



**Universidad**  
Zaragoza

# Trabajo Fin de Grado

SISTEMA DE ELEVACIÓN DE UN PUENTE GRÚA  
DE 16 TONELADAS.

LIFTING SYSTEM OF A CRANE BRIDGE OF 16  
TONS.

Autor:

Guillermo Grande Escosa

Director/es

Javier Abad Blasco

Grado en Ingeniería Mecánica / EINA

2019

## Resumen

En este proyecto realizaremos el análisis y dimensionamiento de los componentes mecánicos del sistema de elevación de un puente grúa de 16 toneladas. Partiendo de la carga a elevar y la velocidad de elevación se deberán dimensionar y seleccionar los componentes del sistema motor-reductor, freno y aparejos.

Posteriormente se hará un cálculo aproximado de la estructura del carro abierto, analizando las cargas en los travesaños y largueros, para por último comprobar mediante una modelización en Solidworks que el sistema de elevación de nuestro puente grúa cumple los requisitos impuestos.



Escuela de  
Ingeniería y Arquitectura  
Universidad Zaragoza

## DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

TRABAJOS DE FIN DE GRADO / FIN DE MÁSTER

D./Dña. \_\_\_\_\_,

con nº de DNI \_\_\_\_\_ en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo

de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la

Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)  
\_\_\_\_\_, (Título del Trabajo)

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada  
debidamente.

Zaragoza, \_\_\_\_\_

Fdo: \_\_\_\_\_

Memoria.....	18
1. Introducción .....	18
2. Objetivo .....	20
3. Puente grúa .....	21
3.1 Definición, tipos de grúas y tipos de movimientos del puente grúa.....	21
3.1.1: Definición. ....	21
3.1.2: Tipos de grúas. ....	22
3.1.3: Tipos de movimientos del puente grúa. ....	23
3.2 Componentes del sistema de elevación.....	24
3.3 Tipos de mecanismos de elevación.....	25
4. Datos, selección de puente y clasificación según normativa .....	26
4.1 Datos de la nave .....	26
4.2 Tipo de grúa.....	27
4.3 Clasificación según normativa.....	28
4.3.1 Que son las normas técnicas.....	28
4.3.2 Clasificación según la UNE 58112-1:1991 .....	28
4.3.2.1: Clasificación de los aparatos completos en grupos .....	29
4.3.2.2: Clasificación de los mecanismos completos en grupos. ....	29
4.3.3 Clasificación según la UNE 58112-5:1991 .....	30
4.3.4 Normativa equivalente a la Norma 58112:1991.....	31
4.4 Velocidades de elevación .....	32
4.5 Resumen de los datos y clasificación de los mecanismos:.....	33
5. Cálculo de componentes del sistema de elevación de nuestro puente grúa. ....	34
5.1. Gancho: .....	35
5.1.1. Definición y función:.....	35
5.1.2. Tipos de ganchos, esfuerzos y normativa empleada: .....	35
5.1.3. Selección de nuestro gancho: .....	35
5.2: Cable.....	36
5.2.1. Definición, función y partes del cable: .....	36
5.2.2. Clasificación y sistema de trenzado: .....	36
5.2.3. Nomenclatura (abreviada y desarrollada): .....	36
5.2.4. Aceros empleados y normativa empleada:.....	37
5.2.5. Selección de nuestro cable:.....	37
5.2.6. Criterios de selección de polea y tambor según normativa:.....	38

5.3: Poleas .....	39
5.3.1. Definición y función:.....	39
5.3.2. Tipos de poleas:.....	39
5.3.3. Esfuerzos en la polea y normativa empleada: .....	39
5.3.4. Selección de la polea:.....	40
5.4: Aparejo (traviesa).....	41
5.4.1. Definición, partes y configuraciones empleadas: .....	41
5.4.2. Datos del fabricante y selección: .....	41
5.4.3. Cálculo de traviesa de poleas (comprobación): .....	42
5.5: Tambor .....	44
5.5.1. Definición y clasificación: .....	44
5.5.2. Normativa y tipos de tambores:.....	44
5.5.3. Cálculo del tambor: .....	44
5.5.3.1. Cálculo de la longitud del tambor. ....	44
5.5.3.2. Cálculo del espesor del tambor.....	44
5.5.3.3. Cálculo del peso del tambor.....	45
5.5.3.4. Cálculo de las paredes del tambor. ....	45
5.5.3.5. Dimensionar el eje del tambor.....	45
5.5.3.6. Acople barrilete (eje-tambor). ....	45
5.5.3.7. Fijaciones del cable al tambor.....	46
5.6: Motor .....	47
5.6.1. Definición y orden de cálculo.....	47
5.6.2. Tipos de motor. ....	47
5.6.3. Elección de nuestro motor.....	47
5.7: Reductor .....	50
5.7.1: Engranajes. ....	52
5.7.2: Ejes. ....	56
5.7.3: Rodamientos. ....	65
5.7.4: Uniones de los engranajes con los ejes.....	69
5.7.B: Comprobación del tiempo de respuesta del motor seleccionado.....	74
5.8. Freno: .....	75
5.8.1. Definición y función.....	75
5.8.2. Tipos de frenos:.....	75
5.8.3. Elección de nuestro freno y cálculo: .....	75

6. Estructura del carro.....	77
6.1. Medidas finales para nuestro carro: .....	78
6.2. Cálculos y dimensiones de nuestros perfiles estructurales: .....	81
6.2.1. Travesaños 1 y 3:.....	81
6.2.2. Travesaño 2 (Polea de compensación):.....	82
6.2.3. Cálculos para el larguero (Reductora más la cuarta parte de la carga): .....	83
6.3. Cálculo de la soldadura de nuestra estructura: .....	85
6.3.1. Soldadura del travesaño 1 y 3 con el larguero: (Cálculo a flexión). .....	85
6.3.2. Soldadura del travesaño 2 con el larguero (Cálculo a flexión):.....	88
6.4. Unión atornillada a nuestro travesaño 2: .....	89
6.4.1. Cálculo de la traviesa.....	89
6.4.2. Cálculo del espesor del soporte de la polea.....	90
6.4.3. Cálculo del tipo y del número de tornillos (Cálculo a flexión). .....	90
7. Solidworks. ....	92
Ejemplos de rigidizadores en estructuras: .....	93
8. Cálculos que faltan para dimensionar el puente grúa. ....	94
8.1 Sistema de traslación del carro: .....	94
8.2. Estructura general. ....	95
8.3. Sistema de traslación del puente.....	95
9. Resumen final o conclusiones. ....	96
10. Bibliografía. ....	98

Anexos.....	99
Anexo I. Normativas empleadas. ....	99
A) Norma UNE 58112.1.1991. (Clasificación aparato de elevación).....	100
B) Norma UNE 58112.5.1991. (Clasificación aparato de elevación).....	107
C) Norma DIN 15401 Y DIN 15402 (5.1. Gancho).....	109
D) Norma UNE ISO 4308.1.2007 (5.2. Cables).....	110
E) Norma DIN 15061 Y DIN 15020.....	136
Anexo II: Cálculos .....	138
5.2. Cable:.....	138
5.2.5. Selección de nuestro cable:.....	138
5.2.6. Criterios de selección de polea y tambor según normativa:.....	142
5.4. Aparejo:.....	144
5.4.3. Cálculo de la travesía de poleas: .....	144
5.5. Tambor: .....	147
5.5.3. Cálculo del tambor: .....	147
5.5.3.1. Cálculo de la longitud del tambor. ....	147
5.5.3.2. Cálculo del espesor del tambor.....	148
5.5.3.3. Cálculo del peso del tambor.....	150
5.5.3.4. Cálculo de las paredes del tambor.....	150
5.5.3.5. Dimensionar el eje del tambor.....	151
5.5.3.6. Acople barrilete.....	151
5.5.3.7. Fijaciones del cable al tambor.....	154
5.6. Motor: .....	156
5.6.3. Elección de nuestro motor.....	156
5.7: Reductor.....	159
5.7.1. Engranajes.....	159
5.7.2. Ejes.....	165
5.7.3: Rodamientos.....	222
5.7.4: Uniones de los engranajes con los ejes.....	231
5.7.B. Motor: .....	240
5.7.B.1 Cálculo de pesos del reductor:.....	241
5.7.B.2 Cálculo de inercias: .....	244
5.8. Freno: .....	246
5.8.3. Cálculo y selección de freno.....	246

6. Estructura del carro.....	248
6.1. Medidas finales para nuestro carro: .....	248
6.2. Cálculos y dimensiones de nuestros perfiles estructurales: .....	250
6.2.1. Travesaños 1 y 3:.....	250
6.2.2. Travesaño 2 (Polea de compensación):.....	252
6.2.3. Cálculos para el larguero (Reductora más la cuarta parte de la carga): .....	254
6.3. Cálculo de la soldadura de nuestra estructura: .....	256
6.3.1. Soldadura del travesaño 1 y 3 con el larguero: (Cálculo a flexión). .....	256
6.3.2. Soldadura del travesaño 2 con el larguero (Cálculo a flexión):.....	261
6.4. Cálculo de la soldadura de nuestra estructura: .....	266
6.4.1. Cálculo de la traviesa.....	266
6.4.2. Cálculo del espesor del soporte de la polea.....	268
6.4.3. Cálculo del tipo y del número de tornillos (Cálculo a flexión). .....	268
7. Solidworks. ....	270
Caso 1.1: Nuestro caso base calculado .....	270
Caso 1.2 Rigidizadores por fuera del IPE 270.....	271
Caso 1.3. Rigidizadores por fuera y dentro del IPE 270 .....	271
Caso 1.4. Rigidizadores mas nervios en el travesaño 2.....	272
Caso 2. Tubo rectangular hueco:.....	273
Caso 3. Nuestro caso base, pero con una IPE 180. ....	274
Caso 4.1. Nuestro caso base, pero con una IPE 200 .....	275
Caso 4.2. Rigidizadores dentro y fuera de nuestra IPE270 (como en el caso 1.3.) .....	275
Caso 4.3. Rigidizadores en nuestra IPE270 mas nervios en travesaño 1. ....	276
Ejemplos de rigidizadores en estructuras: .....	276
Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección .....	277
5. Cálculo de componentes. ....	277
5.2. Cable.....	277
5.2.1. Datos del fabricante .....	277
5.2.2. Catálogo de selección:.....	277
5.3. Polea.....	278
5.3.1. Datos del fabricante .....	278
5.3.2. Catálogo de selección.....	278
5.4. Aparejo. ....	279
5.4.1. Datos del fabricante .....	279

5.4.2. Catálogo de selección.....	279
5.5. Tambor.....	280
5.5.1. Datos del fabricante.....	280
5.5.2. Catálogo de selección.....	280
5.6. Motor.....	281
5.6.1. Datos del fabricante.....	281
5.6.2. Catálogo de selección.....	281
5.7. Reductor.....	282
5.7.1. Engranajes.....	282
5.7.1.1. Datos del fabricante:.....	282
5.7.1.2. Catálogo de selección:.....	282
5.7.3. Rodamientos.....	283
5.7.3.1. Datos del fabricante:.....	283
5.7.3.2. Catálogo de selección:.....	283
5.7.4. Chavetas.....	289
5.7.4.1. Datos del fabricante:.....	289
5.7.4.2. Catálogo de selección:.....	289
5.7.B. Comprobación del motor.....	296
5.7. B.1. Datos del fabricante.....	296
5.7. B.2. Catálogo de selección.....	296
5.8. Freno.....	297
5.8.1. Datos del fabricante.....	297
5.8.2. Catálogo de selección.....	297
6. Estructura.....	301
6.2. Cálculo y dimensiones de nuestros perfiles.....	301
6.2.A. Datos del fabricante.....	301
6.2.B. Catálogo de selección.....	301
6.2.1. Travesaños 1 y 3. (60X40X3).....	301
6.2.2. Travesaño 2. (IPE 100).....	302
6.2.3. Largueros. (IPE 240).....	302
6.4 Cálculo de tornillos entre el soporte de la polea de compensación y el travesaño 2.....	303
6.4.3. Cálculo de tornillos del soporte de la polea de compensación y el travesaño 2. ...	303
6.4.3.1. Datos del fabricante:.....	303
6.4.3.2. Catálogo de selección:.....	303

Anexo IV: Tablas utilizadas .....	307
4.Datos, selección de puente y clasificación según normativa.....	307
4.2. Tipo de grúa.....	307
4.3.4 Normativa equivalente a la Norma 58112:1991 .....	308
5. Cálculo de componentes.....	309
5.1. Gancho. ....	309
5.1.2: Tipos de ganchos, esfuerzos y normativa. ....	309
5.1.3. Selección del gancho. ....	309
5.2. Cable.....	310
5.2.5 Selección de cable. ....	310
5.3. Polea.....	310
5.3.3. Esfuerzos en la polea y normativa empleada: .....	310
5.4. Aparejo.....	312
5.4.3. Cálculo de travesía de poleas, comprobación:.....	312
5.5. Tambor. ....	312
5.5.3.6. Acople barrilete (Eje-Tambor).....	312
5.5.3.7. Fijaciones del cable al tambor.....	312
5.7. El reductor.....	313
5.7.1 Engranajes.....	313
5.7.2 Ejes .....	317
6. Estructura.....	319
6.2: Cálculo y dimensiones de nuestros perfiles.....	319
6.2.1, 6.2.2 y 6.2.3. Travesaños 1 y 3., Travesaño 2 y Largueros. ....	319
6.4. Unión atornillada a nuestro travesaño 2. ....	320
6.4.3. Cálculo del tipo y número de tornillos (Cálculo a flexión). ....	320
Anexo V: Planos.....	321
5. Cálculo de componentes.....	321
5.7.2. Ejes (Planos). ....	321

## Tabla de ilustraciones

Ilustración 1 (Imagen general de un puente grúa).....	21
Ilustración 2 (Tipos de grúas) .....	22
Ilustración 3 (Tipos de movimientos).....	23
Ilustración 4 (Polipasto monorraíl).....	25
Ilustración 5 (Carro polipasto).....	25
Ilustración 6 (Carro abierto) .....	25
Ilustración 7 (Fabricante DEMAG).....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 8 (Componentes del sistema de elevación) .....	34
Ilustración 9. Esfuerzos en el gancho simple. ....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 10. Partes del cable. ....	36
Ilustración 11. Cordones, alambres y almas. ....	36
Ilustración 12. Polea ejemplo.....	40
Ilustración 13. Partes del aparejo de doble traviesa.....	41
Ilustración 14. Partes de nuestro reductor .....	51
Ilustración 15. Cilíndricos de dientes rectos .....	52
Ilustración 16. Cilíndricos de dientes helicoidales .....	52
Ilustración 17. Cónicos de dientes rectos .....	52
Ilustración 18. Tornillo sin-fin y rueda helicoidal .....	52
Ilustración 19. Cargas en transmisión .....	53
Ilustración 20. Fuerzas en nuestro eje A, plano XY. ....	57
Ilustración 21. Fuerzas en nuestro eje A, plano XZ. ....	57
Ilustración 22. Eje A final.....	59
Ilustración 23. Eje A con medidas. ....	60
Ilustración 24. Eje A más engranajes 2 y 3. ....	60
Ilustración 25. Eje B final. ....	61
Ilustración 27. Eje B más engranajes 4 y 5. ....	62
Ilustración 28. Eje C final. ....	63
Ilustración 29. Eje C más engranaje 6 y tambor.....	64
Ilustración 30. Partes de un rodamiento.....	65
Ilustración 31. Rodamiento radial de bolas. ....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 32. Rodamiento de rodillos a rótula.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 33. Rodamiento de rodillos cilíndricos.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 34. Rodamiento de rodillos cónicos. ....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 35. Chaveta ejemplo.....	69
Ilustración 36. Fuerzas y tensiones en una unión con chaveta.....	70
Ilustración 37. Tipos de frenos. ....	75
Ilustración 38. Parámetros de un freno de zapata externa. ....	76
Ilustración 39. Dibujo con dimensiones de los componentes de nuestro sistema de elevación. 78	
Ilustración 40. Partes de nuestro carro.....	79
Ilustración 41. Dimensiones finales de nuestro carro.....	80
Ilustración 42. Cargas de nuestros travesaños 1 y 3.....	81
Ilustración 43. Cargas de nuestro travesaño 2.....	82
Ilustración 44. Cargas de nuestro larguero. ....	84
Ilustración 44. Soldadura travesaños 1 y 3 con larguero. ....	85

Ilustración 46. Esfuerzos de la sección abatida.....	86
Ilustración 47. Valores de área de sección abatida.....	86
Ilustración 48. Valores tensiones normales. ....	86
Ilustración 49. Valores tensiones cortantes.....	86
Ilustración 50. Cordón superior.....	87
Ilustración 51. Cordón inferior. ....	87
Ilustración 52. Tensiones cordón superior.....	87
Ilustración 53. Tensiones cordón inferior. ....	87
Ilustración 54. Soldadura travesaño 2 con larguero. ....	88
Ilustración 55. Cargas de la traviesa de la polea de compensación.....	89
Ilustración 56. Traviesa, soporte de polea y unión con el travesaño 2 (tornillos). ....	91
Ilustración 57. Caso 1.1, nuestro caso base. ....	92
Ilustración 58. Caso 1.2.Rigidizadores por fuera de la IPE 270. ....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 59. Caso 1.3 Rigidizadores por fuera y por dentro de la IPE 270.	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 60. Caso 1.4. Rigidizadores mas nervios en el travesaño 2.	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 61. Caso 2. Tubo rectangular hueco.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 62. Caso 3. Viga IPE 180.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 63. Caso 4.1. Caso base, con viga IPE 200. ....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 64. Caso 4.2. Rigidizadores dentro y fuera de la IPE270.	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 65. Caso 4.3. Rigidizadores en la IPE270 más nervios en el travesaño 1. ....	93
Ilustración 66. Cruce de vigas IPE mas soldadura. ....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 67. Placa atornillada entre vigas IPE. ....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Ilustración 68. Sistema de traslación del carro, partes 1. ....	94
Ilustración 69. Sistema de traslación del carro, partes 2. ....	94
Ilustración 70. Estructura general del puente grúa.....	95
Ilustración 71. Sistema de traslación del puente. ....	95
Ilustración 72. Esquema de cálculo de los sistemas y estructuras de un puente grúa. ....	97
Ilustración 73. Distribución de los ramales. ....	140
Ilustración 74. Cargas transmitidas a la traviesa de la polea. ....	145
Ilustración 75. Diagrama de cortantes de la polea de compensación. ....	145
Ilustración 76. Diagrama de momentos flectores de la polea de compensación.....	145
Ilustración 77. Distribución de las espiras en el tambor. ....	147
Ilustración 78. Cargas soportadas por el tambor.....	148
Ilustración 79. Diagrama de cortantes para el cálculo del espesor del tambor.....	149
Ilustración 80. Diagrama de momentos flectores para el cálculo del espesor del tambor. ....	149
Ilustración 81. Montaje final del acople de barrilete según catálogo.....	153
Ilustración 82. Fuerzas de nuestro eje A, plano XY. ....	166
Ilustración 83. Diagrama de Axiles del plano XY. ....	167
Ilustración 84. Diagrama de Cortantes del plano XY.....	167
Ilustración 85. Diagrama de Momentos Flectores del plano XY. ....	167
Ilustración 86. Fuerzas en nuestro eje A, plano XZ. ....	167
Ilustración 87. Diagrama de Cortantes del plano XZ.....	168
Ilustración 88. Diagrama de Momentos Flectores del plano XZ. ....	168

Ilustración 89. Reducción eje A, lado izquierdo, plano XY. ....	169
Ilustración 90. Reducción eje A, lado izquierdo, plano XZ. ....	170
Ilustración 91. Reducción eje A, lado derecho, plano XY. ....	173
Ilustración 92. Reducción eje A, lado derecho, plano XZ. ....	173
Ilustración 93. Reducción eje A, lado derecho (2º), plano XY. ....	176
Ilustración 94. Reducción eje A, lado derecho (2º), plano XZ. ....	177
Ilustración 95. Fuerzas en nuestro eje B, plano XY. ....	181
Ilustración 96. Diagramas de Axiles del plano XY. ....	181
Ilustración 97. Diagramas de Cortantes del plano XY. ....	182
Ilustración 98. Diagramas de Momentos Flectores del plano XY. ....	182
Ilustración 99. Fuerzas en nuestro eje B, plano XZ. ....	182
Ilustración 100. Diagramas de Cortantes del plano XZ. ....	183
Ilustración 101. Diagramas de Momentos Flectores, plano XZ. ....	183
Ilustración 102. Reducción eje B, lado izquierdo, plano XY. ....	184
Ilustración 103. Reducción eje B, lado izquierdo, plano XZ. ....	185
Ilustración 104. Reducción eje B, lado izquierdo (2º), plano XY. ....	187
Ilustración 105. Reducción eje B, lado izquierdo (2º), plano XZ. ....	188
Ilustración 106. Reducción eje B, lado derecho, plano XY. ....	191
Ilustración 107. Reducción eje B, lado derecho, plano XZ. ....	192
Ilustración 108. Reducción eje B, lado derecho (2º), plano XY. ....	194
Ilustración 109. Reducción eje B, lado derecho (2º), plano XZ. ....	195
Ilustración 110. Fuerzas en nuestro eje C, plano XY. ....	199
Ilustración 111. Diagramas de Axiles del plano XY. ....	199
Ilustración 112. Diagramas de Cortantes del plano XY. ....	199
Ilustración 113. Diagramas de Momentos Flectores del plano XY. ....	200
Ilustración 114. Fuerzas en nuestro eje C, plano XZ. ....	200
Ilustración 115. Diagramas de Cortantes del plano XZ. ....	200
Ilustración 116. Diagramas de Momentos Flectores del plano XZ. ....	201
Ilustración 117. Reducción eje C, lado izquierdo, plano XY. ....	202
Ilustración 118. Reducción eje C, lado izquierdo, plano XZ. ....	203
Ilustración 119. Reducción eje C, lado izquierdo (2º), plano XY. ....	205
Ilustración 120. Reducción eje C, lado izquierdo (2º), plano XZ. ....	206
Ilustración 121. Reducción eje C, lado izquierdo (3º), plano XY. ....	209
Ilustración 122. Reducción eje C, lado izquierdo (3º), plano XZ. ....	209
Ilustración 123. Reducción eje C, lado derecho, plano XY. ....	212
Ilustración 124. Reducción eje C, lado derecho, plano XZ. ....	213
Ilustración 125. Reducción eje C, lado derecho (2º), plano XY. ....	215
Ilustración 126. Reducción eje C, lado derecho (2º), plano XZ. ....	216
Ilustración 127. Reducción eje C, lado derecho (3º), plano XY. ....	218
Ilustración 128. Reducción eje C, lado derecho (3º), plano XZ. ....	219
Ilustración 129. Reacciones en los puntos 1 y 4 del eje A, Plano XY. ....	222
Ilustración 130. Reacciones en los puntos 1 y 4 del eje A, Plano XZ. ....	222
Ilustración 131. Reacciones en los puntos 1 y 4 del eje B, plano XY. ....	225
Ilustración 132. Reacciones en los puntos 1 y 4 del eje B, plano XZ. ....	225
Ilustración 133. Reacciones en los puntos 1 y 4 del eje C, plano XY. ....	227
Ilustración 134. Reacciones en los puntos 1 y 4 del eje C, plano XZ. ....	228

Ilustración 135. Dimensiones de los componentes de nuestro sistema de elevación. ....	248
Ilustración 136. Dimensiones finales de nuestro carro.....	249
Ilustración 137. Cargas de nuestros travesaños 1 y 3.....	250
Ilustración 138. Diagrama de cortantes de los travesaños 1 y 3. ....	251
Ilustración 139. Diagrama de momentos flectores de los travesaños 1 y 3. ....	251
Ilustración 140. Cargas de nuestro travesaño 2.....	252
Ilustración 141. Diagramas de cortantes del travesaño 2.....	253
Ilustración 142. Diagramas de momentos flectores del travesaño 2. ....	253
Ilustración 143. Cargas de nuestro larguero. ....	255
Ilustración 145. Diagramas de cortantes del larguero. ....	255
Ilustración 144. Diagrama de momentos flectores del larguero. ....	255
Ilustración 146. Soldadura travesaños 1 y 3 con larguero. ....	256
Ilustración 147. Esfuerzos de la sección abatida.....	257
Ilustración 148. Valores de área de la sección abatida.....	257
Ilustración 149. Valores de las tensiones normales.....	257
Ilustración 150. Valores de las tensiones cortantes.....	258
Ilustración 151. Cordón superior. ....	258
Ilustración 152. Cordón inferior. ....	258
Ilustración 153. Tensiones del cordón superior.....	259
Ilustración 154. Tensiones del cordón inferior. ....	259
Ilustración 155. Soldadura travesaño 2 con larguero. ....	261
Ilustración 156. Esfuerzos de la sección abatida.....	261
Ilustración 157. Valores de área de sección abatida.....	262
Ilustración 158. Valores tensiones normales. ....	262
Ilustración 159. Valores tensiones cortantes.....	263
Ilustración 160. Cordón superior. ....	263
Ilustración 161. Cordón inferior. ....	263
Ilustración 162. Tensiones cordón superior.....	264
Ilustración 163. Tensiones cordón inferior. ....	264
Ilustración 164. Cargas de la traviesa de la polea de compensación.....	266
Ilustración 165. Diagrama de cortantes de la polea de compensación. ....	267
Ilustración 166. Diagramas de momentos flectores de la polea de compensación. ....	267
Ilustración 167. Medidas del eje A.....	322
Ilustración 168. Medidas del eje B. ....	323
Ilustración 169. Medidas del eje C. ....	324

## Tablas utilizadas

Tabla 1 (Datos de la nave).....	26
Tabla 2 (Elección del mecanismo de elevación).....	27
Tabla 3 (Ejemplo de aplicación de normativa equivalente).....	31
Tabla 4 (Tabla con velocidades de elevación).....	32
Tabla 5 (Resumen de datos para calcular los componentes).....	33
Tabla 6. Cálculo del diámetro del cable. ....	37
Tabla 7.Cálculo de la carga mínima a rotura del cable. ....	38
Tabla 8. Selección del diámetro del cable.....	38
Tabla 9. Normativa de cálculo para polea y tambor. ....	38
Tabla 10. Selección de la polea. ....	40
Tabla 11. Propiedades del material para la travesía de la polea. ....	42
Tabla 12. Medidas del eje o travesía de polea.....	43
Tabla 13. Datos del acoplamiento de barrilete.....	46
Tabla 14. Propiedades del motor seleccionado. ....	49
Tabla 15. Momentos y velocidades angulares en los ejes. ....	50
Tabla 16. Datos iniciales de los engranajes 1 y 2. ....	54
Tabla 17. Datos iniciales engranajes 3 y 4.....	55
Tabla 18. Datos iniciales engranajes 5 y 6.....	55
Tabla 19. Datos iniciales de nuestros engranajes. ....	56
Tabla 20. Materiales que intervienen en la unión. ....	71
Tabla 21. Resumen de las inercias en los ejes.....	74
Tabla 23. Medidas de nuestro aparejo. ....	89
Tabla 24. Valores de $Z_p$ y $C$ del mecanismo. ....	138
Tabla 25. Tabla de rendimientos en función de los ramales. ....	139
Tabla 26. Cálculo del diámetro del cable. ....	140
Tabla 27. Cálculo de la carga mínima a rotura del cable.....	141
Tabla 28. Ejemplos de composición de cables. ....	141
Tabla 29. Selección del cable en catálogo.....	141
Tabla 30. Selección del diámetro del cable.....	142
Tabla 31. Factores de selección de tambores y poleas.....	142
Tabla 32. Selección de la configuración de mi polea de compensación. ....	143
Tabla 33. Normativa de cálculo para polea y tambor. ....	143
Tabla 34. Propiedades del material para la travesía de poleas. ....	144
Tabla 35. Medidas del eje o travesía de la polea. ....	144
Tabla 36. Parámetros "s", "r" y "a" para el cálculo de la longitud del tambor. ....	147
Tabla 37. Datos del acoplamiento de barrilete.....	152
Tabla 38. Características técnicas de nuestro acople barrilete para el tambor.....	153
Tabla 39. Características técnicas de nuestro acople barrilete para el tambor.....	154
Tabla 40. Propiedades del motor seleccionado. ....	158
Tabla 41. Datos iniciales de los engranajes 1 y 2. ....	159
Tabla 42. Datos iniciales de los engranajes 3 y 4. ....	161
Tabla 43. Datos iniciales de los engranajes 5 y 6. ....	163
Tabla 44. Datos iniciales de nuestros engranajes. ....	165
Tabla 45. Datos iniciales de nuestros engranajes. ....	180

Tabla 46. Datos iniciales de nuestros engranajes. ....	198
Tabla 47. Propiedades de los materiales (Engranaje 2, Eje A y Chaveta). ....	231
Tabla 48. Propiedades de los materiales (Engranaje 3, Eje A y Chaveta). ....	233
Tabla 49. Propiedades de los materiales (Engranaje 4, Eje B y Chaveta). ....	236
Tabla 50. Propiedades de los materiales (Engranaje 5, Eje B y Chaveta). ....	236
Tabla 51. Propiedades de los materiales (Engranaje 6, Eje C y Chaveta). ....	238
Tabla 52. Velocidades e inercias en los ejes. ....	246
Tabla 53. Medidas de nuestro aparejo. ....	266
Tabla 54. Catálogo de selección del cable (UNITEX S.L.).....	277
Tabla 55. Catálogo de selección de la polea (GOSAN S.A.) .....	278
Tabla 56. Catálogo de selección de nuestro aparejo (GOSAN S.A.) .....	279
Tabla 57. Catálogo de selección de nuestro acople barrilete (GOSAN S.A.).....	280
Tabla 58. Catálogo de selección de nuestro motor (Roydisa S.A.).....	281
Tabla 59 Características de nuestro catálogo. ....	282
Tabla 60. Diámetros de mis engranajes. ....	282
Tabla 61. Rodamiento A. Rodillo cónico (FAG 30311 A). ....	284
Tabla 62. Rodamiento B. Rodillos rígido de bolas (FAG 6207). ....	285
Tabla 63. Rodamiento C. Rodillos cónicos (FAG 32214 A). ....	286
Tabla 64. Rodamiento D. Rodillos cilíndricos (NJ 2315ETVP2).....	287
Tabla 65. Rodamientos E y F. Rodillos rígidos de bolas (FAG 6418 M y FAG 6417 M).....	288
Tabla 66. Propiedades mi chaveta DIN 6885. ....	289
Tabla 67. Chavetas. 1º página del catálogo de OPAC .....	290
Tabla 68. Chavetas. 2º página del catálogo de OPAC .....	291
Tabla 69. Chavetas. 3º página del catálogo de OPAC. ....	292
Tabla 70. Chavetas. 4º página del catálogo de OPAC. ....	293
Tabla 71. Chavetas. 5º página del catálogo de OPAC. ....	294
Tabla 72. Chavetas. 6º página del catálogo de OPAC. ....	295
Tabla 73. Motor, tiempo máximo de respuesta del motor seleccionado.....	296
Tabla 74. Freno. 1º página del catálogo de Vulkan.....	298
Tabla 75. Freno. 2º página del catálogo de Vulkan.....	299
Tabla 76. Freno. 3º página del catálogo de Vulkan.....	300
Tabla 77. Perfiles, catálogo de travesaños 1 y 3. ....	301
Tabla 78. Perfiles, catálogo del travesaño 2.....	302
Tabla 79. Perfiles, catálogo de los largueros.....	302
Tabla 80. 1º página catálogo, unión soporte de la polea de compensación y el travesaño 2..	304
Tabla 81. 2º página catálogo, unión soporte de la polea de compensación y el travesaño 2..	305
Tabla 82. 3º página catálogo, unión soporte de la polea de compensación y el travesaño 2..	306
Tabla 83 (Inspección oficial en función de los años).....	308
Tabla 84. Selección de gancho. ....	309
Tabla 85. Selección de Zp y C. ....	310
Tabla 86. Normativa de poleas 1.....	310
Tabla 87. Normativa de poleas 2.....	310
Tabla 88. Normativa de poleas 3.....	311
Tabla 89. Equivalencia de los aceros según normativas. ....	312
Tabla 90. Acople barrilete, tabla de selección de K. ....	312
Tabla 91. Propiedades mecánicas de los tornillos en la unión cable-tambor.....	312

Tabla 92. Engranajes, factores de servicio y factores dinámicos.....	313
Tabla 93. Engranajes, factor de forma y coeficiente de rigidez.....	314
Tabla 94. Engranajes, tabla materiales engranajes 1.....	315
Tabla 95. Engranajes, tabla materiales engranajes 2.....	316
Tabla 96. Engranajes, tabla materiales engranajes 3.....	317
Tabla 97. Concentradores de tensión para esfuerzos axiles.....	317
Tabla 98. Concentradores de tensión para momentos flectores.....	318
Tabla 99. Concentradores de tensión para momentos torsores.....	318
Tabla 100. Módulos resistentes en función con los perfiles seleccionados.....	319
Tabla 101. Propiedades mecánicas de los tornillos y piezas análogas.....	320

# Memoria

## 1. Introducción

Antes de meternos de lleno en lo que consiste este proyecto empezaremos comentando como ha sido el desarrollo histórico de los aparatos de elevación y transporte que utilizamos en el día a día, como pueden ser los ascensores, los teleféricos o las grúas.

### Edad Antigua.

En el 2820 a.C. aparecieron las primeras fibras resistentes a partir de la planta del cáñamo, que posteriormente se sustituirían por los cables de acero.

Más adelante sobre el 2200 a. C. en el antiguo Egipto y con la construcción de las pirámides surgieron las palancas, las poleas, los rodillos y los planos inclinados. Esta mecánica aplicada se fundamentaba en estos cuatro elementos, dando origen a pequeños sistemas mecánicos como el shadoof.

Hacia el 1500 a.C. la rueda empieza a usarse en las poleas de cable en Egipto y Mesopotamia y posteriormente los griegos harán una descomposición de fueras para dar origen a los conocidos polipastos y a la polea compuesta que será muy importante en los aparatos de elevación posteriores.

Tres inventores griegos, que vivieron en el siglo III y siglo II a. C. merecen ser nombrados por sus contribuciones a los sistemas de elevación:

Ctesibio: Creador de los cilindros con émbolo, rueda dentada y muelles de bronce y con todo lo que tenía que ver con la hidráulica.

Arquímedes: Descubrió el tornillo sin fin y desarrolló un dispositivo elevador.

Herón de Alejandría: Inventor de la polea compuesta y describió los trenes de engranajes.

En esta etapa en Roma ya era conocido el ascensor instalado en el Palacio de Nerón y en Pompeya fueron encontrados los primeros cables metálicos.

### Edad Media.

Este periodo comprende desde la caída del Imperio Romano en el año 476 hasta el 1492 con el descubrimiento de América.

Con el desarrollo de la industria y la navegación se contribuyó a mejorar todo tipo de máquinas.

El gran inventor de esta época fue Leonardo Da Vinci que inventó una serie de elementos como los engranajes helicoidales, cojinetes de rodillos y bolas y rodamientos axiales. También creó alguna grúa móvil para ayudar a las labores de construcción.

En el siglo XI en Rusia empiezan a verse algunas grúas y en el siglo XV en Alemania se crea la grúa Trier.

### Edad Moderna.

Apenas hay avances en la mecánica en estos dos siglos, pero sí que surgen gran diversidad de grúas como las grúas simples en voladizo en los muelles de descarga y alguna grúa interesante como la creada en Augsburgo (Alemania) que consistía en una columna de madera mantenida por cuatro tirantes y que contenía un tambor en el sistema de elevación.

### Edad Contemporánea.

Del siglo XVIII hasta hoy, hay bastantes avances, como por ejemplo en EEUU aparece el primer elevador que años más tarde derivará en el primer ascensor.

Un momento muy importante fue cuando James Watt inventó la máquina de vapor ya que pasó esta forma de energía a usarse en los sistemas de elevación.

En 1845 se diseñó el primer ascensor hidráulico para elevar cargas y en 1850 se utilizaron por primera vez los montacargas movidos por vapor.

En 1857 en unos grandes almacenes estadounidenses se instaló el primer ascensor público.

Para estos años también estaban surgiendo los primeros teleféricos en Inglaterra y Alemania e internacionalmente en Argentina, China y África oriental, al principio para transportar materiales y posteriormente personas. En 1880 se fundan las primeras firmas de construcción de teleféricos.

En EEUU al final del siglo XIX y con la obsesión de la construcción de altos edificios se utiliza por primera vez el ascensor hidráulico, luego también se compondrá de un cilindro que accionaba un sistema de poleas.

Al haber desaparecido la limitación de altura de los edificios por su construcción en estructuras de acero, el ascensor hidráulico fue perdiendo prioridad ya que consistía en un complicado y costoso equipo de bombeo y al aumentar las alturas de los edificios se encarecían los costes.

Al haberse aplicado la energía eléctrica de forma reciente empezaron a verse los primeros ascensores eléctricos.

El técnico Guyenet a finales de siglo XIX creó un moderno carro puente grúa, por el cual con las aplicaciones de la electricidad accionaba los mecanismos de maniobra para la elevación de la carga y el accionamiento del freno.

El primer ascensor eléctrico es de 1889, se sustituyó el ascensor impulsado por vapor por uno con un motor de corriente continua, posteriormente se utilizaron con polea de tracción y siguieron mejorándose ya que tenían menos coste de instalación, hasta el día de hoy.

Para resumir, diremos que los avances mecánicos se hicieron hace miles de años en la edad antigua, como fueron las poleas, las palancas, pero que posteriormente fueron formando parte de mecanismos más complejos como pequeñas grúas, teleféricos...y se mejoraron con los sistemas hidráulicos y motores eléctricos hasta nuestros días que sus novedades y mejoras se basan en la electrónica, los sistemas de control y los nuevos materiales.

## 2. Objetivo

Habiendo visto ya el origen de las máquinas de transporte y elevación pasaremos a centrarnos en lo que compete a este proyecto y es el cálculo y diseño del sistema de elevación de un puente grúa de 16 toneladas, que no deja de ser una de las máquinas de transporte de las comentadas en el apartado uno (la introducción) pero que se usa sobre todo en los interiores de las naves industriales para elevar y transportar todo tipo de mercancía.

Los movimientos que realiza un puente grúa son tres: longitudinal, transversal y vertical. En el punto 3 de este proyecto pasaremos a explicarlos.

Una vez nombrado el puente grúa y sus tipos de movimientos nos centraremos primero en la búsqueda de la definición de un puente grúa, miraremos los componentes que lo constituyen y tipos de puente grúa, para posteriormente con nuestros datos de partida de la nave y nuestra normativa hacer un cálculo analítico de las partes de la grúa, es decir de los componentes.

Una vez hecho un cálculo analítico del sistema de elevación y del carro (que es la estructura donde se apoyan todos estos componentes) haremos una simulación con la herramienta de Solidworks, veremos si realmente cumplen con los materiales empleados y si no cumplen pasaremos a recalcular alguna parte o si por el contrario cumplen podemos optimizar alguna parte de algún eje y ahorrarnos material.

Como el enunciado de nuestro proyecto dice es el cálculo y diseño de un sistema de elevación entonces de los tres movimientos que hemos dicho que tiene un puente grúa, nosotros pasaremos a analizar el vertical, por lo tanto, nuestro sistema de elevación se compondrá de un aparejo, cable, tambor, un reductor (el cual contendrá los engranajes, ejes, rodamientos y elementos de unión), un freno y un motor. Todos estos elementos los calcularemos y diseñaremos en este proyecto y como hemos dicho los simularemos en el Solidworks y trataremos de optimizarlos en lo que sea posible.

Por último, al final del proyecto en nuestros anexos, haremos referencia a la normativa empleada, los cálculos que habremos realizado y a los catálogos donde hemos seleccionado algunas de nuestras piezas, ya que algunas son de origen comercial.

## 3. Puente grúa

### 3.1 Definición, tipos de grúas y tipos de movimientos del puente grúa.

#### 3.1.1: Definición.

Un puente grúa es un tipo de grúa que se utiliza en fábricas e industrias, para subir y desplazar cargas pesadas, permitiendo la movilidad de las piezas de forma horizontal y vertical.

El puente grúa se compone de un par de rieles paralelos ubicados a gran altura sobre los laterales de la nave con un puente metálico (viga) desplazable que cubre el espacio entre ellas. El polipasto o carro es el dispositivo de izaje de la grúa, se desplaza junto con el puente sobre el cual se encuentra, el polipasto a su vez se encuentra alojado sobre un carro y este a su vez sobre unos rieles o carriles que le permite moverse para ubicarse entre dos vigas principales.

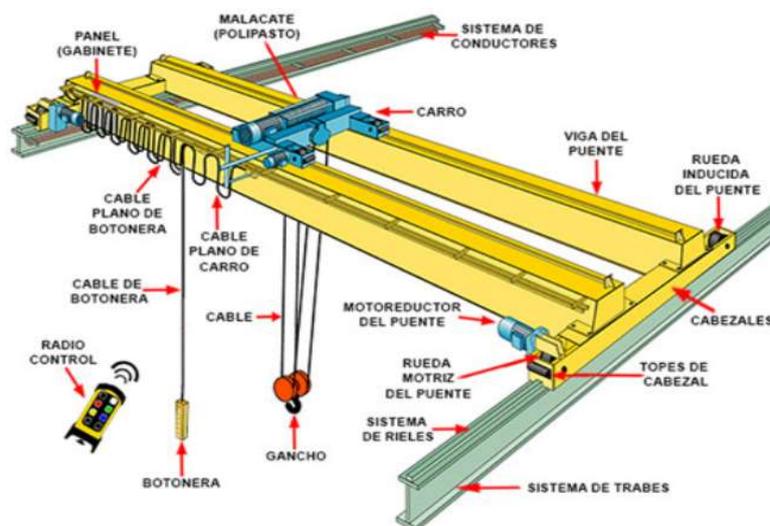
Si el puente grúa se encuentra rígidamente sostenido por dos o más patas que se desplazan sobre rieles fijados a nivel del piso, entonces se lo denomina grúa pórtico (veremos en 3.1.2).

Las aplicaciones de estas grúas es que a diferencia de las grúas móviles o de construcción, son utilizadas en fábricas industriales estando limitadas a operar donde se encuentran instaladas.

El uso de este tipo de grúa se aplica en las diferentes industrias:

- Industria del acero: para mover productos terminados, tal como, bobinas, caños y vigas, y para su almacenamiento.
- Industria del cemento: para la fabricación de caños, postes, vigas, entre otros.
- Industria del automóvil y de maquinarias pesadas: para el manejo de materias primas y en otros casos para el ensamblado de grandes piezas.
- Fábricas de papel: casi todas las utilizan para el mantenimiento regular..

En la siguiente imagen vemos un puente grúa con algunos de sus componentes.

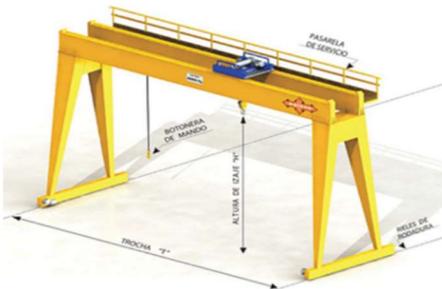


*Ilustración 1 (Imagen general de un puente grúa)*

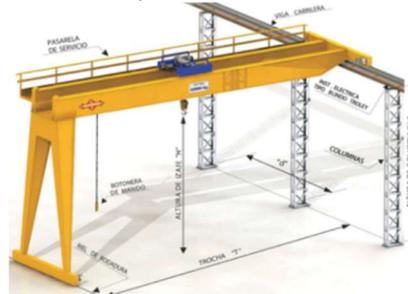
### 3.1.2: Tipos de grúas.

Aquí mostraremos algunas de las que hoy en día se usan.

A) Grúa pórtico



B) Grúa semi pórtico



C) Grúa consola



D) Grúa giratoria columna/ grúa de plumas



E) Grúa giratoria de plataforma



F) Grúa portacontenedores



G) Grúa torre



H) Vehículos grúa



Ilustración 2 (Tipos de grúas)

Los ascensores, teleféricos que hemos comentado antes en la introducción también son parte de la ingeniería del transporte, pero no las consideramos grúas como los anteriores.

### 3.1.3: Tipos de movimientos del puente grúa.

El puente grúa realiza movimientos en las tres dimensiones y por consiguiente es capaz de llegar a cualquier zona de nuestra nave industrial.

1. **Movimiento longitudinal:** que se lleva a cabo mediante la translación de la viga principal o el puente a través de los carriles elevados, la rodadura es por medio de unas ruedas metálicas sobre los carriles también metálicos.
2. **Movimiento transversal:** se realiza mediante el desplazamiento de un polipasto o carro sobre uno o dos carriles dispuestos sobre la viga principal. Como en el caso anterior la rodadura es tipo acero-acero.
3. **Movimiento vertical:** se ejecuta a través del mecanismo de elevación: polipasto o carro y del que calcularemos todos sus elementos que lo contienen en este proyecto.

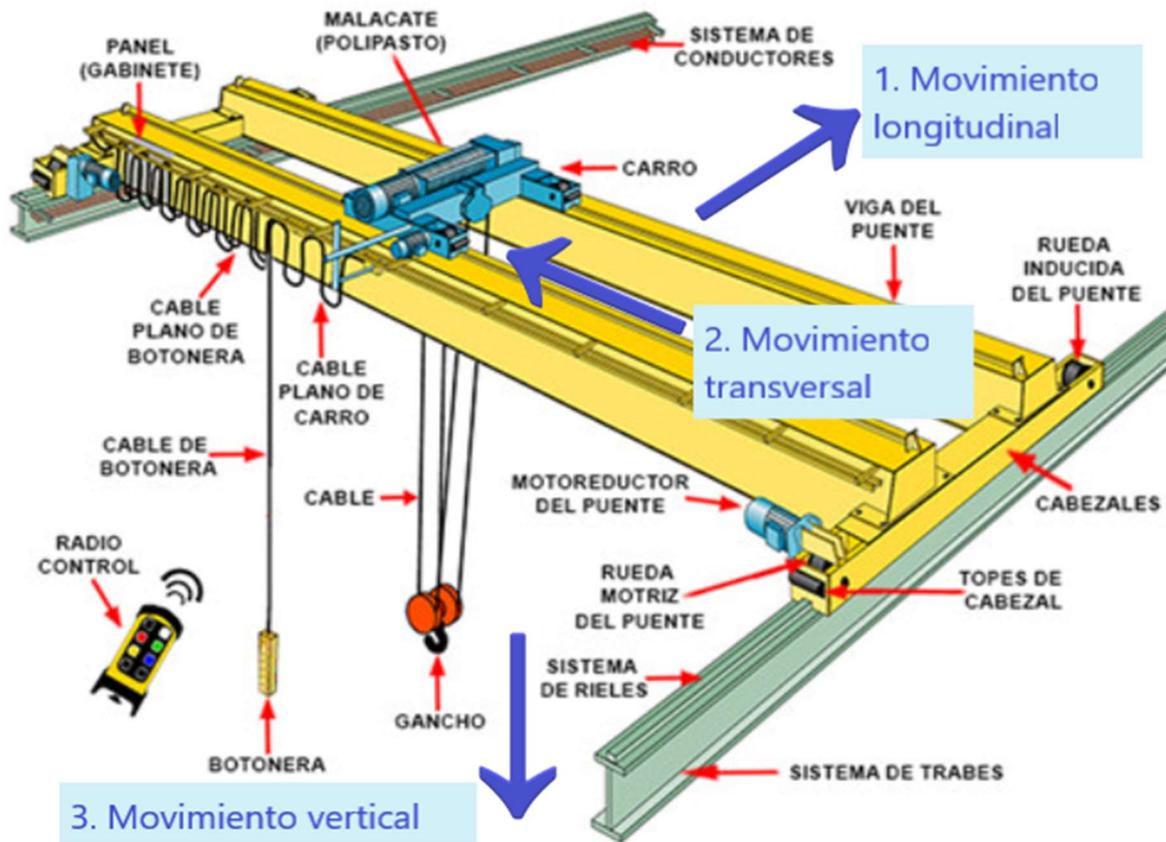


Ilustración 3 (Tipos de movimientos)

Este proyecto solo tratará el **movimiento vertical** que es el más complicado ya que contiene más elementos que los otros dos tipos de movimientos. Una vez visto la definición, los tipos de grúas y los movimientos que tiene el puente grúa, pasaremos a describir los componentes que forman el sistema de elevación de mi puente grúa, en los cuales se centra este proyecto al calcularlos, diseñarlos y elegirlos.

### 3.2 Componentes del sistema de elevación.

El sistema de elevación se va a componer de varios componentes y se podrán dividir en comerciales o diseñados.

Habrán componentes como por ejemplo el motor de elevación que necesitare calcular un par de parámetros como el momento y las revoluciones de giro pero que posteriormente elegiré de un fabricante como veremos en el punto 5, y en el punto de cálculos en el anexo, pero el motor se considerará como un componente comercial, a diferencia de un eje que también calcularé determinadas cosas, pero que luego mandaré a fabricar con las medidas que a mí me interesan.

- *Componentes comerciales:* Gancho, aparejo, cable, engranajes, chavetas, rodamientos, motor y freno. (Aparecerá los catálogos en el Anexo III: Catálogos del fabricante).
- *Componentes diseñados o no comerciales:* Tambor y ejes.

Aún nos quedan por ver los tipos de mecanismos de elevación (apartado 3.3) y la normativa aplicada (punto 4) pero nos podemos hacer la pregunta **por donde empezamos a calcular**, la verdad que la respuesta no es muy difícil es mejor empezar a calcular y a seleccionar componentes del sistema de elevación de abajo a arriba, es decir empezar por el gancho, cable, luego aparejo...después en el apartado de cálculos nos daremos cuenta que elegir un ancho de cable por ejemplo me influirá en el tambor y en el aparejo, así que tendré que calcular los componentes a veces en grupos, luego lo veremos pero empezaremos calculando y diseñando nuestro sistema de elevación del puente grúa de abajo a arriba como hemos dicho antes.

### 3.3 Tipos de mecanismos de elevación.

Siguiendo el libro de Antonio Miravete y Emilio Larrodé de los transportes en la ingeniería industrial vemos que clasifican en tres tipos de mecanismos de elevación:

1. El polipasto monorraíl: se caracteriza hacia el mínimo peso propio, por lo tanto, cubrirá el campo de manutención de cargas bajas. La translación a lo largo de la viga principal es de tipo manual. Figura 1.
2. El carro polipasto: se utiliza para cargas de nivel medio. La estructura resistente está compuesta por uno o dos travesaños en los cuales apoya los mecanismos de elevación o translación. La translación puede ser manual o eléctrica. Figura 2.
3. El carro abierto: es el mecanismo de elevación para cargas pesadas. Es capaz de soportar fuertes cargas verticales y de transmitir los esfuerzos generados por la carga útil a los rodillos de rodadura. Figura 3.

La elección del mecanismo es función de la capacidad de carga y de la luz del puente grúa, en el punto 4 de datos de este proyecto elegiremos el tipo de mecanismo de elevación.

En un carro ya sea polipasto (2) o abierto (3), existen dos velocidades de elevación:

1. Velocidad de elevación principal: Es la velocidad normal que lleva la carga o para cargas pequeñas.
2. Velocidad de precisión: es la velocidad que lleva la carga en los últimos metros o cuando se está manipulando cargas muy grandes.

En el punto 4 miraremos cuales son en nuestro caso estas velocidades.



Ilustración 4 (Polipasto monorraíl)



Ilustración 5 (Carro polipasto)



Ilustración 6 (Carro abierto)

## 4. Datos, selección de puente y clasificación según normativa

### 4.1 Datos de la nave

Habiendo visto como es nuestra grúa, sus movimientos y los componentes que forman el sistema de elevación, antes de calcular hay que partir de una serie de datos que serán la carga que necesito que levante mi puente grúa y las dimensiones de mi nave industrial donde quiero instalar el puente grúa.

Carga máxima	16 (toneladas)
Altura de la nave	15 (metros)
Altura máxima de elevación de la grúa	8 (metros)
Luz	20 (metros)
Longitud de la nave	25 (metros)

Tabla 1 (Datos de la nave)

La luz hará falta para calcular en el punto 4.2 el tipo de grúa, y la altura máxima de elevación en el punto 4.4. para seleccionar la velocidad de elevación.

En el apartado 4.5 de componentes, veremos un resumen de los datos y un pequeño dibujo orientativo de la nave con sus dimensiones.

## 4.2 Tipo de grúa

Hemos visto los tipos de mecanismos de elevación que eran el polipasto monorraíl, el carro polipasto o abierto, entonces, elegiremos el **carro abierto**, seleccionándolo de un fabricante.

