

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA  
SEDE QUITO**

**CARRERA:  
INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:  
INGENIEROS MECÁNICOS**

**TEMA:  
DISEÑO DE UN SISTEMA DE IZAJE PARA ACCIONAR LA COMPUERTA  
RADIAL EN LA LAGUNA DE ESTABILIZACIÓN DEL CANAL DE RIEGO  
CAYAMBE - PEDRO MONCAYO**

**AUTORES:  
GALO VINICIO GUAÑUNA TUQUERRES  
JUNIOR GIXSON ORTIZ GUERRERO**

**TUTOR:  
WILLIAM GUSTAVO DÍAZ DÁVILA**

**Quito, febrero de 2019**

## CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Galo Vinicio Guañuna Tuquerres con documento de identificación N° 1719904367 y Junior Gixson Ortiz Guerrero con documento de identificación N° 2200273858, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “DISEÑO DE UN SISTEMA DE IZAJE PARA ACCIONAR LA COMPUERTA RADIAL EN LA LAGUNA DE ESTABILIZACIÓN DEL CANAL DE RIEGO CAYAMBE - PEDRO MONCAYO”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

.....  
Galo Vinicio Guañuna Tuquerres  
C.I: 1719904367

.....  
Junior Gixson Ortiz Guerrero  
C.I: 2200273858

Quito, febrero de 2019

## **DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR**

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Trabajo de Titulación: “DISEÑO DE UN SISTEMA DE IZAJE PARA ACCIONAR LA COMPUERTA RADIAL EN LA LAGUNA DE ESTABILIZACIÓN DEL CANAL DE RIEGO CAYAMBE - PEDRO MONCAYO”, realizado por Galo Vinicio Guañuna Tuquerres y Junior Gixson Ortiz Guerrero, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.

Quito, febrero de 2019



.....  
William Gustavo Díaz Dávila  
C.I: 0400926184

## **DEDICATORIA**

El presente trabajo se lo dedico a Dios por fortalecer mi corazón e iluminar mi mente. A mi madre Nancy Tuquerres por su apoyo incondicional y ser el pilar fundamental en toda mi formación personal y académica, su esfuerzo y amor han sido motivación de perseverancia para mis hermanos y mi persona. A mis hermanos por estar siempre presentes, acompañándome y por el apoyo moral que me han brindado a lo largo de esta etapa de mi vida. A mis familiares y amigos que me han apoyado y han hecho que el trabajo se realice con éxito, en especial, a aquellos que nos abrieron las puertas y compartieron sus conocimientos.

**Galo Guañuna**

Esta tesis está dedicada a mis padres, por ser el pilar esencial en mi educación, por su apoyo moral y económico brindado a través del tiempo, especialmente la dedico a la memoria de mi madre; su ejemplo me motivó para no rendirme. A mi hermano Johny por ser mi soporte y compañía durante el periodo de estudio y, sobre todo, por el valor mostrado para salir adelante sin importar lo difícil que parezcan las circunstancias. A mis familiares, que me brindaron su apoyo cuando lo necesitaba y a todos aquellos que participaron directa o indirectamente para la culminación de este Trabajo de Titulación.

**Junior Ortiz**

## **AGRADECIMIENTO**

A la Universidad Politécnica Salesiana por habernos dado la oportunidad de formarnos en esta prestigiosa institución y ser la sede de todo el conocimiento adquirido en estos años. A cada uno de los docentes de la Carrera de Ingeniería Mecánica, que transmitieron sus conocimientos propios del campo de la profesión; además, motivaron e impulsaron el desarrollo de nuestra formación profesional durante todo el período académico.

Al Ingeniero William Díaz, tutor del presente Trabajo de Titulación, por confiar en nosotros, por sus valiosos aportes a la elaboración de esta investigación, por el tiempo prestado y su paciencia.

**Galo Guañuna - Junior Ortiz**

## ÍNDICE DE CONTENIDO

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR.....	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR.....	ii
DEDICATORIA .....	iii
AGRADECIMIENTO .....	iv
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	v
NOMENCLATURA .....	xv
RESUMEN.....	xvi
ABSTRACT .....	xvii
INTRODUCCIÓN .....	1
CAPÍTULO I	
MARCO TEÓRICO.....	4
1.1 Compuerta radial .....	4
1.2 Ventajas y desventajas de las compuertas radiales.....	4
1.3 Partes y funcionamiento .....	5
1.4 Sistema de izaje para compuertas radiales .....	6
1.4.1 Teclé manual.....	7
1.5 Materiales recomendados para la compuerta radial .....	7
1.6 Fuerzas actuantes en la compuerta .....	8
1.6.1 Peso de la compuerta .....	8
1.6.2 Fuerzas hidrostáticas.....	9
1.6.3 Fuerza de fricción .....	11
1.6.4 Carga mínima de elevación.....	13
1.7 Perfiles utilizados en compuertas radiales.....	13
1.8 Esfuerzo cortante .....	14
1.9 Esfuerzo por aplastamiento .....	14

1.10 Relación de esbeltez en columnas .....	15
1.11 Flexión asimétrica .....	16
1.12 Ecuación de interacción.....	17
1.13 Factor de seguridad .....	17
1.14 Engranaje planetario.....	18
1.15 Velocidades angulares en un sistema epicicloidal.....	18
1.16 Diseño de engranajes rectos por criterio de flexión .....	19
1.17 Análisis de fuerzas en engranes rectos .....	20
1.18 Teoría del esfuerzo cortante máximo .....	21
1.19 Esfuerzos en ejes - falla por fatiga .....	22
1.19.1 Límite admisible a la fatiga $S'_e$ .....	23
1.19.2 Factor de corrección superficial $K_a$ .....	23
1.19.3 Factor de corrección de tamaño $K_b$ .....	23
1.19.4 Factor de corrección de carga a flexión $K_c$ .....	23
1.19.5 Factor de corrección de temperatura $K_d$ .....	24
1.19.6 Factor de corrección de confiabilidad $K_e$ .....	24
1.19.7 Factor de concentración de esfuerzos a fatiga $K_f$ .....	24
1.20 Esfuerzo a flexión en engranes rectos .....	25
1.20.1 Espesor del diente $F$ .....	25
1.20.2 Factor geométrico $J$ .....	26
1.20.3 Fuerza tangencial en el diente $F_t$ .....	27
1.20.4 Factor sobrecarga $K_o$ .....	27
1.20.5 Factor de tamaño $K_s$ .....	28
1.20.6 Factor de distribución de carga $K_m$ .....	28
1.20.7 Factor dinámico $K_v$ .....	28
1.20.8 Factor espesor de orilla $K_B$ .....	29
1.20.9 Factor de confiabilidad $K_R$ .....	29

1.20.10 Factores de esfuerzo de ciclo $Y_N$ .....	30
1.20.11 Número de esfuerzo flexionante admisible $S_{at}$ .....	31
1.21 Esfuerzos flexionantes en el diente de un engrane .....	31
1.22 Esfuerzo a la picadura en engrane .....	31
1.23 Cálculo de la resistencia por fatiga superficial en engrane .....	32
1.24 Distribución de Weibull en rodamientos .....	34
1.25 Parámetro de selección de sprockets .....	34
1.26 Cadenas de rodillo simple .....	35
1.27 Trinquete .....	35
<b>CAPÍTULO II</b>	
<b>ANÁLISIS DE FUERZAS EN LA COMPUERTA RADIAL Y PÓRTICO .....</b>	<b>37</b>
2.1 Cálculo del peso de la compuerta radial .....	37
2.1.1 Peso de la pantalla radial .....	37
2.1.2 Peso de los brazos radiales de apoyo .....	38
2.1.3 Peso total de la compuerta radial .....	38
2.2 Cálculo del centro de gravedad de la compuerta radial .....	39
2.2.1 Centro de gravedad de los brazos radiales .....	39
2.2.2 Centro de gravedad de la pantalla radial .....	39
2.3 Cálculo de la carga hidrostática en la compuerta cerrada .....	40
2.3.1 Centro de presión hidrostática .....	40
2.3.2 Carga hidrostática horizontal, vertical y resultante .....	41
2.4 Cálculo carga hidrostática en la compuerta abierta 0.4 m .....	42
2.4.1 Centro de presión hidrostática .....	42
2.4.2 Carga hidrostática horizontal, vertical y resultante .....	44
2.5 Cálculo de la carga hidrostática en la compuerta abierta 0.8 m .....	45
2.5.1 Centro de presión hidrostática .....	45
2.5.2 Carga hidrostática horizontal, vertical y resultante .....	46



2.6 Curva de presiones hidrostáticas para diversas alturas.....	47
2.7 Fuerza de fricción del sello de neopreno tipo J .....	48
2.8 Análisis de fuerzas en estado de equilibrio de la compuerta.....	49
2.8.1 Análisis de fuerzas en la compuerta cerrada.....	49
2.8.2 Análisis de fuerzas en la compuerta abierta 0.8 m .....	50
2.9 Análisis de esfuerzos por cortante en el eje pivote.....	51
2.9.1 Factor de seguridad para el eje pivote .....	52
2.9.2 Diámetro mínimo del eje pivote .....	53
2.10 Análisis de esfuerzos por aplastamiento en el eje pivote .....	53
2.10.1 Factor de seguridad para placa de brazo radial.....	53
2.10.2 Factor de seguridad para ménsulas del eje pivote.....	53
2.11 Análisis de cargas en el pórtico soporte del sistema de izaje.....	54
2.11.1 Cálculo de pesos de los componentes del pórtico.....	54
2.11.2 Análisis en el arco del pórtico.....	55
2.11.3 Análisis en la viga soporte del pórtico.....	56
2.11.4 Análisis para columna soporte del pórtico.....	57
2.11.5 Factor de seguridad del pórtico.....	59
 CAPÍTULO III	
DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL MECANISMO DE IZAJE.....	60
3.1 Parámetros de los engranes del mecanismo propuesto.....	60
3.2 Diámetros y velocidades angulares en engranes .....	61
3.3 Cálculo de fuerzas y torques en el mecanismo.....	63
3.3.1 Potencia necesaria para el tambor de izaje .....	63
3.3.2 Módulo en función de la potencia.....	64
3.4 Análisis de fuerzas y torques para el eje 1 .....	65
3.4.1 Diámetro mínimo para el eje 1 por esfuerzos combinados.....	68
3.5 Análisis de fuerzas y torques para el eje 2 .....	68

3.5.1	Diámetro mínimo para el eje 2 por esfuerzos combinados.....	71
3.5.2	Factor de seguridad por análisis de fatiga en el eje 2 .....	72
3.6	Análisis de fuerzas y torques para el eje 3 .....	73
3.6.1	Diámetro mínimo del eje 3 por esfuerzos combinados.....	77
3.7	Cálculo del volante motriz .....	77
3.8	Determinación de ancho de cara para los engranes del mecanismo.....	79
3.9	Esfuerzo flexionante en el engrane de 6 dientes .....	82
3.10	Cálculo del esfuerzo por resistencia a la picadura superficial.....	83
3.11	Cálculo de la resistencia por fatiga superficial en engrane .....	83
3.12	Cálculo y selección del elemento de fijación chaveta .....	84
3.13	Cálculo de capacidad de carga y selección de los rodamientos .....	86
3.14	Cálculo del trinquete.....	87
3.15	Selección de piñón y cadena para tambor de izaje .....	89
3.16	Cálculo de las bases para el mecanismo .....	89
3.17	Número de vueltas del volante para la apertura de la compuerta.....	95
3.18	Simulación estática en ejes mediante Solidworks .....	97
3.19	Simulación dinámica en el mecanismo mediante Solidworks .....	101
3.20	Análisis comparativo del mecanismo de izaje actual vs propuesto.....	103
3.20.1	Matriz de competitividad .....	105
CAPÍTULO IV		
CÁLCULO DE COSTOS .....		
4.1	Análisis de costos .....	106
4.2	Costos de componentes y accesorios para el mecanismo de izaje .....	106
CONCLUSIONES .....		
RECOMENDACIONES .....		
BIBLIOGRAFÍA .....		
ANEXOS		

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de una compuerta radial .....	4
Figura 2. Elementos principales de una compuerta radial .....	5
Figura 3. Sellos de neopreno a) Sello lateral tipo J; b) Sello inferior .....	6
Figura 4. Esquema y partes de un tecele .....	7
Figura 5. Centroides de a) Sector circular; b) Segmento de arco circular .....	9
Figura 6. Fuerzas hidrostática horizontal y vertical en compuertas radiales .....	10
Figura 7. Fuerza de fricción en una compuerta radial .....	12
Figura 8. Coeficientes de fricción estático y dinámico .....	12
Figura 9. Perfil laminado a) IPE; b) HEB .....	13
Figura 10. Fuerzas cortantes en uniones apernadas .....	14
Figura 11. Esfuerzo por aplastamiento en uniones apernadas .....	15
Figura 12. Valores del factor de longitud efectiva en columnas .....	15
Figura 13. Valores del factor de longitud efectiva en columnas .....	16
Figura 14. Engranaje Planetario .....	18
Figura 15. Velocidad angular en un tren epicicloidial .....	19
Figura 16. Fuerzas tangenciales y radiales en los engranajes .....	21
Figura 17. Factor de concentración de esfuerzos $K_t$ .....	25
Figura 18. Espesor del diente .....	26
Figura 19. Factor de esfuerzo de ciclos $Y_N$ .....	30
Figura 20. Número de esfuerzo a flexión permisible $S_{at}$ .....	31
Figura 21. Factor de corrección (CL) .....	33
Figura 22. Resistencia a la fatiga superficial ( $S_{fc}$ ) .....	33
Figura 23. Esquema del trinquete .....	35
Figura 24. Componentes de la pantalla radial .....	37
Figura 25. Componentes de los brazos radiales .....	38
Figura 26. Centro de gravedad de: a) Brazos radiales. b) Pantalla radial .....	39
Figura 27. Centro de presión hidrostática en la compuerta cerrada .....	40
Figura 28. Carga hidrostática en compuerta cerrada .....	41
Figura 29. Centro de presión hidrostática en la compuerta abierta a 0.4 m .....	42
Figura 30. Carga hidrostática en la compuerta abierta 0.4 m .....	44
Figura 31. Centro de presión hidrostática en la compuerta abierta a 0.8 m .....	45
Figura 32. Carga hidrostática en compuerta abierta 0.8 m .....	46

Figura 33. Curva de fuerza hidrostática vs elevación de la compuerta.....	47
Figura 34. Fuerza de fricción y sello tipo J.....	48
Figura 35. Diagrama de cuerpo libre en la compuerta cerrada .....	49
Figura 36. Diagrama de cuerpo libre en la compuerta abierta .....	50
Figura 37. Dimensiones del eje pivote.....	52
Figura 38. Cargas en el eje pivote para esfuerzo cortante.....	52
Figura 39. Carga en el eje pivote para esfuerzo por aplastamiento .....	53
Figura 40. Carga en el eje pivote para esfuerzo por aplastamiento .....	54
Figura 41. Esquema del pórtico soporte del polipasto .....	54
Figura 42. Cargas y reacciones en el pórtico soporte del polipasto.....	55
Figura 43. Análisis de cargas en la viga de soporte arco-pórtico.....	56
Figura 44. Inercias en columna compuesta .....	57
Figura 45. Etapas en el sistema epicicloidal .....	60
Figura 46. Mecanismo epicicloidal – etapa 1.....	61
Figura 47. Mecanismo epicicloidal – Etapa 2.....	62
Figura 48. Fuerzas actuantes en el eje 1.....	65
Figura 49. Diagrama cortante, momento flector y torques en eje 1 plano X-Y.....	66
Figura 50. Diagrama cortante y momento flector eje 1 plano X-Z.....	67
Figura 51. Fuerzas actuantes en el eje 2.....	68
Figura 52. Diagrama cortante, momento flector y torques en eje 2 plano X-Y.....	70
Figura 53. Diagrama cortante y momento flector eje 2 plano X-Z.....	71
Figura 54. Fuerzas actuantes en el eje 3.....	73
Figura 55. Diagrama cortante, momento flector y torques en eje 3 plano X-Y.....	75
Figura 56. Diagrama cortante y momento flector eje 3 plano X-Z.....	76
Figura 57. Volante del sistema epicicloidal .....	77
Figura 58. Inercia del volante mediante AutoCAD .....	78
Figura 59. Dimensiones de chaveta .....	85
Figura 60. Columnas de base para mecanismo propuesto. ....	90
Figura 61. Conexión de una placa base al concreto.....	92
Figura 62. Esfuerzos generados en los pernos de anclaje .....	92
Figura 63. Simulación a tensión del eje 1 .....	97
Figura 64. Simulación del desplazamiento del eje 1.....	97
Figura 65. Simulación del factor de seguridad del eje 1 .....	98
Figura 66. Simulación a tensión del eje 2 .....	98

Figura 67. Simulación del desplazamiento del eje 2.....	99
Figura 68. Simulación del factor de seguridad del eje 2.....	99
Figura 69. Simulación a tensión del eje 3 .....	100
Figura 70. Simulación del desplazamiento del eje 3.....	100
Figura 71. Simulación del factor de seguridad del eje 3 .....	101
Figura 72. Mecanismo planetario 3D en Solidworks.....	101
Figura 73. Ubicación del mecanismo planetario en obra civil.....	102
Figura 74. Simulación de torque en el volante mediante Solidworks.....	102

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Materiales recomendados para compuertas radiales .....	8
Tabla 2. Propiedades mecánicas de perfiles IPE Y HEB .....	14
Tabla 3. Tensión axial permisible para 36 ksi .....	17
Tabla 4. Factor de Guiado .....	20
Tabla 5. Factor de condición superficial $K_a$ .....	23
Tabla 6. Factores de modificación de temperatura .....	24
Tabla 7. Factor de confiabilidad $K_e$ .....	24
Tabla 8. Factor de sobrecarga $K_o$ .....	27
Tabla 9. Factores de tamaños sugeridos $K_s$ .....	28
Tabla 10. Factor de distribución de carga .....	28
Tabla 11. Factor de confiabilidad para engranes ( $K_R$ ) .....	29
Tabla 12. Vida de diseño recomendada .....	30
Tabla 13. Coeficiente elástico del Acero (ZE) .....	32
Tabla 14. Peso de la pantalla de la compuerta radial .....	37
Tabla 15. Peso de los brazos radiales de la compuerta .....	38
Tabla 16. Valores conocidos para el cálculo de carga hidrostática.....	40
Tabla 17. Valores conocidos para el cálculo de carga hidrostática a 0.4m.....	43
Tabla 18. Valores conocidos para carga hidrostática-apertura de 0.8m .....	45
Tabla 19. Valores conocidos para el cálculo de fricción .....	48
Tabla 20. Valores conocidos para análisis de fuerzas en compuerta cerrada .....	49
Tabla 21. Valores conocidos para análisis de fuerzas en compuerta abierta .....	51
Tabla 22. Valores de pesos actuantes sobre el pórtico.....	54
Tabla 23. Valores conocidos para análisis de cargas en la viga del pórtico .....	56
Tabla 24. Inercias en columna compuesta .....	57
Tabla 25. Parámetros de los engranes del sistema planetario .....	60
Tabla 26. Motorreductor recomendado para tambor de izaje .....	64
Tabla 27. Propiedades mecánicas del AISI 4340 .....	64
Tabla 28. Factores para análisis por fatiga del eje 2 .....	72
Tabla 29. Propiedades mecánicas del ASTM A36 .....	78
Tabla 30. Factores para cálculo del ancho de cara del engrane .....	79
Tabla 31. Detalle del engrane del satélite 1 .....	79
Tabla 32. Dimensiones de chavetas seleccionadas para los ejes del mecanismo .....	86
Tabla 33. Unidades de rodamientos seleccionadas .....	87

Tabla 34. Propiedades mecánicas del SAE 1045 .....	87
Tabla 35. Factores de operación del mecanismo de izaje .....	103
Tabla 36. Análisis comparativo del mecanismo de izaje .....	104
Tabla 37. Factores de operación del mecanismo de izaje .....	105
Tabla 38. Fórmulas para tiempos de mecanizado .....	107
Tabla 39. Consideraciones previas para el mecanizado .....	108
Tabla 40. Costos de materiales .....	108
Tabla 41. Costos de elementos mecánicos .....	109
Tabla 42. Tiempos de mecanizado .....	109
Tabla 43. Costos de maquinaria utilizada .....	110
Tabla 44. Costos de mano de obra .....	110
Tabla 45. Costos de acabados .....	110
Tabla 46. Costos administrativos .....	111
Tabla 47. Costo total del mecanismo de izaje .....	111

## NOMENCLATURA

$W$	Peso	$\omega$	Velocidad angular
$W_T$	Peso total del pórtico	$Z$	Número de dientes
$A_{Trans}$	Área transversal	$m$	Módulo
$A_{Aplast}$	Área de aplastamiento	$dp$	Diámetro primitivo
$\rho$	Densidad	$T_{1,2,3}$	Torque
$F_X$	Fuerza hidrostática horizontal	$F_r$	Fuerza radial
$F_y$	Fuerza hidrostática vertical	$F_t$	Fuerza tangencial
$\gamma$	Peso específico	$Pot$	Potencia
$\forall$	Volumen	$Y$	Factor de Lewis
$A_{PFx}$	Área proyectada horizontal	$V$	Esfuerzo cortante
$A_{Pv}$	Área proyectada vertical	$M$	Momento flector
$\bar{X}_E$	Centro de gravedad de brazos	$R$	Reacción en un punto
$\bar{X}_P$	Centro de gravedad de pantalla	$\eta_s$	Factor de seguridad
$y_{Px}$	Centro de presión horizontal	$S_y$	Resistencia a la tensión
$y_{Py}$	Centro de presión vertical	$S_{ut}$	Resistencia a la fluencia
$F_s$	Fuerza de fricción en sellos	$C$	Carga estática rodamientos
$Z_0$	Nivel máximo del fluido	$F$	Ancho de cara
$Z_{tr}$	Altura del eje pivote	$\sigma_t$	Esfuerzo flexionante
$Z_c$	Altura de la curva de desfogue	$P$	Paso de la cadena
$Z_a$	Apertura de la compuerta		
$T$	Fuerza para elevación		
$N$	Fuerza normal en el arco		
$R_a$	Reacción en eje pivote		
$F_a$	Tensión axial permisible		
$\eta_s$	Factor de seguridad		



## RESUMEN

El Gobierno Provincial de Pichincha está construyendo el sistema de riego Cayambe - Pedro Moncayo, el cual posee una laguna de estabilización con capacidad de 45000 m<sup>3</sup> y mediante una compuerta radial se controla el nivel de agua y descarga de flujo en el canal, la laguna está ubicada a 1.2 Km de la Parroquia Olmedo, en una zona que carece de energía eléctrica cercana. Este tipo de compuerta está formada por una pantalla curva de revestimiento tipo arco con un centro de curvatura en un eje pivote y acoplados mediante brazos radiales, el mecanismo de izaje actual es un polipasto manual ubicado en una zona incómoda para el operario, elementos mecánicos oxidados y concentración de carga de izaje en un solo punto de la compuerta.

En el proyecto se levantó datos técnicos in situ de la compuerta radial para la elaboración de planos As Built tanto de la compuerta como de la estructura soporte del sistema de izaje, posteriormente se realizó el análisis de cargas actuantes producida por; fricción en los sellos, hidrostática y peso propio, además se determinó los esfuerzos y factores de seguridad en los elementos críticos, obteniendo factores de seguridad aceptables.

Mediante un análisis de alternativas se consideraron varios sistemas de izaje como: tecele manual, mecanismo de engranes y motorreductor como propuesta futura en el caso que se instale energía eléctrica en el sector. Mediante una matriz de competitividad se selecciona como mejor alternativa el mecanismo manual de engranes reductores tipo planetario para el izaje de la compuerta radial, basados en la reducción del par torsor, los componentes principales de dicho mecanismo son: tambor de izaje compuesto por dos sprockets para una mejor distribución de carga de izaje, dos etapas reductoras, conformada por engranes rectos de módulo 8 denominados planetas y satélites, un volante motriz, trinquete de seguridad y cadenas de rodillo simple. El mecanismo se acopla a las dimensiones y cargas de la compuerta, mejora la ubicación del operario para el izaje, elementos mecánicos de acero inoxidable, un plan de mantenimiento adecuado, análisis de costos y planos del mecanismo propuesto.

**Palabras clave:** Compuerta radial, fuerzas hidráulicas, análisis de esfuerzos, mecanismo planetario, sistema de izaje.

## ABSTRACT

The Provincial Government of Pichincha is building the irrigation system Cayambe - Pedro Moncayo, which possesses a stabilization lagoon with a capacity of 45000 m<sup>3</sup> and by means of a radial gate controls the water level and discharge of flow in the channel, the lagoon is located 1.2 km from the Parish Olmedo, in an area that does not have access to electricity. This type of gate is formed by a curved screen coating type arc with a center of curvature in a pivot shaft and attached by means of radial arms, the current lifting mechanism is a manual hoist located in an uncomfortable area for the operator, rusty mechanical elements and concentration of load lifting in a single point of the gate.

In the project rose technical data of in situ radial gate for the elaboration of plans As Built both the gate as the support structure of the lifting system, subsequently the load analysis produced by; friction in the seals, force hydrostatic and own weight, in addition it was determined efforts and factors of safety in the critical elements, obtaining acceptable safety factors.

Through an analysis of alternatives were considered to be several systems of manual lifting as: manual hoist, mechanism of gears and gear motor as a future proposal in the case that you install electrical energy in the sector. Using an matrix of competitiveness is selected as the best alternative the manual mechanism of gears planetary type reducers for the lifting of the radial gate, based on the reduction of torque, the main components of such a mechanism are: hoisting drum composed of two sprockets for a better distribution of hoisting load, two reducing stages, formed by straight gear module 8 referred to as planets and satellites, a driving wheel, ratchet wheel and simple roller chains. The mechanism attaches to the dimensions and loads of the gate, improves the location of the operator for lifting, mechanical elements of stainless steel, a plan for proper maintenance, cost analysis and drawings of the proposed mechanism.

**Keywords:** Radial gate, hydraulic forces, analysis of efforts, planetary mechanism, lifting system.

## INTRODUCCIÓN

Actualmente, el Gobierno Provincial de Pichincha construye el sistema de riego Cayambe - Pedro Moncayo que contribuye al desarrollo agrícola en la zona, el cual posee una laguna de estabilización, en el que desemboca el caudal del Río La Chimba almacenando 45 mil metros cúbicos de agua que serán distribuidos a través de canales principales de riego en parcelas aledañas al sector. La misma posee una compuerta de tipo radial que permite la regulación y distribución uniforme del agua y en los momentos actuales la compuerta posee un mecanismo de apertura o cierre que se acciona mediante un teclé manual de cadena de difícil acceso para el operario. Es necesario diseñar un mecanismo de izaje adaptado a las necesidades actuales de la compuerta radial, mediante un análisis de cargas hidráulicas y esfuerzos en elementos más críticos en la compuerta radial y del pórtico sobre ella, para respaldar o sugerir cambios en la estructura ya construida.

El Gobierno Municipal del Cantón Cayambe y Pedro Moncayo, necesita que se realice una memoria técnica con análisis de cargas y factores de seguridad tanto en la compuerta radial como en la estructura de izaje y los planos As-Built de las instalaciones. Además una propuesta de un mecanismo de izaje, planos de montaje y selección de los componentes del sistema con sus respectivos accesorios. Dicho estudio se utilizará, posteriormente, como requisito de un anteproyecto con la finalidad de solicitar una partida presupuestaria al Gobierno Provincial de Pichincha para ejecutar el proyecto, obra que es de vital importancia para la regulación y distribución uniforme del agua, contribuyendo al desarrollo agrícola en la zona.

La Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana, cuenta con docentes de alto nivel de conocimiento y experiencia en mecánica de fluidos, resistencia de materiales, análisis estructural, razón por la cual el Gobierno Autónomo de la Provincia de Pichincha, en el período 51, solicita a la Carrera de Ingeniería Mecánica el asesoramiento para el diseño del sistema de izaje para accionar la compuerta radial de la laguna de estabilización del Canal de Riego Cayambe-Pedro Moncayo. Este antecedente permitió que el Gobierno de Pichincha posea a la UPS como una Institución de Educación Superior comprometida con las necesidades

locales. Por ello se solicita realizar el diseño de un sistema de izaje a través de un proyecto de vinculación y con la participación de estudiantes.

La Carrera de Ingeniería Mecánica una vez que tuvo conocimiento de esta petición planteó el tema, y agenda una reunión con el Gobierno de Pichincha, a fin de determinar los alcances que tendría el proyecto, las necesidades y las alternativas de solución, para ejecutar planos del sistema de izaje, así como los equipos y accesorios instalados. Se resolvió responder a través de un proyecto de vinculación, atendiendo a una carta enviada a la Física Sonia Guaño, MSc. Directora de Carrera de Ingeniería Mecánica. Al ejecutar el mencionado Proyecto con El Gobierno Provincial de Pichincha, la Universidad resuelve una necesidad solucionando el problema de izaje de una compuerta radial.

El objetivo general es diseñar un sistema de izaje para accionar la compuerta radial de la laguna de estabilización del canal de riego Cayambe - Pedro Moncayo.

Para cumplir con el objetivo general se debe desarrollar los siguientes objetivos específicos:

- Analizar cargas mediante la recopilación de datos técnicos de la compuerta tipo radial instalada en la laguna de estabilización del canal de riego Cayambe - Pedro Moncayo.
- Seleccionar una alternativa de izaje mediante metodologías adecuadas para el mecanismo en base al análisis de cargas.
- Diseñar y dimensionar el sistema de izaje acoplado a las dimensiones de la compuerta
- Validar el diseño mediante un proceso de simulación.
- Realizar un análisis de costos para determinar el valor de ejecución del presente proyecto de diseño.

En el capítulo I correspondiente al marco teórico, se identifican los componentes de la compuerta, materiales, dimensiones tomadas in situ y todas las ecuaciones a utilizar para el análisis de la compuerta y el diseño del mecanismo propuesto.

En el capítulo II, se analizan las cargas de peso propio, fricción e hidrostática cuando la compuerta está cerrada, abierta 0.4 m y 0.8m. Asimismo un estudio de cuerpo libre para obtener la carga mínima necesaria para elevar la compuerta.

En el capítulo III, se detallan los cálculos y parámetros de diseño del mecanismo propuesto tipo epicycloidal, que reduce el torque desde el tambor de izaje hasta el volante motriz, con factores de seguridad confiables y una validación de los cálculos teóricos mediante simulaciones en SolidWorks. Además un análisis comparativo entre el mecanismo de izaje actual y el diseñado en este documento.

En el capítulo IV, se determinan los costos del mecanismo propuesto y se anexa hojas técnicas de los componentes, teche y un manual de mantenimiento.

Los resultados obtenidos permiten encontrar la carga de izaje necesaria específicamente para la compuerta radial de este proyecto y a partir de esta información plantearse un mecanismo de izaje de fácil acceso, seguro, confiable y adaptado a las necesidades de la compuerta.

# CAPÍTULO I

## MARCO TEÓRICO

### 1.1 Compuerta radial

Una compuerta radial es una estructura empleada en un canal, que permite el control del nivel de agua y descarga de flujo en los canales mediante el ajuste de la apertura de la compuerta. Posee una pantalla de revestimiento en forma de un arco circular cuyo centro de curvatura está en el muñón, está acoplada con brazos radiales que giran por muñones anclados a las paredes laterales o muelles, tiene capacidad de operación de alta carga hidráulica, operación segura y diversidad de tipos de accionamientos [1].

La Figura 1 muestra un esquema de una compuerta radial en donde  $h_1$  es la carga hidráulica de entrada en m,  $h_2$  es la carga hidráulica de salida en m,  $A$  es el área transversal de la abertura de la compuerta en  $m^2$  y N.A. es el nivel del agua [2].

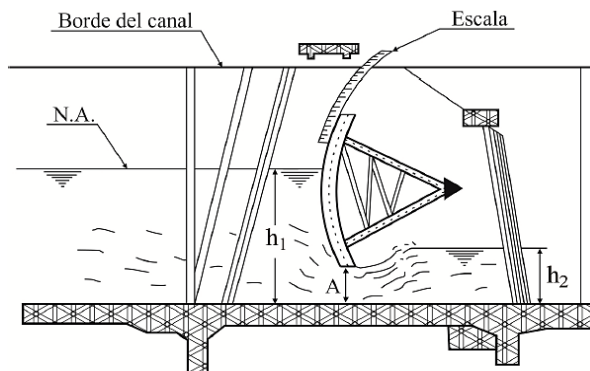


Figura 1. Esquema de una compuerta radial [2]

### 1.2 Ventajas y desventajas de las compuertas radiales

#### a. Ventajas:

- La forma radial proporciona una transferencia eficiente de cargas hidrostáticas a través del muñón, ayuda a ejercer un esfuerzo de elevación considerablemente menor en función de una compuerta plana [3].
- Funcionamiento más seguro y sencillo debido a su sistema de izaje mediante tecles o sistemas de transmisión de torque por engranes, lo cual permite controlar mejor el caudal de salida [4].

## b. Desventajas:

- Para acomodar la ubicación del muñón y la estructura de izaje por cable o cadena es probable que se ocupen pilares altos, el muelle y la cimentación sean más largos, lo que provoca un aumento del costo debido a que se requiere más concreto.
- El sistema de izaje mediante cadenas o cables sufren ataques químicos en contacto con el agua y el aire, por lo que se debe implementar materiales inoxidables [3].

## 1.3 Partes y funcionamiento

En la Figura 2 se ilustra las partes principales de una compuerta radial y su acoplamiento respectivo, la forma de su estructura puede variar según su utilización.

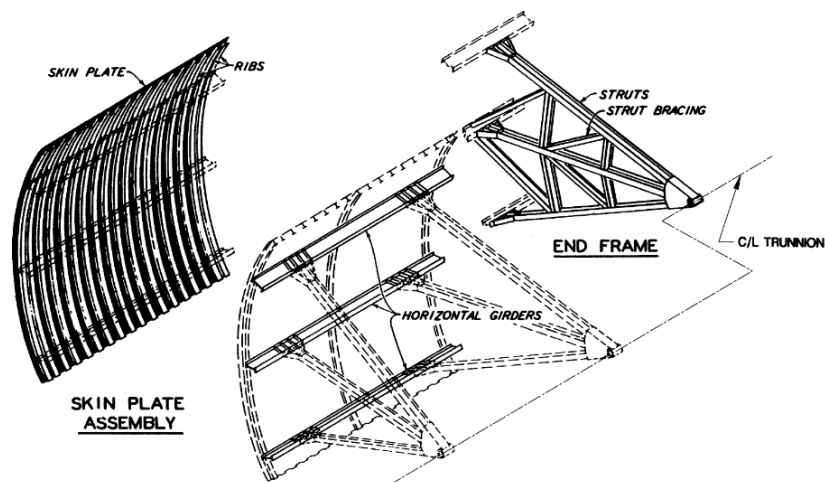


Figura 2. Elementos principales de una compuerta radial [3]

### a. Pantalla curva de revestimiento

Es el elemento principal de la compuerta que forma una superficie de contención cilíndrica, es decir, impide el paso del fluido hacia el interior de canal, está construida por una serie de planchas de acero con revestimiento endurecido y soldada a miembros estructurales horizontales que dan rigidez al conjunto. Debe tener un espesor mínimo de 1/4 pulg y varios agujeros ubicados alrededor del perímetro de la pantalla para la fijación de los sellos [5, 6].

### **b. Brazos radiales**

Son largueros con arriostramientos de la misma sección y separación variable, donde se apoya la pantalla de la compuerta, cada viga transmite la carga desde la pantalla a la placa del muñón. El extremo posterior de cada brazo acaba en una placa de pasador común en una disposición similar a un abanico [5].

### **c. El eje pivote o muñón**

El muñón es la bisagra que ayuda al movimiento articular de la compuerta que gira respecto de un eje. Situados en la zona de apoyo del canal y normalmente fuera del agua, están unidos a través de pasadores de acero macizo [4, 6].

### **d. Sellos laterales e inferiores**

Los sellos laterales estándar son de tipo J de neopreno y tipo L para sellos inferiores atornillados al borde de una placa, se ajusta contra la placa de frotamiento en el hormigón para formar un sello hermético, como muestra la Figura 3. Proporcionan una mayor fuerza de sellado en proporción a la aumento de la cabeza [1, 5].

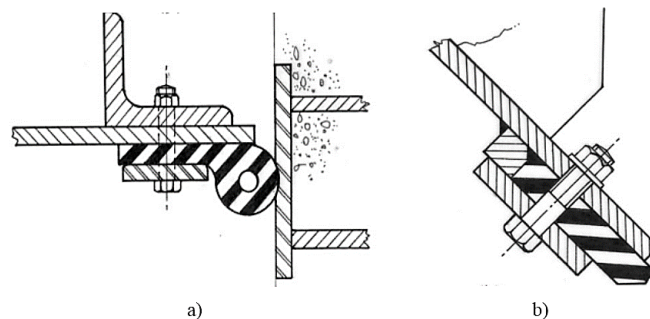


Figura 3. Sellos de neopreno a) Sello lateral tipo J; b) Sello inferior [7]

## **1.4 Sistema de izaje para compuertas radiales**

Es el sistema que permite el paso del agua al levantarse la compuerta, como descarga libre o descarga ahogada, su mecanismo elevador consiste en cables o cadenas ancladas a la compuerta, que a su vez se enrollan en poleas o piñones accionadas por un volante de un sistema de engranajes cuando la compuerta es manual o por un motor cuando se tiene este elemento [6, 5].



### 1.4.1 Tecele manual

El tecele o polipasto de cadena es utilizado para levantar elevadas cargas de forma manual, generalmente tienen capacidad de carga desde  $\frac{1}{4}$  hasta 12 ton. Las tapas, el marco y cubiertas están estampadas en acero, los engranes internos son hechos de aceros tratados, el trinquete proporciona el control de carga en cualquier punto, en la Figura 4 se muestra un esquema de un tecele manual y sus partes principales, el polipasto es utilizado para levantar cargas en línea recta de gancho a gancho, la cadena no debe estar sometida a torsión en el gancho inferior al momento del izaje [8].

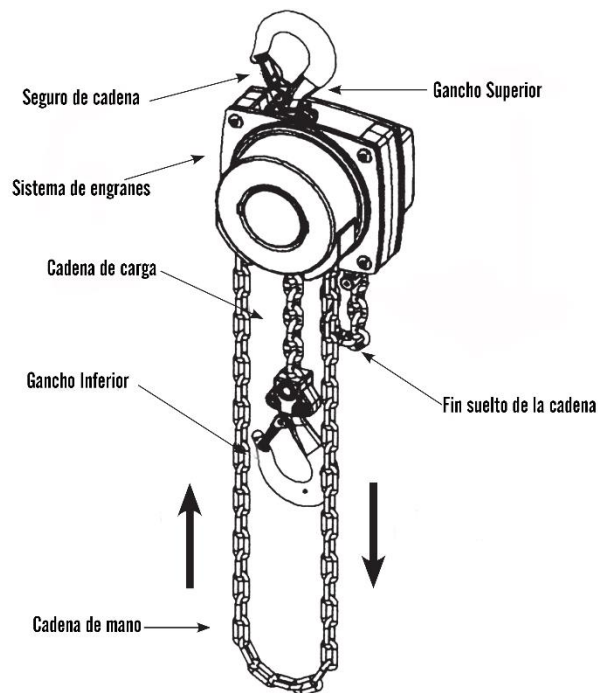


Figura 4. Esquema y partes de un tecele [8]

### 1.5 Materiales recomendados para la compuerta radial

Según [3], los materiales comunes de una compuerta radial son de acero estructural, sellos de neopreno, acero inoxidable, etc. En la Tabla 1 se ilustra una referencia general para la selección de materiales de sus componentes.

