya que el sistema está compuesto por distintos elementos tales como: cilindros hidráulicos, vigas estructurales, rodamiento, tornillos, entre otros, se investigó toda la información relevante para el diseño o selección de dichos componentes, esto está contemplado en el capítulo II de la presente investigación.

4.2. CARGA MÁXIMA DE TRABAJO DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ÁRBOLES.

Para calcular la carga máxima de diseño, se seleccionará como árbol a cortar, Pino; ya que éste en comparación con los otros tipos de árboles, es uno de los tiene valores más altos en sus propiedades mecánicas y es común en Venezuela. En la tabla 4.1 se muestran dichas propiedades.

Tabla 4.1. Propiedades mecánicas del pino. http://www.castor.es/pino.html

Nombre del árbol	Densidad media (kg/m^3)		Resistencia a la tensión de corte estática (MPa)	Resistencia a la compresión (MPa)
---	Verde	Seca	---	---
Pino	1.220	970	95	48

Si la densidad del Pino verde es de 1.220 kg/m^3, el diámetro máximo del árbol a cortar es menor o igual a 0,25 m y mediante la ecuación 4.1, se calcula el área, la longitud máxima del mismo será de 0,9 m y con la ecuación 4.2, se calcula el volumen, luego se podrá calcular la masa total del trozo de árbol a cortar, multiplicándolo el volumen por la densidad como lo indica la ecuación 4.3, para luego obtener el peso de dicho trozo que representa la carga a la que estará expuesto el sistema hidráulico para podar arboles. En la figura 4.1, se muestra el trozo de tronco acortar con las especificaciones antes mencionada.

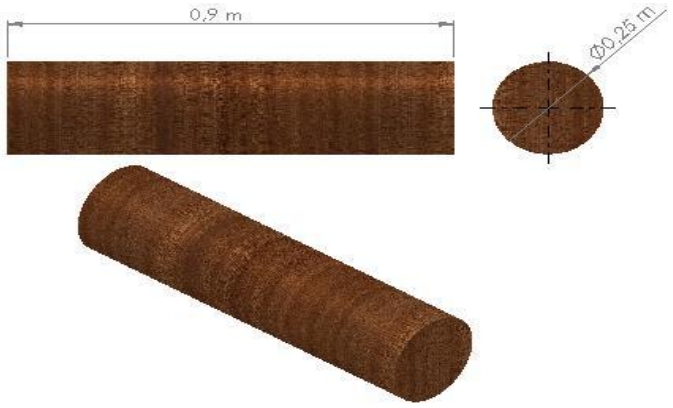


Figura 4.1. Tozo de árbol a cortar por el sistema hidráulico para podar arboles.

$$A_T = \frac{\pi . D^2}{4} \qquad (4.1)$$

$A_T = \frac{\pi . 0{,}25^2}{4} = 0{,}04908\ m^2$.

A_T: área del troco; D: diámetro del tronco.

$$V_T = A_T . L_T \qquad (4.2)$$

V_T: volumen del tronco; L_T: longitud del tronco.

$V_T = 0{,}0441\ m^3$.

$$m_{tronco} = \rho . V_T \quad (4.3)$$

ρ: densidad del tronco.

$m_{tronco} = 1.220\,\frac{kg}{m^3} . 0{,}0441\ m^3 = 53{,}8\ Kg$

Masa del tronco a cortar: 53,8 kg.

Peso generado por el árbol a cortar: 538 N.

Con la carga que genera el peso del tronco del árbol ya cortado, se puede calcular las condiciones críticas de diseño, donde se tomará una sobre estimación de la carga en un 100% para contrarrestar los efecto que pueda causar algún choque violento no deseado debido a la mala manipulación del sistema hidráulico para podar arboles, así garantizar cierto factor de seguridad al dispositivo, entonces la carga a considerar para el diseño será:

P = 1.076 N

Antes de diseñar cualquier elemento constituyente del proyecto a plantear, se realizará un esquema prototipo con las condiciones geométricas requeridas y la carga critica a la cual se someterá el sistema hidráulico para podar árboles, para luego analizar la estabilidad y así determinar la masa mínima que deberá tener la base de dicho sistema para que no vuelque a la hora del funcionamiento.

4.3. CÁLCULO PARA LA ESTABILIDAD DEL SISSTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ARBOLES EN LA POSICION MÁS CRITICA.

Para el cálculo de la estabilidad del sistema se deben tomar en cuenta la posiciones más esforzadas al momento de realizar la operación de corte, tomando en cuenta los planos frontal y lateral, se estableció la posición más esforzada según el alcance del sistema de corte. En la figura 4.2, se muestra la posición más esforzada del sistema hidráulico para podar árboles y el conjunto de reacciones presente en ella.

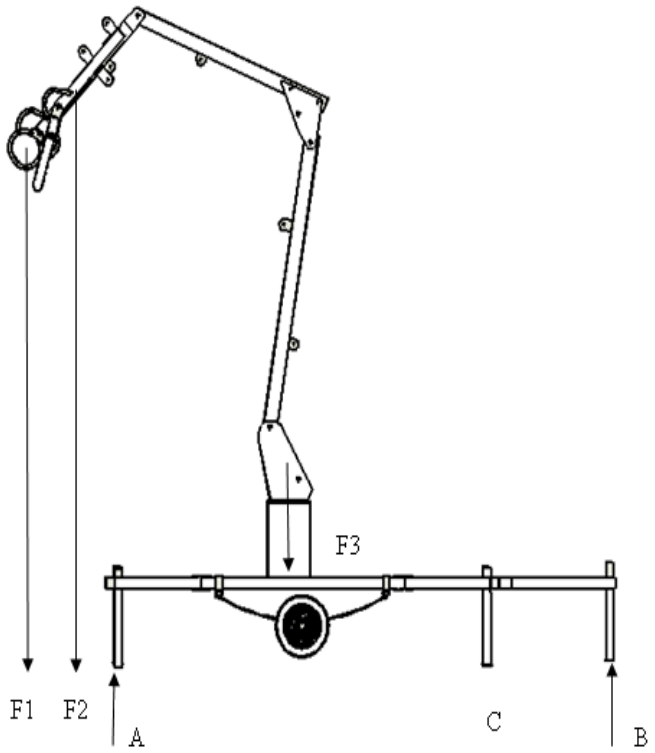


Figura 4.2. Posición más esforzada del sistema hidráulico para podar árboles y sus reacciones en el plano lateral.

Para asegurar la estabilidad del sistema es necesario conocer la distancia máxima de la apertura de las patas en el sistema de la figura 4.2, para ello se realiza una sumatoria de momento en el punto F3, la llanta y el punto C no se tomaran en cuenta

como reacción ya que no son críticas en el cálculosabiendo que las distancias de las cargas al punto A son:

$L_{[F3-F1]} = 3{,}4\ m;\ ;\ L_{[F3-F2]} = 2{,}9\ m;\ ;\ L_{[F3-A]} = x1;\ ;\ L_{[F3-B]} = x2;$

F1: fuerza ejercida por la parte del árbol a cortar, la cual es 1076 N.

F2: fuerza ejercida por el sistema de agarre y corte, la cual es 1026 N.

F3: fuerza ejercida por el soporte de eje y base de carro. La cual es 2650 N.

En la ecuación 4.4 se representa la sumatoria de momento en F3:

$$\sum M_{F3} = R_B(X_2) + F_1\left(L_{[F1-F3]}\right) + F_2\left(L_{[F2-F3]}\right) - R_A(X_1) = 0 \qquad (4.14)$$

Al sustituir en la misma y despejando la distancia X_1, haciendo la reacción R_B igual a cero para crear una condición de cuasi equilibrio, se obtiene que:

$$X_1 = 1{,}3 \text{ m}$$

Lo que indica que la distancia mínima requerida de la apertura de la para en el punto A es de 1,3 m para que no vuelque en el plano lateral.

Este mismo principio se tomará en cuenta para el plano frontal, donde el número de reacciones y fuerzas será el mismo, en la figura 4.3, se observa el sistema hidráulico para la poda de árboles y sus reacciones en el plano frontal.

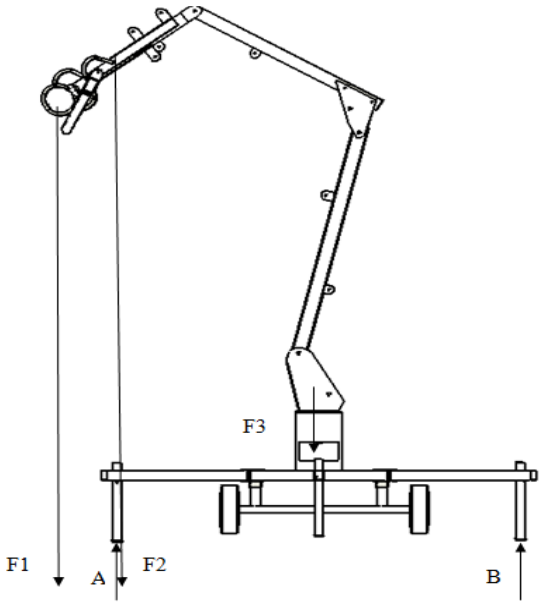


Figura 4.3. Posición más esforzada del sistema hidráulico para podar árboles y sus reacciones en el plano frontal.

Partiendo de la figura 4.3, se realizar la sumatoria de momento en el punto F3 sabiendo que las cargas son iguales solo cambian las distancias por lo tanto:

$$L_{[F3-F1]} = 3\ m;\ ;\ L_{[F3-F2]} = 1{,}5\ m;\ ;\ L_{[F3-A]} = x1;\ ;\ L_{[F3-B]} = x2;$$

Al sustituir en la misma y despejando la distancia $X1$, haciendo la reacción R_B igual a cero para crear una condición de cuasi equilibrio, se obtiene que:

$$X1 = 1\text{m}$$

Lo que indica que la distancia mínima requerida de la apertura de la pata en el punto A es de 1m para que no vuelque en el plano frontal.

A continuación se presentará la propuesta del sistema a realizar.

4.4. PROPUESTA DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ÁRBOLES.

A continuación se realiza una explicación de cómo opera el diseño del sistema hidráulico para podar arboles. En la figura 4.4, se muestra un dibujo del conjunto armado de la propuesta de dicho sistema, siendo lo más relevante el subsistema de corte que permitirá la poda de árboles.

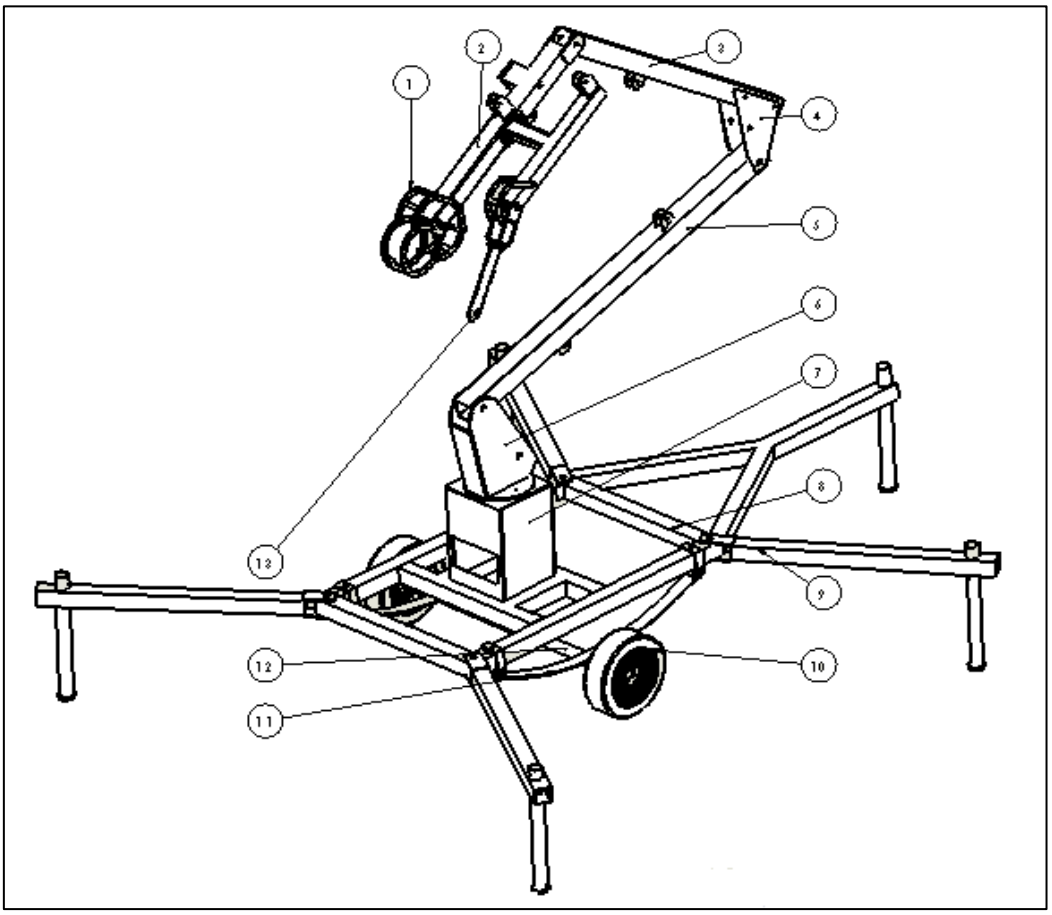


Figura 4.4. Conjunto armado del sistema hidráulico para podar árboles.

El sistema de la figura 4.4, muestra un conjunto de agarre tipo garra (1), el cual sujetará la parte del árbol a cortar, donde a través de la sierra hidráulica (13), se procederá a realizar en corte del mismo. La garra (1) y la sierra (13) estarán acopladas sobre el soporte del sistema de agarre y corte (2), éste posee la capacidad de girar en dos

sentidos, lo cual permitirá realizar el agarre y corte en la posición más conveniente, según la posición del árbol a cortar, el eje de elevación A (3), la junta de eje de elevación (4) y el eje de elevación B (5), permiten la elevación del sistema dando así la altura necesaria para realizar cortes en lugares menos accesibles, estos ejes reposan sobre las placas paralelas y plato de giro (6), este último permite un movimiento rotatorio del conjunto, gracias al soporte de las placas paralela y plato giratorio (7) que permanece fijo y el chasis de la base del sistema hidráulico (8). El conjunto formado por las patas (9), el juego de ballestas (11), eje (12) y las ruedas (10), brinda estabilidad y soporte al sistema. En la tabla 4.2, se muestra una lista de elementos que componen el sistema.

El accionamiento del sistema vendrá dado por válvulas oleohidráulicas y actuadores hidráulicos que serán expuestos más adelante.

Tabla 4.2. Lista de elementos que conforman el sistema hidráulico para podar árboles.

N° del elemento	Nombre de la pieza	Cantidad
1	Garra	1
2	Soporte del sistema de agarre y corte	1
3	Eje de elevación A	1
4	Junta de eje de elevación	2
5	Eje de elevación B	1
6	Placas paralela y plato giratorio	1
7	Soporte de las placas paralela y plato giratorio	1
8	Chasis de la base del sistema hidráulico	1
9	Pata	5
10	Rueda	2
11	Ballesta	2
12	Eje	1
13	Sierra Hidráulica	1

4.5. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ÁRBOLES.

El diseño se realizará en dos partes: "**diseño mecánico de los subsistemas del sistema hidráulico para la poda de árboles" y diseño hidráulico del sistema hidráulico para la poda de árboles**

En el diseño mecánico se generó un modelo de cada sub-sistema que compone el sistema propuesto, el cual fue analizado a través del programa Solid Works 2010, con el objeto de determinar los esfuerzos a los cuales estará sometida la propuesta del sistema hidráulico para la poda de árboles. Según Zienkiewicz (1989), "para el estudio de convergencia de los valores obtenidos se considera como criterio un error porcentual entre discretizaciones menor al 1%".

En el diseño hidráulico se diseñó o se seleccionó cada componente que permite el movimiento al sistema propuesto. Luego de determinar todos los elementos constituyentes tanto mecánico como hidráulico se procedió a la evaluación de costos de cada uno de ellos para así verificar los gastos que se generarán en la construcción e implementación del sistema hidráulico para podar arboles.

4.6. DISEÑO MECÁNICO DE LOS SUBSISTEMAS DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA LA PODA DE ÁRBOLES.

A continuación se presentará el diseño mecánico del sistema hidráulico para podar arboles, el cual consta de una serie de componentes que son diseñados o seleccionados según lo indique el caso, los diseñados se estudiarán mediante una HEF (Herramienta de Elemento Finito), en su gran mayoría y algunos por diseño de elemento de máquinas, por otra parte a los seleccionados se le calcularon las partes que lo definen para luego introducir la data a los catálogos asignados y así seleccionar el indicado.

4.6.1. GARRA.

En la figura 4.5, se representa el sub-sistema garra, donde se señalan detalladamente sus partes. El material utilizado para realizar esta parte del sistema hidráulico es acero ASTM A-36, con esfuerzo de fluencia ó limite elástico de 250 MPa, como lo indica la tabla de propiedades mecánicas del catálogo sabimet en el anexo A.

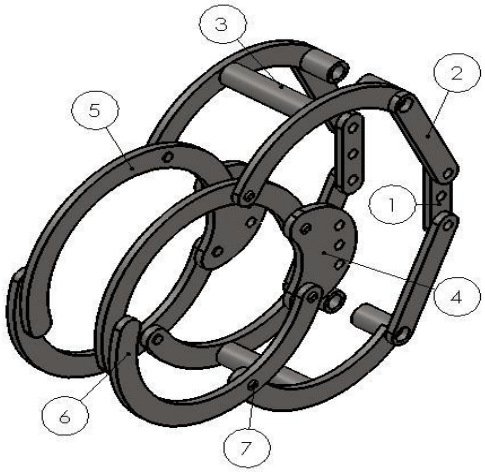


Figura 4.5. Modelo propuesto de garra de sujeción para el sistema de poda de árboles.

La garra está comprendida de las siguientes piezas a fabricar:

1. Placas de sujeción de la garra con el brazo, permite el acople de la garra con el brazo.
2. Placas de carrera, permite la unión del acople de agarre con la placa de sujeción de la garra con el brazo.
3. Acople de agarre, permite le movimiento conducido de los actuadores hidráulico a la muesca de agarre.
4. Soporte de muecas de agarre, para el acople de las muecas de agarre superior e inferior y a la base soporte.
5. Muecas de agarre superior e inferior de 10 mm de espesor las cuales permiten el agarre de la parte del árbol a cortar.

6. Mueca de agarre inferior de 10 mm de espesor las cuales permiten el agarre de la parte del árbol a cortar.
7. Pasador de garra de 12,7 mm y 24,6 mm, permite articular las muecas de agarre superior e inferior

4.6.1.1. Condiciones de cargas y restricciones de la garra.

Para el análisis del sistema se concideró una distribucion de cargas estáticas unidireccional en la dirección a la cual la parte del árbol a cortado ejerce fuerza, aproximadamente de 1.076 N, mediante el estudio se determinarán las fuerzas que deben proporcionar los actuadores hidraulicos tal como se muestra en la figura 4.6.

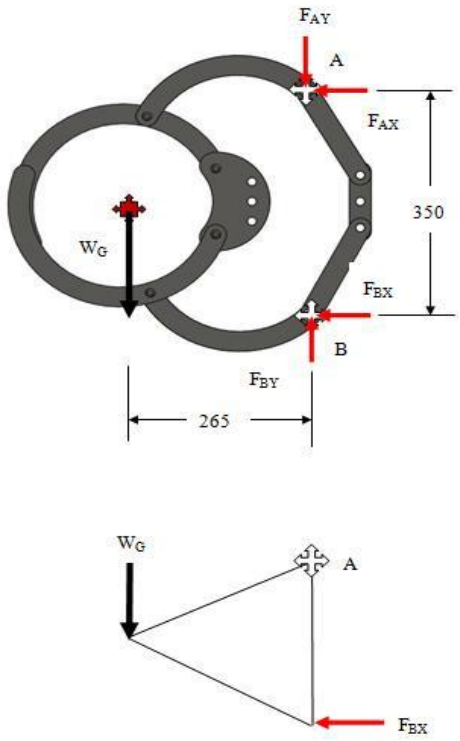


Figura 4.6. diagrama de cuerpo libre de la garra hidráulica.

Para calcular la fuerza de cierre que los actuadores aplican a la garra se realiza sumatoria de momento en el punto A mediante la ecuación 4.5, visto en la figura 4.5.

$$\sum \mathrm{M_A}: W_G.(0{,}265\ m) - F_{BX}.(0{,}290\ m) = 0. \quad (4.5)$$

Donde $W_{G,}$ es el peso del tronco más peso de la garra y $F_{BX,}$ la fuerza de cierre que aplican los actuadores hidráulicos.

W_G = (1076 + 120) N = 1196 N. Donde el peso de la garra se determina mediante las propiedades fisicas de los elementos en estudio de Solid Works. Despejando la ecuacion 4.5, la fuerza de cierre de los actuadores hidraulicos es:

$$F_{BX} = \frac{1196\ .0{,}265\ N.m}{0{,}290\ m} = 1092{,}9\ N$$

En la figura 4.7, se muestra la distribucion de carga de color morado en la muesca inferior correspondiente al peso del tronco, las de color negro correspondiente a la fuerza de cierre de los actuadores hidráulicos y las sujeciones de color verde simulando la sujeción existente con el soporte de garra.

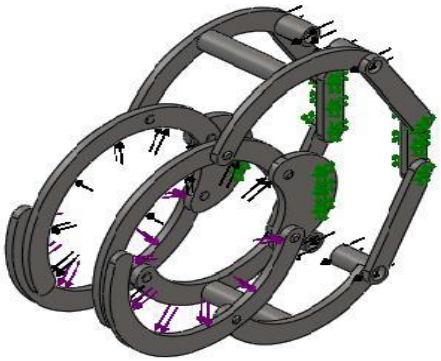


Figura 4.7. Distribución de cargas y sujeciones de la garra.

En la tabla 4.3 se indican los esfuerzos de Von Mises obtenidos con HEF (Solidworks Simulation) en la garra hidráulica, según el número de elementos de la malla con la cual fueron analizados. Adicionalmente, se indica el error porcentual entre

cada par de esfuerzos y desplazamientos simultáneos luego de un remallado, que se calcula a partir de la ecuación 4.6.

$$Error = \frac{\sigma_n - \sigma_{n-1}}{\sigma_{n-1}} \times 100 \quad (4.6)$$

Donde:

σ_n: Es el esfuerzo equivalente de Von Mises o desplazamiento por la malla n.

σ_{n-1}: Es el esfuerzo equivalente de Von Mises o desplazamiento por la malla n-1.

Tabla 4.3. Esfuerzos de la garra.

Malla	Número de nodos	Número de elementos	Esfuerzo de Von Mises	error % (σ)
1	23.178	13.589	80,092	-
2	36.791	20.396	80,579	0,608050742
3	40.378	22.189	80,877	0,369823403
4	52.206	28.103	80,989	0,138481892
5	76.352	40.176	81,069	0,098778847
6	**82.658**	**46.768**	**81,072**	**0,003700551**
7	103.736	53.868	81,073	0,001233471
8	127.403	65.702	81,074	0,001233456
9	132.057	68.029	81,075	0,001233441
10	154.701	79.351	81,076	0,001233426

4.6.1.2. Análisis de convergencia de la garra.

Para el estudio de convergencia de los valores obtenidos, se considera según Zienkiewiez, 1989, que el criterio de error porcentual entre discretizaciones sea menor al 1%.

En la figura 4.8, se puede observar que a partir de 99.087 elementos los resultados para los esfuerzos se estabilizan, de tal modo que se alcanza la convergencia del sistema para dicho parámetro, mientras que para los desplazamientos converge aun más rápido.