El fabricante elegido es DEMAG que vemos que tienen diferentes tipos de mecanismos de elevación de puentes grúas. (Anexo IV: Tablas utilizadas, 4.2. Tipo de grúa).

La elección del mecanismo de elevación de un puente grúa es función de la capacidad de carga (toneladas, eje Y), y de la luz del puente grúa (metros, eje X).

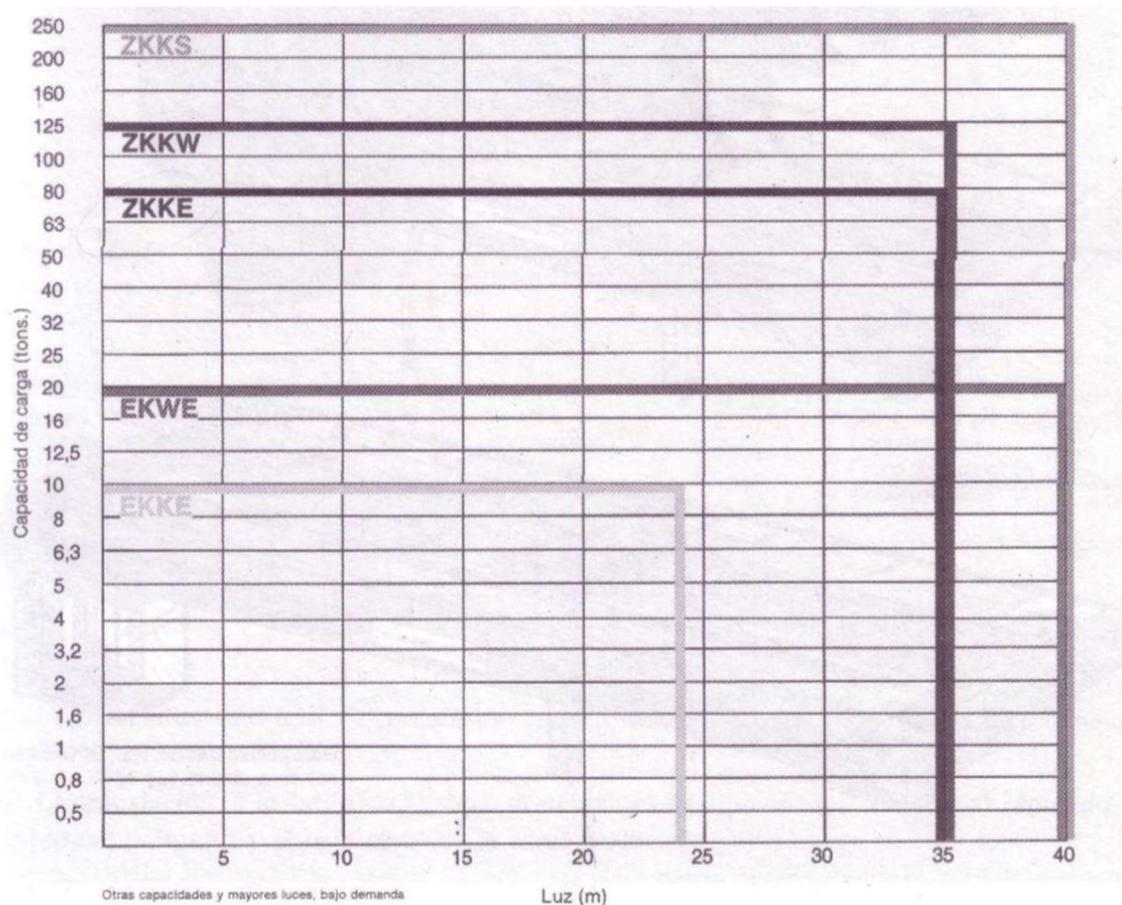


Tabla 2 (Elección del mecanismo de elevación)

Viendo los datos del apartado 4.1 que eran capacidad de carga de 16 toneladas y luz de 20 metros veo que podría seleccionar la de tipo EKWE, pero el libro de Los transportes en la ingeniería industrial de Antonio Miravete dice que cuando la carga sobrepasa las 4 toneladas es normal la disposición de doble viga principal, y además en una viga monorraíl tendría un momento torsor generado en la elevación de la carga adicional, por lo tanto, con la de tipo EKWE no cumplimos eso de la doble viga principal entonces elegiría la de **tipo ZKKE**.

Entonces mi tipo de grúa es una grúa de tipo ZKKE, de carro birrail, con dos vigas cajón (que son las más usadas y las que me da mi fabricante), capacidad de carga de hasta 80 toneladas y hasta 35 metros de luz, características que cumplen perfectamente mi demanda.

### 4.3 Clasificación según normativa

Para las velocidades de elevación veremos después que dependen de la clasificación de nuestro mecanismo así que empezaremos clasificando este, para posteriormente pasar al punto 4.4. y seleccionar las velocidades de elevación.

#### 4.3.1 Que son las normas técnicas

Son documentos que contienen especificaciones técnicas basadas en la experiencia y en el desarrollo tecnológico. Son el consenso entre todas las partes interesadas y afectadas en la actividad de la misma (fabricantes, consumidores...). Además, han de aprobarse por un Organismo de Normalización reconocido.

Los organismos que elaboran las normas son los organismos nacionales de normalización. En España es AENOR (Asociación Española de Normalización y Certificación), en Francia es AFNOR, en Alemania es DIN...La mayoría de estos organismos nacionales son miembros de ISO (Organismo Internacional de Normalización). Y en el ámbito europeo es el CEN (Comité Europeo de Normalización), el cual elabora las normas europeas EN.

La Universidad de Zaragoza tiene suscrita a través de NORWEB, la base de datos de AENOR, por medio de la cual se han consultado las siguientes normas UNE (una normal española).

#### 4.3.2 Clasificación según la UNE 58112-1:1991

Los aparatos de elevación hacen la función de levantar una serie de cargas dentro de los límites de su capacidad nominal, pero las condiciones de servicio pueden variar considerablemente dentro de una misma categoría de aparatos de elevación, por lo cual hay que hacer una clasificación del puente grúa aquí a tratar. (La norma completa se encuentra en el Anexo I: Normativas empleadas).

La norma que regula las grúas y aparatos de elevación es la UNE 58112-91 y se compone de varias partes.

- Parte 1: General
- Parte 3: Grúas torre
- Parte 4: Grúas pluma
- Parte 5: Grúas puente y grúas pórtico

La norma 58112-1:1991 (Parte 1) establece una clasificación en función del número de ciclos de maniobra y el coeficiente del espectro de cargas.

Esta clasificación tiene dos aplicaciones:

- Clasificación de un aparato completo: Al constructor y al comprador les interesa llegar a un acuerdo sobre las condiciones de servicio del aparato.
- Clasificación desde el punto de vista del diseño: Suministra al constructor del aparato una base para realizar su estudio de diseño y ver que el mecanismo cumpla la vida deseada.

#### 4.3.2.1: Clasificación de los aparatos completos en grupos

Los dos parámetros que se han de tener en cuenta para determinar el grupo al que pertenece un aparato son: la clase de utilización y el espectro de carga.

- A. Clase de utilización:** espera que el aparato cumpla un número de ciclos determinada y va ligado al factor de utilización hay diez clases de utilización. Elegiremos un número máximo de ciclos de 250.000 así que nuestra clase de utilización será de **U4** (utilización regular en servicio ligero), (ver tabla 1 en Anexo I: Normativa, UNE 58112-1.1991).
- B. Estado de carga:** Se basa en el número de veces que es elevada una carga correspondiente a la capacidad del aparato. La tabla da cuatro valores nominales para el coeficiente del espectro de cargas ( $K_p$ ). Seleccionaremos un estado de la carga tirando a pesado es decir un **Q2** (aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas), con un  $K_p=0,25$ . (ver tabla 2 en Anexo I: Normativa, UNE 58112-1.1991).
- C. Determinación del grupo de clasificación del aparato completo:** Habiendo determinado la clase de utilización de su tabla y el estado de carga de su tabla respectiva también, se determinará el grupo de clasificación del aparato según la siguiente tabla, que es simplemente una tabla de doble entrada. (ver tabla 3 en Anexo I: Normativa, UNE 58112-1.1991).

Por lo tanto, como:

- Clase de utilización: U4
- Espectro de cargas: Q2
- Grupo de clasificación del aparato completo: A4.

#### 4.3.2.2: Clasificación de los mecanismos completos en grupos.

- A. Clase de utilización de un mecanismo:** Se determina por la duración del servicio total previsto en horas. Haremos un cálculo aproximado y a continuación, se selecciona de la siguiente tabla una clase de utilización **T5** (utilización regular en servicio intermitente), (ver tabla 4 en Anexo I: Normativa, UNE 58112-1.1991).
- Para hacer un cálculo aproximado, vemos que hay 251 laborales en España en 2018, suponemos que el puente grúa se usa con un uso diario del 40%, por una media de 8 horas trabajando y 8 años trabajando, por lo tanto, la duración del servicio total en horas:  $8(\text{horas}) \times 0,40 (\text{uso diario}) \times 251 (\text{días laborales}) \times 8$  años de servicio = 6.425 horas de servicio por lo tanto como es una previsión de horas como he dicho arriba lo aproximamos a 6.300 horas y tenemos clase de utilización T5.
- B. Estado de carga del mecanismo:** Indica en qué medida un mecanismo está sometido a una carga máxima, o solamente a cargas reducidas.

Seleccionamos que lo más adecuado para nuestro servicio es seleccionar un estado de carga L2, con una  $K_m = 0,25$  (coeficiente nominal del espectro de cargas), (ver tabla 5 en Anexo I: Normativa, UNE 58112-1.1991).

- C. **Determinación del grupo de clasificación del mecanismo completo:** Una vez habiendo elegido la clase de utilización y el estado de carga de mecanismo vuelve a ser una tabla de doble entrada para saber la clase de utilización del mecanismo. (ver tabla 6 en Anexo I: Normativa, UNE 58112-1.1991).

Por lo tanto, como:

- Clase de utilización: T5
- Estado de carga: L2
- Grupo de clasificación del mecanismo completo: M5

Para resumir pues con esta normativa hemos dicho que:

- Grupo de clasificación del aparato completo: A4
- Grupo de clasificación del mecanismo completo: M5

#### 4.3.3 Clasificación según la UNE 58112-5:1991

Observando ahora la parte 5 de la norma anterior UNE 58112, que es la que se centra en puentes grúa y grúas pórtico vemos la siguiente tabla. (La norma completa se encuentra en Anexo I: Normativa, UNE 58112-5.1991).

Norma 58112-1: 1991 clasificación:

- Grupo de clasificación del aparato completo: A4
- Grupo de clasificación del mecanismo completo: M5

Norma 58112-5: 1991 clasificación:

- Grupo de clasificación del aparato completo: A3
- Grupo de clasificación del mecanismo completo: M4

En esta norma solo tiene en cuenta la función que va a tener nuestro puente grúa y difiere un poco la clasificación de la norma 58112 de la parte 1: generalidades que en el anterior caso es más precisa ya que tiene en cuenta cálculos de número de ciclos, estado de carga...asique nos quedaremos con la clasificación de esta parte 1 de la norma que es:

- Grupo de clasificación del aparato completo: A4
- Grupo de clasificación del mecanismo completo: M5

De todas maneras, si tuviéramos que calcular las traslaciones del carro y las traslaciones de la grúa esta norma te da la **clasificación de los mecanismos de traslación** que son **M3 y M4** respectivamente que la norma de la parte 1 no te facilita.

#### 4.3.4 Normativa equivalente a la Norma 58112:1991

Depende del organismo que apruebe la norma, puede haber normas equivalentes a otras normas, por ejemplo al ver la Norma 58112:1991 dice en el último apartado que esta norma es equivalente a la norma ISO 4301-1:1986, y en el libro de los transportes en la ingeniería industrial de Antonio Miravete para clasificar los mecanismos usa esta norma y la DIN 15020 que a su vez es equivalente a la ISO 4301-1:1986, así que vemos que podemos usar cualquiera de estas normas para hacer lo que hemos hecho anteriormente, que es clasificar nuestro puente grúa y sus mecanismos.

Unas normas son de unos años otras de otros, pero simplemente es que se aprobaron antes o después por otros organismos, lo único que nos tiene que importar es si la norma es equivalente o no, si es así podremos usar cualquiera de las ellas indistintamente.

A continuación, mostramos un ejemplo de normativa equivalente con el grupo del mecanismo FEM/DIN 15020, donde vemos las mismas entradas que en la NORMA 58112-1:1991.

ESTADO DE CARGA		VIDA EN HORAS DE FUNCIONAMIENTO REAL DEL MECANISMO													
Factor K.	SERVICIO	800		1600		3200		6300		12500		25000		50000	
0,125	Frecuencia muy reducida de la carga máxima					M3	1 Bm	M4	1 Am	M5	2 m	M6	3 m	M7	4 m
0,250	Frecuencia reducida de la carga máxima			M3	1 Bm	M4	1 Am	M5	2 m	M6	3 m	M7	4 m	M8	5 m
0,500	Frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y máximas	M3	1 Bm	M4	1 Am	M5	2 m	M6	3 m	M7	4 m	M8	5 m	M8	5 m
1,000	Frecuencia elevada de la carga máxima	M4	1 Am	M5	2 m	M6	3 m	M7	4 m	M8	5 m	M8	5 m	M8	5 m

Tabla 3 (Ejemplo de aplicación de normativa equivalente)

Las normas FEM hacen la clasificación con la notación Mn:

- donde n, es el número del grupo del aparato de elevación y va de 3 a 8.

Las normas DIN usan la siguiente notación nm:

- donde n, es el número del grupo del aparato de elevación y va de 1 a 5, siendo el grupo 1m doble (1 Am y 1 Bm).

A continuación, vemos otra tabla en el (Anexo IV: tablas utilizadas), donde igual queda más claro lo explicado y vemos también en función de la clasificación del aparato su inspección oficial en función de los años.

#### 4.4 Velocidades de elevación

Como hemos dicho en el punto 3.1.3. de este trabajo habría que analizar los tres movimientos (longitudinal, transversal y vertical) y calcular sus tres respectivas velocidades, pero ya hemos dicho que solo nos centraremos en el movimiento de elevación y solo hallaremos este.

Los mecanismos de elevación suelen incorporar **dos velocidades**, una de uso frecuente para el desplazamiento y otra para los últimos metros o para cargas pesadas, se suelen denominar **velocidad de elevación principal** y **velocidad de elevación de precisión** respectivamente.

Las dos velocidades son función de:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Capacidad de carga} \\ \text{Distancia vertical máxima} \\ \text{Grupo de carga} \\ \text{Clase de elevación} \end{array} \right.$

Capacidad de carga (T)	Distancia vertical máxima (m)	Elevación principal (m/min)	Elevación de precisión (m/min)
0,5	3	15	4
1	5,5	5	1,25
	11	8	2
2	3,5	5	0,5
	7	10	1
5	3,5	4	0,4
	7	8	0,8
	8	12	1,2
8	3,5	5	0,5
	12	12	1,2
10	3,5	4	0,4
16	6	4	0,6
20	6	5	0,5
25	6	6	0,6

Tabla 4 (Tabla con velocidades de elevación)

Antes pues de seleccionar pues las velocidades hemos tenido que clasificar nuestro mecanismo porque como hemos dicho depende del grupo de carga y de la clase de elevación.

**Nota:** Se ha de decir que estas velocidades de elevación son recomendadas, ya que la velocidad de elevación depende del tipo de motor, reductor...en los puentes grúas las máquinas suelen tener velocidades medias, sin embargo, en las grúas de minería se buscan velocidades de elevación mucho más rápidas, asique esta tabla muestra las velocidades aconsejables para un puente grúa de nuestras características aproximadamente.

Nuestra altura no es de 6, sino de 8 metros asique elegiremos una velocidad de 5 m/min.

Una vez que ya tenemos los datos iniciales (4.1), el tipo de grúa (4.2), la clasificación del apartado según la normativa (4.3) y nuestras velocidades de elevación (4.4), ya estamos en condiciones de poder empezar a calcular nuestros componentes.

#### 4.5 Resumen de los datos y clasificación de los mecanismos:

Haremos una tabla-resumen con la clasificación hasta ahora y con los datos sobre nuestro puente grúa tratamos en los 4 puntos anteriores.

Carga máxima	16 (toneladas)
Altura de la nave	15 (metros)
Altura máxima de elevación de la grúa	8 (metros)
Luz	20 (metros)
Longitud de la nave	25 (metros)
Fabricante DEMAG, Tipo ZKKE, carro polipasto, birrail, con vigas cajón soporta hasta 80 toneladas y puede tener una luz de hasta 35 metros.	
Grupo de clasificación del aparato completo	A4
Grupo de clasificación del mecanismo comple	M5
Velocidad de elevación principal	5 (metros/min)
Velocidad de elevación de precisión	0,5 (metros/min)

Tabla 5 (Resumen de datos para calcular los componentes)

## 5. Cálculo de componentes del sistema de elevación de nuestro puente grúa.

Antes de pasar a calcular los componentes del puente grúa tendremos que ver la estructura general sobre la que se apoyan los componentes y cuáles son, buscando medidas de este tipo de carros para este tamaño de puentes grúas, he visto que nuestro carro podría ser de unos 1500 mm de ancho por 2500 mm, pero las medidas correctas las calcularemos en el apartado 6, pero así tenemos una orientación estas suelen ser unas buenas medidas.

Como hemos dicho en el punto 4 al final hemos seleccionado un carro abierto, y sobre este carro se montarán los componentes que aquí calcularemos y que ahora nombraremos. Esta **estructura** aguantará todos los componentes relacionados con el **sistema de elevación**. El **sistema de traslación** del carro (compuesto de reductor, motor, carriles y ruedas) se encargará del movimiento de traslación del carro y soportará la **estructura del carro** (ya que esta a su vez como ya he dicho antes, soporta a los componentes).

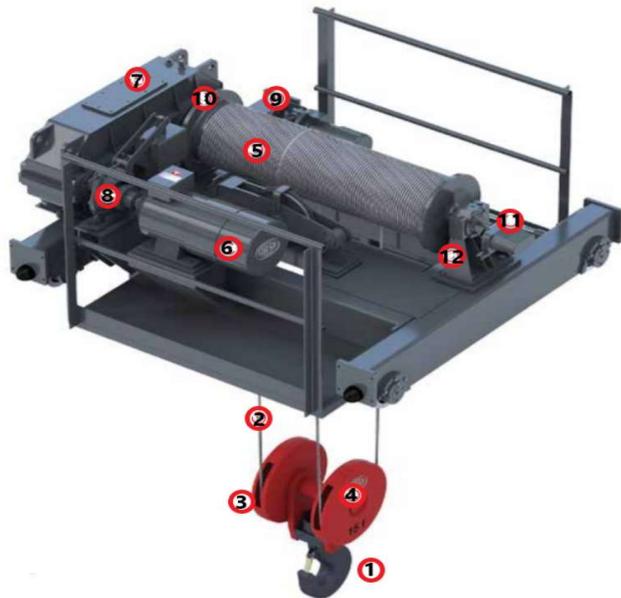


Ilustración 7 (Componentes del sistema de elevación)

- Sistema de elevación: {
  - 1. Gancho
  - 2. Cable
  - 3. Polea
  - 4. Aparejo
  - 5. Tambor
  - 6. Motor.
  - 7. Reductor
  - 8. Freno.
- Sistema de traslación carro: (No haremos cálculos, los carriles del sistema soportan la estructura del carro (largueros y travesaños)). {
  - 9. Sist. transl. (reduc, motor...)
  - 10. Ruedas
  - 11. Carriles.
- Estructura del carro: {12. Largueros y travesaños.

Estos son los componentes que a continuación calcularemos y el orden de cálculo será el numerado, primero el gancho, luego el cable (luego lo explicaremos) ... y nuestro punto de partida serán los datos del punto 4.5 (resumen de los datos y clasificación de los mecanismos).

La estructura del carro, se calculará en el apartado 6, de este proyecto y el sistema de elevación se diseñará en este apartado 5.

## 5.1. Gancho:

### 5.1.1. Definición y función:

Dentro de los elementos de suspensión, si la carga a elevarse puede amarrarse a cables como es el caso de nuestro puente grúa el elemento de suspensión será el gancho. Este componente tiene como misión fundamental enclavar la carga a elevar con el aparato de elevación. El peso de este componente deberá añadirse a la carga a elevar para hacer el cálculo de los demás componentes.

### 5.1.2. Tipos de ganchos, esfuerzos y normativa empleada:

Hay diferentes tipos de ganchos y nuestra tarea es seleccionar de forma adecuada el gancho de acuerdo con la normativa vigente.

- Gancho simple
- Gancho doble
- Gancho de hojas
- Gancho de seguridad

Seleccionamos el gancho simple ya que se utiliza en grúas de capacidad de carga media o baja.

El gancho está solicitado a tracción en la parte recta y a tracción y a flexión en la parte curvada. (Verné Anexo IV: Tablas utilizadas, dibujo en el apartado 5.1.2).

En el punto **I** el valor de la tracción total es de

$$\sigma_I = \frac{M_f}{W_1} + \frac{Q}{F}$$

En el punto **II** el valor de la compresión total es de

$$\sigma_{II} = \frac{M_f}{W_2} - \frac{Q}{F}$$

Lo que quiere decir que las tensiones no deben sobrepasar los valores admisibles en función de la calidad del acero y del coeficiente de seguridad adoptado, por lo tanto, los ganchos siguen una normativa que es la DIN 15401 y la DIN 15402 (*Anexo I: Normativas empleadas, apartado C*), que establece las dimensiones de ganchos simples y dobles de forja, por lo general están fabricados en acero forjado.

### 5.1.3. Selección de nuestro gancho:

La primera columna es la carga que puede elevar mi puente grúa por lo tanto entro con 16 toneladas y selecciono mi gancho que deberá contener esas dimensiones como mínimo y pesará 110 kilogramos como pone en la tabla. (ver *tabla en Anexo IV: Tablas utilizadas*). No hemos seleccionado finalmente un fabricante porque luego veremos en el apartado 5.4. de aparejos, que el gancho está incluido en el aparejo, pero para seleccionar el cable tenemos que tener una ligera idea del peso de un gancho para soportar 16 toneladas.

## 5.2: Cable

### 5.2.1. Definición, función y partes del cable:

Los cables son unos órganos flexibles que se usan para elevar la carga y que están constituidos por alambres, almas, cordones y cabos como muestra la siguiente figura.

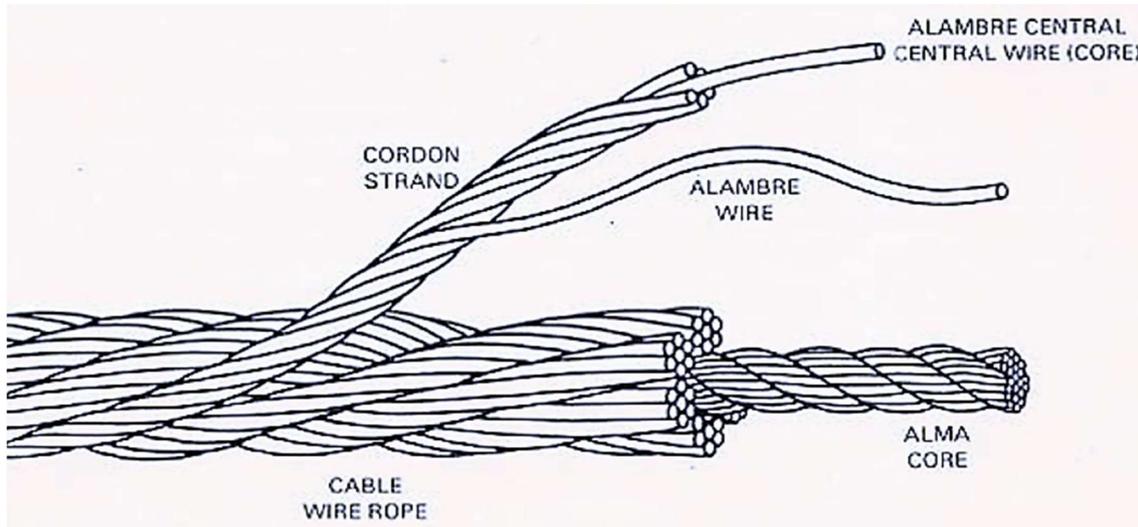


Ilustración 8. Partes del cable.

### 5.2.2. Clasificación y sistema de trenzado:

Viendo su estructura transversal los podemos dividir en:
 
$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Cables monocordones} \\ \text{Cables de cordones (mas usados)} \\ \text{Cables de cabos} \end{array} \right.$$

Y viendo su sistema de trenzado también los diferenciamos en:
 
$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Torsión normal (usado)} \\ \text{Torsión sentido único} \end{array} \right.$$

### 5.2.3. Nomenclatura (abreviada y desarrollada):

Una vez vista la composición de los cables pasaremos a comentar su nomenclatura:

- A. Fórmula abreviada: Está constituida por 3 cifras.
1. Número de cordones del cable
  2. Número de alambres de los cordones
  3. Número de almas del cable

Por ejemplo: 6 X 19 +1

- B. Fórmula desarrollada: Se añade al segundo número un paréntesis que contiene la disposición de los alambres.

Ejemplo: 6 X 19 (1+9+9) +1.

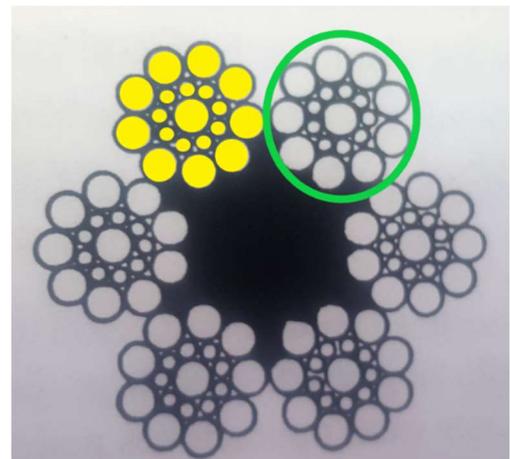


Ilustración 9. Cordones, alambres y almas.

#### 5.2.4. Aceros empleados y normativa empleada:

Estudiando los aceros empleados son aceros con C entre 0,3% a 0,8%, Si entre 0,3% a 0,8% y Mg de 0,8% y se les hacen un proceso de tres fases (patentado, decapado y trefilado).

Viendo pues lo importante que es seleccionar un cable obviamente están respaldados por una normativa que en este caso es la UNE – ISO 4308-1:2007: Grúas y aparatos de elevación. Selección de cables. Parte 1: Generalidades. (Ver Anexo I: Normativas empleadas).

La normativa dice que cuando sea posible, el cable seleccionado debe ser conforme con la Norma ISO 2408. Se acepta la selección de un cable no especificado por la Norma ISO 2408, pero el proveedor del cable debe documentar claramente que el producto posee niveles aceptables de resistencia en relación al diseño, aplicación y mantenimiento del aparato.

#### 5.2.5. Selección de nuestro cable:

Este proceso de selección consta de 4 pasos:

##### 1. Cálculo de C:

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K' * R_0}}$$

##### 2. Valores de $Z_p$

Veremos en Anexo II: Cálculos, como saca el valor  $Z_p$ , de unas tablas, siendo su valor 4,5.

##### 3. Cálculo del diámetro mínimo del cable

El diámetro mínimo del cable se define como  $d_{min} = C * \sqrt{S}$ , y es el valor utilizado en el proceso para calcular los diámetros del tambor y la polea, como veremos luego.

$$S = \frac{Q_u + Q_{es}}{i * \eta}$$

$Q_{es} = 110$  kg, calculado en el gancho, i depende del número de ramales y su rendimiento. Los cálculos están explicados con más detalle en el Anexo II: Cálculos.

Nº ramales	C	i	$\eta$	$Q_u$	$Q_{es}$	S	$S^{(1/2)}$	d min= C * $S^{(1/2)}$	d max (mm)
1	0,085	1	0,98	16000	110	161264,39	401,58	34,13	42,67
2	0,085	2	0,99	16000	110	79817,73	282,52	24,01	30,02
4	0,085	4	0,97	16000	110	40731,73	201,82	17,15	21,44
6	0,085	6	0,95	16000	110	27726,16	166,51	14,15	17,69

Tabla 6. Cálculo del diámetro del cable.

##### 4. Cálculo de la carga mínima a rotura

La carga mínima de rotura,  $F_{min}$ , en newton de un cable determinado, viene dada por:

$$F_{min} = S * Z_p \begin{cases} S \rightarrow \text{tensión máxima del cable.} \\ Z_p \rightarrow \text{coeficiente mínimo de utilización práctica.} \end{cases}$$

Por lo tanto, aprovechando la tabla de antes vemos los valores de la carga mínima de rotura.

Nº ramales	C	i	$\eta$	Qu	Qes	S	Zp (M5)	F min = S * Zp	F min (kN)
1	0,085	1	0,98	16000	110	161264,39	4,5	725.689,74	725,69
2	0,085	2	0,99	16000	110	79817,73	4,5	359.179,77	359,18
4	0,085	4	0,97	16000	110	40731,73	4,5	183.292,77	183,29
6	0,085	6	0,95	16000	110	27726,16	4,5	124.767,71	124,77

Tabla 7. Cálculo de la carga mínima a rotura del cable.

En el libro de los transportes en la ingeniería industrial de Antonio Miravete podemos ver una serie de cables que son los más usados en puentes grúas y a partir de estos lo que haremos será consultar un fabricante y que estos cables nos sirvan como guía. (Ver Anexo II: Cálculos).

Hemos elegido la empresa cables UNITEX.S. L, para consultar su amplio catálogo y ver el cable que es mejor que podemos elegir. (Ver Anexos III: Datos de los fabricantes y catálogos).

Nº ramales	d medio (mm)	F min (kN)		F min (kN) UNITEX
1	38	725,69		
2	28	359,18	<	453,3
4	20	183,29	<	231,5
6	16	124,77		

Tabla 8. Selección del diámetro del cable.

Finalmente me he decantado por un cable  $d_{nominal} = 20mm$  y de 4 ramales con un  $F_{min}$  de  $231,5 kN$ , aunque podía haber cogido perfectamente el de  $d_{nominal} = 28mm$ .

#### 5.2.6. Criterios de selección de polea y tambor según normativa:

Una vez seleccionado el cable de nuestro mecanismo la norma UNE 4308-1:2007 también dicta los criterios de selección de la polea y el tambor en función de  $d_{min}$ .

Utilizando el diámetro mínimo del cable establecido anteriormente y aplicando los valores de  $h_1$ ,  $h_2$  respectivos de la siguiente tabla y el factor de tipo de cable t que ahora veremos:

$$\begin{cases} D_1 > h_1 * t * d_{min} \\ D_2 > h_2 * t * d_{min} \end{cases}$$

Viendo en el Anexo II: Cálculos, veo como selecciono  $h_1$ ,  $h_2$  y t.

	dmin	h o (M5)	t		
<b>Tambor</b> (apartado 5.1.5)	20	18	1	360	$D_1$ (mm)
<b>Polea</b> (apartado 5.1.3)	20	20	1,12	448	$D_2$ (mm)

Tabla 9. Normativa de cálculo para polea y tambor.

Ya sabemos pues los diámetros mínimos que deben tener nuestra polea y tambor, en los apartados 5.3 y 5.5 seleccionaremos las medidas exactas consultando catálogos de proveedores, pero están en este apartado calculadas porque es normativa de cables.

### 5.3: Poleas

#### 5.3.1. Definición y función:

La polea es un elemento cuyo objetivo es cambiar la dirección del cable o hacer de acoplamiento entre aparato y carga como componente de un aparejo, que es nuestro caso.

Cuando hemos seleccionado el cable hemos visto que el que mejor se adaptaba era el de 20 mm de diámetro y consistía en cuatro ramales, dos poleas (en el aparejo) y una polea más que hará de polea de compensación.

Hay dos tipos de poleas en la realidad, que son las poleas de acero y las poleas de plástico (nylon) optaremos por las primeras, ya que las segundas se usan más en el sector naval para evitar temas de corrosión...

En la imagen del apartado 5.3.4. podremos ver las partes y medidas de una polea.

#### 5.3.2. Tipos de poleas:

Las poleas pueden realizarse en los siguientes materiales:

- Fundición: No resisten bien el desgaste.
- Soldadas: Son ligeras, son muy utilizadas en la práctica.
- Laminada: De características especiales.
- De garganta especial: preparadas para el paso del cable y de la pera de unión.

Por último, hay que comentar que el acoplamiento entre la polea y el eje se realizará mediante rodamientos de bolas en nuestro caso, aunque las opciones pueden ser diversas.

- Con casquillos de bronce
- Con rodamientos de bolas
- Con rodamientos de rodillos
- Con casquillos de bronce para cucharas

#### 5.3.3. Esfuerzos en la polea y normativa empleada:

El cable genera esfuerzos sobre la polea que son (Libro Miravete):

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{f,max} = \frac{P * l}{16} \\ \sigma_f = \frac{P * l}{16 W} \\ P = 2 * S \operatorname{sen} \frac{\nu}{2} \end{array} \right.$$

Por lo que la tensión en los brazos será:

$$\sigma = \frac{2 * S \operatorname{sen} \frac{\nu}{2}}{A} w$$

Entonces las poleas también tienen una normativa de hecho, el perfil de la garganta sigue la normativa DIN 15061 y la desviación máxima admisible del cable respecto al sentido de la

garganta sigue la normativa DIN 15020. Vemos una recopilación a modo de resumen a continuación respectivamente. (ver tablas en *Anexo I: Normativa*).

#### 5.3.4. Selección de la polea:

Por lo tanto, el paso a seguir es buscar un fabricante y con nuestro  $d_{cable} = 20mm$  y con nuestro  $d_{polea} = 448 mm$  (calculados antes), tendremos que seleccionar una polea que garantice nuestro fabricante que cumpla con la normativa y nuestros requisitos planteados. Hemos seleccionado el fabricante GOSAN S.A, (ver *Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección*).

Pero nos hemos dado cuenta en el mismo catálogo del fabricante que también tenemos la opción de elegir el aparejo entero y por lo tanto el aparejo entero incluye poleas y gancho y entramos por medio de la clasificación del mecanismo, el diámetro del cable y diámetro mínimo de la polea por lo tanto pasaremos a explicar los tipos de aparejos, por qué hemos seleccionado ese y seleccionaremos este del mismo catalogo y misma empresa GOSAN S.A, pero si en algún momento el gancho sufre un golpe o una polea un desgaste excesivo, ya hemos visto la manera de elección de estos componentes y su normativa, aunque seleccionemos en nuestro caso el aparejo completo (apartado 5.4).

Una posible elección sería la siguiente polea de acero si alguna vez como he dicho antes sucediera algo con alguna polea:

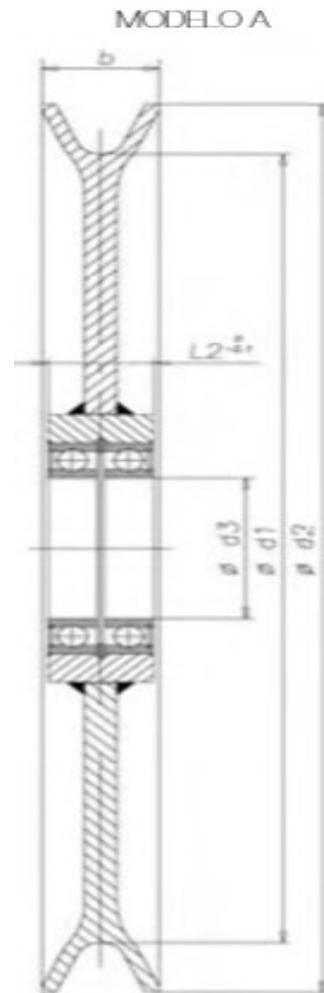


Ilustración 10. Polea ejemplo

Nº	Ø CABLE	d1	d2	d3	L2	b
1	6-7	125	150	25	32	23
2	7-8	150	175	30	34	24
3	9-10	180	215	40	38,5	30
4	11-12	200	240	50	43	34
5	13	240	285	60	48	39
6	14-15	280	330	70	52	42
7	16	290	345	80	56	45
8	17-18	355	415	80	56	51
9	20-21	400	460	90	64	56

Tabla 10. Selección de la polea.

## 5.4: Aparejo (travesía)

### 5.4.1. Definición, partes y configuraciones empleadas:

El aparejo es un elemento soporte de las poleas cuya función es evitar el aflojamiento del cable y estabilizar el movimiento de descenso del gancho.

Según la configuración hay dos muy utilizadas:

- A. Aparejos de travesía única: soporta las poleas y el elemento de suspensión (el gancho). Están actualmente en desuso. Son aparejos cortos y de poleas discontinuas.
- B. Aparejos de doble travesía: Tienen dos travesías, una para soportar el elemento de suspensión y otra para las poleas.

Por lo tanto, nosotros elegiremos un aparejo que tenga la configuración de la travesía de este segundo tipo, en el que a continuación vemos sus partes.

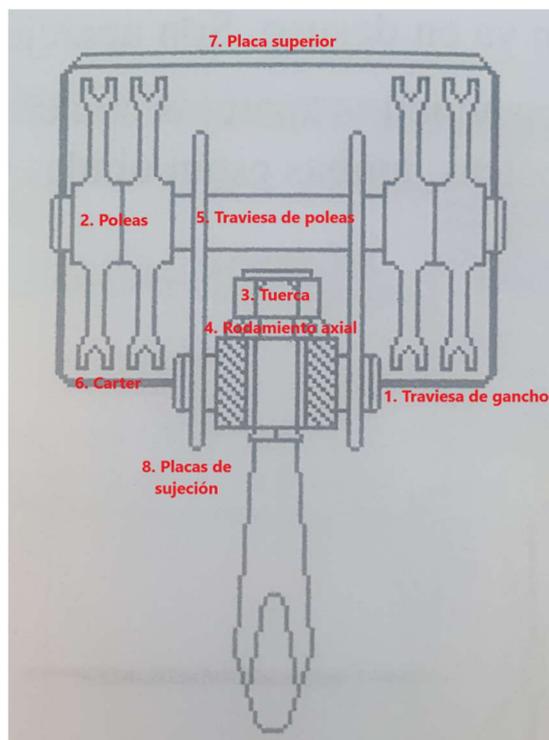


Ilustración 11. Partes del aparejo de doble travesía

### 5.4.2. Datos del fabricante y selección:

Para obtener nuestro aparejo lo que hemos hecho, también en la polea, es seleccionar un fabricante GOSAN, S.A. y para elegir el correcto nos hacen falta los siguientes datos:

1. Grupo FEM/DIN.
2. Carga a elevar
3. Diámetro de cable
4. Número de ramales
5. Diámetro de la polea

Por lo tanto, nos metemos al catálogo y obtenemos el siguiente aparejo: (*Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogo de selección*), viendo que cumple mis requisitos de:

Grupo FEM: M5

Peso: Hasta 20 toneladas.

Vida: 6300h

Diámetro cable: 20mm.

Diámetro polea ( $d_3 = 455\text{mm} > d = 448\text{mm}$  por normativa), por lo tanto, el aparejo seleccionado es correcto. (ver anexo III: Catálogos y datos del fabricante).

Como **ya he seleccionado mi aparejo del catálogo** lo que haré ahora será hacer una **comprobación de mi traviesa de poleas** que es mi parte más crítica e importante del mecanismo, asique si soporta el cálculo del apartado siguiente (que se compone de dos partes), habré elegido correctamente mi aparejo, ya que los requisitos anteriores los cumple.

#### 5.4.3. Cálculo de traviesa de poleas (comprobación):

Pasaremos a comprobar que la traviesa de poleas aguanta mi carga de trabajo, calculando los esfuerzos sobre la traviesa, viendo la sección más solicitada y por medio del criterio de Von Mises calcular mi tensión equivalente para ver si el material del eje o traviesa seleccionado y que me da el fabricante es correcto, o habría que seleccionar otro con el mismo diámetro que aguantara mi carga.

Esta etapa de cálculo se compone de dos partes:

1. Dimensionamiento
2. Cálculo resistente.

#### **1. Dimensionamiento:**

Veo que el material de mi eje en el catálogo es un 42CrMo4 y su respectiva equivalencia F-1252 (*Anexo II: Cálculos*)

Nombre del acero (UNE)	F- 1252
Densidad (kg /m <sup>2</sup> )	7850
Límite elástico (Mpa)	720
Límite de rotura (Mpa)	1100

*Tabla 11. Propiedades del material para la traviesa de la polea.*

Una vez obtenidas las propiedades del acero de mi traviesa, pasaré a ver las medidas del aparejo de mi catálogo para dimensionar mi eje, estos son mis datos de catálogo, GOSAN. (*Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección*)

ISO FEM	Toneladas	vida (horas)	diámetro cable (d1)	diámetro polea	hueco para gancho (tabla gancho)	diámetro traviesa	distancia entre poleas	distancia total traviesa
M5	20	6300	20 mm	455 mm	190 mm	80 mm	330 mm	470 mm

Tabla 12. Medidas del eje o traviesa de polea.

Dibujándolo queda y hallando el caso más desfavorable.

El dato de hueco para gancho = 190 mm, lo saco de la tabla vista anteriormente en el apartado gancho, y que considero como el más desfavorable ya que si le doy más de 190 mm, el flector a hallar será mayor, por lo tanto, quedará, como en la figura del cálculo resistente de cargas, (ver Anexo II: Cálculos)

Como ya tengo mi D.S.L paso a hacer el cálculo resistente, hallando mis esfuerzos en la traviesa para posteriormente ver si mi material es válido para la carga seleccionada.

## **2.Cálculo resistente:**

Para ver todos los cálculos, consultar el Anexo II: Cálculos.

- 1) Cálculo de las reacciones.
- 2) Diagrama de esfuerzos (Cortantes y flectores).
- 3) Aplicando Von Mises, hallaremos la  $\sigma_{equivalente}$ .

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$d=d_5$  (catálogo GOSAN) = 80 mm.

$$\begin{cases} \sigma = \frac{M}{W} = \frac{5.493.600}{W} = 109,29 \text{ MPa.} \\ \tau = \frac{V}{A} = \frac{78.480}{\pi * (\frac{d}{2})} = 15,6 \text{ MPa.} \end{cases}$$

Por lo tanto:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{109,29^2 + 3 * (15,6)^2}$$

$$\sigma_{equivalente} = \mathbf{112,58 \text{ MPa.}}$$

- 4) Y por último, hallaremos el Coeficiente de Seguridad del material ( $\sigma_{elástico} = 720 \text{ MPa}$ ).

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{720 \text{ MPa}}{112,58 \text{ MPa}} = 6,4.$$

Por lo tanto, vemos que el **aparejo está seleccionado correctamente** y que el **material de la traviesa soporta perfectamente las cargas** producidas por elevación, por lo tanto, habiendo seleccionado ya el aparejo (que contiene el gancho y las poleas) y también teniendo el cable pasaremos a dimensionar nuestro tambor (apartado 5.5).

## 5.5: Tambor

### 5.5.1. Definición y clasificación:

El tambor es el elemento que permite que el cable se enrolle al subir la carga de nuestro puente grúa y ha de calcularse de tal manera que en la posición más alta del medio de transporte pueda arrollar más capas de cable que las previstas.

Se pueden clasificar los tambores de elevación en dos grupos:

- De una capa: El cable se enrolla solo en una capa, se usa para aparatos de elevación.
- De varias capas: El cable se enrolla en capas sucesivas, suelen ser lisos (ya que también hay acanalados), usados para obras públicas y cucharas mecánicas.

### 5.5.2. Normativa y tipos de tambores:

El perfil de la garganta sigue la norma DIN 15061 (como veremos en la tabla del cálculo de la longitud del tambor) y el cálculo del resto del tambor sigue un estudio de flexión y torsión provocado por el arrollamiento del cable.

Normalmente los tambores se suelen fabricar de acero (nuestro caso) o de fundición.

### 5.5.3. Cálculo del tambor:

Calcularemos los siguientes puntos:

1. Longitud del tambor.
2. Espesor del tambor.
3. Peso del tambor.
4. Paredes del tambor.
5. Eje del tambor.
6. Soldadura eje – tambor.
7. Fijaciones del cable al tambor.

Nosotros hemos optado por una configuración de doble ramal.

Si queremos ver todos los cálculos ver Anexo II: Cálculos.

#### 5.5.3.1. Cálculo de la longitud del tambor.

Como hemos dicho en los primeros apartados mi altura de elevación era de 8 metros, así que empezaremos con los cálculos para hallar mi longitud del tambor, los pasos a seguir son los siguientes y si se quiere ver los cálculos completos ir a Anexo II: Cálculos).

- 1) Longitud del cable.
- 2) Longitud de la espira.
- 3) Número de espiras.
- 4) Longitud del tambor.

$$\text{Longitud del tambor} = n^{\circ} \text{ de espiras} * \text{paso} = 32 * 23 = 736 \text{ mm} \rightarrow 750 \text{ mm}$$

#### 5.5.3.2. Cálculo del espesor del tambor.

El orden de cálculo del espesor del tambor será el siguiente:

- 1) Aplicando un Coeficiente de Seguridad de 5, hallaremos  $\sigma_{equivalente}$ .

- 2) Cálculo de las reacciones.
- 3) Cálculo de flectores, torsosres y cortantes (estos últimos se despreciarán).
- 4) Hallar  $W_f$  con Von Mises.
- 5) Y por último hallaremos el  $D_{int}$ , para a partir de aquí hallara el espesor que quedará:

$$e = \frac{D - D_{int}}{2} = \frac{400 - 391,4}{2} = 4,3 \text{ mm} \sim 4,5 \text{ mm}$$

#### 5.5.3.3. Cálculo del peso del tambor.

Sabemos que la  $\rho_{acero} = 7850 \frac{kg}{m^3} = 7,8 \frac{kg}{dm^3}$ ;

- 1) Para calcular el peso del tambor, partiremos de la ecuación  $m = \rho * Volumen$ .
- 2) Calcularemos pues el Volumen de mi tambor.

$$Volumen_{total} = Volumen_{ext} - Volumen_{int} = 2.135.646,8 \text{ mm}^3 = 2,135 \text{ dm}^3$$

- 3) A continuación, hallaremos el peso del tambor:

$$Peso_{tambor} = \rho * V_{total} = 7,8 \frac{kg}{dm^3} * 2,135 \text{ dm}^3 = 16,653 \text{ Kg}.$$

- 4) Y por último con la información recogida en el libro de transportes en la ingeniería de Antonio Miravete, le sumaremos las sujeciones del tambor (10% del peso total).

$$Peso_{tambor} = 16,653 \text{ Kg} + 0,1 * (16,653) = 18,318 \text{ Kg}$$

#### 5.5.3.4. Cálculo de las paredes del tambor.

- 1) Primero se calculará el 10% de la sollicitación que le llegará por ramal:

$$H = \frac{10}{100} * S = \frac{10}{100} * 40.731 = 4.073 \text{ N} = 415,2 \text{ Kg}$$

- 2) Suponemos  $W$  y  $\emptyset_{eje}$  y vamos iterando.
- 3) Entonces llegamos a la conclusión de que el valor de la pared del tambor de unos 8 mm a 9mm sería perfecto asique hemos optado por  $W = 8 \text{ mm}$ .

#### 5.5.3.5. Dimensionar el eje del tambor.

Dimensionaremos el eje del tambor cuando lleguemos al apartado del reductor ya que necesitamos conocer las fuerzas que le ejerce el engranaje al eje y por tanto conocer sus esfuerzos, por lo tanto, hasta ahora lo que sabemos es que la longitud de nuestro eje tiene que ser mayor que la longitud del tambor, por lo tanto:

$$L_{eje} > 750 \text{ mm}.$$

Como anteriormente hemos dicho que el tamaño de nuestro carro puede ser de hasta 1.500 mm, este eje del tambor luego veremos al calcular el reductor que lo llamaremos eje C o eje tambor y que esta es su medida, pero como he dicho basándonos en la idea inicial de mi carro de 1.500 mm por 2.500 mm, y sabiendo que  $L_{eje} > 750 \text{ mm}$ .

#### 5.5.3.6. Acople barrilete (eje-tambor).

Este cálculo se debería hacer después del cálculo del reductor, pero vamos a meterlo aquí.

Lo primero que tenemos que decir es que es una unión (apartado 5.7.4) distinta a las uniones realizadas en este apartado, esta unión o acople se llama acoplamiento barrilete.

En el catálogo de aparejos de GOSAN hemos visto que hay un apartado de selección y cálculo de uniones de acoplamiento barrilete, por lo tanto, vemos que el fabricante me da los pasos.

1. Corrección de nuestro momento:

Tendremos que corregir nuestro momento calculado en el apartado 5.6. motor.

El factor k depende del tipo de mecanismo y está clasificación la hemos hecho en el apartado (4.3.2.2), cuya clasificación era M5. En el Anexo II (Cálculos),  $k=1,4$ .

$$M(\text{daNm}) = \frac{55(\text{kW})}{14,8(\text{rpm})} * 955 * 1,4 = 4.968,58 \begin{cases} N(\text{apart. 5.6. Motor}) \\ w_c = 14,8(\text{apart. 5.7. Reductor}) \end{cases}$$

2. Elegir el acoplamiento y comprobación del mismo:

Hemos seleccionado el acoplamiento barrilete de tamaño de 190. Ver siguiente tabla:

Momento máximo (daNm)	6.140
Carga radial máxima (daNm)	9.200
Diámetro d (mm)	190 - 98
Número de tornillos	6
Diámetro de los tornillos (mm)	20 (M20)

Tabla 13. Datos del acoplamiento de barrilete.

Tanto el momento máximo (6.140 daNm) como la carga radial máxima (9.200 daNm) deben cumplir que sean mayor que nuestro momento corregido (4.968,58 daNm), cosa que se cumple, y, además mi eje C (calculado en el apartado 5.7.2) de 155 mm de diámetro debe estar en la franja del diámetro del acople barrilete (190 – 98 mm), característica que cumple.

5.5.3.7. *Fijaciones del cable al tambor.*

Ya hemos fijado todo lo referente al tambor, pero ¿qué faltará calcular? Pues muy sencillo, mi unión del tambor a las partes calculadas antes, en este caso el cable, así que calcularemos la unión cable-tambor, que consistirá en calcular el número de placas y el número de tornillos.

Las fijaciones de los cables al tambor han de cumplir lo siguiente:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Fiabiles} \\ \text{Accesibles} \\ \text{Facil fabricación.} \end{array} \right.$

Es conveniente dejar entre 1,5 y 3 espiras muertas, nosotros hemos dejado 2.

Vemos diferentes tipos de sujeciones:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Placas de aprietes (mas usado, cogeremos este)} \\ \text{Apretes cónicos} \\ \text{Manguito relleno} \end{array} \right.$

Los pasos serán los siguientes:  $\left\{ \begin{array}{l} 1. \text{ Para calcular el número de tornillos. } Z = \frac{N}{P_o} \\ 2. \text{ Esfuerzo necesario de apriete. } N = \frac{b k S_{suj}}{c} \\ 3. \text{ Cálculo de } S_{suj} = \frac{S_{max}}{e f a} = 11.591 \rightarrow N = 23.546 \\ 4. \text{ Cálculo de } P_o \text{ y finalmente de } \boxed{Z \equiv 2 \text{ tornillos}} \end{array} \right.$

**Por lo tanto, en número de placas de dos tornillos será de una placa.**

Si queremos ver todos los cálculos, iremos donde siempre a, *Anexo II: Cálculos.*

## 5.6: Motor

### 5.6.1. Definición y orden de cálculo.

El motor es el componente que nos da el movimiento para que el tambor pueda enrollar el cable y por lo tanto elevar y descender la carga de trabajo.

El puente grúa realmente consta de tres motores, uno para cada movimiento en el eje, pero nosotros solo nos ocuparemos aquí del de elevación.

Calcularemos primero el motor antes que el reductor ya que necesitaremos el número de revoluciones, par...para seleccionar luego nuestros engranajes, ejes...y conocer los esfuerzos que se transmiten en ellos.

### 5.6.2. Tipos de motor.

Luego veremos que seleccionaremos un motor con dos velocidades (ya que como hemos dicho antes tenemos dos velocidades: de elevación y de precisión), así que no calcularemos ningún embrague.

Los motores eléctricos en las máquinas de elevación pueden ser de dos tipos:

- De corriente continua (en serie, en paralelo e independiente): normalmente usados cuando se quiere un amplio margen de regulación de velocidad o potencias mayores a 200 kW.
- De corriente alterna o trifásicos: usados en casi todas las aplicaciones de tipo asíncrono, en los que tenemos tres tipos (de anillos rozantes, de colector y de jaula de ardilla), nosotros usaremos de tipo de anillos rozantes porque son los más utilizados para puentes grúas.