Tabla 1. Materiales recomendados para compuertas radiales [5]

<b>Componente</b>	<b>Selección del Material</b>
Placas de la carcasa, vigas de los muñones, soporte de elevación, marcos y placas de desgaste	ASTM A36 o A572, acero
Pasador del muñón	ASTM A705 tipo 630, acero forjado
Casquillo del muñón	ASTM A27 o A148, acero fundido
Eje del muñón	ASTM B148, aluminio bronce ASTM B22, bronce al manganeso
Placas y tornillos en el sello	ASTM A27, acero fundido
Cable de elevación	ASTM A668, acero forjado
Placa de retención del sello J	304 , acero inoxidable
Acero de refuerzo	308, acero inoxidable
Placas deflectoras	410, acero inoxidable o galvanizado
	ASTM A615, acero grado 60
	Polietileno de peso molecular alto

## **1.6 Fuerzas actuantes en la compuerta**

El análisis de las fuerzas actuantes en la compuerta radial consiste en conocer la carga a vencer para el accionamiento de la compuerta, generalmente se obtienen por fórmulas en base a la compuerta establecida, las fuerzas principales son: el peso muerto de la compuerta, la fuerza de fricción y la presión hidrostática. Estas fuerzas se ven afectadas por: parámetros de geometrías, estructura de sellado de agua, cabezal de agua, grado de apertura de compuertas y la estimación de la presión hidrostática [4].

### **1.6.1 Peso de la compuerta**

El peso propio de la compuerta es la principal carga muerta en la estructura y se obtiene en función de sus propiedades mecánicas como dimensiones, densidad del material y el volumen, considerados a través del centroide del área transversal de los perfiles que la componen. El material más usado en la estructura de la compuerta es el acero, siendo la densidad del acero  $7850 \text{ Kg/m}^3$ .

En compuertas radiales el peso propio es mayor que la resistencia al rozamiento y que la presión hidráulica vertical, entonces la acción de su peso basta para el descenso de la compuerta. El cálculo del peso de la compuerta se divide en el peso de la pantalla y el peso de los brazos de apoyo por tener diferente configuración geométrica [9].

$$W = V \rho = A_{trans}(L)(\rho) \quad (1)$$

### a. Centroide de la compuerta

El centroide representa el centro geométrico de un cuerpo, se considera también como el punto en el cual se aplica el peso la pantalla y el de los brazos radiales de la compuerta, se observa en la Figura 5 que existe un centroide para cada configuración geométrica de la compuerta radial [10].

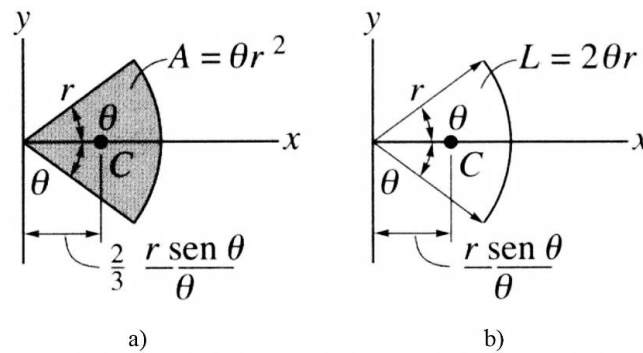


Figura 5. Centroides de a) Sector circular; b) Segmento de arco circular [10]

### 1.6.2 Fuerzas hidrostáticas

Son las fuerzas generadas por la presión del fluido en una dirección perpendicular a la superficie de contacto, esto debido al nivel permanente del cauce de la laguna y se ejerce en toda el área proyectada del agua con la pantalla. En la cual se debe considerar la situación más crítica y esta se presenta en épocas de lluvia, es decir, en crecidas de la laguna. En la Figura 6, se observa que esta fuerza se descompone en una fuerza horizontal y vertical para compuertas radiales [4, 9].

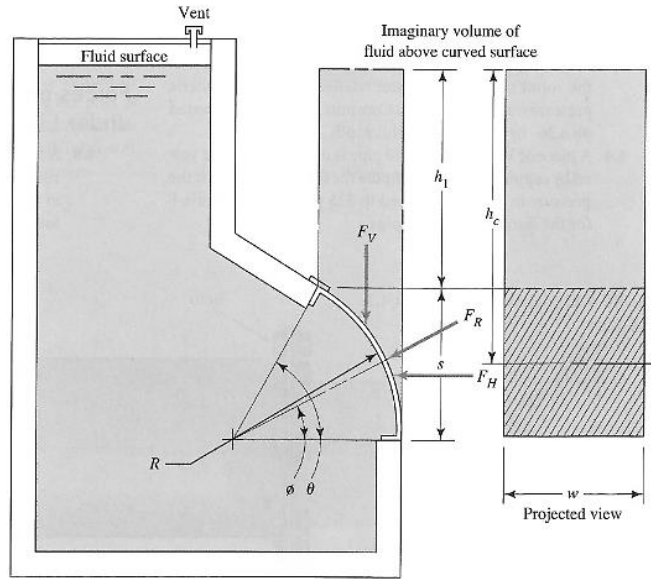


Figura 6. Fuerzas hidrostática horizontal y vertical en compuertas radiales [9]

### a. Fuerza horizontal

Es la componente horizontal de la fuerza hidrostática que actúa sobre un área proyectada en un plano vertical, la componente pasa por el centro de presión de la proyección vertical [11].

$$F_X = \gamma y_1 A_{PFx} \quad (2)$$

### b. Fuerza vertical

Esta componente actúa en la dirección vertical sobre el área proyectada de la superficie en un plano horizontal, la componente vertical sobre cualquier superficie es igual al peso del líquido real o imaginario situado sobre el área, pasando por el centro de gravedad de ese volumen [11].

$$F_y = \gamma \nabla = \gamma d A_{Pv} \quad (3)$$

### c. Fuerza resultante

La fuerza resultante es la raíz de la suma de los cuadrados de las componentes vertical y horizontal, perpendicular a la superficie curva de la compuerta.

$$F_R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (4)$$

#### **d. Centro de presión hidrostática en compuertas radiales**

El centro de presión es un punto en la proyección rectangular de la compuerta radial donde se sitúa la fuerza hidrostática.

Para la fuerza horizontal [12]:

$$y_{px} = y_1 + \frac{I_0}{A y_1} \quad (5)$$

Para la fuerza vertical [12]:

$$y_{py} = y_2 + \frac{I_0}{A y_2} \quad (6)$$

#### **1.6.3 Fuerza de fricción**

La fuerza de fricción es producida por el rozamiento entre dos superficies en contacto, en el caso de la compuerta existen rozamientos en los cierres laterales y en los ejes, la mayor fuerza de fricción es producida en los sellos laterales de neopreno que se estima en función de la cabeza hidráulica, coeficientes de rozamiento y el área de contacto.

Para el análisis de cargas se considera a la carga de fricción solo cuando existe movimiento de apertura o cierre en la compuerta y no en estado estático. En la Figura 7, se observa la carga de fricción en el sello lateral de una compuerta radial y las variables medibles de la cual depende su cálculo [13].

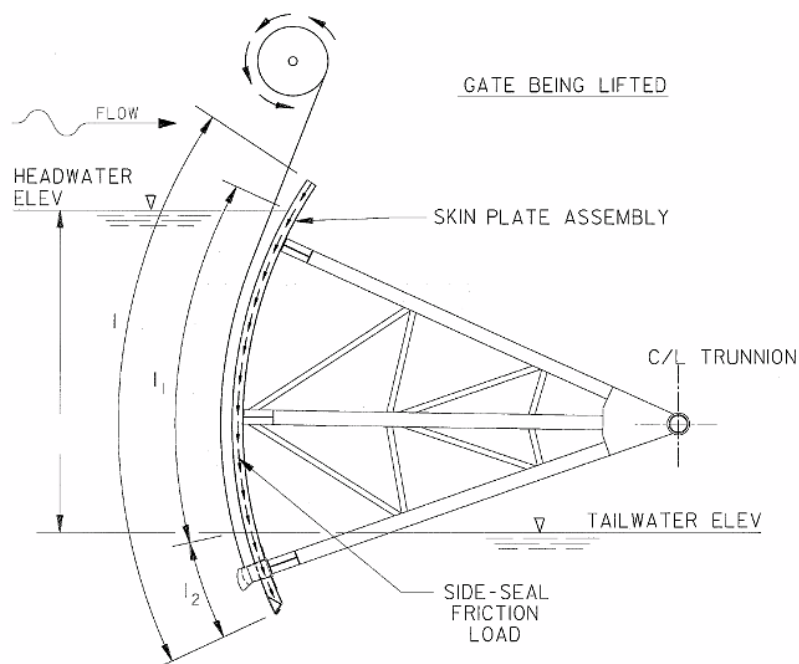


Figura 7. Fuerza de fricción en una compuerta radial [3]

La fuerza de fricción por los sellos laterales se calcula de la siguiente manera [3]:

$$F_s = (\mu_s S l) + \left[ \left( \mu_s \gamma \frac{C}{2} \right) \left( l_1 \frac{h}{2} + l_2 h \right) \right] \quad (7)$$

En la Figura 8, se observa los coeficientes de rozamiento estático y dinámico entre diversos materiales, en el caso de los sellos de la compuerta radial el coeficiente es del caucho sobre acero.

Materials	Static conditions	Dynamic conditions
Bronze on steel	0.30	0.18
Self-lubricating copper alloy on steel	0.15	0.10
Steel on steel	0.40	0.20
Steel on concrete	0.40	0.40
Rubber on steel	1.00	0.80
UHMWPE on steel	0.25	0.15
PTFE on steel	0.10	0.10
Timber on timber	1.10	1.10
Timber on steel (*)	from 0.45 to 0.55	from 0.45 to 0.55

(\*) along the fibers,  $\mu = 0.45$ , across the fibers,  $\mu = 0.55$ .

Figura 8. Coeficientes de fricción estático y dinámico [13]

### 1.6.4 Carga mínima de elevación

La sumatoria de las cargas sobre la compuerta indica la tensión mínima de izaje, multiplicado por un factor de impacto se obtiene la carga máxima a la cual va a estar sometida, para que dentro de rangos aceptables de confiabilidad la compuerta no falle.

### 1.7 Perfiles utilizados en compuertas radiales

Los socios activos de Asociación Latinoamericana del Acero (Alacero) en Ecuador son: Acerías Nacionales del Ecuador ANDEC, Federación Ecuatoriana de Industrias del Metal - FEDIMETAL, Novacero, Dipac, etc. Las vigas estructurales IPE y HEB son generalmente de acero al carbono de alta resistencia y laminados en caliente, tienen la capacidad de resistir simultáneamente fuerzas axiales y momentos flectores [14].

#### a. Perfil HEB

El perfil HEB es un producto laminado con una sección en forma de H, también llamado perfil grey, las caras exteriores e interiores de las alas son paralelas entre si y perpendiculares al alma, obteniendo con ello un grueso constante [14].

#### b. Perfil IPE

La viga IPE es un perfil con una superficie paralela esencialmente entre las alas y perpendiculares al alma, el perfil tiene una silueta en forma de I. En la Figura 9 se muestra las partes de una viga IPE y HBE su denominación es similar.

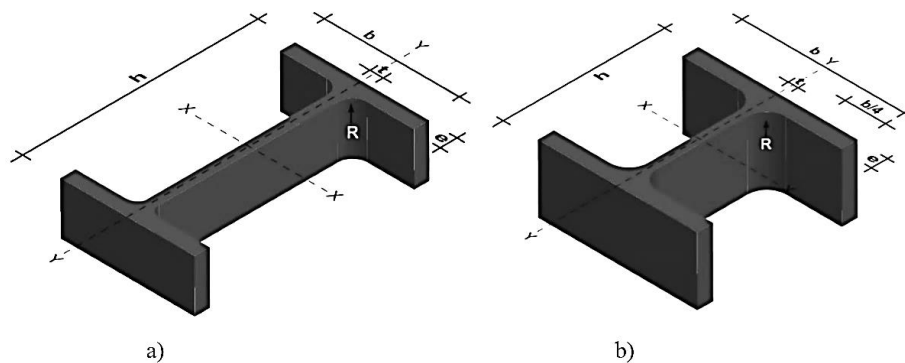


Figura 9. Perfil laminado a) IPE; b) HEB [14]

En la Tabla 2 se muestra las dimensiones y las propiedades mecánicas a utilizar de los perfiles IPE y HEB [14].

Tabla 2. Propiedades mecánicas de perfiles IPE Y HEB [14]

Denominación	Dimensiones					Propiedades			
	h	b	t	e	R	Área sección	Pesos	Inercia(cm <sup>4</sup> )	
	mm	mm	mm	mm	mm	cm <sup>2</sup>	Kg/mts	X-X	Y-Y
HEB 100	100	100	6	10	12	26	20.4	450	167
HEB 160	160	160	8	13	15	54.3	42.6	2490	889
HEB 180	180	180	8.5	14	15	65.3	51.2	3830	1360
HEB 200	200	200	9	15	18	78.1	61.3	5700	2000
HEB 300	300	300	11	19	27	149	117	25170	8560
IPE 140	140	73	4.7	6.9	7	16.4	12.90	541	44.9
IPE 180	180	91	5.3	8	7	23.9	18.8	1320	101

### 1.8 Esfuerzo cortante

Cuando se aplica una fuerza transversal a un elemento, se efectúa un corte entre los sitios de aplicación de la fuerza, como muestra la Figura 10, existen fuerzas internas en el plano de la sección llamadas fuerzas cortantes y su resultante es equivalente a la fuerza ejercida.

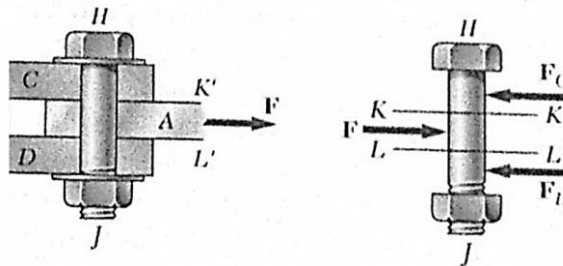


Figura 10. Fuerzas cortantes en uniones apernadas [15]

Al dividir el cortante para el área transversal se obtiene el esfuerzo cortante, como se expresa en ecuación (8), común en pernos, remaches y pasadores [15].

$$\tau = \frac{F/2}{A_{transversal}} \quad (8)$$

### 1.9 Esfuerzo por aplastamiento

Este esfuerzo es provocado cuando un elemento es soportado por otro como se muestra en la Figura 11, es decir, el esfuerzo de compresión dado entre dos elementos en un área de contacto, en el caso de uniones apernadas como se formula en ecuación (9), es



la carga transmitida por el perno dividida por el área rectangular proyectada del agujero, que tiene por base el diámetro del perno y por altura el espesor de la placa [16].

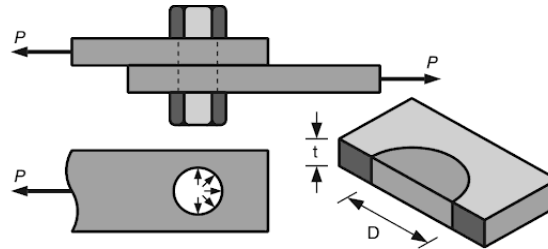


Figura 11. Esfuerzo por aplastamiento en uniones apernadas [16]

$$\sigma = \frac{P}{A_{\text{aplastamiento}}} \quad (9)$$

### 1.10 Relación de esbeltez en columnas

Según [17], es la relación entre la longitud de la columna y las dimensiones de las secciones transversales, si la longitud aumenta también lo hace el riesgo de pandeo, otro factor importante como muestra la Figura 12, es el tipo de apoyo en los extremos llamado factor de longitud efectiva, K.

Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valor $K$ teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son aproximadas	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Símbolos para las condiciones de extremo						
	Rotación y traslación impedidas		Rotación libre y traslación impedida		Rotación impedida y traslación libre	
	Rotación y traslación libres					

Figura 12. Valores del factor de longitud efectiva en columnas [18]

El manual AISC recomienda para miembros diseñados en compresión, que la relación de esbeltez no debe superar los 200 y se expresa con la siguiente ecuación [17]:

$$\lambda = \frac{k l}{r_{\min}} \quad (10)$$

### 1.11 Flexión asimétrica

La sección transversal de una viga posee ejes principales, como se observa en la Figura 13, en los cuales el producto de inercia es cero, cuando las fuerzas externas se aplican en ejes distintos a los principales, se obtendrá una flexión asimétrica.

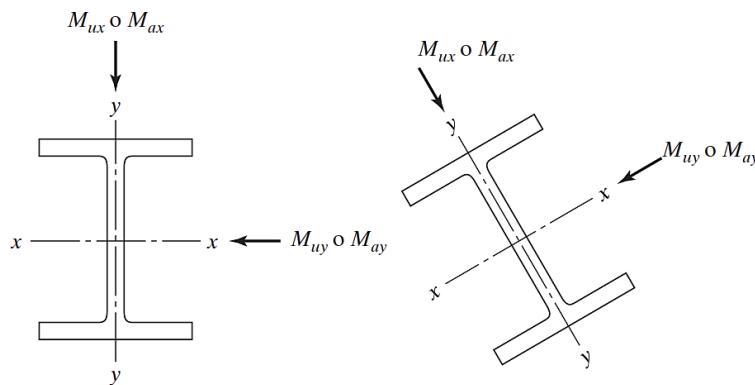


Figura 13. Valores del factor de longitud efectiva en columnas [18]

Los esfuerzos de flexión se determinan descomponiendo las fuerzas en componentes perpendiculares a los ejes principales, calculando los momentos de cada eje y el esfuerzo máximo producido por una combinación de los momentos, como se expresa en ecuación (11), tanto para el plano “x” como para el plano “y” [18].

$$f_b = \frac{M_x}{S_x} \pm \frac{M_y}{S_y} \quad (11)$$

Las especificaciones ASD estipulan que si una viga lateralmente apoyada se flexiona respecto a su eje x, el esfuerzo permisible  $F_b$  será  $0.66 F_y$ , la combinación de los valores permisibles no debe exceder a 1 y está expresado de la siguiente manera [18]:

$$\frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1 \quad (12)$$

### 1.12 Ecuación de interacción

Las ecuaciones de interacción se adaptan a la flexión de uno o ambos ejes principales y a la compresión axial, como se expresa en la ecuación (13), los miembros sujetos a tensiones axiales y de flexión deben ser proporcionados y no exceder la unidad [17].

$$\frac{f_a}{F_a} + \left( \frac{C_{mx}}{1 - \frac{f_a}{F'_{ex}}} \right) \frac{f_{bx}}{F_{bx}} \leq 1 \quad (13)$$

Según el manual AISC, se puede obtener el valor de  $F'_{ex}$  de la siguiente manera:

$$F'_{ex} = \frac{12 \pi^2 E}{23 \left( \frac{kl}{r} \right)^2} \quad (14)$$

$F_a$  y  $F_b$  son, respectivamente, los esfuerzos axiales y de flexión,  $f_a$  y  $f_b$  son las tensiones debidas a la fuerza axial y al momento de flexión, respectivamente. La tensión axial permisible,  $F_a$ , se establece para una longitud efectiva con datos visibles en la Tabla 3 [17].

Tabla 3. Tensión axial permisible para 36 ksi [18]

<b>Kl / r</b>	<b>Fa (Ksi)</b>
72	16.22
72.41	16.18
73	16.12

### 1.13 Factor de seguridad

Dentro del campo de la ingeniería, los cálculos de estructuras y estimación de cargas está expuesta a incertidumbres, por lo que se debe tomar previsiones que garantice que no se producirá fallas, estas previsiones se denominan factores de seguridad.

El esfuerzo admisible de una estructura, dado en tablas, debe ser mayor que el esfuerzo requerido o de trabajo, ya que el esfuerzo y el área de un elemento están inversamente

relacionados no se puede utilizar un factor de seguridad demasiado grande, pues reducirá el esfuerzo último y el esfuerzo de trabajo sería muy pequeño, el factor de seguridad debe ser mayor que 1 debido a que el esfuerzo de trabajo es menor. [16].

$$\text{Factor de seguridad } (Fs) = \frac{\text{Esfuerzo último}}{\text{Esfuerzo de trabajo}} \quad (15)$$

### 1.14 Engranaje planetario

Se compone de un engrane planeta, un engrane satélite y una corona como se ilustra en la Figura 14, en la cual el planeta es un piñón central y el satélite es un engranaje que puede girar tanto en torno a su propio eje como también en un circuito alrededor del planeta manteniéndose en órbita por la corona.

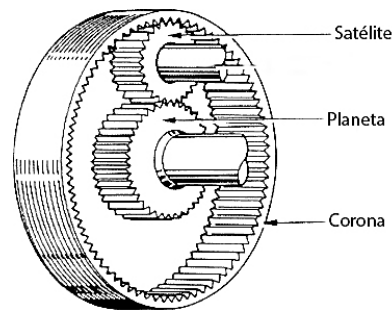


Figura 14. Engranaje Planetario [19]

Un reductor se define como una máquina conformada internamente por varios sistemas epicicloidales capaces de reducir un 95% el torque de entrada, la reducción de torque depende de factores de tamaño, geometría entre otros [20].

### 1.15 Velocidades angulares en un sistema epicicloidal

La Figura 15 muestra la dirección de las velocidades angulares en un tren epicicloidal, el sentido horario para el planeta y anti horario para el satélite [21].

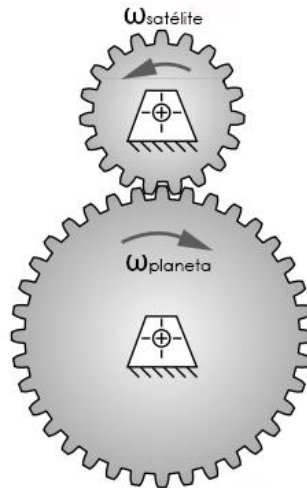


Figura 15. Velocidad angular en un tren epicycloidal [21]

Para el cálculo de la velocidad angular del satélite en un tren de engranes rectos se debe tomar en cuenta una relación de transmisión del engranaje mediante los números de dientes y la velocidad angular del planeta, el valor absoluto permite una libertad completa de elegir las dirección de la velocidad [21].

$$\omega_s = \left| \frac{N_p}{N_s} \omega_p \right| \quad (16)$$

Donde  $\omega_p$  y  $\omega_s$  son las velocidades angulares en rpm del planeta y satélite respectivamente a su vez  $N_p$  y  $N_s$  son el número de dientes del planeta y satélite correspondientemente.

### 1.16 Diseño de engranajes rectos por criterio de flexión

La fórmula de Lewis, se basa en un análisis de la tensión en la base del diente del engranaje, considerando dicho diente como una viga empotrada sometida a una fuerza entre dientes [19]. La fórmula de Lewis se deduce en la siguiente ecuación de esfuerzo flexionante para dientes de engranes:

$$\sigma = \frac{F_t}{b m Y} \quad (17)$$

Donde  $Y$  es el factor de forma de Lewis,  $m$  el módulo en cm y  $b$  se define como el ancho del diente en cm. De la ecuación general [19]:

$$F_t = 71620 \frac{Pot}{\omega R} \quad (18)$$

Donde Pot es la potencia CV,  $\omega$  es la velocidad angular en rpm y Ft es la carga en lb. Sustituyendo ecuación (8) y ecuación (9) donde  $b = \psi m$  y  $R = m z/2$ :

$$\sigma = \frac{143240 Pot}{\omega Z \psi m^3 Y} \quad (19)$$

Despejando el módulo se obtiene la siguiente ecuación [19]:

$$m \geq 52.32 \sqrt[3]{\frac{Pot}{\omega(Z)(\psi)(\sigma_{adm})(Y)}} \quad (20)$$

Donde  $\Psi$  es el Factor de guiado detallado en la Tabla 4, Z es número de dientes del engrane y  $\sigma_{adm}$  es la tensión máxima admisible en Kg/cm<sup>2</sup>.

Tabla 4. Factor de Guiado [19]

Descripción	Factor de guiado $\psi$
Poca velocidad y montaje deficiente	5
Calidad y condiciones normales	10
Tallado muy preciso y apoyo rígido	15-30

### 1.17 Análisis de fuerzas en engranes rectos

Al acoplar un piñón y un engrane de dientes rectos se producen fuerzas que actúan en el punto medio del diente las cuales se observan en la en la Figura 16, estas fuerzas se describen como fuerza tangencial  $F_t = W_t$  que actúa perpendicularmente a la tangente generada por la involuta generando un par torsor en el diente del engrane, la fuerza radial como  $F_r = W_r$  que actúa de manera perpendicular a la fuerza tangencial generando una fuerza de aplastamiento al diente del engrane.

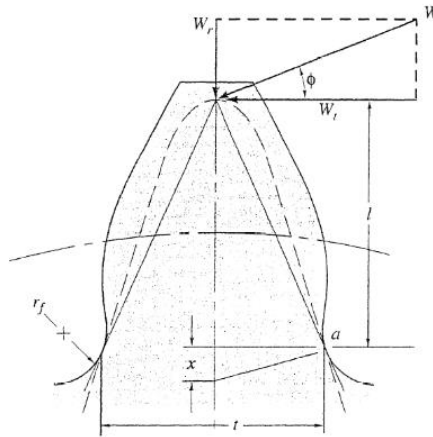


Figura 16. Fuerzas tangenciales y radiales en los engranajes [22]

La ecuación para obtener el par de torsión  $T$  se aplica mediante una carga que se transmite a través de un radio  $r$  en metros es [21]:

$$T = \frac{F_t}{r} \quad (21)$$

La fuerza radial  $F_r$  en kN se obtiene a través de la fuerza tangencial y un ángulo de presión  $\theta$  de  $20^\circ$  para paso grueso [22, 23].

$$F_r = \tan(\theta) F_t \quad (22)$$

### 1.18 Teoría del esfuerzo cortante máximo

Manifiesta que una parte sujeta a cualquier combinación de cargas fallará (por fluencia o por fractura) cuando el esfuerzo cortante exceda un valor crítico, donde  $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$  se utilizan para los esfuerzos principales [22]. En materiales dúctiles, la fluencia ocurre cuando:

$$\sigma_1 - \sigma_2 \geq \frac{0.5 S_y}{\eta_s} \quad (23)$$

Donde  $S_y$  es el esfuerzo de fluencia del material en MPa,  $\eta_s$  es el factor de seguridad.

Para realizar el análisis del esfuerzo cortante máximo se parte desde el esfuerzo cortante máximo:

$$\sigma_x = \frac{M c}{I} \quad (24)$$

En el cual  $c=d/2$  y  $I=\pi d^4/64$  y donde  $M$  es el momento flector en kNm,  $I$  es el momento de inercia en  $\text{cm}^4$ ,  $c$  es el centro de gravedad y  $d$  es el diámetro del eje en mm. Para una sección circular se tiene que:

$$\sigma_x = \frac{32 M}{\pi d^3} \quad (25)$$

Para el estado del plano de esfuerzos y utilizando los esfuerzos principales se obtiene la siguiente ecuación [22]:

$$\frac{32 \sqrt{(M_{y-x})^2 + (M_{z-x})^2 + T_{máx}^2}}{\pi d^3} \geq \frac{0.5 S_y}{\eta_s} \quad (26)$$

Se despeja  $d$  que es el diámetro mínimo permisible en el cual empezará a fallar el eje:

$$d = \sqrt[3]{\frac{\eta_s (32) \sqrt{(M_{y-x})^2 + (M_{z-x})^2 + T_{máx}^2}}{\pi 0.5 S_y}} \quad (27)$$

La ecuación (27), se obtienen mediante un análisis de momentos flectores  $M_{y-x}$  y  $M_{z-x}$  en diferentes planos de trabajo a su vez se toma en cuenta el par torsor máximo  $T_{máx}$  en kNm que influye en el eje. El factor de seguridad  $\eta_s$  se define tomando en cuenta la aplicación de la máquina [22].

### 1.19 Esfuerzos en ejes - falla por fatiga

Dentro del funcionamiento de un eje rotario existen varios esfuerzos que pueden ser variables, repetidos, alternantes o fluctuantes que afecten al correcto funcionamiento del eje que está expuesto a diferentes cargas. Los factores que cuantifican las condiciones para un estudio de falla a fatiga son: superficiales, de tamaño, carga, temperatura, concentración de esfuerzos, límite de resistencia a la fatiga [21].

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e' \quad (28)$$



### 1.19.1 Límite admisible a la fatiga $S'_e$

El factor se basa en datos de pruebas de ciclo de carga de flexión o axial en base a la resistencia última a la tensión  $S_{ut}$  del material, para el análisis en material de acero con  $S_{ut} < 200$  ksi se ajusta la siguiente ecuación [21]:

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \quad (29)$$

### 1.19.2 Factor de corrección superficial $K_a$

Su enfoque es en la parte superficial o acabados comunes en el acero, existe un análisis sobre superficies maquinadas y esmeriladas. A continuación se detalla una ecuación para determinar dicho factor:

$$K_a = a(S_{ut})^b \quad (30)$$

Donde, el coeficiente a y el exponente b son valores de acabados superficiales como lo muestra la Tabla 5 [23].

Tabla 5. Factor de condición superficial  $K_a$  [21]

Acabado superficial	Factor a		Exponente
	Sut (kpsi)	Sut (MPa)	b
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265

### 1.19.3 Factor de corrección de tamaño $K_b$

Se determina mediante el diámetro del eje d en mm, cuando mide menos de 8 mm se establece un  $K_b$  igual a 1 caso contrario si el eje está en el rango de  $8\text{mm} < d \leq 250\text{mm}$  el  $K_b$  se obtiene mediante la siguiente ecuación [23]:

$$K_b = 1.189(d)^{-0.097} \quad (31)$$

### 1.19.4 Factor de corrección de carga a flexión $K_c$

Para efectos de carga se tiene que emplear un factor de disminución de la resistencia del material mediante un estudio a flexión, se define como un factor de carga en la cual toma un valor de 1 [23].

### 1.19.5 Factor de corrección de temperatura $K_d$

Cuando la temperatura de trabajo es mayor a la temperatura ambiente la resistencia a la fluencia del acero se reduce, por este motivo se detalla en la Tabla 6 el factor de corrección de temperatura [23].

Tabla 6. Factores de modificación de temperatura [23]

Condiciones de temperatura	$K_d$
$T^\circ \leq 450^\circ\text{C}$	1
$450^\circ\text{C} < T^\circ \leq 550^\circ\text{C}$	$1 - 0.0058 (T - 450)$
$840^\circ\text{F} < T^\circ \leq 1020^\circ\text{F}$	$1 - 0.0032 (T - 840)$

### 1.19.6 Factor de corrección de confiabilidad $K_e$

Se emplea un factor de confiabilidad para apreciar una resistencia a la fatiga menor que la utilizada para producir los valores de mayor confiabilidad como se ilustra en la Tabla 7, donde el porcentaje de confiabilidad del 99.9 % será el valor a utilizar [21].

Tabla 7. Factor de confiabilidad  $K_e$  [21]

Confiabilidad %	Variación de transformación $Z_a$	Factor de confiabilidad $K_e$
99.9	3.091	0.753

### 1.19.7 Factor de concentración de esfuerzos a fatiga $K_f$

El factor toma en cuenta la disminución del límite de resistencia a la fatiga debido a los radios de muesca formados en el eje, los cuales pueden ocasionar una concentración de esfuerzos en esas zonas.

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (32)$$

$$\sqrt{a} = 0.19 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \quad (33)$$

Donde  $r$  es el radio de la muesca en mm,  $K_t$  es la concentración de esfuerzos y  $S_{ut}$  es el esfuerzo último a la tensión en MPa. El factor de concentración de esfuerzos a

torsión  $K_t$  se determina con valores de la curva de la Figura 17, el cual está en función del diámetro mayor, menor y el radio de la muesca del eje [24].

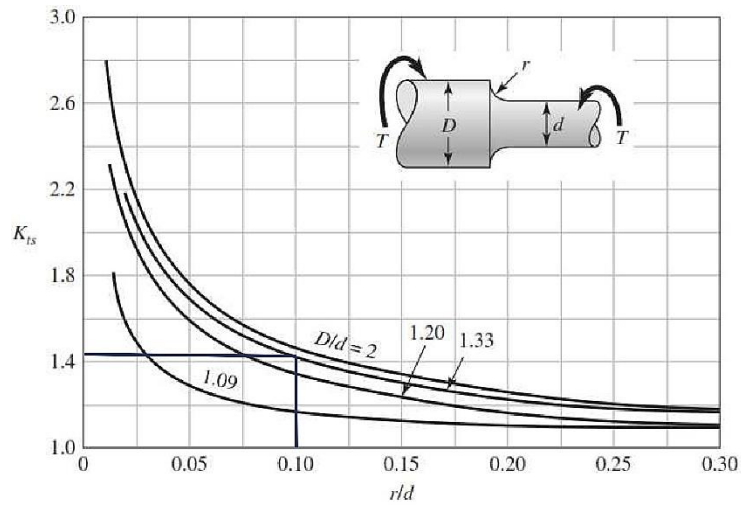


Figura 17. Factor de concentración de esfuerzos  $K_t$  [21]

### 1.20 Esfuerzo a flexión en engranes rectos

El método AGMA aplica una serie de factores adicionales de modificación al esfuerzo flexionante con la ecuación de Lewis modificada para determinar el esfuerzo flexionante. Para hallar el espesor del diente se debe tomar en cuenta las ecuaciones del número de esfuerzo flexionante en la ecuación (34) y el esfuerzo admisible ajustado en la ecuación (35) que se muestran a continuación [24]:

$$S_t = \frac{F_t Pd}{F(J)} k_o(k_s)(k_m)(k_B)(k_v) \quad (34)$$

$$S_t \leq S_{at} \frac{Y_N}{\eta_s(K_R)} \quad (35)$$

#### 1.20.1 Espesor del diente F

El espesor o ancho de diente como muestra la Figura 18, es la zona de contacto entre dos caras de engranajes donde se ejerce una fuerza de empuje entre las mismas, esta medida se calcula despejando F de la ecuación (34) [19].

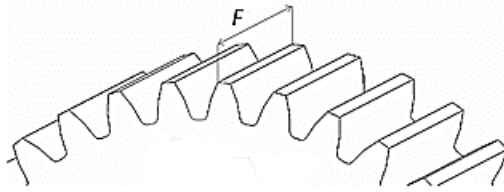


Figura 18. Espesor del diente [23]

### 1.20.2 Factor geométrico J

Se analiza tomando en cuenta el factor de concentración de esfuerzos  $K_f$  el cual depende del perfil del diente en base al esfuerzo, que está concentrado en la zona del chaflán de la raíz del diente y el factor de Lewis Y [24].

$$J = \frac{Y}{K_f m_N} \quad (36)$$

Donde Y es el factor de Lewis,  $K_f$  es el factor de concentración de esfuerzos a fatiga y  $m_N$  es la relación de repartición de cargas.

Factor de forma de Lewis considera la geometría del diente para encontrar su resistencia efectiva en el filete de la raíz considerando los esfuerzos a flexión, paso diametral y el módulo en el diente, se calcula de la siguiente manera [21]:

$$Y = \frac{2xP}{3} \quad (37)$$

$$x = \frac{t^2}{4l} \quad (38)$$

$$P = \frac{\pi}{P_c} \quad (39)$$

Donde  $P_c$  es el paso circular del engrane,  $l$  es la altura del diente en mm y  $t$  es el espesor del diente en mm, como lo muestra la Figura 16. El factor de concentración de esfuerzos a fatiga se halla mediante las siguientes ecuaciones [21]:

$$K_f = H + \left( \frac{t}{r_f} \right)^L \left( \frac{t}{l} \right)^M \quad (40)$$

$$H = 0.34 - 0.458\phi \quad (41)$$

$$L = 0.316 - 0.458\phi \quad (42)$$

$$M = 0.29 + 0.458\phi \quad (43)$$

Donde  $r_f$  es el radio de entalle en mm,  $\phi$  es el ángulo de presión, la relación de repartición de cargas se determina con la siguiente expresión:

$$m_N = \frac{P_N}{0.95Z} \quad (44)$$

Donde  $P_N$  es el paso de base normal del engrane y  $Z$  es el número de dientes

### 1.20.3 Fuerza tangencial en el diente $F_t$

Influye en la cara del diente como se muestra en la Figura 16, es fuerza ejercida por el par torsor del elemento tomando en cuenta la distancia del centro del engrane al diámetro primitivo. Se determina a través de la ecuación (21)

### 1.20.4 Factor sobrecarga $K_o$

Considera la factibilidad de que existan variaciones de velocidades, vibraciones, choques, aumentos de carga y otras condiciones específicas que pueden causar fuerzas mayores a la fuerza tangencial ejercida en el diente del engrane [23]. Estos valores se detallan en la Tabla 8, para un impacto moderado en la compuerta radial.

Tabla 8. Factor de sobrecarga  $K_o$  [23]

<b>Máquina impulsora</b>	<b>Máquina impulsada Impacto moderado</b>
Uniforme (motor eléctrico o turbina)	1.25

### 1.20.5 Factor de tamaño $K_s$

Es descrito para la carga general de fatiga, se toma en cuenta el tamaño del diente y espesor del diente. Se confía un valor de 1 para módulos de 5 o menores y para módulos mayores a 5 se recomienda tomar en cuenta la Tabla 9.

Tabla 9. Factores de tamaños sugeridos  $K_s$  [24]

<b>Paso diametral [Pd]</b>	<b>Módulo métrico [m]</b>	<b>Factor de tamaño <math>K_s</math></b>
$\geq 5$	$\leq 5$	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

### 1.20.6 Factor de distribución de carga $K_m$

Aumenta los esfuerzos de los mayores anchos de cara, consiente en mantener el ancho de cara de un engrane dentro de los límites  $8/p_d < F < 16/p_d$  con un valor nominal de  $12/p_d$  se menciona también factor de ancho de cara. Algunos valores sugeridos para  $K_m$  se muestran en la Tabla 10.

Tabla 10. Factor de distribución de carga [24]

<b>Ancho de cara</b>		<b>Factor de ancho de cara <math>K_m</math></b>
<b>[plg]</b>	<b>[mm]</b>	
< 2	50	1.6
6	150	1,7
9	250	1.8
$\geq 20$	500	2.0

### 1.20.7 Factor dinámico $K_v$

Este factor depende de la geometría del diente, velocidad lineal; en la cual se ponen en contacto los dientes y acoplamientos de dientes de engranes en movimiento. Para la determinación del factor se establecieron las siguientes ecuaciones [24]:

$$V_t = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} \quad (45)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0.667}}{4} \quad (46)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (47)$$

$$k_v = \left( \frac{A + \sqrt{200V_t}}{A} \right)^B \quad (48)$$

Donde  $V_t$  es la velocidad lineal en m/s, A y B son parámetros de diseño,  $Q_v$  es el grado de calidad AGMA, para procesos de fabricación típicos, se recomienda las clases 5, 6 o 7 que conciernen a engranes fabricados por rectificado o de calidad comercial [24].

#### 1.20.8 Factor espesor de orilla $K_B$

Define el esfuerzo de flexión considerado de un engrane con espesor de aro demasiado delgado. Está en función de la relación de respaldo  $m_B$  [21].

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (49)$$

Donde  $t_R$  es el espesor del aro debajo del diente y  $h_t$  es la profundidad total del diente. Para un  $m_B \geq 1.2$  un factor  $K_B = 1$  y para un  $m_B < 1.2$  un factor  $K_B = 1.6 \ln(2.24/m_B)$ .

#### 1.20.9 Factor de confiabilidad $K_R$

Este dato se basa en la confiabilidad de diseño que el fabricante crea necesario, en la Tabla 11, se muestran cifras en base a estadísticas de datos de fallas [21].