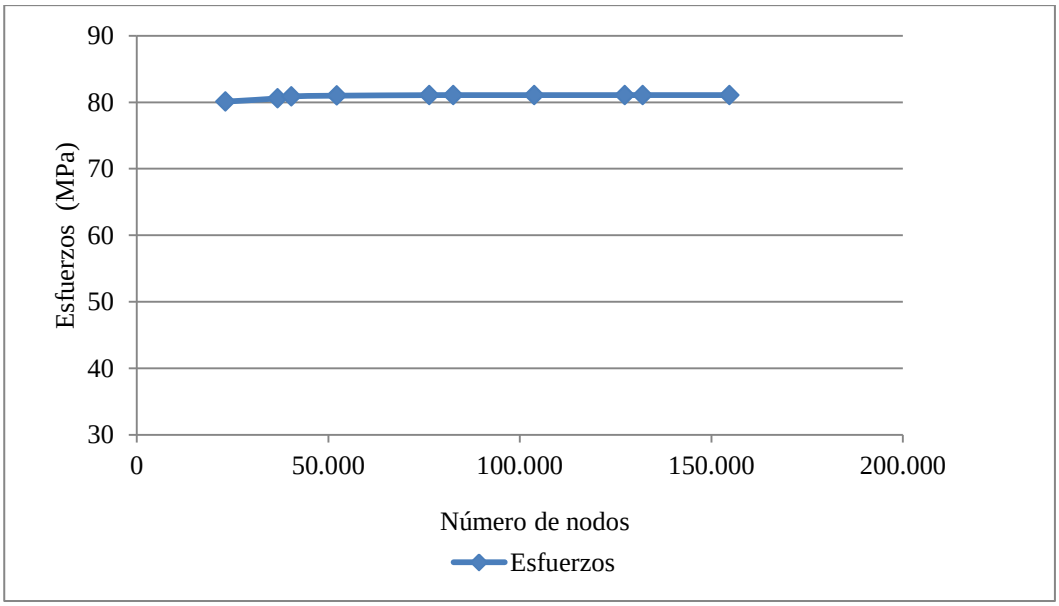


Figura 4.8. Esfuerzos y desplazamientos del análisis de sensibilidad de la garra.

Finalmente con el análisis de sensibilidad se obtiene una discretización adecuada para el sistema analizado como lo muestra la figura 4.9, quedando este con un total de 46.768 elementos 82.658 nodos.

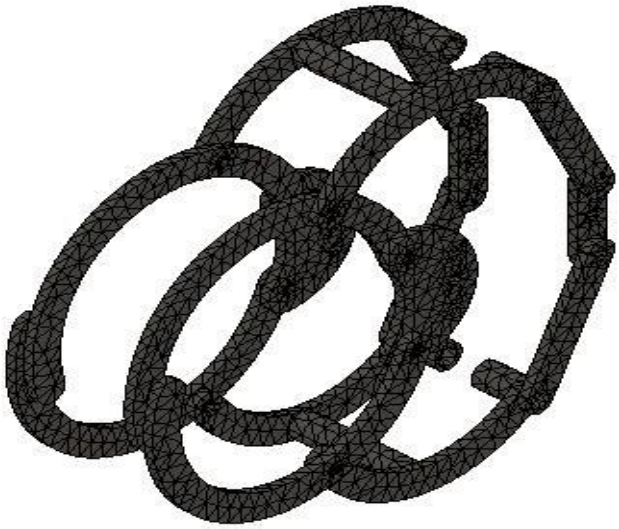


Figura 4.9. Densidad de mallado óptimo de la garra.

4.6.1.3. Resultados y análisis del diseño de la garra.

Realizada la simulación en Solidworks bajo el estado de carga estática más crítico, se obtienen los esfuerzos equivalentes de Von Mises, los cuales se utilizan como criterio para determinar la aparición de una falla en materiales dúctiles, este criterio de falla establece que el esfuerzo de Von Mises debe ser menor que el esfuerzo de fluencia del material.

Para determinar la capacidad de cada subsistema al estar sometido a carga, se simuló con el estado de carga de trabajo más riguroso para cada subsistema, con el objetivo de verificar que el esfuerzo de Von Mises no exceda el esfuerzo de fluencia del material utilizado.

Con las imágenes obtenidas de la simulación de cada subsistema donde se representan mediante colores los valores de los esfuerzos, se obtienen los esfuerzos de Von Mises para un estado de carga crítico. Obteniendo el esfuerzo Von Mises y

sabiendo el esfuerzo de fluencia del material, se pude determinar el factor de seguridad de todos los subsistemas a través de la ecuación 4.7.

$$N_{seguridad} = \frac{Esfuerzo\ de\ fluencia}{Esfuerzode\ Von\ Mises} \quad (4.7)$$

Donde, el esfuerzo de fluencia del material ASTM A-36 utilizado es de 250 MPa.

En la figura 4. 10, se observan los distintos esfuerzos presentes en la garra, la cual fue sometida a una fuerza de 1.076 N en las mordazas inferiores simulando la carga del tronco cortado, el esfuerzo de Von Mises fue de 81,072 MPa, se verifica que las regiones más esforzadas son la unión de los pasadores con la mordaza inferior, sabiendo que el límite de fluencia del material es 250 MPa se puede determinar que el factor de seguridad de esta pieza es de 3,08.

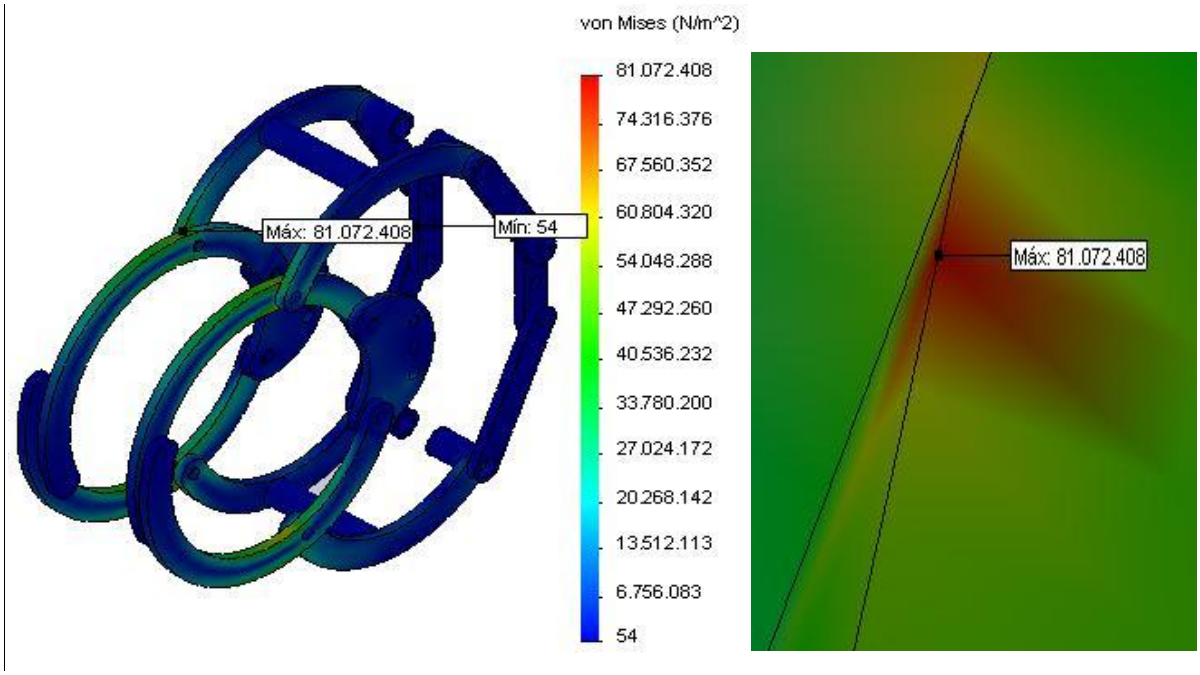


Figura 4.10. Distribución de esfuerzos de la garra.

4.6.2. DISEÑO DE LOS BRAZOS DE SOPORTE DEL SISTEMA DE AGARRE Y CORTE.

Los brazos de soporte, tanto el de la garra hidráulica como el de la herramienta de corte se basan en un sistema que consta de varias partes. En la figura 4.11, se observa el modelo propuesto del sistema de sujeción para el agarre y corte del árbol.

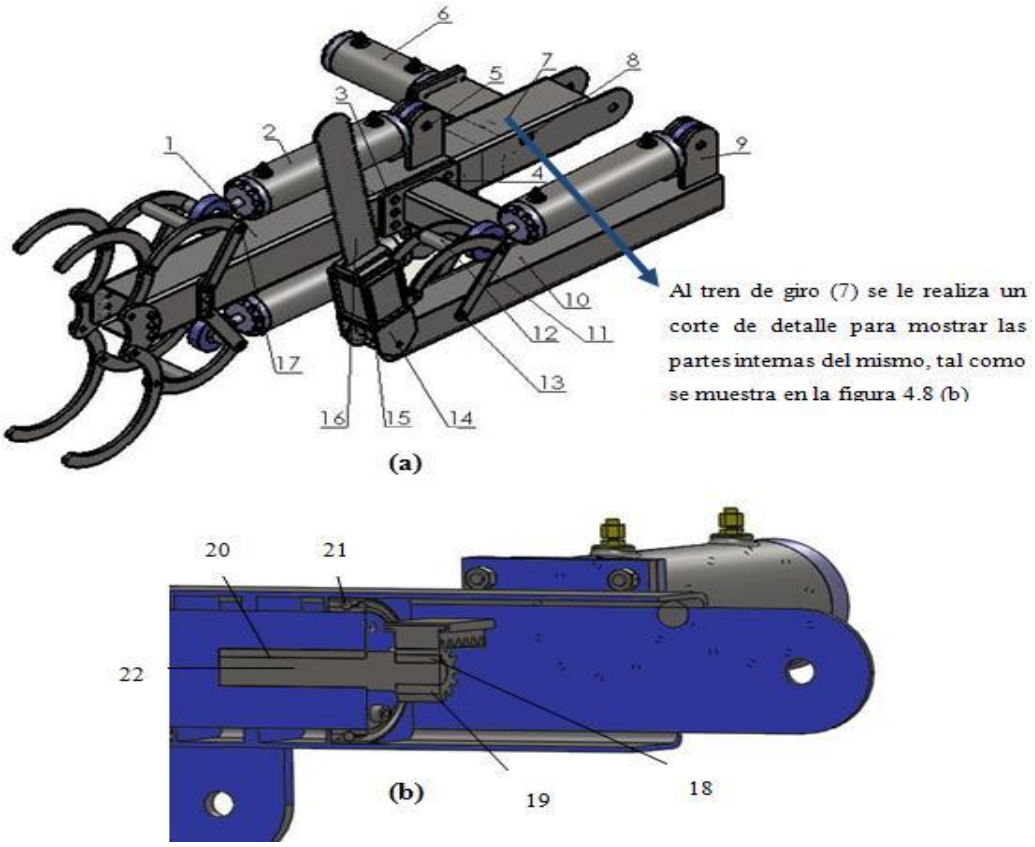


Figura 4.11. Modelo propuesto para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte (a) con detalle interno de giro (b).

A continuación se señalarán las partes y se indica su funcionamiento.

1. Brazo soporte de garra, al cual se le acoplará la garra hidráulica, el brazo de la herramienta de corte y a su vez el soporte de giro.

2. Cilindro hidráulico, que acciona el movimiento de agarre y corte del sistema.

3. Pasador, responsable de la unión del brazo soporte de la garra con el brazo soporte de la herramienta de corte.

4. Placa de unión de soportes, permite la sujeción del brazo de soporte de la garra con el brazo soporte de la herramienta de corte.

5. Pasador soporte cilindro, permite la sujeción del cilindro con los brazos de agarre y corte.

6. Cilindro de giro, es el encargado de girar el brazo de agarre y el brazo de corte del sistema.

7. Tren de giro, es el que contiene los elementos de giro tales como actuador de giro, cremallera, piñón, eje de giro, rodamientos radiales.

8. Cremallera, transmitirá el movimiento lineal producido por el actuador hidráulico (6) hacia el piñón, el cual girará y proporcionara el giro al sistema

9. Oreja soporte de actuadores hidráulico, el cual tendrá como función la sujeción de los diversos actuadores hidráulicos a utilizar.

10. Brazo de la herramienta de corte, permite la sujeción de la herramienta de corte con el sistema.
11. Placa de carrera de corte, es el que dirige el vástago del cilindro de corte.

12. Acople cilindro – herramienta de corte, es el que transmite el movimiento lineal del actuador de corte a la herramienta de corte.

13. Pasador de placa de carrera de corte, sujeta la placa de corte con el brazo de corte.

14. Porta herramienta de corte, sujeta la herramienta de corte.

15. Jaula de corte, es donde encaja la herramienta de corte, ésta se puede ajustar según sea dicha herramienta.

16. Herramienta de corte, cortará el árbol de difícil acceso.

17. Pasador de acople de agarre, une dicho acople con placa de carrera de agarre.
18. Cuña del piñón, acoplada a dicho piñón para girar el sistema.

19. Piñón, rueda dentada que transmite el movimiento circular al sistema.

20. Cuña del eje, junto con los dos anteriores dan giro al sistema.

21. Rodamiento, permiten el giro del soporte de unión interna.

22. Eje interno de giro, acoplado al tren de giro y es el que le transmite el movimiento circular a los brazos de agarre y corte.

4.6.2.1. Condiciones de cargas y restriccionesdel para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.

En la figura 4.12, se observa como se realiza la distribucion de carga a lo largo de los agujeros previstos para ello. Las flechas de color azul oscuro corresponden a la carga generadas por el peso del tronco del arbol cortado junto con el peso de la garra, las flechas de color negro representan las cargas que generan los actuadores hidráulicos de apertura y cierre de dicha garra, en cuanto a las flechas de color azul claro indican la carga que genera el peso del actuador hidráulico de giro, las flechas de color morado oscuro son debido al peso de la herramienta de corte y por último las flechas rojas son

producto de la carga que genera el peso del actuador hidráulico que se encarga de mover la herramienta de corte. En cuanto a la seccion verde forecente situada en los soportes de anclaje tanto del actuador como del eje de elevacion A, corresponde a las sujeciones fijas o condiciones de borde donde estarán sujetos los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.

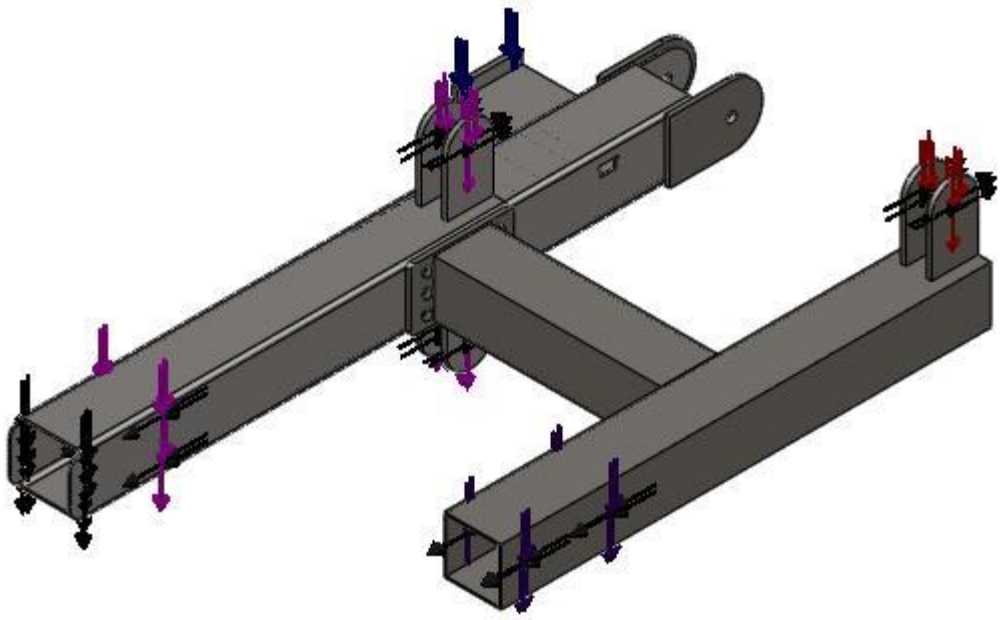


Figura 4.12. Condiciones de carga estática y restricciones para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.

Descripción de las cargas antes mencionas que están involucradas en el diseño de los brazos de soporte del sistema de agarre y corte:

1. La carga generada por el peso del tronco del arbol cortado junto con el peso de la garra vista en la figura 4.12 de azul oscuro es de 1.196 N ya que el tronco cortado produce una carga de 1.076 N y la garra una carga 120 N.

2. Por otra parte la carga generada por el peso de los actuadores hidráulicos de apertura y cierre de dicha garra es de 300 N ya que son dos (2), cada uno 150 N y la fuerza que genera el actuador es de 1092,9 N, puestas normal al plano de referencia seleccionado utilizando una distribución uniforme. Las cargas son señalada en los agujeros de anclaje de color morado en dirección a las ordenadas en el plano cartesiano y en la dirección de las abscisas la fuerza generada por los actuadores hidráulicos de color negro en la figura 4.12.

3. En los agujeros del soporte del actuador hidráulico de giro se aplicará una fuerza de 120 N correspondiente al peso de dicho pistón. La carga es señalada de color azul oscuro en la figura 4.12.

4. En cuanto al brazo de corte se aplicará una fuerza de 150 N normal a plano de referencia en los agujeros de soporte del actuador hidráulico correspondiente al peso de dicho actuador y la carga que genera de 1104,23 N utilizando distribución uniforme. Las cargas son señaladas de color rojo en dirección Y, y la carga de color negro en dirección X, en la figura 4.12.

5. En los agujeros de soporte de la herramienta de corte se aplicará una fuerza 60 N normal a plano de referencia correspondiente al peso dicha herramienta de corte utilizando distribución uniforme. La carga es señalada de color azul claro en la figura 4.12.

En la tabla 4.4 se indican los esfuerzos de Von Mises y los desplazamientos máximos obtenidos con Solidworks Simulation en los brazos de soporte de la herramienta de corte y agarre, según el número de elementos de la malla con la cual fueron analizados.

Tabla 4.4. Esfuerzos para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.

Malla	Número de nodos	Número de elementos	Esfuerzo de Von Mises (MPa)	Error % (σ)
1	40.672	22.336	107,903	-
2	51.213	27.606	107,91	0,0064873
3	62.324	33.162	107,915	0,0046335
4	80.553	42.521	107,919	0,0037066
5	92.632	48.316	107,922	0,0027799
6	102.350	53.175	107,924	0,0018532
7	114.670	59.335	107,926	0,0018532
8	**128.128**	**66.064**	**107,927**	**0,0009266**
9	136.263	70.131	107,928	0,0009266
10	142.502	73.251	107,929	0,0009265

4.6.2.2. Análisis de convergencia para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.

En la figura 4.13, se puede observar que a partir de 66.064 elementos los resultados se estabilizan tanto para los esfuerzos, de tal modo que se alcanza la convergencia del sistema para dichos parámetros.

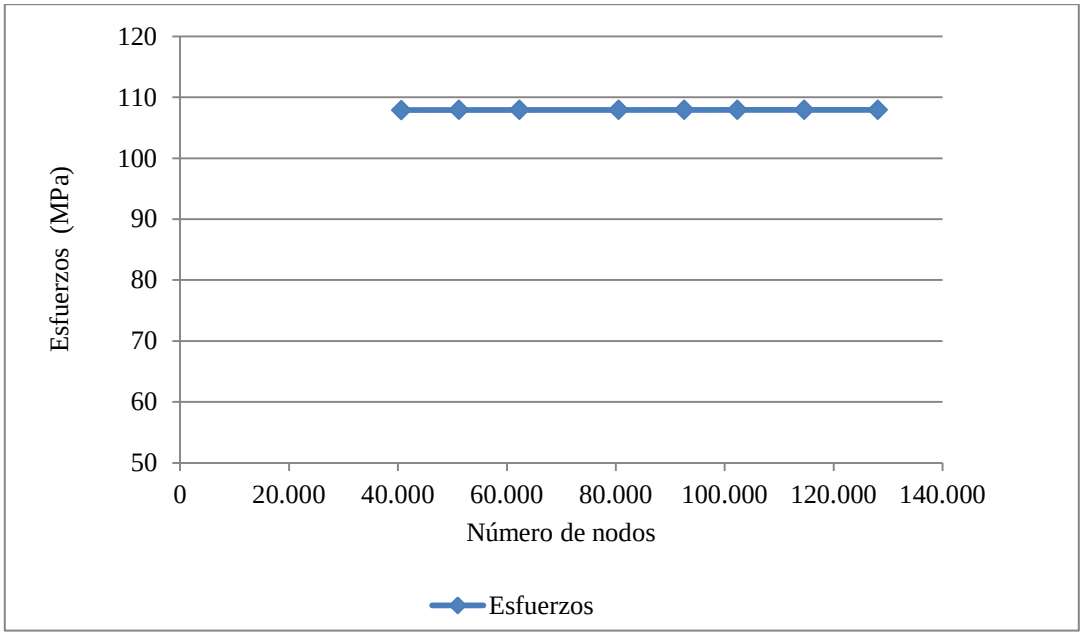


Figura 4.13. Esfuerzos y desplazamientos, del analisis de sensibilidad para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.

Finalmente con el análisis de sensibilidad se obtiene una discretizacion adecuada para el sistema analizado como lo muestra la figura 4.14, quedando este con un total de 66.064 elementos 128.128 nodos.

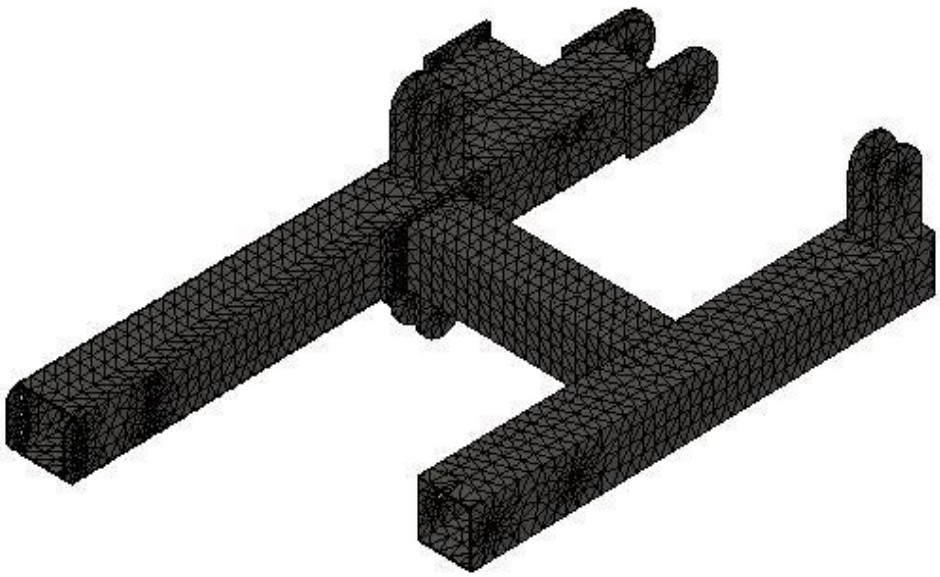


Figura 4.14. Densidad de mallado óptimo para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.

4.6.2.3. Resultados y análisis para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.

En la figura 4.15, se observan los esfuerzos presentes en los brazos de soporte del sistema de agarre y corte, los cuales fueron sometidos a cargas ya definidas en la sección de condiciones de carga, dando como resultado un factor de seguridad de 3,3 garantizando que el sistema no fallará.