### 5.6.3. Elección de nuestro motor.

Ahora veremos que nuestro cálculo se dividirá en dos partes y que tendremos que adaptar nuestras condiciones a las de nuestro motor por medio de un reductor (apartado 5.7).

La elección del motor, como hemos dicho antes, se desglosará en dos partes:

1º Parte) Una primera parte en la que seleccionaremos el motor, mediante el par calculado y el número de revoluciones.

2º Parte) Y una segunda parte en la que comprobaremos que el motor cumple con las especificaciones fijadas, calculando el arranque de este y confirmando que el tiempo de respuesta entra dentro del intervalo correcto. (apartado 5.7.B).

#### **1º Parte. Selección de motor:**

Los pasos a seguir para la selección del motor son los siguientes:

- 1) Cálculo de la velocidad angular de la polea.

$$v = w * r_{polea-aparejo} \rightarrow w_{polea} = 0,366 \frac{rad}{s}$$

- 2) Hallaremos la relación de transmisión del aparejo- tambor.

$$i_{aparejo-tamb} = 4 * 1,1375 = 4,55 ;$$

- 3) A continuación, la velocidad del tambor y buscaremos un fabricante.

$$w_{tambor} = w_{polea} * i = 0,366 * 4,55 = 1,665 \frac{rad}{s} = 15,91 \frac{rev}{min} ;$$

- 4) Y también la relación de transmisión que hay en el reductor.

$$w_{eje-motor} = w_{eje-tambor} * i_{reductor} \rightarrow i_{reductor} = \frac{1500}{15,91} = 94,3 \sim 95 ;$$

Para llegar a tener una relación de transmisión de 95, luego veremos que elegiremos engranajes helicoidales en el punto 5.7 del reductor, pero una buena configuración sería:

- 1º etapa:  $i_{motor-a} = 5;$
- 2º etapa:  $i_{a-b} = 5;$
- 3º etapa:  $i_{b-tambor} = 4;$

Así pues, la relación de transmisión total que habrá en el reductor será de:

$$i_{reductor} = i_{motor-a} * i_{a-b} * i_{b-tambor} = 5 * 5 * 4 = 100 ;$$

- 5) Una vez hallamos hecho estos pasos, calcularemos el par del motor.

El par torsor que hay en mi tambor ya lo he hallado en el apartado del tambor que era:

$$M_{torsor,tambor} = 16.292.692 N * mm = 16.292 N * m ;$$

Como estamos en estado estacionario despreciamos  $M_i$ .

$$M_m = \frac{M_{u,motor} + M_i}{\eta} ;$$

- 6) Y para eso primero cogemos el dato del momento del tambor ya calculado antes y hallaremos el momento del motor.

$$M_{u,motor} = \frac{M_{u,tambor}}{i_{reductor}} = \frac{16292}{100} = 162,92 N * m ;$$

- 7) Aproximaremos el rendimiento de la reducción.

Habiendo consultado el rendimiento de los engranajes, vemos que el rendimiento  $\sim 0,8$ ; por lo tanto como tenemos tres etapas reductoras el rendimiento total del reductor sería:

$$\eta_{total} = 0,8 * 0,8 * 0,8 = 0,512 \sim 0,5 ;$$

$$M_m = \frac{M_{u,motor}}{\eta} = \frac{16,292}{0,5} = 325,9 N * m \sim 326 N * m ;$$

- 8) Y por último seleccionaremos de nuestro fabricante el motor. (Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección)

Hay que entrar en la tabla con la potencia no con el par, entonces sabemos que:

$$1500 \frac{rev}{min} = 157 \frac{rad}{s};$$

$$Potencia = Momento * w = 326 N * m * 157 \frac{rad}{s} = 51182 \text{ Watios} = 51,182 \text{ KW};$$

Veo pues que este es mi motor seleccionado, hago una última comprobación:

$$w = 1480 \frac{rev}{min} = 154,9 \frac{rad}{s};$$

$$Potencia = 55 \text{ KW y } w = 1480 \frac{rev}{min} \rightarrow Momento = \frac{55000}{154,9} = 355 N * m;$$

$$Momento = 355 N * m > 326 N * m;$$

Por lo tanto, la elección es correcta, los datos para mi motor son pues:

Potencia (kW)	55	Rendimiento	0,946
w (rev/min)	1.480	Peso (Kg)	529
Momento par (N*m)	355	Inercia (Kg*m2)	1,0236
Ma (N*m)	887,5		

Tabla 14. Propiedades del motor seleccionado.

Entonces para hacer la comprobación completa de la elección del motor, faltará comprobar el estado transitorio, es decir, el tiempo de respuesta del motor (2º paso).

### **2º Parte. Cálculo del tiempo de respuesta:**

Faltan las inercias de las etapas reductoras, hasta que no seleccionemos en el reductor algunos componentes, como los ejes, no podremos comprobar el tiempo de respuesta, para saber si la elección de mi motor es la correcta.

Los cálculos están hechos en el apartado 5.7.B., justo después del apartado 5.7. del reductor.

## 5.7: Reductor

La función del reductor va a ser adaptar las condiciones de par y de velocidad del motor (que ya hemos seleccionado (en el apartado 5.1.6.) a las necesarias para llegar a tener las condiciones que queremos.

Nuestra relación de transmisión como hemos visto en el apartado del motor constará de tres etapas, en la que tendremos una relación de transmisión de 100, ( $i=100$ ):

- 1º etapa:  $i_{motor-a} = 5$ ;
- 2º etapa:  $i_{a-b} = 5$ ;
- 3º etapa:  $i_{b-tambor} = 4$ ;

Ahora calcularemos una tabla con los momentos y las revoluciones en cada eje del reductor.

Eje	Momento (N*m)	w (rev/min)
Motor	<b>355</b>	<b>1.480</b>
A	<b>1.775</b>	<b>296</b>
B	<b>8.875</b>	<b>59</b>
Tambor	<b>35.500 &gt; 16.292</b>	<b>14,8 &lt; 15,91</b>

Tabla 15. Momentos y velocidades angulares en los ejes.

Los hemos calculado a partir de los datos del motor seleccionado y aplicando las relaciones de transmisión tomadas arriba, por lo tanto, cumple con creces el momento a elevar, pero no el número de revoluciones por minuto asique, vamos a apuntar dos cosas a tener en cuenta:

1. Vemos en el eje del tambor que las revoluciones que necesitamos para que suba a 5 m/min serían de  $15,91 \frac{rev}{min}$ , pero que es un poco menor, por lo tanto, la velocidad de subida será un poco menor que 5 m/min exactamente y si hacemos los cálculos inversos a los hechos en el motor sería de:

$$14,8 \frac{rev}{min} = 1,55 \frac{rad}{s}$$

$$w_{tambor} = w_{polea} * i \rightarrow w_{polea} = \frac{1,55}{4,55} = 0,3406 \frac{rad}{s}$$

$$v = w * r = 0,3406 * \left(\frac{0,455}{2}\right) = 0,0775 \frac{m}{s}$$

$$v = 0,0775 \frac{m}{s} = \boxed{4,65 \frac{m}{min} < 5 \frac{m}{min}}$$

2. Vemos que el momento par es bastante mayor que el par que necesitamos y esto sucede por tres causas:
  - El par con el que habíamos seleccionado el motor era de 326 N\*m y nosotros hemos seleccionado un motor que es de 355 N\*m.
  - La relación de transmisión que me salía era de 95 pero hemos decidido redondearla a 100.
  - Y por último, habíamos calculado para  $1500 \frac{rev}{min}$  y al final hemos seleccionado

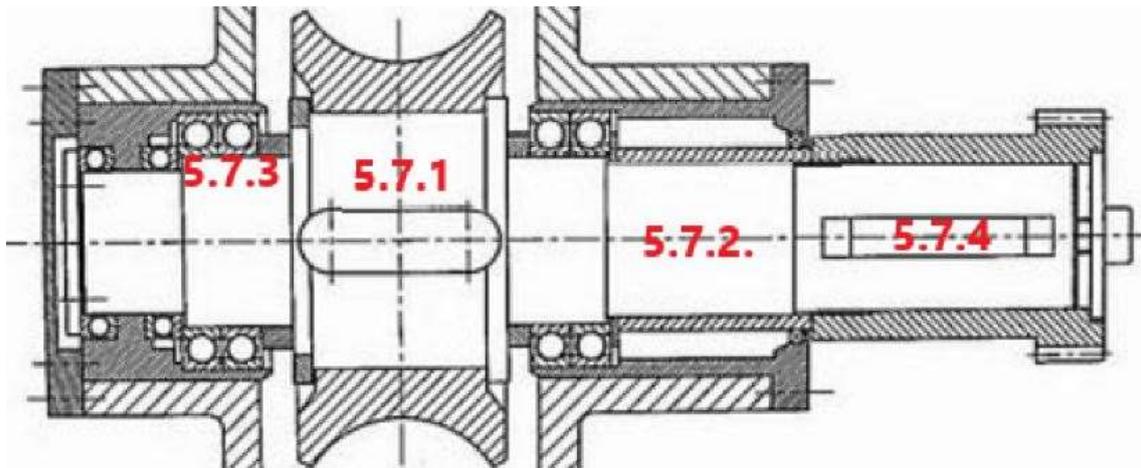
un motor de  $1480 \frac{rev}{min}$ .

Conclusión: Estas tres causas hacen que el momento par sea bastante más alto que el que a priori tenía que cumplir para mi funcionamiento, pero es preferible que el momento sea más alto y que la velocidad de elevación sea un poco menor que la inicial que al revés.

Una vez visto nuestros datos en los distintos ejes de mi reductor pasaremos a ver un dibujo de cómo quedaría para que sea más intuitivo.

Por último, decir que en nuestro reductor vamos a tener y a calcular diferentes partes que serán:

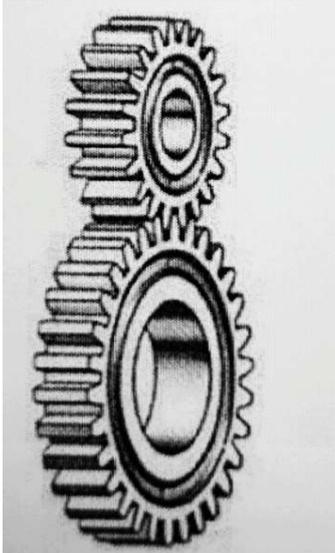
- 5.7.1. Engranajes
- 5.7.2 Ejes
- 5.7.3 Rodamientos
- 5.7.4 Uniones (engranajes – ejes)



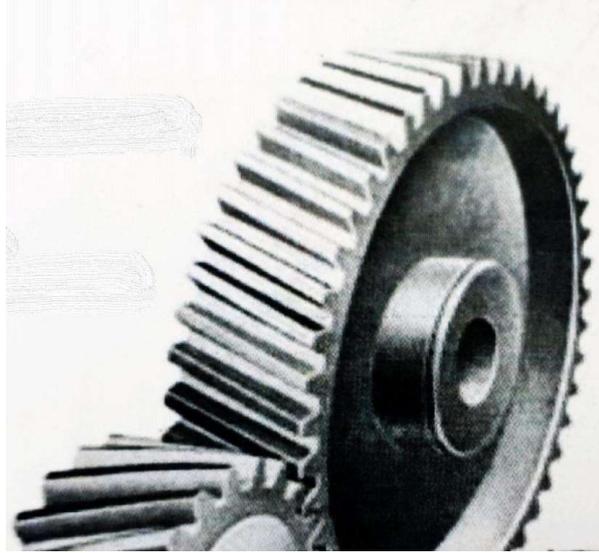
*Ilustración 12. Partes de nuestro reductor*

### 5.7.1: Engranajes.

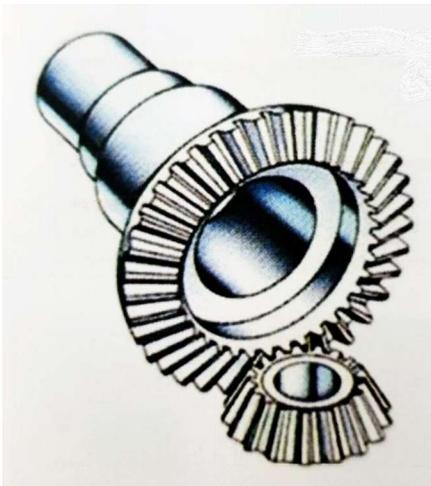
Antes de seleccionar el tipo de engranajes que necesitamos vamos a ver los tipos de engranajes que hay y posteriormente seleccionaremos el que mejor se adapte.



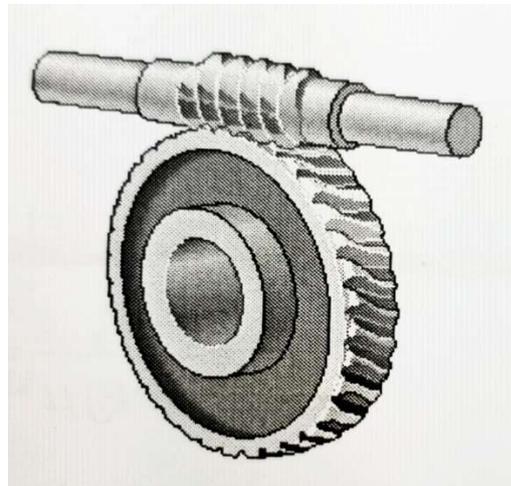
*Ilustración 13. Cilíndricos de dientes rectos*



*Ilustración 14. Cilíndricos de dientes helicoidales*



*Ilustración 15. Cónicos de dientes rectos*



*Ilustración 16. Tornillo sin-fin y rueda helicoidal*

Vamos a seleccionar engranajes helicoidales, porque no tenemos una gran distancia que salvar (evitamos poner polea-correa) y porque presentan mejores características que los de dientes rectos que expondremos a continuación.

#### A. Características de los engranajes helicoidales:

- Los dientes forman un ángulo respecto a la dirección del eje al que se unen.

- El ángulo de inclinación de los dientes ( $\mu$ ) varía entre los  $15^\circ$  y  $30^\circ$ .
- El contacto entre los dientes es de forma gradual y uniforme.
- El dentado de los dos engranajes debe tener la misma inclinación  $\mu_1 = \mu_2$  pero de sentido opuesto.

B. Ventajas frente a los engranajes de dientes rectos:

- Proporcionan una transmisión más suave y más silenciosa.
- Son capaces de transmitir mayores cargas para una misma anchura ya que engranan más de un diente a la vez.
- Pueden utilizarse a velocidades mayores de 5 m/s.
- Como desventaja es que son más caros.

C. Magnitudes fundamentales:

- Definimos los diferentes tipos de pasos:
  - $P_c$  (Paso circunferencial): es la distancia entre los ejes de dos dientes consecutivos medida sobre el arco de la circunferencia primitiva.
  - $P_h$  (Paso helicoidal): es el paso de rosca de un diente, supuesto éste desarrollado y medido sobre la generatriz del cilindro primitivo.
  - $P_a$  (Paso axial): es la distancia que existe entre los ejes de dos dientes consecutivos, medida sobre el cilindro primitivo y en sentido axial.
  - $P_n$  (Paso normal):
- Módulo normal o también módulo de tallado  $M_n$ : es el que se considera en el cálculo a flexión.

D. Cargas generadas en la transmisión:

En estos engranajes existen tres tipos de cargas: Cargas radiales (**V**), cargas tangenciales (**Ft**) y por último las cargas axiales (**A**).

- **V**: Es una fuerza que tiende a separar el engranaje.
- **Ft**: Depende del sentido de giro y de si es motriz o no la rueda que estamos estudiando.
- **A**: A partir de la orientación que tiene el dentado.

En la parte de cálculo de engranajes (Anexo II: Cálculos), aplicaremos este criterio.

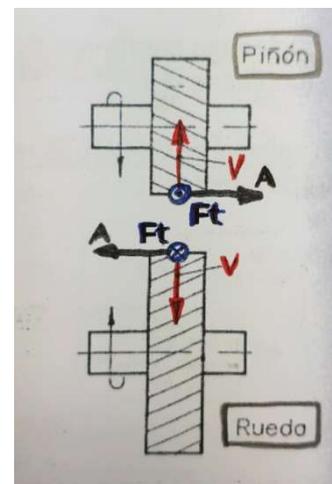


Ilustración 17. Cargas en transmisión

E. Como calcular mis engranajes (comprobación a flexión y a desgaste)

- Como hemos visto antes voy a poner 3 etapas de reducción de las cuales la primera es de  $i_{Motor-EjeA}=5$ , la segunda es de  $i_{EjeA-EjeB}=5$  y la tercera y última es de  $i_{EjeB-EjeC} = 4$ .
- Al seleccionar los engranajes primero tenemos que buscar un fabricante de estos, que en nuestro caso es la empresa ENPA, cuyo catálogo veremos en el Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección.

- Al ver las características y ver lo que oferta nuestro fabricante, podremos elegir algunos parámetros y otros que estarán ya fijados de nuestros datos del proyecto, ahora los veremos para el caso de los engranajes 1 y 2 que son los que van del motor al eje A.

### Engranajes 1 y 2:

Como hemos puesto en el subapartado E, del apartado Engranajes, tendremos que calcular los engranajes primero a flexión y luego a desgaste.

Los datos que tenemos son los siguientes:

Mn	7		i	5		$\delta$	25°
Z1	13		M motor (N mm)	355000		$\alpha$	20°
Z2	65		n motor (rev/min)	1480		$\mu$	15°

Tabla 16. Datos iniciales de los engranajes 1 y 2.

Los datos en verde son datos ya fijados de mi problema y los datos en amarillo, son datos que mi fabricante me permite variar, por lo tanto, iré iterando e intentando encontrar unos engranajes que se adapten a mi problema y a mi fabricante, comprobando como hemos dicho antes a flexión y a desgaste.

En la memoria únicamente he puesto la selección de los engranajes correctos, con sus pasos a la hora de calcularlos, si quiero ver todos los cálculos iré a Anexos II: Cálculos.

#### 1) Comprobación a flexión:

$$M_N = 0,86^3 \sqrt{\frac{M_{tc}}{\delta \cdot Z \cdot y \cdot \sigma_{adm}} \cdot \frac{\cos \mu}{1,5}}$$

En esta ecuación tendremos que calcular  $M_{tc}$  e  $y$ . (Ver cálculo en Anexo II: Cálculos).

Nos sale una sigma admisible de 39,28 MPa, y podemos elegir de las tablas de materiales cualquier material. Ahora pasaremos a comprobar el material a desgaste.

#### 2) Comprobación a desgaste: Datos a tener en cuenta $E = 210$ GPa.

$$M_N = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta \cdot Z^2} \cdot \frac{4 \cdot M_{tc} \cdot \cos^3 \mu}{K_r \cdot \sin 2\alpha} \cdot \frac{1+i}{i}}$$

(Ver cálculo en Anexo II: Cálculos).

Nos da un valor de  $K_r = 4,568$ , y sustituyendo este en la ecuación anterior nos daría el valor de HB del material y de ahí hallaríamos en MPa.

$$K_r = 4,568 = 0,677 \frac{HB^2}{E \cdot W^{1/3}} \rightarrow HB = 3417 \sim 341,7 \text{ MPa.}$$

Por lo tanto, podemos elegir el material de las tablas (Anexo IV: Tablas).

He elegido para los dos engranajes un acero F-126  $\rightarrow HB \begin{cases} 352 \\ 400 \end{cases}$

Nota: El diámetro primitivo cumplirá también para todos los engranajes.

### Engranajes 3 y 4:

Como hemos hecho en el apartado de los engranajes 1 y 2, tendremos que calcular los engranajes primero a flexión y luego a desgaste, pero con nuestros nuevos datos.

Los datos que tenemos son los siguientes y los cálculos los podré ver en Anexos II: Cálculos.

Mn	7		i	5		$\delta$	25°
Z1	18		M motor (N mm)	1.775.000		$\alpha$	20°
Z2	90		n motor (rev/min)	296		$\mu$	15°

Tabla 17. Datos iniciales engranajes 3 y 4.

#### 3) Comprobación a flexión:

Nos sale una sigma de 77,17 MPa. Ahora pasaremos a comprobar a desgaste.

#### 4) Comprobación a desgaste: Datos a tener en cuenta E = 210 GPa.

$$K_r = 7,185 = 0,677 \frac{HB^2}{E * W^{1/3}} \rightarrow HB = 3.277,2 \sim 327,72 \text{ MPa.}$$

Por lo tanto, podemos elegir el material de las tablas (Anexo IV: Tablas).

He elegido para los dos engranajes un acero F -127 MPa  $\rightarrow HB \begin{cases} 305 \\ 365 \end{cases}$

### Engranajes 5 y 6:

Como hecho con los demás engranajes, tendremos que calcular los engranajes primero a flexión y luego a desgaste, pero con nuestros nuevos datos.

Los datos que tenemos son los siguientes y los cálculos los podré ver en Anexos II: Cálculos.

Mn	6		i	4		$\delta$	25°
Z1	38		M motor (N mm)	8.875.000		$\alpha$	20°
Z2	152		n motor (rev/min)	59,2		$\mu$	15°

Tabla 18. Datos iniciales engranajes 5 y 6.

#### 5) Comprobación a flexión:

Nos sale una sigma de 230,04 MPa. Ahora pasaremos a comprobar a desgaste.

#### 6) Comprobación a desgaste: Datos a tener en cuenta E = 210 GPa.

$$K_r = 11,190 = 0,677 \frac{HB^2}{E * W^{1/3}} \rightarrow HB = 3.127,5 \sim 312,7 \text{ MPa.}$$

Por lo tanto, podemos elegir el material de las tablas (Anexo IV: Tablas).

He elegido para los dos engranajes un acero F -125 MPa  $\rightarrow HB \begin{cases} 295 \\ 325 \end{cases}$

### 5.7.2: Ejes.

Teniendo ya los engranajes seleccionados tendremos que calcular los esfuerzos que le transmiten esos engranajes a nuestros ejes y a partir de ahí dimensionar estos últimos.

Los ejes deben ser cilíndricos porque soportan mejor el momento torsor provocado por los engranajes en nuestro caso. Ver fórmula:  $\tau_{max} = \frac{M_x}{W_o}$ .

Vamos a definir una serie de características generales para el cálculo de nuestros ejes que son:

- El Coeficiente de seguridad que aplicaremos según la Teoría de Von Mises será de 3.
- El material que emplearemos para la fabricación de nuestros ejes será, SAE 1045, ya que consultando hemos visto que es uno de los más habitualmente empleados.
- Y, por último, en los tres ejes a calcular intentaremos calcular el diámetro mínimo necesario, aunque luego tendremos que consultar nuestro catálogo de rodamientos para poder luego acoplar estos a nuestro sistema reductor.

El paso para el cálculo del diámetro de nuestros ejes consta de 6 pasos:

1. Medidas del eje.
2. Cálculo de fuerzas de los engranajes.
3. Reacciones en los apoyos y diagramas de esfuerzos.
4. Selección del punto más desfavorable y aplicación del criterio de Von Mises.
5. Reducción del eje y comprobación del C.S.
6. Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo C.S.

#### **Eje A:**

En el eje A, los engranajes 2 y 3 provocan esfuerzos en este.

##### A) Medidas de nuestro eje.

Al ser engranajes helicoidales veremos que habrá una serie de fuerzas:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Tangenciales} \\ \text{Radiales} \\ \text{Axiales} \\ \text{Momento flector} \end{array} \right.$

Las medidas serán las siguientes.  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Eje A: } 500 \text{ mm.} \\ \text{Eje B: } 500 \text{ mm.} \\ \text{Eje C: } 1.500 \text{ mm.} \end{array} \right.$

##### B) Cálculo de las fuerzas de los engranajes.

Usaremos para calcular las fuerzas, los datos calculados en el apartado de engranajes.

$\mu$	15°	Dp1 (mm)	94,2	Dp3 (mm)	130,4	Dp5 (mm)	236,04
$\alpha$	20°	Dp2 (mm)	471	Dp4 (mm)	652	Dp6 (mm)	944

Tabla 19. Datos iniciales de nuestros engranajes.

Sabemos que  $\rightarrow M_{t1} = 355 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

Y calculamos:

	T (N)	A (N)	V (N)	Mf (Nmm)
Engranaje 2	7.537,15	2.019,57	7.803,03	475.609
Engranaje 3	27.223,90	7.294,63	10.258,23	475.609

C) Reacciones en los apoyos y diagramas de esfuerzos.

Nos surgirán esfuerzos en dos planos (Plano XY y Plano XZ).

Plano XY:

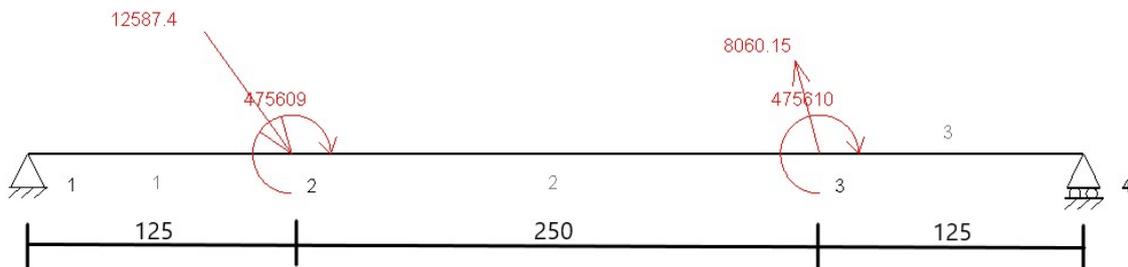


Ilustración 18. Fuerzas en nuestro eje A, plano XY.

Plano XZ:

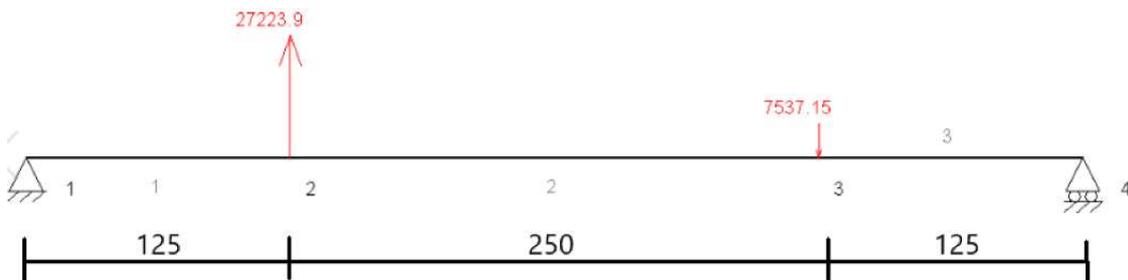


Ilustración 19. Fuerzas en nuestro eje A, plano XZ.

D) Selección del punto más desfavorable y aplicación del criterio de Von Mises.

Vemos que el punto más solicitado es el punto 2, donde está el engranaje 3.

$$M_{R2} = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(9,56 * 10^5)^2 + (2,32 * 10^6)^2} = 2.509.250 \text{ N mm}$$

Aplicando Von Mises tendremos:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \rightarrow \begin{cases} \sigma_x = \frac{M_{R2}}{W_f} + \frac{N_2}{A} \\ \tau_{xy} = \frac{M_{T2}}{W_o} = \frac{M_{T2}}{2*W_f} \end{cases}$$

Como hemos dicho antes, aplicamos un Coeficiente de seguridad de 3.  $\rightarrow \sigma_{equiv} = 110 \text{ MPa}$ .

$$110 = \sqrt{\left(\frac{2,51 \cdot 10^6}{W_f}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{1,775 \cdot 10^6}{2 \cdot W_f}\right)^2} \rightarrow W_f = 26.757,2 \text{ mm}^3 = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$$

D = 64,83 mm → Al colocar los rodamientos →  $D_{\text{eje-normaliza}} = 65$

Sabemos que los ejes no son un cilindro perfecto, sino que van reduciendo el tamaño donde el momento es menor, por lo tanto, reduciremos el eje y comprobaremos de nuevo el C.S.

E) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo).

Empezaremos a reducir el eje A por el lado de la izquierda asique cogemos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

	Mxy (Nmm)	Mxz (Nmm)
Plano XY	211.200	-
Plano XZ	-	1.020.800

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{\text{equivalente}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \begin{cases} \sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A} \\ \tau_{xy} = \frac{M_{TZ}}{2 \cdot W_f} \end{cases}$$

$$\text{Hallaremos } M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(211.200)^2 + (1.020.800)^2} = 1.042.419 \text{ Nmm.}$$

$$C.S. = 3 = \frac{\sigma_{\text{elástico}}}{\sigma_{\text{equivalente}}} \rightarrow \sigma_{\text{equivalente}} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{1.042.419}{W_f}\right)^2} \rightarrow W_f = 9.477 = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$$

$$D = 45,87 \approx 46 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumplirá para } D = 55 \text{ mm.}$$

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.  $N_2 = 5.280$

$$\sigma_{\text{equivalente}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \begin{cases} \sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A} \\ \tau_{xy} = \frac{M_{TZ}}{2 \cdot W_f} \end{cases}$$

$$W_f = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 55^3}{32} = 16.334 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A} = \frac{1.042.419}{16.334} + \frac{5.280}{2.375,83} = 66,04. \rightarrow C.S. = \frac{\sigma_{\text{elástico}}}{\sigma_{\text{equivalente}}} = \frac{330}{66,04} = 5 > 3$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo C.S. (lado izquierdo).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el C.S. multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Cogeré unas tablas. (Anexo IV: Tablas utilizadas).  $\begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,6 \\ K_b(\text{Axil}) = 1,65 \end{cases}$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi C.S. después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{\text{equivalente}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} \begin{cases} \sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A} \\ \tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f} \end{cases}$$

$$\sigma_x = K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) + K_b \left( \frac{N}{A} \right) = 1,6 \left( \frac{1.042.419}{16.334} \right) + 1,65 \left( \frac{5.280}{2.375,83} \right) = 105,78.$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{\text{elástico}}}{\sigma_{\text{equivalente}}} = \frac{330}{105,78} = 3,12 > 3 \rightarrow \checkmark$$

E) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (L.D., primera reducción).

Haremos exactamente lo mismo con el lado derecho y cumpliremos para un D= 55mm.

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo C.S. (L.D., primera reducción).

E) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (L.D., segunda reducción).

Haremos exactamente lo mismo con el lado derecho y cumpliremos para un D= 35mm.

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo C.S. (L.D., segunda reducción).

El eje A finalmente quedará:

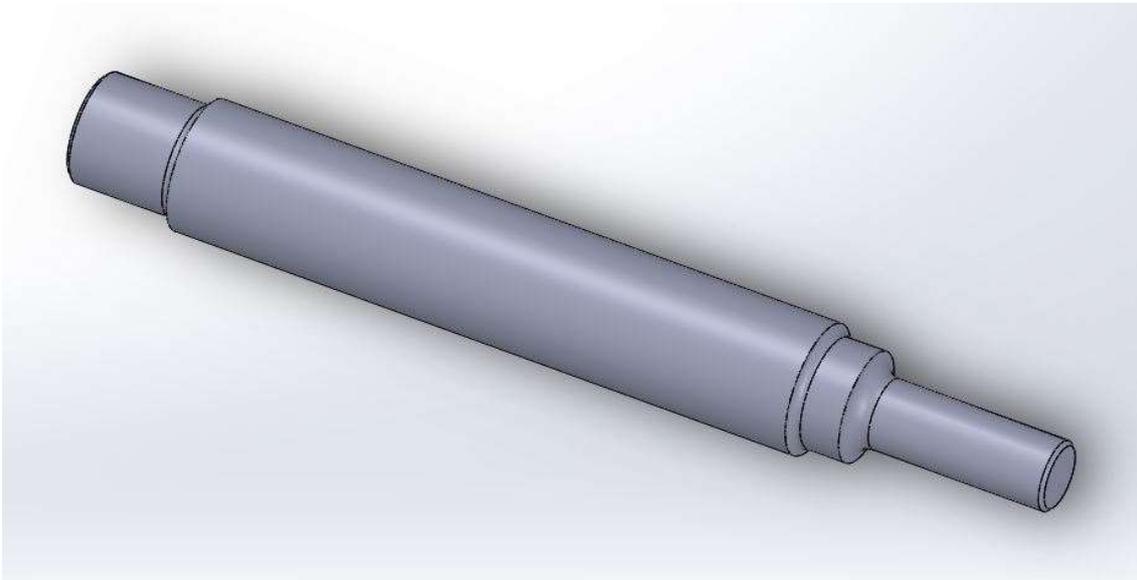


Ilustración 20. Eje A final.

Las medidas del eje A, se pueden ver en el Anexo V: Planos de los ejes.

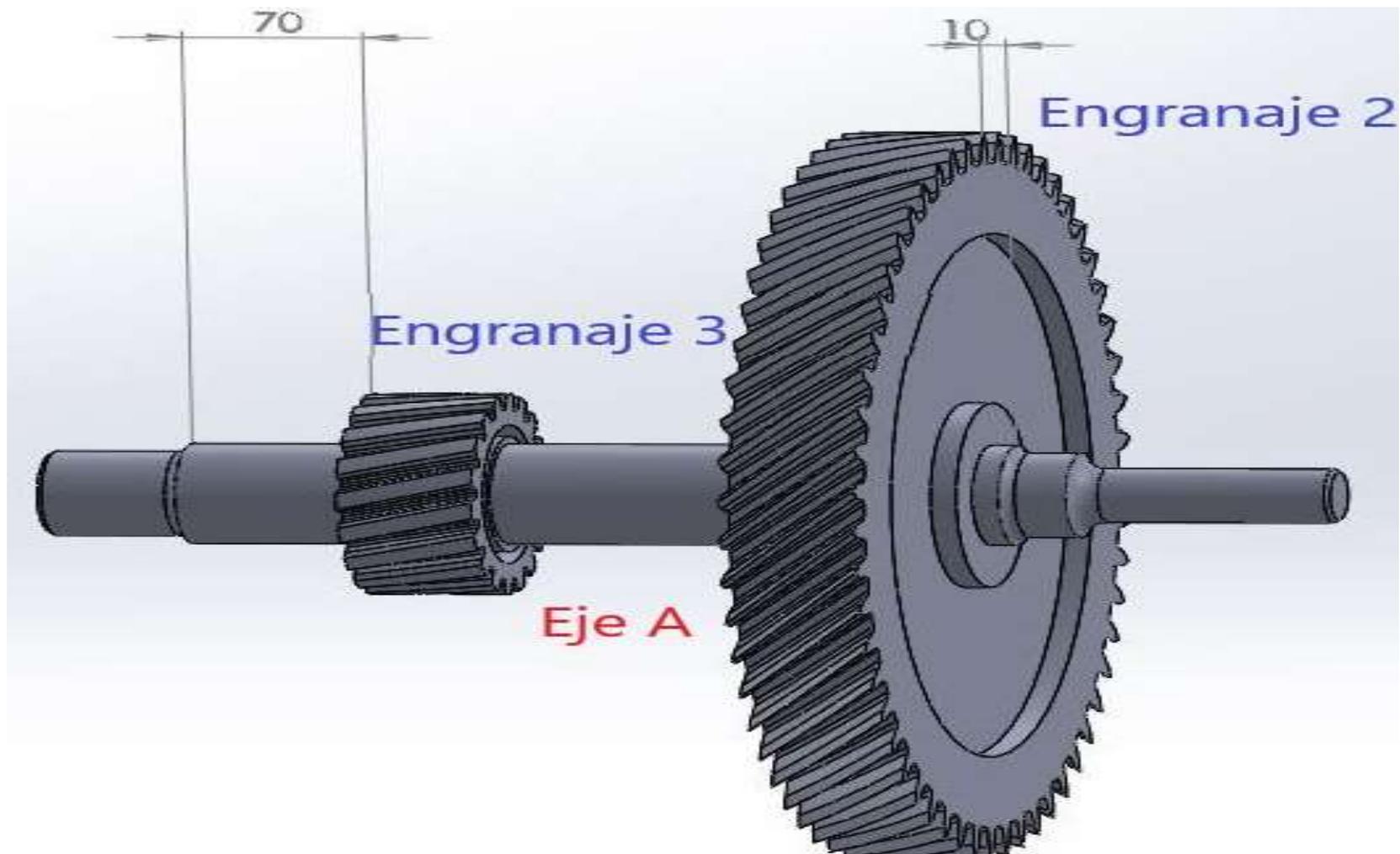


Ilustración 22. Eje A más engranajes 2 y 3.

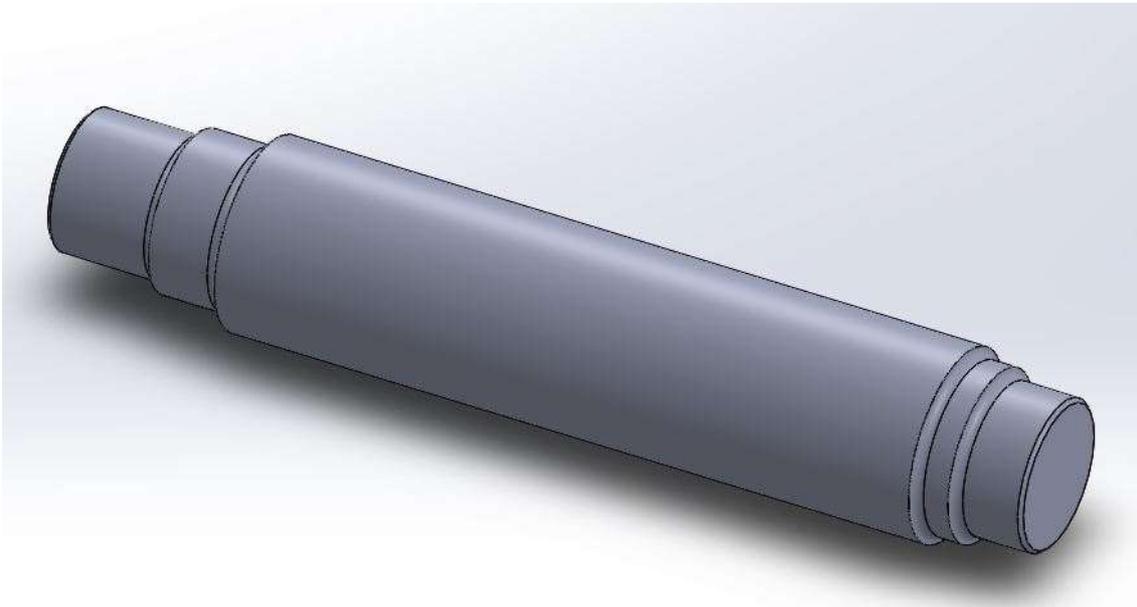
## **Eje B:**

Los pasos a seguir serán los mismos que hemos seguido para el eje A.

- A) Medidas de nuestro eje.
- B) Cálculo de las fuerzas de los engranajes.
- C) Reacciones en los apoyos y diagramas de esfuerzos.
- D) Selección del punto más desfavorable y aplicación del criterio de Von Mises.
- E) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (L. Izquierdo) (reducciones).  
Haremos dos reducciones por el lado izquierdo, como veremos en la ilustración siguiente.
- F) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (L. Derecho) (reducciones).  
Haremos dos reducciones por el lado izquierdo, como veremos en la ilustración siguiente.

Realizando pues estos pasos exactamente de la misma manera que para el eje A, pero con los datos del eje B y estando estos con detalle en el Anexo II: Cálculos, tendremos el eje B siguiente.

**Las medidas del eje B, se pueden ver en el Anexo V: Planos del eje.**



*Ilustración 23. Eje B final.*

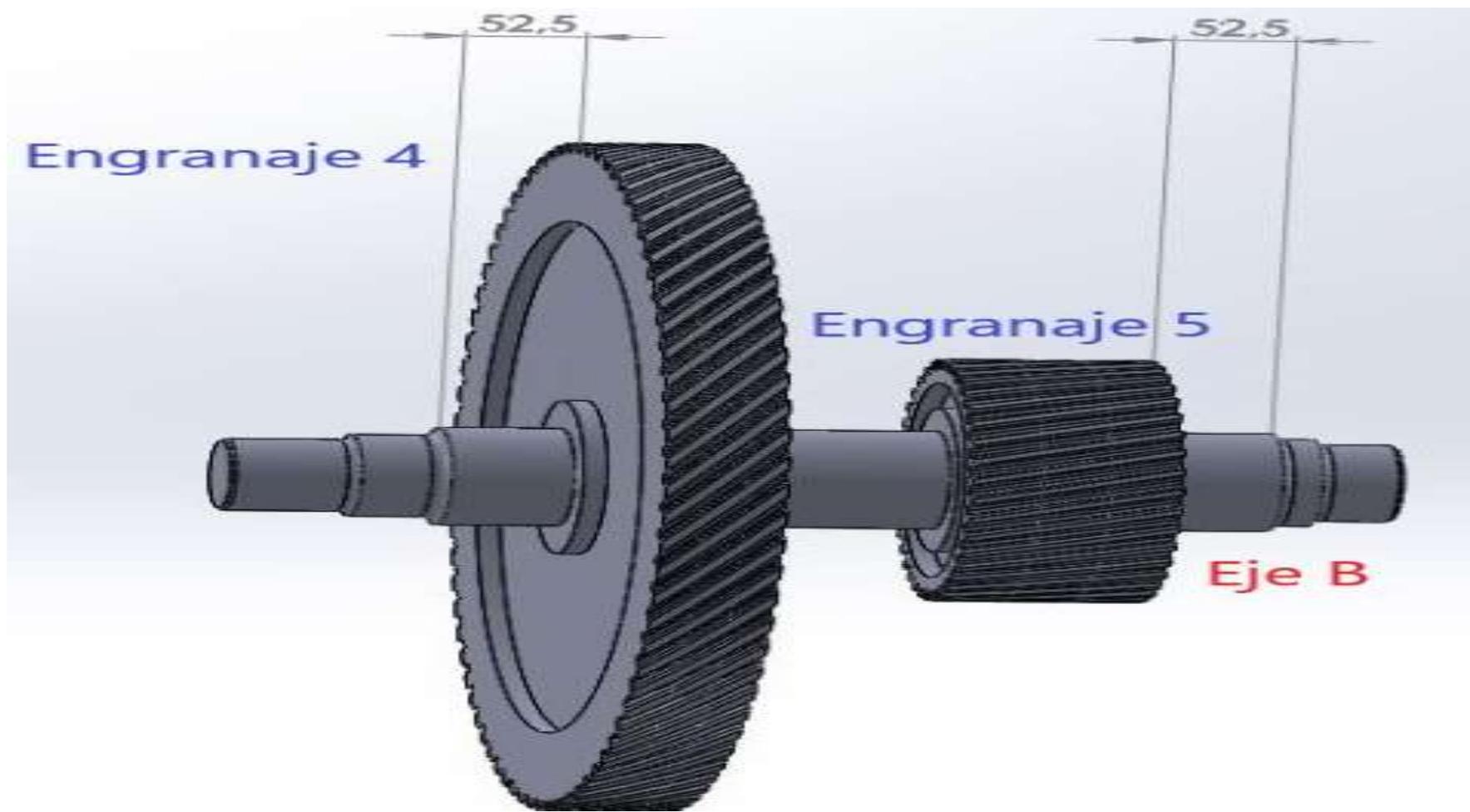


Ilustración 24. Eje B más engranajes 4 y 5.

### **Eje C:**

En el eje C, el engranaje 6 y el tambor provocan esfuerzos en este.

Los pasos a seguir serán los mismos que hemos seguido para el eje A y para el eje B.

- A) Medidas de nuestro eje.
- B) Cálculo de las fuerzas del engranaje y del tambor.
- C) Reacciones en los apoyos y diagramas de esfuerzos.
- D) Selección del punto más desfavorable y aplicación del criterio de Von Mises.
- E) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (L. Izquierdo) (reducciones).  
Haremos tres reducciones por el lado izquierdo, como veremos en la ilustración siguiente.
- F) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (L. Derecho) (reducciones).  
Haremos tres reducciones por el lado izquierdo, como veremos en la ilustración siguiente.

Realizando pues estos pasos exactamente de la misma manera que para el eje A, pero con los datos del eje C y estando estos con detalle en el Anexo II: Cálculos, tendremos el eje C siguiente.

**Las medidas del eje C, se pueden ver en el Anexo V: Planos de los ejes.**

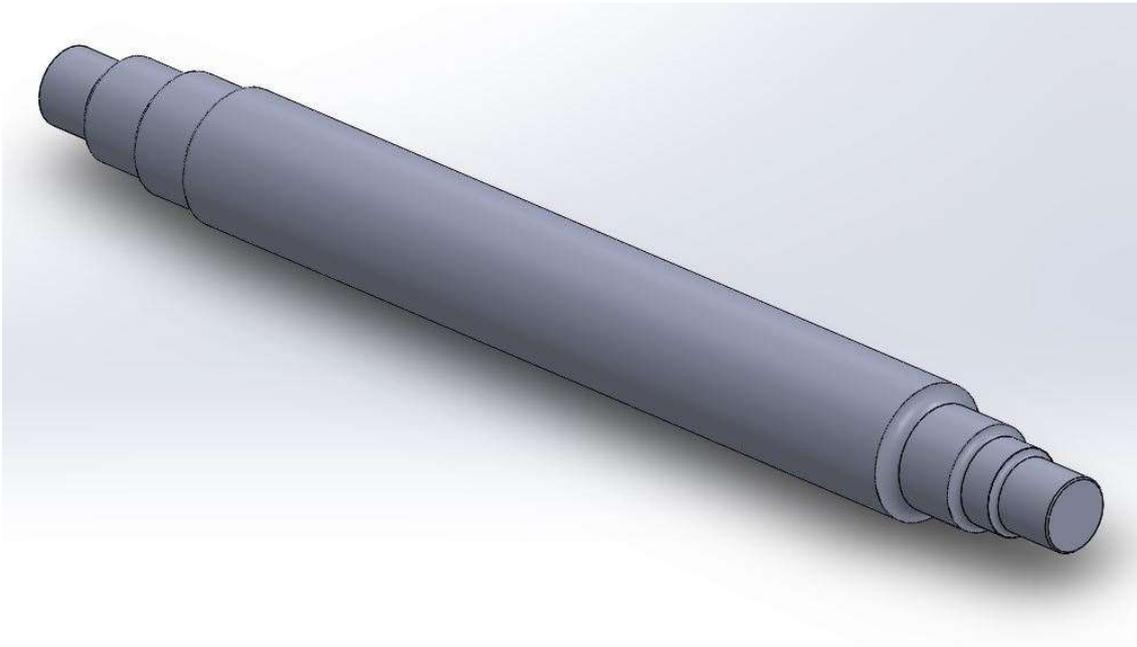


Ilustración 25. Eje C final.

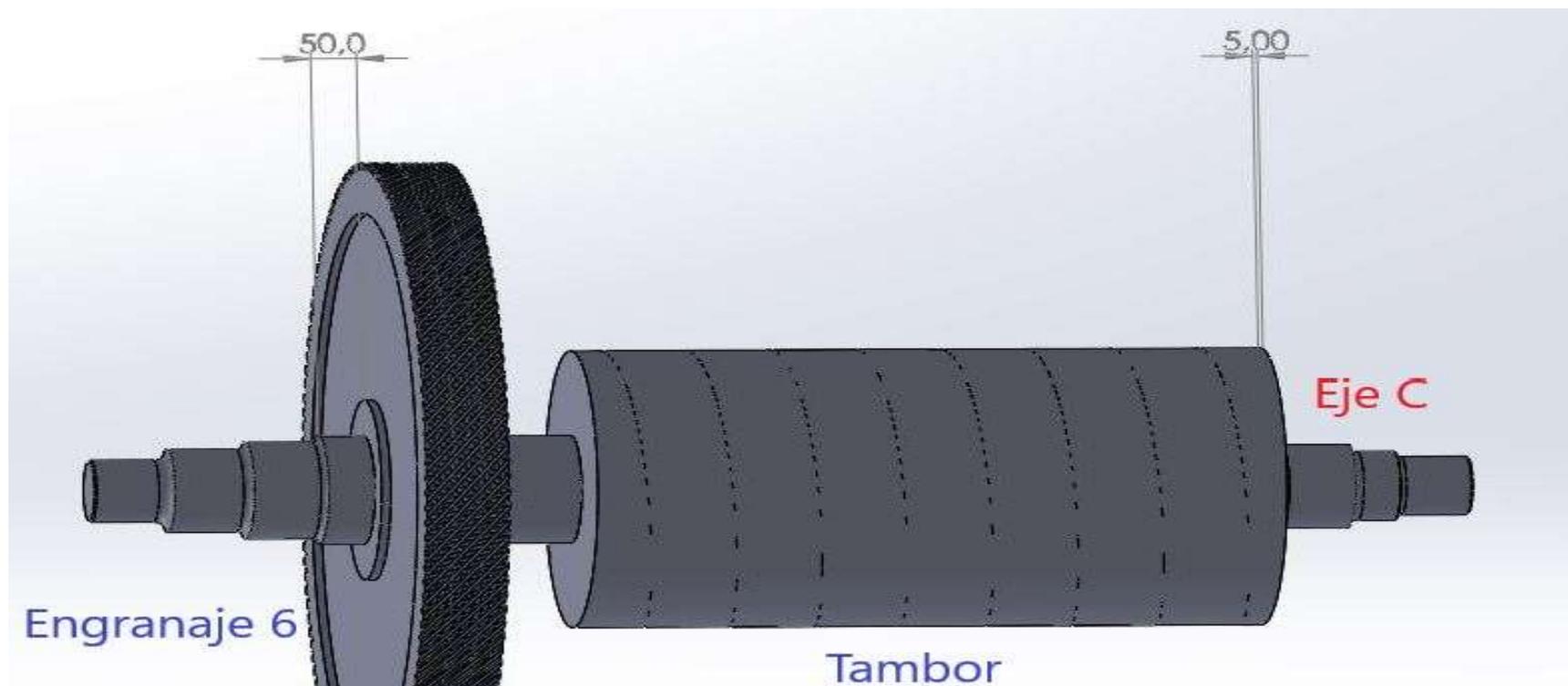


Ilustración 26. Eje C más engranaje 6 y tambor.

### 5.7.3: Rodamientos.

Al igual que hicimos con los engranajes antes de elegir los rodamientos a emplear, veremos que son, cuál es su función, que tipos hay y posteriormente pasaremos a calcularlos.

#### A. Introducción:

Un rodamiento es un elemento de máquina destinado a soportar las cargas originadas en los ejes debido a las fuerzas que se generan en los engranajes, en las correas, en las cadenas y a otros componentes de máquinas.

Reducen la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura, además de servir de apoyo y facilitar el desplazamiento del eje.

Constan de varias partes:

- Anillo o pista interior.
- Anillo o pista exterior.
- Bolas, rodillos o agujas.
- Jaula y separador.



Ilustración 27. Partes de un rodamiento.

#### B. Tipos de rodamientos:

Los diferentes tipos se clasifican en:

{	La dirección de la carga	{	Radales
			Axiales
			Mixtos
{	El elemento de soporte	{	Anillo
			Disco
{	La inclinación del eje	{	Rígidos
			Pivotantes



Ilustración 28. Rodamiento radial de bolas.

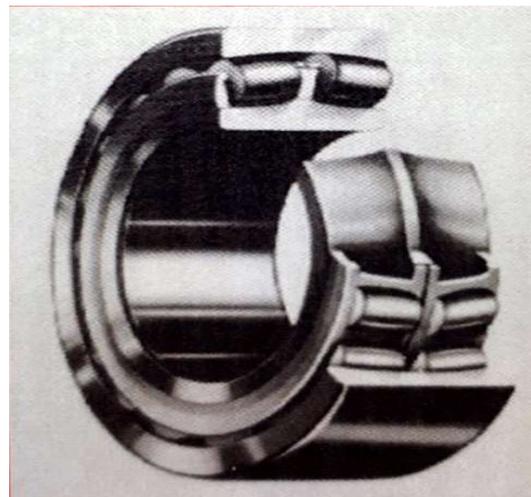


Ilustración 29. Rodamiento de rodillos a rótula.



Ilustración 30. Rodamiento de rodillos cilíndricos



Ilustración 31. Rodamiento de rodillos cónicos

### C. Cálculo y selección de rodamientos:

Para calcular los rodamientos lo primero que haremos será observar que los rodamientos irán donde he calculado las reacciones en los ejes (apartado 5.7.2) por lo tanto observamos que:

- Rodamientos A, C y E tendrán carga radial y axial.
- Rodamientos B, D y F tendrá solo carga radial.