Tabla 11. Factor de confiabilidad para engranes ( $K_R$ ) [23]

% Confiabilidad	$K_R$
99	1.00

### 1.20.10 Factores de esfuerzo de ciclo $Y_N$

Este factor modifica la resistencia AGMA para vidas que no sean mayores a  $10^7$  ciclos tomando en cuenta el tipo de material. El cálculo de número de ciclos de carga  $N_C$  se lo puede encontrar con la siguiente ecuación:

$$N_C = 60(L)(n)(q) \quad (50)$$

Donde  $L$  es la vida de diseño en horas,  $n$  es la velocidad de giro del engrane en rpm,  $q$  es el número de aplicaciones de carga por revolución. El factor  $q$  para determinados dientes, en su mayoría de veces es 1 pero en el caso de trenes planetarios o engranes locos es 2,  $L$  es un factor con fundamentos en la vida real y se tomará en cuenta datos establecidos en la Tabla 12 [21].

Tabla 12. Vida de diseño recomendada [21]

Aplicación	Vida de diseño [L]
Automotriz	1500 - 5000
Equipo Agrícola	3000 - 6000
Elevadores, ventiladores industriales	8000 - 15000
Motores eléctricos, maquinaria industrial en general	20000 – 30000

En la Figura 19 muestra la gráfica que permite determinar el factor de esfuerzo en función de número de ciclos de carga.

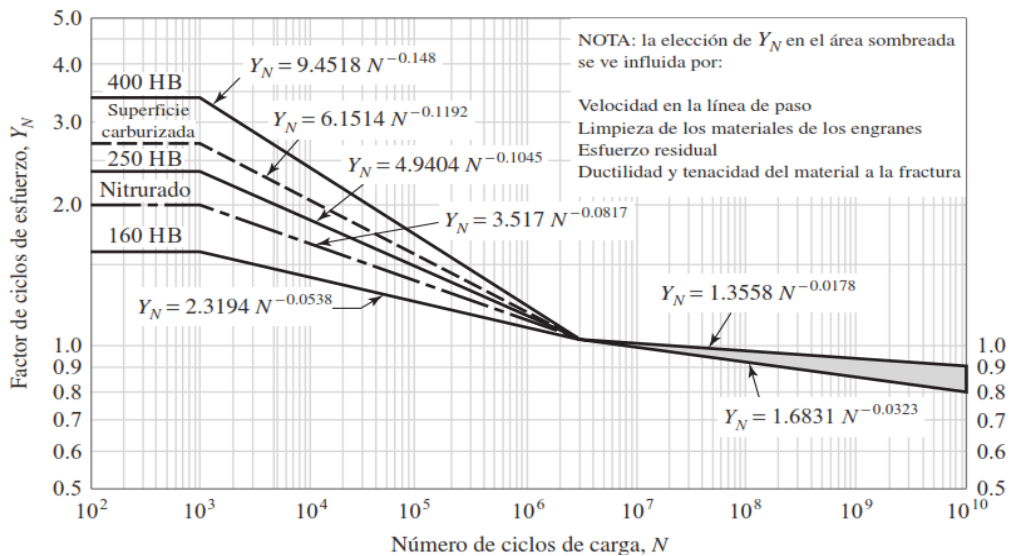


Figura 19. Factor de esfuerzo de ciclos  $Y_N$  [21]



### 1.20.11 Número de esfuerzo flexionante admisible $S_{at}$

Existe una relación de los números de esfuerzos para aceros en el estado de endurecimiento total con el número de dureza Brinell en la raíz del dientes, el grado 1 es la norma básica y el grado 2 requiere mayor control sobre la composición de la aleación, microestructura. El factor  $S_{at}$  se lo puede relacionar en la Figura 20 según criterio del fabricante [24].

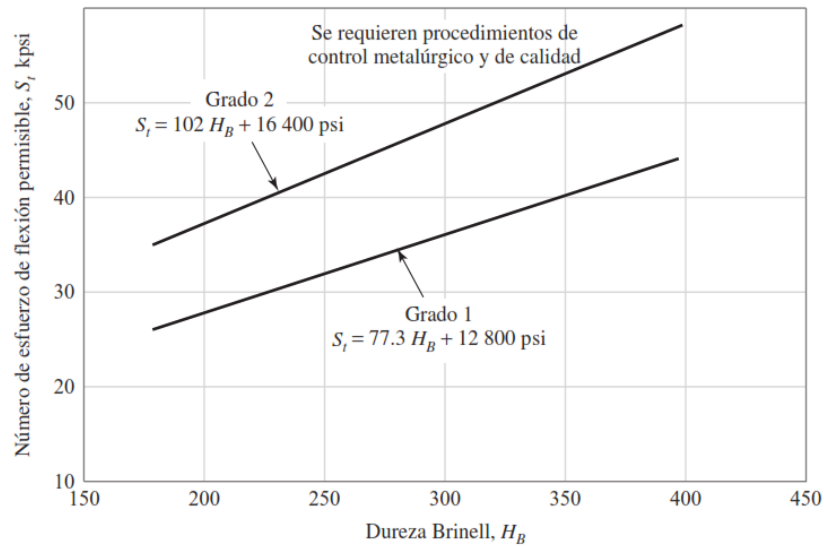


Figura 20. Número de esfuerzo a flexión permisible  $S_{at}$  [21]

### 1.21 Esfuerzos flexionantes en el diente de un engrane

La falla del engrane sucede por la rotura de los dientes, consecuencia de que el esfuerzo de diseño por flexión es mayor que el esfuerzo permisible. La Figura 16, ilustra las fuerzas y dimensiones en un diente, utilizados para determinar la resistencia del diente por flexión como se muestra en la siguiente ecuación [22].

$$\sigma_t = \frac{6W_t l}{F t^2} \quad (51)$$

### 1.22 Esfuerzo a la picadura en engrane

El esfuerzo a la picadura o de contacto, provoca la fractura y separación de pedazos del material de la superficie, el acabado superficial cede y falla el engrane. La ecuación expresada en el sistema internacional se muestra de la siguiente forma [21].

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{\frac{F_t}{bdZ_I} K_V K_o K_H K_s Z_R} \quad (52)$$

Donde  $F_t$ ,  $K_o$ ,  $K_v$ ,  $K_s$ ,  $K_H$  y  $b$  son los mismos factores encontrados en el análisis de esfuerzos a flexión en engranes rectos a excepción de términos adicionales ( $Z_R$ ) factor de condición superficial, ( $d$ ) diámetro de paso del piñon y ( $Z_I$ ) factor geométrico de resistencia a la picadura calculado mediante el ángulo de presión del diente y una relación de diámetros como se muestra a continuación [21].

$$Z_I = \frac{\text{sen}(\varphi) \cos(\varphi)}{2} \frac{R}{R+1} \quad (53)$$

$$R = \frac{d_g}{d_p} \quad (54)$$

El coeficiente elástico del material del engrane ( $Z_E$ ) lo muestra la Tabla 13.

Tabla 13. Coeficiente elástico del Acero ( $Z_E$ ) [25]

<b>Material del piñón</b>	<b>Material del engranaje Acero</b>
Acero, E=207 GPa	191

### 1.23 Cálculo de la resistencia por fatiga superficial en engrane

Existen esfuerzos a la fatiga superficial publicados por AGMA, pero deben aplicarse factores de corrección para obtener la resistencia a la fatiga corregida en engranes [23].

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc'} \quad (55)$$

El factor de corrección de vida ( $C_L$ ) se halla mediante la Figura 21.

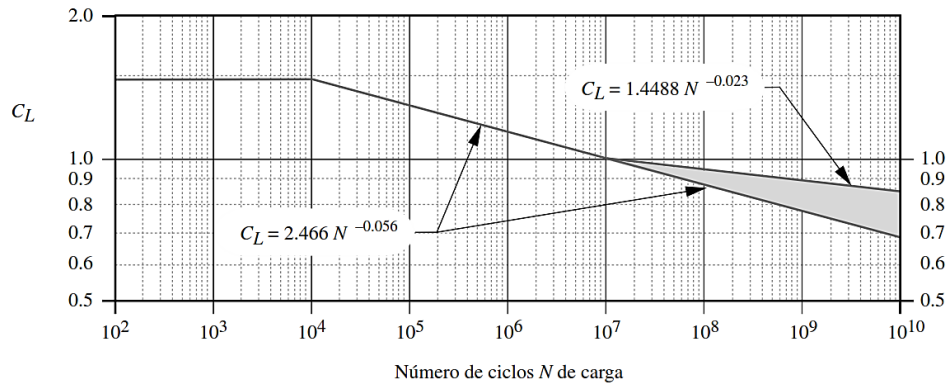


Figura 21. Factor de corrección (CL) [23]

El factor de confiabilidad para engranes ( $C_R$ ) se obtienen mediante la Tabla 11 correspondiente al factor de corrección  $K_R$ , el factor de corrección de dureza se halla:

$$C_H = 1 + A(m_G - 1) \quad (56)$$

Se trabajará con la resistencia a la fatiga superficial ( $S_{fc}$ ) de máximo grado 1 como lo muestra la Figura 22.

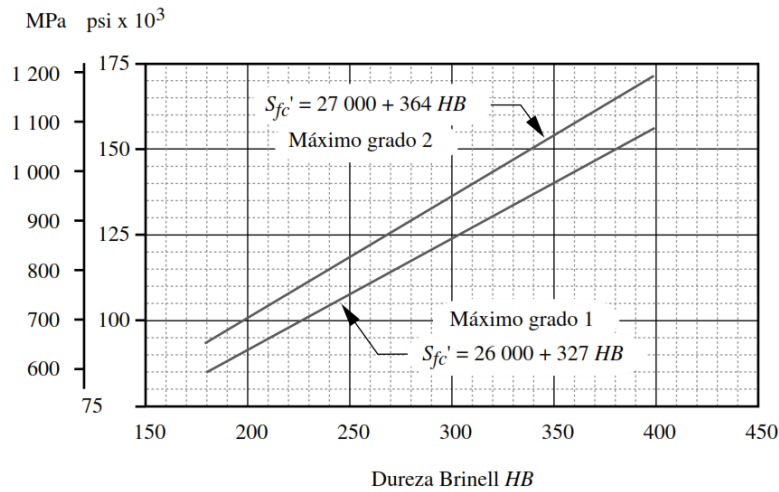


Figura 22. Resistencia a la fatiga superficial ( $S_{fc}$ ) [23]

Al dividir el esfuerzo a la picadura real con el esfuerzo por fatiga superficial corregida del material, se obtiene el factor de seguridad contra falla superficial del engrane [23].

$$\eta_s = \frac{\sigma_c}{S_{fc}} \quad (57)$$

### 1.24 Distribución de Weibull en rodamientos

Tomando en cuenta una confiabilidad del 90% para la vida de cálculo o de catálogo y varios parámetros adicionales como factor de diseño, rpm entre otros se establece la carga dinámica de catálogo  $C$  en kN, la cual permite determinar un rodamiento eficiente para el mecanismo [26].

$$C = F_d \left[ \frac{X_D}{X_0 + (\theta - X_0) \left( \ln \left( \frac{1}{R_D} \right) \right)^{\frac{1}{b}}} \right]^{\frac{1}{a}} \quad (58)$$

Donde  $\eta_o$  es la velocidad angular en rpm,  $L_o$  es el ciclo de uso del rodamiento,  $X_D$  es un factor de construcción que se define en la ecuación (63) y  $F_d$  es el factor de diseño el cual se define en la ecuación (64).

$$X_D = \eta_o (L_o) \quad (60)$$

$$F_d = a_f (R_A) \quad (60)$$

Donde  $a_f$  es un factor de aceleración 1.2 por diseño Weibull y  $R_A$  es la reacción radial generada en el eje en kN. Existen parámetros de diseño Weibull que se definen como:  $X_0$  es igual a 0.02,  $\theta - X_0$  es igual a 4.439,  $a$  tiene un valor de 3 y  $b$  es igual a 1.483.

### 1.25 Parámetro de selección de sprockets

Tienen un material de 35 a 40 puntos de carbón y pueden ser endurecidos por inducción o con flama a una dureza de 30 a 45 Rockwell C, la selección del sprocket es en función de la carga de trabajo, número de dientes, RPM y la potencia ejercida. A partir del paso se procede a escoger el sprocket en función del número de dientes [27].

$$HP = \frac{\text{Carga de trabajo } (T) (P) (RPM)}{396000} \quad (61)$$

Donde  $T$  es el número de dientes del sprocket y  $P$  es el paso de cadena en plg.

### 1.26 Cadenas de rodillo simple

La selección de la cadena es en base al sistema de numeración de norma ANSI que viene dado en función del paso, las de tipo H de la marca SKF tienen la capacidad de absorber cargas de choque un 10% más que las cadenas ANSI estándar, adecuadas para aplicaciones con cargas de choque elevadas y velocidades de trabajo bajas, el rango de temperatura de operación es de -20 a 150 °C [28].

### 1.27 Trinquete

Los trinquetes tienen diferentes aplicaciones como: la detención directa de la carga o como un acople en los mecanismos de frenado, que tiene por objetivo limitar el movimiento rotatorio en un eje en un sola dirección. Se lo puede realizar mediante un engranaje dentado como muestra la Figura 23, en las cuales sus dientes puedan obtener una forma triangular y la uñeta debe tener la misma forma del diente [29].

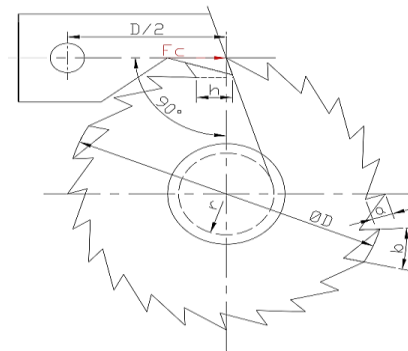


Figura 23. Esquema del trinquete [19]

Para diseñar se comprueba mediante esfuerzos cortantes, análisis de esfuerzo a flexión para determinar (h) longitud paralela del diente respecto a la acción de fuerza [30].

$$\sigma = \frac{6 F a}{b h^2} \quad (62)$$

Donde F es la fuerza tangencial aplicada al engrane, a es la altura del diente y b es la cara del diente. Aplicando la teoría de Von Mises se tiene:

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta_s} \quad (63)$$

Donde  $S_y$  es el esfuerzo de fluencia del material y  $n_s$  es un factor de seguridad que debido al impacto y choque de la uñeta con el engranaje se recomienda de 3 o 4. En análisis se toma en cuenta el esfuerzo cortante [31]:

$$\tau = \frac{0.4 S_y}{3} \quad (64)$$

El esfuerzo cortante provocado por la rueda dentada del trinquete se describe como:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{hb} \quad (65)$$

En el cual el esfuerzo generado por el trinquete debe ser menor al esfuerzo admisible.

$$\frac{F}{hb} \leq \frac{0.4 S_y}{3} \quad (66)$$

## CAPÍTULO II

### ANÁLISIS DE FUERZAS EN LA COMPUERTA RADIAL Y PÓRTICO

#### 2.1 Cálculo del peso de la compuerta radial

##### 2.1.1 Peso de la pantalla radial

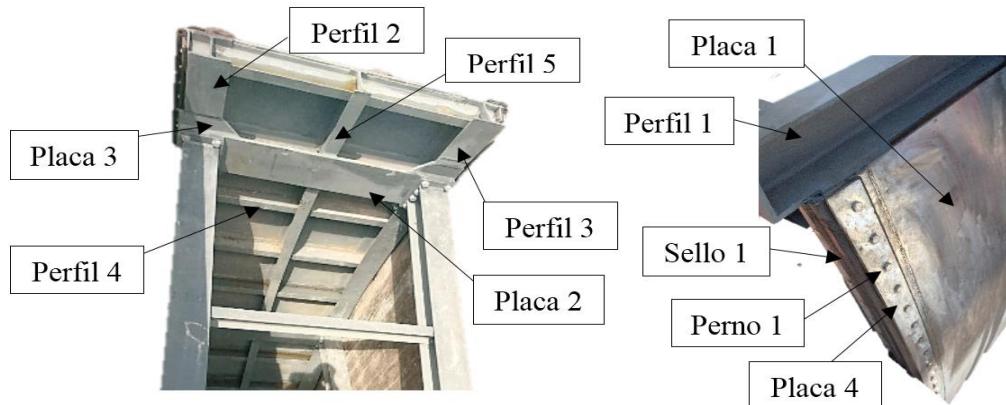


Figura 24. Componentes de la pantalla radial. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 14, se detalla los componentes de la pantalla radial de la compuerta y mediante la ecuación (1), se determina el peso de cada componente de la pantalla.

Tabla 14. Peso de la pantalla de la compuerta radial

Ítem	Descripción	Dimensión	Unidad	Cant	Peso Unitario [kg]	Peso Total [kg]
Placa 1	AISI 410	6x1.50x0.01	m	1	706.5	706.5
Placa 2	ASTM 126	0.3x1.5x0.015	m	3	52.98	158.94
Placa 3	ASTM 126	0.5x0.36x0.01	m	6	14.13	84.78
Placa 4	ASTM 126	0.1x6x0.01	m	4	47.1	188.4
Perfil 1	HEB 160	Longitud: 1.5	m	1	63.9	63.9
Perfil 2	HEB 180	Longitud: 6	m	2	307.2	614.4
Perfil 3	HEB 180	Longitud: 1.5	m	3	76.8	230.4
Perfil 4	IPE 140	Longitud: 1.5	m	7	19.35	135.45
Perfil 5	IPE 180	Longitud: 6	m	1	112.8	112.8
Perno 1	Acero Inox	Ø ½ x 2	pulg	250	0.075	18.75
Sello 1	Neopreno	0.15x0.017x6	m	4	17.59	32.73
<b>TOTAL</b>						<b>2384</b>

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

## 2.1.2 Peso de los brazos radiales de apoyo



Figura 25. Componentes de los brazos radiales. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 15, se detalla los componentes de los brazos radiales de la compuerta, las propiedades y dimensiones de los perfiles son obtenidas de la Tabla 2, mediante la ecuación (1) se determina el peso individual y el total de los brazos.

Tabla 15. Peso de los brazos radiales de la compuerta

Ítem	Descripción	Dimensión	Unidad	Cant	Peso Unitario [kg]	Peso Total [kg]
Perno 2	Acero Inox.	Ø ¾ x2	pulg	160	0.11	25
Perno 3	Acero Inox.	Ø 2 ½ x 5	pulg	2	2.75	8
Perfil 6	HEB 180	Longitud: 6.53	m	4	385	1541
Perfil 7	HEB 180	Longitud: 5.02	m	2	296	592
Perfil 8	HEB 300	Longitud: 1.25	m	1	166	166
Perfil 9	IPE 180	Longitud: 6.43	m	1	145	145
Perfil 10	IPE 140	Longitud: 1.20	m	9	18	166
Placa 5	ASTM A126	0.3x0.25x0.3	m	4	25	100
<b>TOTAL</b>						<b>2743</b>

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

## 2.1.3 Peso total de la compuerta radial

Sumando el peso de la pantalla (2384 kg) y el peso de la estructura de apoyo (2743 kg), se obtiene un peso total de la compuerta de aproximadamente 5127 Kg [5.13Ton].



## 2.2 Cálculo del centro de gravedad de la compuerta radial

Las fuerzas del peso propio anteriormente calculadas están ubicadas en el centro de gravedad de su configuración geométrica correspondiente, por lo cual se halla el centro de gravedad tanto de los brazos radiales como de la pantalla radial como se observa en la Figura 26 y los cálculos de detallan a continuación:

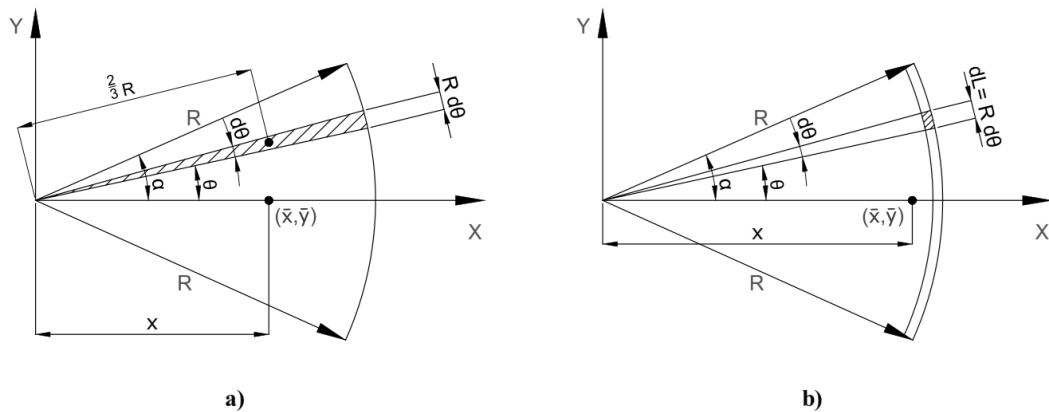


Figura 26. Centro de gravedad de: a) Brazos radiales. b) Pantalla radial. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

### 2.2.1 Centro de gravedad de los brazos radiales

$$\bar{x} = \frac{\int x dA}{\int dA} = \frac{\int \frac{2}{3} R \cos(\theta) (\frac{1}{2} R d\theta) R}{\int \frac{1}{2} R d\theta R} = \frac{2}{3} \frac{R \int_0^\alpha \cos(\theta) d\theta}{\int_0^\alpha d\theta} = \frac{2}{3} \frac{R \text{sen}(\alpha)}{\alpha}$$

Sustituyendo con  $\alpha = 24^\circ [0.4188 \text{ rad}]$ ;  $R = 6.97 \text{ m}$

$$\bar{x} = \frac{2 (6.97) \text{sen}(24)}{3 \cdot 0.418879} = 4.51 \text{ m} \quad \therefore (\bar{x}, \bar{y}) = [4.51, 0]$$

### 2.2.2 Centro de gravedad de la pantalla radial

$$\bar{x} = \frac{\int x dL}{\int dL} = \frac{\int_0^\alpha R \cos(\theta) R d\theta}{\int_0^\alpha R d\theta} = \frac{R \int_0^\alpha \cos(\theta) d\theta}{\int_0^\alpha d\theta} = \frac{R \text{sen}(\alpha)}{\alpha}$$

Sustituyendo con  $\alpha = 24^\circ [0.4188 \text{ rad}]$ ;  $R = 6.97 \text{ m}$

$$\bar{x} = \frac{6.97 \text{sen}(24)}{0.418879} = 6.77 \text{ m} \quad \therefore (\bar{x}, \bar{y}) = [6.77, 0]$$

## 2.3 Cálculo de la carga hidrostática en la compuerta cerrada

### 2.3.1 Centro de presión hidrostática

En la Figura 27, se muestra la ubicación del centro de presión hidrostática de la proyección del espejo de agua en sentido horizontal y vertical.

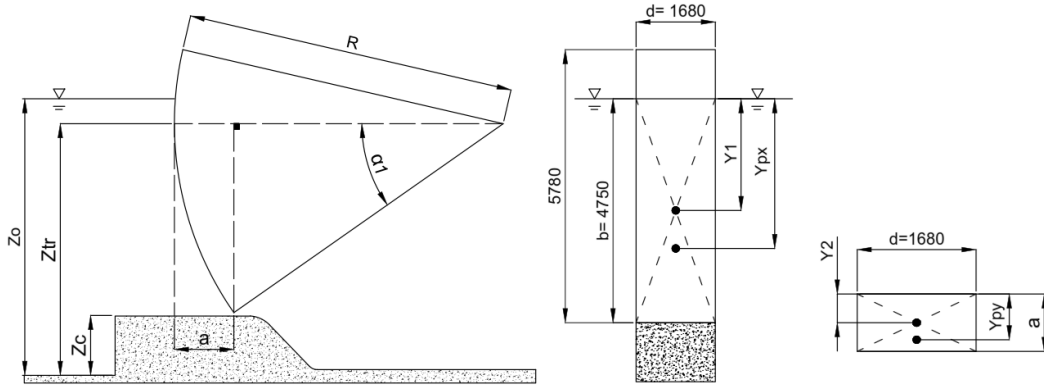


Figura 27. Centro de presión hidrostática en la compuerta cerrada. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 16, se detalla los valores medidos in situ de la compuerta radial para el posterior cálculo de la carga hidrostática mediante la ecuación (5) y la ecuación (6).

Tabla 16. Valores conocidos para el cálculo de carga hidrostática

Valores conocidos [m]						
$Z_{tr}$	$Z_0$	$Z_c$	b	d	R	$\gamma$ [kg/m <sup>3</sup> ]
5.3	6	1.25	4.75	1.68	6.97	1000

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$\alpha_1 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{Z_{tr} - Z_c}{R}\right) = \text{sen}^{-1}\left(\frac{5.3 - 1.25}{6.97}\right) = 35^\circ$$

$$a = R - R \cos(\alpha_1) = 6.97 - 6.97 \cos(35) = 1.26 \text{ m}$$

Momento de inercia del espejo de agua

$$\text{Para } F_x : I_0 = \frac{db^3}{12} = \frac{1.68(4.75)^3}{12} = 15 \text{ m}^4$$

$$\text{Para } F_y : I_0 = \frac{ad^3}{12} = \frac{1.26(1.68)^3}{12} = 0.24 \text{ m}^4$$

Área del espejo de agua

$$\text{Para } F_x : A_{PFx} = db = 1.68(4.75) = 7.98 \text{ m}^2$$

$$\text{Para } F_y : A_{PFy} = ad = 1.26(1.68) = 2.11 \text{ m}^2$$

Centroide del espejo de agua

$$\text{Para } F_x : y_1 = \frac{b}{2} = \frac{4.75}{2} = 2.37 \text{ m}$$

$$\text{Para } F_y : y_2 = \frac{a}{2} = \frac{1.26}{2} = 0.63 \text{ m}$$

Centro de presión hidrostática

$$\text{Para } F_x : y_{px} = y_1 + \frac{I_0}{A y_1} = 2.37 + \frac{15}{7.98(2.37)} = 3.16 \text{ m}$$

$$\text{Para } F_y : y_{py} = y_2 + \frac{I_0}{A y_2} = 0.63 + \frac{0.24}{2.11(0.63)} = 0.81 \text{ m}$$

### 2.3.2 Carga hidrostática horizontal, vertical y resultante

En la Figura 28, se observa la ubicación de la fuerza hidrostática horizontal, vertical y resultante sobre la pantalla de la compuerta radial, las cuales se determinan mediante la ecuación (2), (3) y (4) respectivamente, que se detallan a continuación.

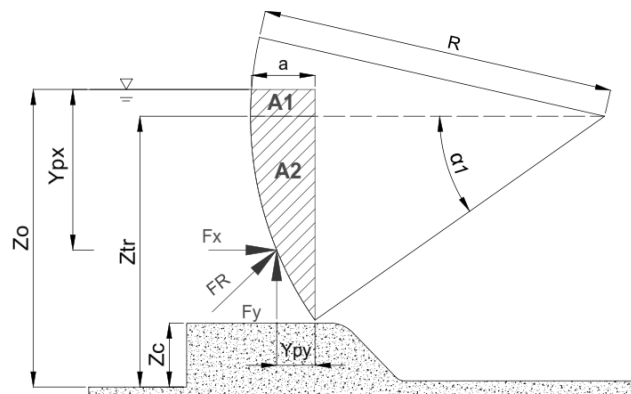


Figura 28. Carga hidrostática en compuerta cerrada. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

Fuerza hidrostática horizontal

$$F_X = \gamma y_1 A_{PFx}$$

$$F_X = 1000(2.37)(7.98) = 18952.5 \text{ kg}$$

Área proyectada para la fuerza hidrostática vertical

$$A_{P_v} = (A_2 + A_1)$$

$$A_{P_v} = \left[ \left( \frac{\pi R^2 \alpha_1}{360} - \frac{(Z_{tr} - Z_c) R \cos(\alpha_1)}{2} \right) + (Z_0 - Z_{tr})(R - R \cos(\alpha_1)) \right]$$

$$A_{P_v} = \left[ \left( \frac{\pi 6.97^2 (35)}{360} - \frac{(5.3 - 1.25) 6.97 \cos(35)}{2} \right) + (6 - 5.3)(6.97 - 6.97 \cos(35)) \right]$$

$$A_{P_v} = 4.16 m^2$$

Fuerza hidrostática vertical

$$F_y = \gamma \nabla = \gamma d A_{P_v}$$

$$F_y = 1000 (1.68) 4.16$$

$$F_y = 6986.84 kg$$

Fuerza hidrostática resultante

$$F_R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

$$F_R = \sqrt{18952.5^2 + 6986.84^2} = 20199.33 kg \approx 20.2 Tn$$

## 2.4 Cálculo carga hidrostática en la compuerta abierta 0.4 m

### 2.4.1 Centro de presión hidrostática

En la Figura 29, se muestra la ubicación del centro de presión hidrostática de la proyección del espejo de agua en sentido horizontal y vertical para una apertura de la compuerta de 0.4 m, esta es una apertura media de la apertura de operación.

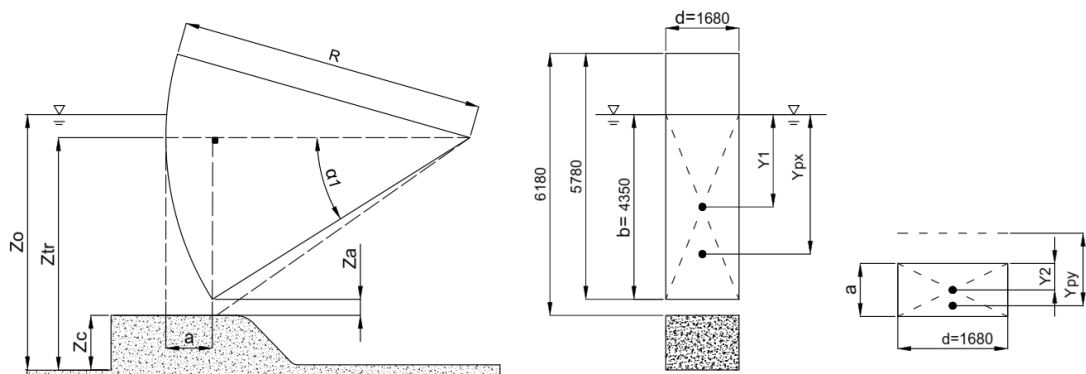


Figura 29. Centro de presión hidrostática en la compuerta abierta a 0.4 m. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 17, se detalla los valores medidos *in situ* de la compuerta radial con una apertura de 0.4 m para el posterior cálculo de la carga hidrostática mediante la ecuación (5) y (6).

Tabla 17. Valores conocidos para el cálculo de carga hidrostática a 0.4m

Valores conocidos [m]							
$Z_{tr}$	$Z_0$	$Z_c$	$Z_a$	b	d	R	$\gamma$ [kg/m <sup>3</sup> ]
5.3	6	1.25	0.4	4.75	1.68	6.97	1000

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$\alpha_1 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{Z_{tr} - (Z_c + Z_a)}{R}\right) = \text{sen}^{-1}\left(\frac{5.3 - 1.25 - 0.4}{6.97}\right) = 31.58^\circ$$

$$a = R - R \cos(\alpha_1) = 6.97 - 6.97 \cos(31.58) = 1.03 \text{ m}$$

Momento de inercia del espejo de agua

$$\text{Para } Fx: I_0 = \frac{db^3}{12} = \frac{1.68(4.35)^3}{12} = 11.52 \text{ m}^4$$

$$\text{Para } Fx: I_0 = \frac{ad^3}{12} = \frac{1.03(1.68)^3}{12} = 0.4 \text{ m}^4$$

Área del espejo de agua

$$\text{Para } Fx: A_{PFx} = db = 1.68(4.35) = 7.3 \text{ m}^2$$

$$\text{Para } Fx: A_{PFx} = ab = 1.03(1.68) = 1.73 \text{ m}^2$$

Centroide del espejo de agua

$$\text{Para } Fx: y_1 = \frac{b}{2} = \frac{4.35}{2} = 2.17 \text{ m}$$

$$\text{Para } Fy: y_2 = \frac{a}{2} = \frac{1.03}{2} = 0.51 \text{ m}$$

Centro de presión hidrostática

$$\text{Para } Fx: y_{px} = y_1 + \frac{I_0}{A y_1} = 2.17 + \frac{11.52}{7.3(2.17)} = 2.89 \text{ m}$$

$$\text{Para } Fy: y_{py} = y_2 + \frac{I_0}{A y_2} = 0.51 + \frac{0.4}{1.73(0.51)} = 0.94 \text{ m}$$

## 2.4.2 Carga hidrostática horizontal, vertical y resultante

En la Figura 30, se observa la ubicación de la fuerza hidrostática horizontal, vertical y resultante, se determinan mediante la ecuación (2), (3) y (4) respectivamente.

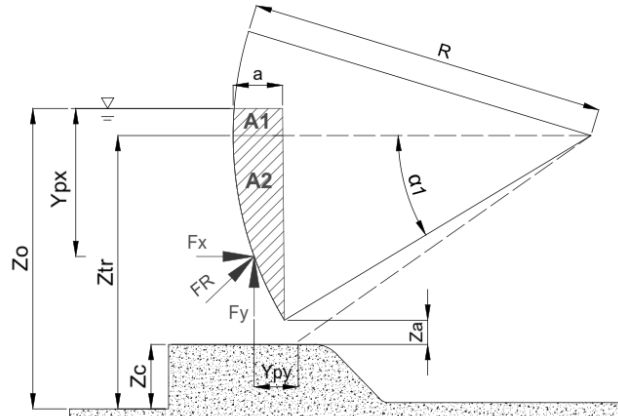


Figura 30. Carga hidrostática en la compuerta abierta 0.4 m. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

Fuerza hidrostática horizontal

$$F_x = \gamma y_1 A_{PFx}$$

$$F_x = 1000(2.17)(7.3) = 15841 \text{ kg}$$

Área proyectada para la fuerza hidrostática vertical

$$A_{Pv} = (A_2 + A_1)$$

$$A_{Pv} = \left[ \left( \frac{\pi R^2 \alpha_1}{360} - \frac{(Z_{tr} - Z_c - Z_a)(R \cos(\alpha_1))}{2} \right) + ((Z_0 - Z_{tr})(R - R \cos(\alpha_1))) \right]$$

$$A_{Pv} = \left[ \left( \frac{\pi 6.97^2 (31.58)}{360} - \frac{(5.3 - 1.25 - 0.4)(6.97 \cos(31.58))}{2} \right) + ((6 - 5.3)(6.97 - 6.97 \cos(31.58))) \right]$$

$$A_{Pv} = 3.27 \text{ m}^2$$

Fuerza hidrostática vertical

$$F_y = \gamma \nabla = \gamma d A_{Pv}$$

$$F_y = 1000 (1.68) 3.27$$

$$F_y = 5493.62 \text{ kg}$$

Fuerza hidrostática resultante

$$F_R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

$$F_R = \sqrt{15841^2 + 5493.61^2} = 16766.5 \text{ kg} \approx 17 \text{ Tn}$$

## 2.5 Cálculo de la carga hidrostática en la compuerta abierta 0.8 m

### 2.5.1 Centro de presión hidrostática

En la Figura 31, se muestra la ubicación del centro de presión hidrostática de la proyección del espejo de agua en sentido horizontal y vertical para una apertura de la compuerta de 0.8 m, apertura máxima de operación como lo muestra el Anexo 5.

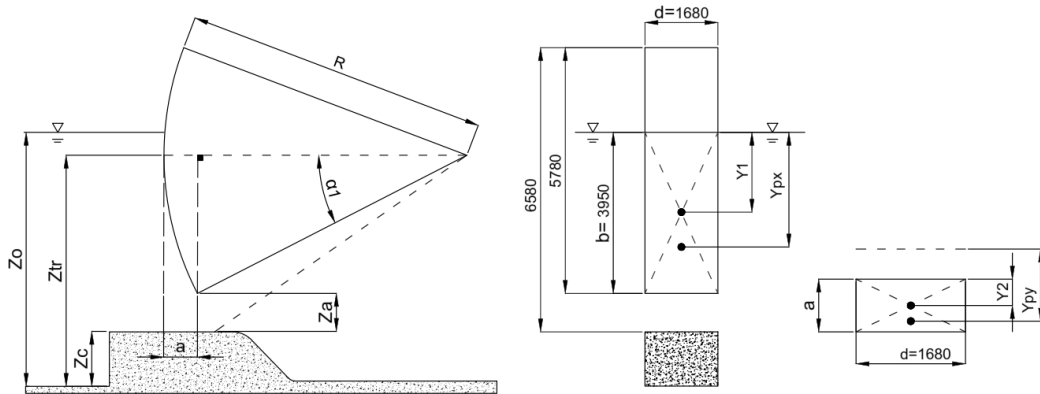


Figura 31. Centro de presión hidrostática en la compuerta abierta a 0.8 m. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 18, contiene valores medidos in situ de la compuerta con una apertura de 0.8 m para el cálculo de la carga hidrostática mediante la ecuación (5) y (6).

Tabla 18. Valores conocidos para carga hidrostática-apertura de 0.8m

Valores conocidos [m]							$\gamma$ [kg/m <sup>3</sup> ]
$Z_{tr}$	$Z_0$	$Z_c$	$Z_a$	b	d	R	
5.3	6	1.25	0.8	4.75	1.68	6.97	1000

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$\alpha_2 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{Z_{tr} - (Z_c + Z_a)}{R}\right) = \text{sen}^{-1}\left(\frac{5.3 - 1.25 - 0.8}{6.97}\right) = 27.79^\circ$$

$$a = R - R \cos(\alpha_1) = 6.97 - 6.97 \cos(27.8) = 0.80 \text{ m}$$

Momento de inercia del espejo de agua

$$\text{Para } F_x : I_0 = \frac{d b^3}{12} = \frac{1.68(3.95)^3}{12} = 8.62 \text{ m}^4$$

$$\text{Para } F_y : I_0 = \frac{a d^3}{12} = \frac{0.80(1.68)^3}{12} = 0.31 \text{ m}^4$$

Área del espejo de agua

$$\text{Para } F_x : A_{pFx} = d b = 1.68(3.95) = 6.63 \text{ m}^2$$

$$\text{Para } F_y : A_{pFy} = a d = 0.8(1.68) = 1.34 \text{ m}^2$$

Centroide del espejo de agua

$$\text{Para } F_x : y_1 = \frac{b}{2} = \frac{3.95}{2} = 1.97 \text{ m}$$

$$\text{Para } F_y : y_2 = \frac{a}{2} = \frac{0.8}{2} = 0.4 \text{ m}$$

Centro de presión hidrostática

$$\text{Para } F_x : y_{px} = y_1 + \frac{I_0}{A y_1} = 1.97 + \frac{8.62}{6.63(1.97)} = 2.62 \text{ m}$$

$$\text{Para } F_y : y_{py} = y_2 + \frac{I_0}{A y_2} = 0.4 + \frac{0.31}{1.34(0.4)} = 0.97 \text{ m}$$

### 2.5.2 Carga hidrostática horizontal, vertical y resultante

En la Figura 32, se observa la ubicación de la fuerza hidrostática horizontal, vertical y resultante sobre la pantalla de la compuerta radial con apertura máxima de operación, las cuales se determinan mediante la ecuación (2), (3) y (4) respectivamente.