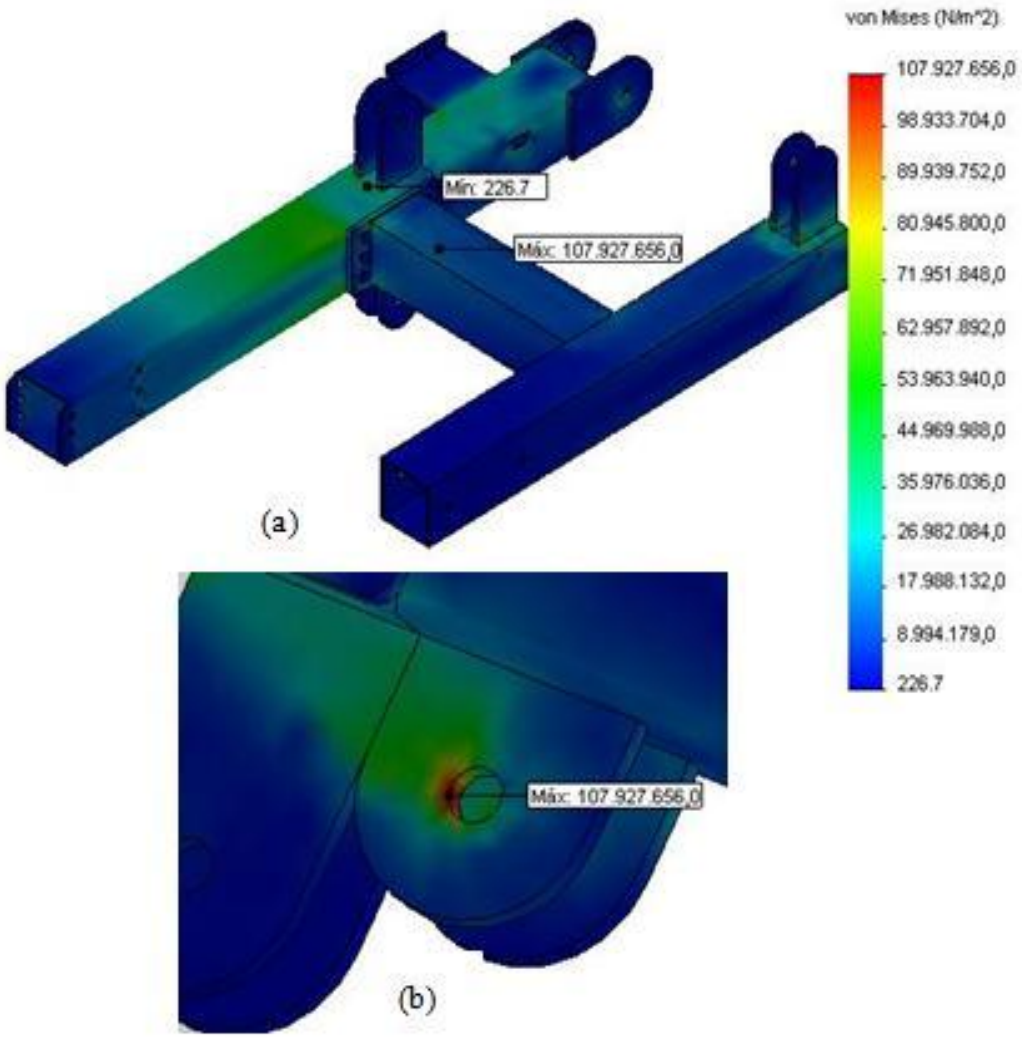


Figura4.15. Distribución de esfuerzos (a), y detalle (b), para los brazos de soporte del sistema de agarre y corte.

4.6.3. EJE DE ELEVACIÓN A.

Este primer eje es uno de los responsables de que el sistema hidráulico para podar árboles logre la altura prevista, en él actúan distintas cargas aplicadas por actuadores hidráulicos y sujeciones. A continuación en la figura 4.16, el diagrama de cuerpo libre del sistema de agarre y corte que permitirá calcular la fuerza que deberá realizar el actuador hidráulico del eje de elevación A.

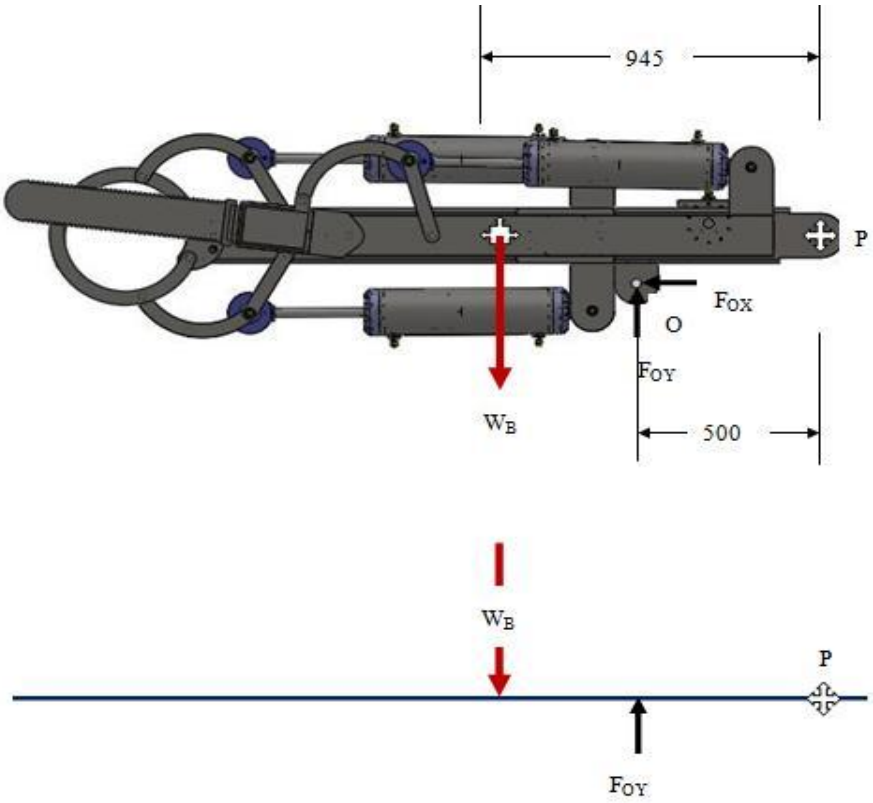


Figura 4.16. Diagrama de cuerpo libre del sistema de agarre y corte.

$$\sum \mathrm{M_P}: W_B.(0{,}945\ m) - F_{OY}.(0{,}500\ m) = 0. \qquad (4.2)$$

Se realizará zumatoria de momento en el punto P, mediante la ecuacion 4., para determinar la fuerza que el actuador hidráulico debe generar para levantar el sistema de agarre y corte.

W_B = 2102 N. Donde W_B es el peso del sitema de agarre y corte y se determina mediante las propiedades fisicas de los elementos en estudio de Solid Works. Despejando la ecuacion 4., la fuerza del actuadores hidraulicos es:

$$F_{OY} = \frac{2.102\ .\ 0{,}945\ N.m}{0{,}500\ m} = 3.972{,}78\ N$$

4.6.3.1. Condiciones de cargas y restricciones del eje de elevacion A.

Para la distribucion de cargas se tomó en cuenta la posicion más esforzada a la que estará sometida dicho eje, garantizando asi que se diseña para las condiciones más rigurosas de trabajo.

La distribucion de cargas se realizó en los agujeros previsto para ello según el plano donde actue la carga, siendo la fuerza aplicada de 3.972,78 N que corresponde a la fuerza del actuador hidráulico calculada anteriormente, distribuidas en 4 caras. En la figura 4.17 (a), se muestra la carga aplicadas al eje de elevacion A según el plano de referencia y en la figura 4.17 (b), se muestran las sujeciones.

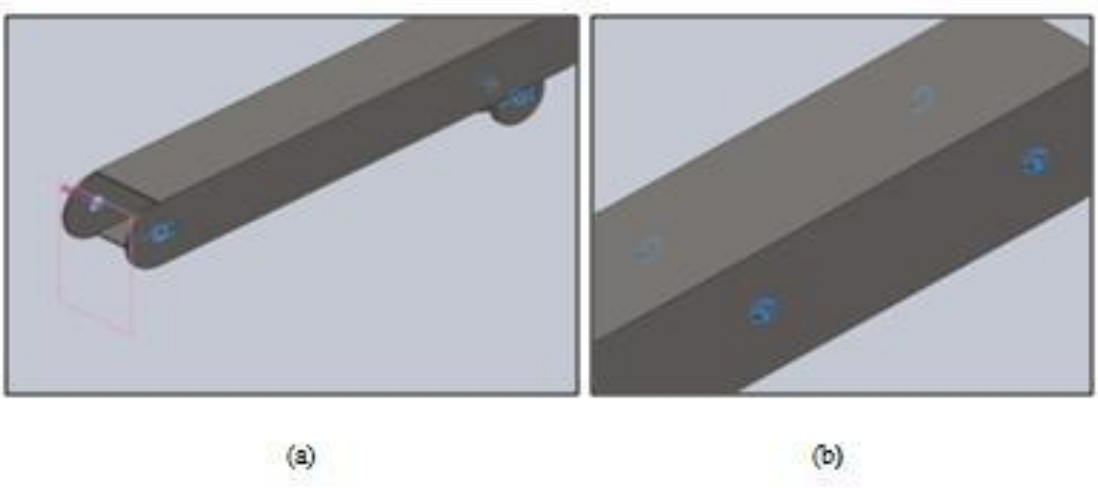


Figura 4.17. Distribución de cargas (a) y sujeción (b), del eje de elevación A.

En la tabla 4.5, se indican los esfuerzos de Von Mises y los desplazamientos máximos obtenidos con Solidworks Simulation en el eje de elevación A, según el número de elementos de la malla con la cual fueron analizados.

Tabla 4.5. Esfuerzos máximos del eje de elevación A.

Malla	Número de nodos	Número de elementos	Esfuerzo de Von Mises (MPa)	Error % (σ)
1	8.729	4.227	39,957	-
2	20.442	9.899	40,783	2,067222264
3	52.287	11.665	40,998	0,527180443
4	94.907	18.733	41,158	0,39026294
5	115.191	27.452	41,171	0,031585597
6	151.379	31.564	41,175	0,009715576
7	**158.236**	**37.775**	**41,176**	**0,002428658**
8	168.068	41.901	41,177	0,002428599
9	179.792	48.764	41,178	0,00242854

4.6.3.2. Análisis de convergencia del eje de elevación A.

En la figura 4.18, se puede observar que a partir de 158.236 nodos, los resultados para los esfuerzos se estabilizan.

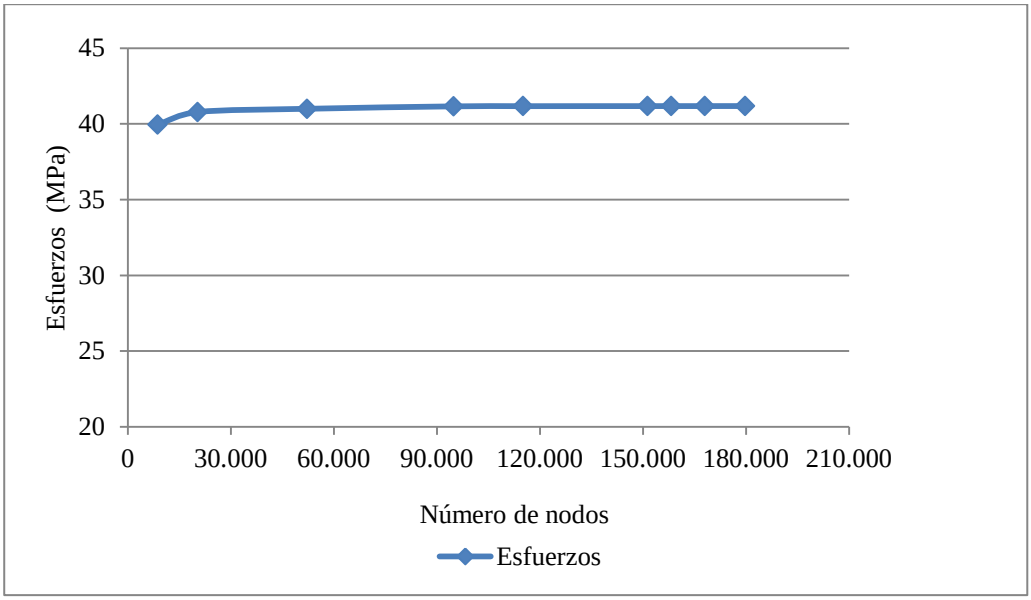


Figura 4.18. Esfuerzos equivalentes de Von Mises y desplazamientos máximos, del análisis de sensibilidad del sistema.

Finalmente con el análisis de sensibilidad se obtiene una discretizacion adecuada para el sistema analizado como se muestra en la figura 4.19, quedando este con un total de 158.236 nodos y 37.775 elementos.

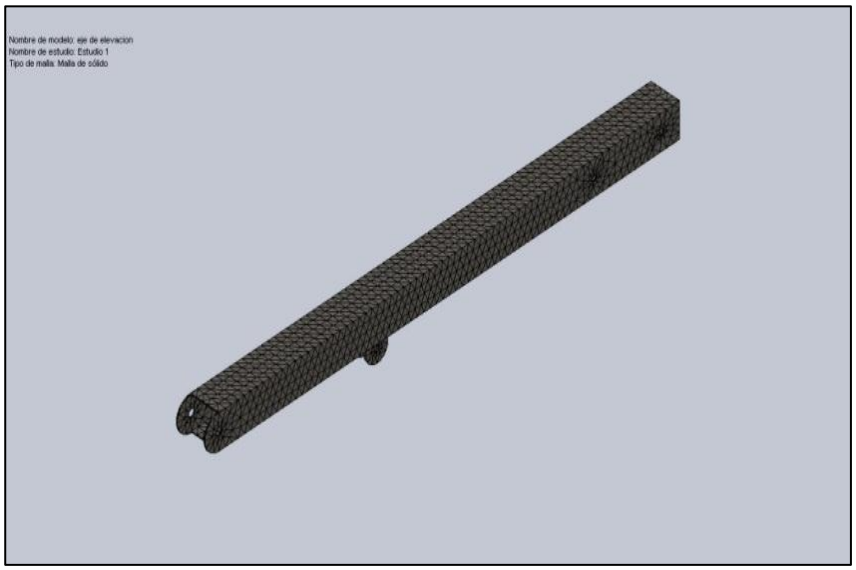


Figura 4.19. Densidad de mallado óptimo del eje de elevación A.

4.6.3.3. Resultados y análisis del eje de elevación A.

En la figura 4.20, se observan los distintos esfuerzos presentes en el eje de elevación A, el cual fue sometido a una fuerza 3.972,78 N distribuidas en 4 caras dispuesta para ello, el esfuerzo Von Mises fue de 41,176 MPa, se verifica que las regiones más esforzadas son los agujeros en el cual reposa el eje, y se determinó que el factor de seguridad de esta pieza es de 6,07.

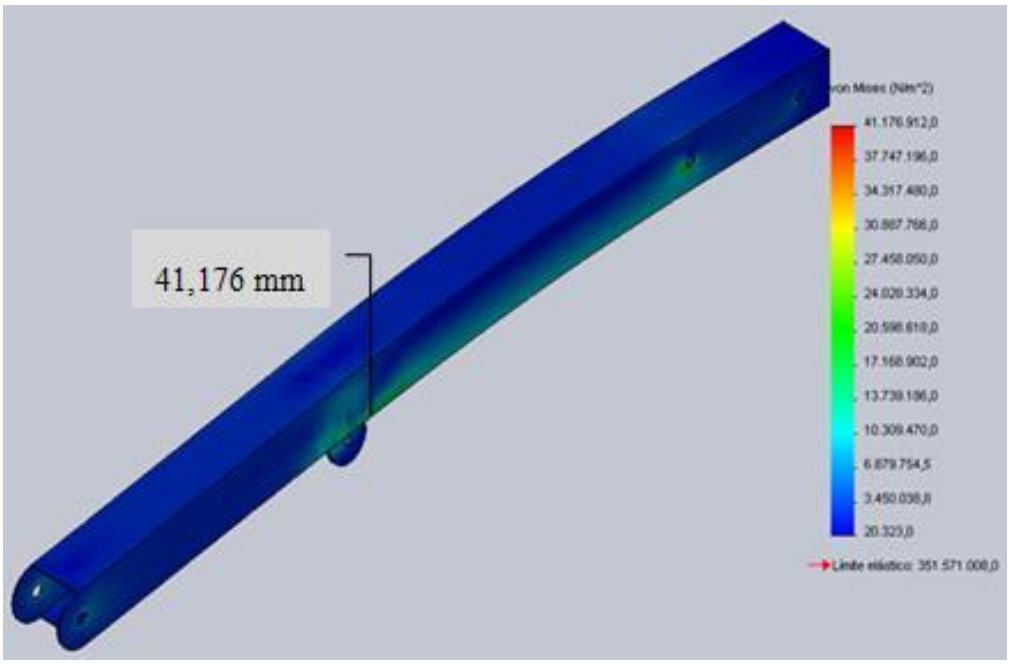


Figura 4.20. Distribución de esfuerzos de Von Mises para una fuerza aplicada de 3.972,78 N en el eje de elevación A.

4.6.4. JUNTA DE EJES.

Es responsable de la unión del eje A con el eje B a través de pasadores, consta de dos placas de acero con 4 agujeros ubicadas en paralelo, en la figura 4.21, se observa dicha junta.

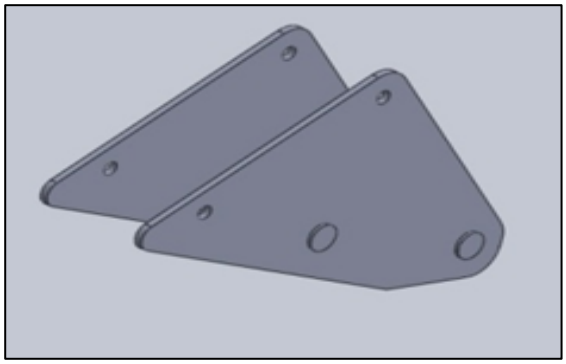


Figura 4.21. Junta de ejes.

4.6.4.1. Condiciones de cargas y restricciones de la junta de ejes.

Se realiza la distribución de carga a lo largo de los agujeros previsto para ello tomando en cuenta el peso de la garra, la parte del árbol a cortar, actuadores hidráulico, base de sierra hidráulica, sierra hidráulica y el eje de elevacion A.

Se sujetan los pasadores con una relación de posición de bisagra, lo cual permite una simulación más aproximada a la realidad, la carga para el estudio es de 2.400 N, ya que si se suma la carga que produce el tronco cortado 1076 N , la del conjunto de agarre y corte 1026 N, la del actuador hidráulico de elevación del eje A 150 N y la de dicho eje 148 N dará como resultado este valor, distribuidos de manera uniforme en 4 agujeros a lo largo de dos planos perpendiculares entre si. En la figura 4.22, se observa dicha junta con la carga aplicada, la cual se denota de color fucsia

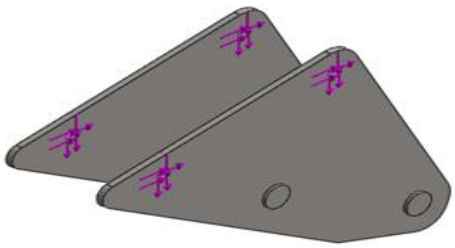


Figura 4.22. Carga aplicada a la junta de ejes de elevación.

En la tabla 4.6, se indican los esfuerzos de Von Mises máximos obtenidos con Solidworks Simulation en la Junta de ejes de elevación, según el número de elementos de la malla con la cual fueron analizados.

Tabla 4.6. Esfuerzos máximos de la junta de ejes de elevación.

Malla	Número de nodos	Número de elementos	Esfuerzo de Von Mises	Error % (σ)
1	8.089	3.878	5,058	---
2	9.545	4.598	5,061	0,0593
3	12.658	6.149	5,063	0,0395
4	16.472	8.065	5,066	0,0592
5	22.351	11.294	5,733	13,166
6	34.588	18.369	5,752	0,3314
7	40.898	22.466	5,761	0,1564
8	**44.706**	**24.971**	**5,766**	**0,0867**
9	53.324	30.596	5,771	0,0867
10	62.475	36375	5,776	0,0867

4.6.4.2. Análisis de convergencia de la junta de eje.

En la figura 4.23, se puede observar que a partir de 24.971 elementos, los resultados se estabilizan tanto para los esfuerzos como para los desplazamientos, de tal modo que se alcanza la convergencia del sistema para dichos parámetros.

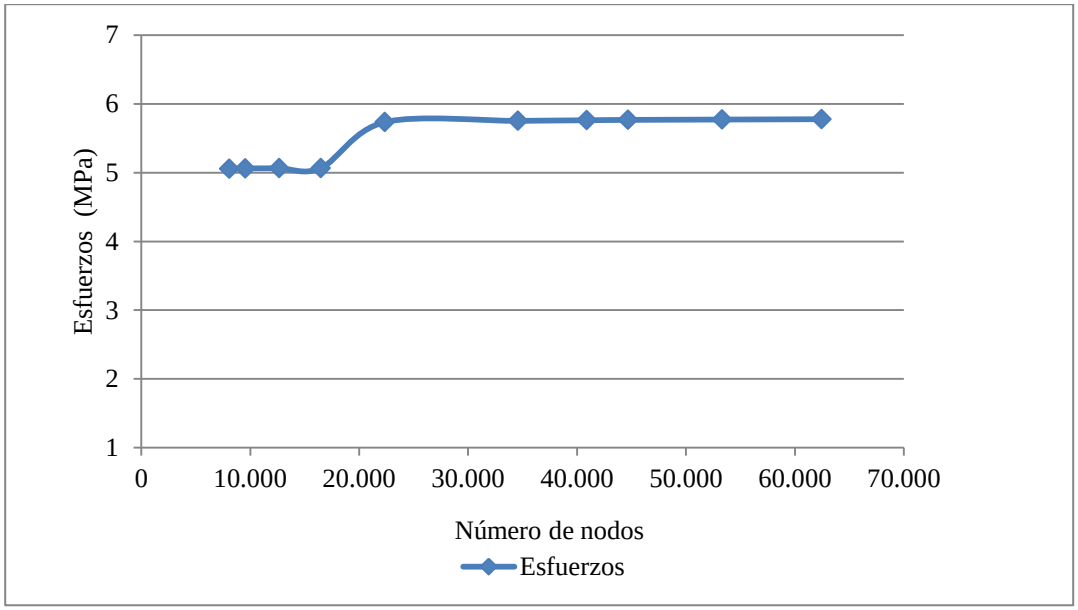


Figura 4.23. Esfuerzos de Von Mises máximos, del análisis de sensibilidad del sitema analizado.

Finalmente con el análisis de sensibilidad se obtiene una discretización adecuada para el sistema analizado. En la figura 4.24, se observa el mallado óptimo obtenido, quedando éste con un total de 44.706 nodos y 24.971 elementos.

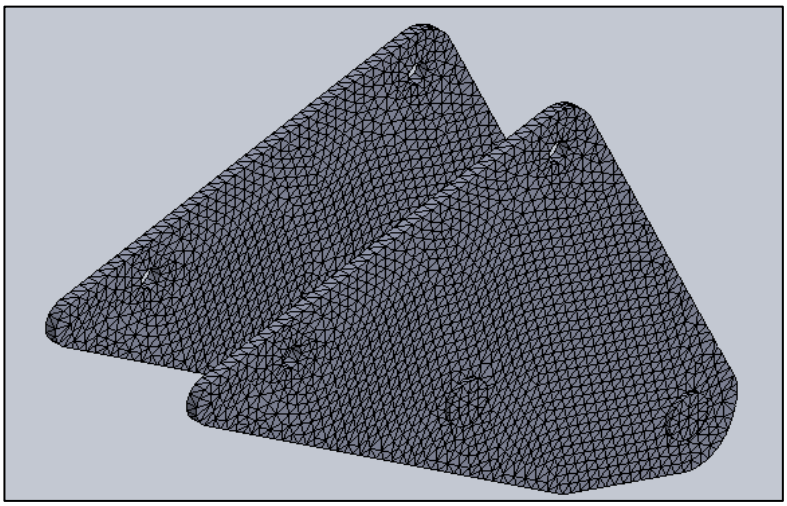


Figura 4.24. Densidad de mallado óptimo de la junta de elevación.

4.6.4.3. Resultados y análisis de la juntas de ejes.

En la figura 4.25, se observan los distintos esfuerzos presentes en la juntas de ejes, la cual fue sometida a una fuerza de 2.400 N distribuidas en 4 caras dispuesta para ello, el esfuerzo Von Mises fue de 5,766 MPa, se verifica que las regiones más esforzadas son los agujeros en el cual reposa el eje de elevación A y el eje de elevación B, se determinó que el factor de seguridad de esta pieza es de 43,35.

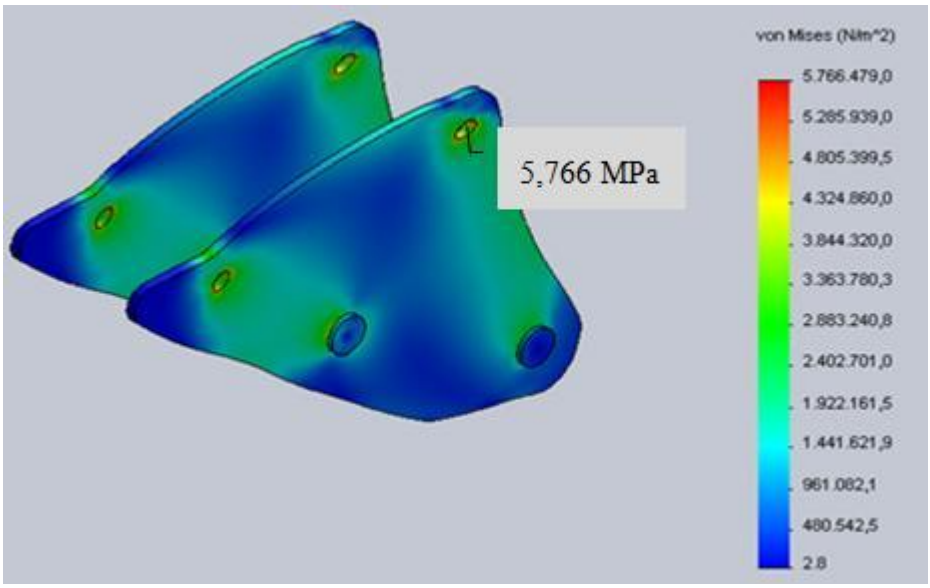


Figura 4.25.Distribución de esfuerzos de Von Mises para una fuerza aplicada de 2.400 N en la junta de elevación.