#### i. Eje A (Rodamientos A y B):

##### Plano XY:

En el punto 1, que llamaremos punto A habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes:

$$R_{AX} = -5.275 \text{ N}$$

$$R_{AY} = 3.840 \text{ N}$$

Y un eje de 55 mm (Datos en 5.7.2. reducción de ejes).  $\rightarrow \phi_A = 55 \text{ mm}$

En el punto 4, que llamaremos punto B habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes:

$$R_{BY} = -1.385 \text{ N}$$

Y un eje de 35 mm (Datos en 5.7.2. reducción de ejes).  $\rightarrow \phi_B = 35 \text{ mm}$

##### Plano XZ:

En el punto 1, que llamaremos punto A habíamos hallado en el apartado 5.7.2 ejes:

$$R_{AZ} = -18.533 \text{ N}$$

Y un eje de 55 mm (Datos en 5.7.2. reducción de ejes), en el plano XY.  $\rightarrow \phi_A = 55 \text{ mm}$

En el punto 4, que llamaremos punto B habíamos hallado en el apartado 5.7.2 ejes:

$$R_{BZ} = -1.153 \text{ N}$$

Y un eje de 35 mm (Datos en 5.7.2. reducción de ejes), en el plano XY.  $\rightarrow \phi_B = 35 \text{ mm}$

##### Rodamiento A.

Calcularemos la reacción total en el punto A.

$$R_A = \sqrt{(R_{AY})^2 + (R_{AZ})^2} = \sqrt{(3.840)^2 + (18.533)^2} = 18.926,64 \text{ N}$$

Elegiremos rodamiento de bolas (por tener axial).

$$\frac{F_a}{F_b} = \frac{5.275}{18.926} = 0,279 \rightarrow e(\text{tablas}) \begin{cases} 0,27 \\ 0,31 \end{cases} \rightarrow \text{elegir entre } \begin{cases} \frac{F_a}{F_b} < e \\ \frac{F_a}{F_b} > e \end{cases}$$

$$1^{\circ} \text{ tanteo: } \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot (18.926) + 0 = 18.926 = P$$

$$a \begin{cases} a = 3 \text{ (para rodamientos de bolas)} \\ a = \frac{10}{3} \text{ (para rodamientos de rodillos)} \end{cases}$$

$L=W=555,44$  millones de vueltas, calculado en el apartado 5.1.7.1 (Engranajes)

$$C = P \sqrt[10]{L} = 18.926 \sqrt[10]{559,44} \approx 156 \text{ kN y } \phi_A = 55 \text{ mm} \rightarrow$$

no hay rodamiento rígido de bolas así que buscaremos rodamiento de rodillos cónicos.

Repetimos la operación, por lo tanto:

$$\frac{F_a}{F_b} = \frac{5.275}{18.926} = 0,279 \rightarrow e(\text{tablas}) \begin{cases} 0,27 \\ 0,31 \end{cases} \rightarrow \text{elegir entre } \begin{cases} \frac{F_a}{F_b} < e \\ \frac{F_a}{F_b} > e \end{cases}$$

$$1^{\circ} \text{ tanteo: } \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot (18.926) + 0 = 18.926 = P$$

$$C = P \sqrt[10]{L} = 18.926 \sqrt[10]{559,44} = 126,3 \text{ kN} + \phi_A = 55 \text{ mm} \rightarrow$$

$$\text{Selecciono el rodamiento del catálogo FAG - 30311A } \begin{cases} C = 153 \text{ kN} > 126 \text{ kN} \\ C_o = 176 \text{ kN} \end{cases}$$

Comprobaremos ahora que el rodamiento cumple las especificaciones.

$$\frac{F_a}{F_b} = \frac{5.275}{176.000} = 0,03 = e \rightarrow \text{tablas rod. rígido de rodillos } X = 0,4 \text{ e } Y = 1,75$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot (18.926) + 1,75 \cdot (5.275) = 16.801,6 \text{ N} = P$$

$$C = P \sqrt[10]{L} = 16.801 \sqrt[10]{559,44} = 112,12 \text{ kN} < 153 \text{ kN} \rightarrow \text{Cumple } \checkmark$$

Rodamiento A  $\rightarrow$  Rodamiento de rodillos cónicos FAG- 30.311A

### Rodamiento B.

Calcularemos la reacción total en el punto B.

$$R_B = \sqrt{(R_{BY})^2 + (R_{BZ})^2} = \sqrt{(1.385)^2 + (1.153)^2} = 1.802,12 \text{ N}$$

Elegiremos rodamiento de bolas.

$$\frac{F_a}{F_b} = 0 \rightarrow \text{No hay axial (ya comentado antes).}$$

$$1^{\circ} \text{ tanteo: } \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot (1.802,12) + 0 = 1.802,12 \text{ N} = P$$

$$a \begin{cases} a = 3 \text{ (para rodamientos de bolas)} \\ a = \frac{10}{3} \text{ (para rodamientos de rodillos)} \end{cases}$$

$L=W=555,44$  millones de vueltas, calculado en el apartado 5.1.7.1 (Engranajes)

$C = P^a \sqrt{L} = 1.802,12 \sqrt[3]{559,44} = 14.849,15 \text{ N} \approx 14,9 \text{ kN}$  y  $\phi_B = 35 \text{ mm} \rightarrow$   
Hay rodamiento rígido de bolas, así que seleccionamos el siguiente.

Selecciono el rodamiento del catálogo FAG – 6207  $\left\{ \begin{array}{l} C = 25,5 \text{ kN} > 14,9 \text{ kN} \\ C_o = 15,3 \text{ kN} \end{array} \right.$

No hace falta comprobar, porque solo se comprueban cuando hay carga axial,  $\frac{F_a}{F_b} = 0$ .

Rodamiento B  $\rightarrow$  Rodamiento rígido de bolas FAG- 6207

### ii. Eje B (Rodamientos C y D):

Haciendo los mismos pasos realizados para el eje B y los rodamientos C y D respectivamente obtendremos los siguientes resultados.

Los cálculos al completo los tendremos en el Anexo II: Cálculos.

Plano XY:

$$\begin{aligned} R_{CX} &= -12.858 \text{ N} \\ R_{CY} &= -10.844 \text{ N} \\ \phi_C &= 70 \text{ mm} \\ R_{DY} &= 28.926 \text{ N} \\ \phi_D &= 75 \text{ mm} \end{aligned}$$

Plano XZ:

$$\begin{aligned} R_{CZ} &= 35.123 \text{ N} \\ R_{DZ} &= 67.312,3 \text{ N} \end{aligned}$$

Rodamiento C. Rodamiento C  $\rightarrow$  Rodamiento de rodillos cónicos FAG- 32.214A

Rodamiento D. Rodamiento D  $\rightarrow$  Rodamiento de rodillos cilíndricos FAG- NJ2315ETVP2

### iii. Eje C (Rodamientos E y F):

Haciendo los mismos pasos realizados para el eje C y los rodamientos E y F respectivamente obtendremos los siguientes resultados. Ver todo Anexo II: Cálculos.

Plano XY:

$$\begin{aligned} R_{EX} &= 20.153 \text{ N} \\ R_{EY} &= 3.570 \text{ N} \\ \phi_E &= 90 \text{ mm} \\ R_{FY} &= 49.550 \text{ N} \\ \phi_F &= 85 \text{ mm} \end{aligned}$$

Plano XZ:

$$\begin{aligned} R_{EZ} &= -60.169 \text{ N} \\ R_{FZ} &= -15.042 \text{ N} \end{aligned}$$

Rodamiento E. Rodamiento E  $\rightarrow$  Rodamiento rígido de bolas FAG- 6418M

Rodamiento F. Rodamiento F  $\rightarrow$  Rodamiento rígido de bolas FAG- 6417M

#### 5.7.4: Uniones de los engranajes con los ejes.

##### A) Definición y función de las uniones.

Una vez calculado, los ejes y los engranajes necesitaremos la forma de unirlos, ya que, sino girarían los ejes, pero no los engranajes, por lo tanto, luego veremos, pero vamos a elegir la chaveta como elemento de unión.

La chaveta es una pieza de sección rectangular o cuadrada que se inserta entre dos elementos que deben ser solidarios entre sí para transmitir potencia y evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre otra. Las chavetas pueden ser de varios tipos (de cuña, prismática, segmentada, tangencial...).

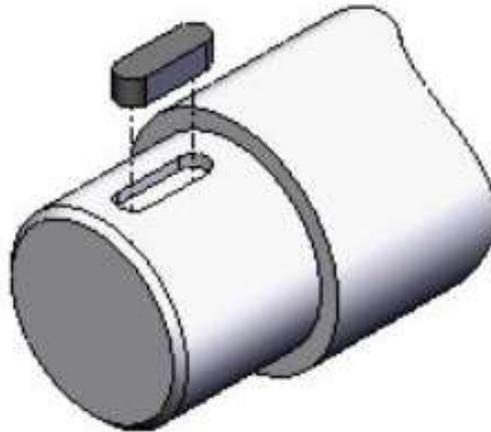


Ilustración 32. Chaveta ejemplo.

##### B) Tipos de unión:

- Por presión: se realizan con unas tolerancias o ajustes entre el eje y el engranaje, pero el problema es que los pares a transmitir no son muy elevados, por lo tanto, es una opción descartada en nuestro caso, quizá valiera en los dos primeros engranajes, o entre una polea (cinta)-eje.
- Con chaveta: Se generan unos esfuerzos y tensiones entre el engranaje, el eje y la chaveta. Son las más aconsejadas para nuestra aplicación, lo veremos gráficamente a continuación, estas son las fórmulas.

$$\sigma_{\text{engranaje-chave}} = \frac{\text{Fuerza}}{b * L}$$

$$\tau = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}}$$

$$\sigma_{\text{eje-chaveta}} = \frac{\text{Fuerza}}{a * L}$$

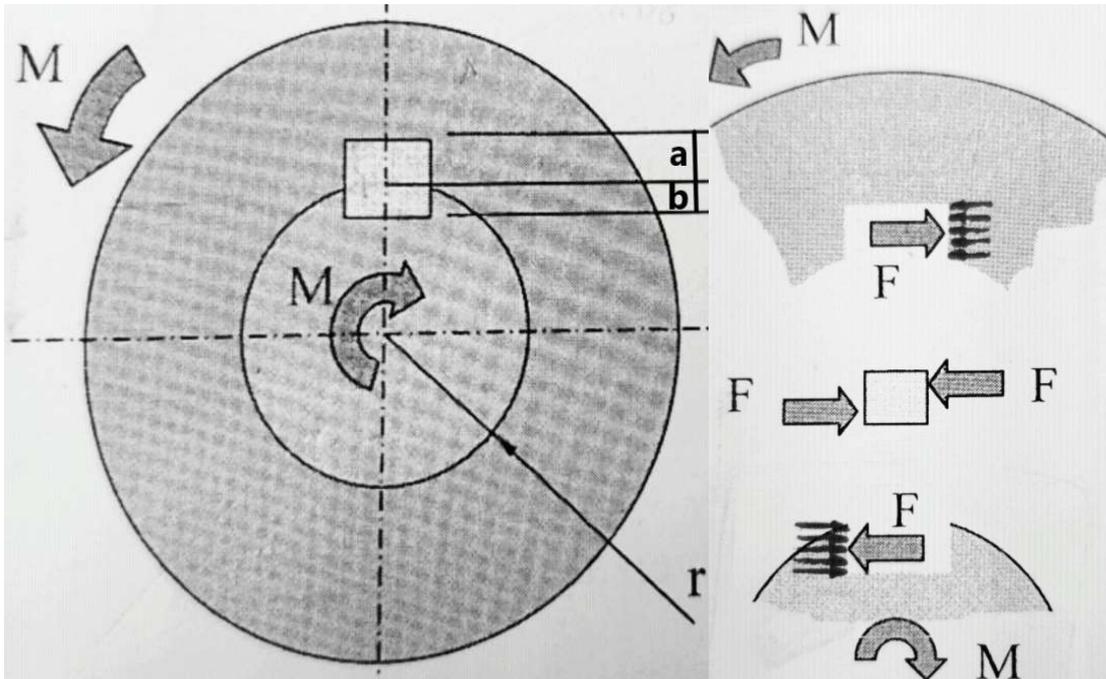


Ilustración 33. Fuerzas y tensiones en una unión con chaveta.

### C) Cálculo de las chavetas.

Empezaré viendo que para calcular las chavetas siempre son los mismos tres pasos, que nombro a continuación y el tercer paso es donde aplico los dos tipos de aplastamiento y la cortadura sufrida por la chaveta explicado anteriormente.

#### Eje A - Engranaje 2:

$$M_{EJE} = 1.775 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Hay que coger el diámetro del eje, no el del engranaje, no confundir, que es donde vamos a calcular el esfuerzo que soporta para mi chaveta para poder dimensionarla.

$$\varnothing_{EJE-A} = 65 \text{ mm}$$

El dimensionamiento de la chaveta se compondrá de tres pasos.

$$\left\{ \begin{array}{l} 1^{\circ} \text{ paso: Cálculo de fuerza} \\ 2^{\circ} \text{ paso: Materiales que intervienen} \\ 3^{\circ} \text{ Cálculos para dimensionar} \end{array} \right.$$

Comenzaremos a dimensionar pues ya la chaveta:

#### 1. Cálculo de fuerza:

$$Fuerza = \frac{M_{EJE}}{\text{radio}} = \frac{1.775.000}{(65/2)} = 54.000 \text{ N}$$

#### 2. Materiales que intervienen:

	Material	Límite de rotura (MPa)
Engranaje 2	F-126	1.100
Eje A	SAE 1045	600
Chaveta	Acero C45+C (F-114)	600

Tabla 20. Materiales que intervienen en la unión.

3. **Cálculo para dimensionar** (comprobación):  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Aplastamiento: Eje - Chaveta} \\ \text{Aplastamiento: Chaveta - Engranaje} \\ \text{Cortadura} \end{array} \right.$
- *Aplastamiento: Eje - Chaveta.*

Los materiales son igual de débiles así que cogemos cualquiera de ellos que tiene como  $\sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_x = 300 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{54.000}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 180 \text{ mm}^2 = t_1 \cdot l$$

Para seleccionar nuestra chaveta iremos al catálogo de nuestro fabricante en este caso OPAC y con el diámetro de nuestro eje seleccionaremos nuestra chaveta.

Para un  $\varnothing = 65 \text{ mm}$   $\rightarrow$  tenemos unas dimensiones  $\left( \begin{array}{l} b = 18 \text{ mm} \mid h = 11 \text{ mm} \\ t_1 = 7 \text{ mm} \mid t_2 = 3,4 \text{ mm} \end{array} \right)$

Ahora podremos ya hallar la longitud de mi chaveta que es el único parámetro que falta por determinar.

$$\text{Área} = 180 \text{ mm}^2 = t_1 \cdot l = 7 \cdot l \rightarrow \boxed{l = 25,7 \text{ mm}}$$

- *Aplastamiento: Chaveta - Engranaje.*

En este caso vemos como el material más débil es la chaveta,  $\sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_x = 300 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{54.000}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 180 \text{ mm}^2 = t_2 \cdot l$$

Ahora, como hemos hecho antes, podremos hallar la longitud de mi chaveta:

$$\text{Área} = 180 \text{ mm}^2 = t_2 * l = 3,4 * l \rightarrow \boxed{l = 52,94 \text{ mm}}$$

- *Cortadura.*

En este caso el único material que interviene es la chaveta por lo tanto  $\rightarrow \sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa}.$$

$$\sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa} = \sqrt{\frac{\sigma_x^2}{3} + 3 * \tau^2} \rightarrow \tau = 173,8 \text{ MPa}.$$

$$\tau = 173,8 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{54.000}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 311,77 \text{ mm}^2 = b * l$$

Ahora, como hemos hecho antes, podremos hallar la longitud de mi chaveta:

$$\text{Área} = 311,77 \text{ mm}^2 = b * l = 18 * l \rightarrow \boxed{l = 17,32 \text{ mm}}$$

Como han salido tres longitudes distintas para el eje A y engranaje 2 cogeremos la más larga porque es la más restrictiva y luego tendremos que normalizada con el catálogo por lo tanto quedaría:

*Longitud chaveta (Eje A – Engranaje 2) = 52,94 mm  $\rightarrow$  Catálogo = 55 mm.*

$$\text{Chaveta (paralela, forma A) final del catálogo} \begin{cases} b = 18 \\ h = 11 \\ l = 55 \end{cases}$$

### Eje A - Engranaje 3:

$$M_{EJE-A} = 1.775 \text{ N} * \text{m}.$$

$$\phi_{EJE-A} = 65 \text{ mm}$$

El dimensionamiento de la chaveta se compondrá de tres pasos.

$$\begin{cases} 1^{\circ} \text{ paso: Cálculo de fuerza} \\ 2^{\circ} \text{ paso: Materiales que intervienen} \\ 3^{\circ} \text{ Cálculos para dimensionar} \end{cases}$$

Como hemos dicho en el comentario, era obvio que nos iban a salir las mismas longitudes, asique como hemos solventado antes, han salido tres longitudes distintas para el eje A y engranaje 3 asique cogeremos la más larga porque es la más restrictiva y luego tendremos que normalizada con el catálogo por lo tanto quedaría:

*Longitud chaveta (Eje A – Engranaje 3) = 52,94 mm  $\rightarrow$  Catálogo = 55 mm.*

$$\text{Chaveta (paralela, forma A) final del catálogo} \begin{cases} b = 18 \\ h = 11 \\ l = 55 \end{cases}$$

### Eje B – Engranajes 4 y 5:

Como hemos dicho en el comentario al calcular la chaveta del eje A-engranaje 3, calcularemos simultáneamente las chavetas de los engranajes 4 y 5 ya que, al estar situados sobre el mismo eje, con la particularidad de tener el mismo diámetro de eje (por lo tanto, la selección de chaveta será la misma) y, además al hacer los cálculos vemos que el material del engranaje que es lo único que cambia no influye en ellos, solo haremos los cálculos una vez, pero valdrá para ambos casos o chavetas.

$$M_{EJE-} = 8.775 N * m.$$

$$\phi_{EJE-A} = 95 mm$$

Como han salido tres longitudes distintas para el eje B y engranaje 4 y 5 cogeremos la más larga porque es la más restrictiva y luego tendremos que normalizada con el catálogo por lo tanto quedaría:

$$\text{Longitud chaveta (Eje B – Engranajes 4 y 5)} = 141mm \rightarrow \text{Catálogo} = 150mm.$$

$$\text{Chaveta (paralela, forma A) final del catálogo} \begin{cases} b = 25 \\ h = 14 \\ l = 150 \end{cases}$$

### Eje C - Engranaje 6:

$$M_{EJE-A} = 35.500 N * m.$$

$$\phi_{EJE-C} = 155 mm$$

El dimensionamiento de la chaveta se compondrá de tres pasos.

$$\begin{cases} 1^{\circ} \text{ paso: Cálculo de fuerza} \\ 2^{\circ} \text{ paso: Materiales que intervienen} \\ 3^{\circ} \text{ Cálculos para dimensionar} \end{cases}$$

Como han salido tres longitudes distintas para el eje C y engranaje 6 cogeremos la más larga porque es la más restrictiva y luego tendremos que normalizada con el catálogo por lo tanto quedaría:

$$\text{Longitud chaveta (Eje C – Engranaje 6)} = 188,5 mm \rightarrow \text{Catálogo} = 200 mm.$$

$$\text{Chaveta (paralela, forma A) final del catálogo} \begin{cases} b = 40 \\ h = 22 \\ l = 200 \end{cases}$$

Para realizar la unión eje con el tambor veremos una unión llamada acople de barrilete que es diferente a las chavetas calculados anteriormente.

### 5.7.B: Comprobación del tiempo de respuesta del motor seleccionado.

#### 2º Parte. Cálculo del tiempo de respuesta:

Habiendo calculado ya mi reductora ya tenemos las inercias para poder calcular mi tiempo de respuesta, ahora el  $M_i$  (Par de Inercias), ya no es cero.

En este apartado comprobaremos que el tiempo de arranque que calculemos tiene que ser menor que el tiempo de arranque del motor seleccionado, por lo tanto, con los datos que tenemos podemos ya calcular que:

$$M_m = M_{arranque} = \frac{M_{u,eje\ motor} + M_i}{\eta}$$

Con los datos anteriores  $\left\{ \begin{array}{l} \eta = 0,946 \\ M_{arranque} = 887,5\ Nm. \rightarrow M_i = 676,65\ Nm. \\ M_{u,eje\ motor} = 162,92\ Nm. \end{array} \right.$

Asique sabiendo En el apartado 5.7.B.2, he calculado las inercias. (Ver Anexos II: Cálculos).

Habiendo calculado pues:

$I_{Eje\ motor} = 1,04\ Kgm^2.$	$I_{Total\ eje\ B} = 24,76\ Kgm^2.$
$I_{Total\ eje\ A} = 6,676\ Kgm^2.$	$I_{Total\ eje\ C} = 92,83\ Kgm^2.$

Tabla 21. Resumen de las inercias en los ejes.

Y que las relaciones de transmisión eran:  $\left\{ \begin{array}{l} i_{mA} = 5. \\ i_{AB} = 5. \\ i_{BC} = 4. \end{array} \right.$

Podremos calcular la inercia total en el eje motor:

$$\begin{aligned} I_{Total\ Eje\ Motor} &= I_{Eje\ motor} + I_{Total\ Eje\ A} + I_{Total\ Eje\ B} + I_{Total\ Eje\ C} \\ &= 1,04 + \frac{6,676}{5^2} + \frac{24,76}{(5 * 5)^2} + \frac{92,83}{(5 * 5 * 4)^2} = 1,356\ Kgm^2. \end{aligned}$$

Ahora ya podemos calcular  $\alpha$ , sabiendo que:  $M_i = I * \alpha$ .

$$\alpha = \frac{M_i}{I_t} = 498,9 \frac{rad}{s^2}.$$

Calculamos cuanto será el  $t_{arranque}$ :

$$W_N = \alpha * t_{arranque} \rightarrow t_{arranque} = \frac{1480 \frac{rev}{min} * \frac{2 * \pi\ rad}{60\ s/min}}{498,9 \frac{rad}{s^2}} = 0,31\ segundos.$$

En la tabla vemos el tiempo máx. de arranque de nuestro motor (Anexo IV: Tablas utilizadas).

$$t_{arranque}(0,31\ s) < t_{arranque,motor}(15\ s).$$

Entonces el motor seleccionado cumple con las especificaciones y es el adecuado.

## 5.8. Freno:

### 5.8.1. Definición y función.

Son dispositivos que se emplean para llevar a reposo un sistema en movimiento, para bajar su velocidad o controlarla y que convierten la energía de fricción en calor.

### 5.8.2. Tipos de frenos:

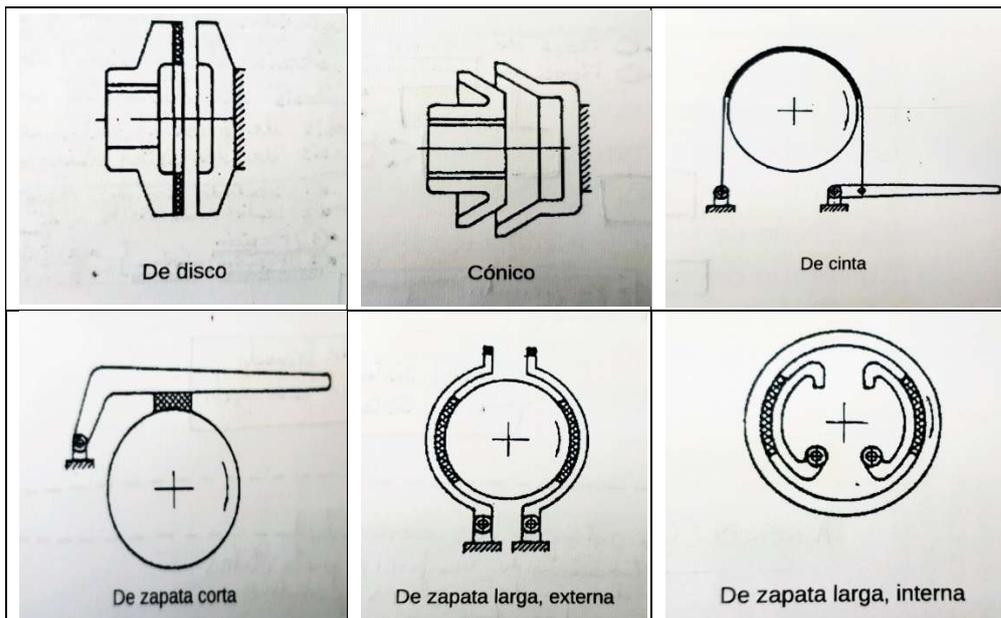


Ilustración 34. Tipos de frenos.

Los que mejor vienen para mi aplicación son el freno de disco y el freno de zapata larga externa, al final nos hemos decantado por este último.

### 5.8.3. Elección de nuestro freno y cálculo:

Una vez que ya hemos comprobado que el motor seleccionado es el correcto ya podemos calcular el freno, se calcula mediante un equilibrio energético y mediante el ángulo girado.

$$(1) W_{freno} = \sum E_c + \sum E_p$$

$$(2) W_{freno} = T_{freno} * \theta_{freno}$$

Presentamos un freno de zapata larga externa, donde podemos ver mejor alguno de los parámetros que vamos a calcular. (Para ver todos los cálculos, ir a Anexo II: Cálculos).

Empezaremos hallando la Energía cinética.

$$\Sigma E_c = \left(\frac{1}{2} I_{EjeMotor.Total} * w_{motor}^2\right) + \left(\frac{1}{2} I_{EjeA.Total} * w_{EjeA}^2\right) + \left(\frac{1}{2} I_{EjeB.Total} * w_{EjeB}^2\right) + \left(\frac{1}{2} I_{EjeC.Total} * w_{EjeC}^2\right) + \left(\frac{1}{2} m_{carga} * v_{carga}^2\right).$$

Recordemos las siguientes velocidades e inercias. (Anexo II: Cálculos).

Necesitaremos el valor de la carga a elevar que será de nuestra masa máxima = 16.000 Kg más el peso del aparejo que era 235 Kg, por lo tanto el peso total será de  $m_{carga} =$

16.235 Kg y la velocidad de subida de la carga que recordamos que era de  $v_{carga} = 4,65 \frac{m}{min} = 0,0775 \frac{m}{s}$ .

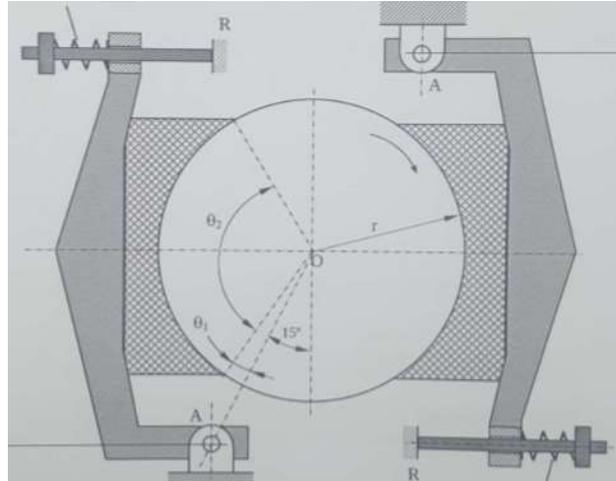


Ilustración 35. Parámetros de un freno de zapata externa.

$$\Sigma E_c = 13.606,38 \text{ J.}$$

Seguiremos calculando la Energía potencial.

$$\Sigma E_p = mgh = (16.235)(9,81)h.$$

Suponiendo un tiempo de frenado ( $t_f = 0,2 \text{ s}$ ).

Con las fórmulas de MRU y MRUA hallaremos h.

$$\Sigma E_p = mgh = (16.235)(9,81)(0,00775) = 1.234,3 \text{ J.}$$

Por lo tanto, la potencia de frenado es:

$$(1) W_{freno} = \Sigma E_c + \Sigma E_p = 14.840,68 \text{ J.}$$

Ahora calcularemos el ángulo girado por el freno  $\theta_f$ , como antes el  $t_f = 0,2 \text{ (s)}$ .

$$\theta_f = \theta_o + w_o * t + \frac{1}{2} * \alpha * t^2 = 15,498 \text{ rad.}$$

$$(2) W_{freno} = T_{freno} * \theta_{frenado}$$

$$T_{freno} = \frac{W_{freno}}{\theta_{frenado}} = \frac{14.840,68}{15,498} = 934,358 \text{ N * m}$$

Seleccionaré del catálogo de Vulkan de frenos de zapata externa. El freno de fesa 16 que pesa 190 kg. (Ver Anexo III: Catálogos y datos del fabricante).

## 6. Estructura del carro.

Una vez calculados todos los componentes de nuestro puente grúa, tendremos que calcular ahora el lugar donde se van a asentar, es decir en este apartado calcularemos la estructura del carro de nuestro sistema de elevación.

Este apartado contendrá los siguientes puntos:

- 6.1. Medidas finales para nuestro carro.
- 6.2. Cálculo y dimensiones de nuestros perfiles.
  - 6.2.1. Travesaños 1 y 3.
  - 6.2.2. Travesaño 2.
  - 6.2.3. Largueros.
- 6.3. Cálculo de la soldadura de nuestra estructura.
  - 6.3.1. Soldaduras de travesaños 1 y 3 con largueros.
  - 6.3.2. Soldaduras de travesaño 2 con largueros.
- 6.4. Cálculo de tornillos entre el soporte de la polea de compensación y el travesaño 2.
  - 6.4.1. Cálculo de la traviesa de la polea.
  - 6.4.2. Cálculo del espesor del soporte de la placa.
  - 6.4.3. Cálculo del tipo y del número de tornillos.

## 6.1. Medidas finales para nuestro carro:

Anteriormente dijimos que nuestro carro iba a tener unas medidas de 1.500 mm de ancho por 2.500 mm de largo aproximadamente, pero para lo que pasa es que una vez calculados todos los componentes tenemos que ver si esto realmente se cumple o no, así pues.

1º) Para diseñar el carro a lo ancho (es decir para el cálculo de los travesaños) hay que ver el ancho que tiene y el máximo ancho lo determina el eje C con 1.500 mm, por lo tanto, es una medida que habiéndola predefinido antes no hay que cambiarla, por lo tanto, la anchura de nuestro carro (nuestros travesaños) será de 1.500 mm.

2º) Para diseñar el carro a lo largo (es decir para el cálculo de los largueros), que anteriormente la habíamos definido con una longitud de 2.500 mm, sumaremos la mitad de los diámetros primitivos de la figura y esto nos dará la distancia desde el eje motor hasta el eje C o eje del tambor. Esto explicado físicamente se entenderá mejor con la siguiente figura.

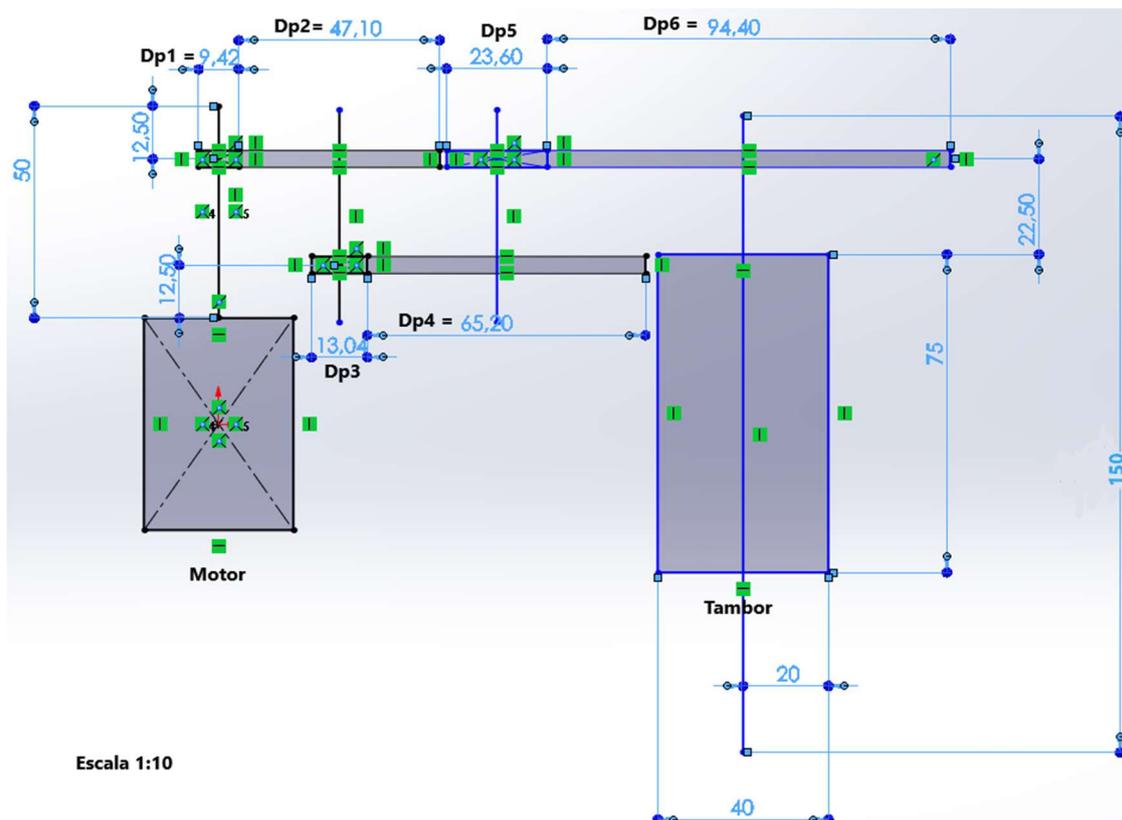


Ilustración 36. Dibujo con dimensiones de los componentes de nuestro sistema de elevación.

Para que el dibujo quedará mejor lo hemos hecho con una escala 1:10, pero las medidas son proporcionadas y correctas.

Vemos que, aunque hay distancias muy próximas, por ejemplo, entre el Dp2 y el Dp5 no llegan a pegar, lo mismo pasa con Dp4 y el tambor, por lo tanto, habrá que realizar el montaje con cuidado, pero no tendría por qué haber problemas, así que pasaremos pues a ver la distancia

del eje motor al eje C o tambor, sumando como hemos dicho la mitad de los diámetros primitivos.

Medidas de los engranajes					
Dp1	94,2	Dp3	130,4	Dp5	236,04
Dp2	471	Dp4	652	Dp6	944
(Medidas de los engranajes /2)					
(Dp1/2)	47,1	(Dp3/2)	65,2	(Dp5/2)	118,02
(Dp2/2)	235,5	(Dp4/2)	326	(Dp6/2)	472
Suma					1265

La distancia entre el eje motor y el eje C será pues de 1265 mm, y el diámetro del tambor es de 400mm, por lo tanto, el motor se apoyará sobre el travesaño 1 (como calcularemos a continuación), y el eje C se apoyará sobre los dos largueros, en el travesaño 2 tendremos colgando la polea de compensación (cuidado no confundir no el eje C) y el travesaño 3 será como diremos igual al travesaño 1, aunque no soporte ningún peso, por lo tanto, nuestro carro quedará como a continuación.

Pasa lo mismo con los largueros, en uno de ellos se apoyará el reductor y en el otro nada, pero dimensionaremos el que soporta el reductor y cogeremos el mismo perfil y dimensión para el otro también.

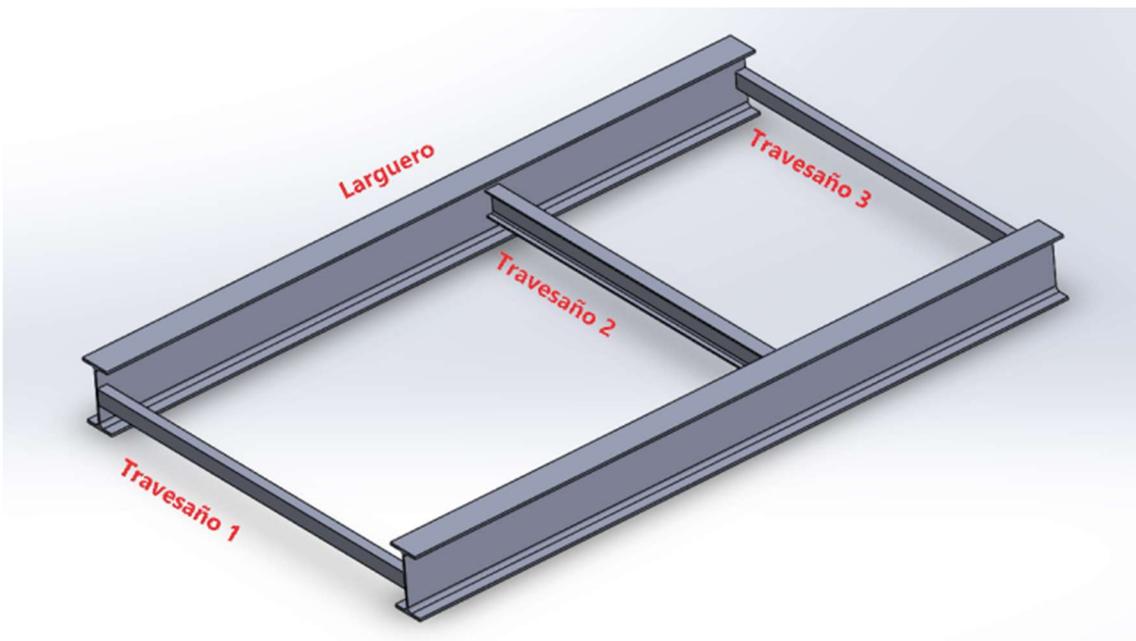
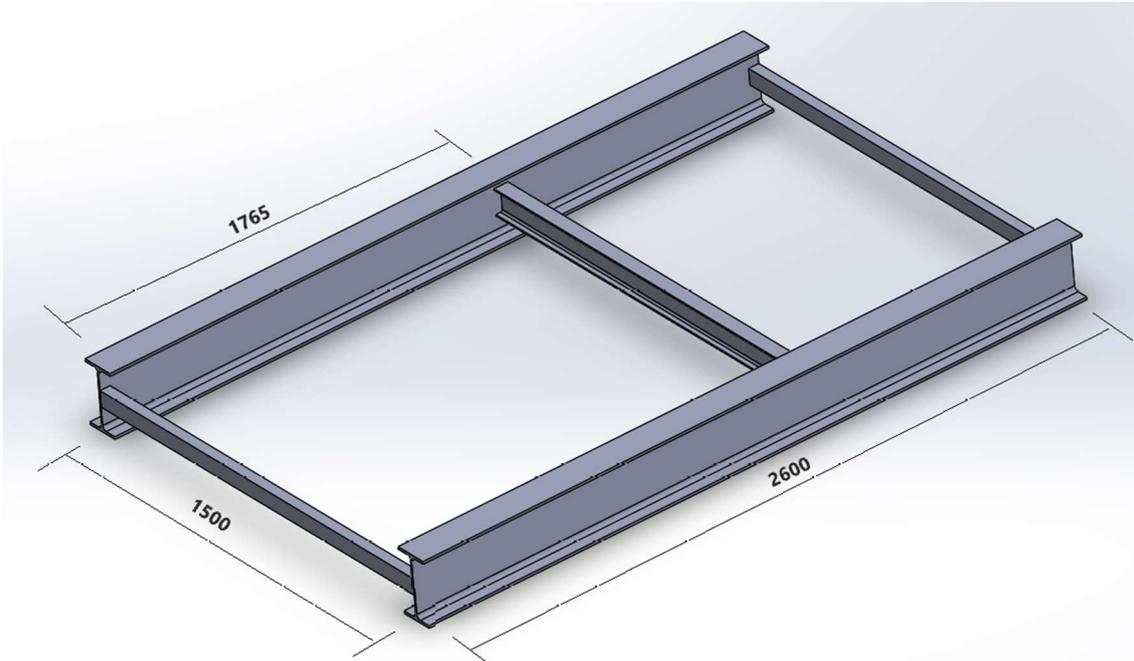


Ilustración 37. Partes de nuestro carro.

Y sus medidas finales, en milímetros serán:



*Ilustración 38. Dimensiones finales de nuestro carro.*

El eje C que contiene al tambor apoyará sobre los largueros y está a 1.265 mm del travesaño de la izquierda y como luego nuestro tambor tiene 400 mm de diámetro, hemos dejado un margen de 100 mm (por razones de montaje y/o mantenimiento), es decir 500 mm en total y ahí tenemos a 1765 mm nuestro travesaño 2 que estará nuestra polea de compensación (que tendrá la mitad de la carga como hemos explicado antes), y por último nuestro travesaño 3, que lleva ese nombre para diferenciarlo del travesaño 1 (aunque son idénticos), ya que el travesaño 1 contiene la carga del motor y del freno y el travesaño 3 no tiene ningún peso sobre él.

Para resumir entonces las medidas finales (en función de nuestros componentes), diremos que:

- Del travesaño 1 hasta el eje C o eje tambor, serían 1.265 mm.
- Del eje C hasta el travesaño 2, serían 500 mm.
- Y por último de nuestro travesaño 2 a nuestro travesaño 3, serían de 835 mm.

- Por lo tanto, la longitud de nuestros largueros es de: 2.600 mm.
- Y la longitud de nuestros travesaños de: 1.500 mm.

## 6.2. Cálculos y dimensiones de nuestros perfiles estructurales:

Una vez vista la estructura final de carro, a continuación, calcularemos las dimensiones de:

- Travesaños 1 y 3.
- Travesaño 2.
- Largueros.

En todos ellos, justificaremos el perfil seleccionado y comprobaremos su validez.

### 6.2.1. Travesaños 1 y 3:

Habiendo visto antes los pesos del motor y del freno (529kg y 190kg respectivamente), dimensionaremos nuestro primer travesaño que tendrá como hemos dicho antes una distancia de 1500mm, supondremos una viga biempotrada, ya que la idea es soldarla a los extremos a una viga IPE, como veremos en la imagen en el apartado 6.3.1 de soldaduras de travesaños 1 y 3 con los largueros. Nuestro travesaño 3 no contiene ningún peso, pero por homogeneidad pondremos el mismo perfil que calculemos ahora en este apartado.

Elegiremos un perfil rectangular hueco ya que la carga a soportar no es muy alta y como vimos en diseño de máquinas sabemos que el módulo resistente no es tan alto como en un perfil IPE, ver siguiente imagen explicativa, por lo tanto, como el momento no es tan alto podemos seleccionar este tipo de perfil. En la siguiente imagen, vemos como aumentar el módulo resistente en función del perfil elegido. (Ver todos los cálculos y la tabla en Anexo II: Cálculos).

1º paso) Por lo tanto, lo primero que haremos será ver el peso de nuestro travesaño:

Motor (529kg) + Freno (190kg) = 719 kg.

Calcularemos la carga distribuida:

$$q = \frac{\text{Carga} * 9,81}{\text{Longitud}} = \frac{719 \text{ (kg)} * 9,81 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}{1500 \text{ (mm)}} = 4,702 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

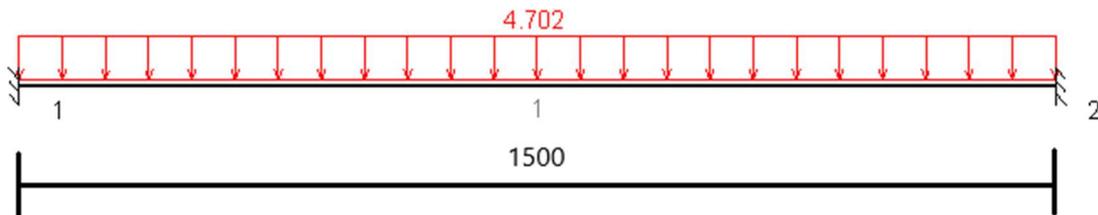


Ilustración 39. Cargas de nuestros travesaños 1 y 3.

Viendo los prontuarios de la asignatura de diseño de máquinas sabemos que:

$$M_A = \frac{q * L^2}{12} = \frac{4,702 * (1500)^2}{12} = 8,81 * 10^5 \text{ Nmm.}$$

$$M_A = -M_B$$

2º paso) Haciendo sumatorio de fuerzas, calcularemos las reacciones y diagramas de esfuerzos.

$$R_A = R_B = 3526,5 \text{ N.}$$

Vamos al programa MEFI, usado anteriormente y sacaremos los diagramas de esfuerzos (cortantes y flectores, (Anexo II: Cálculos), respectivamente).

$$\left\{ \begin{array}{l} T_y(\text{max}) = 3,53 * 10^3 \text{ N} \\ M_z(\text{max}) = 8,82 * 10^5 \text{ Nmm} \end{array} \right.$$

3º paso) Vemos en estos diagramas que la peor sección (es decir la más solicitada), es la de los extremos (empotramientos), puntos A y B, por lo tanto con nuestro C.S=3 y nuestro límite de fluencia de 440MPa ( $\sigma_F = 440 \text{ MPa}$ ), calcularemos mediante Von Mises, nuestra  $\sigma_{equivalente}$  y posteriormente nuestro módulo resistente.

$$C.S. = 3 = \frac{440}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 146,67 \text{ MPa} = \frac{M}{W_f} = \frac{881.000}{W_f}$$

$$W_f = 6.006,7 \text{ mm}^3 = 6,007 \text{ cm}^3$$

Vamos al catálogo de secciones de perfil rectangular hueco y seleccionamos **el perfil rectangular hueco de 60X40X3**. (Anexo III: Catálogo y datos del fabricante).

#### 6.2.2. Travesaño 2 (Polea de compensación):

Ahora será el turno de nuestro travesaño 2, habiendo visto antes que la polea de compensación tenía dos cables cada uno que soportaba 40731 N, dimensionaremos nuestro segundo travesaño que tendrá como el hallado antes una distancia de 1500mm, supondremos una viga biempotrada, ya que la idea es soldarla a los extremos a una viga IPE.

Elegiremos un perfil IPE ya que la carga a soportar es más alta y como vimos en diseño de máquinas sabemos que el módulo resistente es más alto que en un perfil rectangular hueco y nos ayudará a tener un momento mayor como veremos que saldrá, ver imagen explicativa en apartado 6.2.1. de perfiles elegidos. (Ver todos los cálculos y la tabla en Anexo II: Cálculos).

1º paso) En este apartado, el peso de nuestro travesaño consistirá en una carga puntual de: 40.731 (N) + 40.731 (N) = 81462 (N), como veremos en el dibujo a continuación en el MEFI, para seleccionar el perfil estructural haremos exactamente lo mismo que en el apartado del perfil rectangular hueco: hallaremos los esfuerzos, veremos la peor sección y calcularemos el módulo resistente mediante Von Mises.

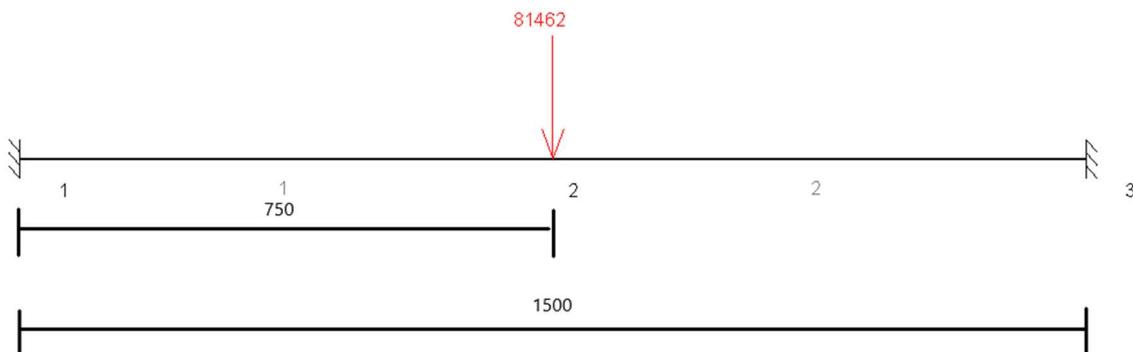


Ilustración 40. Cargas de nuestro travesaño 2.

Viendo los prontuarios de la asignatura de diseño de máquinas sabemos que:

$$M_A = \frac{P * (\frac{L}{2})^3}{L^2} = \frac{P * L}{8} = \frac{81.462 (N) * 1500 (mm)}{8} = 15,27 * 10^6 Nmm.$$

$$M_B = -\frac{P * L}{8}$$

2º paso) Haciendo sumatorio de fuerzas y momentos calcularemos las reacciones y diagramas de esfuerzos.

$$R_A = R_B = 40.731 N.$$

Vamos al programa MEFI, usado anteriormente y sacaremos los diagramas de esfuerzos (cortantes y flectores, (Anexo II: Cálculos), respectivamente).  $\begin{cases} T_y(\max) = 4,07 * 10^4 N \\ M_z(\max) = 1,53 * 10^7 Nmm \end{cases}$

3º paso) La peor sección (es decir la más solicitada), es la de los extremos (empotramientos), puntos A y B, por lo tanto con nuestro C.S=3 y nuestro límite de fluencia de 440MPa ( $\sigma_F = 440 MPa$ ), calcularemos mediante Von Mises, nuestro módulo de resistencia.

$$C.S. = 3 = \frac{440}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 146,67 MPa = \frac{M}{W_f} = \frac{1,53 * 10^7}{W_f}$$

$$W_f = 104.315,8 mm^3 = 104,32 cm^3$$

Vamos al catálogo de secciones de perfil IPE y seleccionamos el de 160 X 82 (un **perfil IPE160**), que tiene un módulo resistente de  $109 cm^3$ . (Anexo III: Catálogo y datos del fabricante).

### 6.2.3. Cálculos para el larguero (Reductora más la cuarta parte de la carga):

Habiendo calculado ya nuestros travesaños quedarán calcular nuestros largueros, que soportarán cada uno el peso de la caja reductora, un cuarto de la carga total (ya que la otra cuarta parte va al otro larguero, y la mitad restante iba a la polea de compensación) y además tendremos que añadir al peso de nuestro larguero las fuerzas y momentos procedentes de nuestros tres travesaños anteriores.

Habiendo visto antes que el peso de nuestro reductora, le quitaremos el peso del eje C, ya que la mitad apoyará en el otro larguero y el peso del tambor por el mismo motivo por lo que quedará:

Peso de la reductora:

- Peso de la reductora: Peso del engranaje (1) + Peso del eje (motor) + Peso del engranaje (2) + Peso del engranaje (3) + Peso del eje A + Peso del engranaje (4) + Peso del engranaje (5) + Peso del eje B + Peso del engranaje (6) = 1650 kg (\*9,81) = 16.186,5N.

Carga puntual de la carga:

- Peso de la carga en el punto 2: (Q/4= 40.731 N) + (Peso del eje C= 222,18 kg (\*9,81)) + (Peso del tambor= 18,318 kg (\*9,81)) = 43.090,28 N.

Esfuerzos transmitidos por los travesaños:

- Travesaño 1:  $\begin{cases} F_y = 3.526,5 N \\ M_z = 881.000 Nmm \end{cases}$
- Travesaño 2:  $\begin{cases} F_y = 40.731 N \\ M_z = 1,53 * 10^7 Nmm \end{cases}$

Elegiremos un perfil IPE ya que la carga a soportar es más alta y como vimos en diseño de máquinas sabemos que el módulo resistente es más alto que en un perfil rectangular hueco y nos ayudará a tener un Momento mayor como veremos que saldrá, ver siguiente imagen explicativa. (Ver todos los cálculos y la tabla en *Anexo II: Cálculos*).

Por último y para recordar decir, que la distancia de la caja reductora era de 1265 mm, de la caja reductora (o del eje C) al travesaño 2 hay 500mm y por último del travesaño 2 al final del larguero 835mm más, en total el larguero tiene una longitud de 2.600mm.

Los pasos para el cálculo del módulo resistente son los mismos que para los travesaños.

- Cálculo de reacciones.
- Cálculo de diagramas de esfuerzos.
- Von Mises y por lo tanto determinación del módulo resistente.

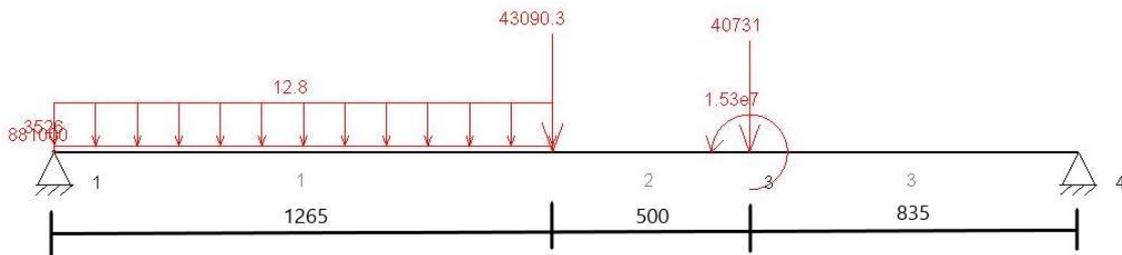


Ilustración 41. Cargas de nuestro larguero.