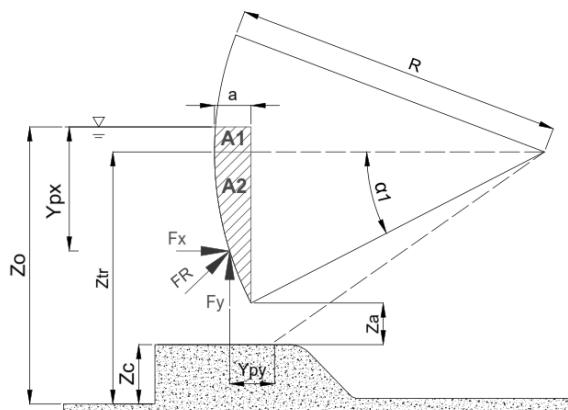


Figura 32. Carga hidrostática en compuerta abierta 0.8 m. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior

Ortiz

Fuerza hidrostática horizontal

$$F_X = \gamma y_1 A_{pFx}$$

$$F_X = 1000(1.97)(6.63) = 13061 \text{ kg}$$



Área proyectada para la fuerza hidrostática vertical

$$A_{P_v} = (A_2 + A_1)$$

$$A_{P_v} = \left[ \left( \frac{\pi R^2 \alpha_1}{360} - \frac{(Z_{tr} - Z_c - Z_a)(R \cos(\alpha_1))}{2} \right) + ((Z_0 - Z_{tr})(R - R \cos(\alpha_1))) \right]$$

$$A_{P_v} = \left[ \left( \frac{\pi 6.97^2 (27.8)}{360} - \frac{(5.3 - 1.25 - 0.8)(6.97 \cos(27.8))}{2} \right) + ((6 - 5.3)(6.97 - 6.97 \cos(27.8))) \right]$$

$$A_{P_v} = 2.32 m^2$$

Fuerza hidrostática vertical

$$F_y = \gamma \nabla = \gamma d A_{P_v}$$

$$F_y = 1000 (1.68) 2.32$$

$$F_y = 3897 kg$$

Fuerza hidrostática resultante

$$F_R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

$$F_R = \sqrt{13061^2 + 3897^2} = 13630 kg \approx 14 Tn$$

## 2.6 Curva de presiones hidrostáticas para diversas alturas

Mediante las presiones encontradas anteriormente se tabulan los resultados y se genera una ecuación de la línea de tendencia mediante excel como se muestra en la Figura 33, lo que permite hallar la carga hidráulica para cualquier elevación de la compuerta, siendo la variable “x” la altura de apertura en metros.

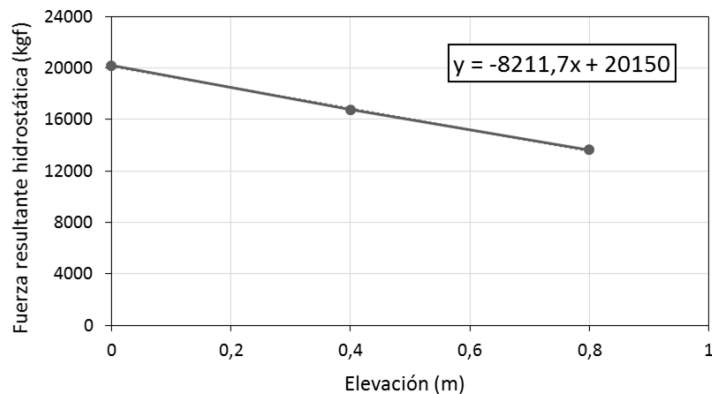


Figura 33. Curva de fuerza hidrostática vs elevación de la compuerta. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

## 2.7 Fuerza de fricción del sello de neopreno tipo J

En la Figura 34, se muestra la ubicación y sentido de la fuerza de fricción al inicio de la apertura de la compuerta radial y las dimensiones del sello lateral de tipo J.

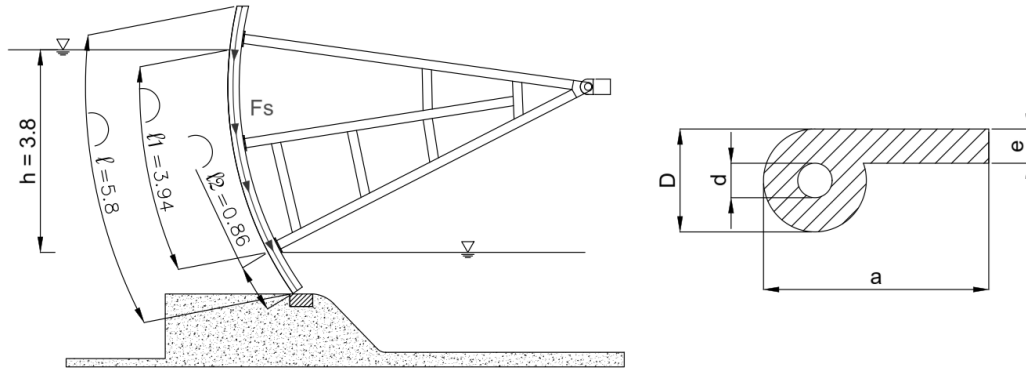


Figura 34. Fuerza de fricción y sello tipo J. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 19, se detalla los valores medidos *in situ* de la compuerta radial, el coeficiente de rozamiento del caucho sobre el acero se muestra en la Figura 7 y la fricción por los sellos laterales, se calcula mediante la ecuación (7).

Tabla 19. Valores conocidos para el cálculo de fricción

Valores conocidos [m]											
$l$	$l_1$	$l_2$	$h$	$\mu_s$	$D$	$d$	$C$	$e$	$a$	$E$ [N/m <sup>2</sup> ]	$\delta$ %
5.8	3.94	0.86	3.8	0.5	0.05	0.015	0.06	0.05	0.1	$6.14 \times 10^6$	0.015

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$I_1 = \frac{\pi}{4} (R_D^4 - R_d^4) = \frac{\pi}{4} (0.025^4 - 0.0075^4) = 3.04 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I_2 = \frac{1}{12} \left[ \left( \frac{a}{2} \right) (e)^3 \right] = \frac{1}{12} \left[ \left( \frac{0.1}{2} \right) (0.02)^3 \right] = 3.33 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$I_0 = I_1 + I_2 = 3.37 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$S = \frac{3 \delta E I_0}{C^3} = \frac{3(0.015)6.14 \times 10^6 (3.37 \times 10^{-7})}{(0.06)^3} = 431.07 \frac{N}{m}$$

$$F_s = (\mu_s S l) + \left[ \left( \mu_s \gamma \frac{C}{2} \right) \left( l_1 \frac{h}{2} + l_2 h \right) \right]$$

$$F_s = (0.5(431.07)5.8) + \left[ \left( 0.5(9.8) \frac{0.06}{2} \right) \left( 3.94 \frac{3.8}{2} + 0.86(3.8) \right) \right] = 1251.6 \text{ N} \approx 127.72 \text{ kg}$$

## 2.8 Análisis de fuerzas en estado de equilibrio de la compuerta

### 2.8.1 Análisis de fuerzas en la compuerta cerrada

En la Figura 35, se muestra la ubicación de todas las fuerzas actuantes en la compuerta cerrada y de las variables a encontrar en el análisis de estado de equilibrio.

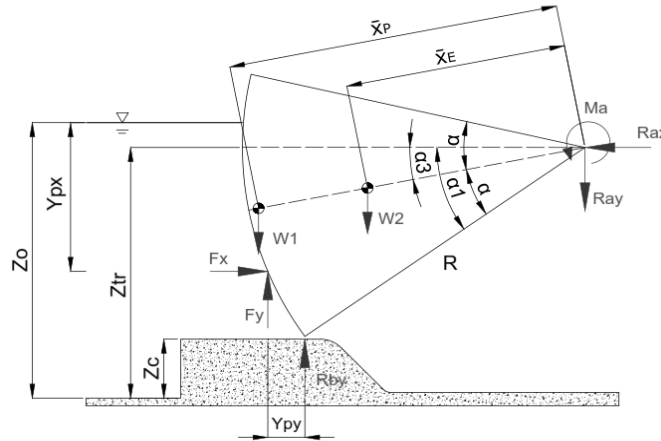


Figura 35. Diagrama de cuerpo libre en la compuerta cerrada. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 20, se detallan los valores medidos *in situ* de la compuerta radial y los valores calculados anteriormente para el análisis de estado de equilibrio.

Tabla 20. Valores conocidos para análisis de fuerzas en compuerta cerrada

[ kg ]					[ ° ]		
$F_x$	$F_y$	$F_s$	$W_1$	$W_2$	$\alpha$	$\alpha_1$	
18952.5	6986.84	251.44	2384	2743	24	35	
[ m ]							
$Z_0$	$Z_c$	$Z_{tr}$	$y_{px}$	$y_{py}$	$\bar{X}_E$	$\bar{X}_P$	R
6	1.25	5.3	3.16	0.81	4.51	6.77	6.97

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$\sum M_A = 0$$

$$-R_{By}(R \cos(\alpha_1)) + F_x(y_{px} - (Z_0 - Z_{tr})) - F_y(y_{py} + R \cos(\alpha_1)) + W_2 \bar{X}_E \cos(\alpha_3) + W_1 \bar{X}_P \cos(\alpha_3) = 0$$

$$R_{By} = \frac{18952.5(3.16 - 0.7) - 6986.84(6.97 \cos(35) + 0.81) + 2743(4.51 \cos(11)) + 2384(6.77 \cos(11))}{6.97 \cos(35)}$$

$$R_{By} = 5089.65 \text{ kg}$$

$$\sum F_X = 0$$

$$-R_{ax} + F_X = 0$$

$$R_{ax} = 18952.5 \text{ kg}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-W_1 - W_2 + F_y + R_{By} - R_{Ay} = 0$$

$$R_{ay} = -2384 - 2743 + 6986.84 + 5089.65$$

$$R_{ay} = 6949.49 \text{ kg}$$

### 2.8.2 Análisis de fuerzas en la compuerta abierta 0.8 m

En la Figura 36, se muestra la ubicación de todas las fuerzas actuantes en la compuerta abierta y de las variables a encontrar en el análisis de estado de equilibrio.

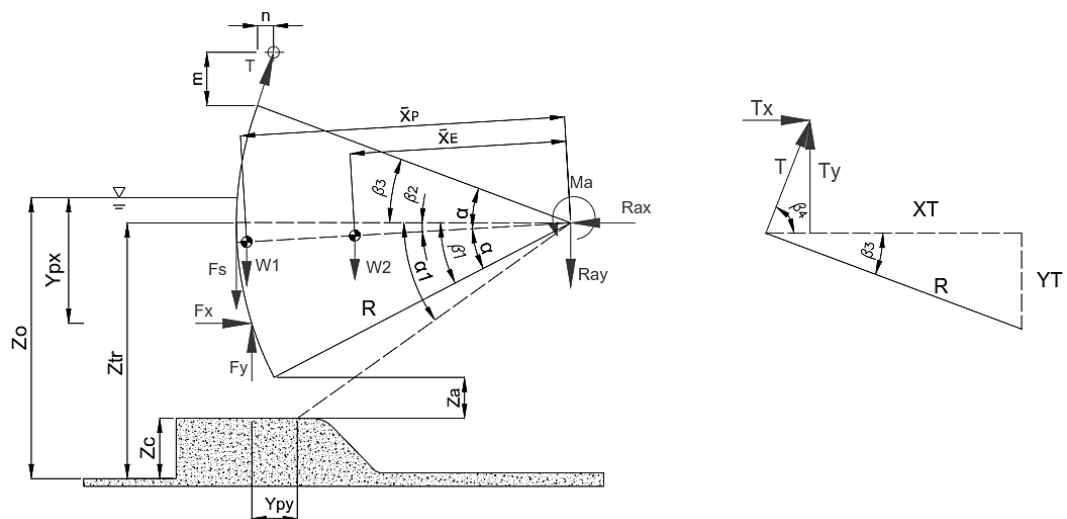


Figura 36. Diagrama de cuerpo libre en la compuerta abierta. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 21, se detalla los valores medidos in situ de la compuerta a apertura de operación y valores calculados anteriormente para el análisis de estado de equilibrio.

Tabla 21. Valores conocidos para análisis de fuerzas en compuerta abierta

[ kg ]			[ m ]						[ ° ]	
$F_x$	$F_y$	$F_s$	$Z_0$	$Z_C$	$Z_{tr}$	$Z_a$	$y_{px}$	$y_{py}$	$\alpha$	$\alpha_1$
13061	3897	127.72	6	1.25	5.3	0.8	2.62	0.97	24	35
$W_1$	$W_2$		R	$\bar{X}_E$	$\bar{X}_P$	$m$	$n$		$\beta_1$	
2384	2743		6.97	4.51	6.77	1.2	0.33		27.79	

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$\beta_2 = \beta_1 - \alpha = 27.79 - 24 = 3.79^\circ$$

$$\beta_3 = \alpha - \beta_2 = 24 - 3.79 = 20.21^\circ$$

$$\beta_4 = \tan^{-1}\left(\frac{m}{n}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1.2}{0.33}\right) = 74.6^\circ$$

$$T_x = T \cos(\beta_4) ; T_y = T \sin(\beta_4)$$

$$X_T = R \cos(\beta_3) = 6.97 \cos(20.2) = 6.54 m$$

$$Y_T = R \sin(\beta_3) = 6.97 \sin(20.2) = 2.4 m$$

$$\sum M_o = 0$$

$$W_2(\cos(\beta_2)\bar{X}_E) + W_1(\cos(\beta_2)\bar{X}_P) + F_x(y_{px} - (Z_0 - Z_{tr})) - F_y(R \cos(\alpha_1) + y_{py}) + F_s(R) - T_y(X_T - n) - T_x(Y_T + m) = 0$$

$$T = \frac{W_2(\cos(\beta_2)\bar{X}_E) + W_1(\cos(\beta_2)\bar{X}_P) + F_x(y_{px} - (Z_0 - Z_{tr})) - F_y(R \cos(\alpha_1) + y_{py}) + F_s(R)}{\sin(\beta_4)(X_T - n) + \cos(\beta_4)(Y_T + m)}$$

$$T = \frac{2743 \cos(3.8) 4.51 + 2384 \cos(3.8) 6.77 + 13061(2.62 - 0.7) - 3897(6.97 \cos(35) + 0.97) + 127(6.97)}{\sin(74)(6.54 - 0.33) + \cos(74)(2.4 + 1.2)}$$

$$T = \frac{28385.3}{6.93} = 4096 kg$$

Multiplicando la tensión por un factor de impacto de 1.2

$$T = 4096(1.2) = 4915.2 kg \approx 5 Tn$$

## 2.9 Análisis de esfuerzos por cortante en el eje pivote

En la Figura 37, se muestra las fuerzas actuantes en el eje pivote y sus dimensiones.

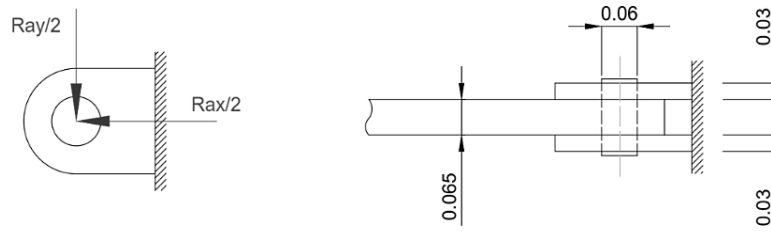


Figura 37. Dimensiones del eje pivote. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$\frac{R_{ax}}{2} = 9476.25 \text{ kg} \quad ; \quad \frac{R_{ay}}{2} = 3474.75 \text{ kg}$$

$$R_a = \sqrt{\left(\frac{R_{ax}}{2}\right)^2 + \left(\frac{R_{ay}}{2}\right)^2} = \sqrt{(9476.25)^2 + (3474.75)^2} = 10093.2 \text{ kg} \approx 98913.4 \text{ N}$$

### 2.9.1 Factor de seguridad para el eje pivote

En la Figura 38, se muestra todas las fuerzas actuantes en el eje pivote construido en AISI 1018 y sus dimensiones para el análisis de esfuerzos por cortante.

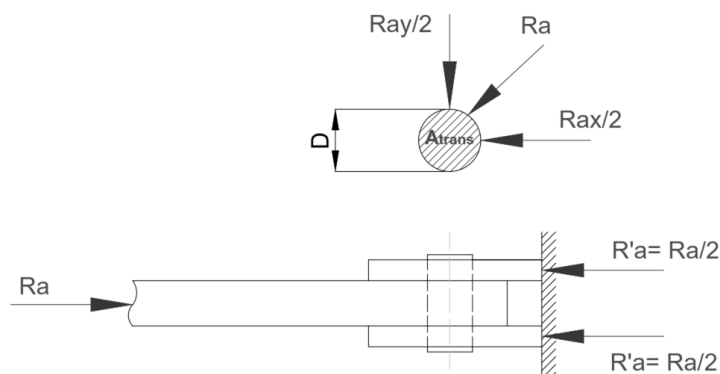


Figura 38. Cargas en el eje pivote para esfuerzo cortante. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$R'_a = \frac{R_a}{2} = \frac{98913.4 \text{ N}}{2} = 49456.7 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{R'_a}{A_{transversal}} = \frac{R'_a}{\frac{\pi}{4}(D)^2} = \frac{49456.7}{\frac{\pi}{4}(0.06)^2} = 17.49 \text{ MPa}$$

Para AISI 1018:  $S_y = 235 \text{ MPa}$

$$\eta_s = \frac{0.4S_y}{\tau} = \frac{(0.4)235}{17.49} = 5.3$$

## 2.9.2 Diámetro mínimo del eje pivote

$$1 = \frac{0.4S_y}{\tau}$$

$$\frac{R'_a}{\frac{\pi}{4}(D)^2} = 0.4(S_y)$$

$$D = \sqrt{\frac{R'_a}{\frac{\pi}{4}0.4(S_y)}} = \sqrt{\frac{49456.7}{\frac{\pi}{4}0.4(235 \times 10^6)}} = 0.025m \approx 25 \text{ mm}$$

$60\text{mm} \geq 25 \text{ mm} \therefore$  Si cumple

## 2.10 Análisis de esfuerzos por aplastamiento en el eje pivote

### 2.10.1 Factor de seguridad para placa de brazo radial

En la Figura 39, se muestra la carga en la placa del brazo radial construido en acero A36 y su área de aplastamiento respecto al eje pivote.



Figura 39. Carga en el eje pivote para esfuerzo por aplastamiento. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$\sigma = \frac{R_a}{A_{\text{aplastamiento}}} = \frac{98913.4}{(0.06)(0.065)} = 25.36 \text{ MPa}$$

Para A36, según Anexo 18:  $S_y = 250 \text{ MPa}$

$$\eta_s = \frac{0.6S_y}{\sigma} = \frac{(0.6)250}{25.36} = 5.9$$

### 2.10.2 Factor de seguridad para ménsulas del eje pivote

En la Figura 40, se muestra la carga en las ménsulas construidas en acero A36 y sus áreas de aplastamiento para el análisis de esfuerzos por aplastamiento.

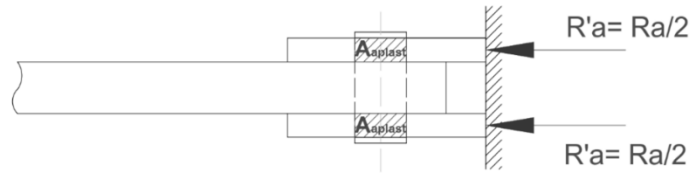


Figura 40. Carga en el eje pivote para esfuerzo por aplastamiento. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$\sigma = \frac{R'_a}{A_{\text{aplastamiento}}} = \frac{49456.7}{(0.06)(0.03)} = 27.47 \text{ MPa} \quad 2.11$$

### 2.11 Análisis de cargas en el pórtico soporte del sistema de izaje

En la Figura 41, se muestra el pórtico de soporte del polipasto, la identificación de sus componentes y las cargas principales que soporta.

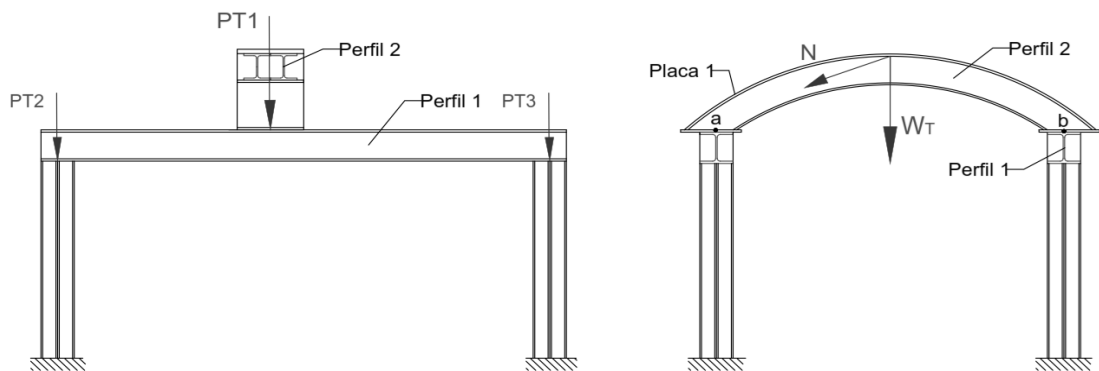


Figura 41. Esquema del pórtico soporte del polipasto. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

#### 2.11.1 Cálculo de pesos de los componentes del pórtico

En la Tabla 22, se detalla los pesos actuantes de los componentes sobre el pórtico, propiedades tomadas de la Tabla 2 y el peso es calculado mediante la ecuación (1).

Tabla 22. Valores de pesos actuantes sobre el pórtico

Ítem	Denominación	Dimensiones (m)	Cant.	Peso Unitario (Kg/m)	Peso Total (Kg)
Perfil 1	Perfil HEB 200	0.2x0.2x3.7	2	61.3	453.62
Perfil 2	Perfil HEB 160	0.16x0.16x2.73	2	42.6	232.59
Placa 1	Placa acero	2.73x0.4x0.015	1	130	130
<b>TOTAL</b>					<b>816.21</b>

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz



$$W_{Arco} = W_{HEB-160} + W_{Placa1}$$

$$W_{Arco} = 232.59 + 130 = 362.6 \text{ kg} \approx 3553.4 \text{ N}$$

$$W_{Viga} = W_{HEB-200} = 453.62 \text{ kg} \approx 4445 \text{ N}$$

El valor de la carga de elevación (T), se encuentra detallado en la sección 2.8.2, el peso del polipasto es obtenido mediante catálogo Yale Hoists [8].

$$W_T = W_{Polipasto} + W_{Arco} + T$$

$$W_T = 686 + 3553.4 + 49000 = 53239.4 \text{ N} \approx 53.2 \text{ kN}$$

### 2.11.2 Análisis en el arco del pórtico

En la Figura 42, se muestra todas las cargas y reacciones del pórtico producidas por la tensión de izaje y peso del arco calculados anteriormente para el análisis de cargas.

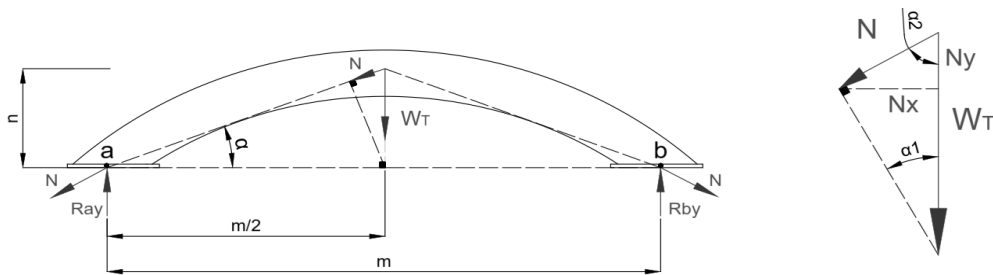


Figura 42. Cargas y reacciones en el pórtico soporte del polipasto. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$\sum Mb = 0$$

$$-R_{ay}(m) + W_T(m/2) = 0$$

$$R_{ay} = \frac{W_T(\frac{m}{2})}{m} = \frac{53239.4(\frac{2.18}{2})}{2.18} = 26619.7 \text{ N} \approx 26.6 \text{ kN}$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{n}{m/2}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{0.42}{1.09}\right) = 21^\circ$$

$$\alpha_2 = 90 - \alpha = 90 - 21 = 69^\circ$$

$$\alpha_1 = 90 - \alpha_2 = 90 - 69 = 21^\circ$$

$$N = \text{sen}(\alpha_1)W_T = \text{sen}(21)(53239.4) = 19079.3 \text{ N} \approx 19 \text{ kN}$$

$$N_y = \text{sen}(\alpha)N = \text{sen}(21)19079.3 = 6837.4 \text{ N} \approx 6.8 \text{ kN}$$

$$N_x = \text{cos}(\alpha)N = \text{cos}(21)19079.3 = 17812.1 \text{ N} \approx 17.8 \text{ kN}$$

### 2.11.3 Análisis en la viga soporte del pórtico

En la Figura 43, se muestra las cargas actuantes sobre las 2 vigas del pórtico calculadas anteriormente para el análisis de cargas.

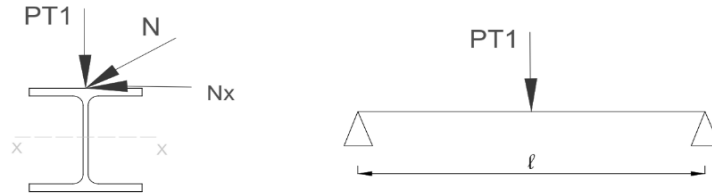


Figura 43. Análisis de cargas en la viga de soporte arco-pórtico. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 23, se detalla las propiedades de la viga del pórtico tomadas de la Tabla 2 y cargas anteriormente calculadas.

Tabla 23. Valores conocidos para análisis de cargas en la viga del pórtico

<b>HEB 200</b>				<b>[ m ]</b>		<b>[ N ]</b>	
$r_x$ [cm]	$r_y$ [cm]	$l$ [m]	$A$ [cm <sup>2</sup> ]	m	n	$W_{Polipasto}$	T
8.54	5.07	2	78.10	2.81	0.42	686	49000
$S_x$ [m <sup>3</sup> ]	$S_y$ [m <sup>3</sup> ]	$l$ [m]	$S_Y$ [MPa]				
$0.57 \times 10^{-3}$	$0.2 \times 10^{-3}$	3.16	250				

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$P_{T1} = R_{ay} + N_y = 26619.7 + 6837.4 = 33457.1 N \approx 33.4 kN$$

$$M_x = \frac{P_{T1} l}{4} = \frac{33457.1(3.16)}{4} = 26431.1 Nm$$

$$M_y = \frac{N_x l}{4} = \frac{17812.1(3.16)}{4} = 14071.6 Nm$$

Flexión Asimétrica

$$f_{bx} = \frac{M_x}{S_x} = \frac{26431.1}{0.57 \times 10^{-3}} = 4.63 \times 10^7 Pa$$

$$f_{by} = \frac{M_y}{0.5 S_y} = \frac{14071.6}{0.2 \times 10^{-3}} = 14.07 \times 10^7 Pa$$

Para el material AISI 1018 con resistencia 50 kg/mm<sup>2</sup> , de la Tabla 29:

$$F_{bx} = 0.66(S_Y) = 0.66(250 \times 10^6) = 1.65 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$F_{by} = 0.75(S_Y) = 0.75(250 \times 10^6) = 1.87 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Ecuación de interacción

$$\frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1$$

$$\frac{4.63 \times 10^7}{1.65 \times 10^8} + \frac{14.07 \times 10^7}{1.87 \times 10^8} \leq 1$$

$1.0 \leq 1 \quad \therefore$  Si cumple

#### 2.11.4 Análisis para columna soporte del pórtico

En la Figura 44, se muestra las fuerzas actuantes sobre las 4 columnas del pórtico, compuestas por 4 perfiles HEB cada columna.

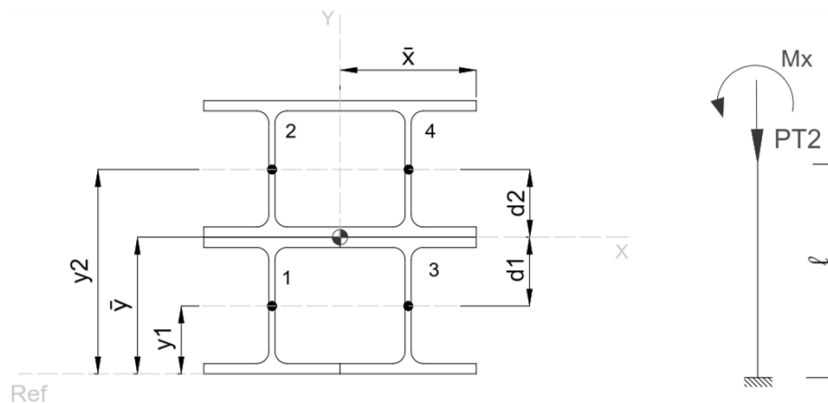


Figura 44. Inercias en columna compuesta. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 24, se detalla las propiedades de la viga del pórtico tomadas de la Tabla 2 y cargas anteriormente calculadas.

Tabla 24. Inercias en columna compuesta

Valores conocidos del HEB 100						
$A[m^2]$	$l [m]$	$E(GPa)$	$I_{Xo} [m^4]$	$I_{Yo} [m^4]$	$k$	$C_{mx}$
0.0026	2	250	$0.5 \times 10^{-5}$	$0.2 \times 10^{-5}$	2.1	0.85

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$\bar{y} = \frac{2y_1 A + 2y_2 A}{4A} = \frac{2(0.05)0.0026 + 2(0.15)(0.0026)}{4(0.0026)} = 0.1m$$

$$\bar{x} = \bar{y} = 0.1m$$

$$d_1 = \bar{y} - y_1 = 0.1 - 0.05 = 0.05m$$

$$d_2 = y_2 - \bar{y} = 0.15 - 0.1 = 0.05m$$

$$I_{X1} = I_{Xo1} + A d_1^2 = 0.5 \times 10^{-5} + 0.0026(0.05)^2 = 0.12 \times 10^{-4} m^4$$

$$I_{X2} = I_{Xo2} + A d_2^2 = 0.5 \times 10^{-5} + 0.0026(0.05)^2 = 0.12 \times 10^{-4} m^4$$

$$r_x = \sqrt{\frac{2I_{X1} + 2I_{X2}}{4A}} = \sqrt{\frac{4(0.12 \times 10^{-4})}{4(0.0026)}} = 0.067m$$

$$I_Y = I_{Yo} + A d_1^2 = 0.2 \times 10^{-5} + 0.0026(0.05)^2 = 0.9 \times 10^{-5} m^4$$

$$r_y = \sqrt{\frac{4I_Y}{4A}} = \sqrt{\frac{4(0.9 \times 10^{-5})}{4(0.0026)}} = 0.058m$$

$$r_{\min} = r_y = 0.058m$$

Caso empotrado libre según Figura 12

$$k_{\text{diseño}} = 2.1$$

$$\lambda = \frac{kl}{r_{\min}} = \frac{2.1(2)}{0.058} = 72.41$$

Para el AISI 1018 con resistencia de 50 Kgf/mm<sup>2</sup>, según Tabla 3:

$$\lambda = 72.41 \rightarrow F_a = 16.18 \text{ ksi} = 111.55 \text{ MPa}$$

$$P_{T2} = \frac{P_{T1}}{2} + \frac{W_{\text{Viga}}}{2} = \frac{33457.1}{2} + \frac{4445}{2} = 18951 N$$

$$S_x = \frac{I_x}{y} = \frac{4(0.12 \times 10^{-4})}{0.1} = 0.48 \times 10^{-3} m^3$$

$$S_y = \frac{I_y}{x} = \frac{4(0.9 \times 10^{-5})}{0.1} = 0.36 \times 10^{-3} m^3$$

Mediante la ecuación (14), se obtiene:

$$F'_{ex} = \frac{12 \pi^2 E}{23 \left( \frac{kl}{r} \right)^2} = \frac{12 \pi^2 (250 \times 10^9)}{23 \left( \frac{2.1(2)}{0.067} \right)^2} = 3.27 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Para la ecuación de interacción:

$$f_a = \frac{P_{T2}}{A} = \frac{18951}{4(0.0026)} = 1.82 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$f_{bx} = \frac{M_x}{S_x} = \frac{17812.1}{0.48 \times 10^{-3}} = 3.71 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$F_{bx} = 0.6 S_y = 0.6(250 \times 10^6) = 1.5 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Mediante la ecuación (13), se obtiene:

$$\frac{f_a}{F_a} + \left( \frac{C_{mx}}{1 - \frac{f_a}{F'_{ex}}} \right) \frac{f_{bx}}{F_{bx}} \leq 1$$

$$\text{Si: } \left( \frac{C_{mx}}{1 - \frac{f_a}{F'_{ex}}} \right) < 1, \text{ entonces } \left( \frac{C_{mx}}{1 - \frac{f_a}{F'_{ex}}} \right) = 1$$

$$\left( \frac{0.85}{1 - \frac{1.82 \times 10^6}{3.27 \times 10^8}} \right) = 0.85 < 1$$

$$\therefore \frac{1.82 \times 10^6}{111.55 \times 10^6} + (1) \frac{3.71 \times 10^7}{1.5 \times 10^8} \leq 1$$

0.26 ≤ 1    Si cumple

### 2.11.5 Factor de seguridad del pórtico

$$\eta_s = \frac{1}{0.26} = 3.84$$

### CAPÍTULO III

#### DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL MECANISMO DE IZAJE

#### 3.1 Parámetros de los engranes del mecanismo propuesto

En la Figura 45, se muestra un esquema de la propuesta de izaje mediante un mecanismo planetario con dos etapas multiplicadoras, sus engranes son llamados planetas y satélites de acuerdo a su posición, los puntos C, D, F, E, I son los apoyos.

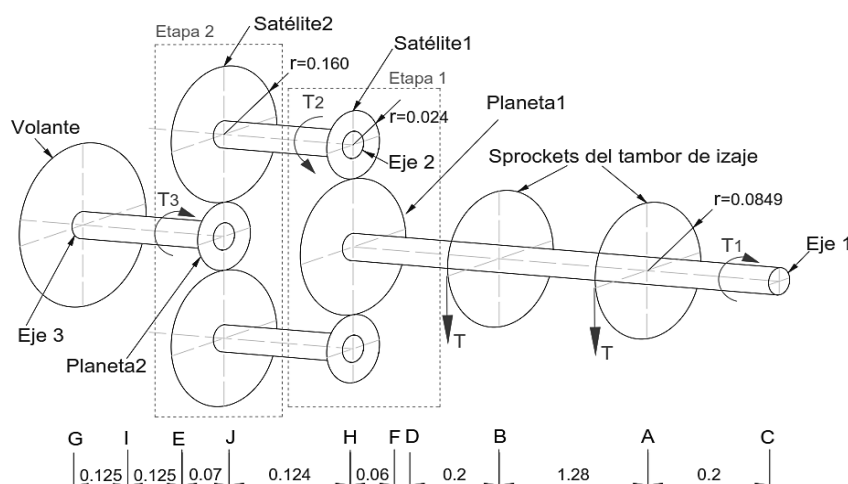


Figura 45. Etapas en el sistema epicicloidal. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 25 se detalla la nomenclatura y parámetros de los engranes rectos a utilizar.

Tabla 25. Parámetros de los engranes del sistema planetario

Variable	Descripción	Valor
$Z_{p1}$	Número de dientes del planeta 1	40
$\omega_{p1}$	Velocidad angular del planeta 1	2.5 [rpm]
$Z_{s1}$	Número de dientes del satélite 1	6
$\omega_{s1}$	Velocidad angular del satélite 1	
$Z_{s2}$	Número de dientes del satélite 2	40
$\omega_{s2}$	Velocidad angular del satélite 2	
$Z_{p2}$	Número de dientes del planeta 2	6
$\omega_{p2}$	Velocidad angular del planeta 2	
m	Módulo	8

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

### 3.2 Diámetros y velocidades angulares en engranes

#### a. Etapa 1

En la Figura 46 se muestra la etapa reductora 1 del mecanismo, los diámetros primitivos de un engrane llamado planeta 1 y dos engranes llamados satélites 1, su nomenclatura esta detallada en la Tabla 25.

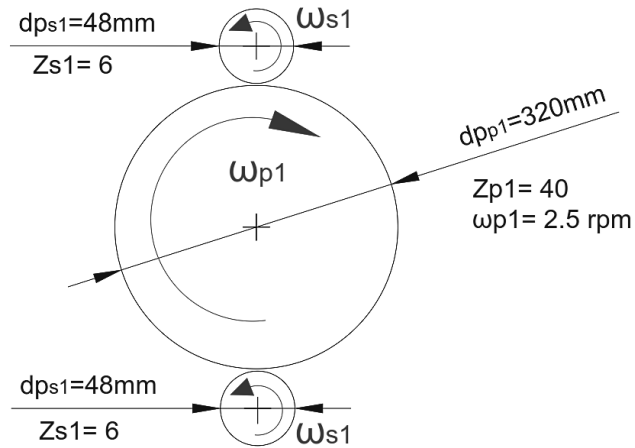


Figura 46. Mecanismo epicicloidal – etapa 1. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

Diámetros primitivos de los engranes mediante valores conocidos de la Tabla 25:

$$dp_{p1} = m Z_{p1} = 8(40) = 320 \text{ mm}$$

$$dp_{s1} = m Z_{s1} = 8(6) = 48 \text{ mm}$$

#### b. Velocidad angular del satélite 1 respecto al planeta 1

Se encuentra con la ecuación (16) y mediante valores conocidos de la Tabla 25, la ecuación original se modifica dividiendo para 2 ya que existen dos satélites de las mismas características acoplados al engrane del planeta 1.

$$\frac{\omega_{p1} N_{p1}}{2} = \omega_{s1} N_{s1}$$

$$\omega_{s1} = \frac{\omega_{p1} N_{p1}}{2 N_{s1}}$$

$$\omega_{s1} = \frac{2.5(40)}{2(6)} = 8.33 \text{ [rpm]}$$

### c. Etapa 2

En la Figura 47 se muestra la etapa reductora 2 del mecanismo, los diámetros primitivos de un engrane llamado planeta 2 y dos engranes llamados satélites 2, su nomenclatura esta detallada en la Tabla 25.

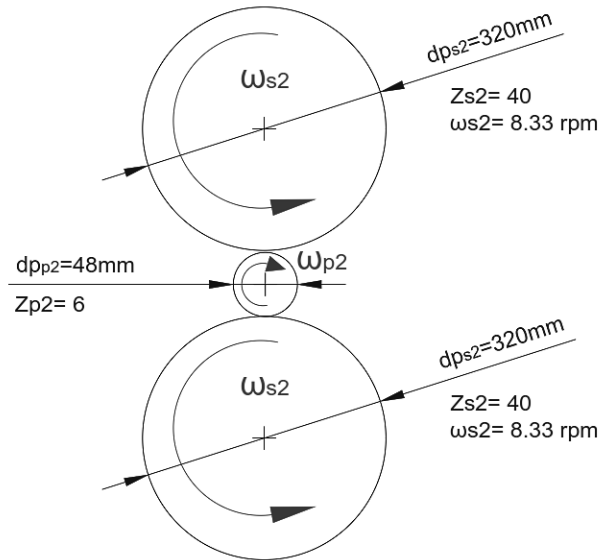


Figura 47. Mecanismo epicicloidal – Etapa 2. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

Diámetros de los engranes mediante valores conocido de la Tabla 25:

$$dp_{s2} = M Z_{s2} = 8(40) = 320 \text{ mm}$$

$$dp_{p2} = M Z_{p2} = 8(6) = 48 \text{ mm}$$

### d. Velocidad angular del satélite 2 respecto al planeta 2

Se encuentra con la ecuación (16) y mediante valores conocido de la Tabla 25, la ecuación original se modifica dividiendo para 2 ya que existen dos satélites de las mismas características acoplados al engrane del planeta 1.

$$\frac{\omega_{p2} N_{p2}}{2} = \omega_{s2} N_{s2}$$

$$\omega_{p2} = \frac{2 \omega_{s2} N_{s2}}{N_{p2}}$$

$$\omega_{p2} = \frac{2(8.33)(40)}{(6)} = 110 \text{ [rpm]}$$



### 3.3 Cálculo de fuerzas y torques en el mecanismo

El torque en el eje 1, 2 y 3 se representan como  $T_1$ ,  $T_2$  y  $T_3$  respectivamente,  $T_{\text{sprocket}}$  es el torque en el sprocket,  $T$  es la fuerza de elevación y se considera sprockets de radio 0.084m como se observa en la Figura 45 y mediante la ecuación (21) se obtiene:

$$T_1 = T r_{\text{sprocket}} + T r_{\text{sprocket}}$$

$$T_1 = 24.5(0.0848) + 24.5(0.0848) = 4.16 \text{ kNm}$$

$$F_{tp1} = F_{ts1} = \frac{T_1}{2(r_{p1})} = \frac{4.16}{2(0.148)} = 14.05 \text{ kN}$$

$$F_{rp1} = F_{rs1} = F_{tp1} \tan(20) = 14.05 \tan(20) = 5.11 \text{ kN}$$

$$T_2 = F_{tp1} r_{s1} = 14.05(0.024) = 0.34 \text{ kNm}$$

$$F_{ts2} = F_{tp2} = \frac{T_2}{r_{s2}} = \frac{0.34}{0.16} = 2.1 \text{ kN}$$

$$F_{rs2} = F_{rp2} = F_{ts2} \tan(20) = 2.1 \tan(20) = 0.76 \text{ kN}$$

$$T_3 = 2 F_{ts2} r_{p2} = 2(2.1)(0.024) = 0.1 \text{ kNm}$$

Donde  $F_{tp1}$  y  $F_{tp2}$  son fuerzas tangenciales en los planetas 1 y 2,  $F_{ts1}$  y  $F_{ts2}$  son las fuerzas tangenciales en los satélites 1 y 2,  $F_{rp1}$  y  $F_{rp2}$  son las fuerzas radiales en los planetas 1 y 2,  $F_{rs1}$  y  $F_{rs2}$  son las fuerzas radiales en los satélites 1 y 2 respectivamente.