4.6.5. EJE DE ELEVACIÓN B.

El eje de elevación B soporta la carga que genera el actuador hidráulico más esforzado, por lo tanto es responsable de la elevación de todo el sistema, en él actúan distintas cargas aplicadas por actuadores hidráulicos y sujeciones, en la figura 4.26, se observa el diagrama de cuerpo libre que permitirá calcular la carga que genera dicho actuador.

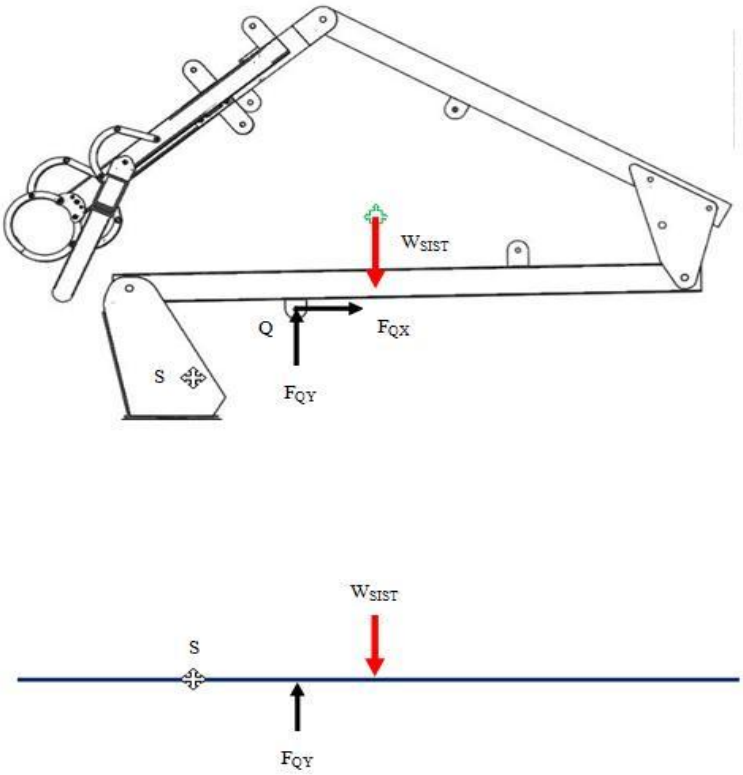


Figura 4.26. Diagrama de cuerpo libre del sistema de elevación.

$$\sum \mathrm{M_P}: W_{SIST}.(0{,}805\ m) - F_{Qy}.(0{,}434\ m) = 0. \qquad (4.2)$$

Se realizará zumatoria de momento en el punto S, mediante la ecuacion 4., para determinar la fuerza que el actuador hidráulico debe generar para levantar todo el sistema de elevación.

W_{SIST} = 2.850 N. Donde W_{SIST} es el peso de todos los conponente de elvación y se determina mediante las propiedades fisicas de los elementos en estudio de Solid Works. Despejando la ecuacion 4., la fuerza del actuadores hidraulicos es:

$$F_{QY} = \frac{2.850\ .0{,}805\ N.m}{0{,}434\ m} = 5.286{,}3\ N$$

4.6.5.1. Condiciones de cargas y restricciones del eje de elevación B.

La carga se distribuye tomando en cuenta la posicion más esforzada a la que estará sometido dicho eje, garantizando asi su funcionamiento en las condiciones más rigurosas de trabajo.

La distribucion de cargas se realizó en los agujeros previsto para ello según dos plano perpendiculares entre si, siendo la carga aplicada de 5.286,3 N, que es la carga calculada previamente, distribuidas en 4 caras, las sujeciones se realizaron en los pasadores respectivo para una mejor simulación.

En la figura 4.27, las cargas aplicadas al sistema se muestran de color fucsia y la sujeción del eje se muestran de color verde.

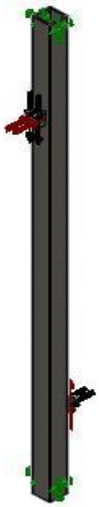


Figura4.27. Condiciones de carga estática y restricciones de eje de elevación B.

En la tabla 4.7, se indican los esfuerzos de Von Mises y los desplazamientos máximos obtenidos con Solidworks Simulation en el eje de elevación B, según el número de elementos de la malla con la cual fueron analizados.

Tabla 4.7. Esfuerzos máximos de eje de elevación B.

Malla	Número de nodos	Número de elementos	Esfuerzo de Von Mises (MPa)	error % (σ)
1	9.028	4.436	122,945	-
2	12.100	6.002	122,993	0,79970259
3	15.498	7.756	123,101	0,31799890
4	17.009	8.535	123,103	0,29820017
5	22.648	11.385	123,115	0,27369141
6	**33.920**	**17.868**	**123,116**	**0,01137268**
7	33.651	16.878	123,117	0,00081224
8	42.813	21.502	123,118	0,00081223
9	56.464	28.353	123,119	0,00081222

4.6.5.2. Análisis de convergencia del eje de elevación B.

En la figura 4.28, se puede observar que para 33.920 nodos los esfuerzos se estabilizan, de tal modo que se alcanza la convergencia del sistema para dicho parámetro.

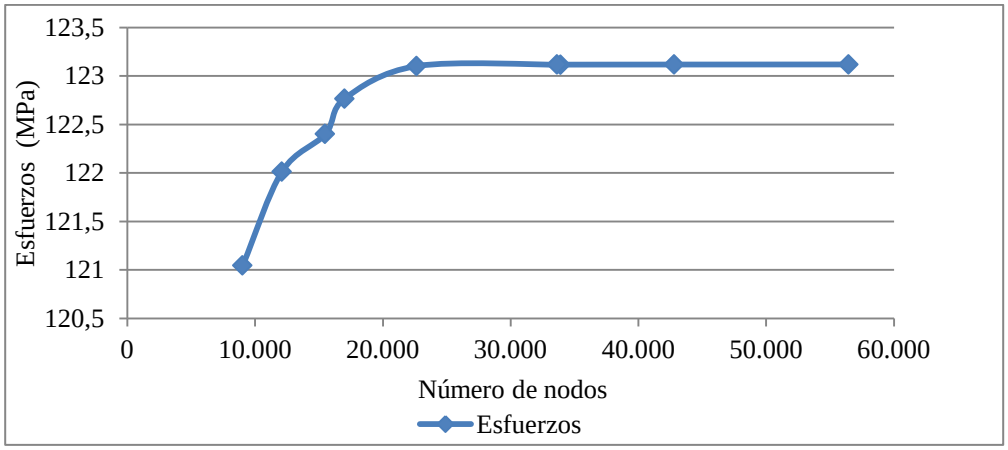


Figura 4.28. Esfuerzos equivalentes de Von Mises, del análisis de sensibilidad del sitema.

Finalmente con el análisis de sensibilidad se obtiene una discretizacion adecuada para el sistema analizado como lo muestra la figura 4.29, quedando este con un total de 33.920 nodos y 17.868 elementos.

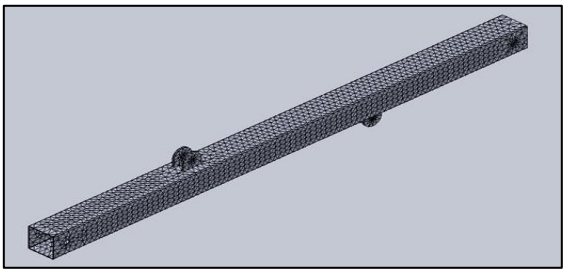


Figura 4.29. Densidad de mallado óptimo del eje de elevación B.

4.6.5.3. Resultados y análisis del eje de elevación B.

En la figura 4.30, se observan los distintos esfuerzos presentes en el eje de elevación B, cuando es sometido a la carga descrita anteriormente, el esfuerzo de Von Mises máximo fue de 123,116 MPa, se verifica que las regiones más esforzadas son los agujeros pivotes en el cual reposa el eje, se determino que el factor de seguridad de esta pieza es de 2,03.

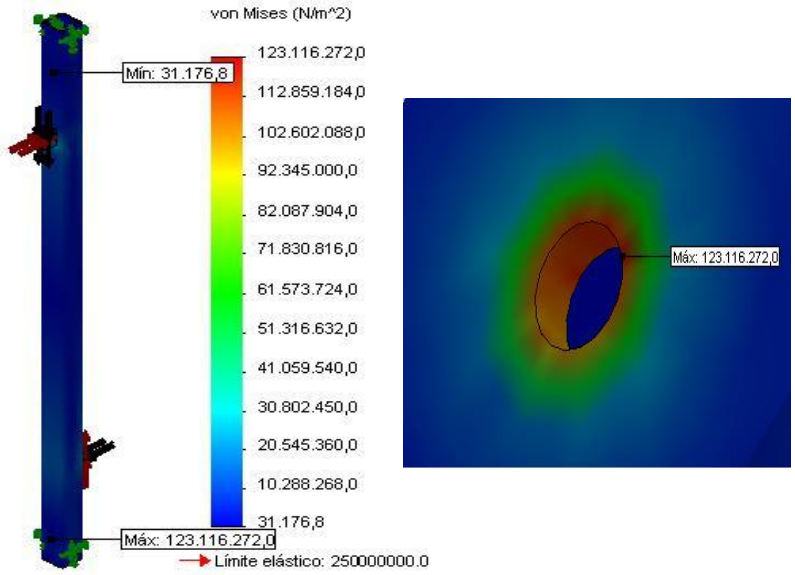


Figura 4.30. Esfuerzos de Von Mises del eje de elevación B .

4.6.6. PLACAS PARALELAS Y PLATO.

Permiten la sujeción del eje de elevación B y el actuador hidráulico para la elevación del sistema. En la figura 4.31, se señala cada parte del sistema.

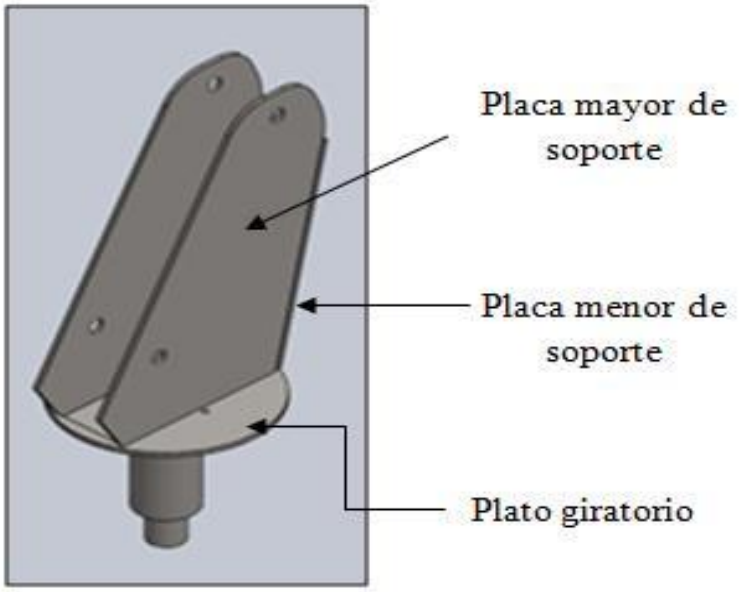


Figura 4.31. Descripción de placas paralelas y plato

El subsistema de placas paraleas y plato está compuesto por:

- Placa mayor de soporte de 10 mm de espesor, permite la sujeción del eje de elevación y actuador hidráulico.

- Placa menor de soporte de 10 mm de espesor, permite la unión de las placas de soporte mayor y brinda resistencia a la flexión.

- Plato giratorio, responsable de la capacidad del sistema en rotar.

4.6.6.1. Condiciones de cargas y restricciones de placas paralelas y plato.

Para el análisis del subsistema se concideró una distribucion de carga estática en la posicion más esforzada, tomando como referencia los planos donde actúa dicha carga.

La carga es la que se obtiene a medida que se desarrolla el sistema hidráulico para podar arboles, ya que analizando se puede observar que es la suma de la carga del conjunto de subsistemas ya diseñado de 2.420 N, más la carga del elemento diseñado anteriormente, es decir, el eje de elevación B, que genera una carga de 430 N, resultando un valor de 2.850 N, distribuida como se muestra en la figura 4.32, con un valor de 1.425 N cada plano, representado en color fucsia y se sujetó en el lugar de reposo del plano representado en color verde, como lo indica la figura 4.32.

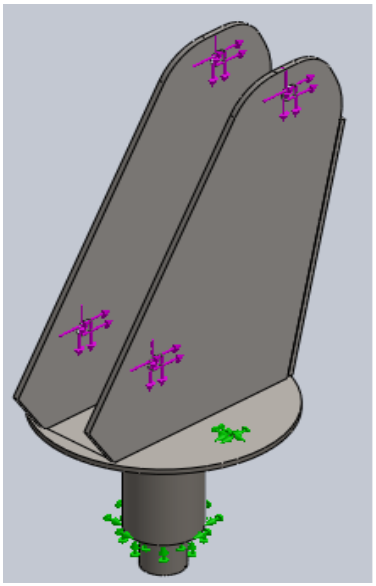


Figura 4.32. Condiciones de carga estática y sujeción en placas paralelas y plato.

En la tabla 4.8, se indican los esfuerzos de Von Mises y los desplazamientos máximos obtenidos con Solidworks Simulation en la junta de ejes de elevación, según el número de elementos de la malla con la cual fueron analizados.

Tabla 4.8. Esfuerzos máximos en las placas paralelas y plato.

Malla	Número de nodos	Número de elementos	Esfuerzos de Von Mises(MPa)	Error % (σ)
1	14.398	7.089	101,733	-
2	35.571	17.513	101,739	20,8842719
3	56.908	22.339	101,741	6,4630057
4	78.289	31.542	101,743	0,4931241
5	120.817	63.966	101,744	0,0000490
6	145.217	82.400	101,745	0,0000490
7	190.266	116.617	101,746	0,0000490

4.6.6.2. Análisis de convergencia de placas paralelas y plato.

En la figura 4.33, se puede observar que el número de elementos se estabilizan tanto para los esfuerzos como para los desplazamientos, de tal modo que se alcanza la convergencia del sistema para dichos parámetros.

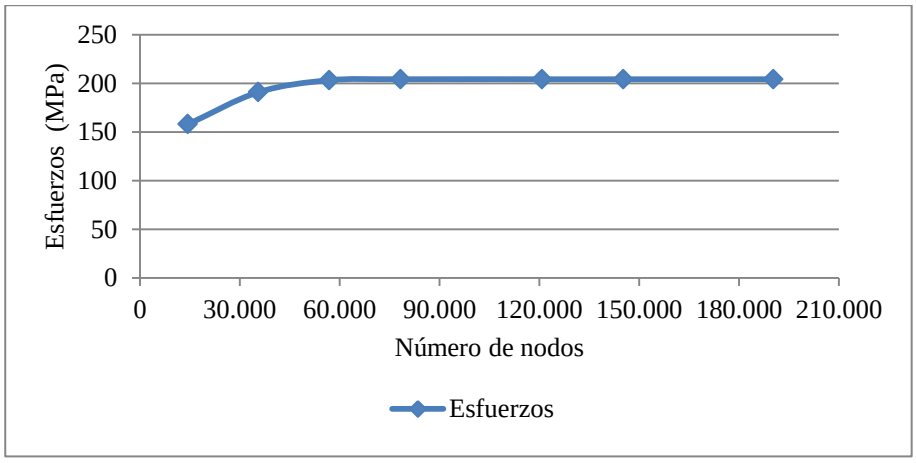


Figura 4.33. Esfuerzos equivalentes de Von Mises y desplazamientos máximos, del análisis de sensibilidad del sistema.

Finalmente con el análisis de sensibilidad se obtiene una discretización adecuada para el sistema analizado, como se muestra en la figura 4.34, quedando este con un total de 120.817 nodos y 63.966 elementos.

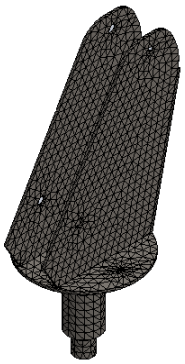


Figura 4.34. Densidad de mallado óptimo de las placas paralelas y plato.

4.6.6.3. Resultados y análisis de placas paralelas y plato.

En la figura 4.35, se observan los distintos esfuerzos presentes en la placas paralelas y plato, la cual fue sometida a una fuerza de 2.850 N distribuidas en 4 caras dispuesta para ello, el esfuerzo Von Mises fue de 101,744 MPa, se verifica que las regiones más esforzadas en la unión de las placas con el plato, se determinó que el factor de seguridad de esta pieza es de 2,45.

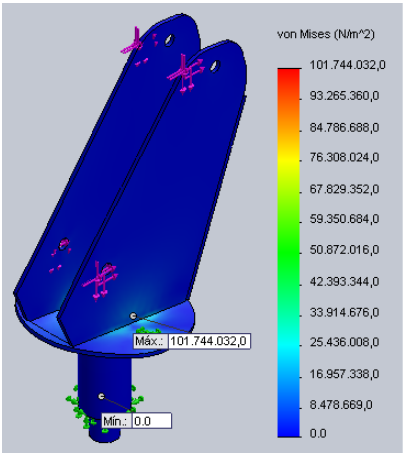


Figura 4.35. Distribución de esfuerzos de Von Mises de las placas paralelas y plato.

4.6.7. BASE DEL SISTEMA HIDRÁULICO.

Esta base soporta todo el peso del modelo del sistema hidráulico planteado, permite también el movimiento rotativo de dicho sistema a través de una serie de agujeros bloqueantes, esta base se pudiese decir, que es la más importante de todo el diseño ya que de ella depende la estabilidad y el buen funcionamiento de la máquina diseñada, tal como se muestra en la figura 4.36.

4.6.7.1. Condiciones de cargas y restricciones de la base del sistema hidráulico.

Para el análisis del subsistema se concideró una distribución de cargas estática en la posición mas esforzada, tomando como referencia el plano donde actúa dicha carga, en la cual se aplicarón fuerzas de 3.471 N, que es como en el caso anterior la suma de la carga del conjunto de subsistemas ya diseñados de 2.850 N, más la carga generada por el peso del elemento diseñado anteriormente que es aproximadamente de 621 N y 800 N que representa la carga que genera el peso de los accesorios que se utilizarán para completar el diseño del sistema hidráulico para podar árboles tales como: motobomba, generador de corriente a combustión, tanque de aceite, entre otros. Dicha carga está representada en morado y se aplicó una sujeción fija en las patas de soporte, como se observa en la figura 4.36.

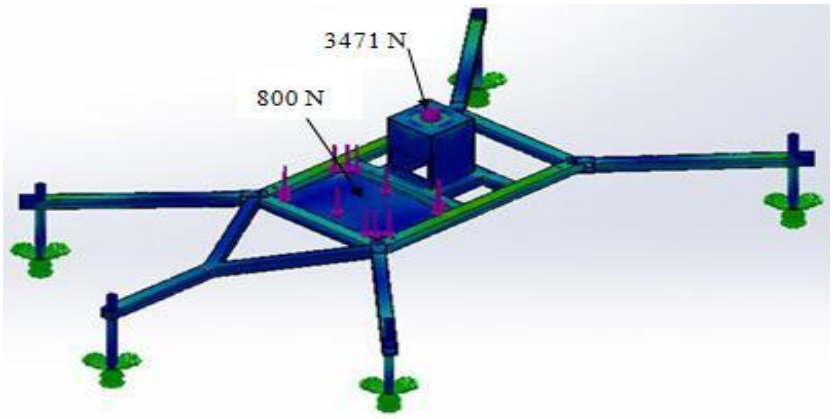


Figura 4.36. Condiciones de carga estática y sujeción en base del sistema hidráulico.

En la tabla 4.9, se indican los esfuerzos de Von Mises y el número de nodos de la malla con la cual fueron analizados.

Tabla 4.9. Esfuerzos máximos en cada mallado y número de nodos correspondiente.

Malla	Número de nodos	Número de elementos	Esfuerzos de Von Mises (MPa)	Error % (σ)
1	13.374	6.954	32,640804	---
2	17.520	9.128	37,9182	16,16821693
3	18.081	9.310	38,8435	2,44036116
4	22.969	11.907	39,6293	2,02295967
5	75.741	40.357	40,1814	1,39303747
6	103.546	53.372	40,5826	0,99861070
7	**118.499**	**60.554**	**40,7858**	**0,50050908**
8	132.673	68.337	40,78581	0,00002452
9	145.192	74.596	40,78582	0,00002452
10	152.473	78.237	40,78583	0,00002452

4.6.7.2. Análisis de convergencia en la base del sistema hidráulico.

En la figura 4.37, se puede observar que los resultados para los esfuerzos se estabilizan, de tal modo que se alcanza la convergencia del sistema para dicho parámetros.

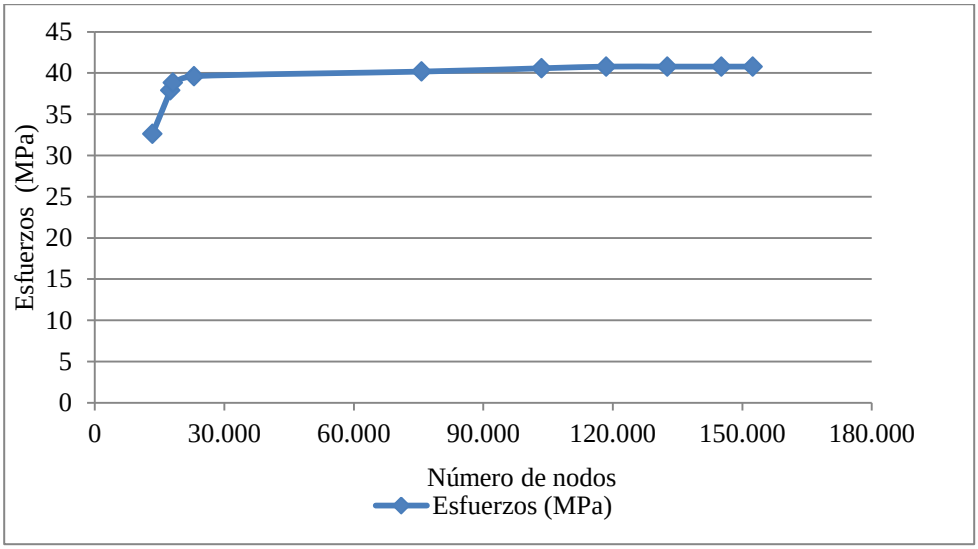


Figura 4.37. Esfuerzos equivalentes de Von Mises Vs número de elemetos del análisis de sensibilidad en base del sistema hidráulico.

Finalmente con el análisis de sensibilidad se obtiene una discretización adecuada para el sistema analizado, como se muestra en la figura 4.38, quedando éste con un total de 118.499 nodos.

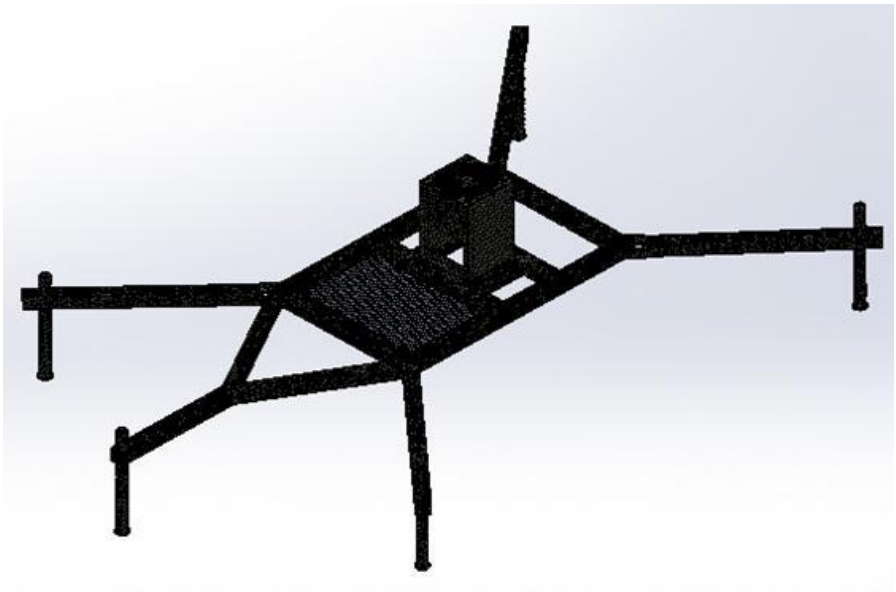


Figura 4.38. Densidad de mallado óptimo en base del sistema hidráulico.