Vamos al programa MEFI, usado anteriormente y sacaremos los diagramas de esfuerzos (cortantes y flectores respectivamente).  $\begin{cases} T_y(\max) = 4,86 * 10^4 N \\ M_z(\max) = 5,68 * 10^7 Nmm \end{cases}$

La peor sección (es decir la más solicitada), es la del eje C o punto 2 de la viga, por lo tanto con nuestro C.S.=3 y nuestro límite de fluencia de 440MPa ( $\sigma_F = 440 MPa$ ), calcularemos mediante Von Mises, nuestro nuevo módulo resistente y seleccionar el perfil del catálogo.

$$C.S. = 3 = \frac{440}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 146,67 MPa = \frac{M}{W_f} = \frac{5,68 * 10^7}{W_f}$$

$$W_f = 387.263,93 mm^3 = 387,26 cm^3$$

Vamos al catálogo de secciones de perfil IPE y seleccionamos el **perfil IPE 270** que tiene un módulo resistente de  $429 cm^3$ . (*Anexo III: Catálogo y datos del fabricante*).

### 6.3. Cálculo de la soldadura de nuestra estructura:

Las formas de unir nuestros perfiles podrían ser los dos siguientes:

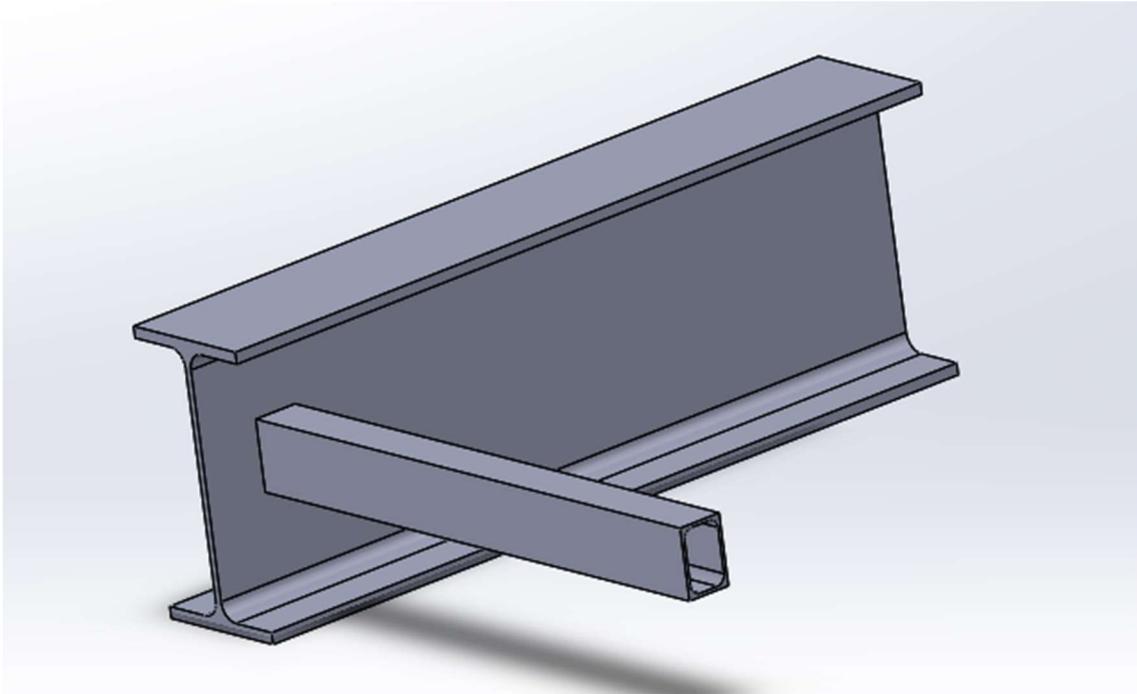
- Soldadura  $\begin{cases} \text{Flexión} \\ \text{Torsión} \end{cases}$
- Tornillos

En la unión de los travesaños con el larguero (apartados 6.3.1 y apartado 6.3.2), hemos aplicado soldadura a flexión, por ser más adecuada según nuestra geometría que la de torsión.

Y en la unión de la estructura de la polea de compensación con nuestro travesaño 2 (apartado 6.4.3), hemos realizado la unión mediante tornillos, por quedar así una mejor unión.

#### 6.3.1. Soldadura del travesaño 1 y 3 con el larguero: (Cálculo a flexión).

En este apartado intentaremos calcular cuánto grosor del cordón de soldadura ( $a$ ) tendremos que utilizar, para que nuestra unión quede rígida y no sufra o se rompa.



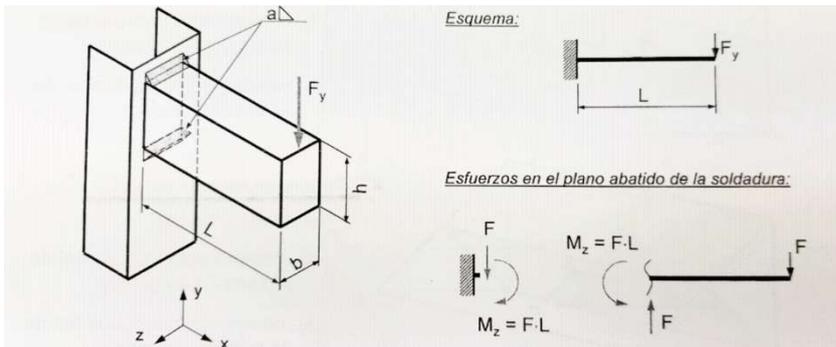
*Ilustración 42. Soldadura travesaños 1 y 3 con larguero.*

La manera de hacer un cálculo de la soldadura a flexión es un proceso de 6 pasos, que presentamos a continuación resumidamente, para ver todos los cálculos ir a Anexo II: Cálculos.

Nuestro sistema es el siguiente y trataremos de hallar  $a$  (ver figura del paso 1):

1º paso: Determinar esfuerzos de la sección abatida.

Estos esfuerzos se calcularán de acuerdo a la figura siguiente.



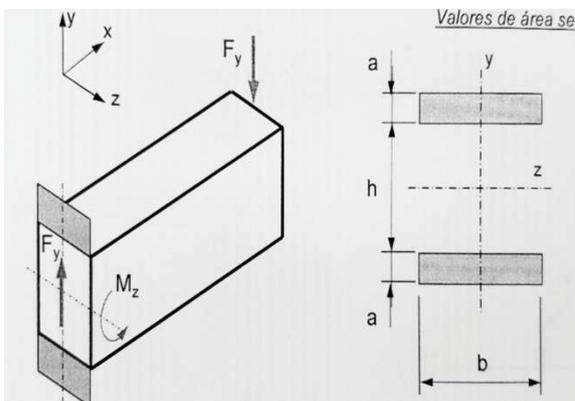
$$F = R_A = 3.526, N$$

$$M_z = 881.000 \text{ Nmm}$$

Ilustración 43. Esfuerzos de la sección abatida.

2º paso: Determinar tensiones de la sección abatida.

- **Valores de área sección abatida soldadura:**



$$A = 2 * (a * b) = 2 * (a * 40)$$

$$I_z = 2 \left( \left( \frac{b * a^3}{12} \right) + \left( (a * b) \left( \frac{h + a}{2} \right)^2 \right) \right)$$

$$= 2 \left( \left( \frac{40 * a^3}{12} \right) + \left( (a * 40) \left( \frac{60 + a}{2} \right)^2 \right) \right)$$

$$y_{max} = \frac{h}{2} + a \rightarrow W_z = \frac{I_z}{\left( \frac{h}{2} \right) + a} = \frac{I_z}{y_{max}}$$

Ilustración 44. Valores de área de sección abatida.

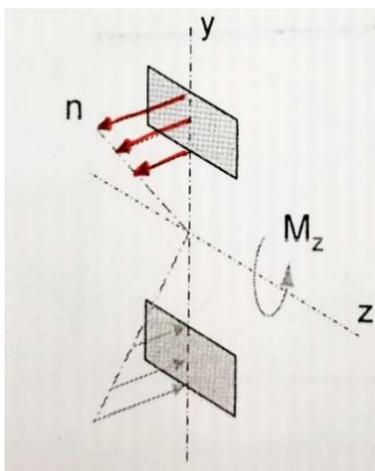


Ilustración 45. Valores tensiones normales.

$$n = \frac{M_z}{I_z} * y \begin{cases} n_{max(+)} = \frac{M_z}{I_z} * y_{max(+)} \\ n_{max(-)} = \frac{M_z}{I_z} * y_{max(-)} \end{cases}$$

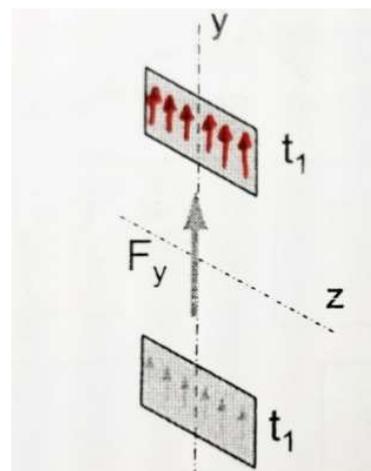


Ilustración 46. Valores tensiones cortantes.

$$t_1 = \frac{F_y}{A}$$

3º paso: Dibujar tensiones en puntos más solicitados.

- Cordón superior
- Cordón inferior

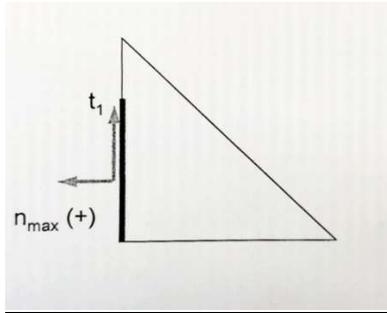


Ilustración 47. Cordón superior.

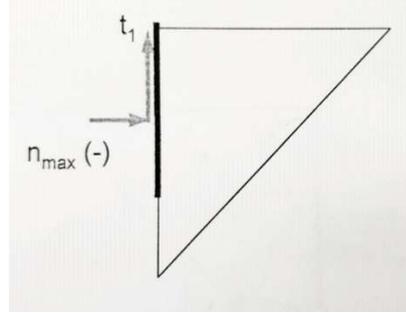
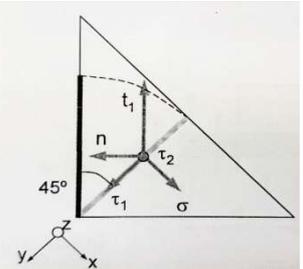
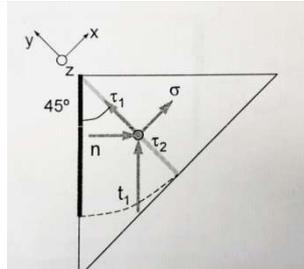


Ilustración 48. Cordón inferior.

4º paso: Calcular tensiones en la sección de garganta.

 <p>Ilustración 49. Tensiones cordón superior.</p>	$\sigma = \frac{t_1 + n}{\sqrt{2}}$ $\tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}}$ $\tau_2 = 0$
 <p>Ilustración 50. Tensiones cordón inferior.</p>	$\sigma = -\left(\frac{t_1 + n}{\sqrt{2}}\right)$ $\tau_1 = -\left(\frac{t_1 - n}{\sqrt{2}}\right)$ $\tau_2 = 0$

5º paso: Calcular tensión equivalente.

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} \leq \sigma_{adm}$$

6º paso: Calcular coeficiente de seguridad.

$$C_s = \frac{\sigma_{pieza}}{\sigma_{eqv}}$$

Ya hemos visto los pasos a seguir, así que mediante **iteraciones** hemos comprobado que un buen valor de mi cordón de soldadura es **a=4**, con el que obtengo los siguientes resultados. Para ver todos los cálculos ir a Anexo II: Cálculos.

$$C_s = \frac{\sigma_{pieza}}{\sigma_{eqv}} = \frac{440}{122,06} = 3,6 > 3 \rightarrow a = 4$$

### 6.3.2. Soldadura del travesaño 2 con el larguero (Cálculo a flexión):

En este apartado intentaremos calcular cuando grosor del cordón de soldadura tendremos que utilizar para que nuestra unión quede rígida y no se rompa, al igual que en los travesaños 1 y 3.

Hemos pensado en usar soldadura a flexión, como en el apartado anterior.

Nuestro sistema es el siguiente y trataremos de hallar  $a$ , ahora la unión es de dos vigas IPE:

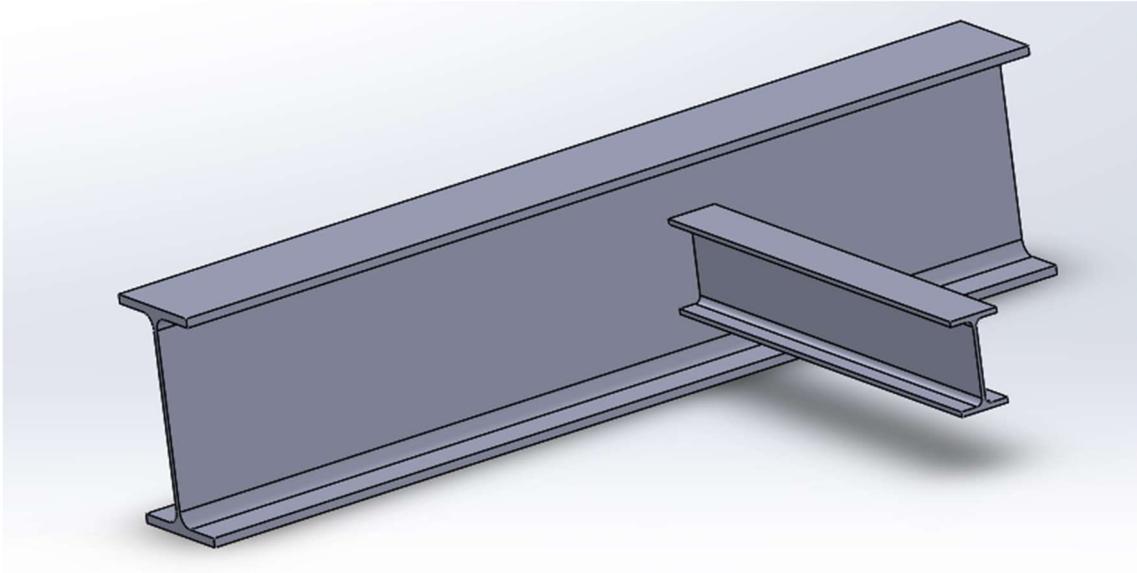


Ilustración 51. Soldadura travesaño 2 con larguero.

1º paso: Determinar esfuerzos de la sección abatida.

Estos esfuerzos se calcularán de acuerdo a la figura siguiente.  $\begin{cases} F = R_A = 40.731 \text{ N} \\ M_z = 3.050.000 \text{ Nmm} \end{cases}$

Ya hemos visto los pasos a seguir que son los mismos que en el apartado anterior (los 6 pasos comentados antes), asique mediante **iteraciones** hemos comprobado que un buen valor de mi cordón de soldadura es  **$a=6$** . Para ver todos los cálculos ir a Anexo II: Cálculos.

$$C_s = \frac{\sigma_{pieza}}{\sigma_{eqv}} = \frac{440}{114,86} = 3,8 > 3 \rightarrow a = 6$$

#### 6.4. Unión atornillada a nuestro travesañ 2:

Antes de poder calcular los tornillos que tendremos que poner de nuestra estructura con nuestra polea, calcularemos y dimensionaremos unos parámetros (como la travesa de la polea y el espesor de la estructura) y posteriormente podremos calcular nuestra unión atornillada.

##### 6.4.1. Cálculo de la travesa.

En este apartado haremos un proceso muy similar al de la travesa en nuestro aparejo (apartado 5.4). (Para ver todos los cálculos, Anexo II: Cálculos).

$$\text{Partiendo de los datos } \left\{ \begin{array}{l} \text{Horbisa catálogo} \\ S355J2 \rightarrow \sigma = 345 \text{ MPa.} \\ \text{Diámetro cable} = 20 \text{ mm.} \\ B (\text{ancho polea}) = 56 \text{ mm.} \end{array} \right.$$

Una vez obtenidas las propiedades del acero de mi travesa, pasaré a ver las medidas del aparejo de mi catálogo para dimensionar mi eje, estos son mis datos de catálogo.

ISO FEM	Toneladas	vida (horas)	diámetro cable (d1)	diámetro polea	hueco para gancho (tabla gancho)	diámetro travesa
M5	20	6300	20 mm	455 mm	190 mm	80 mm

Tabla 22. Medidas de nuestro aparejo.

Tendré el siguiente sistema y haciendo equilibrio de esfuerzos hallaré las reacciones.

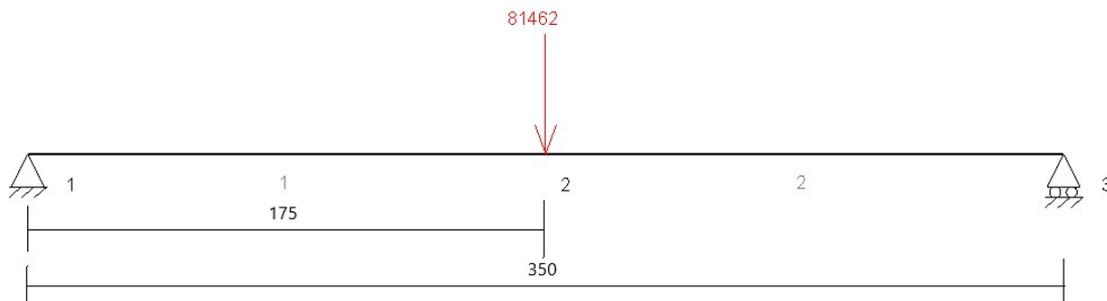


Ilustración 52. Cargas de la travesa de la polea de compensación.

Haciendo equilibrio de fuerzas, obtendré las reacciones y en MEFI los diagramas de esfuerzos.

$$R_{1y} = R_{3y} = 40.731 \text{ N. } \left\{ \begin{array}{l} T_y = 4,07 * 10^4 \text{ N.} \\ M_z = 7,13 * 10^6 \text{ Nmm.} \end{array} \right.$$

Vemos que la sección más solicitada es la parte central de nuestra travesa, así que aplicando el criterio de Von Mises vamos a calcular nuestro C.S. y veremos si es mayor que 3, sino habría que seleccionar otra polea, con otro diámetro distinto.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{7,13 * 10^6}{W} \left\{ \begin{array}{l} \sigma = \frac{M}{W} = \frac{7,13 * 10^6}{71.569,4} = 99,62 \text{ MPa.} \\ \tau = \frac{V}{A} = \frac{40.731}{\pi \left(\frac{90}{2}\right)^2} = 6,4 \text{ MPa.} \end{array} \right.$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(99,62)^2 + 3(6,4)^2} = 100,23 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{345}{100,23} = 3,44 > 3.$$

Por lo tanto, el material de mi traviesa es correcto y cumple perfectamente.

#### 6.4.2. Cálculo del espesor del soporte de la polea.

Para hacer el cálculo del espesor del soporte de la polea, haremos un cálculo muy similar al empleado en el apartado 5.7.4 para las uniones con la chaveta, pero con la diferencia de aquí solo tenemos dos materiales (por lo que calcularemos solo una sigma). Los pasos serán:

1. Cálculo de la fuerza.  
Como la fuerza era 81.462 N y hay dos apoyos, nuestra fuerza será de 40.731 N.
2. Materiales que intervienen: En este caso es muy sencillo ya que la traviesa tiene una sigma de fluencia de 345 MPa y nuestro soporte de la estructura también.
3. Aplastamiento y cortadura: Veremos que se producen estos dos tipos de tensiones, entonces calcularemos sendos para posteriormente aplicar Von Mises y poder calcular el espesor necesario para nuestro soporte de la polea.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{aplastamiento} = \frac{F}{d * e} = \frac{40.731}{90 * e} = \frac{448,57}{e} \\ \tau_{cortante} = \frac{F}{A} = \frac{40.731}{\pi * \left(\frac{90}{2}\right)^2} = 6,4 \text{ MPa.} \end{array} \right.$$

4. Teoría de Von Mises. (Al ser una pieza delicada, le he dado un C.S.= 5).

$$C.S. = 5 = \frac{\sigma_F}{\sigma_{equivalente}} = \frac{345}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 69 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = 69 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \rightarrow 69 = \sqrt{\left(\frac{448,57}{e}\right)^2 + 3 * (6,4)^2} \rightarrow \boxed{e \equiv 6,5 \text{ mm.}}$$

#### 6.4.3. Cálculo del tipo y del número de tornillos (Cálculo a flexión).

En este paso lo que vamos a calcular es el número de tornillos y el tipo que tenemos que seleccionar, calcularemos el número de tornillos aplicando el método a flexión, estudiado en diseño de máquinas, pero con la diferencia que el único esfuerzo que hay es el de tracción.

Sabemos que la fuerza que tenemos en nuestro caso es: F= 81.462 N.

Suponemos → 8 tornillos de M18, del fabricante Matriu (Valencia), este número, lo he puesto viendo la geometría, si no cumpliera tendría que cambiar la métrica o el número de ellos.

Suponemos también un coeficiente de reparto de  $C=0,2$   $\begin{cases} F_i = 0,75 * F_{LIM.} \\ F_{LIM} = \sigma_r * A_r. \end{cases}$

1º Fuerza axial de los tornillos:

$$F_{\text{tornillos}} = \frac{F}{8} = 10.182,75 \text{ N.}$$

$$F_{\text{axil}} = F_i + C * F_{\text{tornillos}} = 0,75 * (\sigma_r * A_r) + 0,2 * (10.182,75)$$

Ejemplo Calidad de mis tornillos 8.8 Ver tabla (Anexo IV: Tablas usadas)  $\rightarrow \sigma_r = 660 \text{ MPa.}$

$$A_r = \frac{\pi * d_r^2}{4} \begin{cases} d_r = d - 0,9381 \text{ (datos } p = 2,5 \text{ y } m = 18) \\ d_r = 18 - 0,9381 * 2,5 = 15,65 \text{ mm} \end{cases} \rightarrow A_r = \frac{\pi(15,65)^2}{4} = 192,4 \text{ mm}^2.$$

$$F_{\text{axil}} = 0,75 * 126.984 + (0,2 * 10.182,75) = 97.274,55 \text{ N.}$$

$$\sigma_x = \frac{F_{\text{axil}}}{A_r} = \frac{97.274,55}{192,4} = 505,58 \text{ MPa.}$$

2º Cálculo del C.S. mediante Von Mises.

$$\sigma_{\text{equivalente}} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau^2} \rightarrow \text{C.S.} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{equivalente}}} = \frac{660}{505,58} = 1,3 \rightarrow \checkmark$$

Si el C.S. hubiera salido menor que uno, entonces tenía que haber cambiado el número de tornillos o el tipo de ellos (calidad), y volvería a iterar, pero con 8 tornillos de M18 cumple.

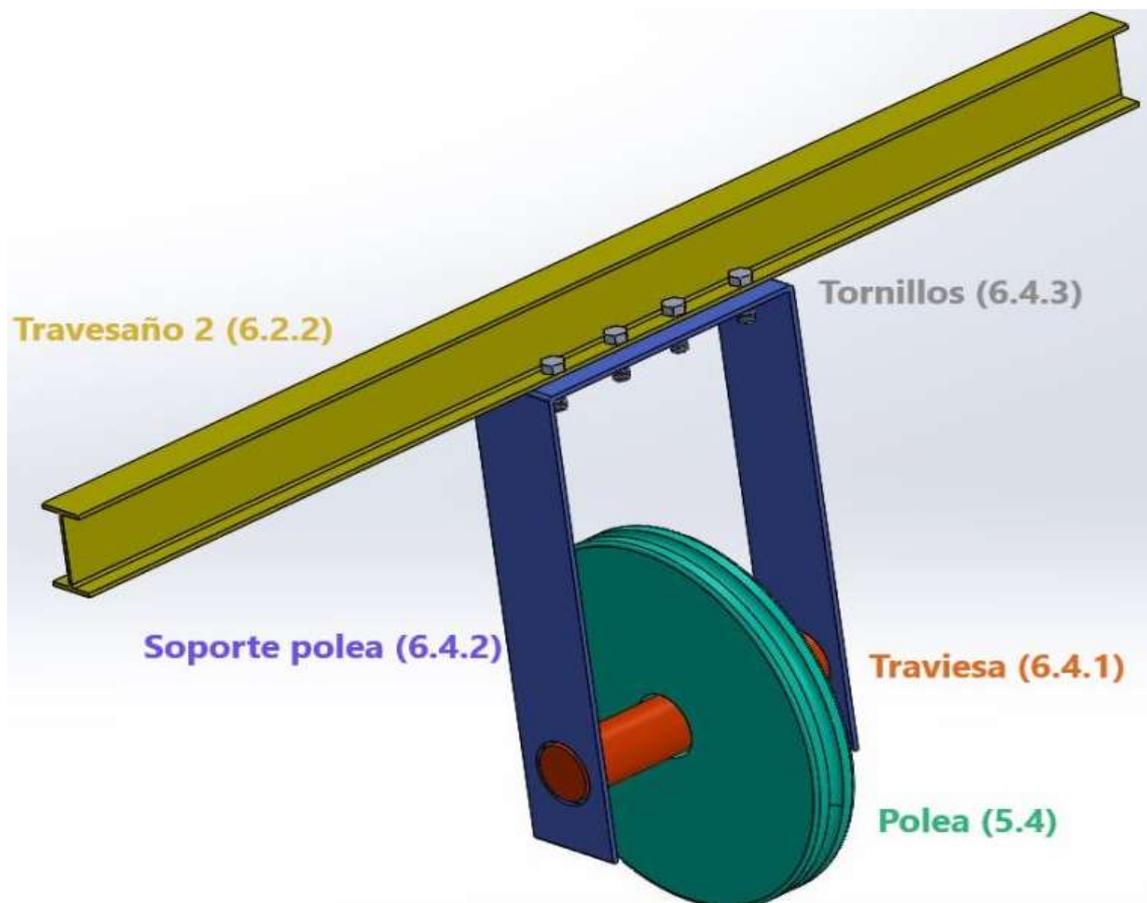


Ilustración 53. Traviesa, soporte de polea y unión con el travesaño 2 (tornillos).

## 7. Solidworks.

Pasaremos ahora a la comprobación de la selección de los perfiles (travesaños y largueros), de su respectivo ensamblaje y del cálculo de tensiones y esfuerzos, para ver si existe igualdad entre los cálculos teóricos (punto 6) y la simulación de la realidad (punto 7. Solidworks).

Los pasos a seguir son:

- Dibujo de los travesaños y largueros con las medidas calculadas en el punto anterior.
- Ensamblaje del modelo
- Simulación del modelo
  - Materiales*
  - Conexiones, sujeciones y fuerzas*
  - Mallado y resultados.*

Recordaremos que la tensión máxima que podría darnos sería de 146,7 MPa ya que nuestro límite elástico era de 440 MPa y como hemos aplicado un C.S.=3 en los cálculos teóricos entonces nuestras tensiones máximas no pueden sobrepasar los 146,7 Mpa.

Al realizar los pasos anteriores obtenemos lo siguiente.

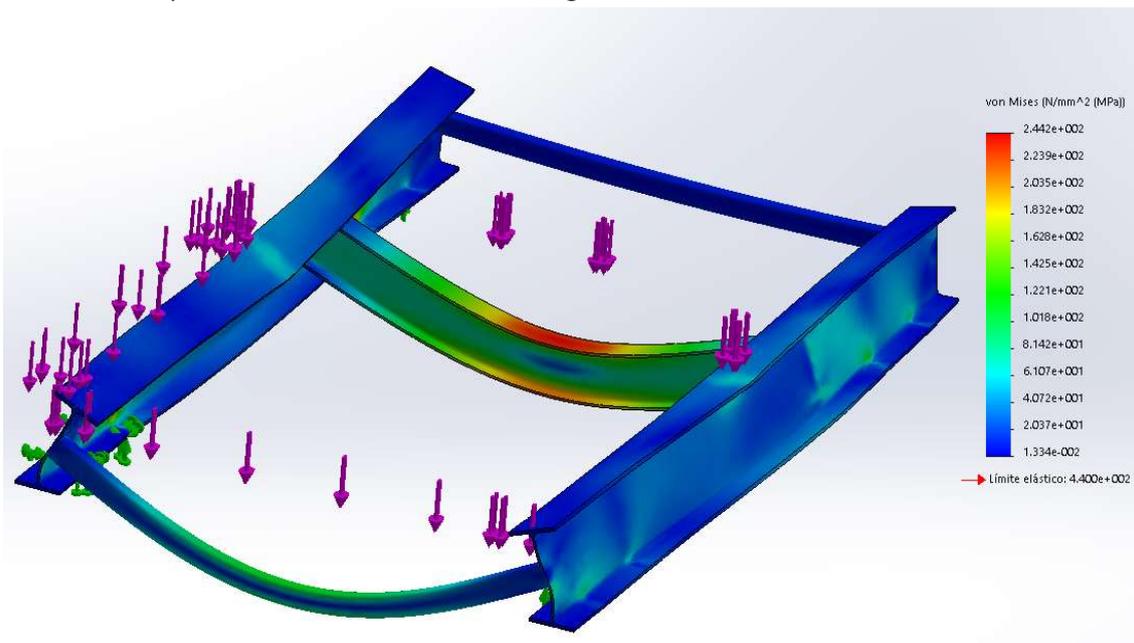


Ilustración 54. Caso 1.1, nuestro caso base.

Vemos que nos da unas tensiones en el travesaño 2 de 244 MPa, muy superiores a los 146,7 MPa máximos que nos debería de dar. ¿Cómo corregir esto? En algunas estructuras metálicas y en construcción se usan los rigidizadores, vamos a ver qué ocurre si los aplicamos.

Los cálculos que hemos hecho están en Anexo II: Cálculos (7. Solidworks).

Y los pasos seguidos son:
 

- 1.2. Rigidizadores por fuera del IPE270.
- 1.3. Rigidizadores por fuera y dentro del IPE 270.
- 1.4. Rigidizadores mas nervios en el travesaño 2.

**Conclusión:** Podíamos seguir poniendo rigidizadores, pero seguiríamos estando muy lejos de esos 146,7 Mpa, que queremos conseguir. Así que vamos a preguntarnos qué pasa, ¿Por qué estamos tan lejos de esos 146,7 Mpa? ¿Por qué lo calculado en la teoría no se asemeja con lo calculado en el programa? La respuesta es fácil, vemos que lo que nos está pasando en nuestra estructura es que el travesano 2 que soporta una gran carga y tira de nuestros largueros (Vigas IPE 270) y los dobla ya que el alma de estas vigas es muy estrecha, de ahí que usemos rigidizadores. Ahora pues ¿qué es lo que pasa ahora en nuestros cálculos teóricos?, en nuestros cálculos hemos considerado los travesanos 1, 2 y 3 biempotrados, eso significa que no tienen ningún tipo de movimiento pero esto no pasa realmente, lo que pasa realmente (que es lo que nos simula el programa), es que el alma de nuestra Viga IPE270 es muy delgada y no soporta la fuerza con que tira el travesano 2 de ella y por lo tanto existe movimiento en ese punto a diferencia de en nuestros cálculos teóricos que hemos considerado biempotrada.

**Puesto que lo teórico entendemos que no lo vamos a poder conseguir ¿Cómo mejorar la estructura para llegar a una estructura estable y con C.S. >3?:**

Ahora los pasos a seguir son: { **Caso 2. Tubo rectangular hueco (al tener torsión)**

**Conclusión:** ¿Qué hago ahora al no funcionar el tubo hueco? Veo que en mi caso 1 y con mis rigidizadores he ido obteniendo mejora, y he visto en mis cálculos teóricos que el travesano 2 de perfil IPE 160 me ha cumplido en el límite  $W_f = 104,3 \text{ cm}^3$  y el límite era de  $109 \text{ cm}^3$ .

Vamos a probar que pasaría con: **Caso 3. IPE 180 en el travesano 2. (mejoro, pero no llego).**

**Conclusión:** Nuestro límite sería hasta un IPE220 ya que si vemos en el catálogo la “d” del IPE270

es de 220, por lo tanto: { *Caso 4.1. IPE200 en el travesano 2*  
*Caso 4.2. IPE200 dentro y fuera de nuestra IPE270.*  
*Caso 4.3. Rigidizadores en IPE270 + nervios en travesano 1*

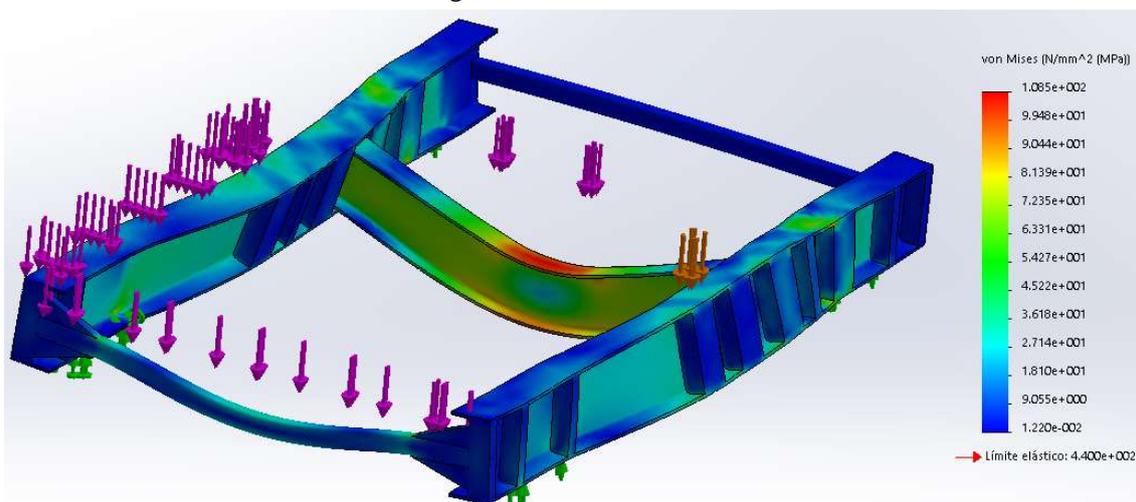


Ilustración 55. Caso 4.3. Rigidizadores en la IPE270 más nervios en el travesano 1.

Por lo tanto, nuestra solución será un IPE 200 en el travesano 2, con nervios en el travesano 1.

Ejemplos de rigidizadores en estructuras:

Hemos optado por poner este tipo de rigidizadores, pero la solución a nuestro problema se podría a ver resuelto de muchas maneras. (Anexo II: Cálculos. 7. Solidworks).

## 8. Cálculos que faltan para dimensionar el puente grúa.

### 8.1 Sistema de traslación del carro:

**Partes del sistema de traslación del carro.** Va debajo de la estructura del carro, calculada en el apartado 6, ver dos imágenes siguientes. Se compone de las siguientes partes:

- **Ruedas:** La mejor manera de calcular las ruedas es irse al libro de teoría de Antonio Miravete y posteriormente al libro de ejercicios de este también, ver ejemplos: Ejercicio B.7.1. y Ejercicio B.8.1.
- **Motor:** Calcular de manera similar a lo visto en este proyecto, apartado 5.6.
- **Reductor:** Calcular de manera similar a lo visto en este proyecto, apartado 5.7. (Recordar las 4 partes: Engranajes, ejes, rodamientos y uniones).
- **Freno:** Calcular de manera similar a lo visto en este proyecto, apartado 5.8.
- **Carriles:** La mejor de manera de calcular los carriles, es como hemos hecho con las ruedas, ir al libro de teoría de Antonio Miravete y ver los esfuerzos y normativa que les compete y posteriormente ir al libro de ejercicios de este autor también y ver los ejemplos: Ejercicios B.6.1, B.6.2, B.6.3. y B.8.1.



Ilustración 56. Sistema de traslación del carro, partes 1.



Ilustración 57. Sistema de traslación del carro, partes 2.

## 8.2. Estructura general.

**Partes de la estructura general:** Vemos en la imagen como es la estructura general de nuestro puente grúa y se compone de dos vigas: que, según el peso de mi carro, podrían ser dos vigas IPE o dos vigas rectangulares huecas, habría que calcularlas, pero esas son las opciones.

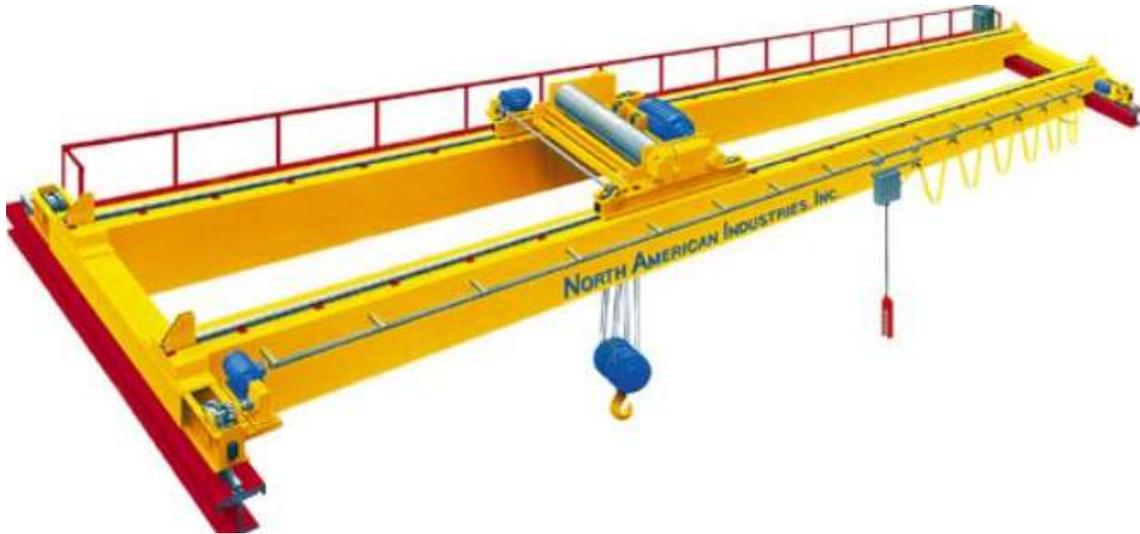


Ilustración 58. Estructura general del puente grúa.

## 8.3. Sistema de traslación del puente.

**Partes del sistema de traslación del puente.** Va debajo de la estructura general, soporta los dos largueros de la estructura, (presentada en el apartado 8.2,) y consta de:

- **Ruedas:** Igual que lo explicado en el apartado 8.1 en sistema de traslación del carro, primero libro de teoría de Miravete y luego el de ejercicios, ver ejemplos: Ejercicio B.7.1 y B8.1.
- **Motor:** Calcular de manera similar a lo visto en este proyecto, apartado 5.6.
- **Reductor:** Calcular de manera similar a lo visto en este proyecto, apartado 5.7. (Recordar las 4 partes: Engranajes, ejes, rodamientos y uniones).
- **Freno:** Calcular de manera similar a lo visto en este proyecto, apartado 5.8.
- **Carriles:** La mejor manera de calcular los carriles, es como hemos hecho con las ruedas, ir al libro de teoría de Antonio Miravete y ver los esfuerzos y normativa que les compete y posteriormente ir al libro de ejercicios de este autor también y ver los ejemplos: Ejercicios B.6.1, B.6.2, B.6.3. y B.8.1.

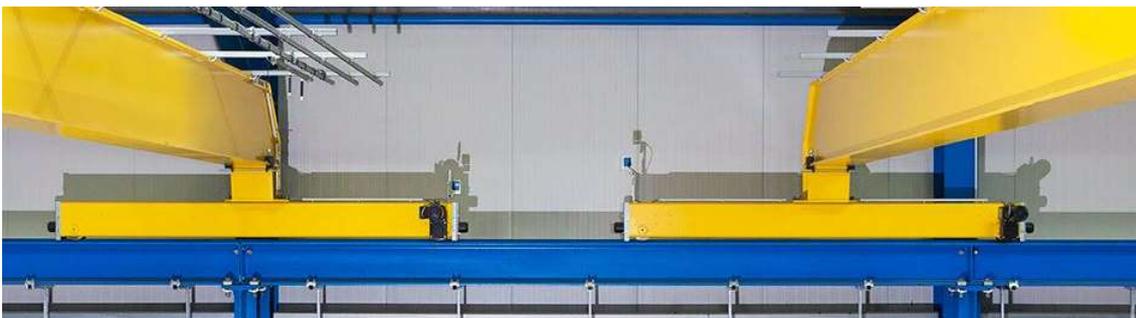


Ilustración 59. Sistema de traslación del puente.

## 9. Resumen final o conclusiones.

En este proyecto vemos una parte general, de presentación e introducción, que abarca los 4 primeros puntos que son:

1. Introducción
2. Objetivo.
3. Puente grúa  $\left\{ \begin{array}{l} \textit{Definición} \\ \textit{Tipos de grúa} \\ \textit{Tipos de movimiento.} \end{array} \right.$
4. Datos, selección de puente y normativa.

Y los siguientes tres puntos (es decir, **los puntos 5, 6 y 7**), se centran ya, en el objetivo de este proyecto que es, el **cálculo del sistema de elevación de un puente grúa**.

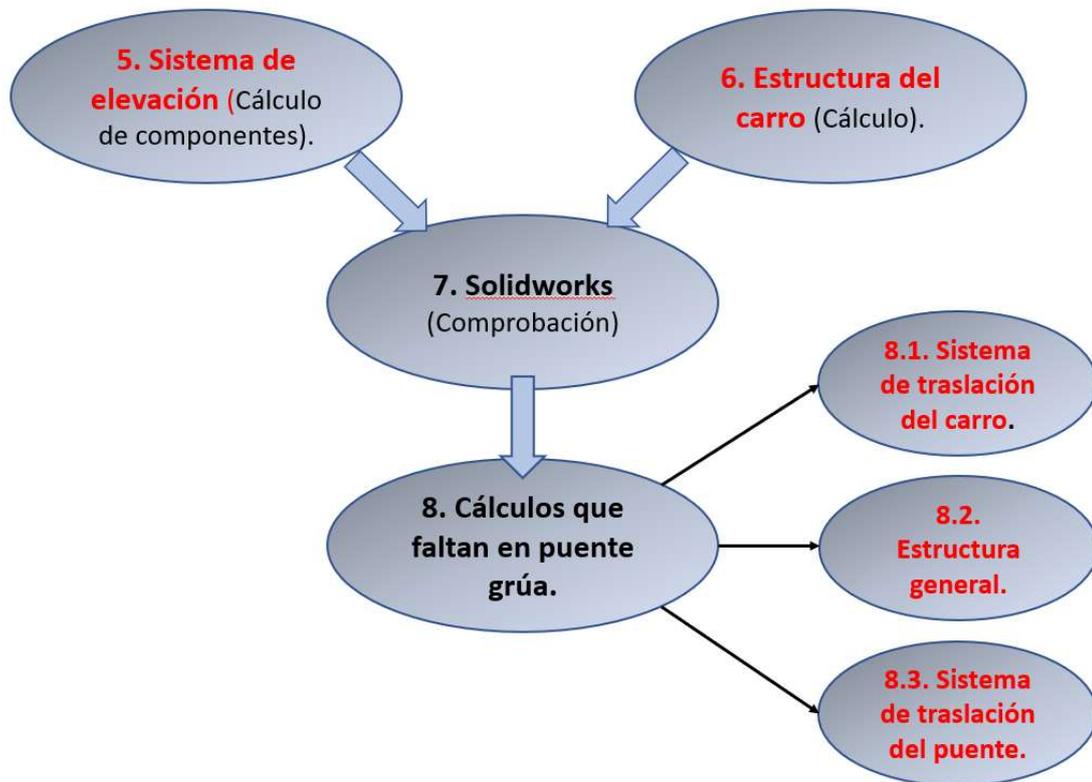
5. Cálculo de componentes del sistema de elevación.
6. Estructura del carro.
7. Comprobación de lo calculado en puntos 5 y 6 mediante Solidworks.

En el punto 8 por último (en sus tres apartados), vemos los componentes que faltarían de calcular para tener nuestro puente grúa dimensionado al completo.

8. Cálculos que faltan de nuestro puente grúa.  $\left\{ \begin{array}{l} \textit{Sistema de traslación del carro.} \\ \textit{Estructura general.} \\ \textit{Sistema de traslación del puente.} \end{array} \right.$

A continuación, presentamos lo explicado en este gráfico de una manera más esquemática, en rojo ponemos:

- Los tres sistemas de mi puente grúa (uno por cada movimiento).
- Y las dos estructuras que soportan los componentes de estos sistemas.



*Ilustración 60. Esquema de cálculo de los sistemas y estructuras de un puente grúa.*

Me gustaría decir que, el proyecto puede enfocarse de muchas maneras, pero de la manera que se ha hecho puede ser una propuesta teórica para luego hacer una propuesta real y ser un posible punto de partida para el diseño y el cálculo de un puente grúa, ya que haría falta más cálculos en el ordenador y más comprobaciones por parte del autor.

Y por último aportar que este proyecto, me ha afianzado mis conocimientos en algunas asignaturas cursadas y me ha dado otra perspectiva de cómo se deben calcular de una manera más real y el orden de realizarlo, ya que en la carrera nos dan todos los datos en los respectivos problemas, pero aquí partiendo de nuestras condiciones iniciales (dimensiones de la nave), tenemos que ver por dónde empezar, que materiales usar, que coeficientes de seguridad tomar...y más adelante ya poner en práctica los conocimientos adquiridos en la carrera. También he podido observar el potencial de cálculo que tiene el Solidworks y porqué es tan útil en las empresas, ya que, aunque he usado lo básico en este proyecto y en la carrera apenas hemos hecho una introducción, al usarlo aquí me ha ayudado a comprobar mis cálculos y a ver lo rápido, práctico y útil que es este programa.

He conseguido realizar este proyecto gracias a: mi esfuerzo diario, a la documentación suministrada en las asignaturas y libros vistos en la carrera y a mi tutor Javier Oscar Abad Blasco (Profesor titular de la Universidad Zaragoza, departamento de Ingeniería Mecánica).

## 10. Bibliografía.

- Libro: Los transportes en la ingeniería industrial (Teoría). Autores: Antonio Miravete, Emilio Larrodé, Jesus Cuartero y Luis Castejón.
- Libro: Los transportes en la ingeniería industrial (Problemas y prácticas). Autores: Antonio Miravete, Emilio Larrodé, Jesus Cuartero y Luis Castejón.
- Libro: Resistencia de materiales, Timoshenko. Autor: James M. Gere. Editorial: Thomson.
- Libro: Ingeniería mecánica Estática. Autores: William F. Riley y Leroy D. Sturges. Editorial: Reverté, S.A.
- Asignatura de Diseño de Máquinas, 3º curso, Grado de Ingeniería Mecánica, EINA. Profesores: Paula Canalís y Javier Abad Blasco. Universidad de Zaragoza.
- Asignatura de Cálculo y elementos de máquinas, 4º curso, Grado de Ingeniería Mecánica, EINA. Profesores: Paula Canalís y Hugo Malón. Universidad de Zaragoza
- Asignatura de Sistemas mecánicos en máquinas y vehículos, 4º curso, Grado de Ingeniería Mecánica, EINA. Profesores: Javier Abad Blasco y Santiago Baselga Ariño. Universidad de Zaragoza.
- Normativa empleada (Anexo I). <http://roble.unizar.es/>

## Anexos

### Anexo I. Normativas empleadas.

- A) Norma UNE 58112.1.1991. (Clasificación aparato de elevación).
- B) Norma UNE 58112.5.1991. (Clasificación aparato de elevación).
- C) Norma DIN 15401 Y DIN 15402 (5.1. Gancho).
- D) Norma UNE ISO 4308.1.2007 (5.2. Cables).
- E) Norma DIN 15061 Y DIN 15020
- F) Norma DIN 15061.

A) Norma UNE 58112.1.1991. (Clasificación aparato de elevación).

Es la normativa aplicada en el apartado 4.3 (clasificación del mecanismo), de la memoria de este proyecto.

La normativa se ha obtenido de la base de datos AENOR NORWEB a la que la universidad de Zaragoza está suscrita.

CDU 621.87-18		Febrero 1991
NORMA ESPAÑOLA	Grúas y aparatos de elevación CLASIFICACIÓN Parte 1: General	UNE 58-112-91 Parte 1
<p><b>0 INTRODUCCIÓN</b></p> <p>Los aparatos de elevación, desempeñan, en la manutención de materiales, un papel que consiste en levantar y desplazar cargas cuya masa se halla dentro de los límites de su capacidad nominal. Sin embargo, las condiciones de servicio pueden variar considerablemente, tanto dentro de una misma categoría de aparatos de elevación, por ejemplo grúas puente, como entre aparatos de elevación de tipos diferentes, por ejemplo una grúa torre y una grúa portuaria pesada. La concepción del aparato debe tener en cuenta las condiciones de servicio a fin de poder ofrecer un nivel de seguridad y una vida que correspondan a las exigencias del comprador. La clasificación es pues, el sistema que permite establecer el diseño de las estructuras y de los mecanismos sobre bases racionales. Sirve igualmente de cuadro de referencia a los compradores y a los fabricantes en cuanto que permite adecuar un aparato dado a las condiciones de servicio para las cuales es requerido.</p> <p>La clasificación, tal como se define en esta parte de la norma UNE 58-112, no contempla más que las condiciones de utilización que no dependen ni del tipo del aparato de elevación ni del modo de accionamiento. Los elementos de la clasificación general aplicables a los diferentes tipos de aparatos de elevación (por ejemplo grúas puente, grúas móviles, grúas torre, polipastos etc.) se determinarán en documentos separados.</p> <p>Esta norma forma parte de una serie que trata de la clasificación de las grúas y aparatos de elevación. Esta serie comprenderá las siguientes partes:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Parte 1 : Generalidades.</li> <li>- Parte 3 : Grúas torre.</li> <li>- Parte 4 : Grúas de pluma.</li> <li>- Parte 5 : Grúas puente y grúas pórtico.</li> </ul> <p><b>1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN</b></p> <p>Esta norma establece una clasificación general de los aparatos de elevación sobre la base del número de ciclos de maniobra efectuados durante la vida prevista del aparato y de un coeficiente del espectro de cargas que representa un estado de carga nominal.</p> <p>Esta parte de la norma UNE 58-112 no implica de ningún modo que sean aplicables los mismos métodos de cálculo y de ensayo de tensiones a todos los tipos de aparatos de elevación.</p> <p style="text-align: right;"><i>Continúa en páginas 2 a 7</i></p>		
Secretaría del CTN CNE-FEM	Esta norma anula y sustituye a la Norma UNE 58-112 de fecha abril de 1982 Las observaciones relativas a la presente norma deben ser dirigidas a AENOR - Fernández de la Hoz, 52 - 28010 Madrid	Equivalente a: ISO 4301 /1-1986

Impímete y edita: Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR) - Fernández de la Hoz, 52 - 28010 Madrid - Teléfono 4 10 09 61 - Reproducción prohibida

UNE 58-112-91 /1

Cranes and lifting appliances. Classification. Part 1: General.  
Grues et appareils de levage. Classifications. Partie 1: Généralités.

© AENOR 1991  
Depósito legal: M 4796-91

Grupo 4

## 2 APLICACIONES DE LA CLASIFICACIÓN

En la práctica, esta clasificación tiene dos aplicaciones, que aunque están relacionadas, pueden ser consideradas como objetos distintos.

### 2.1 Clasificación de un aparato completo

La clasificación es utilizada en primer lugar por el comprador y por el constructor del aparato, a los cuales interesa llegar a un acuerdo en cuanto a las condiciones de servicio del aparato. La clasificación así convenida, constituye la clasificación general del aparato completo; sirve de referencia contractual y técnica pero no concierne al diseño. El método que permite determinar esta clasificación se describe en el capítulo 3.

### 2.2 Clasificación desde el punto de vista del diseño

En segundo lugar, la clasificación tiene por objeto suministrar al constructor del aparato una base para realizar su estudio de diseño y para verificar que el aparato tendrá una vida deseada, en las condiciones de servicio especificadas para la aplicación en cuestión. Como especialista de la tecnología de los aparatos de elevación, el constructor reúne los datos relativos al espectro de cargas previsto, bien sea facilitado por el comprador o establecido previamente por el constructor (como es el caso de la construcción de aparatos en serie), con las premisas de su estudio analítico, al tener en cuenta los demás factores que tienen una incidencia sobre las proporciones de los elementos.

En norma posterior se elaborará un formulario destinado a la estimación del espectro de cargas y permitiendo recoger los datos apropiados.