#### 3.3.1 Potencia necesaria para el tambor de izaje

Según catálogo de moto reductores de engranes “NORD DRIVESYSTEMS”, para un torque de 4160 Nm y 2.5 rpm en el tambor de izaje, se recomienda un moto reductor detallado en la Tabla 26 con una estimación de potencia necesaria de 3HP [32].

Tabla 26. Motorreductor recomendado para tambor de izaje [32]

<b>Motorreductor</b>	
Modelo	SK8382-100 LH/4
Torque	4706 N m
Velocidad angular	4.5 rpm
Potencia	2.2 kw $\approx$ 3 HP

Especificaciones del Motorreductor en el Anexo 1

Por lo tanto la potencia necesaria para el accionamiento del tambor de izaje es: 3 HP

### 3.3.2 Módulo en función de la potencia

Mediante la ecuación (20) se calcula el módulo del satélite 1 por ser el engrane más pequeño y crítico como lo sugiere [26].

$$m \geq 52.32 \sqrt[3]{\frac{Pot}{\omega_{s1} (Z_{s1})(\psi)(\sigma_{adm})(Y)}}$$

$$Pot = Potencia = 2.23 [CV]$$

$$\omega_{s1} = Velocidad angular = 8.33 [rpm]$$

$$Z_{11} = \text{Número de dientes} = 6$$

$$Y = \text{Factor de Lewis para 6 dientes} = 0.176$$

$$\psi = \text{Factor de guiado, según Tabla 2} = 10$$

Las propiedades de resistencia y dureza del AISI 4340 se detallan en la Tabla 27.

Tabla 27. Propiedades mecánicas del AISI 4340 [21]

Tratamiento	Temperatura °C	Resistencia a la tensión MPa	Resistencia a la fluencia MPa	Dureza Brinell
Temple y revenido	425	1470	1360	430

Según Tabla 27:  $\sigma_{adm} = \text{Esfuerzo admisible} = 15000 \left[ \frac{kg}{cm^2} \right]$

$$m \geq 52.32 \sqrt[3]{\frac{2.23}{8.33(6)(10)(15000)(0.176)}}$$

$$m \geq 6.2 mm$$

Por lo tanto se verifica un módulo de 8 para todos los engranes del sistema

### 3.4 Análisis de fuerzas y torques para el eje 1

En la Figura 48, se muestra el eje 1 que contiene el planeta 1 con sus fuerzas tangenciales y radiales, dos sprockets de izaje y sus tensiones de elevación.

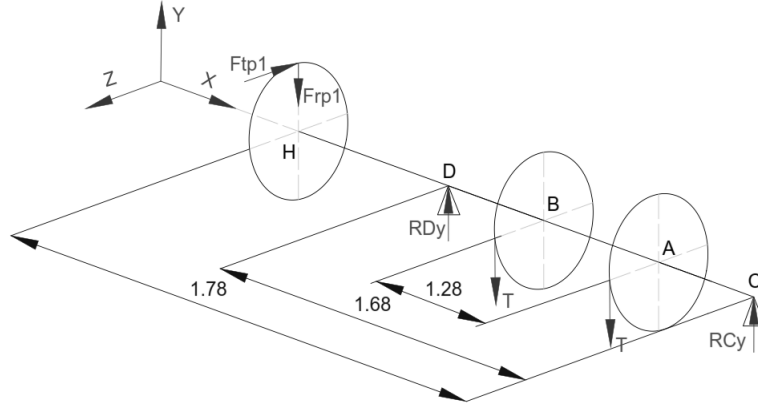


Figura 48. Fuerzas actuantes en el eje 1. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la sección 3.3 se calcula las fuerzas tangenciales y radiales, sus valores son:

$$F_{tp1} = 14.05 \text{ kN}$$

$$F_{rp1} = 5.11 \text{ kN}$$

#### a. Plano X-Y

$$\sum M_C = 0$$

$$-T(0.2) - T(1.48) + R_{Dy}(1.68) - F_{rp1}(1.78) = 0$$

$$-24.5(0.2) - 24.5(1.48) + R_{Dy}(1.68) - 5.11(1.78) = 0$$

$$R_{Dy} = 29.91 \text{ kN}$$

$$\sum M_D = 0$$

$$-R_{Cy}(1.68) + T(1.48) + T(0.2) - F_{rp1}(0.1) = 0$$

$$-R_{Cy}(1.68) + 24.5(1.48) + 24.5(0.2) - 5.11(0.1) = 0$$

$$R_{Cy} = 24.20 \text{ kN}$$

Análisis de cortantes

$$V_1 = R_C = 24.20 \text{ kN}$$

$$V_2 = R_C - T = 24.20 - 24.5 = -0.3 \text{ kN}$$

$$V_3 = V_2 - T = -0.3 - 24.5 = -24.8 \text{ kN}$$

$$V_4 = V_3 + R_D = -24.8 + 29.91 = 5.11 \text{ kN}$$

### Análisis de momentos flectores

$$M_1 = 0$$

$$M_2 = V_1(0.2) = 24.20(0.2) = 4.84 \text{ kN m}$$

$$M_3 = M_2 + V_2(1.28) = 4.84 - 0.30(1.28) = 4.46 \text{ kN m}$$

$$M_4 = M_3 + V_3(0.2) = 4.46 - 24.8(0.2) = -0.50 \text{ kN m}$$

$$M_5 = M_4 + V_4(0.2) = -0.50 + 5.11(0.1) = 0 \text{ kN m}$$

En la Figura 49, se muestra el diagrama de cortante, momento flector y torques del eje 1 en el plano X-Y, donde actúan fuerzas radiales y las tensiones de elevación.

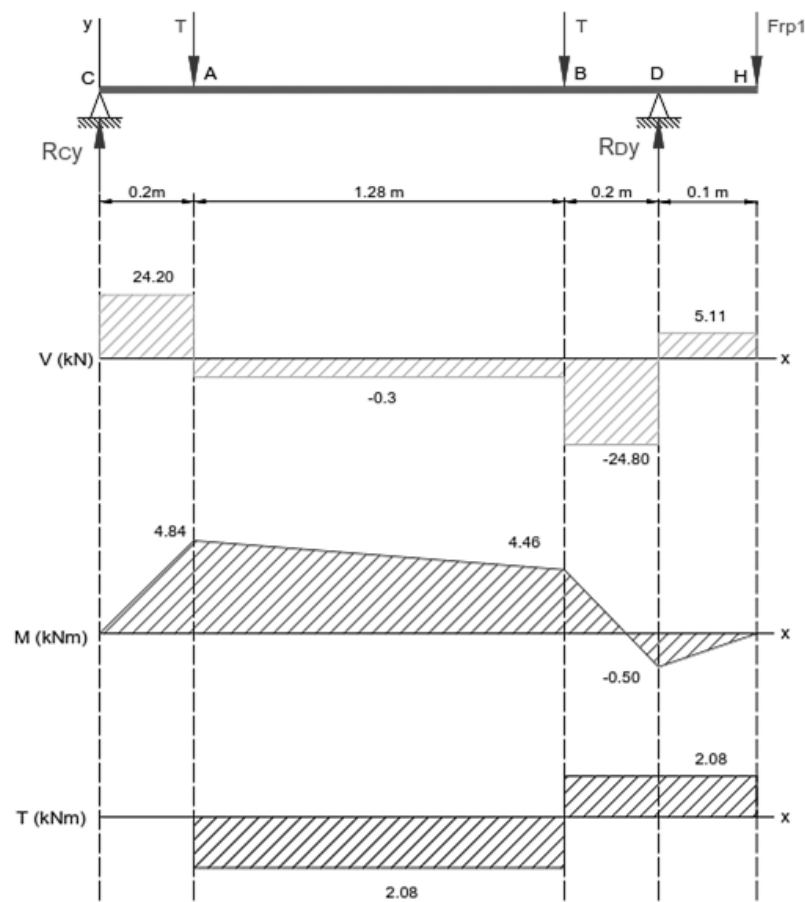


Figura 49. Diagrama cortante, momento flector y torques en eje 1 plano X-Y. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

### b. Plano X-Z

$$\sum M_C = 0$$

$$-R_{Dz}(1.68) + F_{fp1}(1.78) = 0$$

$$-R_{Dz}(1.68) + 14.05(1.78) = 0$$

$$R_{Dz} = 14.88 \text{ kN}$$

$$\sum M_D = 0$$

$$F_{tp1}(0.1) + R_{Cz}(1.68) = 0$$

$$R_{Cz} = -0.84 \text{ kN}$$

Análisis de cortantes

$$V_1 = R_{Cz} = -0.84 \text{ kN}$$

$$V_2 = V_1 + R_{Dz} = -0.84 + 14.88 = 14.05 \text{ kN}$$

Análisis de momentos flectores

$$M_1 = 0$$

$$M_2 = V_1(1.68) = -0.84(1.68) = -1.41 \text{ kN m}$$

$$M_3 = M_2 + V_2(0.1) = -1.41 + 14.05(0.1) = 0 \text{ kN m}$$

$$M_R = \sqrt{(M_{y-x})^2 + (M_{z-x})^2} = \sqrt{(4.84)^2 + (-1.41)^2} = 5.04 \text{ kN m}$$

En la Figura 50, se muestra el diagrama de cortante y momento flector para el eje 1 en el plano X-Z, donde actúan fuerzas tangenciales.

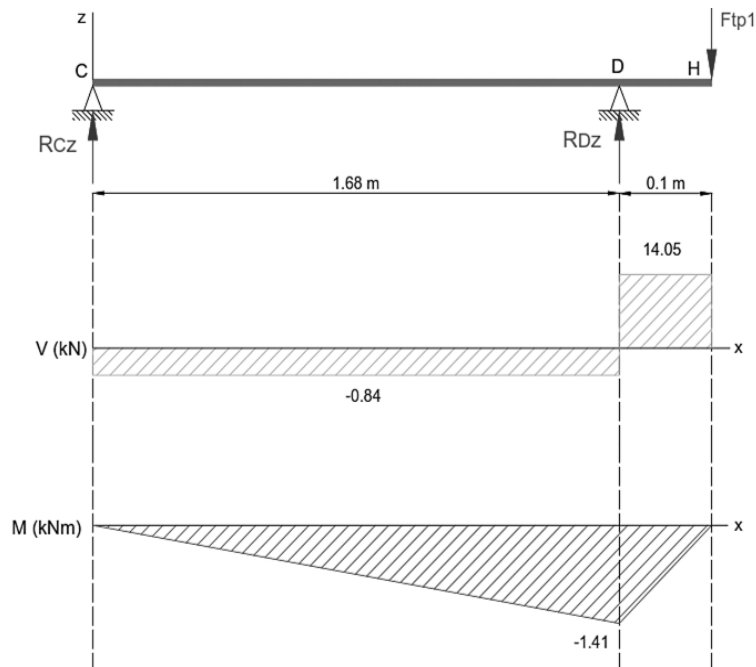


Figura 50. Diagrama cortante y momento flector eje 1 plano X-Z. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

### 3.4.1 Diámetro mínimo para el eje 1 por esfuerzos combinados

Material para el eje 1: AISI 4340 según Tabla 27:  $S_y = 1360 \text{ MPa}$ ,  $S_{ut} = 1470 \text{ MPa}$ , el diámetro mínimo se calcula con la ecuación (31), para un factor de seguridad de 2.

$$\frac{32 \sqrt{(M_{y-x})^2 + (M_{z-x})^2 + T_{máx}^2}}{\pi d^3} = \frac{0.5 S_y}{\eta_s}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{\eta_s (32) \sqrt{(M_{y-x})^2 + (M_{z-x})^2 + T_{máx}^2}}{\pi 0.5 S_y}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{2 (32) \sqrt{(4.84 \times 10^3)^2 + (-1.41 \times 10^3)^2 + (4.16 \times 10^3)^2}}{\pi (0.5) (1360 \times 10^6)}} = 58 \text{ mm} \approx 60 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo de construcción

$$\varnothing_{eje1} = d = 60 \text{ mm}$$

### 3.5 Análisis de fuerzas y torques para el eje 2

En la Figura 51, se muestra el eje 2 que contiene el satélite 1 y 2 con sus fuerzas tangenciales y radiales.

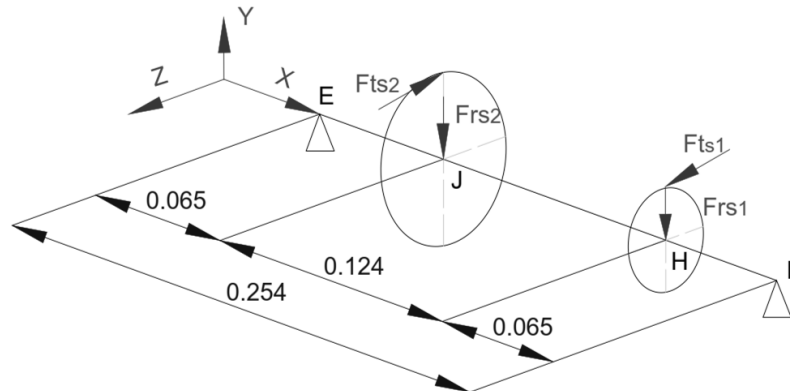


Figura 51. Fuerzas actuantes en el eje 2. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la sección 3.3 se calculan las fuerzas tangenciales y radiales, sus valores son:

$$F_{ts1} = 14.05 \text{ kN}; F_{rs1} = 5.11 \text{ kN}$$

$$F_{ts2} = 2.1 \text{ kN}; F_{rs2} = 0.76 \text{ kN}$$

$$\text{Torque máximo en eje 2: } T_2 = 0.34 \text{ kNm}$$

**a. Plano Y-X**

$$\begin{aligned}\sum M_E &= 0 \\ -F_{rs2}(0.065) - F_{rs1}(0.189) + R_{Fy}(0.254) &= 0 \\ R_{Fy} &= 4 \text{ kN}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_F &= 0 \\ -R_{Ey}(0.254) + F_{rs2}(0.189) + F_{rs1}(0.065) &= 0 \\ -R_{Ey}(0.254) + 0.76(0.189) + 5.11(0.065) &= 0 \\ R_{Ey} &= 1.87 \text{ kN}\end{aligned}$$

**Análisis de cortantes**

$$\begin{aligned}V_1 &= R_{Ey} = 1.87 \text{ kN} \\ V_2 &= V_1 - F_{rs2} = 1.87 - 0.76 = 1.11 \text{ kN} \\ V_3 &= V_2 - F_{rs1} = 1.11 - 5.11 = -4 \text{ kN} \\ V_4 &= V_3 + R_{Fy} = -4 + 4 = 0 \text{ kN}\end{aligned}$$

**Análisis de momentos flectores**

$$\begin{aligned}M_1 &= 0 \\ M_2 &= V_1(0.065) = 1.87(0.065) = 0.12 \text{ kN m} \\ M_3 &= M_2 + V_2(0.124) = 0.12 + 1.11(0.124) = 0.26 \text{ kN m} \\ M_4 &= M_3 + V_3(0.065) = 0.26 - 4(0.065) = 0 \text{ kN m}\end{aligned}$$

En la Figura 52, se muestra el diagrama de cortante, momento flector y torques del eje 2 en el plano X-Y, donde actúan fuerzas radiales de los satélites 1 y 2.

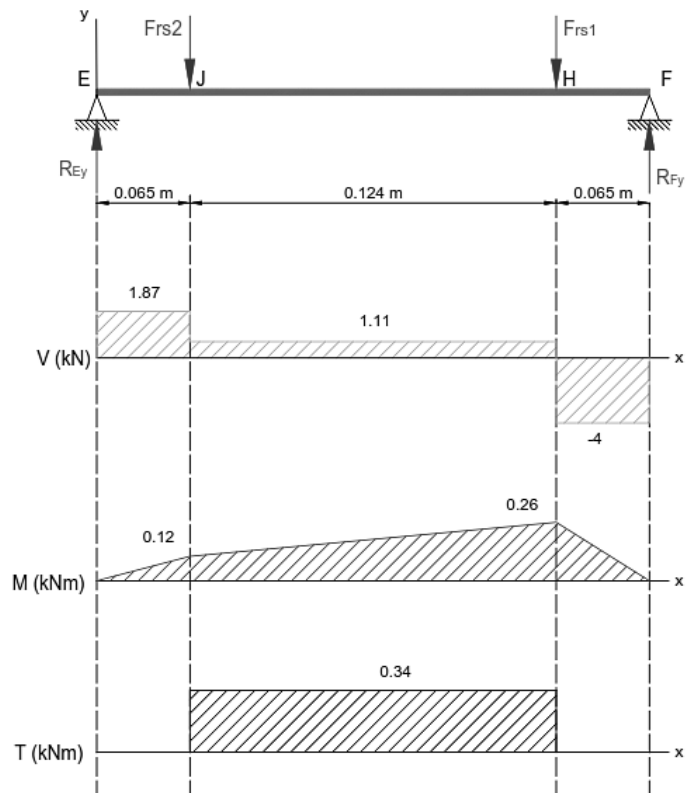


Figura 52. Diagrama cortante, momento flector y torques en eje 2 plano X-Y. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

### b. Plano Z-X

$$\sum M_E = 0$$

$$F_{ts2}(0.065) - F_{ts1}(0.189) - R_{Fz}(0.254) = 0$$

$$2.1(0.065) - 14.05(0.189) - R_{Fz}(0.254) = 0$$

$$R_{Fz} = -9.92 \text{ kN}$$

$$\sum M_F = 0$$

$$R_{Ez}(0.254) - F_{ts2}(0.189) + F_{ts1}(0.065) = 0$$

$$R_{Ez}(0.254) - 2.1(0.189) + 14.05(0.065) = 0$$

$$R_{Ez} = -2.03 \text{ kN}$$

Análisis de cortantes

$$V_1 = R_{Ez} = -2.03 \text{ kN}$$

$$V_2 = V_1 - F_{ts2} = -2.03 - 2.1 = -4.13 \text{ kN}$$

$$V_3 = V_2 + F_{ts1} = -4.13 + 14.05 = 9.92 \text{ kN}$$

$$V_4 = V_3 + R_{Fz} = 9.92 - 9.92 = 0 \text{ kN}$$



### Análisis de momentos flectores

$$M_1 = 0$$

$$M_2 = V_1 (0.065) = -2.03(0.065) = -0.13 \text{ kN m}$$

$$M_3 = M_2 + V_2 (0.124) = -0.13 - 4.13(0.124) = -0.64 \text{ kN m}$$

$$M_4 = M_3 + V_3 (0.065) = -0.64 + 9.92(0.065) = 0 \text{ kN m}$$

$$M_R = \sqrt{(M_{y-x})^2 + (M_{z-x})^2} = \sqrt{(0.26)^2 + (-0.64)^2} = 0.69 \text{ kN m}$$

En la Figura 53, se muestra el diagrama de cortante y momento flector para el eje 2 en el plano X-Z, donde actúan fuerzas tangenciales en sentido opuesto.

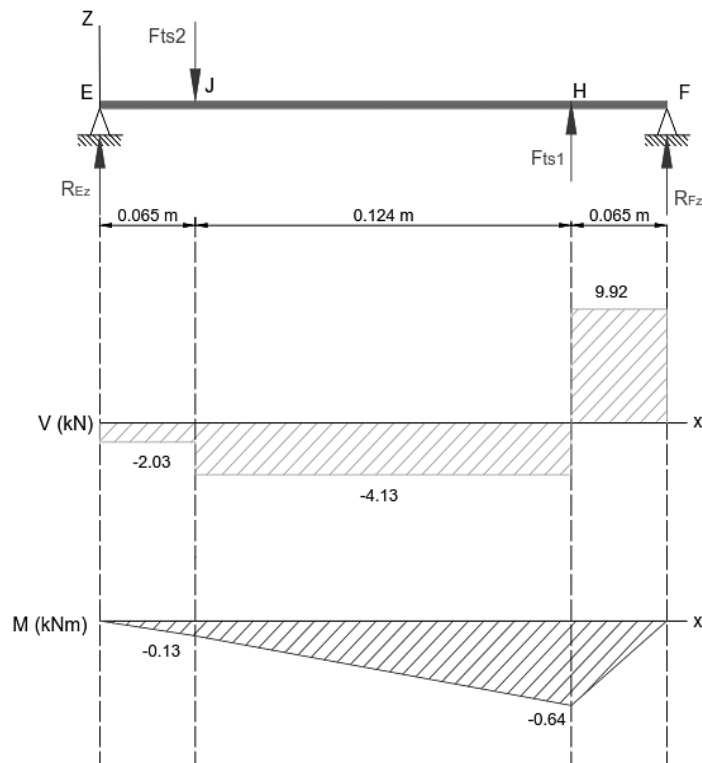


Figura 53. Diagrama cortante y momento flector eje 2 plano X-Z. . Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

### 3.5.1 Diámetro mínimo para el eje 2 por esfuerzos combinados

Material para el eje 2: AISI 4340 según Tabla 27:  $S_y = 1360 \text{ MPa}$ ,  $S_{ut} = 1470 \text{ MPa}$ .

El diámetro mínimo se calcula con la ecuación (31), para un factor de seguridad de 2.

$$d = \sqrt[3]{\frac{(\eta_s)(32)\sqrt{(M_{y-x})^2 + (M_{z-x})^2 + T_2^2}}{\pi 0.5 S_y}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{2.5(32)\sqrt{(0.26 \times 10^3)^2 + (-0.64 \times 10^3)^2 + (0.34 \times 10^3)^2}}{\pi (0.5)(1360 \times 10^6)}} = 30 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo de construcción:

$$\varnothing_{\text{eje2}} = d = 30 \text{ mm}$$

### 3.5.2 Factor de seguridad por análisis de fatiga en el eje 2

El análisis por fatiga se calcula mediante la ecuación (28) y sus factores mediante las ecuaciones (29) hasta la ecuación (33), con un diámetro de construcción de 25 mm.

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

En la Tabla 28 se detalla los factores para análisis por fatiga en el eje 2, repitiéndose los factores  $K_a$ ,  $S'_e$ ,  $K_c$ ,  $K_d$  y  $K_e$  del eje 1, con diámetro de construcción de 30 mm.

Tabla 28. Factores para análisis por fatiga del eje 2

Variable	Descripción	Valor
$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga	
$S'_e$	Límite admisible a la fatiga	735 MPa
$K_a$	Factor de modificación superficial	0.65
$K_b$	Factor de modificación de tamaño menor	
$K_c$	Factor de modificación de carga a flexión	1
$K_d$	Factor de modificación de temperatura < 450°C	1
$K_e$	Factor de modificación de confiabilidad del 99.9	0.753
$K_f$	Factor de concentración de esfuerzos a fatiga	

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

Para :  $8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm}$

$$K_b = 1.189(d)^{-0.097} = 1.189(30)^{-0.097} = 0.85$$

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

A torsión:

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{30} = 0.1$$

$$\frac{D}{d} = \frac{40}{30} = 1.33$$

Reemplazando estos valores en la curva de la Figura 17, se obtiene:

$$K_t = 1.42$$

$$K_f = 1 + \frac{1.42 - 1}{1 + \frac{0.0098}{\sqrt{3}}} = 1.41$$

$$S_e = 0.65(0.85)(1)(1)(0.753)(1.41)(735) = 431.15 \text{ MPa}$$

$$\eta_s = \frac{S_y}{S_e} = \frac{0.5(1360)}{431.15} = 1.6 \quad \therefore \text{Acceptable}$$

### 3.6 Análisis de fuerzas y torques para el eje 3

En la Figura 54, se muestra el eje 3 que contiene el planeta 2 y el volante motriz con sus fuerzas tangenciales y radiales.

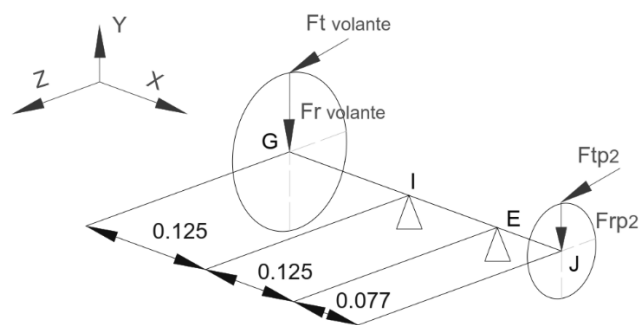


Figura 54. Fuerzas actuantes en el eje 3. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la sección 3.3 se calculan las fuerzas tangenciales y radiales, sus valores son:

$$F_{tp2} = 2.1 \text{ kN} ; F_{rp2} = 0.76 \text{ kN}$$

$$\text{Torque máximo en eje 3: } T_3 = 0.1 \text{ kNm}$$

Para un volante de diámetro de 1.2 m para el eje 3, se calcula la fuerza necesaria del operario para accionar el mecanismo.

$$T_3 = F_{Operario} r_{volante}$$

$$F_{Operario} = \frac{T_3}{r_{volante}} = \frac{0.1}{0.6} = 0.16 \text{ kN}$$

Es necesario un operario que ejerza 0.16 kN para accionar el mecanismo.

$$F_{t\text{ volante}} = F_{operario} = 0.16 \text{ kN}$$

$$F_{r\text{ volante}} = \tan(20) F_{t\text{ volante}} = \tan(20) 0.16 = 0.06 \text{ kN}$$

$$F_{tp2} = 2.1 \text{ kN}$$

$$F_{rp2} = \tan(20) F_{tp2} = 0.76 \text{ kN}$$

#### a. Plano Y-X

$$\sum M_E = 0$$

$$F_{r\text{ volante}}(0.250) - R_{Iy}(0.125) - F_{rp2}(0.077) = 0$$

$$R_{Iy} = -0.35 \text{ kN}$$

$$\sum M_I = 0$$

$$F_{r\text{ volante}}(0.125) + R_{Ey}(0.125) - F_{rp2}(0.202) = 0$$

$$0.06(0.125) + R_{Ey}(0.125) - 0.76(0.202) = 0$$

$$R_{Ey} = 1.17 \text{ kN}$$

Análisis de cortantes

$$V_1 = F_{r\text{ volante}} = -0.06 \text{ kN}$$

$$V_2 = V_1 + R_{Iy} = -0.06 - 0.35 = -0.41 \text{ kN}$$

$$V_3 = V_2 + R_{Ey} = -0.41 + 1.17 = 0.76 \text{ kN}$$

$$V_4 = V_3 + F_{rp2} = 0.76 - 0.76 = 0 \text{ kN}$$

Análisis de momentos flectores

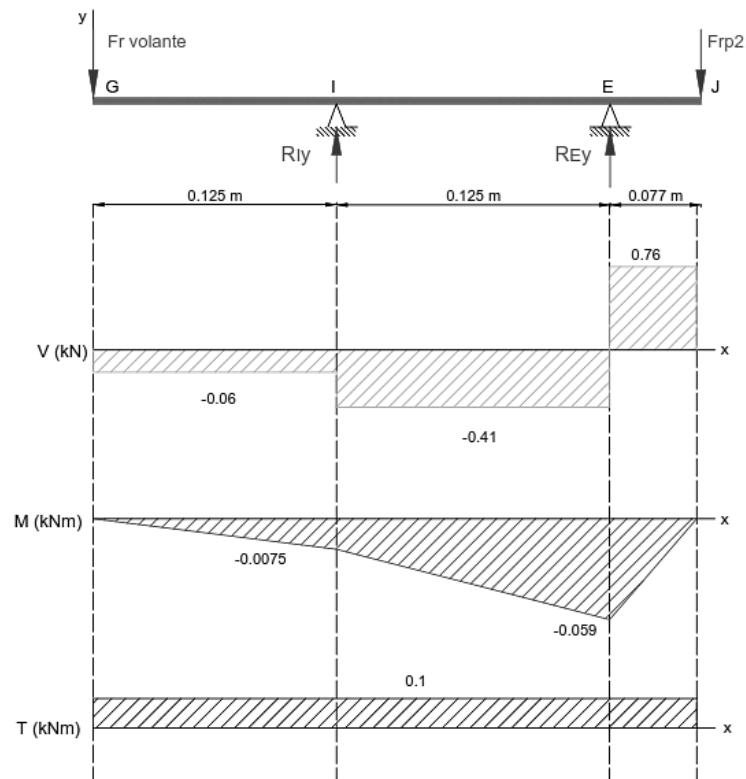
$$M_1 = 0$$

$$M_2 = V_1(0.125) = -0.06(0.125) = -0.0075 \text{ kN m}$$

$$M_3 = M_2 + V_2(0.125) = -0.0075 - 0.41(0.125) = -0.059 \text{ kN m}$$

$$M_4 = M_3 + V_3(0.077) = -0.059 + 0.76(0.077) = 0 \text{ kN m}$$

En la Figura 55, se muestra el diagrama de cortante, momento flector y torque del eje 3 en el plano X-Y, donde actúan fuerzas radiales del planeta 1 y del volante.



**Figura 55.** Diagrama cortante, momento flector y torques en eje 3 plano X-Y. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

### b. Plano X-Z

$$\sum M_E = 0$$

$$R_{Iz}(0.125) + F_{tp2}(0.077) - F_{t\text{volante}}(0.250) = 0$$

$$R_{Iz}(0.125) + 2.1(0.077) - 0.16(0.250) = 0$$

$$R_{Iz} = -0.97 \text{ kN}$$

$$\sum M_I = 0$$

$$-F_{t\text{volante}}(0.125) - R_{Ez}(0.125) + F_{tp2}(0.202) = 0$$

$$-0.16(0.125) - R_{Ez}(0.125) + 2.1(0.202) = 0$$

$$R_{Ez} = 3.23 \text{ kN}$$

### Análisis de cortantes

$$V_1 = F_{i\text{ volante}} = -0.16 \text{ kN}$$

$$V_2 = V_1 + R_{Iz} = -0.16 - 0.97 = -1.13 \text{ kN}$$

$$V_3 = V_2 + R_{Ez} = -1.13 + 3.23 = 2.1 \text{ kN}$$

$$V_4 = V_3 + F_{tp2} = 2.1 - 2.1 = 0 \text{ kN}$$

### Análisis de momentos flectores

$$M_1 = 0$$

$$M_2 = V_1 (0.125) = -0.16(0.125) = -0.02 \text{ kN m}$$

$$M_3 = M_2 + V_2 (0.125) = -0.02 - 1.13(0.125) = -0.16 \text{ kN m}$$

$$M_4 = M_3 + V_3 (0.077) = -0.16 + 2.1(0.077) = 0 \text{ kN m}$$

$$M_R = \sqrt{(M_{y-x})^2 + (M_{z-x})^2} = \sqrt{(-0.059)^2 + (-0.16)^2} = 0.17 \text{ kN m}$$

En la Figura 56, se muestra el diagrama de cortante y momento flector para el eje 3 en el plano X-Z, donde actúan fuerzas tangenciales.

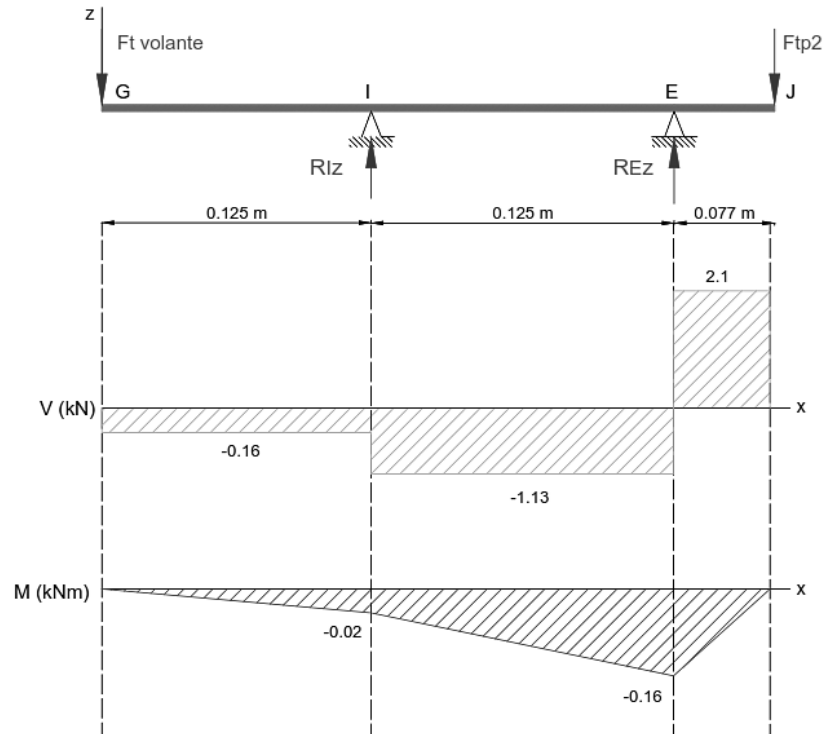


Figura 56. Diagrama cortante y momento flector eje 3 plano X-Z. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

Por lo tanto el Momento flector máximo en el plano Y-X es -0.28 kNm y en el plano Z-X es -0.77 kNm

### 3.6.1 Diámetro mínimo del eje 3 por esfuerzos combinados

Material para el eje 1: AISI 4340 según Tabla 27: 1360 MPa,  $S_{ut} = 1470$  MPa.

El diámetro teórico se calcula mediante la ecuación (27), para un factor de seguridad de 3.

$$\frac{32\sqrt{(M_{y-x})^2 + (M_{z-x})^2 + T_{máx}^2}}{\pi d^3} = \frac{0.5 S_y}{\eta_s}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{(\eta_s)(32)\sqrt{(M_{y-x})^2 + (M_{z-x})^2 + T_{máx}^2}}{\pi 0.5 S_y}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{3(32)\sqrt{(0.059 \times 10^3)^2 + (0.16 \times 10^3)^2 + (0.1 \times 10^3)^2}}{\pi (0.5)(1360 \times 10^6)}} = 22 \text{ mm} \approx 25 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo de construcción

$$\varnothing_{eje2} = d = 25 \text{ mm}$$

### 3.7 Cálculo del volante motriz

En la Figura 57 se muestra el esquema del volante para en el mecanismo propuesto.

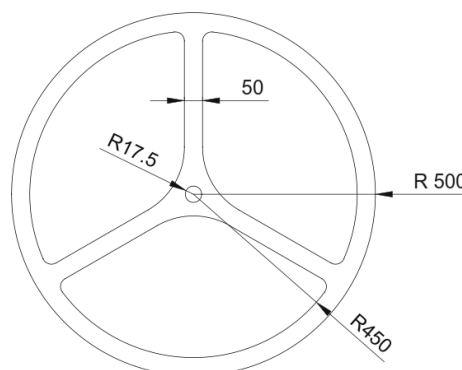


Figura 57. Volante del sistema epicicloidal. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

Mediante un análisis de inercia del volante en AutoCAD como lo muestra la Figura 58, se determina un valor de:  $I = 1.94 \times 10^{10} \text{ mm}^4 \approx 0.0194 \text{ m}^4$

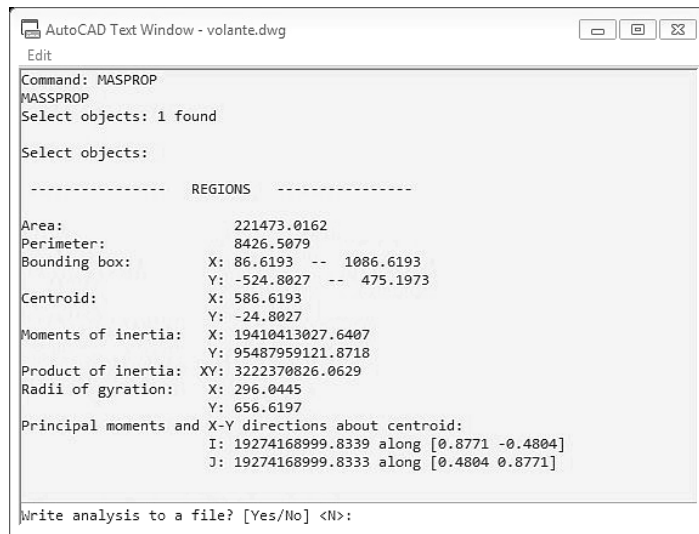


Figura 58. Inercia del volante mediante AutoCAD. . Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

### a. Esfuerzo por torsión

El material de volante es el ASTM A-36 o también llamado AISI 1018 con resistencia de  $50 \text{ kg/mm}^2$ , cuyas propiedades mecánicas se detallan en la Tabla 29.

Tabla 29. Propiedades mecánicas del ASTM A36 [14]

Norma	Fluencia	Esfuerzo máximo	Alargamiento
	MPa	MPa	%
A36	250	400	20

Según Tabla 29:  $S_y = 250 \text{ MPa}$

$$J = 2I = 2(0.0194) = 0.0388 \text{ m}^4$$

$$\tau = \frac{Tr}{J} = \frac{0.1(0.6)}{0.0388} = 1.54 \text{ kPa}$$

$$\tau \leq [\delta]$$

$$1.54 \text{ kPa} \leq [0.6 S_y]$$

$$1.54 \text{ kPa} \leq 156 \text{ MPa} \quad \therefore \text{Si cumple}$$



### 3.8 Determinación de ancho de cara para los engranes del mecanismo

El ancho de la cara se determina en el engrane de menor diámetro y de mayor torque, es decir, el satélite 1. Se determina mediante la ecuación (34) por esfuerzo a flexión.

$$S_t = \frac{F_t Pd}{F(J)} k_o(k_s)(k_m)(k_B)(k_v)$$

En la Tabla 30, se detalla los factores correspondientes determinando el factor de sobrecarga, el factor de tamaño y el factor de distribución de carga, se obtienen de la Tabla 8, 9 y 10 respectivamente.

Tabla 30. Factores para cálculo del ancho de cara del engrane

Variable	Descripción	Valor
F	Espesor del diente	
J	Factor geométrico	
Pd	Paso diametral	3
F <sub>t</sub>	Fuerza tangencial en el diente	14.05 [kN]
K <sub>o</sub>	Factor sobrecarga	1.25
K <sub>s</sub>	Factor de tamaño	1.15
K <sub>m</sub>	Factor de distribución de carga	1.6
K <sub>v</sub>	Factor dinámico	
K <sub>B</sub>	Factor espesor de orilla	1

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 31, se muestra los parámetros calculados para el engrane satélite 1.