4.6.7.3. Resultados y análisis en la base del sistema hidráulico.

En la figura 4.39, se observa los esfuerzos presentes en la base del sistema, la cual fue sometida a fuerzas de 3.471 N y 800 N, distribuidas en la base cuadrada y la placa de soporte del tanque de aceite, el esfuerzo Von Mises máximo fue de 40.785 MPa, se determinó que el factor de seguridad de este conjunto es de 6,129.

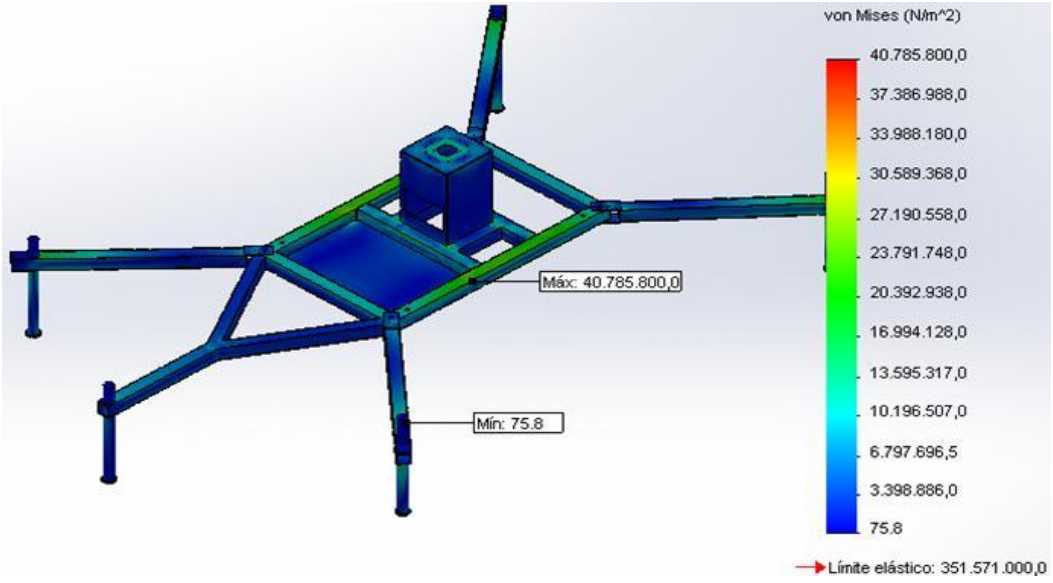


Figura 4.39. Distribución de esfuerzos de Von Mises en la base del sistema hidráulico.

4.6.8. EJE DE GIRO DEL SISTEMA.

En este caso se realizará el estudio del eje de giro del sistema ya que éste estará acoplado al piñón de giro, el cual le transmitirá un momento teórico calculado de $M_{tc} = 36\,Nm$, que se verificará más adelante en la sección de cálculo del piñón cremallera. En la figura 4.40, se muestra el eje junto con las cuñas de (6x6x100) y (6x6x30) mm de largo.

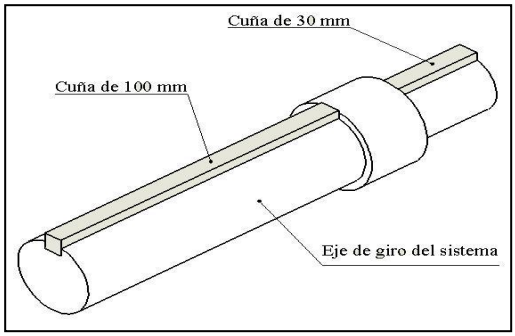


Figura 4.40. Eje de giro del sistema y las cuñas de (6x6x100) y (6x6x30) mm.

4.6.8.1. Condiciones de cargas y restricciones del eje de giro del sistema.

Se aplicará una fuerza normal a la cuña de 30 mm de 2.102 N vista en la figura 4.41, de color negro, que es el peso equivalente a la suma de los brazos de soporte del sistema de agarre y corte más el peso de la garra y el tronco del árbol cortado, utilizando distribución uniforme en dicha cuña, también resultará de la fuerza un momento torsor de 36 N-m representado en color morado, en la cuña del eje de 100 mm estará la sujeción como condición de borde tal como se muestra en la figura 4.41, de color verde.

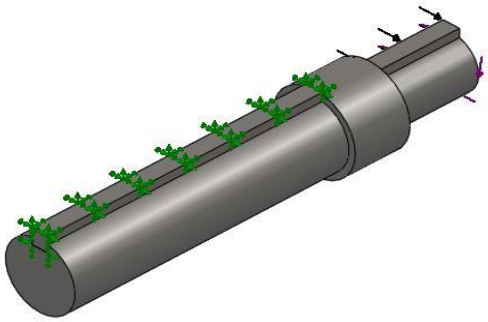


Figura 4.41. Condiciones de carga estática y sujeción en el eje de giro del sistema.

En la tabla 4.10, se indican los esfuerzos de Von Mises y los desplazamientos máximos obtenidos con Solidworks Simulation en el eje de giro del sistema, según el número de elementos de la malla con la cual fueron analizados.

Tabla 4.10. Esfuerzos máximos en el eje de giro del sistema.

Malla	Número de nodos	Número de	Esfuerzos de Von Mises	Error % (σ)
1	13.736	6.678	136,23	-
2	20.990	10.526	141,05	3,538134038
3	53.807	11.862	143,391	1,659695144
4	**72.613**	**49.670**	**143,393**	**0,001394788**
5	105.226	90.340	143,395	0,001394768
6	144.256	123.944	143,397	0,001394749
7	187.311	157.548	143,399	0,001394729

4.6.8.2. Análisis de convergencia del eje de giro del sistema.

Se puede observar que a partir de 49.670 elementos los resultados para los esfuerzos se estabilizan, de tal modo que se alcanza la convergencia del sistema para dicho parámetro, en la figura 4.42, se muestra dicho resultado.

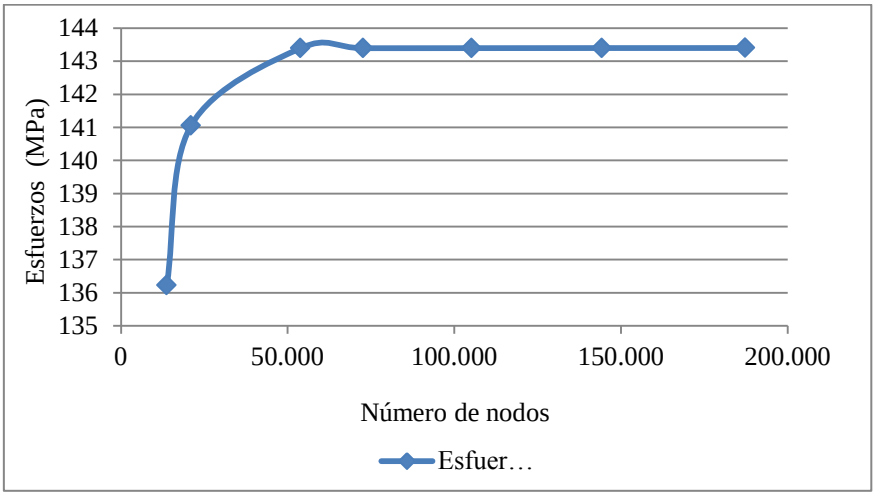


Figura 4.42. Esfuerzos equivalentes de Von Mises, del análisis de sensibilidad del eje de giro.

Finalmente con el análisis de sensibilidad se obtiene una discretizacion adecuada para el sistema analizado tal como lo muestra la figura 4.43, quedando éste con un total de 123.944 elementos y 144.256 nodos.

Figura 4.43. Densidad de mallado óptimo del eje de giro.

4.6.8.3. Resultados y análisis del eje de giro del sistema.

En la figura 4.44, se observan los distintos esfuerzos presentes, ya definidos en la sección de condiciones de carga, dando como resultado un factor de seguridad de 1,7 garantizando que el sistema no fallará.

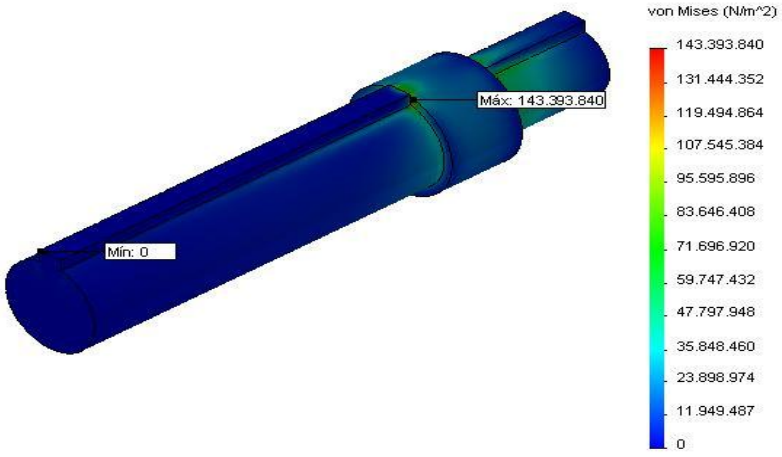


Figura4.44. Distribución de esfuerzos de Von Mises en el eje de giro.

4.6.9. DISEÑO DEL SISTEMA PIÑÓN - CREMALLERA.

Este sistema realiza la función de un actuador giratorio y es el que permite realizar el giro del sistema de agarre y corte, en la figura 4.45, se muestra dicho sistema.

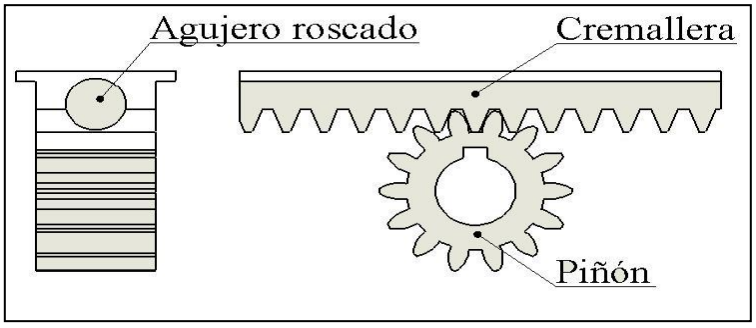


Figura 4.45. Sistema Piñón – Cremallera.

4.6.9.1. Selección del mecanismo piñón cremallera.

En primer lugar se calcula la carga tangencial sobre el diente del piñón/cremallera y se considera la velocidad lineal de desplazamiento.

Con estos datos se puede seleccionar directamente el módulo apropiado para la transmisión que se está calculando, es importante señalar que los datos de carga calculados son datos teóricos, válidos para mecanismos en condiciones ideales de funcionamiento, como son por ejemplo ausencia de golpes (choques), de deformaciones estructurales (rigidez) y una alineación perfecta piñón - cremallera sin errores de mecanización. Por este motivo, se debe de aplicar al dato calculado de carga tangencial un coeficiente de seguridad que oscila entre 1,5 y 3, por ser un elemento de maquinaria de movimiento alternativo como lo indica la tabla 2.1.

Partiendo de unas condiciones mecánicas previas como son la masa a desplazar, la velocidad tangencial, la aceleración y el coeficiente de seguridad se tiene que deducir las fuerzas corregidas que permitan entrar en las tablas "RECTO - HELICOIDAL", de la figura 4.46, que dará información del módulo más adecuado y con éste el número de dientes del piñón. Spitkoom, 2007.

Para la selección del sistema piñón – cremallera se tomarán algunas consideraciones particulares, para así satisfacer el funcionamiento deseado, las cuales son:

a) $P_{giro} = 125\ kg$. Que es la masa en (kg), del sistema de agarre y corte de la propuesta planteada.

b) Asumiendo que la velocidad tangencial a la que se moverá el sistema piñón cremallera, es de $V = 1\ m/s$.

c) Así mismo se asumirá que la aceleración será de $2\ m/s^2$, y un rendimiento mecánico entre el piñón y la cremallera de 90%. Tomando un factor de seguridad de 2,5 y un coeficiente de roce acero – acero de 0,18. Entonces los datos quedan de la siguiente manera:

$$P_{giro} = 125\ kg$$

$$V = 1\frac{m}{s}$$

$$a = 2\frac{m}{s^2}$$

$n = 90\ \%$

$N_{seguridad} = 2{,}5$

$\mu = 0{,}18$

Sustituyendo los valores en la ecuación 2.35, queda que:

$Fht = 125.(9{,}81\ .\ 0{,}18 + 2) = 470{,}725\ N$

Donde corrigiendo el valor obtenido mediante la ecuación 2.36, resulta que:

$Fhc = 470{,}725\ .\ 2{,}5 = 1.176{,}8\ N$

Con la velocidad lineal o tangencial asumida anteriormente y la fuerza horizontal tangencial corregida se procederá a introducir los datos en la tabla de la figura 4.46, tomada del catalogo spitkkoom, 2007.

Se puede ver el recorrido de la flecha en rojo, que se cortará la curva correspondiente a la fuerza horizontal tangencial corregida calculada, en el caso que ninguna curva coincida con dicha fuerza se cortará la curva inmediata superior, como lo es este caso en particular.

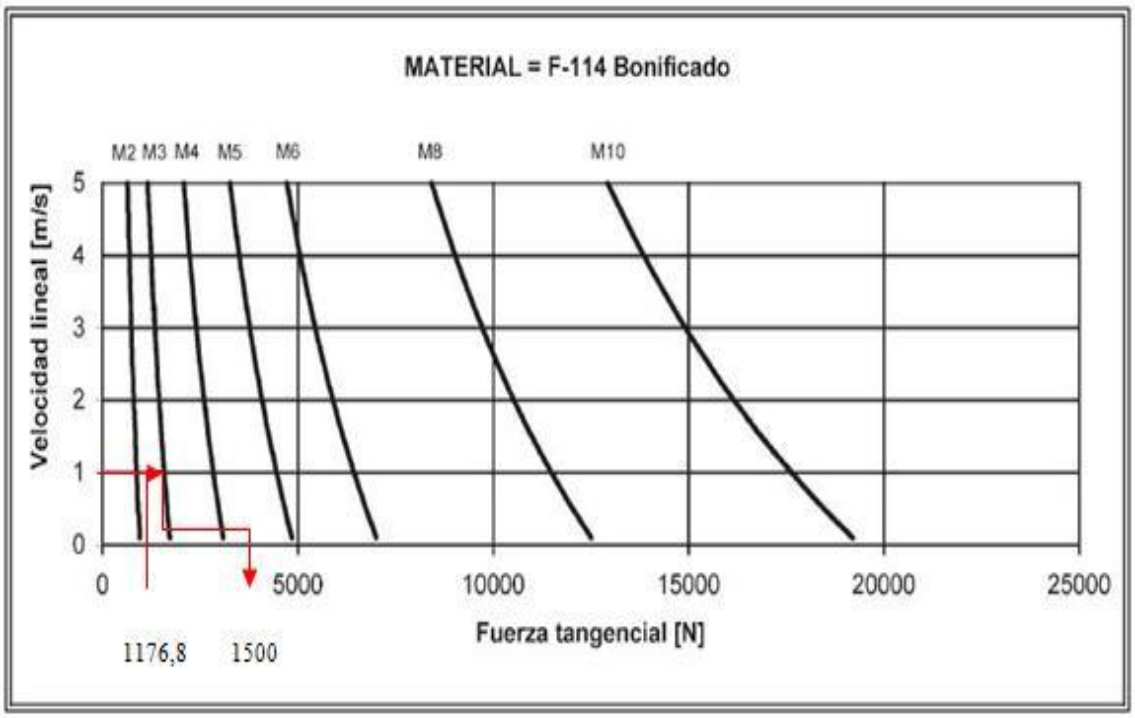


Figura 4.46. Módulo dentado recto. Catálogo spitkkoom, 2007.

Analizando los resultados obtenidos en la figura 4.51, se obtiene que:

$$Módulo: m = 3 \frac{mm}{dientes}$$

$$Fuerza\ tangencial\ máxima: Fhc = 1500\ N.$$

Obtenido el módulo, se supone un número de dientes para la cremallera, que dependerá de la longitud efectiva de dicha cremallera, en este caso será:

$$z = 14\ dientes$$

4.6.9.2. Cálculos para la selección del piñón.

Ya seleccionada la cremallera, se procede a calcular el piñón, tomando en cuenta que el modulo del piñón es igual al de la cremallera ya que forman el sistema de transmisión, al igual que en la selección de la cremallera se supone un número de 16 dientes para dicho piñón, entonces se tiene:

$$Z = 16\ mm$$

$$m\ =\ 3\ \frac{mm}{dientes}$$

Diámetro de paso: Sustituyendo en la ecuación 2.38, queda que:

$$dp =\ 16.3 = 48$$

Con los datos de selección ya conocidos se calcularán las revoluciones sobre el piñón, en este caso se sustituye la ecuación 2.37

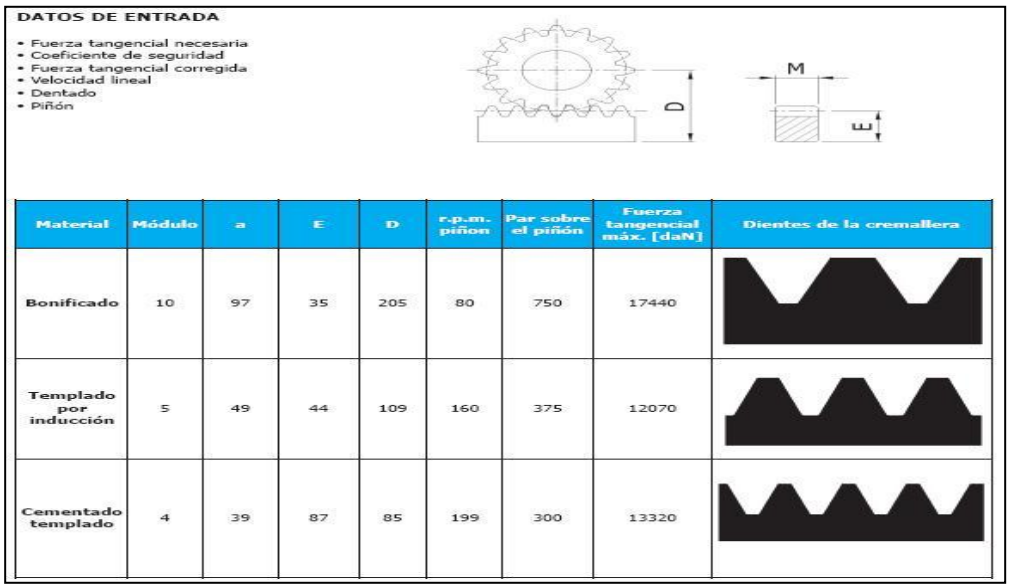
.

$$N_{rpm} = \frac{1\ .60000}{48\ .\ \pi} = 397{,}8\ rpm$$

Luego se calculará el Par de giro Sobre el piñón, sustituyendo la ecuación 2.40.

$$M = \frac{48\ .\ 470{,}725}{2000\ .\ 0{,}9} = 12{,}06\ Nm$$

Con el sistema piñón - cremallera ya definido se procede a la selección del mismo según la figura 4.47, obtenida del catálogo spitkkoom, 2007.



DATOS DE ENTRADA

- Fuerza tangencial necesaria
- Coeficiente de seguridad
- Fuerza tangencial corregida
- Velocidad lineal
- Dentado
- Piñón

Material	Módulo	a	E	D	r.p.m. piñon	Par sobre el piñón	Fuerza tangencial máx. [daN]	Dientes de la cremallera
Bonificado	10	97	35	205	80	750	17440	
Templado por inducción	5	49	44	109	160	375	12070	
Cementado templado	4	39	87	85	199	300	13320	

Figura 4.47. Relación entre piñón y cremallera. Catálogo spitkkoom, 2007.

En este caso resulto el piñón que no aparece en la tabla del catálogo, mostrado en la figura 4.47, esto es porque los piñones que se muestran en catálogo están especialmente diseñados para acoplarlos con una salida ISO 9409, pero bajo pedido se puede diseñar cualquier tipo de piñón, de cualquier forma y dimensiones, aunque no se encuentre reflejado en el algún catálogo.

Recopilando los resultados obtenidos y tomando en cuenta que el sistema no está definido en el catalogo seleccionado, se concluye que:

Cremallera:

$M\acute{o}dulo\ seleccionado: m\ =\ 3.$

$Fuerza\ tangencial\ máxima: Fhc\ =\ 1.500\ N.$

$z\ =\ 14\ dientes$

En estas condiciones se requiere una cremallera recta (CKR), acero cementado y templado (III), sin agujeros (CTN), de módulo 3 (300) y con una longitud de cremallera de 120 mm.

CKR-III-CTN-300/0120.

Piñón:

$Z = 16\ dientes$

$dp = 3\ .16 = 48\ mm$

$N_{rpm} = 397{,}8\ rpm$

$M = 15{,}06\ Nm$

Se requiere un piñón recto (PKR), acero cementado y templado (III), de modulo 3 (300), número de dientes 16 dientes.

PKR-III-C-300/16.

En la figura 4.48, se muestra el arreglo y las dimensiones necesarias para que el sistema funcione de forma adecuada.

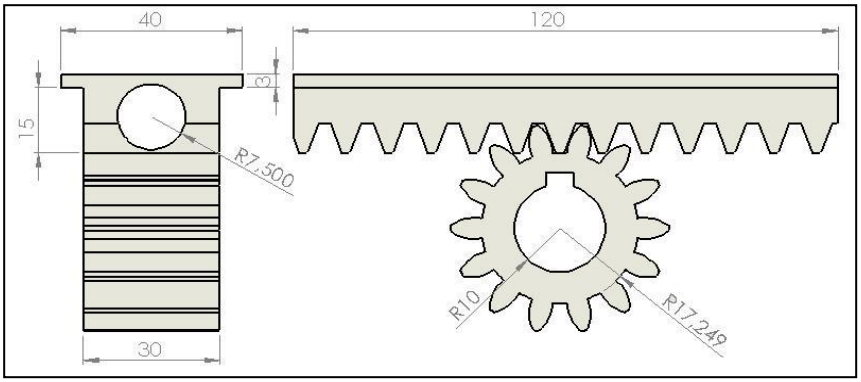


Figura 4.48. Dimensiones del Sistema Piñón – Cremallera dimensiones en mm.

4.6.10. CALCULO PARA LA ELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS RADIALES.

Considerando las cargas estáticas presentes en los rodamientos radiales del sistema, se procederá a su selección, en la figura 4.49, se observa la distribución de carga en un rodamiento radial.

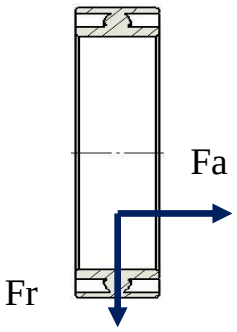


Figura 4.49. Cargas en un rodamiento radial.

La carga estática a la que estará sometido el sistema de giro será igual al peso del sistema de agarre y corte él cual será de 2.102 N, que es el peso equivalente a la suma de los brazos de soporte del sistema de agarre y corte más el peso de la garra y el tronco del árbol cortado al igual que el eje de giro. Contemplando la ecuación 2.41, y

partiendo que la condición más crítica de giro es cuando el sistema de elevación esté totalmente extendido, lo que implica que el eje de giro estará totalmente perpendicular a la fuerza radial, lo que indica que sólo habrá carga en dirección radial, es decir, la fuerza axial es cero (0) para esta condición, entonces, sustituyendo en la ecuación 2.41, la carga estática es de:

$$C_0 = 7{,}5\ x\ 2.102 + 0$$

$$C_0 = 15.765\ N = 15{,}765\ kN$$

Los diámetros internos y externos teóricos necesarios son de 70 mm y 110 mm y mediante el catálogo de SKF, que se muestra en la figura 4.50, se muestra que los rodamientos tienen una capacidad de carga estática de 31 kN, verificando así la condición de falla con la ecuación 2.25, tomando un factor de seguridad de 1,2. Según la tabla 2.1, entonces queda que:

$$15{,}765\ kN < 25{,}83\ kN$$

Datos de los productos:

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Tolerancias
Juego radial interno
Ajustes recomendados
Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga dinámica	estática	Carga límite de fatiga	Velocidades Velocidad de referencia	Velocidad límite	Masa	Designación
d	D	B	C	C_0	P_u				* - Rodamiento SKF
mm			kN		kN	rpm		kg	-
70	110	20	39,7	31	1,32	13000	8000	0,60	6014 *
70	110	20	39,7	31	1,32	-	3600	0,60	6014-2RS1 *
70	110	20	39,7	31	1,32	13000	6300	0,60	6014-2Z *
70	110	20	39,7	31	1,32	-	3600	0,60	6014-RS1 *
70	110	20	39,7	31	1,32	13000	8000	0,60	6014-Z *

Figura 4.50. Rodamiento radial. Catálogo SKF, 2007.