## 3 CLASIFICACIÓN DE LOS APARATOS COMPLETOS EN GRUPOS

Los dos parámetros que se han de tener en cuenta para determinar el grupo a que pertenece un aparato son: la clase de utilización y el estado de carga.

### 3.1 Clase de utilización

El usuario espera que el aparato cumpla un cierto número de ciclos de maniobra durante su vida útil y este número de ciclos constituye uno de los parámetros fundamentales de la clasificación. Para ciertas utilizaciones específicas de los aparatos de elevación, por ejemplo la descarga de graneles con cuchara, el número de ciclos se puede calcular fácilmente a partir del número total de horas de servicio y del número de ciclos de maniobra por hora. En otros casos, por ejemplo, en el de las grúas móviles, es más difícil determinar este número porque el aparato realiza trabajos diversos, conviniendo entonces determinar por estimación los valores apropiados basándose en la experiencia. El número total de ciclos de maniobra es la suma de todos los ciclos de maniobra efectuados durante la vida especificada del aparato de elevación.

Para determinar una duración de vida apropiada, es preciso considerar los elementos económicos, técnicos y de ambiente, teniendo en cuenta la influencia del envejecimiento técnico.

El número total de ciclos de maniobra probable está ligado al factor de utilización del aparato; por razones de comodidad, el espectro de los números de ciclos de maniobra ha sido dividido en diez clases de utilización en la tabla 1. Desde el punto de vista de la clasificación, se considera que un ciclo de maniobra comienza en el momento en que la carga está dispuesta para ser izada y acaba cuando el aparato está dispuesto para izar la carga siguiente.



Tabla 1  
Clases de utilización de los aparatos

Clase de utilización	Número máximo de ciclos de maniobra	Observaciones
$U_0$	$1,6 \times 10^4$	Utilización ocasional
$U_1$	$3,2 \times 10^4$	
$U_2$	$6,3 \times 10^4$	
$U_3$	$1,25 \times 10^5$	
$U_4$	$2,5 \times 10^5$	Utilización regular en servicio ligero
$U_5$	$5 \times 10^5$	Utilización regular en servicio intermitente
$U_6$	$1 \times 10^6$	Utilización regular en servicio intensivo
$U_7$	$2 \times 10^6$	Utilización intensiva
$U_8$	$4 \times 10^6$	
$U_9$	Más de $4 \times 10^6$	

### 3.2 Estado de carga

El segundo parámetro fundamental de la clasificación es el estado de carga. Se trata del número de veces que es elevada una carga, de un orden de magnitud determinado correspondiente a la capacidad del aparato. La tabla 2 da cuatro valores nominales para el coeficiente del espectro de cargas ( $K_p$ ), representando cada una, bajo forma numérica, un estado de carga nominal correspondiente.

A falta de indicaciones concernientes al número y la masa de las cargas a levantar durante la vida del aparato, será objeto de acuerdo entre el constructor y el comprador la elección de un estado de carga nominal apropiado.

En cambio, si se dispone de datos precisos concernientes a la magnitud de las cargas y al número de veces que ellas serán cargadas durante la vida del aparato, podrá ser calculado el coeficiente del espectro de las cargas del aparato completo, de la siguiente manera.



El coeficiente del espectro de cargas para el aparato,  $K_p$ , viene dado por la ecuación

$$K_p = \Sigma \left[ \frac{C_i}{C_T} \left( \frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m \right] \quad \dots (1)$$

donde

$C_i$  representa el número medio de ciclos de maniobra para cada nivel de carga distinto  
=  $C_1, C_2, C_3 \dots C_n$ ;

$C_T$  es el total de los ciclos de carga individuales para todos los niveles de carga  
=  $\Sigma C_i$   
=  $C_1 + C_2 + C_3 \dots + C_n$ ;

$P_i$  representa las magnitudes individuales de las cargas (nivel de cargas) características del servicio del aparato  
=  $P_1, P_2, P_3, \dots P_n$ ;

$P_{\max}$  es la carga mayor que el aparato está autorizado a levantar (carga útil);

$m = 3$

Bajo forma desarrollada, la ecuación (1) se transforma en :

$$K_p = \frac{C_1}{C_T} \left( \frac{P_1}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{C_2}{C_T} \left( \frac{P_2}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{C_3}{C_T} \left( \frac{P_3}{P_{\max}} \right)^3 + \dots + \frac{C_n}{C_T} \left( \frac{P_n}{P_{\max}} \right)^3 \quad \dots (2)$$

El coeficiente nominal del espectro de cargas del aparato se determina tomando en la tabla 2 el valor nominal (superior) de  $K_p$  más próximo del coeficiente del espectro de cargas obtenido por cálculo.

Tabla 2  
Coeficiente nominal del espectro de cargas para los aparatos,  $K_p$

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de las cargas $K_p$	Observaciones
Q1 - Ligero	0,125	Aparato que levanta raramente la carga máxima de servicio y corrientemente cargas muy pequeñas
Q2 - Moderado	0,25	Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas
Q3 - Pesado	0,50	Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas medianas
Q4 - Muy pesado	1,00	Aparato que corrientemente maneja cargas próximas a la carga máxima de servicio



### 3.3 Determinación del grupo de clasificación del aparato completo

Habiendo determinado la clase de utilización según la tabla 1 y el estado de carga según la tabla 2, se determina el grupo de clasificación del aparato según la tabla 3.

La aplicación del grupo de clasificación al diseño de tipos determinados de aparatos de elevación se tratará en otras partes de la norma UNE 58-112.

Tabla 3  
Grupos de clasificación del aparato completo

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de las cargas $K_p$	Clases de utilización y número máximo de ciclos de maniobra del aparato									
		U <sub>0</sub>	U <sub>1</sub>	U <sub>2</sub>	U <sub>3</sub>	U <sub>4</sub>	U <sub>5</sub>	U <sub>6</sub>	U <sub>7</sub>	U <sub>8</sub>	U <sub>9</sub>
Q1 – Ligero	0,125	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2 – Moderado	0,25	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3 – Pesado	0,5	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4 – Muy pesado	1,0	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

## 4 CLASIFICACIÓN DE LOS MECANISMOS COMPLETOS EN GRUPOS

### 4.1 Clase de utilización de un mecanismo

La clase de utilización de un mecanismo se determina por la duración del servicio total previsto, en horas. La tabla 4 establece diez clases nominales.

La duración del servicio total máximo puede calcularse a partir de la duración del servicio diario medio, en horas, del número de días laborables por año y del número previsto de años de servicio.

A este respecto, un mecanismo se considera en servicio, cuando está en movimiento.

Tabla 4  
Clases de utilización de los mecanismos

Clase de utilización	Duración total de servicio h	Observaciones
T <sub>0</sub>	200	Utilización ocasional
T <sub>1</sub>	400	
T <sub>2</sub>	800	
T <sub>3</sub>	1600	
T <sub>4</sub>	3200	Utilización regular en servicio ligero
T <sub>5</sub>	6 300	Utilización regular en servicio intermitente
T <sub>6</sub>	12 000	Utilización regular en servicio intensivo
T <sub>7</sub>	25 000	Utilización intensiva
T <sub>8</sub>	50 000	
T <sub>9</sub>	100 000	

Las duraciones totales de servicio que figuran en la segunda columna de la tabla 4 deben interpretarse como valores teóricos convencionales, que sirven de base al diseño de los elementos de los mecanismos cuya duración de servicio constituye el criterio de selección (por ejemplo rodamientos a bolas, engranajes y ejes). En ningún caso deben considerarse como garantías.

#### 4.2 Estado de carga del mecanismo

El estado de carga indica en que medida un mecanismo está sometido a una carga máxima, o solamente a cargas reducidas. La tabla 5 distingue cuatro estados de carga nominales.

El coeficiente del espectro de cargas para el mecanismo,  $K_m$ , viene dado por la ecuación

$$K_m = \Sigma \left[ \frac{t_i}{t_T} \left( \frac{P_i}{P_{m\acute{a}x}} \right)^m \right] \quad \dots (3)$$

donde

$t_i$  representa la duración media de servicio del mecanismo a los niveles de la carga individual

$$= t_1, t_2, t_3, \dots, t_n;$$

$t_T$  es la suma de todas las duraciones individuales en todos los niveles de carga

$$= \Sigma t_i$$

$$= t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n;$$

$P_i$  representa las magnitudes de cargas individuales (niveles de carga) características del servicio del mecanismo

$$= P_1, P_2, P_3 \dots P_n;$$

$P_{m\acute{a}x}$  es la magnitud de la carga máxima aplicada al mecanismo;

$$m = 3$$



Bajo forma desarrollada la ecuación (3) se convierte en:

$$K_m = \frac{t_1}{t_T} \left( \frac{P_1}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{t_2}{t_T} \left( \frac{P_2}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{t_3}{t_T} \left( \frac{P_3}{P_{\max}} \right)^3 + \dots + \frac{t_n}{t_T} \left( \frac{P_n}{P_{\max}} \right)^3 \quad \dots (4)$$

El coeficiente nominal del espectro de cargas del mecanismo, se determina a continuación tomando en la tabla 5, el valor nominal (superior) de  $K_m$  más próximo del coeficiente del espectro de cargas obtenido por cálculo.

#### 4.3 Determinación del grupo de clasificación del mecanismo completo

Habiendo determinado la clase de utilización según la tabla 4 y el estado de carga según la tabla 5, se determina el grupo de clasificación del mecanismo según la tabla 6.

La aplicación del grupo de clasificación al diseño de tipos de mecanismos determinados se tratarán en otras partes de la norma UNE 58-112.

Tabla 5  
Coeficientes nominales del espectro de cargas para los mecanismos,  $K_m$

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de cargas $K_m$	Observaciones
L1 – Ligero	0,125	Mecanismo sometido excepcionalmente a la carga máxima de servicio y normalmente a cargas muy pequeñas
L2 – Moderado	0,25	Mecanismo sometido con bastante frecuencia a la carga máxima de servicio y corrientemente a cargas pequeñas
L3 – Pesado	0,50	Mecanismo sometido con bastante frecuencia a su carga máxima de servicio y corrientemente a cargas medias
L4 – Muy pesado	1,00	Mecanismo corrientemente sometido a su carga máxima de servicio

Tabla 6  
Grupos de clasificación de mecanismos completos

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro en cargas $K_m$	Clases de utilización del mecanismo									
		$T_0$	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$	$T_8$	$T_9$
L1 – Ligero	0,125	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2 – Moderado	0,25	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3 – Pesado	0,5	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4 – Muy pesado	1,0	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

## 5 CORRESPONDENCIA CON OTRAS NORMAS

Esta norma es equivalente a la norma ISO 4301 /1:1986.

B) Norma UNE 58112.5.1991. (Clasificación aparato de elevación).

Es la normativa aplicada en el apartado 4.3 (clasificación del mecanismo), de la memoria de este proyecto.

La normativa se ha obtenido de la base de datos AENOR NORWEB a la que la universidad de Zaragoza está suscrita.

CDU 621.8741.875.001.33		Abril 1991
<b>NORMA ESPAÑOLA</b>	<b>Grúas y aparatos de elevación</b> CLASIFICACIÓN Parte 5: Grúas puente y pórtico	<b>UNE 58-112-91</b> Parte 5
<p><b>1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN</b></p> <p>Esta norma especifica la forma de clasificar las grúas puente y pórtico, sobre la base de la clase de utilización y el estado de cargas, que a su vez dependen del número de ciclos de maniobra efectuados a lo largo de la vida prevista para el aparato y sus mecanismos, así como de un coeficiente de espectro de cargas que representa el estado de carga nominal.</p> <p><b>2 NORMAS PARA CONSULTA</b></p> <p>UNE 58-112 /1 – Grúas y aparatos de elevación. Clasificación. Parte 1: Generalidades.</p> <p><b>3 CLASIFICACIÓN</b></p> <p>El aparato en su conjunto así como sus mecanismos deben clasificarse de acuerdo a la norma UNE 58-112 /1. La tabla siguiente facilita indicaciones de orden general en lo que respecta a las características de clasificación de las grúas puente y pórtico en función de su utilización. Cuando la clase de utilización y el estado de carga no son conocidos, la clasificación indicada debe considerarse como un mínimo.</p> <p><b>4 CORRESPONDENCIA CON OTRAS NORMAS</b></p> <p>Esta norma es equivalente a la norma ISO/DIS 4301-5:1987.</p> <p style="text-align: right;"><i>Continúa en página 2</i></p>		
Secretaría del CTN CNE-FEM	Las observaciones relativas a la presente norma deben ser dirigidas a AENOR - Fernández de la Hoz, 52 - 28010 Madrid	Equivalente a: ISO/DIS 4301-5 (1987)

Imprime y edita: Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR) - Fernández de la Hoz, 52 - 28010 Madrid - Teléfono 4 19 49 61 - Reproducción prohibida

UNE 58-112-91 /5

© AENOR 1991

Depósito legal: M 12 172-91

Granes and lifting appliances. Classification. Part 5: Overhead travelling and portal bridge cranes.

Grues et appareils de levage. Classification. Partie 5: Ponts roulants et ponts portiques.

Grupo 1

**Tabla**  
Indicaciones relativas a la clasificación de las grúas puente y pórtico y de sus mecanismos en función de su utilización

Nº	Tipo de aparato	Condiciones de utilización	Grupo de clasificación del aparato en su conjunto	Grupo de clasificación del mecanismo en su conjunto		
				Elevación	Traslación del carro	Traslación
1	Aparato accionado manualmente		A1	M1	M1	M1
2	Aparato de montaje y desmontaje		A1	M2	M1	M2
3 a)	Aparato de control		A1	M2	M1	M3
3 b)	Aparato de mantenimiento		A1	M3	M1	M2
4 a)	Aparato de taller	Utilización regular en servicio ligero	A2	M3	M2	M3
4 b)	Aparato de taller	Utilización general en servicio intermitente	A3	M4	M3	M4
4 c)	Aparato de taller	Utilización intensiva	A4	M5	M3	M5
5 a)	Aparato de almacén	Utilización regular en servicio ligero al gancho	A3	M3	M2	M4
5 b)	Aparato de almacén	Servicio intensivo, cuchara o electroimán	A6	M6	M6	M6
6 a)	Aparato para almacén de chatarra de hierro	Utilización regular en servicio ligero al gancho	A3	M4	M3	M4
6 b)	Aparato para almacén de chatarra de hierro	Utilización regular intermitente, cuchara o electroimán	A6	M6	M5	M6
7	Aparato de descarga de navíos		A7	M8	M6	M7
8 a)	Aparato de manutención de contenedores.		A5	M6	M6	M6
8 b)	Aparato de manutención de contenedores en la interfase navío-muelle de puerto		A5	M6	M6	M4
9	Aparato de acería					
9 a)	Aparato de carga del laminador		A2	M4	M3	M4
9 b)	Aparato de colada		A7	M8	M6	M7
9 c)	Aparato de horno		A7	M8	M7	M7
9 d)	Aparato de desmoldar		A8	M8	M8	M8
9 e)	Aparato de carga		A8	M8	M8	M8
10	Aparato de fundición		A5	M5	M4	M5

C) Norma DIN 15401 Y DIN 15402 (5.1. Gancho).

Es la normativa aplicada en el apartado 5.1.1.3. (Selección de nuestro gancho), de la memoria de este proyecto.

La normativa no se ha podido obtener de la base de datos AENOR NORWEB a la que la universidad de Zaragoza está suscrita, ya que las normas DIN no están contenidas en ella, solo las normas UNE, aunque no nos ha hecho falta ya que en el libro.

Gancho Nº (1)	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub> E	a <sub>2</sub> D	b <sub>1</sub>	b <sub>3</sub>	b <sub>4</sub>	c	d <sub>3</sub>	d <sub>5</sub> n <sub>9</sub>	s	u <sub>1</sub>	u <sub>3</sub>	v	Rodam.	Peso (Kg.)	Referencia
2,5	63	50	40	80	22,5	17	8	M 36	30	10	64		170	51108	9	001.2,5
4	71	56	45	90	25	19	8	M 42	35	12	71		190	51110	14	001.4
5	80	63	50	100	27,5	22	8	M 50	40	15	80		210	51112	20	001.5
6	90	71	56	125	30	24	10	Rd 50	45	15	95	95	240	51214	29	001.6
8	100	80	63	140	35	29	10	Rd 56	50	20	104	104	265	51216	40	001.8
10	112	90	71	160	35	29	10	Rd 64	55	20	110	116	280	51218	57	001.10
12	125	100	80	180	42,5	34	10	Rd 72	60	25	127	133	315	51220	85	001.12
16	140	112	90	190	42,5	36	12	Rd 80	70	25	136	143	370	51222	110	001.16
20	160	125	100	200	47,5	41	12	Rd 90	80	30	150	157	415	51224	160	001.20
25	180	140	112	220	49	41	12	Rd 100	90	30	166	173	460	51226	228	001.25
32	200	160	125	260	59	51	12	Rd 110	100	40	188	195	500	51232	312	001.32
40	224	180	140	285	65	58	14	Rd 125	110	45	208	215	565	51236	445	001.40
50	250	200	160	335	65	58	14	Rd 140	125	45	224	232	620	51244	612	001.50
63	280	224	180	380	71	63	14	Rd 160	140	50	260	267	700	51248	870	001.63
80	315	250	200	420	72,5	63	14	Rd 180	160	50	287	294	800	51256	1230	001.80
100	355	280	224	470	87,5	77	18	Rd 200	180	60	326	333	885	51260	1750	001.100
125	400	315	250	510	87,5	77	18	Rd 225	200	60	365	374	1000	51268	2520	001.125
160	450	355	280	550	100	87	18	Rd 250	220	70	406	416	1130	51272	3580	001.160
200	500	400	315	610	100	87	18	Rd 280	240	70	492	502	1270	51372	4850	001.200
250	560	450	355	700	110	97	18	Rd 325	260	80	552	562	1440	51384	6850	001.250

D) Norma UNE ISO 4308.1.2007 (5.2. Cables).

Es la normativa aplicada en el apartado 5.1.2.5 (Selección de nuestro cable) y 5.1.2.6. (criterios de selección de la polea y del tambor) de la memoria de este proyecto.

La normativa se ha obtenido de la base de datos AENOR NORWEB a la que la universidad de Zaragoza está suscrita.

# norma española

UNE-ISO 4308-1

Octubre 2007

<b>TÍTULO</b>	<p><b>Grúas y aparatos de elevación</b></p> <p><b>Selección de cables</b></p> <p><b>Parte 1: Generalidades</b></p> <p>(ISO 4308-1:2003)</p> <p><i>Cranes and lifting appliances. Selection of wire ropes. Part 1: General (ISO 4308-1:2003).</i></p> <p><i>Grues et appareils de levage. Choix des câbles. Partie 1: Généralités (ISO 4308-1:2003).</i></p>
<b>CORRESPONDENCIA</b>	Esta norma es idéntica a la Norma Internacional ISO 4308-1:2003.
<b>OBSERVACIONES</b>	Esta norma anula y sustituye a la Norma UNE 58120-1:1991.
<b>ANTECEDENTES</b>	Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico AEN/CTN 58 <i>Maquinaria de Elevación y Transporte</i> cuya Secretaría desempeña FEM-AEM.

Editada e impresa por AENOR  
Depósito legal: M 45874-2007

© AENOR 2007  
Reproducción prohibida

LAS OBSERVACIONES A ESTE DOCUMENTO HAN DE DIRIGIRSE A:

**AENOR** Asociación Española de  
Normalización y Certificación  
C Génova, 6      Teléfono 91 432 60 00  
28004 MADRID-España      Fax 91 310 40 32

27 Páginas

**Grupo 18**



## ÍNDICE

	Página
PRÓLOGO.....	4
1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN .....	5
2 NORMAS PARA CONSULTA .....	5
3 TÉRMINOS Y DEFINICIONES.....	5
4 TIPO DE CABLE .....	6
5 CONDICIONES DE SERVICIO.....	6
6 PROCEDIMIENTO DE SELECCIÓN .....	6
6.1 Cálculo de los valores $C$ .....	6
6.2 Valores $Z_p$ .....	6
6.3 Cálculo de diámetro mínimo del cable.....	7
6.4 Cálculo de la carga mínima de rotura.....	8
7 DIÁMETRO DE LOS TAMBORES Y POLEAS .....	8
8 CABLES DURMIENTES .....	9
9 CONDICIONES PELIGROSAS.....	10
10 CUIDADO, MANTENIMIENTO, EXAMEN Y ELIMINACIÓN.....	10
ANEXO A (Normativo) APARATOS DE ELEVACIÓN A LOS CUALES SE APLICA ESTA PARTE DE LA NORMA ISO 4308 .....	11
ANEXO B (Informativo) EJEMPLOS DE SELECCIÓN DE CABLE .....	12
ANEXO C (Informativo) OTROS ASPECTOS DE SELECCIÓN.....	13
ANEXO D (Normativo) POLIPASTOS. DIÁMETRO DE LAS POLEAS DE COMPENSACIÓN .....	25
BIBLIOGRAFÍA.....	26



## PRÓLOGO

ISO (la Organización Internacional de Normalización) es una federación mundial de organismos nacionales de normalización (organismos miembros de ISO). El trabajo de preparación de las normas internacionales normalmente se realiza a través de los comités técnicos de ISO. Cada organismo miembro interesado en una materia para la cual se haya establecido un comité técnico, tiene el derecho de estar representado en dicho comité. Las organizaciones internacionales, públicas y privadas, en coordinación con ISO, también participan en el trabajo. ISO colabora estrechamente con la Comisión Electrotécnica Internacional (IEC) en todas las materias de normalización electrotécnica.

Las normas internacionales se redactan de acuerdo con las reglas establecidas en la Parte 2 de las Directivas ISO/IEC.

La tarea principal de los comités técnicos es preparar normas internacionales. Los proyectos de normas internacionales adoptados por los comités técnicos se envían a los organismos miembros para su votación. La publicación como norma internacional requiere la aprobación por al menos el 75% de los organismos miembros con derecho a voto.

Se llama la atención sobre la posibilidad de que algunos de los elementos de esta norma internacional puedan estar sujetos a derechos de patente. ISO no asume la responsabilidad por la identificación de cualquiera o todos los derechos de patente.

La Norma Internacional ISO 4308-1 fue preparada por el Comité Técnico ISO/TC 96, *Aparatos de elevación de cargas suspendidas*, Subcomité SC 3, *Selección de cables*.

Esta tercera edición anula y sustituye a la segunda edición (ISO 4308-1:1986), la cual ha sido revisada técnicamente.

La Norma Internacional ISO 4308 consta de los siguientes partes bajo el título general de *Grúas y aparatos de elevación. Selección de cables*:

- *Parte 1: Generalidades.*
- *Parte 2: Grúas móviles. Coeficiente de utilización.*



## 1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN

Esta parte de la Norma ISO 4308 especifica dos métodos para la selección de los cables utilizados en los aparatos de elevación tal como están designados en la Norma ISO 4306-1, uno basado en el valor del coeficiente  $C$  de selección del cable y otro basado en el valor del coeficiente de utilización  $Z_p$ .

Esta parte de la Norma ISO 4308 establece los requisitos mínimos para los niveles aceptables de resistencia y comportamiento de los cables en relación con el diseño, aplicación y mantenimiento del aparato de elevación.

Esta parte de la Norma ISO 4308 establece los requisitos mínimos para los diámetros de los tambores y poleas de acuerdo con el cable seleccionado.

En el anexo A figura una lista no exhaustiva de tipos de aparatos de elevación a los cuales es aplicable esta parte de la Norma ISO 4308-1.

El anexo B proporciona algunos ejemplos de selección de los cables.

El anexo C proporciona factores adicionales a los mencionados más arriba que pueden tenerse en cuenta cuando se seleccione el cable.

El anexo D especifica el método de selección para el diámetro de la polea de compensación cuando se utiliza con los polipastos.

## 2 NORMAS PARA CONSULTA

Las normas que a continuación se indican son indispensables para la aplicación de esta norma. Para las referencias con fecha, sólo se aplica la edición citada. Para las referencias sin fecha se aplica la última edición de la norma (incluyendo cualquier modificación de ésta).

ISO 2408:1985 *Cables de acero para usos generales. Características.*

ISO 4301-1:1986 *Gruas y aparatos de elevación. Clasificación Parte 1: General.*

ISO 4306-1:1990 *Aparatos de elevación. Vocabulario. Parte 1: Tipo de aparatos de elevación.*

ISO 4309 *Cables para aparatos de elevación. Criterios de examen y de sustitución de los cables.*

## 3 TÉRMINOS Y DEFINICIONES

Para los fines de esta parte de la Norma ISO 4308, se aplican los siguientes términos y definiciones.

### 3.1 cable arrollado en paralelo:

Cable cordonado que consiste en un mínimo de dos capas de cordón colocadas helicoidalmente en una operación de cierre alrededor de un cordón o una fibra central.

### 3.2 cable antigiratorio; cable de cordón múltiple; cable no giratorio:

Cable cordonado diseñado para generar niveles reducidos de torsión y rotación cuando está cargado.

NOTA 1 Los cable antigiratorios se componen en general, de un ensamblaje de dos o más capas de cordones colocadas helicoidalmente alrededor de un centro, siendo opuesta la dirección de la capa subyacente.

NOTA 2 Los cable compuestos por tres o cuatro cordones pueden diseñarse también para mostrar propiedades anti-giratorias.



ISO 4308-1:2003

- 6 -

### 3.3 cable de capa sencilla:

Cable cordonado que consiste en una capa de cordones colocada helicoidalmente alrededor de un alma.

### 3.4 cable cordonado:

Ensamblaje de varios cordones, colocados helicoidalmente en una o más capas alrededor del alma (cable de capa sencilla) o del centro (cables antigiratorios o enrollados en paralelo).

NOTA Los cables de capa única con tres o cuatro cordones, pueden o no tener un alma.

## 4 TIPO DE CABLE

Cuando sea posible, el cable seleccionado debe ser conforme con la Norma ISO 2408.

Se acepta la selección de un cable no especificado por la Norma ISO 2408, pero en tales casos, el proveedor del cable debe documentar claramente al usuario, en base al dossier técnico del fabricante del cable, que el producto posee unos niveles aceptables de resistencia y comportamiento en relación con el diseño de los mecanismos, aplicación y mantenimiento del aparato.

## 5 CONDICIONES DE SERVICIO

Los mecanismos de los aparatos de elevación deben clasificarse de acuerdo con las condiciones de servicio descritas en la Norma ISO 4301-1.

## 6 PROCEDIMIENTO DE SELECCIÓN

### 6.1 Cálculo de los valores $C$

El valor de factor de selección del cable  $C$  es función del coeficiente de utilización  $Z_p$ , según la ecuación (1):

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K' \cdot R_0}} \quad (1)$$

donde

$C$  es el factor (mínimo) de selección del cable;

$K'$  es el factor empírico para la carga mínima de rotura de un cable de disposición constructiva dada (véase la tabla 3 de la Norma ISO 2408:1985 o, bien el que proporcione el proveedor del cable);

$R_0$  es la resistencia mínima a la tracción de un alambre utilizado en el cable, en newton por milímetro cuadrado<sup>1)</sup>;

$Z_p$  es el coeficiente mínimo de utilización práctica.

### 6.2 Valores de $Z_p$

La tabla 1 da los valores de  $Z_p$  que deben aplicarse para cada grupo de mecanismo, a efectos de cumplimentar los requisitos mínimos de esta parte de la Norma ISO 4308. También facilita, los valores calculados de  $C$  para el tipo de cable (6 × 36 WS-IWRC) con  $R_0 = 1\,770\text{ N/mm}^2$  y con un factor empírico  $K' = 0,356$ .

Tabla 1 –Valores  $Z_p$  y valores  $C$  (para  $R_p = 1\,770\text{ N/mm}^2$  y  $K' = 0,356$ )

Clasificación del mecanismo	Valor de $Z_p$	Valor de $C$
M1	3,15	0,071
M2	3,35	0,073
M3	3,55	0,075
M4	4,0	0,080
M5	4,5	0,085
M6	5,6	0,094
M7	7,1	0,106
M8	9,0	0,120

NOTA Aunque la ecuación (1) da la relación exacta entre  $C$  y  $Z_p$ , los valores de la tabla 1 han sido corregidos para redondear a tres posiciones decimales.

Para cables con una resistencia a la tracción  $R_p$  y un factor empírico  $K'$  distintos de los mostrados más arriba, pueden calcularse diferentes valores de  $C$  utilizando la ecuación (1) y sustituidos en la ecuación (2), indicado en el apartado 6.3, para el cálculo del  $d_{\min}$ .

### 6.3 Cálculo de diámetro mínimo del cable

El diámetro mínimo del cable,  $d_{\min}$ , en milímetros, se obtiene de la ecuación (2):

$$d_{\min} = C\sqrt{S} \quad (2)$$

donde

$d_{\min}$  es el diámetro mínimo calculado del cable, y es el valor utilizado en el proceso de selección para calcular los diámetros del tambor y de la polea;

$C$  es el factor de selección del cable;

$S$  es la tensión máxima del cable, en newton, obtenida considerando de los siguientes factores:

- carga nominal de trabajo del aparato;
- masa del aparejo (pasteca) y/o otros accesorios de elevación;
- desmultiplicación mecánica del aparejo (pasteca);
- rendimiento del aparejo (pasteca);
- el incremento de fuerza en el cable producido por la entrada del cable del cable en la posición superior extrema del gancho, si la entrada del cable del cable con relación al eje del tambor excede  $22,5^\circ$ .

El diámetro nominal del cable seleccionado ( $d$ ) debe estar comprendido entre  $d_{\min}$  y  $d_{\min} \times 1,25$ .



ISO 4308-1:2003

- 8 -

#### 6.4 Cálculo de la carga mínima de rotura

La carga mínima de rotura,  $F_{min}$ , en newton de un cable determinado, viene dada por la ecuación (3):

$$F_{min} = S \cdot Z_p \quad (3)$$

donde

$S$  es la tensión máxima del cable en newton, tal como se establece en el apartado 6.3;

$Z_p$  es el coeficiente mínimo de utilización práctica.

En el anexo B se dan ejemplos de selección del cable.

#### 7 DIÁMETRO DE LOS TAMBORES Y POLEAS

Los diámetros mínimos del círculo primitivo de los tambores y poleas, que son función de la clasificación del mecanismo, deben calcularse aplicando las ecuaciones (4) y (5), utilizando el diámetro mínimo del cable establecido en el apartado 6.3, aplicando los valores de  $h_1$ ,  $h_2$  respectivos obtenidos de la tabla 2 y el factor de tipo de cable  $t$ , si procede, tal como se muestra en la tabla 3.

$$D_1 \geq h_1 \cdot t \cdot d_{min} \quad (4)$$

o

$$D_2 \geq h_2 \cdot t \cdot d_{min} \quad (5)$$

donde

$D_1$  es el diámetro mínimo primitivo del tambor;

$D_2$  es el diámetro mínimo primitivo de la polea;

$d_{min}$  es el diámetro mínimo del cable, calculado de acuerdo con el apartado 6.3;

$h_1$  es el factor de selección para el tambor (relación del diámetro primitivo del tambor al diámetro calculado del cable);

$h_2$  es el factor de selección para la polea (relación del diámetro primitivo del tambor al diámetro calculado del cable);

$t$  es el factor del tipo de cable de acuerdo con la tabla 3. El factor del tipo de cable tiene en consideración el comportamiento diferenciado a la fatiga por flexión de los distintos tipos de cable.

**Tabla 2 – Factores de selección  $h_1$  y  $h_2$**

Clasificación del mecanismo	Tambores $h_1$	Poleas $h_2$
M1	11,2	12,5
M2	12,5	14,0
M3	14,0	16,0
M4	16,0	18,0
M5	18,0	20,0
M6	20,0	22,4
M7	22,4	25,0
M8	25,0	28,0

Para los cabrestantes, el diámetro mínimo primitivo de cualquier polea de compensación debe calcularse según el anexo D.

**Tabla 3 – Factor del tipo de cable  $t$  para varios tipos de cable**

Número de cordones exteriores en el cable	Factor del tipo de cable $t$
3 a 5	1,25
6 a 10	1,00
8 a 10 impregnación de plástico	0,95
$\geq 10$ RR*	1,00

\* Cable antigiratorio.

## 8 CABLES DURMIENTES

Los cables durmientes están fijados en ambos extremos y no están sometidos a arrollamiento sobre un tambor o al paso por una polea. Su selección se realiza de acuerdo con el apartado 6.4, con los valores  $Z_p$  modificados según la tabla 4, donde la tensión máxima del cable  $S$  debe establecerla el fabricante del mecanismo, el cual debe tener en cuenta las fuerzas estáticas.

**Tabla 4 – Valores  $Z_p$  para cables durmientes**

Clasificación del mecanismo	Valor $Z_p$
M1	2,5
M2	2,5
M3	3,0
M4	3,5
M5	4,0
M6	4,5
M7	5,0
M8	5,0

## 9 CONDICIONES PELIGROSAS

Para condiciones peligrosas, por ejemplo en la elevación de metal fundido.

- a) no debe utilizarse mecanismos de grupo de clasificación inferior a M5;
- b) el valor  $Z_p$  debe incrementarse en un 25% hasta un máximo de 9,0 o alternativamente, debe adoptarse el valor  $C$  correspondiente al grupo superior siguiente en el proceso de selección del cable.

## 10 CUIDADO, MANTENIMIENTO, EXAMEN Y ELIMINACIÓN

La selección de los cables, tambores y poleas, de acuerdo con esta parte de la Norma ISO 4308, por si sola no garantiza la seguridad operacional del cable para periodos indefinidos.

Deben adoptarse las instrucciones dadas en la Norma ISO 4309 relativas al cuidado, mantenimiento (incluyendo la instalación), examen y eliminación de los cables de acero.



**ANEXO A (Normativo)**

**APARATOS DE ELEVACIÓN A LOS CUALES SE APLICA  
ESTA PARTE DE LA NORMA ISO 4308**

Esta parte de la Norma ISO 4308 se aplica a la lista siguiente, no exhaustiva, de grúas y aparatos de elevación (extraída de la Norma ISO 4306-1):

- grúas puente;
- polipastos de cable;
- grúas sobre pórtico o sobre semipórtico;
- grúas pórtico y semipórtico;
- blondines y pórticos de cables (solamente los polipastos y mecanismos transportadores);
- grúas móviles;
- grúas torre;
- grúas ferroviarias;
- grúas flotantes;
- grúas de bordo;
- mástiles de carga y "derricks" con vientos;
- "derricks" con apoyo rígido;
- grúas con pescante (sobre columna, mural, velocípedas).

Las grúas pueden ser de gancho, pinza, electro-imán, cuchara, y pueden estar accionadas manual, hidráulica o eléctricamente.

## ANEXO B (Informativo)

### EJEMPLOS DE SELECCIÓN DE CABLE

#### B.1 Ejemplo 1

Un aparato de elevación destinado a trabajar en las condiciones definidas como M4, en la clasificación de mecanismos. La tensión máxima del cable se ha establecido de 79 kN.

El tipo y calidad del cable que se quiere seleccionar presentan los valores  $K'$  de 0,356 y  $R_0$  de 1 770 N/mm<sup>2</sup>. Partiendo de la tabla 1, el valor de  $C$  es 0,080.

Según el apartado 6.3, aplicando la ecuación (2):

$$d_{\min} = 0,080 \times (79\ 000)^{\frac{1}{2}} = 22,486 \text{ mm}$$

Por motivos prácticos el diámetro mínimo del cable seleccionado no debe ser menor de 22,5 mm, ni mayor de 28,1 mm.

A partir del apartado 6.4 utilizando la ecuación (3):

$$\text{Carga mínima de rotura } F_{\min} = 79 \times 4 = 316 \text{ kN}$$

Por motivos prácticos, la carga mínima de rotura del cable seleccionado no debe ser menor de 316 kN.

#### B.2 Ejemplo 2

Los parámetros requeridos son similares a los indicados en el ejemplo 1, pero en esta ocasión, el constructor del aparato de elevación desea emplear un cable de menos dimensión para reducir la masa del equipamiento y por ello selecciona un cable de tipo y calidad que tenga un valor  $K'$  de 0,497 y un valor  $R_0$  de 1 960 N/mm<sup>2</sup>.

Según el apartado 6.1, utilizando la ecuación (1):

$$C = [4/(0,497 \times 1\ 960)]^{\frac{1}{2}} = 0,064 \text{ l}$$

redondeando a 0,065 (número Renard de la series R40)

$$d_{\min} = 0,065 \times (79\ 000)^{\frac{1}{2}} = 18,270 \text{ mm}$$

Por motivos prácticos, el diámetro nominal del cable seleccionado no debe ser menor de 19 mm ni mayor de 22 mm.

Según el apartado 6.4 utilizando la ecuación (3), como en el ejemplo 1:

$$\text{Carga mínima de rotura } F_{\min} = 79 \times 4 = 316 \text{ kN.}$$

## ANEXO C (Informativo)

### OTROS ASPECTOS DE SELECCIÓN

#### C.1 Generalidades

Además del procedimiento de selección (capítulo 6) y la determinación del diámetro de los tambores y poleas del cable (capítulo 7), se pueden tener en cuenta otros coeficientes cuando se seleccione la calidad, fabricación y tipo del cable. La selección final del cable puede influir en el diseño del mecanismo.

#### C.2 Tipos de tambor y selección del cable

##### C.2.1 Tipos de tambor

###### C.2.1.1 Generalidades

Los tambores pueden ser lisos o ranurados.

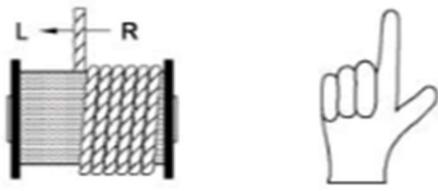
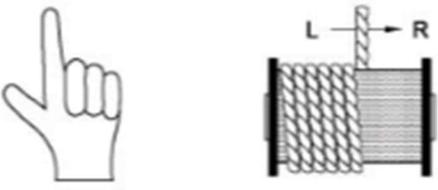
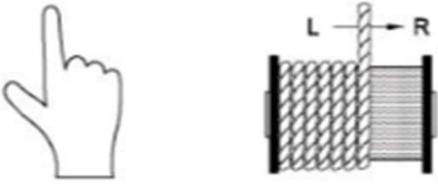
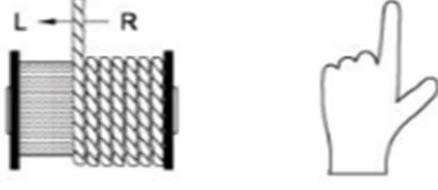
Para la máxima duración del cable, el tambor debería arrollar el cable en una capa simple. En los casos en que esto no sea posible debido a restricciones de espacio, se requerirán dos o más capas para acomodar la totalidad del cable.

Cuando se tiene que realizar arrollamiento de capa múltiple, el tambor ranurado proporciona un mejor comportamiento en el arrollamiento del cable y un menor deterioro del cable que un tambor liso.

Cuando se utiliza un arrollamiento de capa múltiple, debe tenerse en cuenta que una vez esté arrollada al tambor la primera capa, a fin de arrollar la segunda capa, el cable tiene que cruzar sobre el cable subyacente. Los puntos en los cuales las vueltas en la capa superior se cruzan con las de la capa inferior se conocen como los puntos de cruzamiento, y el cable en estos puntos está sujeto a mayor desgaste y aplastamiento.

Los rebordes del tambor deberían sobresalir por encima de la última capa del cable en un mínimo de 1,5 veces el diámetro del cable.

Es importante la dirección del arrollamiento del cable en el tambor. Conviene que el sentido de arrollamiento tenga en cuenta la dirección de la capa del cable (véase la figura C.1) esto se aplica a tambores con superficies tanto lisas como estriadas.

 <p>Arranque del cable por la brida derecha con cable de torsión derecha</p>	<p>a) cable de torsión derecha – arrollamiento por detrás</p>
 <p>Arranque del cable por la brida izquierda con cable de torsión izquierda</p>	<p>b) cable de torsión izquierda – arrollamiento por detrás</p>
 <p>Arranque del cable por la brida izquierda con cable de torsión derecha</p>	<p>c) cable de torsión derecha – arrollamiento por delante</p>
 <p>Arranque del cable por la brida derecha con cable de torsión izquierda</p>	<p>d) cable de torsión izquierda – arrollamiento por delante</p>

NOTA El pulgar indica el lado del anclaje del cable.

**Figura C.1 – Método correcto para la localización del punto de anclaje del cable en un tambor**

### C.2.1.2 Tambores lisos

El arrollamiento de un cable en un tambor liso requiere un cuidado muy especial.

Cualquier arrollamiento flojo o desigual producirá desgaste, aplastamiento y deformación excesivos en el cable.

### C.2.1.3 Tambores ranurados

Con tambores ranurados, la capa inferior del cable se arrollará correctamente y las ranuras proporcionarán un cierto grado de soporte al cable, reduciendo, de este modo, la presión por contacto.

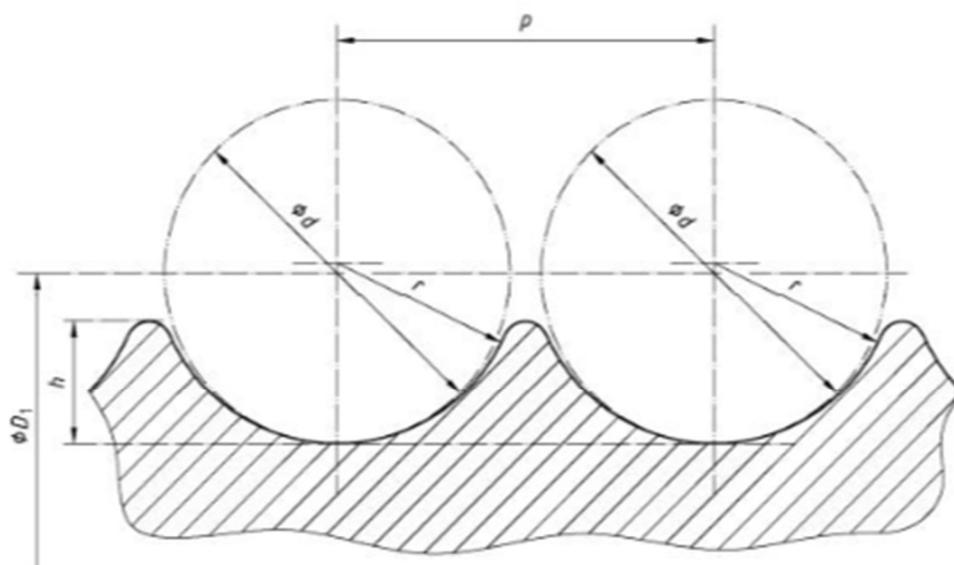
Hay dos formas de ranura:

- ranurado en espiral, mecanizado en espiral continua alrededor del cilindro, lo cual asegura satisfactoriamente el arrollamiento de la primera capa del cable;
- ranurado paralelo, mecanizado paralelo a las bridas del tambor.

Una parte de la periferia del cilindro del tambor es lisa o de ranura espiral, a fin de facilitar el traslado del cable desde una ranura paralela a la siguiente. Esta forma de ranurado se utiliza en el arrollamiento de capa-múltiple para reducir el deterioro del cable en los puntos de cruzamiento.

Las relaciones entre el diámetro del cable y el diámetro del tambor, y entre el paso de la ranura del tambor y tipo de ranura, son importantes.

El contorno de la parte inferior de las ranuras debería ser circular, y se recomienda que el radio de la ranura,  $r$ , debería estar situado dentro del rango de  $0,525 d$  a  $0,550 d$ , siendo  $0,5375 d$  el valor óptimo (véase la figura C.2).



Leyenda

- $d$  Diámetro nominal del cable
- $h$  Profundidad de la ranura
- $p$  Paso de la ranura
- $r$  Radio de la ranura
- $D_1$  Diámetro del paso circular del tambor del cable

**Figura C.2 – Diseño de las ranuras del tambor**

### C.2.2 Ayudas al arrollamiento

Cuando se utilicen tambores lisos o tambores con ranuras paralelas y secciones de cruzamiento liso paralelo simples, pueden utilizarse los flancos del cable o cintas de salida para guiar al cable a través del cilindro a una posición correcta para el inicio del arrollamiento de la segunda capa.



De forma similar, pueden utilizarse las bridas laterales del tambor para asegurar un arrollamiento correcto de la segunda capa y siguientes.

Si se plantea la utilización de cualquier ayuda al arrollamiento, conviene consultar al fabricante del cable y/o del tambor.

### **C.2.3 Selección del cable**

En general se debería restringir la utilización de cables con alma de fibra para arrollamiento de capa simple sobre tambores. Cuando el arrollamiento sea de capa múltiple, se recomiendan los cables con alma de acero.

Los cables con alma de acero son menos susceptibles de deformación que los de alma de fibra, cuando se utilizan en arrollamiento de capa múltiple.

Los cables fabricados con cordones exteriores compactados, tienen una mayor resistencia al aplastamiento y a la distorsión.

El cable con impregnación de plástico puede utilizarse para reducir deformaciones y minimizar la entrada de humedad producida por las condiciones ambientales.

Conviene elegir correctamente el diámetro del cable en función de las dimensiones de las ranuras del tambor y especialmente del paso de la ranura.

## **C.3 Poleas, rodillos y selección del cable**

### **C.3.1 Generalidades**

Las poleas se utilizan cuando es necesario cambiar la dirección de un cable dentro de una máquina o de un sistema. Las poleas deberían ser de giro libre y estar diseñadas para proporcionar un soporte adecuado al cable, evitando tensiones de flexión, presiones radiales e inercias. Si se utiliza arrollamiento en dirección opuesta, se recomienda que se produzca con un lapso de tiempo (como mínimo de 0,25 s) para permitir al cable recobrase de un sentido de arrollamiento antes de iniciar el arrollamiento en sentido alternativo.

Las superficies estriadas de poleas y rodillos pueden deteriorarse prematuramente si en la selección de los cables no se respetan los criterios de diseño respecto a los materiales implicados.

Las poleas tradicionales se fabrican con materiales ferrosos, pero se está incrementando la utilización de poleas de plástico y poleas con inserciones de plástico. Para muchas utilizaciones, las poleas de plástico y las inserciones alargan la vida del cable pero pueden cambiar la forma de su deterioro. Si no existen medios prácticos para el reconocimiento de la forma de deterioro del cable, se recomienda que, como mínimo, se incluya una polea de material ferroso en el aparato de desmultiplicación.

### **C.3.2 Perfil de la ranura de la polea**

Para una vida óptima del cable, el perfil de la ranura de la polea debería estar correctamente emparejado con el diámetro del cable.

Si la ranura es demasiado pequeña, se "pinzará" el cable al entrar forzado en la ranura por efecto de la carga, lo cual perjudica tanto al cable como a la polea.

Si la ranura es demasiado grande, entonces podría producirse un soporte insuficiente para el cable, el cual puede llegar a ser aplastado y deformado en carga, lo que acelera el deterioro del cable.

El radio de la ranura,  $r$ , debería estar dentro del rango de  $0,525 d$  a  $0,550 d$ , con  $0,5375 d$  como valor óptimo, donde  $d$  es el diámetro nominal del cable.

Las poleas deberían tener una ranura de acabado liso, sin aristas, de una profundidad no menor que 1,5 veces del diámetro nominal del cable. El perfil de la parte inferior de la ranura debería ser circular. El ángulo entre los lados de la polea,  $\omega$ , (véase la figura C.3) debería estar entre  $30^\circ$  y  $60^\circ$ , pero debería ser mayor si el ángulo de entrada del cable excede los valores recomendados en el capítulo C.4.

NOTA Para las grúas móviles, no debería aplicarse la última frase de este apartado, especialmente en relación a la desmultiplicación del cable a través de los conjuntos telescópicos de poleas.

### C.3.3 Rodillos de cable

Los rodillos de cable pueden instalarse a intervalos apropiados cuando sea necesario para soportar el cable sobre una larga catenaria evitando el contacto con la estructura de la máquina. Los rodillos no están previstos, en general, para la desviación o cambio de la dirección del cable, porque su diámetro, relativamente pequeño, puede someter el cable a fuertes tensiones inaceptables de compresión y flexión y pueden producirse torsiones del cable.

La fragilización de la superficie del cable se puede producir por utilización de poleas y rodillos de acero sobre los que se comba un cable a alta velocidad o con cambios de velocidad elevados y en particular cuando el ángulo de desviación sea pequeño. Es conveniente tener en cuenta los materiales no metálicos.

Los cables que contienen ocho o más cordones exteriores pueden proporcionar un comportamiento mejor que los cables de seis cordones.

### C.3.4 Selección del cable

Si la clasificación del mecanismo a utilizar es inferior de M4, la dimensión del alambre externo de los cordones exteriores no debería ser menor que  $0,05 \times$  diámetro nominal del cable. La fabricación del cordón para cables de un diámetro nominal menor de 8 mm debería seleccionarse con un cuidado especial, para asegurar que las dimensiones de los alambres sean las adecuadas para la utilización.

Si la clasificación del mecanismo para la utilización es igual o superior de M4, el tipo de cable seleccionado debería tener, en general, características óptimas de fatiga a la flexión.

Si no es posible seleccionar un tipo de cable que tenga un comportamiento adecuado de fatiga a la flexión, debería tomarse en consideración incrementar el factor de selección de la polea ( $h_2$ ) además de lo especificado en la tabla 2.

Véase también el capítulo C.4.

## C.4 Ángulo de entrada del cable y selección del cable

El punto a) de la figura C.4 muestra una porción de tambor con un ángulo de entrada del cable  $\alpha$  y una polea de desviación. Cuando el cable se arrolle hacia los extremos del tambor, sobre la polea se desviará de un ángulo de entrada del cable o de deflexión,  $\beta_{\text{izquierda}}$  o  $\beta_{\text{derecha}}$ . Sobre el tambor, se desviará de un ángulo ( $\beta_{\text{izquierda}} + \alpha$ ) o ( $\beta_{\text{derecha}} - \alpha$ ).

Un cable que se está arrollando y desarrollando sobre un tambor o pasando por poleas con un ángulo de entrada del cable se retorcerá al descender hasta el fondo de la ranura del tambor o de la polea rodando por su flanco (véase la figura C.5). Esta acción cambia la extensión longitudinal del cable y produce un comportamiento pobre a la fatiga del cable y un mal arrollamiento. En el peor caso, ocasiona una deformación en cesta. Por lo tanto, los ángulos de entrada del cable en el sistema de desmultiplicación deben reducirse al mínimo.

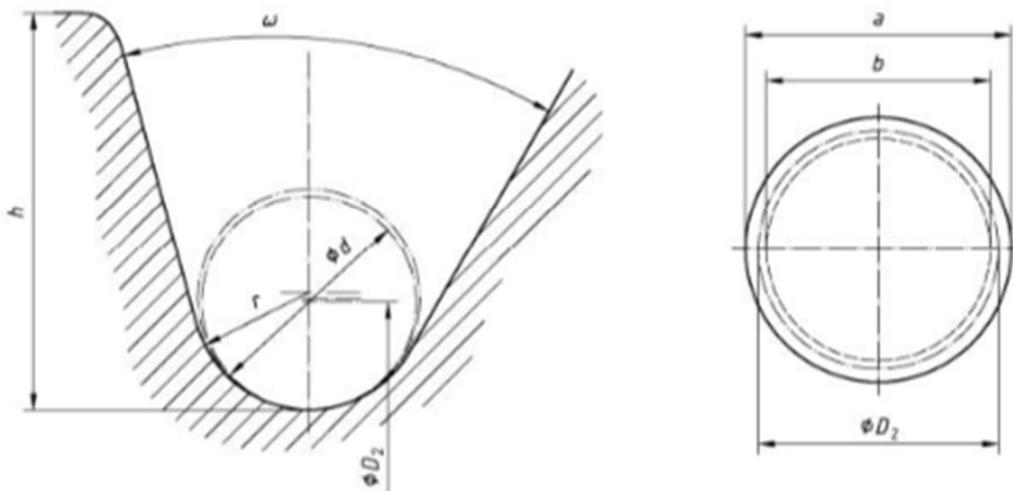
Los ángulos de entrada del cable en el sistema de desmultiplicación no deberían ser mayores de  $4^\circ$  para todos los cables, y no mayores que  $2^\circ$  para los cables artigiratorios. Los ángulos de entrada del cable pueden reducirse, por ejemplo mediante:

ISO 4308-1:2003

- 18 -

- a) disminución de la anchura del tambor y/o aumento del diámetro del tambor (véase la figura C.5);
- b) incremento de las distancias entre las poleas y los tambores.

Cuando un cable se arrolla en capas múltiples en el tambor, el ángulo de entrada del cable en los rebordes debería ser mayor de  $0,5^\circ$  para evitar que el cable se amortone.