Tabla 31. Detalle del engrane del satélite 1

Descripción	Fórmula	Valor
Número de dientes	Diámetro primitivo / Módulo	6
Módulo	Diámetro primitivo / Número de dientes	8
Diámetro primitivo	Número de dientes * Módulo.	48
Espesor del diente	19/40 * (π * Módulo)	11.94
Paso circular	π * Módulo	25.1
Radio de entalle	(π * Módulo) /12	2.1
Altura del diente	2.25 * Módulo	18
Paso normal	Paso circular * cos( 20 )	23.6

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

Factor geométrico J, mediante la ecuación (36):

$$J = \frac{Y}{K_f m_N}$$

$$t = \frac{19\pi m}{40} = \frac{19\pi 8}{40} = 12 \text{ mm}$$

$$l = 2.25m = 2.25(8) = 18 \text{ mm}$$

$$x = \frac{t^2}{4l} = \frac{12^2}{4(18)} = 2.13 \text{ mm}$$

$$P_c = \frac{D_p \pi}{Z} = \frac{48\pi}{6} = 25.14$$

$$P = \frac{\pi}{P_c} = \frac{\pi}{25.14} = 0.124$$

$$Y = \frac{2xP}{3} = \frac{2(2.13)0.124}{3} = 0.18$$

$$P_N = P_c \cos(20) = 25.14 \cos(20) = 23.62$$

$$m_N = \frac{P_N}{0.95Z} = \frac{23.62}{0.95(6)} = 4.14$$

$$K_f = H + \left(\frac{t}{r}\right)^L \left(\frac{t}{l}\right)^M$$

$$H = 0.34 - 0.458(0.35) = 0.18$$

$$L = 0.316 - 0.458(0.35) = 0.16$$

$$M = 0.29 + 0.458(0.35) = 0.13$$

$$K_f = 0.18 + \left(\frac{12}{2.1}\right)^{0.16} \left(\frac{12}{18}\right)^{0.13} = 1.43$$

$$J = \frac{Y}{K_f m_N} = \frac{0.18}{1.43(4.14)} = 0.03$$

El factor dinámico se determina como se muestra:

Mediante recomendación de AGMA:  $Q_v = 7$

Mediante Ec.(41):

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0.667}}{4} = \frac{0.66(12 - 7)^{0.667}}{4} = 0.73$$

Mediante Ec.(42):

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0.73) = 65.12$$

Mediante Ec.(40):

$$V_t = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} = \frac{[65.12 + (7 - 3)]^2}{200} = 23.88 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Mediante Ec.(43):

$$k_v = \left( \frac{A + \sqrt{200V_t}}{A} \right)^B = \left( \frac{65.12 + \sqrt{200(23.88)}}{65.12} \right)^{0.73} = 1.7$$

$$S_t = \frac{F_t Pd}{F(J)} k_o(k_s)(k_m)(k_B)(k_v)$$

$$S_t = \frac{14.05 \times 10^3 (3)}{F(0.03)} 1.25(1.15)(1.6)(1)(1.7) = \frac{5.49 \times 10^6 [N]}{F}$$

Según Tabla 27, para el acero 4340: Dureza superficial  $HB = 430$

Reemplazando en la curva de la Figura 20 se obtiene:

$$S_{at} = 77.3 HB + 12800 = 77.3(430) + 12800 = 46.04 KSI \approx 317.43 MPa$$

Mediante la ecuación (50) y según Tabla 12 se escoge un valor de L:

$$N_c = 60(L)(n)(q) = 60(15000)(8.33)(1) = 7.49 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

Reemplazando los ciclos en la curva de la Figura 19 se obtiene:

$$Y_N = 1.358(N_c)^{-0.0178} = 1.358(7.49 \times 10^6)^{-0.0178} = 1.02$$

Según Tabla 11, para 99% de confiabilidad:

$$K_R = 1$$

Mediante la ecuación (35):

$$S_t < S_{at} \frac{Y_N}{\eta_s (K_R)}$$

$$S_t < 317.43 \times 10^6 \frac{1.02}{3(1)}$$

$$S_t < 1.08 \times 10^8$$

$$\frac{5.49 \times 10^6}{F} < 1.08 \times 10^8$$

$$F = \frac{5.49 \times 10^6}{1.08 \times 10^8} = 0.051 \text{ m} \approx 55 \text{ mm}$$

Por tanto el ancho de cara para los engranes de la etapa 1, detallado en la Figura 45, del mecanismo planetario es de 55 mm para un factor de seguridad de 3. Para los engranes de la etapa 2, detallado en la Figura 45 del mecanismo epicicloidal se calcula en el engrane más crítico, el planeta 2, con una fuerza tangencial de 2.1 KN, anteriormente calculada.

$$S_t = \frac{F_t P d}{F(J)} k_o(k_s)(k_m)(k_B)(k_v)$$

$$S_t = \frac{2.1 \times 10^3 (3)}{F(0.03)} 1.25(1.15)(1.6)(1)(1.7) = \frac{0.82 \times 10^6 [N]}{F}$$

$$S_t < S_{at} \frac{Y_N}{\eta_s (K_R)}$$

$$S_t < 317.43 \times 10^6 \frac{1.02}{3(1)}$$

$$S_t < 1.08 \times 10^8$$

$$\frac{0.82 \times 10^6}{F} < 1.08 \times 10^8$$

$$F = \frac{0.82 \times 10^6}{1.08 \times 10^8} = 0.08 \text{ m} \approx 10 \text{ mm}$$

El ancho de cara teórico para los engranes de la etapa 2 del mecanismo planetario es de 10 mm, menor que el determinado en la etapa 1 debido a la reducción del torque, pero el ancho de cara de construcción será de 30 mm para obtener una relación proporcional entre las dos etapas, estética y aumento del factor de seguridad.

### 3.9 Esfuerzo flexionante en el engrane de 6 dientes

Se valida el engrane de 6 dientes por esfuerzo flexionante con la fuerza tangencial de operación, mediante la ecuación (51) y valores obtenidos en la Tabla 31.

$$\sigma_t = \frac{6 F_t l}{b t^2} = \frac{6(14.05 \times 10^3)(0.018)}{(0.055)(0.012)^2} = 191.59 \text{ MPa}$$

Para acero 4340 del Anexo 16:  $S_y = 1360 \text{ MPa}$

$$[\sigma] = 0.6 S_y = 0.6(1360) = 816 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t < [\sigma]$$

$191.59 \text{ MPa} < 816 \text{ MPa} \quad \therefore \text{ Si cumple}$

### 3.10 Cálculo del esfuerzo por resistencia a la picadura superficial

De la ecuación (52):

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{\frac{F_t}{b d Z_I} K_V K_O K_H K_S Z_R}$$

Donde  $F_t, K_O, K_V, K_S, K_H$  y  $b$  son los mismos factores encontrados en el análisis a flexión para el ancho de cara y en la Tabla 23.

Según Tabla 13:

$$Z_E = 191 \sqrt{\text{MPa}}$$

Según AGMA:

$$Z_R = 1$$

$$R = \frac{d_{ps2}}{d_{pp2}} = \frac{320}{48} = 6.66$$

$$Z_I = \frac{\text{sen}(\varphi) \cos(\varphi)}{2} \frac{R}{R+1} = \frac{\text{sen}(20) \cos(20)}{2} \frac{6.66}{6.66+1} = 0.14$$

$$\sigma_c = 191 \sqrt{\frac{14.05 \times 10^3}{55(48)(0.14)} (1.7)(1.25)(1.6)(1.15)(1)} = 2328.6 \text{ MPa}$$

### 3.11 Cálculo de la resistencia por fatiga superficial en engrane

Mediante la ecuación (55) se obtiene el esfuerzo a fatiga:

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc'}$$

Para un ciclo de vida de  $7.49 \times 10^6$  anteriormente encontrada en el cálculo del ancho de cara, se obtiene el factor de corrección con datos de la Figura 21.

$$C_L = 2.466N^{-0.056} = 2.466(7.49 \times 10^6)^{-0.056} = 1.01$$

Engranés endurecidos totalmente, la dureza del engrane y del piñon es la misma, por lo que su relación de durezas es 1 y mediante la ecuación (56) se obtiene:

$$\text{Si } \frac{HB_p}{HB_g} < 1.2 \text{ entonces } A = 0$$

$$C_H = 1 + A(m_G - 1) = 1 + 0 = 1$$

De la Tabla 11, para un factor de confiabilidad del 99% se obtiene:

$$C_R = 1$$

Mediante sugerencia de [23], para temperaturas menores a  $250^\circ\text{F}$  se recomienda:

$$C_T = 1$$

Mediante Tabla 27 se encuentra una dureza del AISI 4340 con temple y revenido de 430 HB, este valor reemplazado en la curva de la Figura 22 se obtiene:

$$S_{fc'} = 26000 + 327HB = 26000 + 327(430) = 166610 \text{ psi} \approx 1148.7 \text{ MPa}$$

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc'} = \frac{1.01(1)}{1(1)} 1148.7 = 1160.19 \text{ MPa}$$

$$\eta_s = \frac{\sigma_c}{S_{fc}} = \frac{2328.6}{1160.19} = 2$$

### 3.12 Cálculo y selección del elemento de fijación chaveta

En la Figura 59, se observa las variables de las dimensiones de la chaveta para el eje de 30 mm de diámetro.

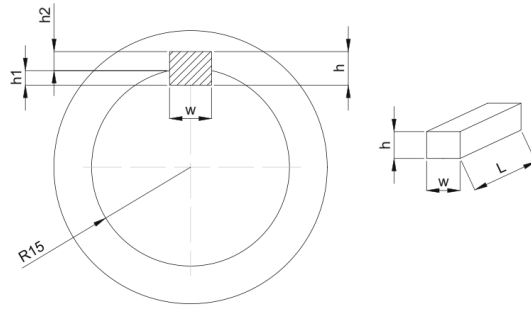


Figura 59. Dimensiones de chaveta. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

Material de chaveta: Acero C-45, Norma DIN 6880

$$\tau_{diseño} \leq \frac{S_{sy}}{\eta_s} = \frac{0.4 S_y}{\eta_s}$$

$$\sigma_{diseño} \leq \frac{0.9 S_y}{\eta_s}$$

$$\tau_{diseño} = \frac{P}{A} = \frac{2T}{d(w)(L)}$$

$$\sigma_{diseño} = \frac{P}{A_c} = \frac{2T}{dA_c} = \frac{2T}{d \frac{Lh}{2}} = \frac{4T}{d(L)(h)}$$

T = Par transmitido = 340 Nm

d = Diámetro del eje = 30 mm

w = Ancho

L = Longitud chaveta = 15 mm

Material de engrane: Acero 4340,  $S_y = 1360$  MPa.

$$\tau_{diseño} = \frac{0.4(1360)}{3} = 181.33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{diseño} = \frac{0.9(1360)}{3} = 408 \text{ MPa}$$

$$\tau_{diseño}(d)(w)(L) = 2T$$

$$w = \frac{2T}{\tau_{diseño}(d)(L)} = \frac{2(340)}{181.33 \times 10^6 (0.03)(0.015)} = 0.008 \text{ m} \approx 8 \text{ mm}$$

$$\sigma_{diseño}(d)(L)(h) = 4T$$

$$h = \frac{4T}{\sigma_{diseño}(d)(L)} = \frac{4(340)}{408 \times 10^6 (0.03)(0.015)} = 0.007 \text{ m} \approx 7 \text{ mm}$$

Las medidas de w y h están establecidos en función del diámetro del eje en el prontuario de máquinas, el cual se detalla en la Tabla 32 para el resto de ejes del mecanismo que contienen los engranes:

Tabla 32. Dimensiones de chavetas seleccionadas para los ejes del mecanismo

	<b>Diámetro [mm]</b>	<b>w [mm]</b>	<b>h [mm]</b>	<b>h1 [mm]</b>	<b>h2 [mm]</b>
Eje 1	60	18	11	7	4.4
Eje 1	80	22	14	9	5.4
Eje 2	35	10	8	5	3.3
Eje 3	30	8	7	4	3.3

Especificaciones de cada chaveta en el Anexo 7

### 3.13 Cálculo de capacidad de carga y selección de los rodamientos

El eje 1 es el que soporta la máxima carga del sistema, por tanto se encuentra su capacidad de carga máxima para la elección de rodamientos, mediante la ecuación (58):

$$C = F_d \left[ \frac{X_D}{X_0 + (\theta - X_0) \left( \ln \left( \frac{1}{R_D} \right) \right)^{\frac{1}{b}}} \right]^{\frac{1}{a}}$$

Donde:

$F_d$ = Factor de diseño

$R_A = w_c$ =Reacción radial

$a_f$ =Factor de aceleración=1.2

$\eta_o$ =RPM

$L_o$ =Ciclo de uso del rodamiento

$X_0 = 0.02$

$\theta - X_0 = 4.439$

$b=1.483$ ;  $a=3$

$R_D = 0.015$



Mediante la ecuación (60):

$$F_d = a_f (R_A) = 1.2(29.91) = 35.89 \text{ KN}$$

Mediante la ecuación (59):

$$X_D = \eta_o (L_o)(60) = \frac{2.5(35000)(60)}{1 \times 10^5} = 52.5$$

Mediante la ecuación (58):

$$C = 35.89 \left[ \frac{52.5}{0.02 + 4.43 \left( \ln \left( \frac{1}{0.015} \right) \right)^{1.48}} \right]^{\frac{1}{3}} = 60 \text{ kN}$$

Se utiliza la carga máxima de 60 kN para selección de rodamientos del catálogo de SKF y NSK visualizado en la Tabla 33.

Tabla 33. Unidades de rodamientos seleccionadas [33]

	<b>Diámetro [mm]</b>	<b>Tipo</b>	<b>Marca</b>	<b>Código</b>
<b>Eje 1</b>	80	Pedestal	SKF	SYJ80TF
<b>Eje 2</b>	30	Brida	NSK	SFT30
<b>Eje 3</b>	55	Brida	NSK	SFT55
<b>Eje 3</b>	35	Brida	NSK	SFT45

Detalle de cada unidad de rodamiento en el Anexo 2.

### 3.14 Cálculo del trinquete

Las variables del trinquete se identifican en la Figura 23 y el material de construcción es el SAE 1045, cuyas propiedades mecánicas se detallan en la Tabla 34.

Tabla 34. Propiedades mecánicas del SAE 1045 [21]

<b>UNS núm.</b>	<b>Procesamiento</b>	<b>Resistencia a la tensión MPa</b>	<b>Resistencia a la fluencia MPa</b>	<b>Dureza Brinell</b>
G10450	HR	570	310	163

Material trinquete: AISI 1045, según Tabla 34:  $S_y=310$  MPa.

$$P = \frac{N}{D} = \frac{25}{300} = 0.083$$

$$p = \frac{\pi D}{N_T} = \frac{\pi 300}{25} = 39 \text{ mm}$$

$$m = \frac{D}{N} = \frac{300}{25} = 12$$

$$T = 0.1 \text{ kNm}$$

$$F = \frac{2T}{d} = \frac{2(0.1)}{0.3} = 0.66 \text{ kN}$$

### a. Esfuerzo por flexión

$$a = \text{Altura del diente} = 27 [\text{mm}]$$

$$b = \text{Espesor del diente} = 40 [\text{mm}]$$

$$F = \text{Fuerza tangencial} = 0.66 [\text{kN}]$$

$$\theta = 67^\circ$$

$$l = 20 [\text{mm}]$$

Mediante la ecuación (62):

$$\sigma = \frac{6 F a}{h^2 b}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta_s} = \frac{310 \text{ MPa}}{4} = 77.5 \text{ MPa}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 F a}{\sigma b}} = \sqrt{\frac{6(0.66)(0.027)}{77.5 \times 10^3 (0.04)}} = 6 \text{ mm}$$

### b. Esfuerzo por cortante

Mediante la ecuación (65):

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{hb}$$

$$\tau \leq \frac{0.4 S_y}{\eta_s}$$

$$\frac{F}{hb} \leq \frac{0.4 S_y}{4}$$

$$\frac{0.66}{0.014(0.04)} < \frac{0.4(310)}{4}$$

$$1.17 \text{ kPa} < 31 \text{ MPa} \quad \therefore \text{Si cumple}$$

### 3.15 Selección de piñón y cadena para tambor de izaje

#### a. Sprockets

Datos a considerar del tambor de izaje para la selección:

$$\varnothing_{eje1} = d = 75 \text{ mm}$$

$$\text{Carga Teórica} = 2500 \text{ kg}$$

$$\text{Carga real} = \eta_s (C_{\text{Teórica}}) = 3(2500) = 7500 \text{ kg} \approx 16534.71 \text{ lb}$$

Mediante la ecuación (61):

$$P = \frac{HP(396000)}{\text{Carga de trabajo}(T)(RPM)} = \frac{2.2(396000)}{16534.71(21)(2.5)} = 1 [\text{plg}]$$

Donde:

T=Número de dientes del sprocket

P=Paso de cadena

Para la selección del sprocket de paso de 1" y 21 dientes se seleccionan en la página E-72 del catálogo de Martin como se observa en el Anexo 3, donde se selecciona Piñones simples N° 80, paso 1", tipo B, código 80B21SS en acero inoxidable.

#### b. Cadena

Del catálogo de cadenas de transmisión SKF en la página 16, como se observa en el Anexo 4, se selecciona para el paso de 1", N° 80 y una carga de trabajo de 73.5 kN, una cadena de rodillos SKF Xtra Resistentes serie H, según norma ANSI, en acero inoxidable y pretensada.

### 3.16 Cálculo de las bases para el mecanismo

#### a. Columnas

En la Figura 60 se observa las columnas de base para el mecanismo propuesto, que están sometidas a cargas de compresión y momento flexionante, poseen una altura ideal de 1.5 m para evitar interferencia en la elevación de la compuerta radial.

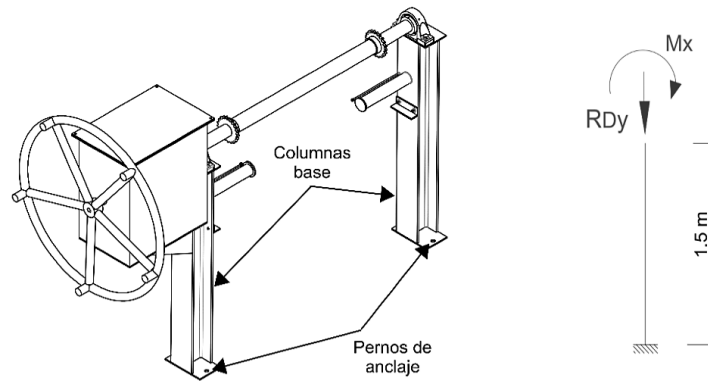


Figura 60. Columnas de base para mecanismo propuesto. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

El momento  $M_x$  se obtiene al multiplicar la carga de izaje de un sprocket por la distancia existente entre la columna y el sprockets de 0.33 m. El valor de carga de izaje y de  $RD_y$  se detalla en la sección 3.4

$$M_x = 24.5 \times 10^3 (0.330) = 8.08 \times 10^3 \text{ Nm}$$

Flexión Asimétrica

$$f_{bx} = \frac{M_x}{S_x}$$

Para el material ASTM A-36 , de la Tabla 29:

$$F_{bx} = 0.66(S_y) = 0.66(250 \times 10^6) = 165 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Ecuación de interacción

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} \leq 1$$

$$0.5 + 0.5 = 1$$

$$\frac{f_{bx}}{F_{bx}} = 0.5$$

$$S_x = \frac{M_x}{(0.5)F_{bx}} = \frac{8.08 \times 10^3}{(0.5)165 \times 10^6} = 9.79 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Con un módulo de resistencia  $S_x = 9.79 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ , se elige un perfil con un valor aproximado. Del catálogo de perfiles HEB obtenido de DIPAC [14], se elige el perfil HEB 120 con las siguientes propiedades:

$$I_x = 8.64 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$S_x = 1.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$A = 3.4 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Se verifica la selección del perfil mediante el cálculo del índice de interacción:

$$f_{bx} = \frac{M_x}{S_x} = \frac{8.08 \times 10^3}{1.44 \times 10^{-4}} = 56.11 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I_x}{A}} = \sqrt{\frac{8.64 \times 10^{-6}}{3.4 \times 10^{-3}}} = 0.05 \text{ m}$$

Caso empotrado libre según Figura 12

$$k_{\text{diseño}} = 2.1$$

$$\lambda = \frac{kl}{r_{\min}} = \frac{2.1(1.5)}{0.05} = 63$$

Para el ASTM A-36, según Tabla 3:

$$\lambda = 63 \rightarrow F_a = 17.14 \text{ ksi} = 118.18 \text{ MPa}$$

$$f_a = \frac{R_{Dy}}{A} = \frac{29.91 \times 10^3}{3.4 \times 10^{-3}} = 8.8 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$I = \frac{f_a}{F_a} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}}$$

$$I = \frac{8.8 \times 10^6}{118.18 \times 10^6} + \frac{56.11 \times 10^6}{165 \times 10^6}$$

$$I = 0.43 \leq 1. \therefore \text{ Si cumple}$$

$$\text{Factor de seguridad} = \frac{1}{0.43} = 2.3 \text{ Aceptable}$$

Por tanto se selecciona un perfil HEB 120 de 1.5 metros de longitud para cada columna base del mecanismo.

## b. Pernos de anclaje

Una conexión tradicional entre una columna de acero y una fundición de concreto se basa en una placa de acero la cual es anclada al hormigón mediante pernos de anclaje como se muestra en la Figura 61.

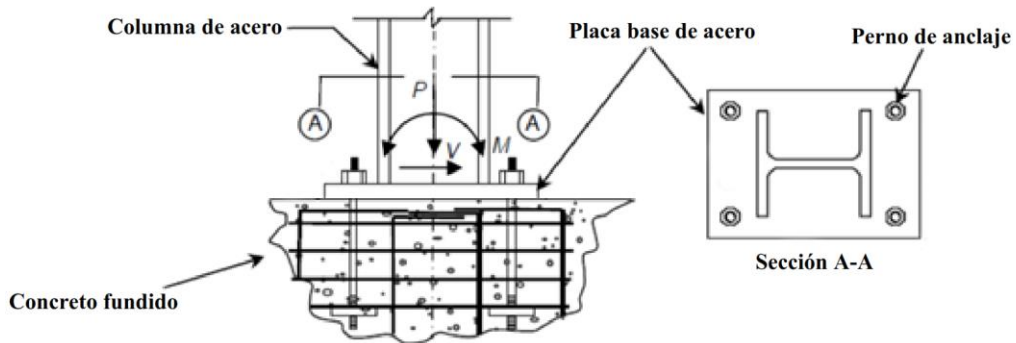


Figura 61. Conexión de una placa base al concreto [34]

La estructura está diseñada para soportar diferentes esfuerzos desarrollados en la columna debido a cargas laterales y gravitacionales los cuales afectan el correcto funcionamiento de la conexión entre la columna y el concreto como se muestra en la Figura 62, debido a esto se debe tomar en cuenta las diferentes cargas para el diseño de los pernos de anclaje.

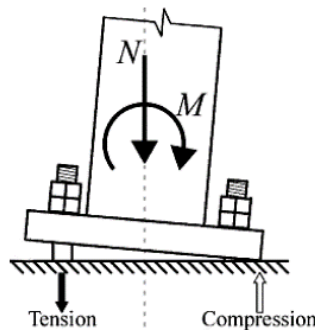


Figura 62. Esfuerzos generados en los pernos de anclaje [34]

$$M_x = M_1 = 8.08 \text{ kNm}$$

$$M_2 = \frac{M_1}{2} = \frac{8.08}{2} = 4.04 \text{ kNm}$$

$$F = \frac{M_2}{d} = \frac{4.04}{0.192} = 21 \text{ kN}$$

$$F_t = 0.6 \cdot S_y = 0.6(293) = 235.8 \text{ MPa}$$

$$A = \pi r^2$$

$$A = \frac{F}{F_t}$$

$$r = \sqrt{\frac{F}{\pi F_t}}$$

$$r = \sqrt{\frac{21 \times 10^3}{\pi (235.8 \times 10^6)}} = 5.5 \times 10^{-3} m = 5.5 mm$$

$$d = 11 mm$$

Por lo tanto se selecciona un perno de anclaje de ½ x 7 plg

### c. Placa base

Para cálculo de las medidas en las placas base se utiliza el método de diseño por factores de carga y resistencia (LRFD) para soportar una columna empotrada [35].

$$M_x = M_1 = 8.08 kNm \quad ; \quad M_2 = \frac{M_1}{2} = \frac{8.08}{2} = 4.04 kNm$$

$$P_1 = \frac{15}{2} = 7.5 kN$$

Factor de reducción de resistencia al aplastamiento:

$$\phi_L = 0.65$$

Material SAE 1020 Grado C

$$F_y = 0.6 S_y = 0.6 (516) = 310 MPa$$

De la Tabla 2 se obtiene los valores del perfil HEB 120 en el cual:

$$h = 0.120 m \quad ; \quad b = 0.120 m$$

Para el hormigón utilizamos una resistencia a la compresión de:

$$f'_c = 21 MPa$$

El diámetro de los pernos de anclaje está en la sección 3.16 parte b.

$$d_{pancla} = 13 mm$$

Las longitudes mínimas de la placa base se determina en base a los siguientes cálculos, donde N y B son el largo y ancho de la placa respectivamente.

$$N > h + (10 d_{pancla}); N > 0.120 + (10(13))$$

$$N > 0.25 m$$

$$B > b + (6 d_{pancla}); B > 0.120 + (6(13))$$

$$B > 0.2 m$$

$$P = \frac{B}{N} = \frac{0.2}{0.25} = 0.8$$

$$d_b = 1.75(d_{pancla}) = 1.75(0.013) = 0.023$$

$$N_2 > N + 2(6d_{pancla} - d_b); N_2 > 0.25 + 2(6(0.013) - 0.023)$$

$$N_2 > 0.36 m$$

$$B_2 > N_2 P; B_2 > 0.36(0.8)$$

$$B_2 > 0.29 m$$

$$e = \frac{M_2}{P_1} = \frac{4.04}{15} = 0.27 m$$

$$f_{p\max} = \phi_L (0.85 f'_c) \sqrt{\frac{A_2}{A_1}}$$

$$f_{p\max} = 0.65(0.85(21)) \sqrt{\frac{0.11}{0.05}} = 17.20 MPa$$

$$q_{\max} = f_{p\max} B = 17.2(0.2) = 3.44 MPa m$$

$$e_{crit} = \frac{N}{2} - \frac{P_1}{2q_{\max}} = \frac{0.25}{2} - \frac{15(10^3)}{2(3.44(10^6))} = 0.12 m$$

$$Y = 2e - N = 2(0.27) - 0.25 = 0.29 m$$

$$m = \frac{N - 0.95h}{2} = \frac{0.25 - 0.95(0.120)}{2} = 0.068 m$$

$$f_p = \frac{P_1}{BY} = \frac{7.5}{0.2(0.29)} = 129.3 \frac{kN}{m^2}$$

$$t_{req} = 1.5 \sqrt{\frac{f_p}{F_y}} = 1.5 \sqrt{\frac{129.3(10^3)}{310(10^6)}} = 0.015 m = 15 mm$$

A partir de los cálculos realizados se concluye con las medidas de la placa base:

Largo es 260 [mm], ancho es 260 [mm] y el espesor es 15 [mm].



#### d. Repisa base de caja reductora

En la Figura 63 se muestra las dimensiones de la respisa base de la caja reductora y se considera el peso total de 285 Kg de sus componentes, esto sumado a las fuerzas que se ejercen sobre ella y multiplicado por un factor de impacto de 1.2, se obtiene la fuerza total de 10.6 kN que se denomina  $F_{caja}$ .

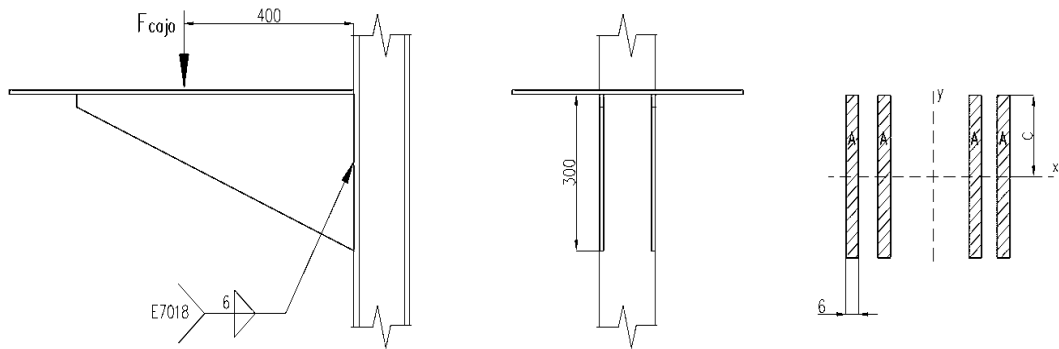


Figura 63. Soporte base para caja reductora. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

$$F_{CAJA} = 10.6 \text{ kN}$$

$$f_v = \frac{F_{CAJA}}{A} = \frac{10.6 \text{ kN}}{4(0.006)(0.3)} = 1.47 \text{ MPa}$$

$$f_b = \frac{Mc}{I} = \frac{(10.6)(0.4)(0.150)}{4\left(\frac{1}{12}(0.006)(0.3)^3\right)} = 11.78 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \sqrt{(1.47)^2 + (11.78)^2} = 11.87 \text{ MPa}$$

La resistencia del electrodo E70 es de 482 MPa, entonces:

$$[\sigma] = 0.6(482) = 289.2 \text{ MPa}$$

$$\sigma < [\sigma]$$

$$11.87 \text{ MPa} < 289.2 \text{ MPa} \quad \therefore \text{Si cumple}$$

#### 3.17 Número de vueltas del volante para la apertura de la compuerta

Para realizar el siguiente análisis se debe tomar en cuenta la relación de velocidad dentro del mecanismo.

$$\frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} = \frac{\omega_{p1}}{\omega_{p2}} = \frac{2.5}{110} = \frac{1}{44}$$

Por lo tanto 44 vueltas del volante equivale una del sprocket. Para encontrar la longitud de contacto entre la cadena y el sprocket se determina el perímetro del sprocket.

$$P_{sprocket} = 2\pi r = 2\pi(0.0849) = 0.53\text{ m}$$

Considerando que la cadena ocupa solo la mitad del sprocket, es decir solo la mitad del perímetro.

$$P = \frac{P_{sprocket}}{2} = \frac{0.53}{2} = 0.27\text{ m}$$

Aproximadamente 1m de desplazamiento de la cadena equivale a 1m de desplazamiento lineal de la compuerta por lo que si se desplaza 0.27m en 0.5 de vuelta del sprocket, entonces por cada centímetro (0.01m) desplazado de la compuerta será:

$$\frac{0.5(0.01)}{0.27} = 0.019 \text{ vueltas del sprocket}$$

Si 1 vuelta del sprocket equivalen a 44 vueltas del volante, entonces 0.019 vueltas del sprocket equivalen a:

$$\frac{44(0.019)}{1} = 0.84 \text{ vueltas del volante}$$

Por cada centímetro de elevación de la compuerta se efectúa 0.84 vueltas en el volante.

### 3.18 Simulación estática en ejes mediante Solidworks

#### a. EJE 1

El análisis de tensión mediante Solidworks con cargas estáticas, como se muestra en la Figura 65, da como resultado un esfuerzo de Von Mises máximo 178.9 Mpa.

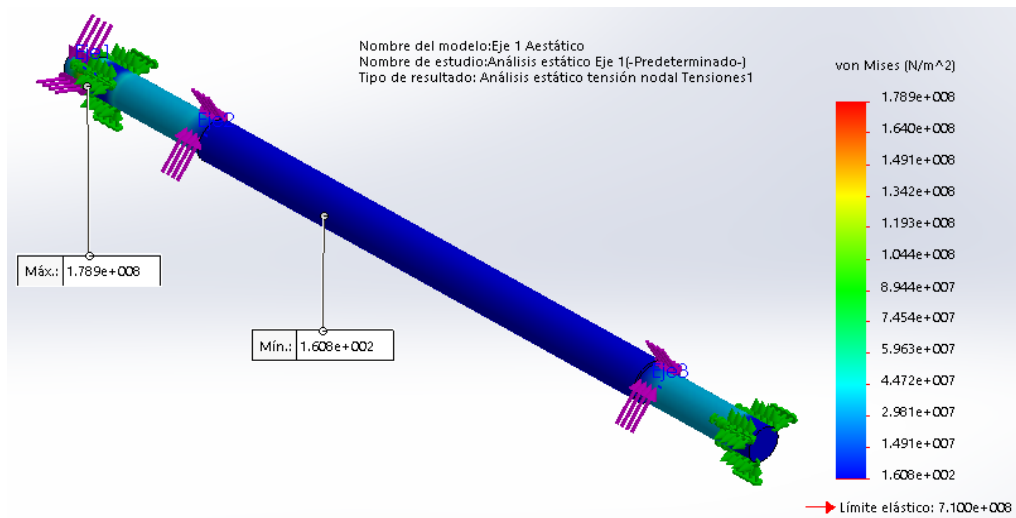


Figura 64. Simulación a tensión del eje 1. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

El análisis del desplazamiento mediante Solidworks, como se muestra en la Figura 66, da como resultado un desplazamiento máximo de 0.072 mm.

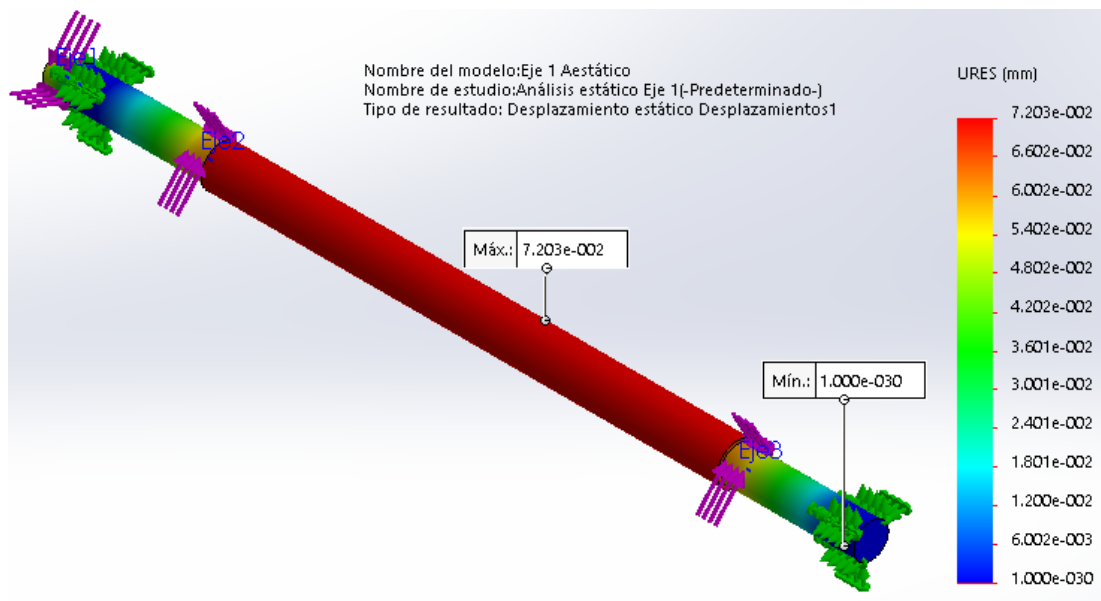


Figura 65. Simulación del desplazamiento en el eje 1. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

El análisis del factor de seguridad mediante Solidworks, como se muestra en la Figura 67, da como resultado un factor de seguridad mínimo de 3.4.

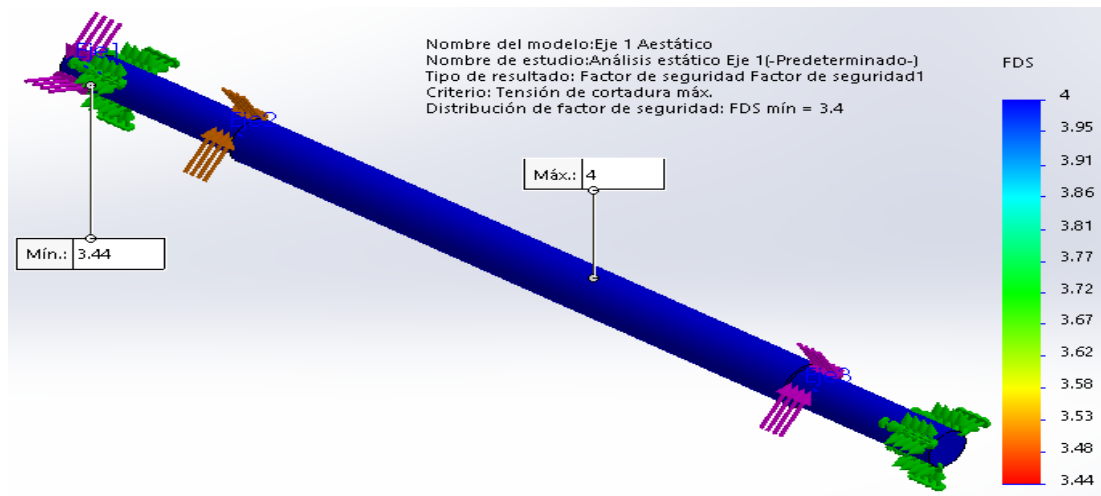


Figura 66. Simulación del factor de seguridad en eje 1. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

Como se observa en la Figura 65 no existen cargas concentradas que afecten el funcionamiento del eje, a su vez se muestra en la Figura 66 una deflexión máxima en el eje de 0.072 mm el cual no es influyente en el trabajo ejercido en el eje, en la Figura 67 nos muestra un factor de seguridad determinado por el esfuerzo cortante máximo que muestra confiabilidad y es de 3.44

### b. EJE 2

El análisis de tensión mediante Solidworks con cargas estáticas, como se muestra en la Figura 68, da como resultado un esfuerzo de Von Mises máximo 117 Mpa.

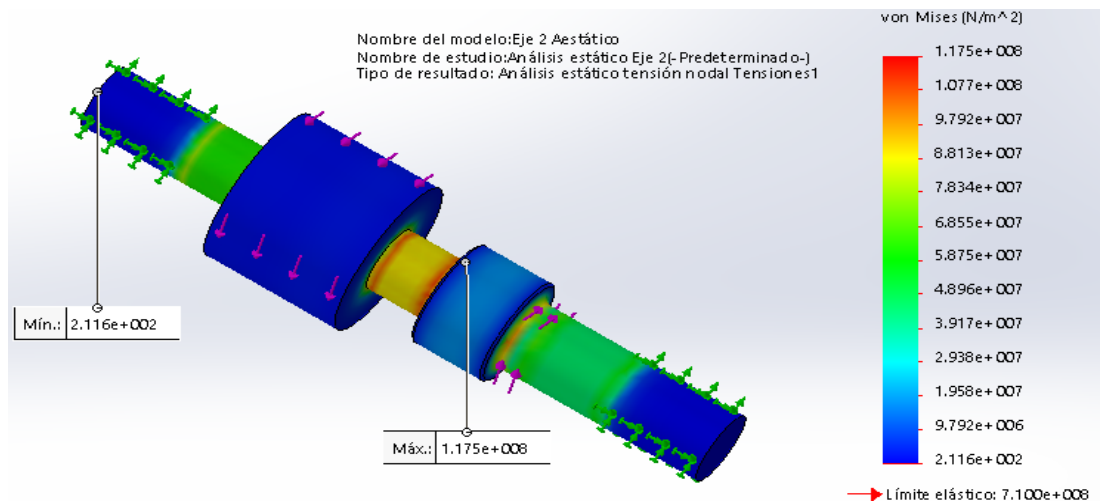


Figura 67. Simulación a tensión del eje 2. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

El análisis del desplazamiento mediante Solidworks, como se muestra en la Figura 69, da como resultado un desplazamiento máximo de 0.03 mm.