Rodamiento radial:

Diámetro interno: 70 mm

Diámetro externo: 110 mm

Carga dinámica: 39,7 kN

Carga estática: 31 kN

Carga limite de fatiga: 1,32 kN

Revoluciones: (1.300-800) rpm

Seleccionando el rodamiento señalado y tomando en cuenta que la carga limite de fatiga es menor, se considera que los movimientos de giro no serán a altas revoluciones ni por tiempo prolongado, lo que queda demostrado que los rodamientos radiales no fallan.

4.6.11. CÁLCULO PARA LA ELECCIÓN DEL RODAMIENTO AXIAL.

En este caso el rodamiento axial del sistema soporta aproximadamente 347,1 kg de masa, que representa el peso de toda la estructura del diseño ya que este rodamiento se encarga de girar todo el sistema hidráulico para podar arboles, por lo tanto la fuerza estática será de 3.471 N, considerando que la fuerza está paralela a la fuerza axial como se muestra en la figura 4.51, la fuerza radial es cero y sustituyendo los valores en la ecuación 2.40, resulta que la carga estática equivalente será de.

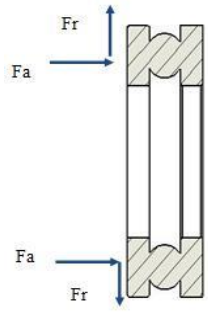


Figura 4.51. Cargas en un rodamiento axial. Catálogo SKF, 2004.

$$C_0 = 0 + 17{,}355\ x\ 3471$$

$$C_0 = 60.239{,}2\ N = 60{,}24\ kN$$

Los diámetros internos y externos teóricos necesarios son de 80 mm y 115 mm y mediante el catálogo de SKF, se muestra en la figura 4.52, que el rodamiento axial tienen una capacidad de carga estática de 208 kN, verificando así la condición de falla con la ecuación 2.25, tomando un factor de seguridad de 1,2, según la tabla 2.1, entonces queda que:

$$60{,}24\ kN < 173{,}3\ kN$$

Datos de los productos:

Rodamientos axiales de bolas, de simple efecto

Tolerancias
Ajustes recomendados
Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga dinámica	estática	Carga límite de fatiga	Factor de carga mínima	Velocidades Velocidad de referencia	Velocidad límite	Masa	Designación
d	D	H	C	C_0	P_u	A				
mm			kN		kN	-	rpm		kg	-
80	115	28	76,1	208	7,65	0,22	2400	3400	0,91	51216
90	120	22	59,2	208	7,5	0,22	2600	3600	0,65	51118

Figura 4.52. Rodamiento axial. Catálogo SKF, 2004.

Rodamiento axial:

Diámetro interno: 80 mm

Diámetro externo: 115 mm

Carga dinámica: 76,1 kN

Carga estática: 208 kN

Carga limite de fatiga: 7,85 kN

Revoluciones: (2.400-3.400) rpm

Seleccionando el rodamiento señalado en la figura 4.57, y analizando la condición de diseño, el rodamiento axial seleccionado cumple con las condiciones planteadas en el diseño hidráulico para podar árboles.

4.6.12. CÁLCULO DE LA SOLDADURA ENTRE LA PLACA DE CORTE Y EL BRAZO DE CORTE.

Para este caso se estudiará la soldadura sometida a flexión. En cuanto a los cálculos es necesario conocer la carga P y la longitud de aplicación de dicha carga, tal como lo muestra la figura 4.53. Considerando que la soldadura sólo debe soportar el peso de todos los componentes del brazo de corte, se tiene que:

$P = 343\ N$, que representa la carga que genera el peso del brazo y el actuador de corte sobre la soldadura

$L = (380 - 45)mm = 335\ mm$

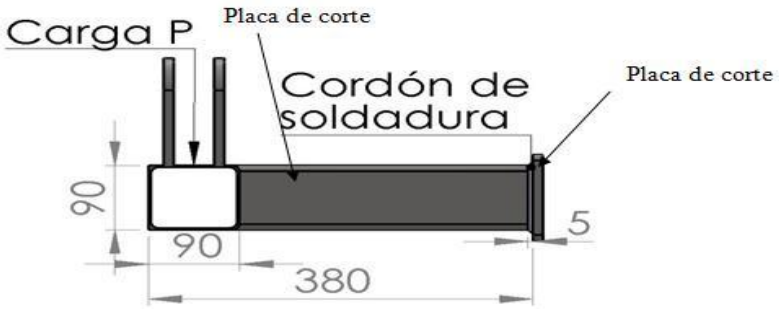


Figura 4.53. Soldadura entre la placa de corte y el brazo de corte.

Sustituyendo valores en la ecuación 2.16, se tiene el valor del momento flector que genera la carga antes mencionada sobre la soldadura en estudio.

$$M = 343\ N\ .0{,}335\ m = 115\ N.m$$

El espesor (t) de la soldadura se asumirá de 0,005 m, como se muestra en la figura 4.60.

El centro de gravedad según la ecuación 2.17, es de:

$$c\ = \frac{0{,}045}{2} + 0{,}707.0{,}005 = \ 0{,}0260\ m$$

La inercia es calculada como lo indica la ecuación 2.18.

$$\mathrm{I}\ = \frac{\left\{\left[(0{,}045+2.0{,}005).(0{,}045+2.0{,}005)^3\right]-0{,}045^3.0{,}045\right\}}{12} = \ 4{,}2\ \mathrm{x}\ 10^{-7}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 2.15, queda que:

$$\sigma max = \ \frac{115\ x\ (0{,}0260)}{4{,}2x10^{-7}} = \ 7119047\ Pa\ \ (7{,}12\ MPa).$$

Como el material de los dos elementos a unir mediante la soldadura es acero ASTM A-36, con un esfuerzo admisible del material (S_y), es de 250 MPa, y tomando un factor de seguridad de 3,5 y aplicando la teoría de diseño para soldaduras según la ecuación 2.25, queda que:

$$(\sigma adm) = \frac{250\ \text{MPa}}{3{,}5} = 71{,}43\ MPa$$

Entonces se obtiene que:

$$7{,}12\ MPa < 71{,}43\ MPa$$

Las juntas serán soldadas con soldadura por arco eléctrico manual, utilizando un electrodo revestido E6013, con una resistencia a la flexión de 250 MPa. Dado esto, se comprueba que la soldadura resiste el máximo esfuerzo al que pueda estar sometida, considerando que este tipo de soldadura aplicada en esta zona es crítica, se puede garantizar que al aplicar el mismo tipo de soldadura en otras partes del sistema diseñado este no fallará.

4.6.13. CÁLCULO DE LA SOLDADURA ENTRE LAS PLACAS DE SOPORTE DEL CILINDRO Y LA BASE DE APLICACIÓN.

Para este caso se conoce que el tipo de soldadura a utilizar es en ángulo tipo “T” para láminas gruesas sometidas a corte.

La longitud efectiva y el espesor del cordón de soldadura será como se muestra en la figura 4.54, de 0,09 m y espesor del cordón de soldadura se asumirá de 0,005 m en cuanto a la carga, ésta será igual a la generada por el actuador más esforzado del sistema hidráulico que es de 5.286,3 N, distribuida entre los cuatro cordones de soldadura a aplicar.

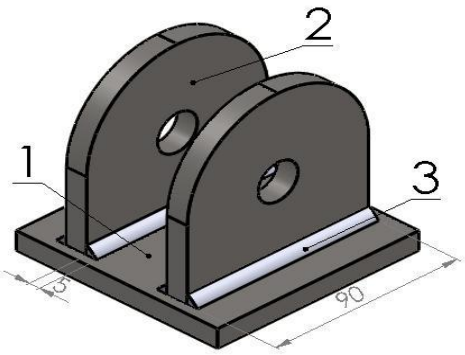


Figura 4.54. Soldadura entre las placas de soporte y la base, dimensiones en mm.

Sustituyendo valores en la ecuación (2.14), se obtiene el esfuerzo de la soldadura a corte σ_{ST}.

$$\sigma_{ST} = \frac{0{,}707 . 1.321{,}575}{0{,}005 \, . \, 0{,}09} = 2.076.341{,}167 \, Pa \quad (2{,}076 \, MPa)$$

Para que la soldadura pueda soportar el esfuerzo aplicado, se tiene que cumplir que el esfuerzo admisible del material $\sigma_{adm\,A-30}$ multiplicado por 0,57 (σ_{adm}) tal como lo establece Von Mises Henky, debe ser mayor al esfuerzo de corte σ_{ST}, al cual está sometida la soldadura. Como se sabe que ($\sigma_{adm\,A-30}$) = 250 MPa, entonces (σ_{adm}) queda:

$$\sigma_{adm} = 142{,}5 \, MPa$$

Aplicando la condición de diseño, queda que:

$$2{,}076 \, MPa \; < \; 142{,}5 \, MPa$$

Las juntas serán soldadas con soldadura por arco eléctrico manual, utilizando un electrodo revestido E6013, con una resistencia a la fluencia de (250 MPa). Lo que indica que la soldadura no fallará al ser sometida a las condiciones críticas en el sistema.

Cabe destacar que sólo se calcularon las soldaduras más críticas del sistema y se determinó que no fallan, lo que indica que las soldaduras de unión de los demás componentes tampoco fallarán por lo que no se calcularán.

4.6.14. CÁLCULO DE LOS TORNILLOS DE FIJACIÓN DE LA ESTRUCTURA.

Para el cálculo de los tornillos de fijación del sistema, se analizará sólo los más esforzados ya que si éstos no fallan los demás tampoco fallarán. Se utilizarán tornillo de grado 2, M8 de 1,25 de paso de rosca como se muestra en la figura 4.55.

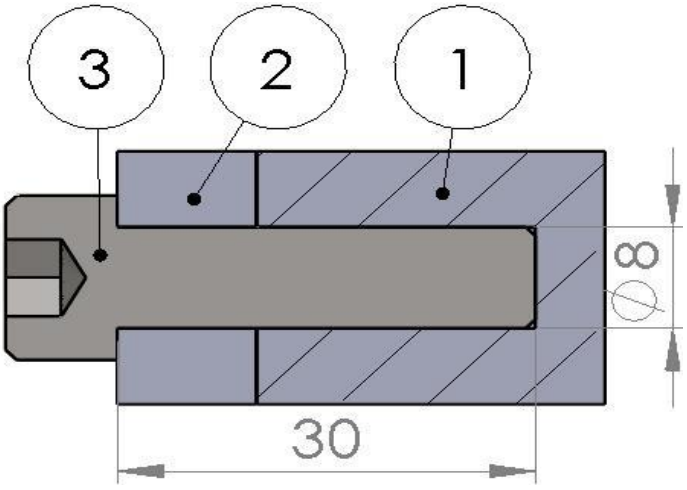


Figura 4.55. Dimensiones en mm de tornillos de fijación de la estructura.

Una vez seleccionado los tornillos a utilizar y la disposición de los mismos donde 1 y 2 en la figura 4.60, son las piezas a juntar a las que se le llamará junta y 3, el tornillo a calcular, se comprobará que soporten la carga deseada.

A través de la ecuación 4.8, se obtendrá la carga en kg que soportarán dichos tornillos.

$$M_{total} = M_{\ sist\ agarre\ y\ corte} + M_{Tronco} + M_{Hcorte} \quad (4.8)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.8, se obtiene que la masa total sea igual a 228,425 kg, siendo ésta la carga que soportarán los tornillos de fijación. Estos tornillos estarán sometidos a una fuerza $P_m = 2.284{,}25\ N$, donde cada tornillo soportará según la ecuación 4.9, una carga P.

$$P = \frac{P_m}{N°_{tornillos}} \quad (4.9)$$

Sustituyendo valores en la ecuación 4.9, se tiene:

$$P = \frac{2.284{,}25\ N}{8} = 285{,}53\ N$$

Con la ecuación 2.22 se obtiene el valor del área neta utilizada por los tornillos a utilizar $A_{tornillo}$, sabiendo que el diámetro D de dicho tornillo es de 8 mm. Al sustituir en la ecuación se obtiene que:

$$A_{tornillo} = \pi\ x\ 0{,}0042\ x\ 8 = 0{,}1055\ m^2.$$

Con la ecuación 2.32, se obtiene K_{tornillo} , y suponiendo que el material del tornillo es Acera al carbono AISI 1020 y considerando que el límite de elasticidad E según el anexo G es de 207.000.000 Pa (207MPa) y la longitud del tornillo $L_{tornillo} = 0{,}03\ m$.

$$K_{\text{tornillo}} = 727.950.000\ N/m$$

El área adjunta se calcula según la ecuación 2.34:

$$A_{junta} = 1{,}74\ x\ 10 - 4\ m^2.$$

La K_{junta} se obtiene aplicando la misma ecuación 2.33, con el mismo valor del límite de elasticidad E y $L_{\text{junta}} = 0{,}03\ m$, entonces:

$$K\ junta = \frac{1{,}74\ x\ 10^{-4} x\ 207.000.000}{0{,}03} = 1.200.600\ N/m$$

Sustituyendo en la ecuación 2.31 y 2.30 queda que:

$$\Delta_{carga\ tornillo} = 285{,}06\ N$$

$$\Delta\ _{carga\ junta} = 0{,}47\ N$$

De la ecuación 2.29, se obtiene el valor de apriete inicial del tornillo (Fi):

$$Fi = 1{,}2\ x\ 0{,}47\ N = 0{,}564\ N$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 2.28, se determinará la carga que soporta cada uno de los pernos de la unión PT_{tornillo}.

$PT_{\text{tornillo}} = 446{,}4\ N$

Y finalmente se calcula según la ecuación 2.19 el esfuerzo al que están sometidos los tornillos (σ_t), se obtiene que:

$$\sigma_t = \frac{446{,}4\ N}{0{,}1055\ m^2.} = 4231{,}3\ Pa\ (4{,}23\ .\ 10^{-3}\ MPa).$$

Por ser tornillos roscados completamente se debe utilizar, según la ecuación 2.27, un factor de seguridad ($3 < N < 4$), ya que las roscas representan concentradores de esfuerzos a través de los cuales pueden fallar los tornillos.

Estos tornillos son de grado 2, según el Anexo F poseen un esfuerzo admisible (σ_{adm}) de 61,5 MPa, y según la ecuación 2.25, si se divide entre un factor de seguridad para concentradores de esfuerzos N = 3,5, queda que:

$$\frac{\sigma_{adm}}{N} = 17{,}57\ (MPa)$$

Entonces se cumple que:

$$4{,}23\ .\ 10^{-3}\ MPa\ <\ 17{,}57\ MPa$$

Por lo tanto se puede decir que con este tipo de tornillos, la disposición, el grado y el espesor del sistema podrán resistir la carga máxima que se va a aplicar.

4.6.15. CÁLCULO DEL PASADOR QUE FIJA LOS CILINDROS A LAS OREJAS DE LOS EJES SOPORTE.

La fuerza que ejerce el cilindro de la base que es el más esforzado es de 5.286,3 N por lo tanto esa es la fuerza que tendrá que soportar el pasador del cilindro ya mencionado, en la figura 4.56, se muestra el corte del pasador a través de la placa y la base del cilindro, en donde (1) es base del soporte, (2) es el cordón de soldadura, (3) el soporte del cilindro, (4) el pasador a estudiar y (5) el anillo de soporte del cilindro.

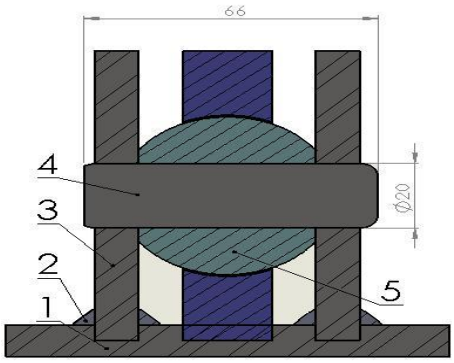


Figura 4.56. Pasador a través de oreja de soporte del cilindro, dimensiones en mm.

En este caso el pasador está sometido a un esfuerzo de corte, para el cálculo del mismo se necesita el área de la sección transversal del pasador A_p, que viene dada por la ecuación 4.10, donde el radio del pasador es de 0,010 m:

$$A_p = \pi r^2 \tag{4.10}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.4, que da que:

$$A_p = 0{,}000314\ m^2$$

De la ecuación 2.6, se obtiene el esfuerzo de corte al cual está sometido el pasador (σ_{cp}):

$$\sigma_{cp} = \frac{5.286{,}3\ \text{N}}{0{,}000314\ m^2}$$

$\sigma_{cp} = 16835350{,}32\ Pa$ (16,835 MPa).

Tomando un factor de seguridad ($N_{seguridad}$), de 1,2 para el pasador, según la tabla 2.1, queda que:

$$\sigma_{cp}\ x\ N_{seguridad} = 20.202.420{,}038\ Pa\ (20{,}2024\ MPa).$$

Estos pasadores serán fabricados en acero 1020, que según la tabla del Anexo C, su esfuerzo admisible ($\sigma_{\text{adm 1020}}$), es de 207 MPa. Con esto se comprueba que el esfuerzo al que está sometido es mucho menor al esfuerzo de fluencia y según la condición de diseño expresada por la ecuación 2.25 queda que:

$$20{,}2024\ MPa < 172{,}5\ MPa$$

De esta manera se asegura que el pasador que fija la base del cilindro a las placas de soporte del sistema resistirá la mayor fuerza que se aplique al mismo. Cabe destacar que se fabricarán siete de estos pasadores, uno para cada fijación donde haya un soporte de cilindro.

Así también los pasadores que articulan las partes móviles tales como la garra hidráulica, la herramienta de corte y las articulaciones de elevación que por no ser los más críticos se considera que no fallarán.

4.6.16. CÁLCULO DE LOS AGUJEROS DE LA PLACA DE SOPORTE DEL CILINDRO BASE DE Φ = 20 mm.

En este cálculo se va a comprobar que el agujero de la placa de soporte donde estará fijado el cilindro más esforzado, resista la fuerza que ejerce dicho cilindro sobre el agujero tomando como referencia la misma $P = 5286{,}3\ N$, en la figura 4.57, se muestra el agujero de estudio en cuestión y las dimensiones del mismo.

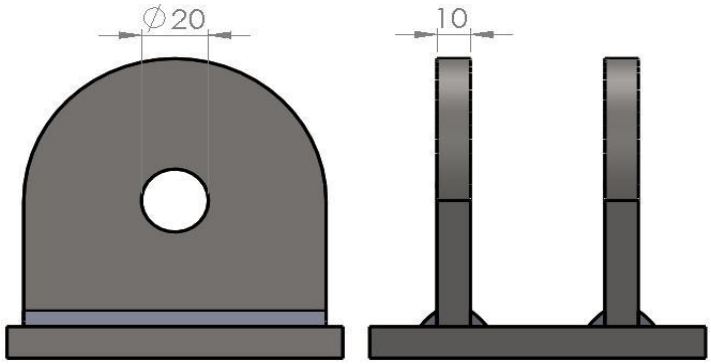


Figura 4.57. Agujero de la placa de soporte del cilindro base, dimensiones en mm.

La parte afectada es sólo la mitad del agujero, por lo tanto, el área de la mitad del agujero $(Aa/2)$ viene dada por la ecuación 4.11.

$$A\frac{a}{2} = \frac{\pi}{2}\ x\ Da\ x\ tps \qquad (4.11)$$

Donde: (Da) es el diámetro del agujero y t_{ps} es el espesor de la placa soporte. Sustituyendo los valores de (Da) y t_{ps}, el área queda:

$$3{,}1415\ x\ 10^{-4}\ m^2$$

Con la ecuación 2.6, se obtiene que el esfuerzo a compresión del agujero (σ_{compa}) sea:

$$\sigma_{comp} = \frac{2.643{,}15\ \text{N}}{0{,}00031415\ m^2}$$

$$\sigma_{comp} = 8.413.407{,}756\ Pa\ (8{,}413\ MPa)$$

El material de la placa es acero ASTM A-36, y comparando el limite elástico de dicho material que indica que es de 250 MPa.

$$\sigma_{comp} < 250\ MPa$$

Estos datos indican que el material soporta el esfuerzo a compresión aplicado a los agujeros de la placa y no fallarán.

Debido al resultado obtenido se puede asegurar que los demás agujeros que conforman el sistema hidráulico para podar arboles no fallan.

4.6.17. CÁLCULO PARA LA ELECCIÓN DE LOS ACTUADORES HIDRÁULICO NECESARIOS.

Se procederá a seleccionar los cilindros en el catálogo Parker, 2007. En la figura 4.58, se muestran los parámetros del actuador hidráulico doble efecto serie 1000. Se

debe suministrar los datos necesarios para la selección de los cilindros, que son longitud de carrera, fuerza de trabajo, presión máxima de trabajo, entre otros. Para el caso del cilindro más esforzado responsable de la elevación de todo el sistema se tiene que:

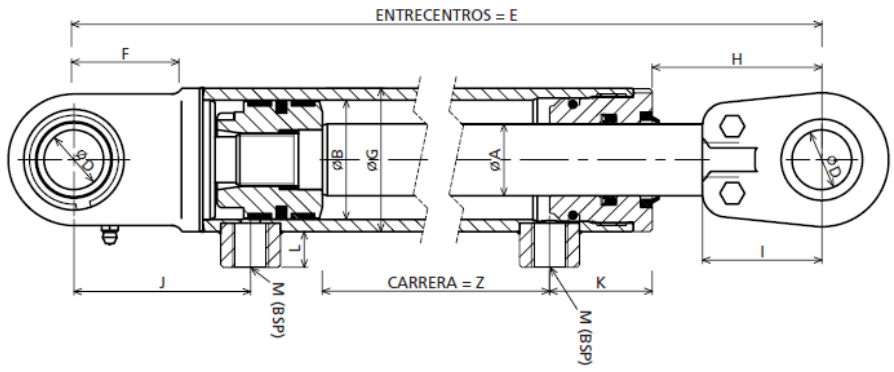


Figura 4.58. Parámetros de actuador hidráulico. Catálogo Cilindros Cromados 2007.

4.6.17.1. Actuador de elevación del sistema hidráulico para podar árboles.

Para este Actuador se conoce la fuerza de trabajo ya calculada cuando se le realizo el estudio al eje de elevación B, y para entrar al catalogo es necesario conocer la carrera, la cual se puede determinar mediante las condiciones de diseño planteadas al inicio del proyecto, es decir, es definida por el diseñador tal como lo muestra la figura 4.59, y es de:

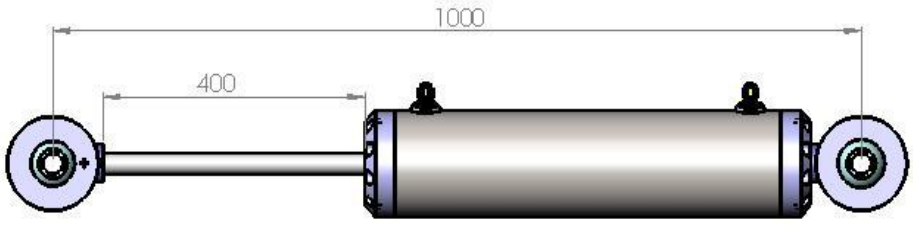


Figura 4.59. Actuador hidráulico de elevación pre-seleccionado.

$L_{carrera}$ = 0,4 m, que es la longitud requerida, para que el actuador cumpla con las condiciones de movimiento que se quieren implementar en dicho diseño de sistema.

F = 5286,3 N

Luego utilizando el catálogo Parker de cilindros hidráulicos se localiza la longitud de carrera necesaria y luego el diámetro del interno de la camisa del actuador requerido en el diseño, en la figura 4.60, se tiene la selección de dicho cilindro resaltada de color verde.