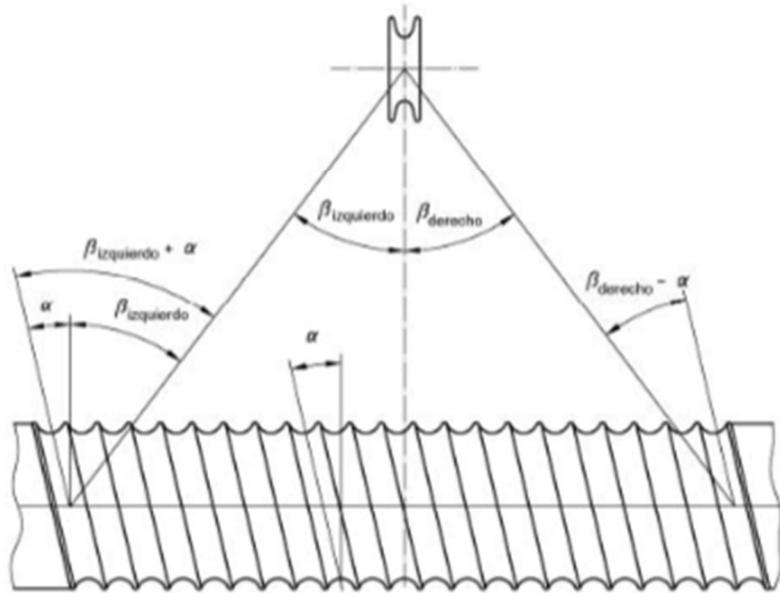


Leyenda

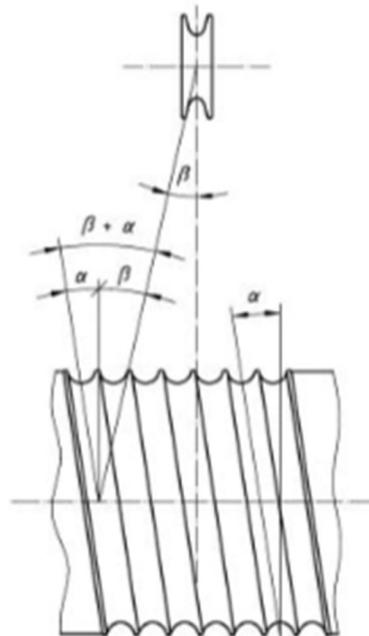
- $a$  Diámetro total de la polea
- $b$  Diámetro de paso de la polea
- $h$  Profundidad de la ranura de la polea
- $\omega$  Ángulo entre los lados de la polea
- $d$  Diámetro nominal del cable
- $r$  Radio de la ranura en la polea
- $D_2$  Diámetro primitivo de la polea para cable

NOTA Este dibujo muestra el soporte previsto para el cable en la ranura de la polea para diferentes medidas de polea y de cable. No se recomienda diseñar una polea con ángulos diferentes entre los rebordes de la polea.

Figura C.3 – Ranura de la polea

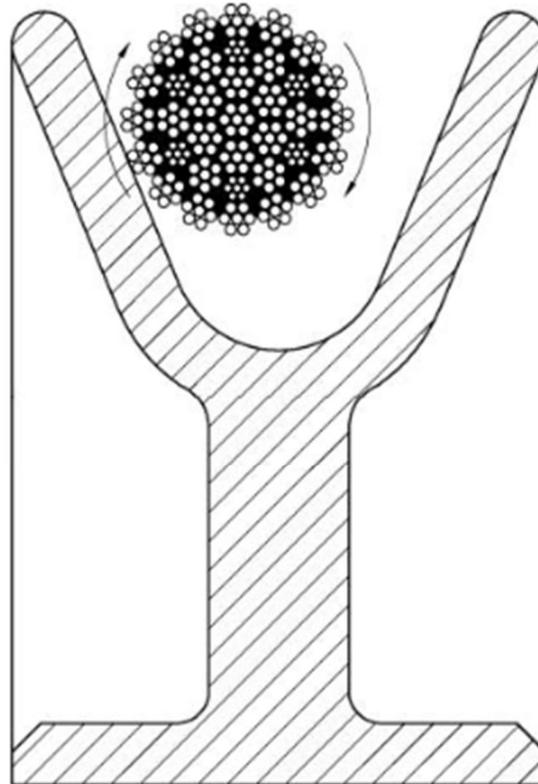


a) Ángulos de entrada del cable y de ranura



b) Reducción en el ángulo de entrada del cable obtenida mediante el incremento del diámetro del tambor y por reducción de la anchura del tambor

Figura C.4 – Ángulo de entrada del cable



**Figura C.5 – Torsión de un cable como consecuencia de un ángulo de entrada del cable**

### **C.5 Velocidad del cable**

Para las aplicaciones en las que la velocidad del cable exceda los 4 m/s, debería considerarse un incremento del diámetro del tambor y/o de la polea. Si este incremento produce un aumento substancial de la inercia (caso de poleas de hierro), se debería considerar la utilización de poleas no metálicas.

Si la velocidad del cable excede de 4 m/s, debería tomarse en especial consideración el tipo de cable. Los cables formados por ocho o más cordones pueden proporcionar un comportamiento mejor respecto al de los cables con un número inferior de cordones exteriores.

### **C.6 Rotación y utilización de giratorios**

#### **C.6.1 Generalidades**

La rotación es un factor que puede afectar el funcionamiento eficiente de un cable y, en algunos casos, puede ocasionar su deterioro prematuro. Todos los cables tienen tendencia a algún grado de rotación en funcionamiento por lo que debería considerarse la utilización de cable antigiratorio en las operaciones simples de elevación de cargas no guiadas.

### C.6.2 Giratorios o quita vueltas

Para limitar el riesgo de rotación de una carga durante la operación de elevación y para asegurar la seguridad del personal dentro de la zona de elevación, es preferible seleccionar un cable antigiratorio, que girará poco en carga, véase el punto a) más abajo. Con tales cables, el propósito de un giratorio es aliviar el cable de cualquier rotación producida como resultado de desviaciones angulares en la polea o en el tambor.

Para otros cables antigiratorios con menos resistencia a la rotación cuando están cargados [véase el punto b) más abajo], es apropiada la utilización de un giratorio para minimizar este peligro. No obstante, en tales casos debería reconocerse que la excesiva rotación del cable puede tener una influencia adversa en el comportamiento del cable, y puede también provocar una reducción en la carga de rotura del cable, cuya importancia dependerá de las propiedades rotacionales del cable seleccionado y de la magnitud de la carga elevada.

Cada una de estas operaciones de elevación debería ser evaluada por una persona competente, y el manual de la grúa debería referirse a la aprobación para la utilización de un giratorio basada en una condición máxima de elevación y en el examen del cable en los periodos especificados.

Lo siguiente es un resumen de una guía general sobre la utilización de un giratorio, basada en la propiedad rotacional del cable:

- propiedad rotacional menor o igual a 1 giro/1 000  $d$  y elevando una carga equivalente al 20%  $F_{min}$ : se puede utilizar un giratorio;
- propiedad rotacional mayor que 1 giro pero no mayor que 4 giros/1 000  $d$  y elevando una carga equivalente al 20%  $F_{min}$ : se puede utilizar un giratorio según las recomendaciones del fabricante del cable y/o a la aprobación de una persona competente;
- propiedad rotacional mayor que 4 giros/1000  $d$  y elevando una carga equivalente al 20%  $F_{min}$ : no debería utilizarse giratorio,

donde

1 giro = 360°;

$d$  es el diámetro nominal del cable;

$F_{min}$  es la carga mínima de rotura del cable.

### C.7 Altura de elevación y desmultiplicación de elementos múltiples

Al seleccionar el cable deben tenerse en cuenta las características de rotación del tipo de cable. Si un extremo del cable puede girar libremente (elevación con un ramal de cable), no se pueden utilizar algunos tipos de cable y otros tipos de cable sólo pueden utilizarse para alturas de elevación limitadas.

Cuando los dos extremos del cable son fijos (cables durmientes y cables utilizados en la elevación con varios ramales) debería considerarse el valor de la torsión. El valor de la torsión tiene como efecto ocasionar un desplazamiento angular del aparejo cuando se eleva con varios ramales de cable, y debería conseguirse un espaciamiento adecuado del cable con relación a la altura de elevación, de esta forma se impide un excesivo desplazamiento angular del aparejo (cruce de los cables).

La estabilidad del sistema de ramales múltiples:

- disminuye al disminuir la distancia entre ramales;
- disminuye con un número impar de ramales;



ISO 4308-1:2003

- 22 -

- c) disminuye con el aumento de la altura de elevación;
- d) disminuye con el incremento del factor de torsión del cable.

Las características de rotación (valores de giro y de torsión) de los tipos de cable considerados para la selección deberían ser proporcionadas por el fabricante del cable. Si es necesario, debería solicitarse asistencia al fabricante del cable.

## **C.8 Causas de deterioro del cable**

### **C.8.1 Generalidades**

Las causas más importantes de deterioro de un cable en servicio son: fatiga, corrosión, abrasión y daño mecánico.

Una o varias de estas causas pueden estar presentes o ser dominantes, según el tipo de servicio. Es esencial seleccionar el cable más adecuado para cada servicio concreto, para lo cual la mejor fuente de información es el fabricante o suministrador del cable.

### **C.8.2 Fatiga**

La fatiga en los cables en general la causan las flexiones repetidas del cable bajo la carga de tracción, por ejemplo cuando los cables pasan por poleas o se arrollan en tambores.

Los principales factores que afectan a la fatiga son, en consecuencia, la carga del cable, la relación de diámetros entre las poleas y tambores y el diámetro del cable, el comportamiento del cable a flexión y el número de ciclos de operación.

En general, el comportamiento del cable mejora con la reducción de los esfuerzos de tracción, en el supuesto que las dimensiones del mecanismo no varíen. El comportamiento de los cables mejora de forma significativa con el aumento de los factores de selección  $h_1$  y  $h_2$ .

La duración de vida a la fatiga de cables de cordones redondos de tipo lang tiende a ser superior a la de cables ordinarios construidos con el mismo tipo de cordones. Sin embargo, sólo se pueden elegir cables mono-cordón o de cordones paralelos, si los dos extremos del cable son fijos, para evitar su rotación.

### **C.8.3 Corrosión**

La corrosión, frecuentemente combinada con la fatiga, es la causa principal de deterioro de los cables en servicio. Salvo en condiciones extremadamente secas, siempre se produce corrosión en alambres de acero no protegidos (brillantes).

Desde varios puntos de vista, los requisitos de resistencia a la corrosión y de resistencia a la fatiga, son contradictorios. Para la corrosión, es favorable una cantidad pequeña de alambres gruesos, mientras que para la fatiga, es preferible muchos alambres finos. En consecuencia, la elección constructiva resulta casi siempre de un compromiso. Para evitar el ataque de la corrosión, debe aplicarse frecuentemente el recubrimiento adecuado durante la vida de los cables. Si existe el riesgo de corrosión severa, es preferible utilizar cable de alambres galvanizados.

### **C.8.4 Abrasión**

La abrasión se produce principalmente en los cordones exteriores. Los cables con pocos alambres gruesos en su exterior, por ejemplo Seale  $6 \times 19$  presentan una vida más larga en condiciones de abrasión que otros con muchos alambres más finos, por ejemplo Warrington Seale  $6 \times 36$ . Los cables con cordones externos compactados presentan una vida más larga en condiciones de abrasión que los que no tienen cordones externos compactados.

### **C.8.5 Relación entre fatiga y resistencia a la abrasión**

Los requisitos para resistir la fatiga son casi los contrarios a los de resistencia a la abrasión. En general, cuando aumenta el número de alambres exteriores se incrementa la resistencia a la fatiga mientras que se reduce la resistencia a la abrasión.



#### **C.8.6 Aplastamiento**

Cuando el factor principal de deterioro sea el aplastamiento, se recomiendan los cables de cordones paralelos con alma de acero y con cordones exteriores compactados.

#### **C.9 Alargamiento y selección del cable**

El alargamiento del cable se puede producir por varias razones:

- a) debido a la instalación de sus componentes (se refiere normalmente al alargamiento permanente de construcción y se presenta relativamente pronto en la vida del cable);
- b) alargamiento elástico debido a la tensión sobre el cable;
- c) cambio de temperatura;
- d) rotación del cable.

Los cables con alma de fibra presentarán un alargamiento mucho mayor que los de alma de acero. Si los valores de alargamiento son requisitos en la elección del tipo de cable, el fabricante del cable los debe facilitar, teniendo en cuenta las circunstancias específicas de utilización.

#### **C.10 Temperatura y selección del cable**

Deberían tenerse en cuenta las instrucciones y advertencias de seguridad del fabricante del cable con especial atención a las limitaciones de temperatura.

#### **C.11 Selección de terminales para cables**

Existen dos tipos de terminales para cables que permiten la conexión de los cables de acero a otros componentes.

Son:

- a) terminales formando una gaza u ojal (protegida por guardacabo) al extremo del cable;
- b) terminales que utilizan un accesorio unido al cable.

Una gaza u ojal se forma mediante un empalme convencional del cable o formando una gaza Flemish asegurada con un manguito de empalme, o bien por formación de un bucle curvando el extremo del cable fijado con un manguito de empalme.

El terminal fijado al extremo del cable puede ser terminal de encaje, terminal de encaje por cuña, terminal embutido o terminal prensado. Para equipar un cable durmiente con terminales de encaje por cuña, debe elegirse un cable de mayor diámetro para tener en cuenta la pérdida de eficiencia del terminal y debe incorporarse al manual del aparato de elevación las indicaciones sobre la revisión de los terminales y para remontar periódicamente el terminal de encaje por cuña, cuando sea apropiado,

Los terminales para cables tienen diferentes niveles de comportamiento y el comportamiento puede quedar afectado por el tipo de cable elegido, en consecuencia, deben considerarse las normas internacionales listados en bibliografía.



#### **C.12 Lubricación por el fabricante**

El fabricante normalmente lubrica el cable durante la producción de los cordones y cuando produce el alma.

Para aplicaciones y tareas en las que las condiciones operativas o ambientales son severas, puede requerirse la lubricación del cable por el fabricante en la etapa final de cierre. En condiciones de temperatura extremas se puede requerir la utilización de lubricantes especiales. Se recomienda tratar este asunto con el fabricante del cable durante su elección.

El lubricante elegido para aplicar al cable en servicio, en general, es diferente del utilizado durante su fabricación debido a los métodos de aplicación durante el proceso de producción. Sin embargo, conviene que el primero sea compatible con este último y, por consiguiente, es necesario recabar el consejo del fabricante.

Si el medioambiente requiere que el cable no esté lubricado, se recomienda tratarlo con el fabricante en la etapa de elección del cable. Cuando el cable no está lubricado, los requisitos de frecuencia de inspección son especiales.

**ANEXO D (Normativo)**

**POLIPASTOS. DIÁMETRO DE LAS POLEAS DE COMPENSACIÓN**

El diámetro primitivo mínimo de las poleas de compensación debe calcularse usando el diámetro mínimo del cable establecido en el apartado 6.3 y aplicando el valor correspondiente de  $h_3$ , como se indica más abajo en la tabla D.1 y el factor de tipo de cable  $t$  en la tabla 3, cuando sea aplicable, que está relacionado con la clasificación del mecanismo por la ecuación D.1.

$$D_3 \geq h_3 \times t \times d_{\min.} \quad (D.1)$$

donde

$D_3$  es el diámetro primitivo mínimo de la polea de compensación;

$h_3$  es el factor de selección de la polea de compensación (relación entre el diámetro primitivo mínimo de la polea de compensación y el diámetro calculado del cable, véase la tabla D.1);

$t$  es el factor de tipo del cable, de acuerdo con la tabla 3;

$d_{\min.}$  es el diámetro mínimo del cable fijado en el apartado 6.3.

**Tabla D.1 – Factor de selección  $h_3$**

Clasificación del mecanismo	Factor de selección de la polea de compensación $h_3$
M1	11,2
M2	12,5
M3	12,5
M4	14,0
M5	14,0
M6	16,0
M7	16,0
M8	18,0



#### BIBLIOGRAFÍA

- [1] ISO 3189-1 *Terminales para cables de acero de uso general. Parte 1: Características generales y condiciones de recepción.*
- [2] ISO 3189-2 *Terminales para cables de acero de uso general. Parte 2: Exigencias particulares de los terminales forjados o mecanizados a partir de una masa sólida.*
- [3] ISO 3189-3 *Terminales para cables de acero de uso general. Parte 3: Exigencias particulares de los terminales de fundición.*
- [4] ISO 7595 *Procedimientos para terminales cónicas (encajaduras) para cables. Terminales únicas de metal fundido.*
- [5] ISO/TR 7596 *Procedimiento para terminales cónicos (encajaduras) para cables. Terminales cónicas de resina.*
- [6] ISO 8793 *Cables de acero. Casquillos la seguridad para terminales en ojal.*
- [7] ISO 8794 *Cables de acero. Terminaciones en ojal unido para eslingas.*



**ANEXO NACIONAL (Informativo)**

Las normas europeas o internacionales que se relacionan a continuación, citadas en esta norma, han sido incorporadas al cuerpo normativo UNE con los códigos siguientes:

<b>Norma Internacional</b>	<b>Norma UNE</b>
ISO 4301-1:1986	UNE 58112-1:1991
ISO 4306-1:1990	UNE 58104-1
ISO 4309	UNE 58111

### E) Norma DIN 15061 Y DIN 15020

Es la normativa aplicada en el **apartado 5.3.3. (Esfuerzos sobre la polea y normativa empleada)**, de la memoria de este proyecto.

La normativa no se ha podido obtener de la base de datos AENOR NORWEB a la que la universidad de Zaragoza está suscrita, ya que las normas DIN no están contenidas en ella, solo las normas UNE, aunque no nos ha hecho falta ya que en el libro

Diámetro del cable	Diámetro del fondo de las gargantas	
	Mínimo	Máximo
Hasta 12	d + 0,8 mm	d + 2,4 mm
12 a 25	d + 1,6 mm	d + 3,2 mm
25 a 50	d + 2,4 mm	d + 4,8 mm
Mayor de 50	d + 3,2 mm	d + 6,4 mm

Dimensiones de las gargantas	Diámetro del cable (mm)							
	6,5 - 9	9,5 - 14	15 - 20	22 - 26	28 - 31	33 - 39	42 - 48	51 - 56
a .....	30	40	56	72	80	95	115	135
b.....	20	30	40	50	60	72	85	100
c.....	18	25	32	40	48	56	64	75
r.....	5	8	12	15	15	22	25	30

r <sub>1</sub>	Radio de garganta			h <sup>0</sup>	i	m	Diámetro nominal del cable d <sub>1</sub>
	diferencia adm. Para precisión						
	1	2	3 <sup>i</sup>	Valores aproximados			
8,5	0,8	0,4	0,2	27,5	34	6	16
9				30	37	6	17
9,5				30	38	6	18
10				32,5	40	7	19
10,5				35	43	7	20
11				35	44	7	21
12				35	45	7	22
12,5				35	46	7	23
13				37,5	48	8	24
13,5				40	51	8	25
14				40	52	8	26
15				40	53	8	27,28
16				45	59	8	29,30

F) Norma DIN 15061.

Es la normativa aplicada en el **apartado 5.5.2. (Normativa de los tambores y tipos de tambores)**, de la memoria de este proyecto.

La normativa no se ha podido obtener de la base de datos AENOR NORWEB a la que la universidad de Zaragoza está suscrita, ya que las normas DIN no están contenidas en ella, solo las normas UNE, aunque no nos ha hecho falta ya que en el libro

## Anexo II: Cálculos

### 5.2. Cable:

Son los cálculos aplicados en los apartados 5.2.5. (Selección de cable) y 5.2.6. (Criterios de selección de la polea y el tambor), dentro del apartado 5.2. (Cable).

#### 5.2.5. Selección de nuestro cable:

Este proceso de selección consta de 4 pasos:

##### 1. Cálculo de C:

El valor de factor de selección del cable C es función del coeficiente de utilización  $Z_p$ , según la siguiente ecuación.

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K' * R_0}}$$

donde:

C es el factor mínimo de selección del cable;

$K'$  es el factor empírico para la carga mínima de rotura de un cable de disposición constructiva dada (véase la tabla 3 de la norma ISO 2408:1985 o, bien el que proporcione el proveedor del cable);

$R_0$  es la resistencia mínima a la tracción de un alambre utilizado en el cable, en  $N/mm^2$

$Z_p$  es el coeficiente mínimo de utilización práctica.

##### 2. Valores de $Z_p$

La norma UNE-ISO 4308-1:2007 facilita una serie de valores calculados de C para el tipo de cable (6 X 36 WS-1WRC) con  $R_0 = 1770 N/mm^2$  y con un factor empírico  $K' = 0,356$ .

Clasificación del mecanismo	Valor de $Z_p$	Valor de C
M1	3,15	0,071
M2	3,35	0,073
M3	3,55	0,075
M4	4,0	0,080
M5	4,5	0,085
M6	5,6	0,094
M7	7,1	0,106
M8	9,0	0,120

Tabla 23. Valores de  $Z_p$  y C del mecanismo.

Para realizar un cálculo aproximado de nuestro cable calcularemos C sustituyendo los valores con la anterior fórmula:

$$C = \sqrt{\frac{4,5}{0,356 * 1770}}$$

C = 0,0845 que se aproxima a 0,085 como aparece en la tabla.

### 3. Cálculo del diámetro mínimo del cable

El diámetro mínimo del cable se define como  $d_{min} = C * \sqrt{S}$ , y es el valor utilizado en el proceso de selección para calcular los diámetros del tambor y la polea, como veremos.

Por lo tanto, calcularemos S que es la tensión máxima del cable, en newton, obtenida considerando los siguientes factores:

- Carga nominal de trabajo del aparato.
- Masa del aparejo y/o otros accesorios de elevación.
- Desmultiplicación mecánica del aparejo.
- Rendimiento del aparejo
- El incremento de fuerza en el cable producido por la entrada del cable en la posición superior extrema del gancho, si la entrada del cable con relación al eje del tambor excede 22, 5º.

El diámetro nominal del cable seleccionado debe estar comprendido entre  $d_{min}$  y  $d_{min} * 1,25$ , por lo tanto pasaremos a calcular S.

$$S = \frac{Q_u + Q_{es}}{i * \eta}$$

$Q_{es} = 110$  kg, calculado en el gancho.

$$S = \frac{16000 + 110}{i * \eta}$$

Probaremos con diferentes ramales para ver que  $d_{min}$  sale mejor y por lo tanto con ese nos quedaremos.

Empezaremos con una polea, a continuación, se muestra una tabla con rendimientos de las poleas en función de los ramales elegidos.

Nº de Ramales	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Poleas con rendimiento $\eta$	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,90	0,89	0,88

Tabla 24. Tabla de rendimientos en función de los ramales.

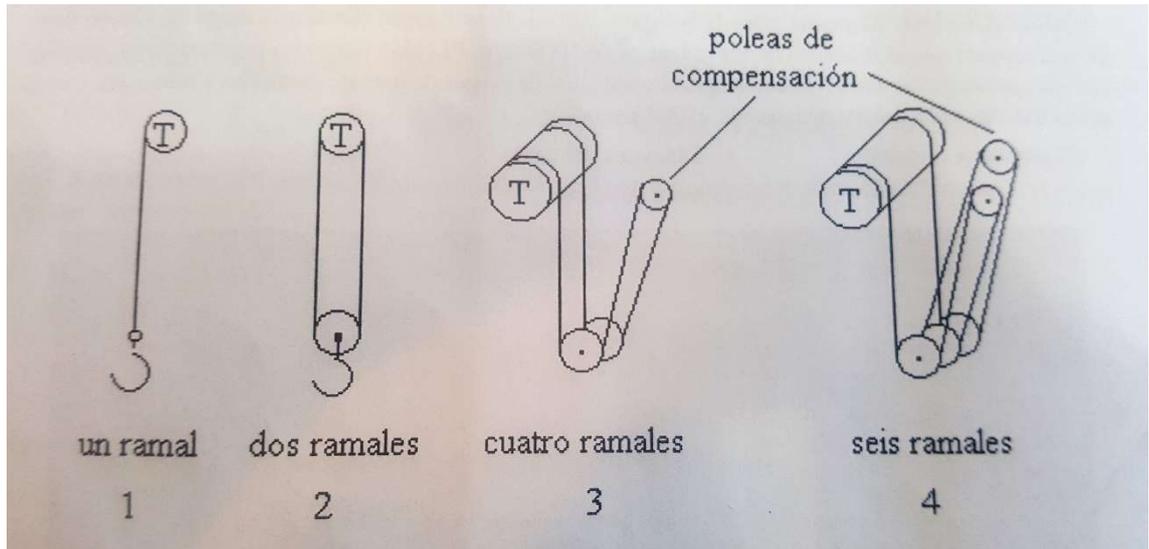


Ilustración 61. Distribución de los ramales.

Empezaremos con un ramal:

Sabemos pues que  $i = 1$  y  $\eta = 0,98$  por lo tanto:

$$\left\{ \begin{array}{l} S = \frac{(16000 + 110) \cdot 9,81}{1 \cdot 0,98} = 161.264,39 \\ d_{\min} = C \cdot \sqrt{S} = 0,085 \cdot \sqrt{S} = 34,134 \text{ mm.} \\ d_{\text{nominal}} = 34,134 \sim 42,67 \text{ mm.} \end{array} \right.$$

Ahora haremos lo mismo para dos, cuatro y seis, y nos quedaremos con el mejor resultado.

Nº ramales	C	i	$\eta$	Qu	Qes	S	$S^{(1/2)}$	d min= C * S <sup>(1/2)</sup>	d max (mm)
1	0,085	1	0,98	16000	110	161264,39	401,58	34,13	42,67
2	0,085	2	0,99	16000	110	79817,73	282,52	24,01	30,02
4	0,085	4	0,97	16000	110	40731,73	201,82	17,15	21,44
6	0,085	6	0,95	16000	110	27726,16	166,51	14,15	17,69

Tabla 25. Cálculo del diámetro del cable.

#### 4. Cálculo de la carga mínima a rotura

La carga mínima de rotura,  $F_{\min}$ , en newton de un cable determinado, viene dada por la ecuación siguiente:

$$F_{\min} = S \cdot Z_p$$

donde

S es la tensión máxima del cable en newton (ya calculada en el apartado anterior)

$Z_p$  es el coeficiente mínimo de utilización práctica

Por lo tanto, aprovechando la tabla de antes vemos los valores de la carga mínima de rotura para diferentes números de ramales.

Nº ramales	C	i	$\eta$	Qu	Qes	S	Zp (M5)	F min = S * Zp	F min (kN)
1	0,085	1	0,98	16000	110	161264,39	4,5	725.689,74	725,69
2	0,085	2	0,99	16000	110	79817,73	4,5	359.179,77	359,18
4	0,085	4	0,97	16000	110	40731,73	4,5	183.292,77	183,29
6	0,085	6	0,95	16000	110	27726,16	4,5	124.767,71	124,77

Tabla 26. Cálculo de la carga mínima a rotura del cable.

En el libro de los transportes en la ingeniería industrial de Antonio Miravete podemos ver una serie de cables que son los más usados en puentes grúas y a partir de estos lo que haremos será consultar un fabricante y que estos cables nos sirvan como guía de selección.

Diametro de utilización	Composición del cable
8 a 25 mm.	6 x 19 (1 + 6 + 12) + 1 alma textil
10 a 30 mm.	6 x 37 (1 + 6 + 12 + 18) + 1 alma textil
	6 x 36 (1 + 7 + 7.7 + 14) W.S + 1 alma textil
20 a 40 mm.	6 x 61 (1 + 6 + 12 + 18 + 24) + 1 alma textil
	6 x 54 (1 + 6 + 9 + 9.9 + 18) W.S. + 1 alma textil

Tabla 27. Ejemplos de composición de cables.

Hemos elegido la empresa UNITEX.S.L. (ver Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos).

Composición:	6x37+1	Cordones:	6
Alma:	Textil	Hilos:	222
Superficie:	Galvanizada	Factor f:	0,455
Arrollamiento:	Cruzado izquierda (zS)	Factor k:	0,825
Resistencia:	200 [kg/mm <sup>2</sup> ]	Factor w:	0,9682

**DIN 3066** - Tabla de cargas de rotura y densidades lineales:

Diámetro nominal [mm] <sup>(n5)</sup>	Tolerancia [%]	Peso aprox. [kg/m]	Carga de rotura calculada [kg]	Carga de rotura mínima [kg]
6	+6/-0%	0,125	2.570	2.120
7	+6/-0%	0,17	3.500	2.890
8	+5/-0%	0,221	4.570	3.770
9	+5/-0%	0,28	5.790	4.780
10	+5/-0%	0,346	7.150	5.900
11	+5/-0%	0,419	8.650	7.130
12	+5/-0%	0,498	10.300	8.490
13	+5/-0%	0,585	12.100	9.960
14	+5/-0%	0,678	14.000	11.600
16	+5/-0%	0,886	18.300	15.100
18	+5/-0%	1,12	23.200	19.100
20	+5/-0%	1,38	28.600	23.600
22	+5/-0%	1,67	34.600	28.500
24	+5/-0%	1,99	41.200	34.000
26	+5/-0%	2,34	48.300	39.900
28	+5/-0%	2,71	56.000	46.200
30	+5/-0%	3,11	64.300	53.100
32	+5/-0%	3,54	73.200	60.400
34	+5/-0%	4	82.600	68.200
36	+5/-0%	4,48	92.600	76.400

Tabla 28. Selección del cable en catálogo.

La verdad que viendo los valores podría decantarme por el cable de 28 mm o por el de 20 mm de diámetro.

- El cable de diámetro de 20 mm resistirá una carga de rotura mínima de 231,5 kN.
- El cable de diámetro de 28 mm resistirá una carga de rotura mínima de 453,3 kN.

Nº ramales	d medio (mm)	F min (kN)		F min (kN) UNITEX
1	38	725,69		
2	28	359,18	<	453,3
4	20	183,29	<	231,5
6	16	124,77		

Tabla 29. Selección del diámetro del cable.

Finalmente me he decantado por un cable  $d_{nominal} = 20mm$  y de **4 ramales** con un  $F_{min}$  de 231,5 kN., aunque podía haber cogido perfectamente el de  $d_{nominal} = 28mm$ .

#### 5.2.6. Criterios de selección de polea y tambor según normativa:

Una vez seleccionado el cable de nuestro mecanismo la norma UNE 4308-1:2007 también dicta los criterios de selección de la polea y el tambor en función de  $d_{nominal}$  elegido para el cable.

Así pues utilizando el diámetro mínimo del cable establecido anteriormente y aplicando los valores de  $h_1$  y  $h_2$  calcularemos los diámetros de la polea y del tambor.

$$D_1 > h_1 * t * d_{min}$$

$$D_2 > h_2 * t * d_{min}$$

Donde  $\left\{ \begin{array}{l} D_1 \rightarrow \text{diámetro mínimo primitivo del tambor.} \\ D_2 \rightarrow \text{diámetro mínimo primitivo de la polea.} \\ d_{min} \rightarrow \text{diámetro mínimo del cable, calculado de acuerdo con el apartado.} \\ h_1 \rightarrow \text{factor de selección para el tambor.} \\ h_2 \rightarrow \text{factor de selección para la polea.} \\ t \rightarrow \text{factor del tipo de cable, luego lo calcularemos.} \end{array} \right.$

Clasificación del mecanismo	Tambores $h_1$	Poleas $h_2$
M1	11,2	12,5
M2	12,5	14,0
M3	14,0	16,0
M4	16,0	18,0
M5	18,0	20,0
M6	20,0	22,4
M7	22,4	25,0
M8	25,0	28,0

Tabla 30. Factores de selección de tambores y poleas.

Ya hemos visto el factor de selección en la tabla para el tambor y para la polea, ahora veremos el factor del tipo de cable para ambas.

Para el **tambor**  $t$  siempre va a ser igual a 1, sin embargo, para las poleas dependerá del número de poleas por las que pase el cable, el número de inversiones del sentido de enrollamiento, lo podemos calcular sumando todos los  $W$  o con la siguiente tabla.

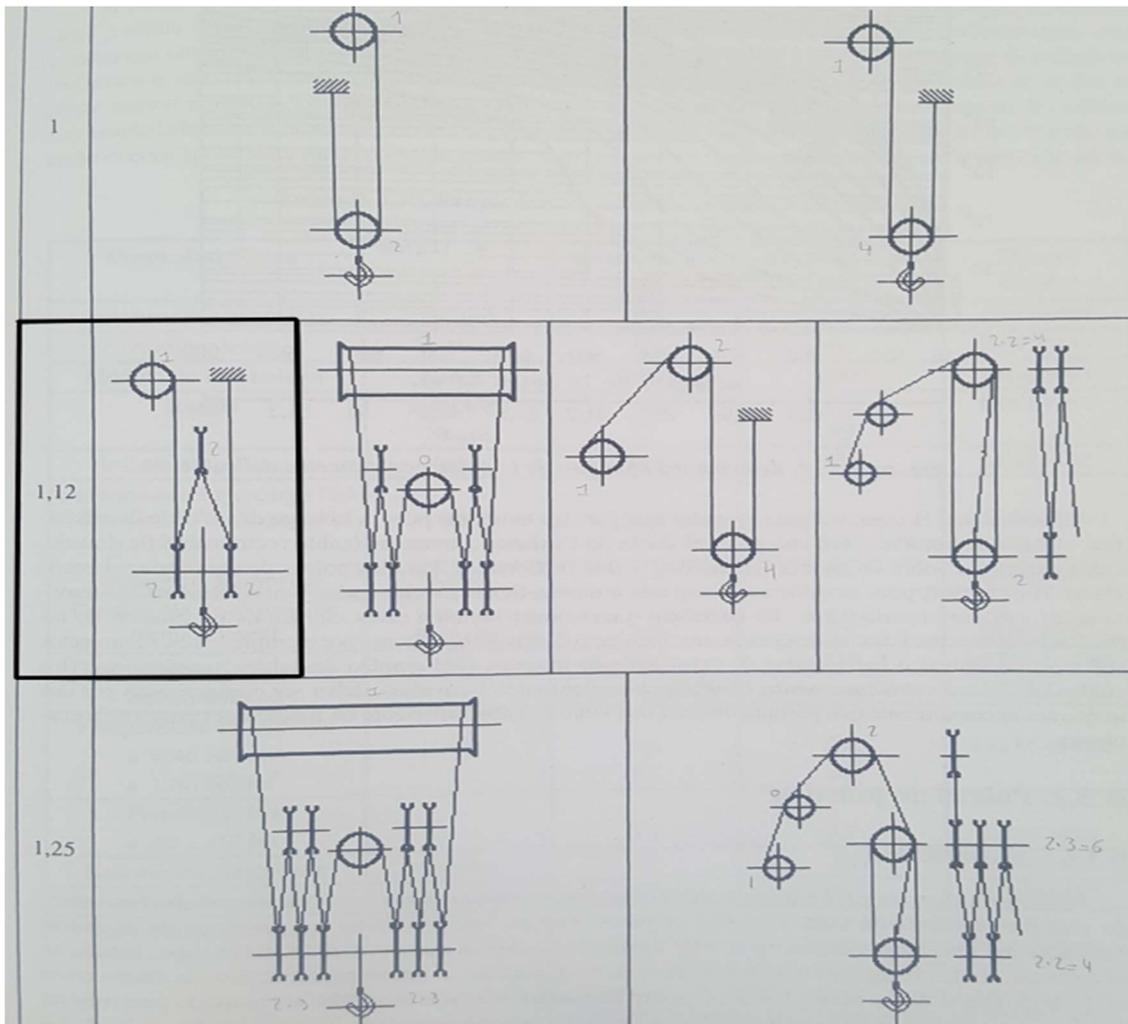


Tabla 31. Selección de la configuración de mi polea de compensación.

Por lo tanto, para la polea y aparejo, nuestro  $t = 1,12$ , entonces los diámetros de las poleas y tambores son:

	$d_{min}$	$h_o$ (M5)	$t$		
<b>Tambor</b> (apartado 5.1.5)	20	18	1	360	$D_1$ (mm)
<b>Polea</b> (apartado 5.1.3)	20	20	1,12	448	$D_2$ (mm)

Tabla 32. Normativa de cálculo para polea y tambor.

Ya sabemos pues los diámetros mínimos que deben tener nuestra polea y tambor, en los apartados 5.3 y 5.5 seleccionaremos las medidas exactas consultando catálogos de proveedores, pero están en este apartado calculadas porque es normativa de cables.

## 5.4. Aparejo:

### 5.4.3. Cálculo de la traviesa de poleas:

Son los cálculos aplicados en los apartados 5.4.3. (Comprobación traviesa de poleas) dentro del apartado 5.4. (Aparejo).

El cálculo de la traviesa de poleas cuenta con dos partes  $\left\{ \begin{array}{l} 1. Dimensionamiento \\ 2. Cálculo resistente \end{array} \right.$

#### **1. Dimensionamiento:**

Veo que el material de mi eje en el catálogo es un 42CrMo4, observo que mis equivalencias internacionales son las siguientes y que mi acero se designa en la UNE como un F-1252 por lo tanto obtengo sus propiedades. (Anexo IV: Tablas utilizadas)

Nombre del acero (UNE)	F- 1252
Densidad (kg /m <sup>2</sup> )	7850
Límite elástico (Mpa)	720
Límite de rotura (Mpa)	1100

Tabla 33. Propiedades del material para la traviesa de poleas.

Una vez obtenidas las propiedades del acero de mi traviesa, pasaré a ver las medidas del aparejo de mi catálogo para dimensionar mi eje, estos son mis datos de catálogo.

ISO FEM	Toneladas	vida (horas)	diámetro cable (d1)	diámetro polea	hueco para gancho (tabla gancho)	diámetro traviesa	distancia entre poleas	distancia total traviesa
M5	20	6300	20 mm	455 mm	190 mm	80 mm	330 mm	470 mm

Tabla 34. Medidas del eje o traviesa de la polea.

Dibujándolo queda y hallando el caso más desfavorable.

El dato de hueco para gancho = 190 mm, lo saco de la tabla vista anteriormente en el apartado gancho, y que considero como el más desfavorable ya que si le doy más de 190 mm, el flector a hallar será mayor, por lo tanto, quedará, como en la figura del cálculo resistente de cargas:

Como ya tengo mi D.S.L paso a hacer el cálculo estructural, hallando mis esfuerzos en la traviesa para posteriormente ver si mi material es válido para la carga seleccionada.

#### **2. Cálculo resistente:**

Una vez teniendo el material y la geometría (1. Dimensionamiento), pasaremos a calcular las reacciones y los diagramas de esfuerzos.

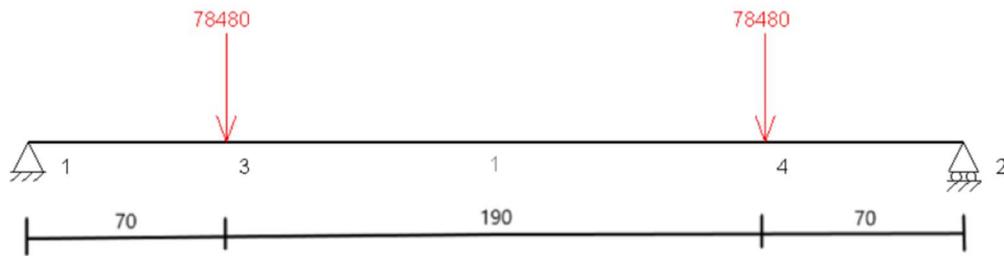


Ilustración 62. Cargas transmitidas a la traviesa de la polea.

Si hago equilibrio de fuerzas, obtengo las reacciones.

$$\Sigma F_y = 0; \quad R_{AY} + R_{BY} - 16000 * 9,81 = 0;$$

$$R_{AY} = 16000 * 9,81 - R_{BY}$$

$$\Sigma M_{Z,A} = 0; \quad -78480 * 70 - 78480 * 260 + R_{BY} * 330 = 0;$$

$$R_{BY} * 330 = 5493600 + 20404800;$$

$$R_{BY} = 78480 \text{ N.}$$

$$R_{AY} = 78480 \text{ N.}$$

Con las reacciones puedo calcular los esfuerzos en la traviesa.

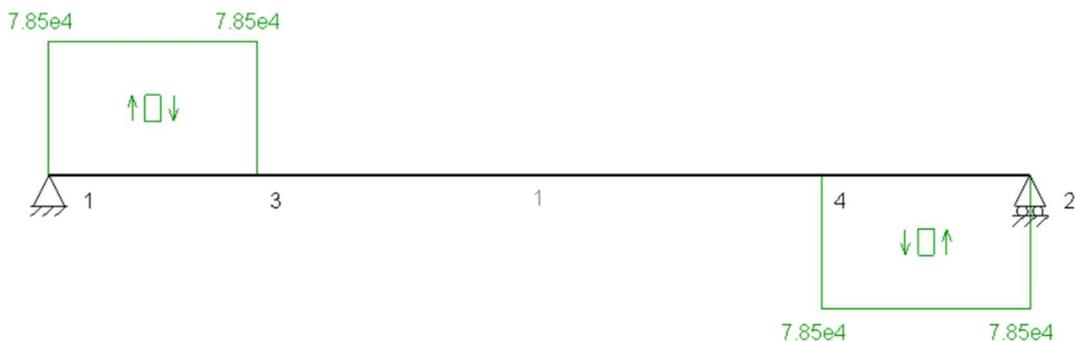


Ilustración 63. Diagrama de cortantes de la polea de compensación.

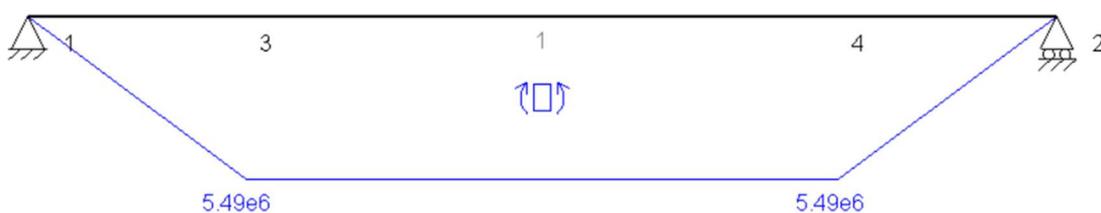


Ilustración 64. Diagrama de momentos flectores de la polea de compensación.

Sabemos que por Von Mises:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{5493600}{W}$$

$$W = \frac{\pi * d^3}{32}$$

$d=d_5$  (catálogo GOSAN) = 80 mm.

$$W = \frac{\pi * d^3}{32} = 50265,44 \text{ mm}^3$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma = \frac{M}{W} = \frac{5493600}{50265,44} = 109,29 \text{ MPa.} \\ \tau = \frac{V}{A} = \frac{78480}{\pi * (\frac{d}{2})^2} = 15,6 \text{ MPa.} \end{array} \right.$$

Por lo tanto:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{109,29^2 + 3 * (15,6)^2}$$

$$\sigma_{equivalente} = \mathbf{112,58 \text{ MPa.}}$$

Entonces pues para hallar el Coeficiente de Seguridad del material sabemos que:

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{720 \text{ MPa}}{112,58 \text{ MPa}} = 6,4.$$

Por lo tanto, vemos que el aparejo está seleccionado correctamente y que el material de la traviesa soporta perfectamente las cargas producidas por elevación.

### 5.5. Tambor:

Son los cálculos aplicados en los apartados 5.5.3. (Cálculo del tambor), dentro del apartado 5.5. (Tambor).

#### 5.5.3. Cálculo del tambor:

Calcularemos los siguientes puntos:

1. Longitud del tambor.
2. Espesor del tambor.
3. Peso del tambor.
4. Paredes del tambor.
5. Eje del tambor.
6. Soldadura eje-tambor.
7. Fijaciones del cable al tambor.

##### 5.5.3.1. Cálculo de la longitud del tambor.

Como hemos dicho en los primeros apartados mi altura de elevación era de 8 metros, así que empezaremos con los cálculos para hallar mi longitud del tambor.

$$\text{Longitud del cable} = \text{altura de elevación} * n^{\circ} \text{ de ramales} = 8000 * 4 = 32000 \text{ mm.}$$

$$\text{Longitud de una espira} = \pi * d_{\text{tambor}} = \pi * 360 \text{ mm} = 1134,6 \text{ mm.}$$

Se consideran dos espiras muertas, para que el cable no se desenrolle del tambor.

$$n^{\circ} \text{ de espiras} = \frac{\text{Longitud del cable a enrollar}}{\text{Longitud de una espira}} + n^{\circ} \text{ espiras muertas}$$

$$n^{\circ} \text{ de espiras} = \left( \frac{16000}{1134,6} + 2 \right) * 2 = 32,2 \text{ espiras} \sim 32 \text{ espiras}$$

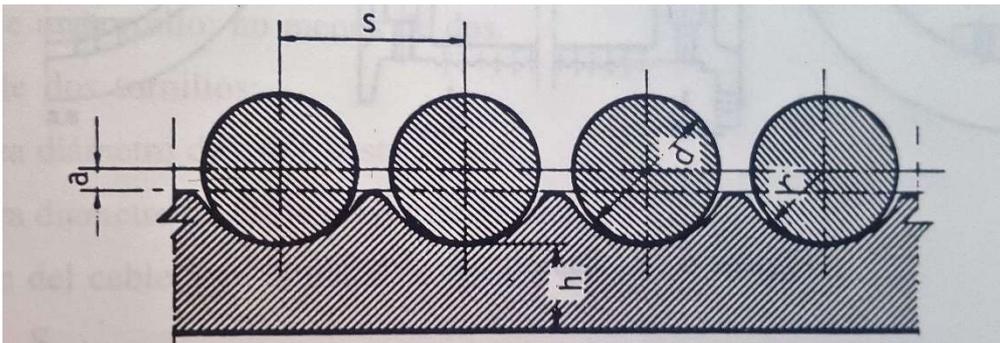


Ilustración 65. Distribución de las espiras en el tambor.

Díámetro del cable	10	13	16	19	22	27	33	40	44
s	12	15	18	22	25	31	37	45	49
r	5,5	7	9	10,5	12	15	18	22	24
a	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6

Tabla 35. Parámetros "s", "r" y "a" para el cálculo de la longitud del tambor.

Nos hará falta un dato más para el cálculo de la longitud del tambor que es el paso, asique lo obtendremos de la tabla de arriba que sigue la normativa DIN 15061 que hemos comentado antes.

Interpolando de la tabla anterior, obtendremos un valor de paso de 23 mm, entonces:

$$\text{Longitud del tambor} = n^{\circ} \text{ de espiras} * \text{paso} = 32 * 23 = 736 \text{ mm} \rightarrow 750 \text{ mm}$$

### 5.5.3.2. Cálculo del espesor del tambor.

El diámetro del tambor tenía que ser de 360 mm, pero lo aproximaremos a 400 mm, ya que las tablas ,están clasificadas en 300 mm o 400 mm y como está más cerca de 400 mm y es mayor de 360 mm que era nuestro requerimiento, pues definiremos  $d_{\text{tambor}} = 400\text{mm}$ .

Haremos el cálculo del espesor del tambor aplicando el criterio de Von Mises.

$$CS = \frac{\sigma}{\sigma_{\text{equivalente}}}$$

Tomaremos un CS=5 y un Acero St. 37.21 cuyo  $\sigma = 370 \text{ MPa}$ .

$$\sigma_{\text{equivalente}} = \frac{\sigma}{CS} = \frac{370}{5} = 74 \text{ MPa}$$

Aplicando ahora pues Von Mises quedará:

$$\sigma_{\text{equivalente}} = \sqrt{\left(\frac{M_f}{W_f}\right)^2 + 3 * \left(\frac{M_t}{2 * W_f}\right)^2}$$

$$74 = \sqrt{\left(\frac{M_f}{W_f}\right)^2 + 3 * \left(\frac{M_t}{2 * W_f}\right)^2}$$

Para hallar el  $M_f$  se hará:

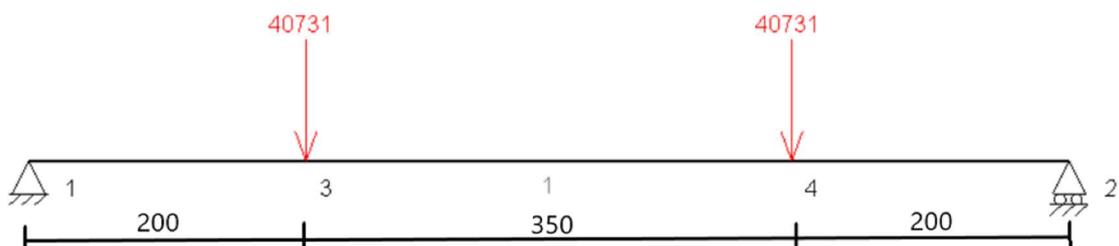


Ilustración 66. Cargas soportadas por el tambor.

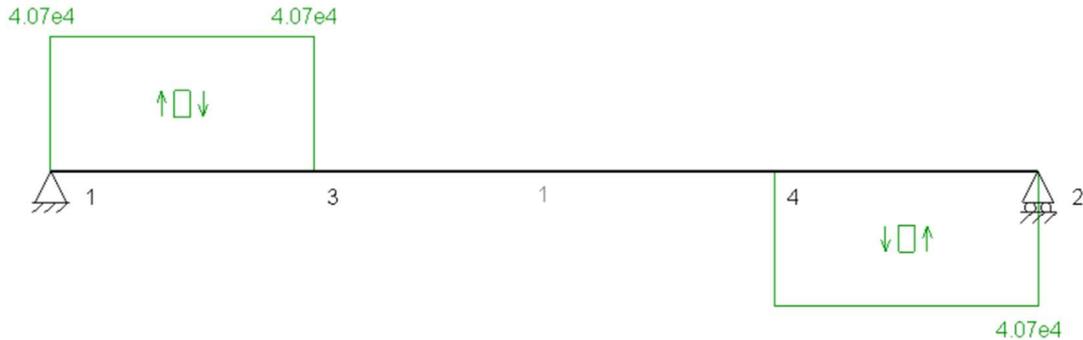


Ilustración 67. Diagrama de cortantes para el cálculo del espesor del tambor.

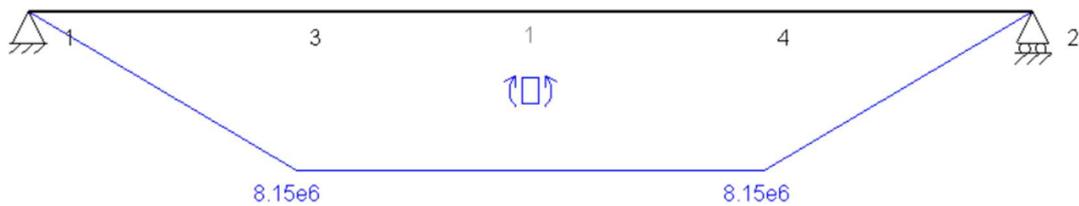


Ilustración 68. Diagrama de momentos flectores para el cálculo del espesor del tambor.

Tenemos pues:

$$74 = \sqrt{\left(\frac{8.146.346}{W_f}\right)^2 + 3 * \left(\frac{M_t}{2 * W_f}\right)^2}$$

Los cortantes al ser de dos órdenes de magnitud más pequeños que el flector y que ahora veremos del torsor los despreciaremos, porque encima están elevados al cuadrado e influirán aún menos en el cálculo del módulo resistente.

Para calcular el torsor es muy sencillo sabemos que nuestro  $d_{tambor} = D = 400 \text{ mm}$ , por lo tanto multiplicamos  $M_t = 40731 * 400 = 16.292.692 \text{ N*mm}$ .

Por lo tanto, el punto 3 y el punto 4 serán los más solicitados y así hallaremos su módulo resistente.

$$74 = \sqrt{\left(\frac{8.146.346}{W_f}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16.292.692}{2 * W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 396.918,6 \text{ mm}^3$$

Para hallar el espesor entonces:

$$W_f = \frac{\pi(D^3 - D_{int}^3)}{32}$$

$$396.918,6 = \frac{\pi(D^3 - D_{int}^3)}{32}$$

Como  $d_{tambor} = D = 400 \text{ mm}$ , hallamos el  $D_{int}$

$$D_{int} = 391,4 \text{ mm}$$

$$e = \frac{D - D_{int}}{2} = \frac{400 - 391,4}{2} = 4,3 \text{ mm} \sim 4,5 \text{ mm}$$

#### 5.5.3.3. Cálculo del peso del tambor.

Sabemos que la  $\rho_{acero} = 7850 \frac{kg}{m^3} = 7,8 \frac{kg}{dm^3}$ ;

Para calcular el peso del tambor, partiremos de la conocida ecuación  $m = \rho * Volumen$ .