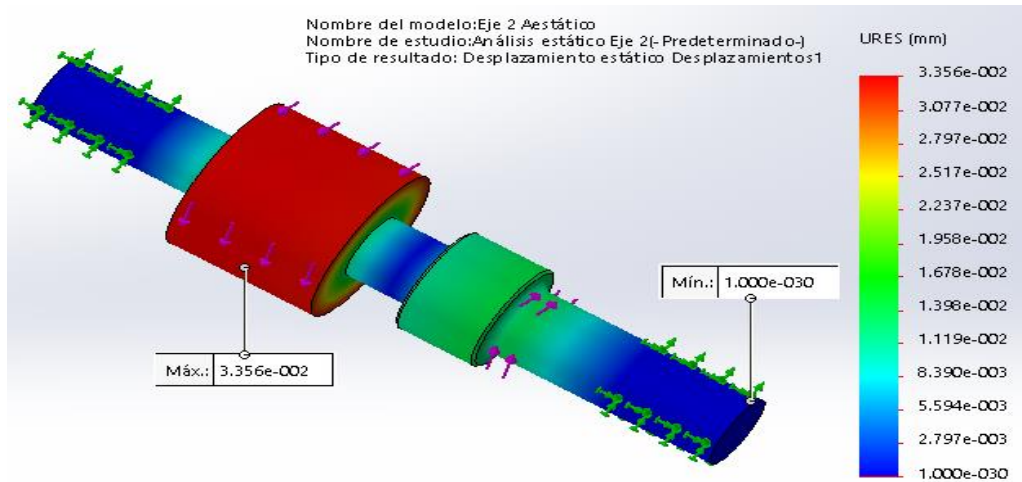


Figura 68. Simulación del desplazamiento en el eje 2. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

El análisis del factor de seguridad mediante Solidworks, como se muestra en la Figura 70, da como resultado un factor de seguridad mínimo de 4.

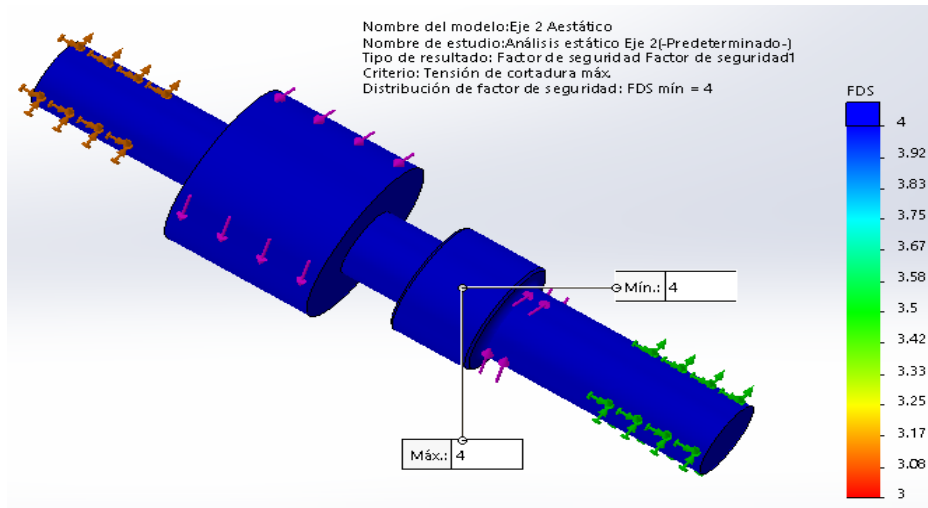


Figura 69. Simulación del factor de seguridad en el eje 2. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

Como se observa en la Figura 68 no existen cargas concentradas que afecten el funcionamiento del eje, a su vez se muestra en la Figura 69 una deflexión máxima en el eje de 0.03 mm el cual no es influyente en el trabajo ejercido en el eje, en la Figura 70 nos muestra un factor de seguridad determinado por el esfuerzo cortante máximo que muestra confiabilidad y es de 4.

### c. EJE 3

El análisis de tensión mediante Solidworks con cargas estáticas, como se muestra en la Figura 71, da como resultado un esfuerzo de Von Mises máximo 89 Mpa.

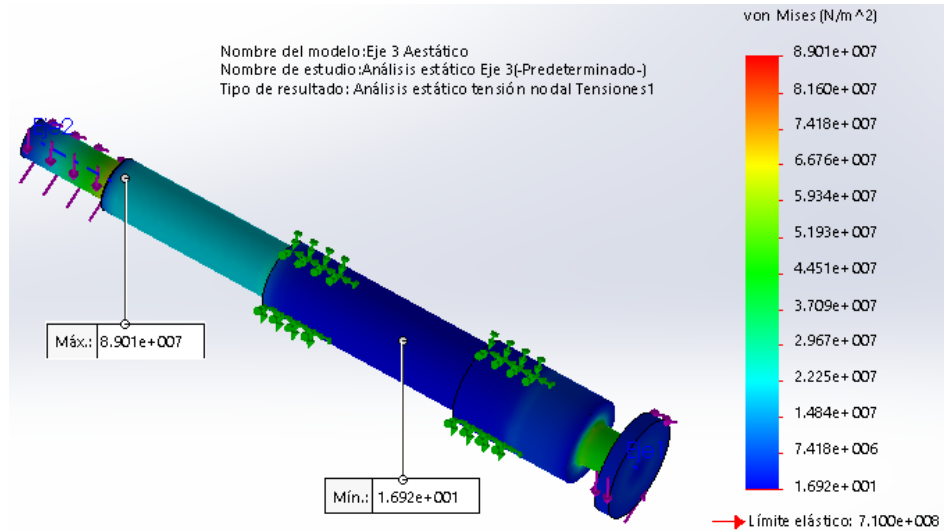


Figura 70. Simulación a tensión del eje 3. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

El análisis del desplazamiento mediante Solidworks, como se muestra en la Figura 72, da como resultado un desplazamiento máximo de 0.027 mm.

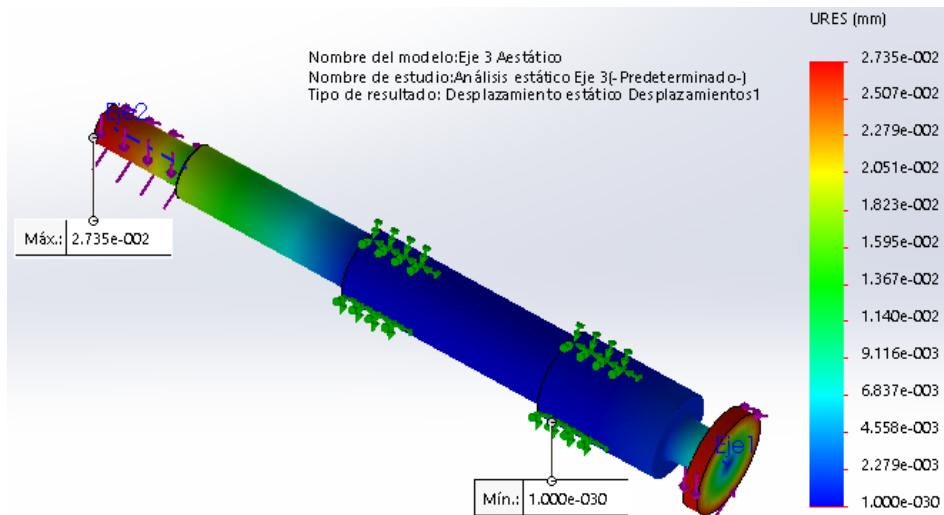


Figura 71. Simulación del desplazamiento en el eje 3. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

El análisis del factor de seguridad mediante Solidworks, como se muestra en la Figura 73, da como resultado un factor de seguridad mínimo de 4.

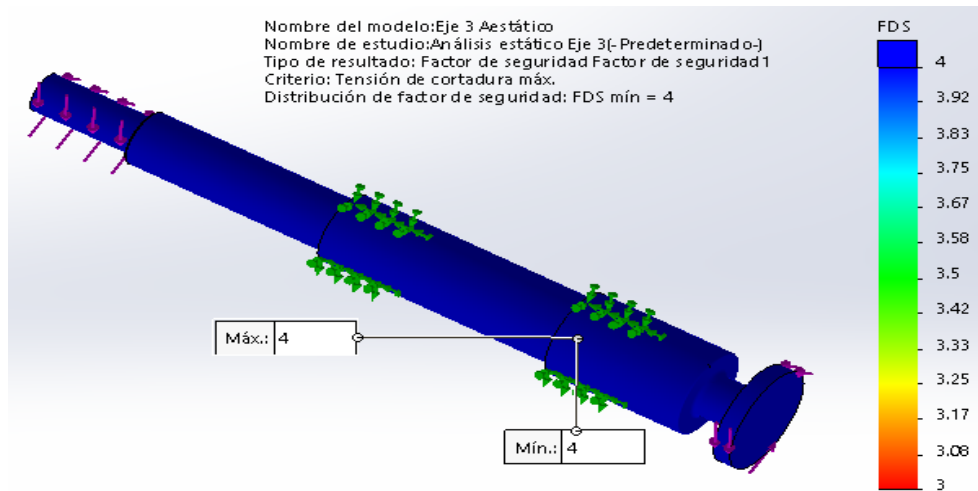


Figura 72. Simulación del factor de seguridad en el eje 3. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

Como se observa en la Figura 71 no existen cargas concentradas que afecten el funcionamiento del eje, a su vez se muestra en la Figura 72 una deflexión máxima en el eje de 0.072 mm el cual no es influyente en el trabajo ejercido en el eje, en la Figura 73 nos muestra un factor de seguridad determinado por el esfuerzo cortante máximo que muestra confiabilidad y es de 4.

### 3.19 Simulación dinámica en el mecanismo mediante Solidworks

En la Figura 74, se observa el mecanismo epicicloidal construido en 3D para el posterior análisis dinámico mediante Solidworks Motion.

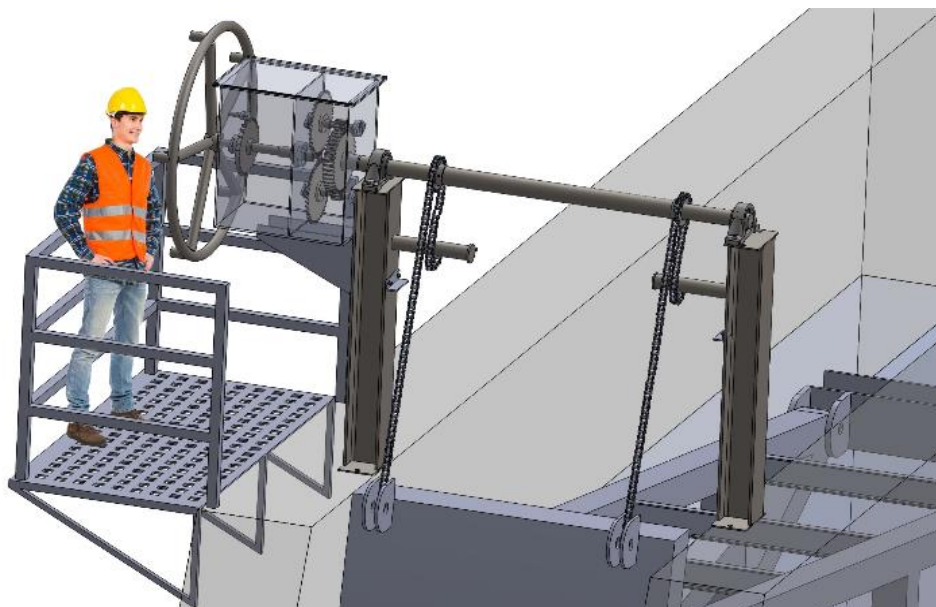


Figura 73. Mecanismo planetario 3D en Solidworks. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Figura 75, se observa la ubicación del mecanismo epicicloidal en la obra civil de la compuerta radial, teniendo como apoyos perfiles HEB 180 de 1,5 m de altura.

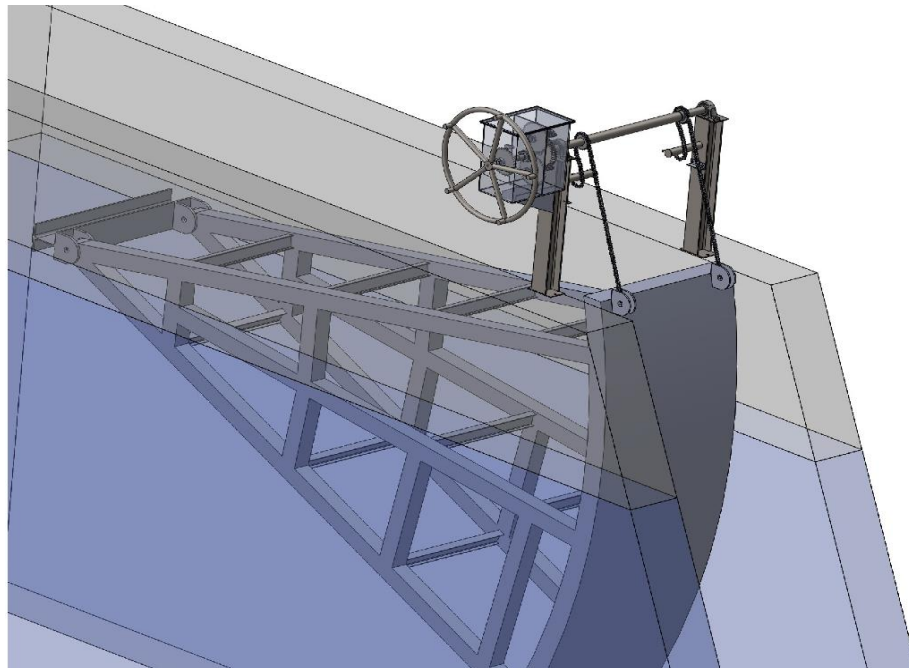


Figura 74. Ubicación del mecanismo en obra civil. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

#### a. Análisis de fuerza de torsión necesaria en el volante del mecanismo

En la Figura 76, se observa la gráfica resultante del análisis dinámico mediante Solidworks Motion, con la torsión inicial de 4.16 kNm en el eje 1, se obtiene una fuerza de torsión de salida en el eje 3 correspondiente al torque del volante de 0.1 kNm, el resultado mediante la simulación dinámica se asemeja al valor encontrado manualmente de un torque necesario en el volante de 0.1 kNm y 110 rpm.

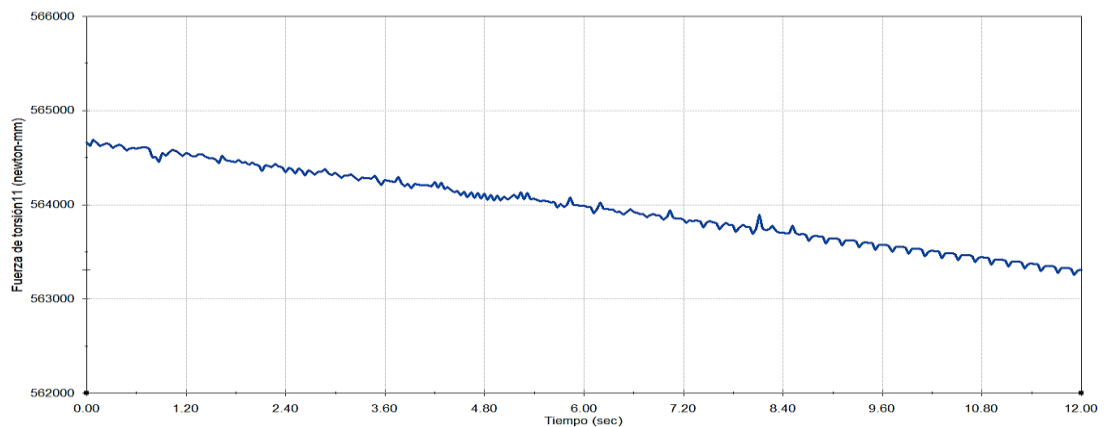


Figura 75. Simulación de torque en el volante mediante Solidworks. Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz



### 3.20 Análisis comparativo del mecanismo de izaje actual vs propuesto

En la Tabla 35 muestra un análisis comparativo entre el sistema de izaje actual y el propuesto, tomando en cuenta propiedades cualitativas observadas en la Tabla 35.

Tabla 35. Factores de operación del mecanismo de izaje

<b>Factores de operación</b>	<b>Descripción</b>
Durabilidad	Conservación de elementos mecánicos con factores ambientales.
Confiabilidad	Funcionamiento correcto de los elementos críticos de sistema.
Mantenimiento	Conservación de los elementos mecánicos en base a una correcta lubricación y limpieza.
Garantía	Validación del funcionamiento del mecanismo de izaje.
Diseño	Estudio previos al mecanismo de izaje
Ergonomía	Características de funcionamiento in situ.
Costo	Costos en función del mecanismo de izaje
Instalación	Facilidad y condiciones adecuadas para instalar el equipo.

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

Tabla 36. Análisis comparativo del mecanismo de izaje

<b>Ítem</b>	<b>Actual (Polipasto)</b>	<b>Propuesta Sistema Manual (Mecanismo de engranes)</b>	<b>Propuesta Sistema eléctrico (Motorreductor)</b>
<b>Durabilidad</b>	Oxidación de elementos mecánicos por una mala elección de accesorios. Cadena de eslabones genera atascos con frecuencia.	Elementos diseñados para situaciones críticas de ambiente y carga. Cadena de rodillos ejerce un mejor acoplamiento entre cadena y piñón.	Elementos mecánicos totalmente aislados de factores ambientales. Sistema de frenado incluido en el motorreductor muy seguro.
<b>Confiabilidad</b>	Engranes elaborados con materiales termo tratados.	Engranes fabricados con material AISI 4340 y tratamiento térmico nitrurado.	Engranes compactos con tratamiento térmico y carcasa de cubrimiento metálica.
<b>Mantenimiento</b>	Se puede generar fallas por no tener un plan de mantenimiento definido.	Plan de mantenimiento definido y a ejecutar para conservar la vida útil de los elementos.	Mantenimiento establecido en hojas técnicas por el proveedor.
<b>Garantía</b>	Producto estándar establecido en catálogo general del fabricante.	Respaldo técnico del diseño de todo el mecanismo.	Garantía del motor establecida por el fabricante.
<b>Diseño</b>	Mayor tensión en la cadena debido a la transmisión de carga por un solo elemento en el tambor de izaje.	Menor tensión en la cadena debido a tener dos tambores de izaje.	Sistema automatizado mediante sensores y pulsadores.
<b>Ergonomía</b>	Izaje mediante cadenas. Ubicación del teclé en sitio de difícil acceso.	Izaje mediante un volante de maniobra. Ubicación del sistema de izaje de fácil acceso por el operario.	Izaje mediante pulsadores manuales. Ubicación de los controles de mando de fácil acceso.
<b>Costos</b>	El costo del teclé es accesible.	El costo del mecanismo implica gastos de construcción	El costo del sistema implica costos adicionales de importación.
<b>Instalación</b>	Fácil instalación, acoplado a un gancho en la estructura de izaje.	Es necesario dos columnas bases y pernos de anclaje.	No existe energía eléctrica para su instalación y funcionamiento.

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

### 3.20.1 Matriz de competitividad

La matriz de competitividad detalla las fortalezas y debilidades de cada sistema de izaje propuesto, además muestra una valorización del 1 al 5 lo cual representa un desempeño de funcionalidad bajo y alto respectivamente como se muestra en la Tabla 37, obteniendo como resultado un mecanismo de engranes y motorreductor factibles para un desempeño adecuado para el izaje de la compuerta radial

Tabla 37. Factores de operación del mecanismo de izaje

<b>Factores de operación</b>	<b>Polipasto</b>	<b>Mecanismo de engranes</b>	<b>Motorreductor</b>
	Calificación	Calificación	Calificación
Durabilidad	3	5	5
Confiabilidad	4	5	5
Mantenimiento	3	5	4
Garantía	3	5	5
Diseño	4	5	4
Ergonomía	3	4	5
Costo	5	4	3
Instalación	5	4	1
Resultado	30	37	32

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

## CAPÍTULO IV

### CÁLCULO DE COSTOS

#### 4.1 Análisis de costos

Es información con la que se establece el costo incurrido en la adquisición o la producción de un bien o prestaciones de servicio y la forma como fueron generados para cada una de las actividades en las que se desarrolla el proceso productivo [36]. Los costos pueden ser clasificados de las siguientes formas:

- Costos Directos
- Costos Indirectos

##### a. Costos directos

Es aquel que se relaciona directamente en los procesos de construcción del proyecto desde la transformación de la materia prima hasta el producto final y se clasifican en:

- Costo de Materiales
- Costos de fabricación
- Costos de acabados superficiales
- Costos de elementos mecánicos

##### b. Costos indirectos

Son gastos generales del proceso de fabricación, que no interfieren directamente en el proceso de transformación, estos costos suelen ser administrativos [36].

#### 4.2 Costos de componentes y accesorios para el mecanismo de izaje

Los costos de mecanizado de un eje se los puede realizar en función del tiempo de maquinado en torno y fresadora, tomando en cuenta los costos de la hora máquina en el mercado actual. A continuación en la Tabla 38 y 39 se muestran las fórmulas para encontrar el tiempo de mecanizado en torno - fresadora y parámetros previos a mecanizar, para realizar el análisis de tiempos de debe tomar en cuenta las dimensiones brutas del material, diámetro del eje [D], diámetro exterior [De], diámetro final [Df], longitud a mecanizar [l], avance máximo [ $a_{max}$ ], distancia a perforar [d], profundidad de corte [ $d_1$ ], diámetro de la fresa [ $D_1$ ], velocidad de avance [fr].

Tabla 38. Fórmulas para tiempos de mecanizado [29]

Parámetro	Fórmula	Unidad
Revoluciones por Minuto	$n = \frac{1000V_c}{D\pi}$	[rpm]
Tiempo de maquinado para perforaciones	$Tm_{PC} = \frac{l + \frac{d}{2} \cot \frac{\xi}{2}}{s(n)}$	[min]
Tiempo de maquinado para refrentado	$Tm_R = \frac{r + e}{s(n)}$	[min]
Tiempo de maquinado para cilindrado	$Tm_C = \frac{L}{s(n)}$	[min]
Tiempo del mecanizado parcial	$Tm_p = \sum Tm$	[min]
Medida a Desbastar	$P = De - (Df + a_{max} A)$	[min]
Numero de Pasadas de Desbaste	$M = \frac{P}{a_{max} D}$	[ud.]
Longitud Total de Trabajo	$L = l + (a_{max} \cot \alpha)$	[mm]
Pasadas de Desbaste	$Y_1 = De - a_{max} D$	[ud.]
Tiempo de Mecanizado Total	$Tmt = Tm_{PC} + Tm_R + Tm_C + Tm_p$	[min]
Distancia de aproximación para alcanzar la Vc	$A = \sqrt{d_1 (D_1 - d_1)}$	[mm]
Tiempo de fresado	$T_F = \frac{l + A}{1000 f_r}$	[m/min]

Tabla 39. Consideraciones previas para el mecanizado

<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Velocidad de Corte Desbaste [Vc]	60	[m/min]
Velocidad de Corte Acabado [Vc]	80	[m/min]
Avance de Desbaste [s]	0.08	[mm/rev]
Avance de Acabado [s]	0.04	[mm/rev]
Avance Máximo de Desbaste	4	[mm]
Avance Máximo de Refrentado	0.5	[mm]
Avance Máximo de Acabado	0.1	[mm]

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 40 se detallan los materiales necesarios con sus respectivos costos.

Tabla 40. Costos de materiales

<b>Cant.</b>	<b>Detalle</b>	<b>Especificación</b>	<b>Costo Unit. [USD]</b>	<b>Costo total [USD]</b>
1	HEB 180	6000 mm	400,00	400,00
3	Placa	700mm x700mmx8mm	25,00	75,00
1	Fungible	Electrodo E7018, E308L	30,00	30,00
10	Discos	Desbaste y Corte	2,50	25,00
271	AISI 4340	Costo por kg	3,50	950,00
24	AISI 1018	Costo por kg	1,60	38,40
1	Tubo 2"	Inoxidable, espesor 2mm, longitud de 6000mm	60,00	60,00
1	Tubo 4"	Inoxidable, espesor 2mm, longitud de 800mm	10,00	10,00
1	Varilla ½"	Inox, lisa, longitud de 800mm.	5,00	5,00
			<b>Total</b>	<b>1593,4</b>

Especificaciones de las cotizaciones en el Anexo 6

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 41 se detallan los costos de elementos mecánicos tomados del Anexo 6.

Tabla 41. Costos de elementos mecánicos

<b>Cant.</b>	<b>Detalle</b>	<b>Especificación</b>	<b>Costo Unit. [USD]</b>	<b>Costo Total [USD]</b>
20	Pernos-turcas	M12x35	0,85	17,00
6	Pernos- tuercas	M18x35	2,56	15,36
6	Tornillo prisionero	M10x30	0,35	2,10
2	Tornillo prisionero	M12x12	0,25	0,50
2	Tornillo prisionero	M8x15	0,20	0,40
2	Tornillo prisionero	M10x20	0,28	0,56
1	Tapa de volante	Ø 25mm	2,97	2,97
1	Tapa de engrane	Ø 80mm	3,50	3,50
1	Chaveta	12mmx8mmx60mm	8,50	12,50
2	Chaveta	14mmx9mmx50mm	9,00	26,00
4	Chaveta	8mmx7mmx60mm	6,50	46,00
2	Unidad de rodamiento	Tipo pedestal Ø 80mm	79,82	159,64
4	Unidad de rodamiento	Tipo brida Ø 30mm	37,88	151,56
1	Unidad de rodamiento	Tipo brida Ø 55mm	58,52	58,52
1	Unidad de rodamiento	Tipo brida Ø 35mm	46,06	46,06
2	Cadena	Paso 1" N°80; 3000mm	175,97	351,94
2	Sprocket simple	Paso 1" ; 21 dientes; tipoB	47,45	94,90
			<b>Total</b>	<b>989,51</b>

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

#### a. Costo de fabricación

Los tiempos de mecanizado descritos en la Tabla 42, se los encuentra en base a fórmulas detalladas en las Tablas 38 y 39.

Tabla 42. Tiempos de mecanizado

<b>Cant.</b>	<b>Detalle</b>	<b>Especificación</b>	<b>Torno [h]</b>	<b>Fresadora [h]</b>
1	Eje 1	Construcción torneado y fresado	15	0.5
2	Eje piñon 1	Construcción torneado y fresado	4	1
1	Eje piñon 2	Construcción torneado y fresado	3	0.5
3	Engranés	Construcción torneado y fresado	3.6	3
1	Trinquete	Construcción torneado y fresado	1.5	1
1	Volante	Construcción torneado y fresado	0.5	0.5

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 43 se describe los costos de hora máquina, los cuales están establecidos actualmente y varían en función del mercado.

Tabla 43. Costos de maquinaria utilizada

<b>Cant.</b>	<b>Descripción</b>	<b>Tiempo de uso [h]</b>	<b>Costo [USD/h]</b>	<b>Costo [USD/diente]</b>	<b>Costo total [USD]</b>
1	Torno	28	8		224,00
1	Fresadora	7	10		70,00
138	Fresadora / por diente			9	1242,00
1	Taladro	16	1		16,00
1	Amoladora	16	1		16,00
1	Soldadura	46	3		138,00
1	Herramientas	46	3		138,00
1	Plasma KCP100	8	4.5		36,00
1	Compresor 10 hp	8	3		24,00
				<b>Total</b>	<b>1904,00</b>

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 44, se muestra los costos de mano de obra, tomando en cuenta el salario de la persona y el trabajo que está realizando.

Tabla 44. Costos de mano de obra

<b>Cant.</b>	<b>Trabajador</b>	<b>Tiempo de uso [h]</b>	<b>Costo [USD/h]</b>	<b>Costo Total [USD]</b>
1	Operario Tornero	224	3,50	784,00
1	Operario Fresador	70	3,50	245,00
1	Soldador	46	3,00	138,00
1	Ayudante	46	2,50	115,00
			<b>Total</b>	<b>1282,00</b>

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

En la Tabla 45 se detallan los costos de acabados, valores tomados del Anexo 6.

Tabla 45. Costos de acabados

<b>Cantidad</b>	<b>Detalle</b>	<b>Especificación</b>	<b>Costo Unit. [USD]</b>	<b>Costo total [USD]</b>
1	Estructura	Pintura	50,00	50,00
1	Cadena	Lubricante	85,94	85,94
1	Rodamientos	Lubricante	85,94	85,94
			<b>Total</b>	<b>221,88</b>

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz



## b. Costo de administrativo

Tabla 46. Costos administrativos

<b>Cantidad</b>	<b>Detalle</b>	<b>Costo total [USD]</b>
1	Logística	200,00
1	Diseño	1000,00
	<b>Total</b>	<b>1200,00</b>

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

## c. Costo total

Tabla 47. Costo total del mecanismo de izaje

<b>Denominación</b>	<b>Costos [USD]</b>
Costo de materiales	1593,40
Costo de elementos mecánicos	989,51
Costo de fabricación	3186,00
Costo de acabados	221,88
Costo administrativo	1200,00
<b>Total</b>	<b>7190,79</b>

Elaborado por: Galo Guañuna & Junior Ortiz

## CONCLUSIONES

- El esfuerzo más relevante por la presión del agua hacia la compuerta radial se produce con la compuerta cerrada y genera una fuerza de 20.2 ton, la fuerza hidrostática con la compuerta abierta a una altura de operación de 0.8 m es de 12 ton, por tanto, las fuerzas hidrostáticas descienden a medida que la compuerta radial se eleva.
- Los elementos críticos de la compuerta fueron analizados por la teoría de esfuerzo por flexión, aplastamiento y cortante obteniendo un factor de seguridad mínimo de 3.8, 5.9, 5.3 para el pórtico, placa brazo y eje pivote respectivamente, valores que son razonables para el funcionamiento.
- La potencia para elevar la compuerta es de 2.2 kW y la carga de izaje es de 4.92 Ton, siendo un valor menor que el peso total de la compuerta debido a que no se eleva el total de su peso, sino solo una fracción del mismo debido a su movimiento radial al estar anclado a un eje pivote.
- El mecanismo de izaje planteado tiene una reducción de torque de 4.16 kNm en el tambor de izaje a 0.1 kNm en el volante y una fuerza de maniobra en el volante de 0.16 kN, ideal para ser ejecutado por un operario.
- Para el descenso de la compuerta se desbloquea el pin de sujeción de la uñeta del trinquete ubicada en la parte exterior de la caja reductora, si en este proceso se desea fijar una altura se revierte el desbloqueo.
- La propuesta plantea un sistema seguro para lugares alejados, diseñado para situaciones críticas de trabajo con componentes del mecanismo en AISI 4340 apropiado para condiciones de trabajo establecidas, mantenimiento preventivo y una ubicación de fácil acceso para el operario.

## RECOMENDACIONES

- Colocar una cubierta de protección para el mecanismo de izaje utilizando la estructura del pórtico ya construido de dimensiones 2.2 x 2.29 x 3.16 m, valores detallados en la Figura 8, con el propósito de evitar daños generados por los factores ambientales presentes en la zona.
- En el caso de implementar la propuesta de izaje se puede instalar una plataforma de parrilla galvanizada industrial de 1m x 2m, en conjunto con barandales para la ubicación del operario frente al volante motriz del mecanismo.
- Utilizar el lubricante Polyplex S2 detallado en el Anexo 6 para la superficie de ejes, engranes, rosca interior del cubo del freno del polipasto actual, para alargar la vida útil de los elementos mecánicos del polipasto manual.
- Crear un plan de mantenimiento preventivo para los elementos más críticos de la compuerta radial y ejecutarlo con personal capacitado.
- El sistema de frenado para la elevación de la compuerta se lo planteó con un sistema de trinquete mecánico y para su descenso mediante la fuerza considerablemente baja del operario, sin embargo, se lo puede realizar mediante un sistema de freno hidráulico automotriz.
- Al mecanismo propuesto se puede acoplar un motorreductor de 4.7 kNm de torque, 2.2 kW de potencia y 4.5 rpm, se debe tomar en cuenta que la automatización del sistema se estima \$400 aproximadamente sin considerar la acometida para obtener energía eléctrica in situ.
- En el proceso de montaje del mecanismo se recomienda tener todas las medidas de seguridad necesarias tanto para el personal como para los equipos debido a que el sitio de operación se encuentra en una zona de altura, a su vez se debe realiza un tratamiento de protección que incluya pintura anticorrosiva a la estructura base y puntos de soldadura debido a los altos niveles de humedad.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] S.-H. Chen, *Hydraulic Structures*, New York: Springer, 2015.
- [2] D. O. Gaucin, *Hidrometría Básica Aplicada a la Operación de Distritos y Unidades de Riego*, México: Instituto del Agua del Estado de Nueva León, 2012.
- [3] US Army Corps of Engineers, *Design of Spillway Tainter Gates*, Washington: Department of the Army, 2000.
- [4] E. Pedroza Gonzales y G. Hinojosa Cuéllar, *Manejo y distribución del agua en Distritos de riego*, México: Instituto Mexicano de Tecnología del Agua, 2014.
- [5] HYDRO GATE, *Radial (Tainter) Gates*, Denver: Henry Pratt Company, 2017.
- [6] S. Concepción, *Diseño y cálculo de una compuerta de bisagra inferior para un dique seco*, Barcelona: Ingeniería Técnica Naval (SPB), 2011.
- [7] J. Lewin, *Spillway gate design features which can cause vibration*, London: Ensuring reservoir safety into the future, 2008.
- [8] YALE, *Hand Chain Hoist*, Canada: Yale Hoist, 2015.
- [9] R. Mott y J. Untener, *Mecánica de fluidos aplicada*, México : Pearson, 2015.
- [10] R. Hibbeler, *Estática*, México: Pearson, 2010.
- [11] C. Duarte y J. Niño, *Introducción a la mecánica de fluidos*, Bogotá: Universidad Nacional de Colombia, 2004.
- [12] F. White, *Mecánica de fluidos*, México: Mc-Graw-Hill, 2008.
- [13] P. Erbisti, *Design of Hydraulic Gates*, Países Bajos: CRC Press, 2014.
- [14] DIPAC, «Vigas estructurales,» Dipac Manta S.A, 2016. [En línea]. Available: <http://www.dipacmanta.com/vigas>.
- [15] F. Beer y J. Russell, *Mecánica de materiales*, México: Mc-Graw-Hill, 2013.
- [16] V. Díaz, L. González, J. Rosete y N. Díaz, *Mecánica de materiales-Teoría y aplicaciones*, México: Patria Educación S.A, 2018.
- [17] AISC, *Manual of steel construction*, 14th ed., Chicago: American Institute of Steel Construction, 2011.
- [18] J. McCormac y S. Csernak, *Diseño de estructuras*, México: Alfaomega, 2012.
- [19] M. Abasolo, J. Corral y E. Iriondo, *Diseño de Máquinas*, España: Creative Commons, 2017.

- [20] STOBBER, «Reductores Planetarios,» *Catálogo STOBBER*, pp. 1-540, 2011.
- [21] R. G. Budynas y K. J. Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, Novena ed., México: Mc Graw Hill, 2012, pp. 254-329.
- [22] B. J. Hamrock, B. O. Jacobson y S. R. Schmid, *Elementos de Máquinas*, México: Mc Graw Hill, 2008.
- [23] R. L. Norton, *Diseño de Maquinas*, México: Pearson, 2011.
- [24] R. L. Mott, *Diseño de Elementos de Máquinas*, México: Pearson, 2008.
- [25] R. Juvinall y K. Marshek, *Fundamentals of Machine Component Design*, Michigan: WILEY, 2012.
- [26] V. Badiola, *Diseño de máquinas*, Navarra: Universidad de Navarra Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales., 2008.
- [27] Martin, «Sprocket and Gear,» *Catálogo de Martin*, vol. I, pp. 1-1253, 2015.
- [28] SKF, «Cadenas de transmisión SKF,» *Catálogo de SKF*, vol. I, pp. 1-36, 2008.
- [29] L. M. Pareto, *Formulario de elementos de máquinas*, España: CEAC, 2008.
- [30] R. Hibbeler, *Mecánica de Materiales*, México: Pearson, 2011.
- [31] R. Norton, *Diseño de maquinaria*, México: Mc Graw Hill, 2009.
- [32] NORD DRIVESYSTEMS, *Constant Speeds G1000*, Germany: Getriebebau NORD GmbH, 2009.
- [33] SKF, «Ball bearing plummer block units,» [En línea]. Available: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html>. [Último acceso: 26 Noviembre 2018].
- [34] ALACERO, «Especificación ANSI/AISC para construcciones de acero,» *American Institute of Steel Construction*, pp. 1-625, 2010.
- [35] ALACERO, «Especificaciones para construcciones de acero,» *Asociación Latinoamericana de acero*, vol. 1, pp. 166-203, 2016.
- [36] R. A. Rojas, *Sistema de costos, Un proceso para su implementación*, Colombia: Universidad Nacional de Colombia, 2008.
- [37] SKF, «Productos de mantenimiento y lubricación SKF,» *Mantenimiento y lubricación SKF*, pp. 1-196, 2016.