Cilindros estándar de doble efecto LÁSER
SERIE 1000

LASER double acting standard cylinders
SERIES 1000

REF.	Ø A	Ø B	Z CARRERA | STROKE	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	Vol. (L)	Peso (Kg) Weigth
1000/05	20	32	50	260	19	20	38	40	67	50	55	33	9,5	1/4	0,04	2,08
1000/10			100	310											0,08	2,38
1000/15			150	360											0,12	2,68
1000/20			200	410											0,16	2,98
1000/30			300	510											0,24	3,28
1001/1	25	40	100	305	19	20	38	50	70	50	68	40	15	3/8	0,13	3,34
1001/2			200	405											0,25	4,28
1001/3			300	505											0,38	5,23
1001/4			400	605											0,50	6,18
1001/5			500	705											0,63	7,13
1002/1	30	50	100	320	23	25	45	60	71	50	77	43	15	3/8	0,20	4,44
1002/2			200	420											0,39	5,62
1002/3			300	520											0,59	6,80
1002/4			400	620											0,79	7,98
1002/5			500	720											0,98	9,16
1002/6			600	820											1,18	10,34
1002/7			700	920											1,37	11,52
1003/1	30	60	100	340	28	30	51	70	83	60	83	45	15	3/8	0,28	6,15
1003/2			200	440											0,57	7,51
1003/3			300	540											0,85	8,87
1003/4			400	640											1,13	10,23
1003/5			500	740											1,41	11,59
1003/6			600	840											1,70	12,95
1003/7			700	940											1,98	14,31

Figura 4.60. Actuador hidráulico de elevación seleccionado. Catálogo Parker, 2007.

Al obtener el diámetro interno de la camisa del actuador seleccionado previamente se podrá obtener la presión de trabajo del mismo a través de la ecuación 4.12

$$P = \frac{2.F}{5.\pi.D^2.\eta} = \frac{2.5286,3}{5.\pi 6^2.0,95} = 19,68 \text{ bar} \quad (4.12)$$

D: Diámetro en cm.

P: Presión en bar.

F: Fuerza en N

η: rendimiento del cilindro (95 %).Viloria, 2007.

4.6.17.2. Actuador de elevación del sistema de agarre y corte.

Para este actuador también es conocida la fuerza que debe generar y la carrera necesaria para que cumpla las condiciones de diseño se especifica en la figura 4.61.

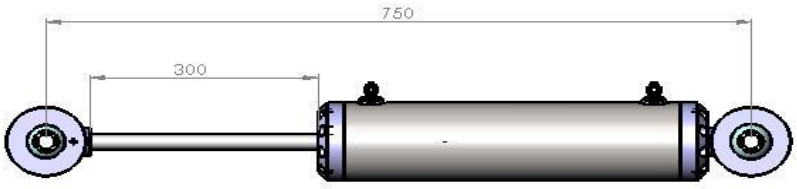


Figura 4.61.Actuador hidráulico pre-seleccionado.

$L_{carrera}$ = 0,3 m

F = 3.972,78 N

En la figura 4.62, se tiene la selección de dicho cilindro resaltada de color amarillo.

Cilindros estándar de doble efecto LÁSER
SERIE 1000

LASER double acting standard cylinders
SERIES 1000

REF.	Ø A	Ø B	Z CARRERA | STROKE	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	Vol. (l)	Peso (Kg) Weigth
1000/05			50	260											0,04	2,08
1000/10			100	310											0,08	2,38
1000/15	20	32	150	360	19	20	38	40	67	50	55	33	9,5	1/4	0,12	2,68
1000/20			200	410											0,16	2,98
1000/30			300	510											0,24	3,28
1001/1			100	305											0,13	3,34
1001/2			200	405											0,25	4,28
1001/3	25	40	300	505	19	20	38	50	70	50	68	40	15	3/8	0,38	5,23
1001/4			400	605											0,50	6,18
1001/5			500	705											0,63	7,13
1002/1			100	320											0,20	4,44
1002/2			200	420											0,39	5,62
1002/3			300	520											0,59	6,80
1002/4	30	50	400	620	23	25	45	60	71	50	77	43	15	3/8	0,79	7,98
1002/5			500	720											0,98	9,16
1002/6			600	820											1,18	10,34
1002/7			700	920											1,37	11,52
1003/1			100	340											0,28	6,15
1003/2			200	440											0,57	7,51
1003/3			300	540											0,85	8,87
1003/4	30	60	400	640	28	30	51	70	83	60	83	45	15	3/8	1,13	10,23
1003/5			500	740											1,41	11,59
1003/6			600	840											1,70	12,95
1003/7			700	940											1,98	14,31

Figura 4.62. Actuador hidráulico de elevación seleccionado. Catálogo Parker, 2007.

$$P = \frac{2.3972,78}{5.\pi 6^2.0,95} = 14,79 \text{ bar}$$

D: Diámetro en cm.

P: Presión en bar.

F: Fuerza en N

η: rendimiento del cilindro (95 %).Viloria, 2007.

4.6.17.3. Actuador de giro del sistema hidráulico para podar arboles.

Para este actuador también es conocida la fuerza que debe generar y la carrera necesaria para que cumpla las condiciones de diseño se especifica en la figura 4.63.

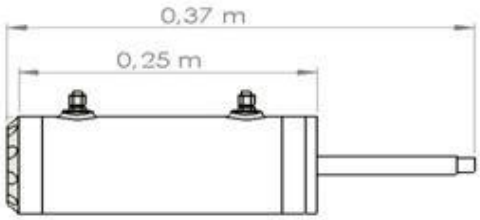


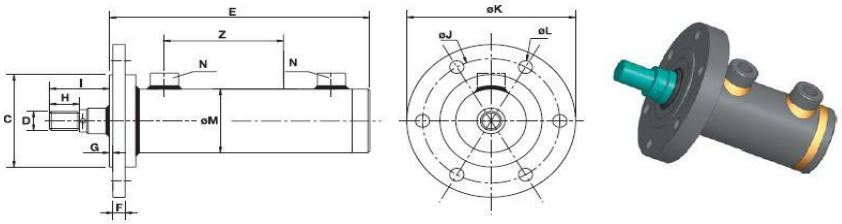
Figura 4.63. Actuador hidráulico de giro.

$L_{carrera}$ = 0,12 m

F = 2.102 N, ya que el actuador debe girar el sistema de agarre y corte.

En la figura 4.64, se tiene la selección de dicho cilindro resaltada de color morado.

Cilindros D.E. brida delantera | **Front-bridle D.A. Cylinders**



REF.	Ø VAST. ROD	Ø PISTÓN	Z CARRERA | STROKE	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	N BSP
8000/Z	20	32	50 - 2000	107 + Z	52	M14x1,5	15	2	18	35	67	80	7	42	1/4
8001/Z	22	40	50 - 2000	97 + Z	60	M16x1,5	15	2	22	40	82	100	9	50	3/8
8002/Z	25														
8003/Z	28														
8004/Z	25	50	50 - 2000	104 + Z	75	M20x1,5	18	2	28	48	103	125	11	60	3/8
8005/Z	28														
8006/Z	30														
8007/Z	36														
8008/Z	30	60	50 - 2000	106 + Z	90	M27X2	20	2	36	58	120	145	13	70	3/8
8009/Z	35														
8010/Z	40														

Figura 4.64. Actuador hidráulico de elevación seleccionado. Catálogo Parker, 2007.

$$P = \frac{2.2102}{5.\pi 6^2.0{,}95} = 7{,}825 \text{ bar}$$

D: Diámetro en cm.

P: Presión en bar.

F: Fuerza en N

η: rendimiento del cilindro (95 %).Viloria, 2007.

4.7. DISEÑO HIDRÁULICO DEL SISTEMA PARA LA PODA DE ÁRBOLES

Para lograr el movimiento requerido del sistema mecánico antes mencionado es preciso en primer lugar diseñar el diagrama oleo-hidráulico del sistema, ya que se tomará en cuenta todos los instrumentos a utilizar que generaran pérdidas de carga a medida que el fluido atraviesa los mismos. En la figura 4.65, se puede observar el diagrama oleo-hidráulico del sistema.

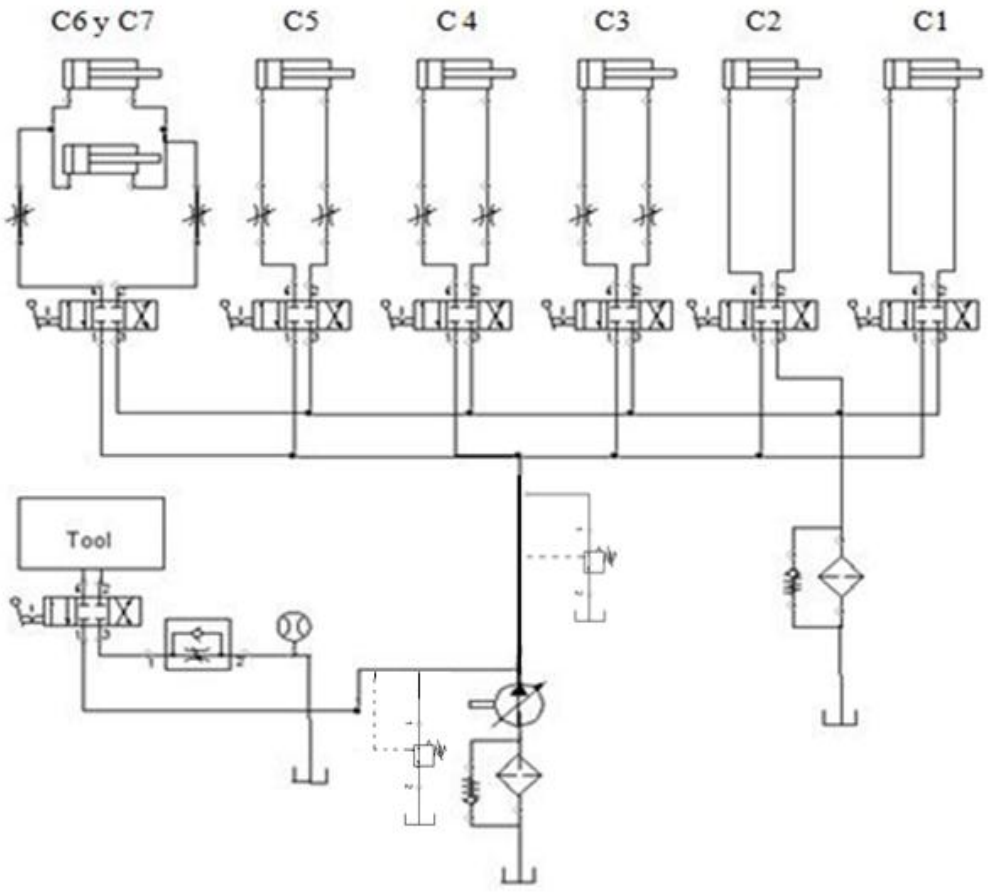


Figura 4.65. Circuito Oleo-hidráulico del sistema.

El diagrama cuenta con:

- 7 Cilindros hidráulicos de doble efecto.
- 7 Válvulas 4/3 vías con centro cerrado, con palanca de accionamiento mecánico de enclavamiento.
- 9 Válvulas reguladoras de caudal en dos sentidos.
- 2 Filtro purificador de fluido.
- 1Bomba hidráulica de caudal constante, no reversible.
- 2 Válvulas antiretorno.
- 1 Válvula limitadora de presión.
- 1 medidor de flujo
- 1 Herramienta de corte (Tool)
- 1 Válvula reguladora de caudal antiretorno.
- 1 Deposito a presión atmosférica.

4.7.1. Secuencia Lógica del diseño del sistema hidráulico.

Para el funcionamiento lógico del proceso se debe realizar la siguiente secuencia.

- Se inicia al presionar el botón de puesta en marcha del sistema.
- Se eleva hasta la posición deseada del cilindro de elevación 1 y se cierra la válvula.
- Se eleva hasta la posición deseada del cilindro de elevación 2 y se cierra la válvula.
- Se eleva hasta la posición deseada del cilindro de elevación 3 y se cierra la válvula.
- Se inicia el movimiento del cilindro 4 para el movimiento giratorio, hasta la posición deseada y se cierra la válvula.
- Se inicia el movimiento en conjunto del cilindro 5 y 6 para la sujeción de la parte del árbol a cortar y se cierra la válvula.
- Se acciona la válvula que controla la herramienta de corte para su puesta en marcha.

- Se inicia el movimiento del cilindro 7 para el desplazamiento de la sierra hidráulica, hasta realizar el corte.

4.7.2. Elementos a implementar en el circuito.

A continuación se mostrarán y se definirán los elementos que se van a utilizar en el sistema hidráulico para podar árboles.

4.7.2.1 Válvulas direccionales 4/3, con centro cerrado, accionamiento mecánico por palanca.

En su estado de reposo, existe presión en 1, las conexiones de trabajo 4, 2 y 3 están cerradas. Al accionarse la palanca la válvula cambia de posición de manera que la conexión de presión 1 queda conectada a la salida de trabajo 4 y la conexión 2 queda conectada a 3, cuando la palanca se activa nuevamente a su posición inicial la válvula vuelve a su estado de reposo. Sise selecciona la segunda posición de la válvula, la presión queda conectada con la salida de trabajo 2 y la conexión de trabajo se conecta directamente a la salida 3. Si se vuelve la palanca a su poción inicial, la válvula vuelve a su posición de reposo. Como se observa en la figura 4.66.

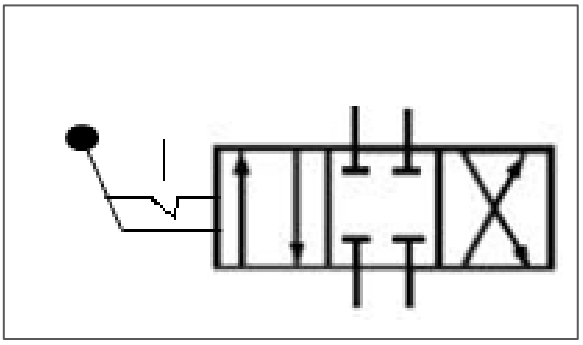


Figura 4.66. Válvulas direccionales 4/3.

4.7.2.2 Válvulas reguladoras de caudal en ambos sentidos.

Se utiliza este tipo de válvula la cual es la encargada de regular el paso de fluido. En este caso regulan el caudal de entrada en los cilindros y por lo tanto su velocidad de desplazamiento. En la figura 4.67, se observa el símbolo utilizado.

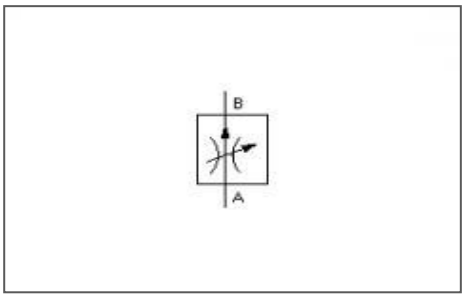


Figura 4.67. Válvula reguladora de caudal.

4.7.2.3. Cilindros de doble efecto.

En la figura 4.68, se observa un cilindro, el cual se en carga de transmitir fuerzas. Cuando comienza a llegar fluido por la conexión 1 se comienza a llenar el depósito trasero delcilindro haciendo que el vástago pueda salir, en este caso la presión que ejerce la conexión 1 debe ser mayor que la existente en la conexión 2 o simplemente que 2 esté conectada a la salida o deposito. Para hacerlo retroceder se hace lo contrario, se llena el compartimiento de entrada del cilindro llevando fluido por la conexión 2 y por la conexión 1 se debe evacuar el fluido que se encuentre en la parte posterior.

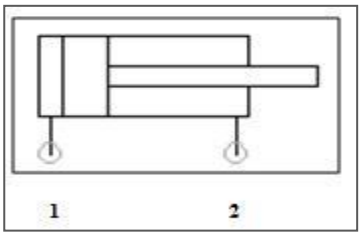


Figura 4.68.Cilindros hidráulicos.

4.7.2.4. Válvula limitadora de presión en función de seguridad.

Cuando la fuerza producto de la presión del fluido que corre por las tuberías es mayor que la fuerza que otorga el resorte, el elemento de cierre de esta válvula hace que se levante de su asiento de manera que se crea una conexión directa al tanque. La figura 4.69, muestra el diagrama de una válvula limitadora de presión.

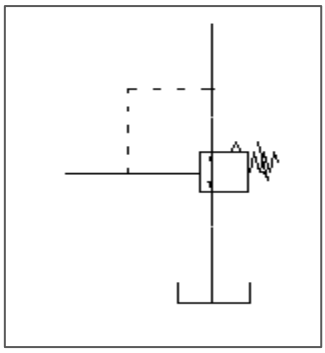


Figura 4.69. Válvula limitadora de presión.

4.7.2.5 Reguladora de caudal variable.

Gracias al antiretorno cuando el fluido se dirige de 1 hacia 2, éste fluye fácilmente sin ningún problema ya que tendrá una vía libre. En cambio cuando el fluido va desde 2 hacia 1, debido a que se encuentra un antiretorno el fluido sólo podrá pasar por la controladora de caudal, el cual puede ser variado. La figura 4.70, muestra el esquema de una válvula reguladora de presión.

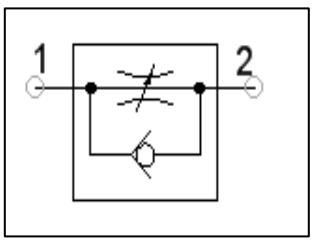


Figura 4.70. Válvula reguladora de caudal.

4.7.2.6. Filtro de aspiración y retorno.

Este elemento se instala entre la bomba y el depósito. De esta manera el fluido es aspirado a través de este filtro, asegurando que el fluido llegue filtrado hacia el sistema. La figura 4.71, muestra el esquema de un filtro.

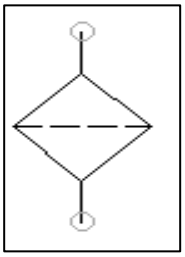


Figura 4.71. Filtro.

En este sentido, el filtro de retorno es instalado antes del tanque de manera que el fluido pueda ser filtrado antes de llegar al estanque.

4.7.2.7. Bomba hidráulica de caudal constante, no reversible.

En la figura 4.72, se observa una bomba, la cual es la encargada de entregar el fluido al sistema. Dicha bomba, transforma la energía mecánica del motor en energía hidráulica. Esta transformación se lleva a cabo en dos tiempos, aspiración y compresión.

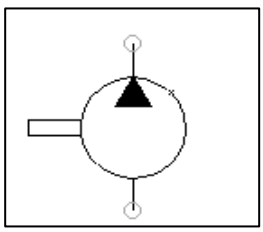


Figura 4.72. Bomba hidráulica.

4.7.2.8. Herramienta de corte.

La sierra hidráulica es la encargada de realizar el corte al árbol, es accionada a través del flujo hidráulico que pasa por ella. La figura 4.73, muestra la representación gráfica de la herramienta de corte.

Figura 4.73. Herramienta de corte.

La herramienta de corte a utilizar vendrá dada por el diámetro del árbol a cortar, ya que el diámetro máximo a cortar es de 25 cm se selecciona según dicho parámetro. Para ello se tiene que la sierra a utilizar será según las especificaciones siguiente:

Peso: 3kg.

Caudal hidráulico: 30 l/m.

Presión de trabajo: 120 bares.

Marca: Stanley.

Modelo: CS 06.

4.7.3. Cálculo del caudal de entrada para el cilindro hidráulico más esforzado.

Para el cálculo del caudal de entrada de los cilindros hidráulicos se necesita el diámetro del cilindro y la velocidad de avance la cual será de 0,1 m/s caudal de suministro que vendrá dado por la ecuación 4.13.Viloria, 2007.

$$Q_c = V * A \quad (4.13)$$

$Donde:$

Q_c: $caudal\ en\ de\ sumistro\ al\ actuador\ mas\ esforzado\ (m^3/s)$

V: $velocidad\ de\ desplazamiento\ del\ actuador(m/s)$

A: $área\ del\ émbolo\ del\ actuador\ (m^2)$

Sustituyendo valores en la ecuación 4.13, se obtiene:

$$Q_c = 0{,}1\frac{m}{s}.0{,}00283\ m^2 = 0{,}000283\ (m^3/s)$$

El caudal para el cilindro más esforzado, el cual tiene mayor área, será de $2{,}83\ .10^{-4}m^3/s$, lo cual lo hace inferior al caudal necesario para el funcionamiento de la herramienta de corte el cual es de $5{,}04\ .10^{-4}m^3/s$ por lo tanto $Qc < Qh$ el caudal de trabajo será el mayor caudal exigido en el sistema, y por consecuencia la velocidad del cilindro será afecta, para contrarrestar este efecto se colocarán válvulas reguladoras de caudal en cada cilindro.

4.7.4. Cálculo del caudal de operación de la bomba y tuberías para el sistema hidráulico para podar árboles.

Para compensar fugas en válvulas y compresibilidad del fluido se incrementa el caudal del fluido en un 5%, como se indica en la ecuación 4.14.

$$Q_t = Q_c + 5\%Q_c \quad (4.14)$$

Por lo tanto el caudal manejado por la bomba será de 0,000529 m^3/s. (30,28 l/min).

Para el cálculo de la potencia del motor es necesario en primer lugar el cálculo de las perdidas en el sistema que son causadas por las válvulas y las tuberías. Sabiendo las condiciones del fluido hidráulico a utilizar dictaminado por la herramienta de corte, el cual indica que a 38 °C (140 a 227) SSU y 99°C (40 SSU), es posible estimar su viscosidad en centistokes con la ayuda del gráfico del anexo A, como la herramienta de corte establece un intervalo, se consideró una viscosidad promedio entre los dos valores obtenidos de 30 cst, y un peso específico del fluido de 0,9 kg/dm^3.

Utilizando el método gráfico de cálculo de perdigas a través de la monograma contenido en la figura correspondiente al anexo B, se obtiene una pérdida de 0,01 bar/m en su equivalente 10 kPa/m sabiendo que la longitud de manguera máxima será 9 m se obtiene una pérdida de 90 kPa.

Al utilizar la figura correspondiente al anexo B, de pérdidas de presión interna en un válvula 4/3 cualquiera se determinó que las válvulas proporcionaran una caída de presión de 280 kPa, al utilizar tres válvulas se produce una caída de presión de 560 kPa.

La presión del sistema vendría dada por la sumatoria de la presión de trabajo de la herramienta de corte que es 80 bar, más las perdidas en válvulas y tuberías. En la ecuación 4.15, se observa la sumatoria de las pérdidas que posteriormente se obtiene la presión del sistema.

$$Perdidas = (560 + 90)\ kPa \qquad (4.15)$$

$Perdidas = 650\ kPa \quad 6{,}5\ bar$

$Ps = (120 + 6{,}5) bar \quad 126{,}5\ bar \quad 12.650.000\ Pa$

La potencia de accionamiento que tendría la bomba a seleccionar sería la dada por la ecuación 4.16:

Dónde:

Ps: Presión del sistema (Pascal)

Q: Caudal que maneja la bomba (m^3/s)

nt:75 %. Viloria, 2007

$$P_a = \frac{P_s x Q}{n_t} = \frac{12.650.000\ .0{,}000529}{0{,}75} \qquad (4.16)$$

$$Pa\ = 8.922{,}47\ W\ \ (11{,}9\ hp)$$

Para la selección de la bomba es necesario conocer el caudal y la presión más exigente del sistema. Ya que la herramienta de corte es la que exige más caudal y presión de trabajo, se selecciona según dichos parámetros, haciendo uso del catálogo EATON, se selecciona la bomba que maneje el caudal necesario y maneje la presión requerida. En la figura 4.74, se observa la bomba seleccionada a través de la flecha negra para el sistema hidráulico para podar árboles.

Pumps are stocked as shown in table.
ANY inlet position and rotation is available for same-day shipment.
See Model Codes page to select a different model code.

Vickers® V20F Vane Pumps • Flow Control Cover

Catalog Part No.	Vickers Part No. See Note Above	Vickers Model See Note Above	Shaft	Displ	Ring Size 1200 RPM	Flow Rate & Relief Setting	Outlet Position	Rot.	Max. PSI & Max. RPM	Wt.	Price Each
C1FH73	02-141809-5	V20F-1P11P-38A8H-22L	11 Tooth .590 Dia Shorter Length	2.22	11	8.0 GPM 2000 PSI	Opposite inlet (A)	CCW	2500 PSI 2500 RPM	21.47	
C1AC90	02-142388-7	V20F-1P13P-38C6H22	11 Tooth .590 Dia Shorter Length	2.59	13	6.0 GPM 2000 PSI	In-line with inlet (C)	CW	2200 PSI 2400 RPM	21.98	
C1EL14	02-142388-4	V20F-1P13P-38D6H22	11 Tooth .590 Dia Shorter Length	2.59	13	6.0 GPM 2000 PSI	90 Deg. CW from inlet (D)	CW	2200 PSI 2400 RPM	22.13	
C1ER98	02-141854-4	V20F-1P13P-38D8H22	11 Tooth .590 Dia Shorter Length	2.59	13	8.0 GPM 2000 PSI	90 Deg. CW from inlet (D)	CW	2200 PSI 2400 RPM	22.51	
C1ZZ86	02-141854-7	V20F-1P13P-38C8H22L	11 Tooth .590 Dia Shorter Length	2.59	13	8.0 GPM 2000 PSI	In-line with inlet (C)	CCW	2200 PSI 2400 RPM	22.55	

Flow Rate: Orifice Flow Rate (GPM). Non-adjustable pressure compensated fixed orifice in rear cover.
Relief Setting: Non-adjustable replaceable cartridge.
Displacement: Cubic inches per revolution.
Max. PSI & Max. RPM: Based on using petroleum oil at 120°F / 100SUS and at 0 PSI inlet pressure.
Minimum Speed: 600 RPM.