## ANEXOS

### Anexo 1: Motorreductor NORD opcional para izaje [14]

**1,50 kW  
2,20 kW**

IE2



P <sub>1</sub> [kW]	n <sub>2</sub> [min <sup>-1</sup> ]	M <sub>2</sub> [Nm]	f <sub>B</sub>	i <sub>ges</sub>	F <sub>R</sub>	F <sub>A</sub>	F <sub>R VL</sub>	F <sub>A VL</sub>	Type	kg	mm				
1,50	19	748	1,3	88,74	10,5	14,5	21,8	20,0	SK 3282 - 90 LH/4	57	D66				
	21	672	1,3	79,76	10,3	14,5	22,0	20,0							
	26	555	1,4	65,89	10,0	14,5	21,1	20,0							
	27	540	1,9	64,12	10,0	14,5	21,0	20,0							
	30	470	1,4	55,79	9,7	14,5	20,2	20,0							
	32	446	1,9	52,97	9,6	14,5	20,1	20,0							
	35	404	1,4	48,04	9,4	14,5	19,5	20,0							
	38	378	2,0	44,85	9,3	14,5	19,3	20,0							
	40	354	2,6	42,02	9,3	14,5	19,0	20,0							
	44	325	1,9	38,62	9,0	14,5	18,5	20,0							
	45	318	2,6	37,77	9,1	14,5	18,5	20,0							
	53	289	3,3	31,93	8,7	14,5	17,8	20,0							
	59	242	3,6	28,70	8,5	14,5	17,3	20,0							
	66	218	3,9	25,88	8,3	14,5	16,8	20,0							
		27	538	1,0	63,83	8,0	12,0	12,7				15,0	SK 2282 - 90 LH/4	42	D64
		31	455	1,1	53,96	8,3	12,0	13,1				15,0			
33		436	1,2	51,71	8,3	12,0	13,2	15,0							
38		380	1,2	45,11	8,0	12,0	13,4	15,0							
39		368	1,5	43,71	8,0	12,0	13,4	15,0							
46		308	1,6	36,54	7,8	12,0	13,6	15,0							
54		263	1,7	31,23	7,5	12,0	13,8	15,0							
57		250	2,0	29,65	7,5	12,0	13,8	15,0							
63		226	1,9	26,83	7,4	12,0	13,8	15,0							
68		211	2,3	24,97	7,2	12,0	13,9	15,0							
71		202	2,2	23,96	7,2	12,0	13,9	15,0							
78		184	2,6	21,90	7,0	12,0	13,9	15,0							
92		156	3,1	18,51	6,7	12,0	13,3	15,0							
103		140	3,4	16,53	6,5	12,0	12,9	15,0							
129		111	3,6	13,23	6,1	12,0	12,2	15,0							
144		99,5	3,9	11,81	6,0	12,0	11,8	15,0							
	53	270	0,9	32,08	3,1	6,8	9,0	7,2	SK 1282 - 90 LH/4	31	D63				
	60	239	0,9	28,33	3,1	6,8	9,1	7,2							
	67	213	1,1	25,22	3,1	6,8	9,2	7,2							
	82	174	1,3	20,57	3,1	6,6	9,4	7,2							
	99	145	1,5	17,21	3,0	6,4	9,4	7,2							
	121	119	1,8	14,11	2,9	6,2	9,2	7,2							
	145	99,0	2,1	11,76	2,8	5,9	8,8	7,2							
	164	87,2	2,2	10,34	2,8	5,8	8,5	7,2							
	186	77,2	2,4	9,18	2,7	5,6	8,3	7,2							
	207	69,3	2,8	8,24	2,6	5,4	8,0	7,2							
	208	68,9	2,3	8,21	2,7	5,5	8,0	7,2							
	235	61,1	3,1	7,24	2,5	5,3	7,8	7,2							
	265	54,1	3,3	6,43	2,5	5,0	7,5	7,2							
	311	46,1	3,7	5,47	2,4	4,7	7,2	7,2							
	356	40,3	3,2	4,79	2,3	4,5	6,9	7,2							
	2,20	1,2	17260	2,0	1418,74	130,4	150,0	130,4				150,0	SK 10382/52 - 100 LH/4	1340	D81 D86
1,5		14200	2,5	1165,49	132,8	150,0	132,8	150,0							
0,99		21250	1,1	1747,42	107,3	102,0	120,0	130,0	SK 9382/42 - 100 LH/4	742	D79 D85				
		1,2	17270	1,4	1419,20	105,1	102,0	120,0				130,0			
		1,5	14340	1,7	1178,81	102,4	102,0	120,0				130,0			
		1,9	10790	2,2	886,49	96,8	102,0	120,0				130,0			
		2,4	8712	2,8	715,38	93,4	102,0	120,0				130,0			
		2,8	7537	3,2	618,30	90,4	102,0	120,0				130,0			
		1,6	12930	0,9	1064,91	79,9	73,0	100,0				100,0	SK 8382/32 - 100 LH/4	425	D77 D85
			1,9	10830	1,1	891,21	81,9	73,0				100,0			
2,4			8727	1,4	718,43	79,8	73,0	100,0	100,0						
2,8			7430	1,6	612,94	77,9	73,0	100,0	100,0						
3,1		6702	1,8	551,02	76,5	73,0	100,0	100,0	SK 8382/42 - 100 LH/4	440	D77 D85				
		3,7	5710	2,1	468,52	74,2	73,0	100,0				100,0			
4,5		4706	2,7	386,68	71,6	73,0	100,0	100,0	SK 8382 - 100 LH/4	395	D77				
		5,4	3874	3,4	318,31	68,3	73,0	100,0				100,0			

## Anexo 2: Unidades de rodamiento seleccionadas de SKF y NSK [33]

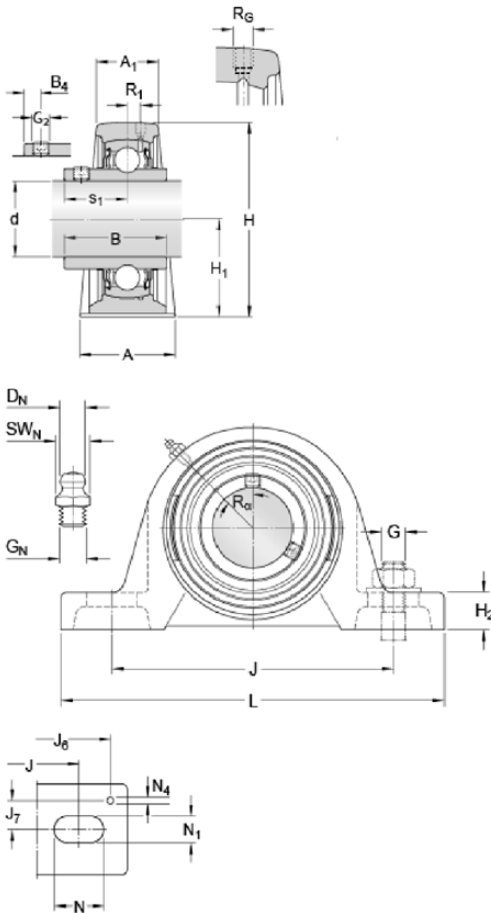
**SKF**

### SYJ 80 TF

Housing material

Cast iron

#### Dimensions



d	80	mm
A	78	mm
A <sub>1</sub>	50	mm
B	77.8	mm
B <sub>4</sub>	12	mm
H	175.5	mm
H <sub>1</sub>	88.9	mm
H <sub>2</sub>	30	mm
J	232	mm
J	max. 242	mm
J	min. 222	mm
L	292	mm
N	35	mm
N <sub>1</sub>	25	mm
s <sub>1</sub>	47.6	mm

#### Threaded hole

R <sub>G</sub>	1/4-28 UNF	
R <sub>1</sub>	6.5	mm
R <sub>α</sub>	45	°

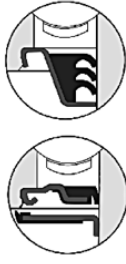
#### Calculation data

Basic dynamic load rating	C	72.8	kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	53	kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	2.16	kN
Limiting speed (with shaft tolerance h6)		2400	r/min

#### Mass

Mass bearing unit		8.5	kg
-------------------	--	-----	----

Self-Lube<sup>®</sup> cast iron  
flange bearing units  
SFT Series



Bearing inserts with finger seals shown on pages 91 and 92 can be fitted into these housings. The unit reference has the suffix 'FS', e.g. SFT26FS.

Triple seal bearing inserts shown on pages 88 to 90 can be fitted into these housings. The unit reference has a prefix 'T', e.g. TSFT25.



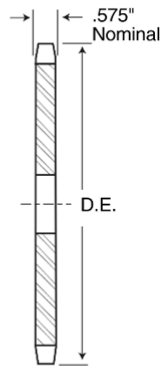
Shaft diameter	RHP designation	Basic bearing insert	Casting group	Dimensions (mm)														ISO load ratings		Rec max. speed	Mass (approx.)			
				L	H	J	G	A	A1	A2	A3	A4	B	B1	B2	B3	B4	B5	dynamic Cr newtons			static Cor newtons		
12	SFT12	SFT12EC	1	52.5	86.5	76.50	10	24.6	32.87	39.01	-	9.5	27.38	-	28.63	-	11.58	6.53	-	-	9550	4800	7000	0.4
15	SFT15	SFT15EC	1	60.3	111.9	90.00	10	27.8	37.26	42.42	45.54	11.1	31.00	25.80	31.03	43.73	12.73	7.53	17.13	12800	6650	6700	0.6	
16	SFT16	SFT16EC	1	70.0	125.5	98.00	10	28.6	38.64	42.42	45.95	11.1	34.10	27.30	31.03	44.43	14.33	7.53	17.53	14000	7880	6520	0.9	
17	SFT17	SFT17EC	1	82.6	141.3	116.50	10	29.8	42.21	46.66	50.09	12.7	38.10	31.20	35.73	48.43	15.93	9.03	18.33	19500	11000	5300	1.1	
20	SFT20	SFT20A SFT20EC	2	104.5	171.4	143.50	12	34.9	54.18	50.94	53.34	12.7	42.90	34.90	38.93	51.13	17.53	9.53	18.83	25700	15300	4500	1.4	
25	SFT25	SFT25A SFT25EC	3	104.5	171.4	143.50	12	34.9	54.18	56.82	58.90	12.7	48.20	41.20	43.73	56.33	18.03	11.03	21.43	32500	19900	4000	1.9	
1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	SFT1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	SFT1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> EC	10-5	111.1	179.4	146.50	16	35.3	54.18	56.82	58.90	14.3	49.20	41.20	43.73	56.33	19.04	11.03	21.43	32500	20500	3700	2.2	
1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	SFT1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	SFT1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> EC	10-5	115.9	188.9	157.00	16	39.7	60.53	60.60	66.07	14.3	51.60	43.30	43.73	62.73	19.04	11.04	24.64	35000	23200	3400	2.5	
2	SFT2	SFT2A SFT2EC	9	127.0	215.9	184.00	16	43.7	64.31	-	74.57	17.5	55.60	-	-	71.42	22.24	-	27.84	43500	28200	3100	3.3	
2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	SFT2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	SFT2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> EC	10-6	138.1	235.0	202.00	16	47.6	73.69	-	80.77	17.5	65.10	-	-	77.94	25.44	-	31.04	48000	33000	2600	4.3	



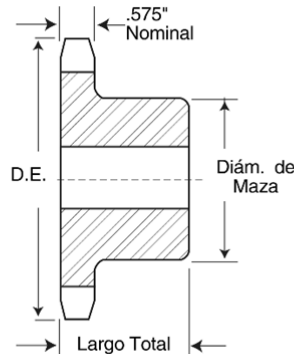
Anexo 3: Selección del sprocket del tambor de izaje [27]

**No. 80**  
**Paso 1"**

**Sprockets de Acero  
Inoxidable en Existencia**



TIPO A



TIPO B

**Sencillo - Tipo B — Acero Inoxidable**

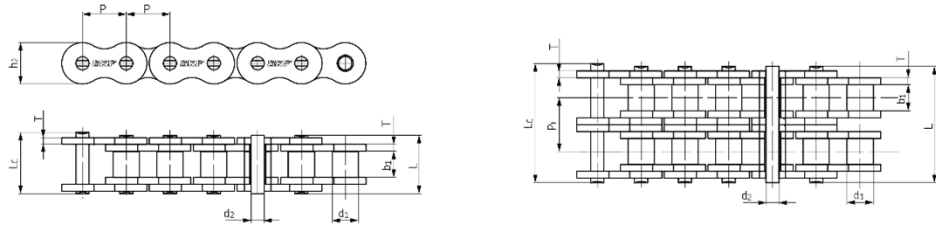
**Sencillo - Tipo A**

No. de Diente	Número de Parte	Diámetro Exterior	Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)	Tipo	Número de Parte	Barreno Piloto	Peso Aprox. (lb)
				Piloto	Barreno Máximo	Diámetro	Largo Total					
10	80B10SS	3.680	B	1	1½	2⅝★	1½	2.14				
11	80B11SS	4.010	B	1	1¾	2⅞★	1½	2.72				
12	80B12SS	4.330	B	1	1¾	3⅜★	1½	3.42	A	80A12SS	15/16	1.50
13	80B13SS	4.660	B	1	2	3	1½	3.53	A	80A13SS	15/16	1.80
14	80B14SS	4.980	B	1	2¼	3¼	1½	4.19	A	80A14SS	15/16	2.20
15	80B15SS	5.300	B	1	2½	3⅞	1½	5.38	A	80A15SS	15/16	2.50
16	80B16SS	5.630	B	1	2¾	4	1½	6.07	A	80A16SS	15/16	2.90
17	80B17SS	5.950	B	1	2¾	4	1½	6.45	A	80A17SS	15/16	3.30
18	80B18SS	6.270	B	1	2¾	4¼	1½	7.34	A	80A18SS	15/16	3.70
19	80B19SS	6.590	B	1	2¾	4¼	1½	7.80	A	80A19SS	15/16	4.10
20	80B20SS	6.910	B	1	2¾	4¼	1½	8.22	A	80A20SS	15/16	4.70
21	80B21SS	7.240	B	1	2¾	4¼	1¾	9.40	A	80A21SS	15/16	5.10
22	80B22SS	7.560	B	1	2¾	4¼	1¾	10.00	A	80A22SS	15/16	5.61
23	80B23SS	7.880	B	1	2¾	4¼	1¾	10.70	A	80A23SS	15/16	6.10
24	80B24SS	8.200	B	1	2¾	4¼	1¾	11.36	A	80A24SS	15/16	6.73
25	80B25SS	8.520	B	1	2¾	4¼	1¾	11.90	A	80A25SS	15/16	7.26
26	80B26SS	8.840	B	1¼	3¼	4¼	2	14.57	A	80A26SS	1¾	6.73
30	80B30SS	10.110	B	1¾	3¼	4¼	2	17.50	A	80A30SS	1¾	10.53
35	80B35SS	11.710	B	1¾	3¼	4¼	2	21.48	A	80A35SS	1¾	13.07
40	80B40SS	13.310	B	1¾	3¼	4¼	2	26.00	A	80A40SS	1¾	19.22

★ Tiene una ranura en la maza para que asiente la cadena.

Los barrenos máximos indicados permiten que el cuñero sea de dimensiones estándar con el opresor sobre el cuñero. Se pueden obtener barrenos ligeramente mayores sin cuñero, con cuñero plano o con el opresor formando ángulo con el cuñero.

## Anexo 4: Selección de la cadena de transmisión SKF [28]



Nº Cadena ANSI	Nº Cadena BS/ISO	Paso	Diámetro del rodillo	Distancia entre placas interiores	Diámetro del pasador	Longitud del pasador	Longitud del pasador con chaveta	Altura de la placa interior	Espesor de la placa	Paso transversal	Carga límite de rotura	Carga de rotura promedio	Peso por metro	Designación	
		P	d <sub>1</sub> max	b <sub>1</sub> max	d <sub>2</sub> max	L max	L <sub>c</sub> max	L <sub>c</sub> max	h <sub>2</sub> max	T max	Pt	Q min	Q <sub>0</sub>	q	
-	-	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kN	kN	kg/m	
35H-1*	-	9,525	5,08	4,77	3,58	13,3	14,3	-	9,0	1,50	-	7,9	10,8	0,41	PHC 35H-1...
40H-1	08AH-1	12,700	7,95	7,85	3,96	18,8	19,9	-	12,00	2,03	-	14,1	19,1	0,82	PHC 40H-1...
50H-1	10AH-1	15,875	10,16	9,40	5,08	22,1	23,4	24,4	15,09	2,42	-	22,2	30,2	1,25	PHC 50H-1...
60H-1	12AH-1	19,050	11,91	12,57	5,94	29,2	31,0	31,6	18,00	3,25	-	31,8	42,7	1,87	PHC 60H-1...
80H-1	16AH-1	25,400	15,88	15,75	7,92	36,2	37,7	39,4	24,00	4,00	-	56,7	71,4	3,10	PHC 80H-1...
100H-1	20AH-1	31,750	19,05	18,90	9,53	43,6	46,9	46,9	30,00	4,80	-	88,5	112,4	4,52	PHC 100H-1...
120H-1	24AH-1	38,100	22,23	25,22	11,10	53,5	57,5	57,5	35,70	5,60	-	127,0	160,9	6,60	PHC 120H-1...
140H-1	28AH-1	44,450	25,40	25,22	12,70	57,6	62,2	62,2	41,00	6,40	-	172,4	217,3	8,30	PHC 140H-1...
160H-1	32AH-1	50,800	28,58	31,55	14,27	68,2	73,0	73,0	47,80	7,20	-	226,8	285,8	10,30	PHC 160H-1...
180H-1	36AH-1	57,150	35,71	35,48	17,46	75,9	81,6	-	53,60	8,0	-	281,0	341,8	14,83	PHC 180H-1...
200H-1	40AH-1	63,500	39,68	37,85	19,85	86,6	93,5	93,5	60,00	9,50	-	353,8	444,5	19,16	PHC 200H-1...
240H-1	48AH-1	76,200	47,63	47,35	23,81	109,6	115,9	-	72,30	12,70	-	510,3	622,5	30,4	PHC 240H-1...
60H-2	12AH-2	19,050	11,91	12,57	5,94	55,3	57,1	57,7	18,00	3,25	26,11	63,6	84,5	3,71	PHC 60H-2...
80H-2	16AH-2	25,400	15,88	15,75	7,92	68,8	70,3	72,0	24,00	4,00	32,59	113,4	145,3	6,15	PHC 80H-2...
100H-2	20AH-2	31,750	19,05	18,90	9,53	82,7	86,0	86,0	30,00	4,80	39,09	177,0	225,9	9,03	PHC 100H-2...
120H-2	24AH-2	38,100	22,23	25,22	11,10	102,4	106,4	106,4	35,70	5,60	48,87	254,0	322,7	13,13	PHC 120H-2...
140H-2	28AH-2	44,450	25,40	25,22	12,70	109,8	114,4	114,4	41,00	6,40	52,20	344,8	437,7	16,60	PHC 140H-2...
160H-2	32AH-2	50,800	28,58	31,55	14,27	130,1	134,9	134,9	47,80	7,20	61,90	453,6	571,6	20,20	PHC 160H-2...
200H-2	40AH-2	63,500	39,68	37,85	19,85	164,9	171,8	171,8	60,00	9,50	78,31	707,6	894,9	38,11	PHC 200H-2...
60H-3	12AH-3	19,050	11,91	12,57	5,94	81,4	83,2	83,8	18,00	3,25	26,11	95,4	113,9	5,54	PHC 60H-3...
80H-3	16AH-3	25,400	15,88	15,75	7,92	101,4	102,9	104,6	24,00	4,00	32,59	170,1	203,5	9,42	PHC 80H-3...
100H-3	20AH-3	31,750	19,05	18,90	9,53	121,8	125,1	125,1	30,00	4,80	39,09	265,5	314,8	12,96	PHC 100H-3...
120H-3	24AH-3	38,100	22,23	25,22	11,10	151,2	155,2	155,2	35,70	5,60	48,87	381,0	444,7	19,64	PHC 120H-3...
140H-3	28AH-3	44,450	25,40	25,22	12,70	162,0	166,6	166,6	41,00	6,40	52,20	517,2	598,4	24,90	PHC 140H-3...
160H-3	32AH-3	50,800	28,58	31,55	14,27	192,0	196,8	196,8	47,80	7,20	61,90	680,4	787,3	30,10	PHC 160H-3...
200H-3	40AH-3	63,500	39,68	37,85	19,85	243,2	250,1	250,1	60,00	9,50	78,31	1061,4	1228,2	57,06	PHC 200H-3...

\* Cadena de bujes: d1 indica el diámetro exterior del buje

Para pasador con chaveta, agregar una "C" a continuación de la cantidad de hileras. Por ejemplo: 160H-1 con pasador con chaveta se designa PHC 160H-1C.

Las longitudes estándar son 10 pies/5 m. Para completar la designación, indicar la longitud de la cadena. Ejemplo: la cadena n° 160H-1 x 5 m se especifica PHC 160H-1X5MTR

Para las uniones, agregar a la designación de la tabla: "C/L" para "conector" y "O/L" para "eslabón acodado" (permite obtener un número impar de pasos).

# Anexo 5: Apertura de la compuerta radial

COMPUERTA DE SECTOR EN INGRESO A CANAL PRINCIPAL												
H=	5 m											
B=	1,65 m											
K=	0,95											
Cc=	0,75 coef. De contracción											
Y1=	Cc * h											
Cv=	0,99 coeficiente de velocidad (0,92 a 0,99)											
Ys=	Y2 + V2 <sup>2</sup> / 2g gradiente de energía aguas debajo de la compuerta											
Hc=	(V1 <sup>2</sup> /2g + Y1) * (1/Cc <sup>2</sup> - 1)											
Y2=	Y1/2 * (1 + 16 Cc <sup>2</sup> * ((H/Y1) - 1)) <sup>0,5</sup>											
q=	Cv * Y1 * (19,6 * H * Y1) <sup>0,5</sup>											
Q=	B * q											
V1=	q / (B * Y1)											
COMPUERTA RADIAL INGRESO A CANAL PRINCIPAL												
apertura h (m)	Y1 =	(H/Y1) - 1	Y2	A2	q	V2	V2 <sup>2</sup> / 2g	Ys	Q (M3/S)	V1 =	Hc =	
0,05	0,038	132,33	0,85	1,410	0,367	0,26	0,003	0,858	0,606	5,94	0,037	
0,06	0,045	110,11	0,94	1,543	0,441	0,29	0,004	0,939	0,728	5,94	0,037	
0,07	0,053	94,24	1,01	1,666	0,514	0,31	0,005	1,014	0,849	5,94	0,038	
0,08	0,060	82,33	1,08	1,779	0,588	0,33	0,006	1,084	0,970	5,94	0,038	
0,09	0,068	73,07	1,14	1,888	0,661	0,35	0,006	1,149	1,091	5,94	0,038	
0,10	0,075	65,67	1,20	1,987	0,735	0,37	0,007	1,211	1,212	5,94	0,038	
0,11	0,083	59,61	1,26	2,082	0,808	0,39	0,008	1,270	1,334	5,94	0,038	
0,12	0,090	54,56	1,32	2,173	0,882	0,41	0,008	1,325	1,455	5,94	0,038	
0,13	0,098	50,28	1,37	2,260	0,955	0,42	0,009	1,379	1,576	5,94	0,038	
0,14	0,105	46,62	1,42	2,344	1,029	0,44	0,010	1,430	1,697	5,94	0,039	
0,15	0,113	43,44	1,47	2,424	1,102	0,45	0,011	1,480	1,818	5,94	0,039	
0,16	0,120	40,67	1,52	2,502	1,175	0,47	0,011	1,528	1,939	5,94	0,039	
0,17	0,128	38,22	1,56	2,577	1,249	0,48	0,012	1,574	2,060	5,94	0,039	
0,18	0,135	36,04	1,61	2,650	1,322	0,50	0,013	1,619	2,182	5,94	0,039	
0,19	0,143	34,09	1,65	2,721	1,396	0,51	0,013	1,662	2,303	5,94	0,039	
0,20	0,150	32,33	1,69	2,789	1,469	0,53	0,014	1,705	2,424	5,94	0,040	
0,21	0,158	30,75	1,73	2,856	1,542	0,54	0,015	1,746	2,545	5,93	0,040	
0,22	0,165	29,30	1,77	2,921	1,616	0,55	0,016	1,786	2,666	5,93	0,040	
0,23	0,173	27,99	1,81	2,985	1,689	0,57	0,016	1,825	2,787	5,93	0,040	
0,24	0,180	26,78	1,85	3,047	1,762	0,58	0,017	1,864	2,908	5,93	0,040	
0,25	0,188	25,67	1,88	3,107	1,836	0,59	0,018	1,901	3,029	5,93	0,040	
0,26	0,195	24,64	1,92	3,166	1,909	0,60	0,019	1,938	3,150	5,93	0,040	
0,27	0,203	23,69	1,95	3,224	1,983	0,61	0,019	1,973	3,271	5,93	0,041	
0,28	0,210	22,81	1,99	3,281	2,056	0,63	0,020	2,009	3,392	5,93	0,041	
0,29	0,218	21,99	2,02	3,337	2,129	0,64	0,021	2,043	3,513	5,93	0,041	
0,30	0,225	21,22	2,06	3,391	2,203	0,65	0,022	2,077	3,634	5,93	0,041	
0,31	0,233	20,51	2,09	3,445	2,276	0,66	0,022	2,110	3,755	5,93	0,041	
0,32	0,240	19,83	2,12	3,497	2,349	0,67	0,023	2,143	3,876	5,93	0,041	
0,33	0,248	19,20	2,15	3,549	2,423	0,68	0,024	2,175	3,997	5,93	0,041	
0,34	0,255	18,61	2,18	3,600	2,496	0,69	0,025	2,206	4,118	5,93	0,042	
0,35	0,263	18,05	2,21	3,650	2,569	0,70	0,025	2,237	4,239	5,93	0,042	
0,36	0,270	17,52	2,24	3,699	2,642	0,71	0,026	2,268	4,360	5,93	0,042	
0,37	0,278	17,02	2,27	3,747	2,716	0,72	0,027	2,298	4,481	5,93	0,042	
0,38	0,285	16,54	2,30	3,794	2,789	0,74	0,028	2,327	4,602	5,93	0,042	
0,39	0,293	16,09	2,33	3,841	2,862	0,75	0,028	2,356	4,723	5,93	0,042	
0,40	0,300	15,67	2,36	3,887	2,936	0,76	0,029	2,385	4,844	5,93	0,043	
0,42	0,315	14,87	2,41	3,977	3,082	0,77	0,031	2,441	5,086	5,93	0,043	
0,44	0,330	14,15	2,46	4,065	3,229	0,79	0,032	2,496	5,327	5,93	0,043	
0,46	0,345	13,49	2,52	4,150	3,375	0,81	0,034	2,549	5,569	5,93	0,043	
0,48	0,360	12,89	2,57	4,233	3,522	0,83	0,035	2,601	5,811	5,93	0,044	
0,50	0,375	12,33	2,61	4,314	3,668	0,85	0,037	2,651	6,052	5,93	0,044	
0,52	0,390	11,82	2,66	4,392	3,815	0,87	0,038	2,701	6,294	5,93	0,044	
0,54	0,405	11,35	2,71	4,469	3,961	0,89	0,040	2,749	6,536	5,93	0,045	
0,56	0,420	10,90	2,75	4,544	4,107	0,90	0,042	2,796	6,777	5,93	0,045	
0,58	0,435	10,49	2,80	4,618	4,254	0,92	0,043	2,842	7,019	5,93	0,045	
0,60	0,450	10,11	2,84	4,689	4,400	0,94	0,045	2,887	7,260	5,93	0,046	
0,62	0,465	9,75	2,88	4,760	4,546	0,96	0,047	2,931	7,502	5,93	0,046	
0,64	0,480	9,42	2,93	4,828	4,693	0,97	0,048	2,975	7,743	5,93	0,046	
0,66	0,495	9,10	2,97	4,896	4,839	0,99	0,050	3,017	7,984	5,92	0,047	
0,68	0,510	8,80	3,01	4,962	4,985	1,00	0,052	3,059	8,226	5,92	0,047	
0,70	0,525	8,52	3,05	5,026	5,131	1,02	0,053	3,099	8,467	5,92	0,047	
0,72	0,540	8,26	3,08	5,090	5,278	1,04	0,055	3,139	8,708	5,92	0,047	
0,74	0,555	8,01	3,12	5,152	5,424	1,05	0,057	3,179	8,949	5,92	0,048	
0,76	0,570	7,77	3,16	5,213	5,570	1,07	0,058	3,217	9,191	5,92	0,048	
0,78	0,585	7,55	3,20	5,273	5,716	1,08	0,060	3,255	9,432	5,92	0,048	
0,80	0,600	7,33	3,23	5,331	5,862	1,10	0,062	3,293	9,673	5,92	0,049	

## Anexo 6: Cotización de materiales



**HIVIMAR S.A.**  
 Matriz: Av. J. Tanca Marengo Km 2 1/2 y A. Frías - Casilla 09 01 6633  
 Telf: (093-4) 208 1100 - FAX: (093-4) 258-1199 - Guayaquil-Ecuador  
 Internet: www.hivimar.com - Correo Electrónico: info@hivimar.com  
 Comuníquese a Nivel Nacional - 3731900  
 Contribuyente Especial: Resolución Nro. 9929 del 04.07.95  
**RUC: 0990129185001**

Empresa  
 CONSUMIDOR FINAL  
 N/N  
 Quito

Vendedor: ANDRADE CORNEJO RIGOBERTO GABRIEL  
 Agente : Quito Agente Oficina

### Oferta

Número/Fecha  
 20223843 / 22.11.2018  
 Número referencia/Fecha  
 rac / 21.11.2018  
 Fecha de entrega  
 22.11.2018  
 N° de cliente  
 3100037384  
 Periodo de validez  
 22.11.2018 bis 30.11.2018

Efectuamos las entregas según las condiciones siguientes:  
 Condición de pago: 01 - Pago de contado en efectivo

Moneda ECS

Pesos (bruto/neto) - Volumen - Marca de selección  
 Peso bruto 0,840 KG Peso neto 12,667 KG

Material	Denominación	Cantidad	U.Med.	V.Unitario	Descuento	Subtotal
116344	SKF SY 50 TF (UCP210)	1.0	UND	69.82	0.00/0%	69.82
116338	SKF SY 35 TF (UCP207)	1.0	UND	46.06	0.00/0%	46.06
125906	CMB UCF204 SS por confirmar	2.0	UND	27.88	0.00/0%	55.76
120691	CMB UCF205 RSS (THERMOPLAST/RODA INOX)	1.0	UND	48.52	0.00/0%	48.52
550307	SKF PHC 80-1X10FT por confirmar	1.0	UND	175.97	0.00/0%	175.97
554603	SKF PHS 80-1BH20	1.0	UND	47.45	0.00/0%	47.45
605573	SKF LAGG 18AE/6.5M	1.0	UND	604.42	0.00/0%	604.42
500285	SKF LGHB 2/0.4 420ML	2.0	UND	15.94	0.00/0%	31.88
117662	SKF ECV 205	1.0	UND	2.97	0.00/0%	2.97
Total posiciones						1082.85
Servicio entrega de mercadería						0.00
Total IVA 12,000 %						129.94
Total						1212.79



**DIPAC MANTA S.A.**  
**R.U.C. 1390060757001**  
**CONTRIBUYENTE ESPECIAL**  
**RESOLUCIÓN 1316 DEL 3 DE JUNIO 1995 DIPAC MANTA S.A.**

**ESTABLECIMIENTOS**  
 (Quito) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Quito Sur) Calle Tercera y Pichincha, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Quito Sur 2) Calle Tercera y Pichincha, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Cajamarca) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Araucario) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Puyo) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 2) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 3) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Durán) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Ambato) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Cuenca) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Macul) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Milagro) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 2) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 3) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 4) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 5) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 6) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 7) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 8) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 9) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 10) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 11) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 12) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 13) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 14) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 15) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 16) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 17) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 18) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 19) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 20) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 21) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 22) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 23) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 24) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 25) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 26) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 27) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 28) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 29) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 30) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 31) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 32) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 33) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 34) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 35) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 36) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 37) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 38) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 39) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 40) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 41) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 42) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 43) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 44) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 45) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 46) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 47) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 48) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 49) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 50) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 51) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 52) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 53) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 54) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 55) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 56) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 57) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 58) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 59) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 60) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 61) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 62) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 63) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 64) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 65) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 66) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 67) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 68) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 69) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 70) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 71) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 72) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 73) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 74) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 75) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 76) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 77) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 78) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 79) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 80) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 81) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 82) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 83) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 84) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 85) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 86) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 87) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 88) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 89) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 90) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 91) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 92) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 93) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 94) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 95) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 96) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 97) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 98) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 99) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000  
 (Isla 100) Calle 10 de Agosto y Calle 12 de Agosto, P.O. Box 1000, QUITO, TEL: 22811000

**DIPAC MANTA S.A.**  
**R.U.C. 1390060757001**  
**CONTRIBUYENTE ESPECIAL**  
**RESOLUCIÓN 1316 DEL 3 DE JUNIO 1995 DIPAC MANTA S.A.**

- La mercadería viaja por cuenta y riesgo del comprador.
- Salida la mercadería de nuestros almacenes no se aceptan reclamos.
- Los pagos deben realizarse con cheque cruzado a nombre de DIPAC MANTA S. A.

- [www.dipacmanta.com](http://www.dipacmanta.com)
- Somos contribuyentes especiales favor no retener el IVA.
  - Emitir los comprobantes de retención a nombre de DIPAC MANTA S. A.

NUMERO DE OFERTA: 040104176 QUITO NORTE .., 22-11-18  
 NOMBRE/RAZON SOCIAL: GUANUNA TUQUERRES GALO VINICIO  
 CODIGO DE CLIENTE: 004999999 TELEFONO: 0996673328  
 CODIGO DE DIRECCION: 004040657 COLINAS DEL NORTE

Pos	Artículo	Descripción	Esp:	Cantidad	Precio	Total U
10	HEB20006	PERFIL HEB 200x200x 9mmx 6mts.		1.00	460.00	460
20	OXILC0060	OXICORTES 8mm		76.40	1.14	89
30	OXILC0120	OXICORTES 12mm		6.65	1.20	10

ESTE DOCUMENTO NO CONSTITUYE VENTA Y LOS PRECIOS PUEDEN CAMBIARSE SIN PREVIO AVISO

Estos precios no aplican para pago con Tarjeta de Crédito	SUBtotal	559.76
FORMA DE PAGO: CONTADO	Iva	67.17
	Total USD	626.93

VENDEDOR: YUQUI ORTIZ TITO DANIEL CLIENTE: JEFE DE SUCURSAL

- COPIA - EMISOR -



RUC: 1713004719001

**PROFORMA**

0001133

IMPORTADORES DIRECTOS DE PERNOS DE ACERO, VARILLA ROSCADA, PERNOS DE ANCLAJES,  
CUÑA, AUTOPERFORANTES, ALLEN, PERNOS INOX, TORNILLERÍA EN GENERAL  
Matriz: Vaca De Castro Oe4-395 y Av. de La Prensa  
Telf: 2531 286 - 2535 954 - E-mail: pernisariato@hotmail.com

Quito,  
Quito, 22 de noviembre de 2018

R.U.C./C.I.: 99999999

Sr(es):

PROFORMA

Dirección:

Telf.:

CANT.	DESCRIPCION	% DCTO	V. UNIT.	V. TOTAL
10.00	PERNO ORIG 10P1.25 * 35		0.500	5.00
10.00	TUERCA ORIG 10P1.25		0.200	2.00
10.00	RODELA PRESION GAL 3/8		0.050	0.50
10.00	PERNO EX AC 18P1.5 * 35		1.980	19.80
10.00	TUERCA MM 18 * 1.5		0.450	4.50
10.00	RODELA PRESION 3/4		0.130	1.30
5.00	PRISIONERO 10 * 30		0.350	1.75
3.00	PRISIONERO 10 * 12		0.250	0.75
3.00	PRISIONERO INOX 6 * 10		0.163	0.49
2.00	PRISIONERO 10 * 20		0.275	0.55

Forma de pago: EFECTIVO  TARJETA CO  Dinero electrónico  OTROS

de pago:.....USD.

cuarenta y dos con 15/100 DÓLARES

SUB-TOTAL %

SUB-TOTAL 0% 37.64

DESCUENTO 0

SUB-TOTAL 0.00

IVA % 37.64

VALOR TOTAL 4.52

42.16

FIRMA AUTORIZADA

RECIBI CONFORME

RD Soluciones Graficas \* Telf: 3413 428 \* Criollo Jaramillo Angel Roberto  
Del 1101 AL 1600 \* ORIGINAL: ADQUIRENTE / COPIA: EMISOR

Anexo 7: Tolerancias de chavetas y chaveteros

Pasadores y chavetas		CHAVETAS PARALELAS SERIE NORMAL							TABLA 18 . 13					
Dimensiones en mm.									(De UNE 17.102 h1)					
CHAVETA														
Sección b x h	Ancho b		Altura h		Chablán b <sub>1</sub>		Longitud l							
	Nominal	Toler. h9	Nominal	Toler. h9 y h11	Mínima	Máxima	De...	...a						
4 x 4	4	0	4	0	0,16	0,25	8	45						
5 x 5	5	-0,030	5	-0,030	0,25	0,40	10	56						
6 x 6	6		6		0,25	0,40	14	70						
8 x 7	8	0	7		0,25	0,40	18	90						
10 x 8	10	-0,036	8		0,40	0,60	22	110						
12 x 8	12		8	0	0,40	0,60	28	140						
14 x 9	14	0	9	-0,090	0,40	0,60	36	160						
16 x 10	16	-0,043	10		0,40	0,60	45	180						
18 x 11	18		11		0,40	0,60	50	200						
20 x 12	20		12		0,40	0,80	56	220						
22 x 14	22	0	14	0	0,60	0,80	63	250						
25 x 14	25	-0,052	14	-0,110	0,60	0,80	70	280						
28 x 16	28		16		0,60	0,80	80	320						
32 x 18	32		18		0,60	0,80	90	360						
36 x 20	36	0	20		0,60	1,20	100	400						
40 x 22	40	-0,062	22	0	1,00	1,20	-	-						
45 x 25	45		25	0,130	1,00	1,20	-	-						
50 x 28	50		28		1,00	1,20	-	-						
56 x 32	56		32		1,00	2,00	-	-						
63 x 32	63	0	32		1,60	2,00	-	-						
70 x 36	70	-0,074	36	0	1,60	2,00	-	-						
80 x 40	80		40	-0,160	2,50	3,00	-	-						
90 x 45	90	0	45		2,50	3,00	-	-						
100 x 50	100	-0,087	50		2,50	3,00	-	-						
CHAVETERO														
Diámetro del eje d	Sección de la chaveta b x h	Ancho b, tolerancia						Profundidad				Chablán R <sub>1</sub>		
		Nominal	Clase de ajuste del anchavetado			Ajustado	Eje h <sub>1</sub>		Cubo h <sub>2</sub>		Min.	Máx.		
			Libre	Normal			Nominal	Toler.	Nominal	Toler.				
Más de	Hasta	Eje h9	Cubo D10	Eje N9	Cubo Js 9	Eje y cubo pg	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.				
10	12	4 x 4	4	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16
12	17	5 x 5	5	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3	0	2,3	0	0,16	0,25
17	22	6 x 6	6	0					3,5	0	2,8	0	0,16	0,25
22	30	8 x 7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 x 8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	-0,051	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 x 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 x 9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 x 10	16	0	+0,050	-0,043	±0,0215	-0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 x 11	18						7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20 x 12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 x 14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 x 14	25	0	+0,065	-0,052	±0,026	-0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 x 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 x 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 x 20	36	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 x 22	40	0	+0,080	-0,062	±0,031	-0,088	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 x 25	45						15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 x 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 x 32	56						20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00
260	290	63 x 32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 x 36	70	0	+0,100	-0,074	±0,037	-0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 x 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 x 45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 x 50	100	0	+0,120	-0,087	±0,0435	-0,124	31		19,5		2,00	2,50

## **Anexo 8: Plan de mantenimiento**

### **a. Plan de mantenimiento**

El sistema de izaje como todos sus elementos y accesorios tienden con el tiempo a perder sus características por el uso, debido a esto se recomienda una correcta lubricación de los elementos mecánicos ya que es muy importante porque influye en su vida útil. Se recomienda realizar inspecciones visuales periódicas en el sistema ya que esto impedirá que algún elemento falle de manera imprevista.

### **b. Mantenimiento Preventivo**

Al ejecutar las siguientes recomendaciones de mantenimiento del fabricante el mecanismo funcionará de manera óptima. Se recomienda realizar la limpieza y lubricación cuando la compuerta se encuentra cerrada y para la revisión visual no es necesario el estado de la compuerta.

### **c. Limpieza y lubricación de cojinetes**

Por lo general los cojinetes están expuestos a diferentes factores ambientales que afectan el funcionamiento adecuado de los mismos. Para poder realizar una correcta limpieza y lubricación se procede a limpiar las superficies llenas de partículas de polvo con el desengrasante WD – 40 y a su vez se procede a ubicar una grasa LGHB 2 recomendada por SKF [37].

### **d. Limpieza y lubricación de engranes**

En ciertos casos los dientes de los engranajes tienden a fallar debido a la corrosión que se genera en la superficie del mismo. Para evitar un contacto seco entre engrane – piñón el fabricante SKF recomienda la grasa LGHB 2 debido a que brinda un extrema protección de los dientes en condiciones de temperatura y corrosión. A su vez se recomienda lubricar la parte interna del engrane con el eje generando una película de aceite en el lugar de contacto.






### e. Limpieza y lubricación de la cadena







































Es inevitable el desgaste en las articulaciones de la cadena ya que esto depende de varios factores como la carga a soportar. Las cadenas están expuestas a partículas que se impregnan en las articulaciones las cuales pueden ocasionar grumos que afectan en correcto funcionamiento de las mismas, para evitar estos inconvenientes es recomendado por SKF utilizar el aceite LHMT 68 para cadenas de elevación o transmisión.

### f. Tiempo utilizado para el mantenimiento

El tiempo aproximado para la limpieza de las cadenas es de 1h y para el resto de componentes de 20 minutos cada uno. Para la lubricación de las cadenas 2h, para los rodamientos 30 minutos cada uno y para los demás componentes 30 minutos cada uno. La revisión de todos los componentes 5 minutos por componente.

### g. Cronograma de mantenimiento

Limpieza	
Revisión	
Lubricación	

Ítems	Mes											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Rodamiento	 											
Engranajes	 						 					
Cadena	 											
Volante	 						 					
Trinquete				 			 			 		
Eje piñon	 						 					
Sprocket	 						 					
<b>Tiempo (horas)</b>	<b>16</b>			<b>4</b>			<b>8</b>			<b>4</b>		