Figura 4.74. Bomba seleccionada para el sistema.

Al obtener el caudal de la bomba y seleccionando las velocidades en las tuberías según las distintas presiones dadas según el anexo I, es posible calcular el diámetro de cada tubería según sea el caso.

- Velocidad de alimentación: 0,6 m/s
- Velocidad de presión: 5,2 m/s
- Velocidad de retorno: 2 m/s

Utilizando la ecuación 4.17, se puede obtener el área de cada sección de tubería y por consiguiente el diámetro de las mismas.

$$A = Q_{Bomba}/V \tag{4.17}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 4.17, queda que:

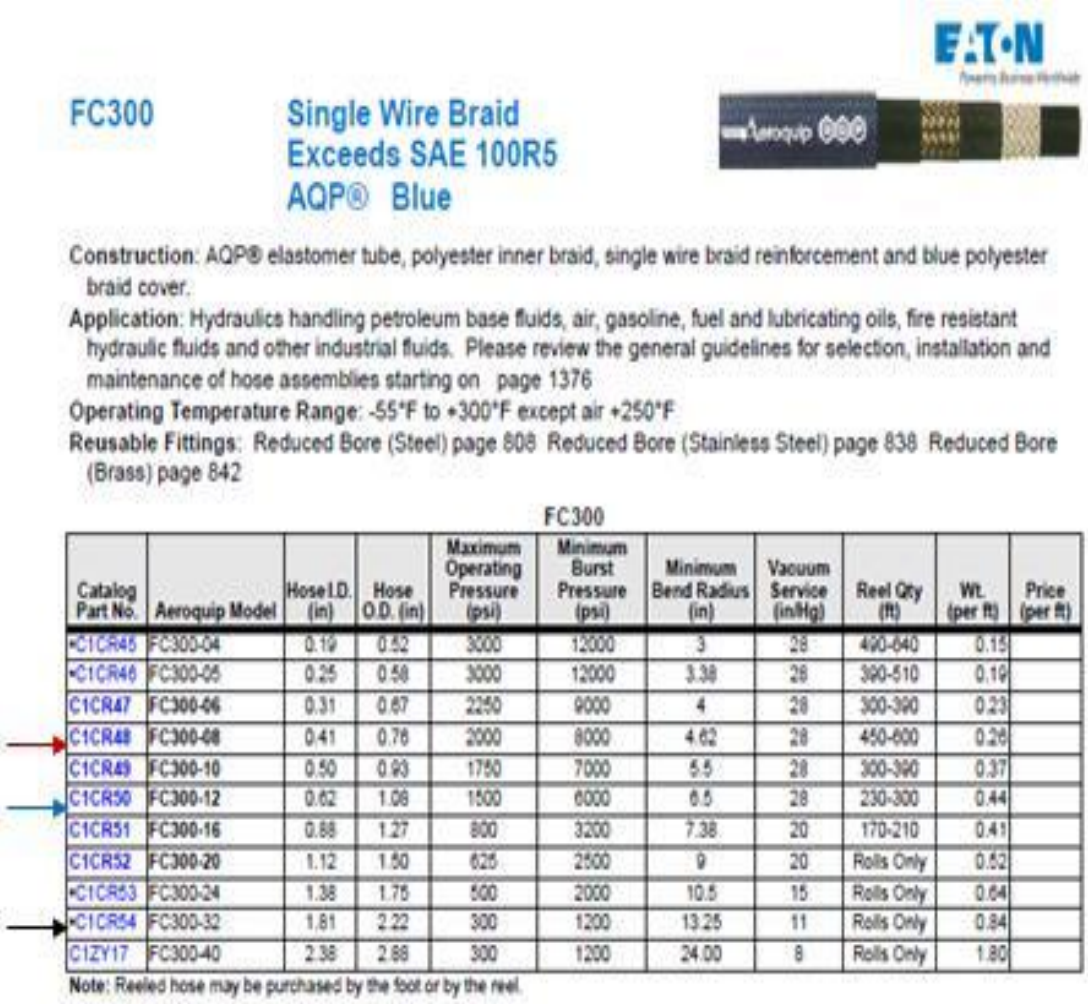
$$A = \frac{5{,}04x10^{-4}(m^3/s)}{0{,}6\ (m/s)} = 7{,}2x10^{-4}m^2$$

Luego mediante la ecuación 4.3, se despeja el diámetro de las tuberías quedando que:

$$d = 0{,}0327\ m = 32{,}7\ mm$$

$$d_{alimentacion} = 32{,}7\ mm; d_{presion} = 10{,}3\ mm;\ d_{retorno} = 16{,}5\ mm$$

Se procederá a introducir los diámetros obtenidos al catálogo EATON, 2006. Para así seleccionar las mangueras adecuadas como se indica en la figura 4.75.



FC300 **Single Wire Braid**
Exceeds SAE 100R5
AQP® Blue

Construction: AQP® elastomer tube, polyester inner braid, single wire braid reinforcement and blue polyester braid cover.

Application: Hydraulics handling petroleum base fluids, air, gasoline, fuel and lubricating oils, fire resistant hydraulic fluids and other industrial fluids. Please review the general guidelines for selection, installation and maintenance of hose assemblies starting on page 1376

Operating Temperature Range: -55°F to +300°F except air +250°F

Reusable Fittings: Reduced Bore (Steel) page 808 Reduced Bore (Stainless Steel) page 838 Reduced Bore (Brass) page 842

FC300

Catalog Part No.	Aeroquip Model	Hose I.D. (in)	Hose O.D. (in)	Maximum Operating Pressure (psi)	Minimum Burst Pressure (psi)	Minimum Bend Radius (in)	Vacuum Service (in/Hg)	Reel Qty (ft)	Wt. (per ft)	Price (per ft)
•C1CR45	FC300-04	0.19	0.52	3000	12000	3	28	490-640	0.15	
•C1CR46	FC300-05	0.25	0.58	3000	12000	3.38	28	390-510	0.19	
C1CR47	FC300-06	0.31	0.67	2250	9000	4	28	300-390	0.23	
C1CR48	FC300-08	0.41	0.76	2000	8000	4.62	28	450-600	0.26	
C1CR49	FC300-10	0.50	0.93	1750	7000	5.5	28	300-390	0.37	
C1CR50	FC300-12	0.62	1.08	1500	6000	6.5	28	230-300	0.44	
C1CR51	FC300-16	0.88	1.27	800	3200	7.38	20	170-210	0.41	
C1CR52	FC300-20	1.12	1.50	625	2500	9	20	Rolls Only	0.52	
•C1CR53	FC300-24	1.38	1.75	500	2000	10.5	15	Rolls Only	0.64	
•C1CR54	FC300-32	1.81	2.22	300	1200	13.25	11	Rolls Only	0.84	
C1ZY17	FC300-40	2.38	2.88	300	1200	24.00	8	Rolls Only	1.80	

Note: Reeled hose may be purchased by the foot or by the reel.

Figura 4.75. Mangueras hidráulicas seleccionadas.

La flecha de color rojo indica la manguera seleccionada de alta presión, la flecha de color azul indica la manguera seleccionada de mediana presión que corresponde a la de retorno, y la manguera de color negro corresponde a la manguera de baja presión que vendría siendo la de succión.

4.7.5. Selección del depósito.

El depósito se proyectará para una capacidad 4 veces superior al caudal de la bomba ya que los equipos a utilizar tendrán reposos cortos, donde la temperatura del fluido no excederá los 60°C.

.

$$V_{tanque} = 4\,x\,30{,}28 l/m = 121{,}12\ l$$

El depósito será capaz de almacenar todo el líquido en situación de parada con un excedente de aproximadamente 30% por ello el volumen del tanque será:

$$V_{tanque} = 121{,}12\ l + 0{,}30\,.\,121{,}12\ l = \quad 157{,}45\ l \qquad (0{,}157 m^3)$$

Para fines de un mejor manejo de espacio se decidió darle al reservorio una forma totalmente cubica donde todas sus arista tengan la misma longitud, los lados medirán 0,53 m cada uno alto, ancho y largo.

La fuerza ejercida por la presión del líquido sobre la superficie de las placas laterales se calculará mediante la ecuación 4.18:

$$F = \gamma\,.\,hc\,.\,A \qquad (4.18)$$

Donde:

F: fuerza que ejerce el fluido constante sobre toda la superficie (N)

γ: peso específico del fluido (N/m^3)

h_c: distancia entre centro de presión y la superficie de fluido. (m)

A: área de la superior plana (m^2)

Cuando la superficie es cuadrada el centro de presión coincide con el centroide de la placa, por lo tanto si la altura máxima del tanque es de 0,53 m el centroide estará a 0.265 m de altura. La presión ejercida sobre la superficie frontal y posterior del tanque se determina mediante la ecuación 4.18. Donde γ es el peso específico del aceite a utilizar y viene dado por la masa del fluido multiplicado por la gravedad y luego divido entre el volumen total del fluido.

$$\gamma = \frac{900kg.9{,}81\ m/s^2}{m^3} = 8829\ N/m^3$$

Sustituyendo la ecuación 4.18, se determina la fuerza que aplicará el fluido a las paredes laterales del tanque y luego la presión con la ecuación 4.19.

$$F = 8829\frac{N}{m^3}.0{,}265\ m\ .0{,}28\ m^2 = 655{,}11\ N$$

$$P = \frac{F}{A} \qquad (4.19)$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{655{,}11N}{0{,}28\ m^2} = 2339{,}68\ Pa$$

Como puede observarse por los resultados, la presión más crítica seria la que tiene que soportar las placas laterales siendo esta la presión que se considerará para el

diseño. El material de la superficie debe soportar esta carga con un factor de seguridad mayor a 1,5 (valor tomado por criterio propio y por las condiciones de operación del tanque) y resistente a las condiciones de trabajo, por lo que se ha decidido seleccionar el acero como el material de construcción.

Las laminas de acero comercial se fabrican a espesores estándar y su resistencia oscilan entre 179 y 814 MPa pudiendo soportar la carga ejercida por el fluido sin ningún problema. Las juntas serán soldadas con soldadura por arco eléctrico manual, utilizando un electrodo revestido E6013, con una resistencia a la tracción de 413,68MPa.

Se requiere seleccionar un material resistente mecánicamente y a la corrosión, por lo que se piensa escoger una lámina de acero galvanizado.

4.8. Estabilidad del sistema hidráulico para podar arboles trasladado en curvas.

En esta sección se realizaran los cálculos para determinar la velocidad máxima a la cual se debe trasladar el sistema hidráulico en una curva urbana. En la figura 4.76, se muestra la posición de traslado del sistema.

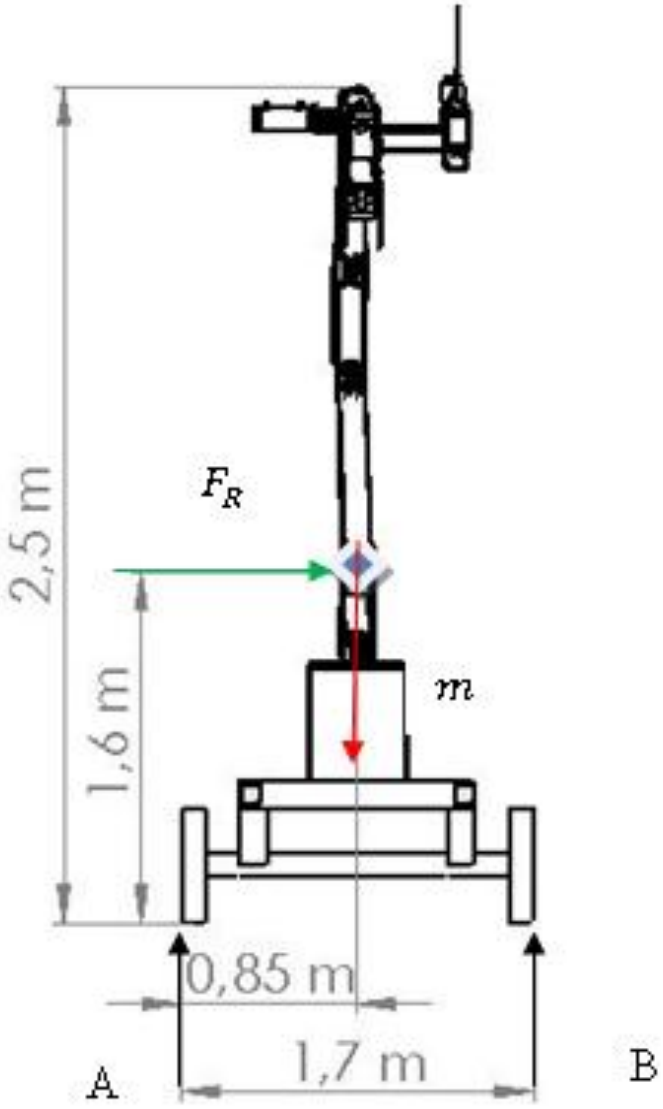


Figura 4.76. Vista frontal del sistema hidráulico con las fuerzas y dimensiones de estabilidad en movimiento.

Mediante las ecuaciones 4.20, la cual indica la fuerza centrífuga ejercida al sistema al momento de tomar una curva en su traslado, al sustituir la misma en la ecuación 4.21 y despejando la variable V obtendremos la velocidad máxima de traslado para una curva de radio igual a 50m.

$$F_R = m.(\frac{V^2}{R_{curva}}) \quad (4.20)$$

$$\sum M_A: F_R.H - f.mg = 0 \quad (4.21)$$

Donde:

F_R =Fuerza centrifuga

m: es la masa del sistema hidráulico para podar árboles.

V: es la velocidad de desplazamiento en carreteras

R: es el radio de curvatura de la carretera.

H: es la altura del centro de masa del sistema hidráulico para la poda de árboles.

g:es la aceleración de gravedad.

f: distancia del punto A, a la fuerza ejercida por el peso del sistema.

Igualando la ecuación 4.20, con la ecuación 4.21, se obtiene la 4.22, la cual permite el cálculo de la velocidad máxima en curvas:

$$V^2 = R_{curva}.f.\frac{1}{H} \quad (4.22)$$

$R = 50\,m$

$f = 0{,}85\,m$

$H = 1{,}6\ m$

Sustituyendo valores en la ecuación 4.22, y despejando *V*, se obtendrá la velocidad máxima a la que se podrá trasladar el sistema hidráulico para podar árboles en curvas mayores o iguales a 50 m.

$$V = 26{,}6\ km/h$$

4.9. COSTOS QUE INVOLUCRAN LA CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO PARA PODAR ÁRBOLES.

Para el cálculo de la inversión, se tomaron en cuenta los costos de los materiales, piezas y elementos a ser comprados, los cuales se pueden ver reflejados en la tabla 4.11.

Tabla 4.11. Inversión en materiales, piezas y elementos para la construcción e implementación del sistema hidráulico para podar árboles.

Cantidad	Descripción	Monto (BsF)
1	Plancha o chapas gruesas laminado en caliente norma ASTM A-36, (2.400 x 6.000) mm, e = 10mm.	3.560
1	Barras estructurales sección cuadrada ASTM A-36, (90 x 90, e=2,5) mm; L = 12 m.	3.970
1	Barras estructurales sección cuadrada ASTM A-36, (120 x 120, e = 4) mm; L = 12 m.	4.950
4	Actuadores, $L_{carrera}$ = 0,2 m, D_{embolo} = 0,06m, D_{camisa} = 0,07m, $L_{retraído}$ = 0,5m, $L_{extendido}$ = 0,75m. Ptrabajo = 7,4 bar.	22.000

Tabla 4.11. Inversión en materiales, piezas y elementos para la construcción e implementación del sistema hidráulico para podar árboles (continuación).

2	Actuadores, $L_{carrera}$ = 0,9 m, D_{embolo} = 0,07m, D_{camisa} = 0,08m, $L_{retraído}$ = 0,58m, $L_{extendido}$ = 0,977m. Ptrabajo = 7,4 bar.	15.100
1	Actuador, $L_{carrera}$ = 0,12 m, D_{embolo} = 0,06m, D_{camisa} = 0,07m, $L_{retraído}$ = 0,25m, $L_{extendido}$ = 0,37m. Ptrabajo = 7,4 bar.	3.850
20	Tornillo de grado 2, 8 mm de diámetro, 1,25mm de paso de rosca y de 30mm de largo con rosca, cabeza hexagonal hueca.	90
7	Válvulas 4/3 vías con centro cerrado, con palanca de accionamiento mecánico de enclavamiento. Serie V-3; Pmax: 5000 PSI; Qmax: 20GPM, marca Vickers	22.750
2	Filtro purificador de fluido. Serie SAF: 6 GPM en succión 25 GPM en retorno	2.500
9	Válvulas reguladoras de caudal en dos sentidos. Serie1CE30; Q: 8GPM; P(1740-5075) PSI	10.350
1	Bomba hidráulica de caudal constante, no reversible 9 hp. Serie V20F; Q:19,5 GPM; 1800RPM	2.2 50
2	Válvulas antiretorno.	1.320
1	Válvula limitadora de presión. Serie PRF 2-10; Q (6-12) GPM regulable.	1.350
1	Medidor de flujo marca GFSIGNET, Velocidad de lujo (1-6) m/s.	460
1	Sierra hidráulica STANLEY; serie CS 06; Q: (26-34) l/min; P: (105-140) bar.	5.500
1	Válvula reguladora de caudal antiretorno.	1.100
1	Deposito cubico a presión atmosférica de (0,5x 0,5x 0,5) m.	670
26	Pasadores.	5.200
1	Eje trasero de una camioneta Ford pic up F 150.	3.200
77 m	Mangueras.	11.655

Tabla 4.11. Inversión en materiales, piezas y elementos para la construcción e implementación del sistema hidráulico para podar árboles (continuación).

2	Rodamiento Radial SKF	700
1	Rodamiento Axial SKF	395
1	Generador Kipor 5,5 kVA; 10 HP: M/diesel monofásico	1.895
-------	Total	109.875

En la tabla 4.11 solo se muestran los costos de los materiales a comprar, cabe destacar también los costos de construcción (mano de obra). Para el desarrollo del proyecto se estipula que el tiempo de fabricación y armado de las piezas del sistema será aproximadamente un mes, esto indica que se tendrá que contratar, un ingeniero mecánico, un mecánico, un soldador y un electricista. Quedando el pago del mes de trabajo para las personas contratadas de la siguiente manera:

Ing. Mecánico = 5.100 BsF.

Mecánico = 2.500 BsF.

Soldador = 4.000 BsF.

Electricista = 2.500 BsF.

Imprevistos = 10.000 BsF.

Quedando definido el costo total del proyecto a realizar, siendo dicho costo el siguiente:

Costo total = 133.975 BsF.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

A continuación se presentan las conclusiones del estudio realizado así como las recomendaciones para futuras investigaciones que pretendan avanzar en el diseño de un sistema hidráulico para podar árboles.

CONCLUCIONES.

- Al evaluar cada subsistema que compone la parte estructural del sistema hidráulico para la poda de árboles en el programa computacional Solid Works, se determinó que en estados de carga más esforzados ninguna de las partes falla según el criterio de Von Mises, arrojando valores aceptables de factores de seguridad.

- El mecanismo de corte proporcionó las condiciones de trabajo para el diseño del sistema hidráulico. cabe destacar que los parámetros obtenidos son aproximaciones que requieren del sustento de la construcción del mecanismo de corte.

- Al hacer el estudio de estabilidad del sistema, se determinó que es sumamente estable por lo tanto se garantiza la estabilidad del mismo en condición de trabajo.

- Al diseñar el sistema hidráulico de control se implementó solo válvulas de control manual que permiten una operatividad sencilla.

- El costo total del sistema diseñado es de 133.975 BsF, el cual no es elevado considerando la seguridad que le brindara al operario.

RECOMENDACIONES.

❖ Ya que el estudio mecánico se realizó en estado de carga estático mediante el MEF, empleando el criterio de falla estático de Von Mises. Entonces se recomienda realizar el estudio del mismo en estado de carga dinámico, debido a que los esfuerzos Von Mises podrían tener un incremento de carga en su valor.

❖ Se recomienda la construcción del proyecto para la realización de pruebas experimentales y evaluar su comportamiento en condiciones de estado de carga reales.

❖ Para un diseño hidráulico más cercano a la realidad, se recomienda la utilización de productos válvulas hidráulicas de una sola marca en el mercado, ya que permite una mejor respuesta en el sistema.

❖ Capacitar, en el manejo del sistema hidráulico, al personal que se encuentre involucrado con la utilización del mismo.

.

❖ Las ramas a cortar no deben sobrepasar la estipulada en el diseño del sistema hidráulico ni en peso, ni en tamaño, ya que puede que dicho sistema no pueda controlar el apeo de manera correcta resultando algún percance inesperado

BIBLIOGRÁFIA.

Arias, Pedro; Castillo, Víctor. (2009). “Diseño de un banco para armado, desarmado y prueba de cilindros hidráulicos”. Universidad de Carabobo

Arellano, José. (2005). “Construcción y ensayo de una bomba de engranajes externos”. Universidad de Carabobo

Creus, Antonio. (1995). Instrumentación industrial (5 ed.). México: Alfa Omega.

Cinkelj Justin, Kamnik Román, Cepon Peter, MatjažMihelj, Munih Marko. (2010) “Closed-loop control of hydraulic telescopic handler”. Automation in Construction 19, 954–963

Gamez Montero P, E.Salazar a, R. Castilla a, J.Freire, M.Khamashta, E.Codinaa (2009).Misalignment effects on the load capacity of a hydraulic cylinder. International Journal of Mechanical Sciences 51,105–113

Hoyos Mesa, Mario. Henao C Edison. Díaz A Alexander. Monroy J Mauricio. Mejía C Luz Adriana. (2003). “Modelado y simulación del control de velocidad de un motor hidráulico”. Scientia et Technica 22, 81-86

Jiménez, Asdrúbal; Tamboco, Mauricio. (2008) “Rediseño y reconstrucción de un banco de ensayo para una bomba de engranaje externo”. Universidad de Carabobo.

Mataix, C. 1982. “Mecánica de los Fluidos y Máquinas Hidráulicas”. México.

Norton, Robert. (1999). “Diseño de Máquinas”. Editorial Prentice Hall. México.

Shigley. Joseph Edward. (1985). “Diseño en ingeniería mecánica 4 ed”. Editorial McGraw Hill.

Tassoni, Danilo. “Elementos de Maquinas”. Universidad de Carabobo.

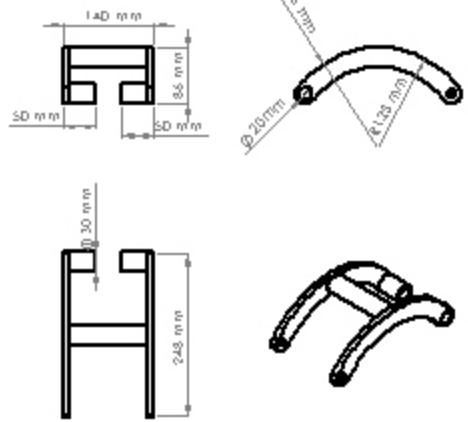
Viloria, R. José. (2007). “Prontuario de hidráulica industrial. Electricidad aplicada. Editorial Thomson. España.

Xavier J, AvrilS, Pierron F, Morais J. (2009). “Variation of transverse and shear stiffness properties of wood in a tree”. Composites: Part A 40, 1953–1960.

Zienkiewicz. Olgierd Cecil. (1989). "Método de los elemento finitos". (6 ed.).Editorial: editorial reverté, s.a. Barcelona España.

http://www.asis-tecweb.com/cilindros-hidraulica/

http://www. Ventananoticias.blogspot.com



acople

A4