Calcularemos pues el Volumen de mi tambor y así hallaremos su peso.

$$Volumen_{ext} = \pi * \left(\frac{400}{2}\right)^2 * 750 = 94.247.779,61 \text{ mm}^3.$$

$$Volumen_{int} = \pi * \left(\frac{395,5}{2}\right)^2 * 750 = 92.139.132,8 \text{ mm}^3.$$

$$Volumen_{total} = Volumen_{ext} - Volumen_{int} = 2.135.646,8 \text{ mm}^3 = 2,135 \text{ dm}^3$$

$$Peso_{tambor} = \rho * V_{total} = 7,8 \frac{kg}{dm^3} * 2,135 \text{ dm}^3 = 16,653 \text{ Kg}.$$

Por información recogida sabemos que las sujeciones del tambor pesan un 10 % aproximadamente del peso del tambor asique se lo añadiremos.

$$Peso_{tambor} = 16,653 \text{ Kg} + 0,1 * (16,653) = 18,318 \text{ Kg}$$

#### 5.5.3.4. Cálculo de las paredes del tambor.

Primero se calculará el 10% de la sollicitación que le llegará por ramal:

$$H = \frac{10}{100} * S = \frac{10}{100} * 40.731 = 4.073 \text{ N} = 415,2 \text{ Kg}$$

Estimamos **W=4,5 mm** del mismo orden que el espesor de la pared.

El diámetro del eje luego veremos que será del entorno u orden de 100 mm.

Luego  $d_{tambor} = D = 400 \text{ mm}$ , entonces quedará:

$$\sigma_f = 14,4 \left(1 - \frac{2 D_M}{3 D}\right) \frac{H}{W^2}$$

$$\sigma_f = 14,4 \left(1 - \frac{2 (100)}{3 (400)}\right) \frac{415,2}{4,5^2}$$

$$\sigma_f = 246,08 \text{ MPa} > 100 \text{ MPa}.$$

No nos valdría  $W = 4,5 \text{ mm}$ , ya que nuestra  $\sigma_f < 100 \text{ MPa}$ . Pero como no sabemos exactamente el diámetro del eje vamos a probar que pasaría si pusiéramos  $D_M = 50 \text{ mm}$ .

$$\sigma_f = 14,4 \left(1 - \frac{2 (50)}{3 (400)}\right) \frac{415,2}{4,5^2}$$

$$\sigma_f = 270,3 \text{ MPa} > 100 \text{ MPa}.$$

Seguiría sin cumplir, pero lo que vemos es que crece mucho más despacio el cambiar el  $D_M$  que la  $W$ , ya que la primera va al cuadrado, así que lo que haremos será iterar hasta conseguir una  $W$  y un  $D_M$  que cuando calculemos el valor exacto, nuestra  $\sigma_f$  esté por debajo de 100 MPa.

Vamos a darle un margen amplio, aumentando nuestra  **$W= 8 \text{ mm}$** , que como además va al cuadrado nos permitirá una sustancial ganancia de margen y tampoco un gran derroche de material así pues quedaría:

- Para eje=100 mm:

$$\sigma_f = 14,4 \left( 1 - \frac{2(100)}{3(400)} \right) \frac{415,2}{8^2}$$

$$\sigma_f = 77,846 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa.}$$

- Para eje=50 mm:

$$\sigma_f = 14,4 \left( 1 - \frac{2(50)}{3(400)} \right) \frac{415,2}{8^2}$$

$$\sigma_f = 85,57 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa.}$$

Entonces el valor de la pared del tambor de unos 8 mm a 9mm sería perfecto así que hemos optado por  **$W= 8 \text{ mm}$** , eso sí, si el eje fuera mucho menos que 50mm, que no creo tendríamos que comprobarlo como antes y si fuera necesario calcular otro  $W$ .

#### 5.5.3.5. Dimensionar el eje del tambor.

Dimensionaremos el eje del tambor cuando lleguemos al apartado del reductor ya que necesitamos conocer las fuerzas que le ejerce el engranaje al eje y por tanto conocer sus esfuerzos, por lo tanto, hasta ahora lo que sabemos es que la longitud de nuestro eje tiene que ser mayor que la longitud del tambor, por lo tanto:

$$L_{eje} > 750 \text{ mm.}$$

También intuiremos que nuestro eje puede estar en un orden de magnitud de entre 50 mm y 100 mm de diámetro como hemos hecho en los cálculos del apartado 4 de las paredes del tambor.

#### 5.5.3.6. Acople barrilete.

Este cálculo se debería hacer después del cálculo del reductor, pero vamos a meterlo aquí porque estén todos los cálculos del tambor juntos.

Lo primero que tenemos que decir es que es una unión (apartado 5.7.4) distinta a las uniones realizadas en este apartado, esta unión o acople se llama acoplamiento barrilete.

En el catálogo de aparejos de GOSAN hemos visto que hay un apartado de selección y cálculo de uniones de acoplamiento barrilete, por lo tanto, vemos que este fabricante me da los pasos a seguir.

1. Corrección de nuestro momento:

Tendremos que corregir nuestro momento calculado en el apartado 5.6. motor, entonces la fórmula que nos da el catálogo en kW es la siguiente:

$$M(\text{daNm}) = \frac{N(\text{kW})}{n(\text{rpm})} * 955 * k$$

El factor k depende del tipo de mecanismo y está clasificación la hemos hecho en el apartado (4.3.2.2), cuya clasificación era M5. Vemos en Anexo IV: Tablas utilizadas.

Observaremos ahí la tabla de nuestro factor de servicio (k) y veremos que le corresponde un valor de k=1,4 a nuestro mecanismo, por lo tanto, nuestro resultado es el siguiente.

$$M(\text{daNm}) = \frac{55(\text{kW})}{14,8(\text{rpm})} * 955 * 1,4 = 4.968,58 \text{ daNm}.$$

- El valor de N= 55 (kW) lo calcularemos más adelante, apartado 5.6. Motor.
- Y el valor de  $w_c = 14,8$  (rpm), saldrá más adelante, apartado 5.7. Reductor.

2. Elegir el acoplamiento y comprobación del mismo:

Para elegir correctamente el acoplamiento además de fijarnos en nuestro momento corregido tendremos que fijarnos en el diámetro del eje C = 155 mm (apartado 5.7.2).

Hemos seleccionado el acoplamiento barrilete de tamaño de 190. En la siguiente tabla veremos sus características:

Momento máximo (daNm)	6.140
Carga radial máxima (daNm)	9.200
Diámetro d (mm)	190 - 98
Número de tornillos	6
Diámetro de los tornillos (mm)	20 (M20)

Tabla 36. Datos del acoplamiento de barrilete.

Tanto el momento máximo (6.140 daNm) como la carga radial máxima (9.200 daNm) deben cumplir que sean mayor que nuestro momento corregido (4.968,58 daNm), cosa que se cumple, y, además mi eje C (calculado en el apartado 5.7.2) de 155 mm de diámetro de poder estar en la franja del diámetro de nuestro acople barrilete (190 – 98 mm), característica que también cumple.

Nuestro montaje final del tambor quedará y las medidas del catálogo son:

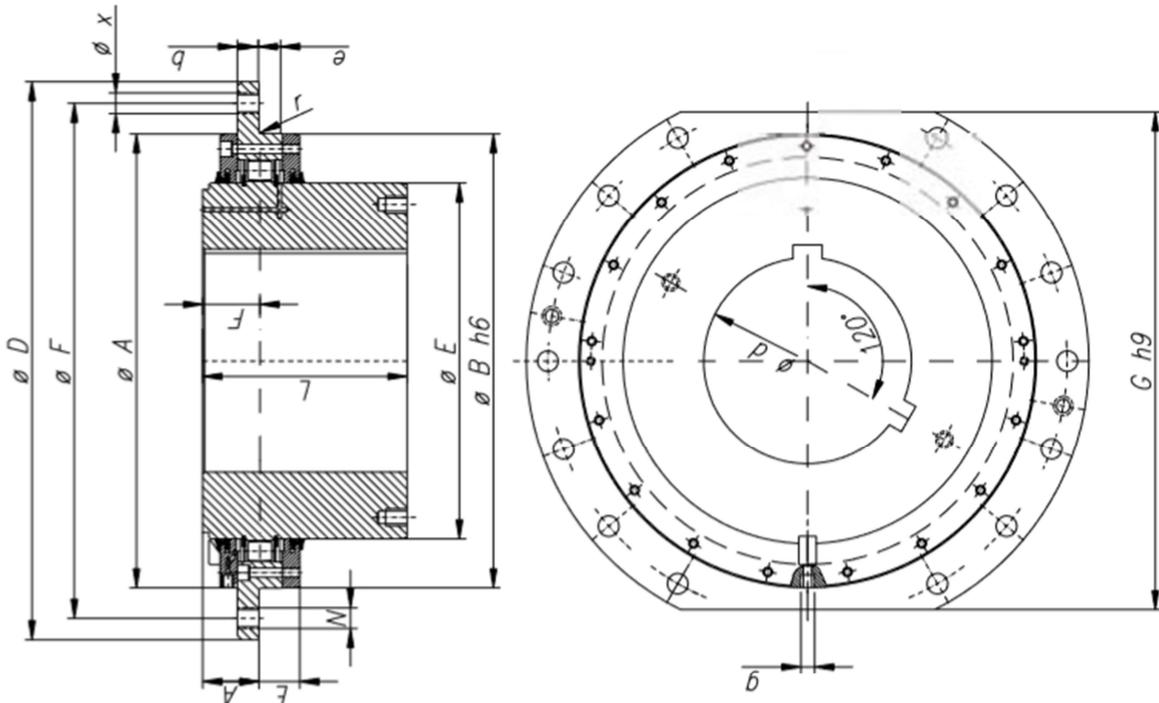


Ilustración 69. Montaje final del acople de barrilete según catálogo.

Tipo AGB Tamaño	D	F	G h9/F3	X	Torns. d2 Rosca	B h6/F8	Nº Agujeros	m		O min.
								min.	n	
65	250	220	220	15	M12	160	6	10	3	25
75	280	260	250	15	M12	180	6	10	3	25
85	320	280	280	19	M16	200	6	10	3	25
95	340	300	300	19	M16	220	6	10	3	25
105	360	320	320	19	M16	240	6	10	3	25
120	380	340	340	19	M16	260	6	10	3	25
135	400	360	360	19	M16	280	6	10	3	25
145	420	380	380	19	M16	310	6	10	3	25
175	450	400	400	24	M20	340	6	10	3	30
190	510	480	460	24	M20	400	6	10	3	30
205	550	500	500	24	M20	420	6	10	3	30
230	580	530	530	24	M20	450	14	20	3	40
280	650	600	580	24	M20	530	14	25	3	50
300	680	630	600	24	M20	560	24	25	5	60
315	710	660	640	28	M24	600	24	35	5	60
355	780	730	700	28	M24	670	24	35	5	60
400	850	800	760	28	M24	730	24	35	5	60

Tabla 37. Características técnicas de nuestro acople barrilete para el tambor.

Diam.	Mmax	Carga	d	d	D	L	L	A	B	E	F	G	a	b	c	e	f	x	r	Desp.	Peso	PD <sup>2</sup>
	kg.m.	radial	max.	min.		max.	min.												axial	kg.	kgm <sup>2</sup>	
	da	adm.																		max.		
65	450	1.450	65	38	250	95	85	159	160	95	220	220	42	12	16	31	44	15	2,5	3	12	0,2
75	600	1.650	75	48	280	100	85	179	190	110	250	250	42	12	16	31	44	15	2,5	3	19	0,5
85	750	1.850	85	58	320	110	95	199	200	125	280	280	45	15	17	32	46	19	2,5	4	23	0,7
95	900	2.000	95	58	340	125	95	219	220	140	300	300	45	15	17	32	46	19	2,5	4	27	1,1
105	1.550	3.100	105	78	360	130	95	239	240	160	320	320	45	15	19	34	47	19	2,5	4	33	1,4
120	1.950	3.500	120	78	380	145	95	259	260	180	340	340	45	15	19	34	47	19	2,5	4	42	1,9
135	2.400	3.850	135	98	400	170	95	279	280	200	360	360	45	15	19	34	47	19	2,5	4	54	2,7
145	2.800	4.200	145	98	420	175	95	309	310	220	380	380	45	15	19	34	47	19	2,5	4	70	3,7
175	3.800	4.900	175	98	450	185	120	339	340	260	400	400	60	20	22	40	61	24	2,5	4	95	5,8
190	6.140	9.200	190	98	510	220	125	390	400	300	460	460	60	20	22	40	61	24	2,5	6	146	11,44
205	7.000	11.500	205	118	550	240	125	419	420	310	500	500	60	20	22	42	61	24	2,5	6	162	16
230	12.000	12.500	230	138	580	260	130	449	450	350	530	530	60	20	22	42	61	24	2,5	6	195	23
280	18.000	15.000	280	158	650	315	140	529	530	415	600	580	65	25	27	47	66	24	2,5	6	305	44
300	31.000	25.000	300	168	680	350	145	559	560	445	630	600	65	25	34	54	70	24	4	8	360	63
315	40.000	30.000	315	198	710	380	165	599	600	475	660	640	81	35	34	56	85	28	4	8	408	80
355	50.000	34.000	355	228	780	410	165	669	670	535	730	700	81	35	34	56	85	28	4	8	580	138
400	68.500	38.000	400	258	850	450	165	729	730	600	800	760	81	35	34	56	85	28	4	8	715	208

Tabla 38. Características técnicas de nuestro acople barrilete para el tambor.

### 5.5.3.7. Fijaciones del cable al tambor.

Las fijaciones de los cables al tambor han de tener las siguientes características:

- Fiables
- Accesibles
- Fácil fabricación.

Es conveniente dejar entre 1,5 y 3 espiras muertas, ya hemos dicho anteriormente que nosotros hemos dejado 2 espiras muertas.

Vemos que hay diferentes tipos de sujeciones:

- Placas de aprietes (más usado y usaremos este).
- Aprietes cónicos
- Manguito relleno.

Para calcular el número de tornillos que necesitamos se realizará por medio de la siguiente fórmula:

$$Z = \frac{N}{P_o}$$

$P_o$  es el esfuerzo admisible de tracción de un tornillo

$N$  es el esfuerzo necesario de apriete de todos los tornillos que se calcula como:

$$N = \frac{b k S_{suj}}{c}$$

Donde:

K=1,25 coeficiente de seguridad

C=0,35 a 0,4 coeficiente de resistencia al movimiento del cable (0,4 más restrictivo).

B=0,65 coeficiente del rozamiento de las espiras sujetas de cable y tambor

$$N = \frac{0,65 * 1,25 * S_{suj}}{0,4}$$

$$S_{suj} = \frac{S_{max}}{e^{f\alpha}}$$

F=0,1 mínimo valor del coeficiente de rozamiento entre cable y tambor

$\alpha$  ángulo del tambor abrazado por espiras muertas, en radianes (2 espiras=  $4\pi$ ).

$S_{max}$  calculado en apartado del cable ( $S_{max}=40.731N$ )

$$S_{suj} = \frac{40.731}{e^{0,1*4\pi}} = 11.591$$

$$N = \frac{0,65 * 1,25 * 11.591}{0,4} = 23.546$$

Entonces para calcular el número de tornillos que necesitamos solo faltará calcular  $P_o$ :

$$P_o = \frac{\pi * d_1^2}{4} * \sigma_{max}$$

Puedo coger un diámetro de tornillo de 6 mm por ejemplo y coger un tornillo de calidad 5.8 por lo tanto veo en la tabla que  $\sigma_{max}=500$  MPa. (Tabla en Anexo IV: Tablas utilizadas).

Así pues, el esfuerzo admisible de tracción de un tornillo quedará:

$$P_o = \frac{\pi * 6^2}{4} * 500 = 14.137 \text{ MPa.}$$

Y el número de tornillos será:

$$Z = \frac{N}{P_o} = \frac{23.546}{14.137} = 1.67 \sim 2 \text{ tornillos}$$

También miraremos el número de placas y según dice la normativa para que el número de placas necesarias es:

- Placas de un tornillo: no menos de dos.
- Placas de dos tornillos: 1 → para diámetro de cable hasta 31 mm.  
2 → para diámetro de cable mayor de 31mm.

Por lo tanto, en número de placas de dos tornillos será de una placa.

## 5.6. Motor:

Son los cálculos aplicados en los apartados 5.6.3. (Elección del motor), dentro del apartado 5.6. (Motor).

### 5.6.3. Elección de nuestro motor.

Ahora veremos que nuestro cálculo se dividirá en dos partes y que tendremos que adaptar nuestras condiciones a las de nuestro motor por medio de un reductor, que se calculará en el apartado 5.1.7 después de seleccionar nuestro motor.

La elección del motor, como hemos dicho antes, se desglosará en dos partes:

**1º Parte)** Una primera parte en la que seleccionaremos el motor, mediante el par calculado y el número de revoluciones.

**2º Parte)** Y una segunda parte en la que comprobaremos que el motor cumple con las especificaciones fijadas, calculando el arranque de este y confirmando que el tiempo de respuesta entra dentro del intervalo correcto.

#### 1º Parte. Selección de motor:

Antes de la selección, los datos que conocemos son los siguientes:

$$v_{elevación} = 5 \frac{m}{min} = 0,0833 \frac{m}{s};$$

$$v = w * r_{polea-apare} = w * \frac{0,455}{2} \rightarrow w_{polea} = 0,366 \frac{rad}{s};$$

Por lo tanto, si observamos los fabricantes de catálogos de motores, nos piden entrar en tablas por medio de las **revoluciones del motor** y del **par** o potencia calculada, entonces estas serán nuestras incógnitas para calcular en este apartado.

Si vamos de abajo a arriba, lo primero tendremos una relación de transmisión dada por el aparejo que ya habíamos dicho antes en el apartado anterior que era de cuatro, por lo tanto:

$$i_{aparejo} = 4;$$

Posteriormente, hay una pequeña relación de transmisión entre el tambor y el aparejo que será:

$$i_{polea-tambo} = \frac{D_{aparejo}}{D_{tambor}} = \frac{0,455}{0,400} = 1,1375;$$

Entonces la relación de transmisión desde el aparejo hasta el tambor será de:

$$i_{aparejo-tambo} = 4 * 1,1375 = 4,55;$$

Por consiguiente, ya podemos calcular las revoluciones del tambor y a continuación las de nuestro motor:

$$w_{tambor} = w_{polea} * i = 0,366 * 4,55 = 1,665 \frac{rad}{s} = 15,91 \frac{rev}{min};$$

Si vemos el catálogo de mi fabricante, ROYDISA, vemos que hay motores de dos polos (3000 Rev./min), **cuatro polos (1500 Rev./min)** y seis polos (1000 Rev./min). Lo más habitual para este tipo de cargas es seleccionar el de cuatro polos, por lo tanto, ya podemos la relación de transmisión que habrá en nuestro reductor:

$$w_{eje-motor} = w_{eje-tambor} * i_{reductor} \rightarrow i_{reductor} = \frac{1500}{15,91} = 94,3 \sim 95;$$

Para llegar a tener una relación de transmisión de 95, luego veremos que elegiremos engranajes helicoidales en el punto 5.1.7 del reductor, pero una buena configuración sería:

- 1º etapa:  $i_{motor-a} = 5;$
- 2º etapa:  $i_{a-b} = 5;$
- 3º etapa:  $i_{b-tambor} = 4;$

Así pues, la relación de transmisión total que habrá en el reductor será de:

$$i_{reductor} = i_{motor-a} * i_{a-b} * i_{b-tambor} = 5 * 5 * 4 = 100;$$

Ahora pues ya solo nos falta calcular el par que necesita mi motor, para poder seleccionar uno del catálogo.

El par torsor que hay en mi tambor ya lo he hallado en el apartado del tambor que era:

$$M_{torsor,tambor} = 16.292.692 N * mm = 16.292 N * m;$$

Como estamos en estado estacionario despreciamos  $M_i$ .

$$M_m = \frac{M_{u,motor} + M_i}{\eta};$$

$$M_{u,motor} = \frac{M_{u,tambor}}{i_{reductor}} = \frac{16292}{100} = 16,292 N * m;$$

Para poder calcular el momento necesario nos hará falta calcular el rendimiento del reductor, asique supondremos lo siguiente:

Habiendo consultado el rendimiento de los engranajes, vemos que el rendimiento  $\sim 0,8$ ; por lo tanto como tenemos tres etapas reductoras el rendimiento total del reductor sería:

$$\eta_{total} = 0,8 * 0,8 * 0,8 = 0,512 \sim 0,5;$$

$$M_m = \frac{M_{u,motor}}{\eta} = \frac{16,292}{0,5} = 325,9 N * m \sim 326 N * m;$$

Vamos pues al Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección y elegiremos un motor que cumpla nuestras especificaciones.

Hay que entrar en la tabla con la potencia no con el par, entonces sabemos que:

$$1500 \frac{rev}{min} = 157 \frac{rad}{s};$$

$$Potencia = Momento * w = 326 N * m * 157 \frac{rad}{s} = 51182 \text{ Watios} = 51,182 \text{ KW};$$

Selecciono pues el OMT1\_250M4 y estas son sus propiedades, aunque tendré que hacer una última comprobación.

$$w = 1480 \frac{rev}{min} = 154,9 \frac{rad}{s};$$

$$Potencia = 55 \text{ KW y } w = 1480 \frac{rev}{min} \rightarrow Momento = \frac{55000}{154,9} = 355 \text{ N} * m;$$

$$Momento = 355 \text{ N} * m > 326 \text{ N} * m;$$

Por lo tanto, la elección es correcta, los datos para mi motor son pues:

Potencia (kW)	55	Rendimiento	0,946
w (rev/min)	1.480	Peso (Kg)	529
Momento par (N*m)	355	Inercia (Kg*m2)	1,0236
Ma (N*m)	887,5		

Tabla 39. Propiedades del motor seleccionado.

Entonces para hacer la comprobación completa de la elección del motor, faltará comprobar el estado transitorio, es decir, el tiempo de respuesta del motor (2º paso).

## 5.7: Reductor

Cálculos aplicados en apartados  $\left\{ \begin{array}{l} 5.7.1 \rightarrow \text{Engranajes.} \\ 5.7.2. \rightarrow \text{Ejes.} \\ 5.7.3. \rightarrow \text{Rodamientos.} \\ 5.7.4. \rightarrow \text{Uniones.} \end{array} \right.$ , dentro del apartado 5.7.Reductor.

### 5.7.1. Engranajes.

Los engranajes que se calcularán serán 6 y están en grupos de 2 porque están en contacto entre

ellos, serán los siguientes:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Engranajes 1 y 2.} \\ \text{Engranajes 3 y 4.} \\ \text{Engranajes 5 y 6.} \end{array} \right.$

#### Engranajes 1 y 2:

Como hemos puesto en el subapartado E, del apartado Engranajes, tendremos que calcular los engranajes primero a flexión y luego a desgaste.

Los datos que tenemos son los siguientes:

Mn	7		i	5		$\delta$	25°
Z1	13		M motor (N mm)	355000		$\alpha$	20°
Z2	65		n motor (rev/min)	1480		$\mu$	15°

Tabla 40. Datos iniciales de los engranajes 1 y 2.

Los datos en verde son datos ya fijados de mi problema y los datos en amarillo, son datos que mi fabricante me permite variar, por lo tanto, iré iterando y encontrando los engranajes que se adapten a mi problema y a mi fabricante, la comprobación será a flexión y a desgaste.

En la memoria únicamente he puesto la selección de los engranajes correctos, con sus pasos a la hora de calcularlos, si quiero ver todos los cálculos iré a Anexos: Cálculos, donde veré que la manera más rápida de cálculo es por medio de una hoja Excel en la que vaya jugando con estos tres parámetros y vaya cambiando todo e intentaré *buscar el material* para la fabricación de esos engranajes, fijando el módulo.

#### 1) Comprobación a flexión:

$$M_N = 0,86^3 \sqrt{\frac{M_{tc}}{\delta \cdot Z \cdot y \cdot \sigma_{adm}} \cdot \frac{\cos \mu}{1,5}}$$

En esta ecuación tendremos que calcular  $M_{tc}$  e  $y$ .

Empezaremos con  $M_{tc} = f_d \cdot f_s \cdot M_t$ .

- $f_s = 1,25$  (tablas, ver Anexo II: Cálculos)
- $f_d = 1 + \frac{v}{360} = 1 + \frac{438,03}{360} = 2,217$ 
  - $v = w \cdot 2\pi \cdot \frac{D_{p1}}{2} = 438,03$
  - $D_{p1} = \frac{M_n \cdot Z}{\cos \mu} = 94,2\text{mm}$ .
- $M_{tc} = 2,217 \cdot 1,25 \cdot 355.000 = 983.688,97 \text{ N}\cdot\text{mm}$ .

Ahora faltará calcular  $y$  (coeficiente de forma), es un valor que se entra por tablas por medio del número de dientes ( $Z$ ) y de  $\alpha$  (ángulo de presión del diente), pero al tratarse de engranajes helicoidales habrá que hallar  $Z'$ , ahora lo veremos:

- $Z' = \frac{Z_1}{\cos \mu^3} = 14,42 \sim 15$  dientes.
- Tablas  $\begin{cases} Z' = 15 \\ \alpha = 20 \end{cases} \rightarrow y = 0,092$

Entonces con estos dos parámetros ya hallados, estamos en disposición de sacar la tensión admisible del material y miraremos en tablas si hay algún material que se ajusta.

$$M_N = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_{tc}}{\delta * Z * y * \sigma_{adm}} * \frac{\cos \mu}{1,5}}$$

$$7 = 0,86 \sqrt[3]{\frac{983.688,97}{25 * 13 * 0,092 * \sigma_{adm}} * \frac{\cos 15}{1,5}}$$

Nos sale una  $\sigma$  admisible de 39,28 MPa, y podemos elegir de las tablas de materiales cualquier material. Ahora pasaremos a comprobar el material a desgaste.

2) Comprobación a desgaste: Datos a tener en cuenta  $E = 210$  GPa.

$$M_N = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta * Z^2} * \frac{4 * M_{tc} * \cos \mu^3}{K_r * \text{sen } 2\alpha} * \frac{1+i}{i}}$$

- $K_r = 0,677 \frac{HB^2}{E * W^{1/3}}$
- $W = \frac{L_n * n * 60}{10^6} = 559,44$  millones de vueltas.

$$7 = \sqrt[3]{\frac{1}{25 * 13^2} * \frac{4 * (983.688,7) * \cos 15^3}{K_r * \text{sen } 2(20)} * \frac{1+5}{5}}$$

Nos da un valor de  $K_r = 4,568$ , y sustituyendo este en la ecuación anterior nos daría el valor de HB del material y de ahí hallaríamos en MPa, seleccionaremos un material que nos aguante a desgaste.

$$K_r = 4,568 = 0,677 \frac{HB^2}{E * W^{1/3}} \rightarrow HB = 3417 \sim 341,7 \text{ MPa.}$$

Por lo tanto, podemos elegir el material de tablas (Anexo IV: Tablas utilizadas).

He elegido para los dos engranajes un acero F -126  $\rightarrow HB \begin{cases} 352 \\ 400 \end{cases}$

Nota: ver que el diámetro primitivo cumple también para mi fabricante. (Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos).

### Engranajes 3 y 4:

Como hemos puesto en el subapartado E y hemos hecho en el apartado de los engranajes 1 y 2, tendremos que calcular los engranajes primero a flexión y luego a desgaste.

Los datos que tenemos son los siguientes:

Mn	7		i	5		$\delta$	25°
Z1	18		M motor (N mm)	1.775.000		$\alpha$	20°
Z2	90		n motor (rev/min)	296		$\mu$	15°

Tabla 41. Datos iniciales de los engranajes 3 y 4.

Los datos en verde son datos ya fijados de mi problema y los datos en amarillo, son datos que mi fabricante me permite variar, por lo tanto, iré iterando e intentando encontrar unos engranajes que se adapten a mi problema y a mi fabricante, comprobando como hemos dicho antes a flexión y a desgaste, exactamente igual que hemos hecho para los engranajes 1 y 2.

En la memoria únicamente he puesto la selección de los engranajes correctos, con sus pasos a la hora de calcularlos, si quiero ver todos los cálculos iré a Anexos: Cálculos, donde veré que la manera más rápida de cálculo es por medio de una hoja Excel en la que vaya jugando con estos tres parámetros y vaya cambiando todo e intentaré *buscar el material* para la fabricación de esos engranajes, fijando el módulo.

#### 3) Comprobación a flexión:

$$M_N = 0,86^3 \sqrt{\frac{M_{tc}}{\delta \cdot Z \cdot y \cdot \sigma_{adm}} \cdot \frac{\cos \mu}{1,5}}$$

En esta ecuación tendremos que calcular  $M_{tc}$  e  $y$ .

Empezaremos con  $M_{tc} = f_d \cdot f_s \cdot M_t$ .

- $f_s = 1,25$  (tablas, ver Anexo II: Cálculos)
- $f_d = 1 + \frac{v}{360} = 1 + \frac{121,3}{360} = 1,337$ 
  - $v = \omega \cdot 2\pi \cdot \frac{D_{p1}}{2} = 121,3 \text{ m/s.}$
  - $D_{p1} = \frac{M_n \cdot Z}{\cos \mu} = 130,4 \text{ mm.}$
- $M_{tc} = 1,337 \cdot 1,25 \cdot 1.775.000 = 2.966.357,81 \text{ N} \cdot \text{mm.}$

Ahora faltará calcular  $y$  (coeficiente de forma), es un valor que se entra por tablas por medio del número de dientes ( $Z$ ) y de  $\alpha$  (ángulo de presión del diente), pero al tratarse de engranajes helicoidales habrá que hallar  $Z'$ , ahora lo veremos:

- $Z' = \frac{Z_1}{\cos \mu^3} = 19,97 \sim 20 \text{ dientes.}$
- Tablas  $\left\{ \begin{array}{l} Z' = 20 \\ \alpha = 20 \end{array} \right. \rightarrow y = 0,102$

Entonces con estos dos parámetros ya hallados, estamos en disposición de sacar la tensión admisible del material y miraremos en tablas si hay algún material que se ajusta.



$$M_N = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_{tc}}{\delta \cdot Z \cdot y \cdot \sigma_{adm}} \cdot \frac{\cos \mu}{1,5}}$$

$$7 = 0,86 \sqrt[3]{\frac{2.966.357,81}{25 \cdot 18 \cdot 0,102 \cdot \sigma_{adm}} \cdot \frac{\cos 15}{1,5}}$$

Nos sale una sigma admisible de 77,17 MPa, y podemos elegir de las tablas de materiales cualquier material. Ahora pasaremos a comprobar el material a desgaste.

4) Comprobación a desgaste: Datos a tener en cuenta  $E = 210 \text{ GPa}$ .

$$M_N = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta \cdot Z^2} \cdot \frac{4 \cdot M_{tc} \cdot \cos^3 \mu}{K_r \cdot \sin 2\alpha} \cdot \frac{1+i}{i}}$$

- $K_r = 0,677 \frac{HB^2}{E \cdot W^{1/3}}$
- $W = \frac{L_n \cdot n \cdot 60}{10^6} = 111,88 \text{ millones de vueltas.}$

$$7 = \sqrt[3]{\frac{1}{25 \cdot 18^2} \cdot \frac{4 \cdot (2.966.357,8) \cdot \cos^3 15}{K_r \cdot \sin 2(20)} \cdot \frac{1+5}{5}}$$

Nos da un valor de  $K_r = 4,568$ , y sustituyendo este en la ecuación anterior nos daría el valor de HB del material y de ahí hallaríamos en MPa, seleccionaremos un material que nos aguante a desgaste.

$$K_r = 7,185 = 0,677 \frac{HB^2}{E \cdot W^{1/3}} \rightarrow HB = 3.277,2 \sim 327,72 \text{ MPa.}$$

Por lo tanto, podemos elegir el material de tablas (Anexo IV: Tablas utilizadas).

He elegido para los dos engranajes un acero F-127  $\rightarrow HB \begin{cases} 305 \\ 365 \end{cases}$

Nota: ver que el diámetro primitivo cumple también para mi fabricante. (Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos).

### Engranajes 5 y 6:

Como hemos puesto en el subapartado E, y hemos hecho con los demás engranajes, tendremos que calcular los engranajes primero a flexión y luego a desgaste.

Los datos que tenemos son los siguientes:

Mn	6		i	4		$\delta$	25°
Z1	38		M motor (N mm)	8.875.000		$\alpha$	20°
Z2	152		n motor (rev/min)	59,2		$\mu$	15°

Tabla 42. Datos iniciales de los engranajes 5 y 6.

Los datos en verde son datos ya fijados de mi problema y los datos en amarillo, son datos que mi fabricante me permite variar, por lo tanto, iré iterando e intentando encontrar unos engranajes que se adapten a mi problema y a mi fabricante, comprobando como hemos dicho antes a flexión y a desgaste, exactamente igual que hemos hecho para los otros engranajes.

En la memoria únicamente he puesto la selección de los engranajes correctos, con sus pasos a la hora de calcularlos, si quiero ver todos los cálculos iré a Anexos: Cálculos, donde veré que la manera más rápida de cálculo es por medio de una hoja Excel en la que vaya jugando con estos tres parámetros y vaya cambiando todo e intentaré *buscar el material* para la fabricación de esos engranajes, fijando el módulo.

#### 5) Comprobación a flexión:

$$M_N = 0,86^3 \sqrt{\frac{M_{tc}}{\delta * Z * \gamma * \sigma_{adm}}} * \frac{\cos \mu}{1,5}$$

En esta ecuación tendremos que calcular  $M_{tc}$  e  $\gamma$ .

Empezaremos con  $M_{tc} = f_d * f_s * M_t$ .

- $f_s = 1,25$  (tablas, ver Anexo II: Cálculos)
- $f_d = 1 + \frac{v}{360} = 1 + \frac{43,89}{360} = 1,122$ 
  - $v = \omega * 2\pi * \frac{D_{p1}}{2} = 43,89 \text{ m/s}$
  - $D_{p1} = \frac{M_n * Z}{\cos \mu} = 236,04 \text{ mm.}$
- $M_{tc} = 1,122 * 1,25 * 8.875.000 = 12.446.564,13 \text{ N*mm.}$

Ahora faltará calcular  $\gamma$  (coeficiente de forma), es un valor que se entra por tablas por medio del número de dientes (Z) y de  $\alpha$  (ángulo de presión del diente), pero al tratarse de engranajes helicoidales habrá que hallar  $Z'$ , ahora lo veremos:

- $Z' = \frac{Z_1}{\cos \mu^3} = 42,17 \sim 43 \text{ dientes.}$
- Tablas  $\left\{ \begin{array}{l} Z' = 43 \\ \alpha = 20 \end{array} \right. \rightarrow \gamma = 0,108$

Entonces con estos dos parámetros ya hallados, estamos en disposición de sacar la tensión admisible del material y miraremos en tablas si hay algún material que se ajusta.



$$M_N = 0,86 \sqrt[3]{\frac{M_{tc}}{\delta \cdot Z \cdot y \cdot \sigma_{adm}} \cdot \frac{\cos \mu}{1,5}}$$

$$6 = 0,86 \sqrt[3]{\frac{12.446.564,13}{25 \cdot 38 \cdot 0,108 \cdot \sigma_{adm}} \cdot \frac{\cos 15}{1,5}}$$

Nos sale una sigma admisible de 230,04 MPa, y podemos elegir de las tablas de materiales cualquier material. Ahora pasaremos a comprobar el material a desgaste.

6) Comprobación a desgaste: Datos a tener en cuenta  $E = 210$  GPa.

$$M_N = \sqrt[3]{\frac{1}{\delta \cdot Z^2} \cdot \frac{4 \cdot M_{tc} \cdot \cos^3 \mu}{K_r \cdot \sin 2\alpha} \cdot \frac{1+i}{i}}$$

- $K_r = 0,677 \frac{HB^2}{E \cdot W^{1/3}}$
- $W = \frac{L_n \cdot n \cdot 60}{10^6} = 22,378$  millones de vueltas.

$$6 = \sqrt[3]{\frac{1}{25 \cdot 38^2} \cdot \frac{4 \cdot (12.446.564,13) \cdot \cos^3 15}{K_r \cdot \sin 2(20)} \cdot \frac{1+4}{4}}$$

Nos da un valor de  $K_r = 11,190$ , y sustituyendo este en la ecuación anterior nos daría el valor de HB del material y de ahí hallaríamos en MPa, seleccionaremos un material que nos aguante a desgaste.

$$K_r = 11,190 = 0,677 \frac{HB^2}{E \cdot W^{1/3}} \rightarrow HB = 3.127,5 \sim 312,7 \text{ MPa.}$$

Por lo tanto, podemos elegir el material de tablas (Anexo IV: Tablas utilizadas).

He elegido para los dos engranajes un acero F -125  $\rightarrow HB \begin{cases} 295 \\ 325 \end{cases}$

Nota: ver que el diámetro primitivo cumple también para mi fabricante. (Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos).

### 5.7.2. Ejes.

Los engranajes que se calcularán serán 3 y serán los siguientes:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Eje A.} \\ \text{Eje B.} \\ \text{Eje C.} \end{array} \right.$

#### **Eje A:**

En el eje A, los engranajes 2 y 3 provocan esfuerzos en este.

#### A) Medidas de nuestro eje.

Al ser engranajes helicoidales veremos que habrá una serie de fuerzas:

- Tangenciales
- Radiales
- Axiales
- Momento flector (provocado por la fuerza axial)

#### B) Cálculo de las fuerzas de los engranajes.

Usaremos para calcular las fuerzas nombradas, los datos anteriormente calculados en el apartado de engranajes.

$\mu$	15°	Dp1 (mm)	94,2	Dp3 (mm)	130,4	Dp5 (mm)	236,04
$\alpha$	20°	Dp2 (mm)	471	Dp4 (mm)	652	Dp6 (mm)	944

Tabla 43. Datos iniciales de nuestros engranajes.

Sabemos que:

$$M_{t1} = 355 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

$$\text{Engranaje 1} \left\{ \begin{array}{l} T_1 = \frac{M_{t1}}{\frac{D_{p1}}{2}} = \frac{355}{0,0942/2} = 7.537,15 \text{ N} \\ A_1 = T_1 * \tan \mu = 7537,15 * \tan 15^\circ = 2019,57 \text{ N} \\ V_1 = \frac{T_1}{\cos \mu} = \frac{7537,15}{\cos 15^\circ} = 7803,03 \text{ N} \end{array} \right.$$

Y para calcular los que en este apartado nos interesa tendremos:

$$\text{Engranaje 2} \left\{ \begin{array}{l} T_2 = \frac{M_{t2}}{\frac{D_{p2}}{2}} = T_1 = 7.537,15 \text{ N} \\ A_2 = T_2 * \tan \mu = A_1 = 2019,57 \text{ N} \\ V_2 = \frac{T_2}{\cos \mu} \tan \alpha = V_1 = 7803,03 \text{ N} \end{array} \right.$$

$$M_{f2} = A_2 * \frac{D_{p2}}{2} = 2019,57 * \frac{471}{2} = 475.608,7 \text{ N mm}$$

$$\text{Engranaje 3} \begin{cases} T_3 = \frac{M_{t3}}{\frac{D_{p3}}{2}} = \frac{1.775}{0,1304/2} = 27.223,9 \text{ N} \\ A_3 = T_3 * \tan \mu = 27.223,9 * \tan 15^\circ = 7.294,63 \text{ N} \\ V_3 = \frac{T_3}{\cos \mu} \tan \alpha = \frac{27.223,9}{\cos 15^\circ} \tan 20^\circ = 10.258,23 \text{ N} \end{cases}$$

$$M_{f3} = A_3 * \frac{D_{p3}}{2} = 7.294,63 * \frac{130,4}{2} = 475.609,8 \text{ N mm}$$

C) Reacciones en los apoyos y diagramas de esfuerzos.

Nos surgirán esfuerzos en dos planos (Plano XY y Plano XZ).

**Plano XY:**

$$Y_{\text{Engranaje 3}} = \sqrt{A_3^2 + V_3^2} = \sqrt{(7.294,63)^2 + (10.258,23)^2} = 12.587,4 \text{ N}$$

$$Y_{\text{Engranaje 2}} = \sqrt{A_2^2 + V_2^2} = \sqrt{(2.019,57)^2 + (7.803,03)^2} = 8.060,15 \text{ N}$$

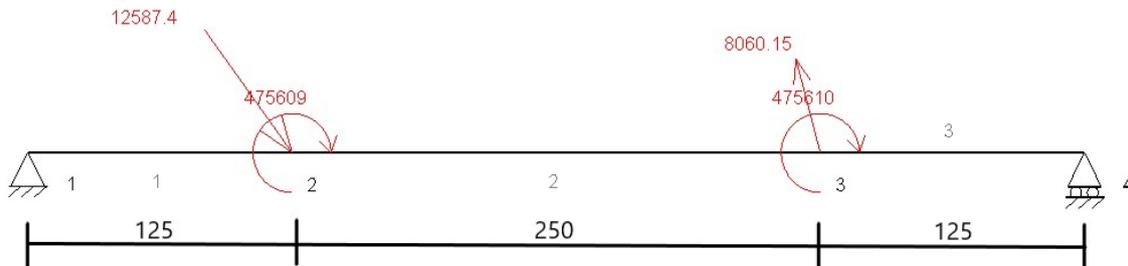


Ilustración 70. Fuerzas de nuestro eje A, plano XY.

Calcularemos las reacciones haciendo equilibrio de fuerzas en los ejes:

- $\sum F_x = 0$ ;  $R_{AX} + 7.294,63 - 2019,57 = 0$ ;  $R_{AX} = -5.275,06 \text{ N}$
- $\sum F_y = 0$ ;  $R_{AY} - 10.258,23 + 7.803,03 + R_{BY} = 0$ ;
- $\sum M_z^A = 0$ ;  $-R_{AY} * 500 + 10.258,23 * 375 - 475.609,8 - 475.609,8 - 7.803,03 * 125 = 0$ ;  $R_{AY} = 3.840,4 \text{ N} \rightarrow R_{BY} = -1.385,27 \text{ N}$

Diagramas de esfuerzos de este plano:

Esfuerzos en plano XY  $\begin{cases} \text{Axiles} \\ \text{Cortantes} \\ \text{Flectores} \end{cases}$

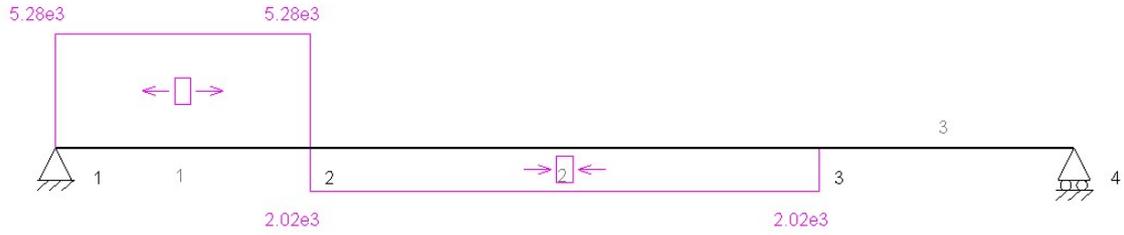


Ilustración 71. Diagrama de Axiles del plano XY.

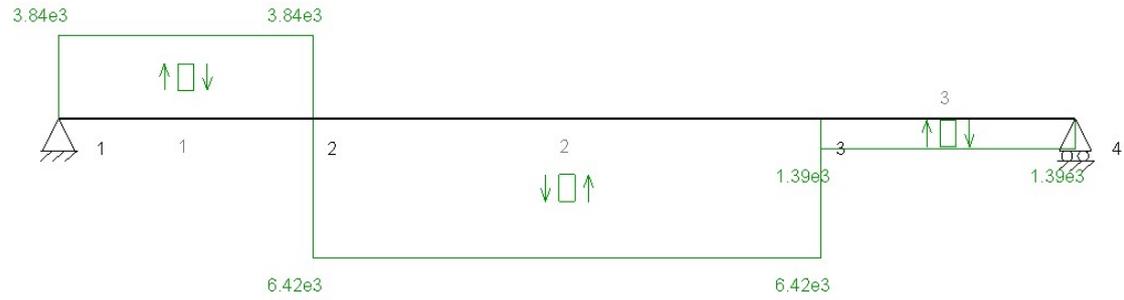


Ilustración 72. Diagrama de Cortantes del plano XY.

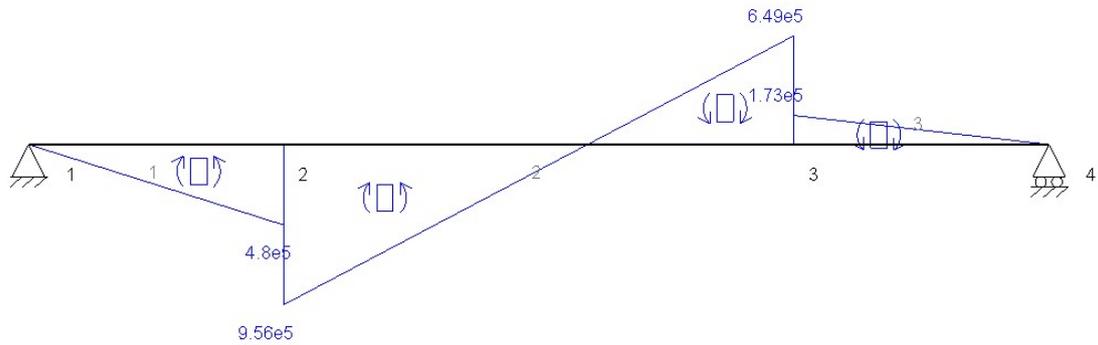


Ilustración 73. Diagrama de Momentos Flectores del plano XY.

**Plano XZ:**

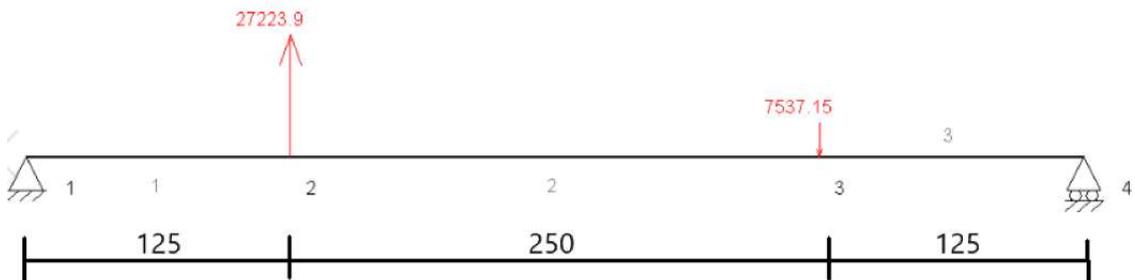


Ilustración 74. Fuerzas en nuestro eje A, plano XZ.

Calcularemos las reacciones haciendo equilibrio de fuerzas en los ejes:

- $\sum F_x = 0; \overline{R_{Ax}} = 0 \text{ N}$
- $\sum F_z = 0; R_{Az} + 27.223,9 - 7.537,15 + R_{Bz} = 0;$
- $\sum M_y^A = 0; -R_{Az} * 500 - 27.223,9 * 375 + 7.537,15 * 125 = 0; \overline{R_{Az}} =$   
 $\overline{-18.533,64 \text{ N}} \rightarrow \overline{R_{Bz}} = \overline{-1.153,11 \text{ N}}$

Diagramas de esfuerzos de este plano:

- Esfuerzos en plano XZ  $\begin{cases} \text{Cortantes} \\ \text{Flectores} \\ \text{Torsores} \end{cases}$

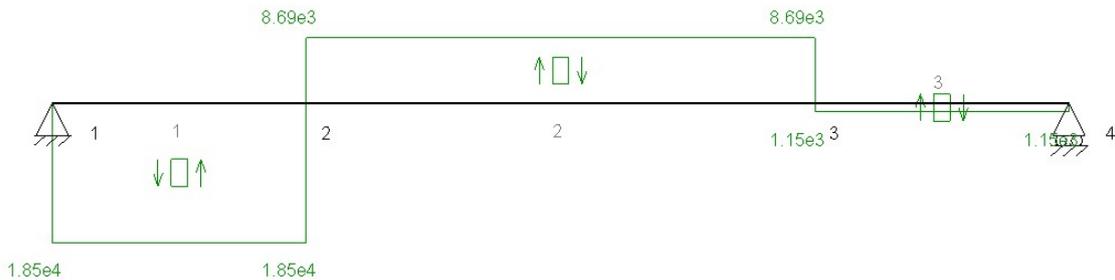


Ilustración 75. Diagrama de Cortantes del plano XZ.

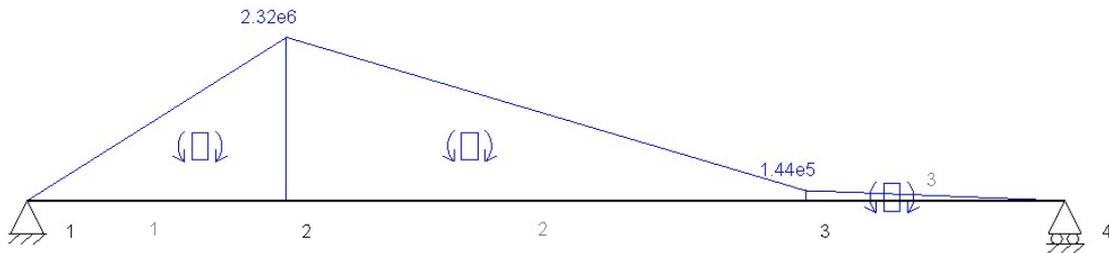


Ilustración 76. Diagrama de Momentos Flectores del plano XZ.

Para calcular el torsor sería e iría entre el engranaje 2 y 3:

$$M_T = T_3 * \frac{D_{p3}}{2} = 27.223,9 \frac{130,4}{2} = 1,775 * 10^6 \text{ N mm}$$

D) Selección del punto más desfavorable y aplicación del criterio de Von Mises.

Vemos que el punto más solicitado es el punto 2, donde está el engranaje 3.

$$M_{R2} = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(9,56 * 10^5)^2 + (2,32 * 10^6)^2} = 2.509.250 \text{ N mm}$$

Axil  $\rightarrow N_2 = 5,28 * 10^3$  (A priori es de tres órdenes de magnitud menor que el Momento así que lo despreciaremos).

Aplicando Von Mises tendremos:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \rightarrow \begin{cases} \sigma_x = \frac{M_{R2}}{W_f} + \frac{N_2}{A} \\ \tau_{xy} = \frac{M_{T2}}{W_o} = \frac{M_{T2}}{2 * W_f} \end{cases}$$

Como hemos dicho antes, aplicamos un Coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S = 3 = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{2,51 \cdot 10^6}{W_f}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{1,775 \cdot 10^6}{2 \cdot W_f}\right)^2}$$

$$\text{De aquí despejaremos } W_f = 26.757,2 \text{ mm}^3 = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$$

Y a continuación hallaremos el diámetro de mi eje.

$D = 64,83 \text{ mm} \rightarrow$  que al colocar los rodamientos nuestro diámetro de eje normalizado quedaría:

$$\boxed{D_{eje-normaliza} = 65}$$

Sabemos que los ejes no son un cilindro perfecto, sino que van reduciendo el tamaño donde el momento es menor, es decir en los extremos por lo tanto haremos dos pasos más que será reducción del eje y comprobar de nuevo el coeficiente de seguridad con los correspondientes concentradores de tensión.

*E) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo).*

Empezaremos a reducir el eje A por el lado de la izquierda así que cogemos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

Plano XY:

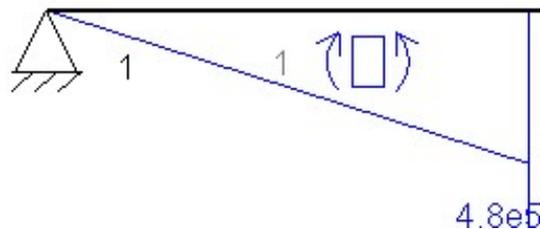


Ilustración 77. Reducción eje A, lado izquierdo, plano XY.

En este primer flector hallaremos la pendiente de la recta y sabemos que mide 125mm (ver dibujo de los ejes), así que sabemos que las rectas tienen la fórmula.

$$Y = m \cdot x + b$$

Como parte sin de  $X=0$  e  $Y=0$ , implica que  $b=0$ .

Por lo tanto, hallaremos la pendiente

$$480.000 = m \cdot (125)$$

$$m = 3.840$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 125 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 55 y quedará:

$$Y (x=55) = 3840 * 55 = 211.200 \text{ Nmm} = M_{XY}^F .$$

Ahora haremos exactamente igual para el plano XZ:

Plano XZ:

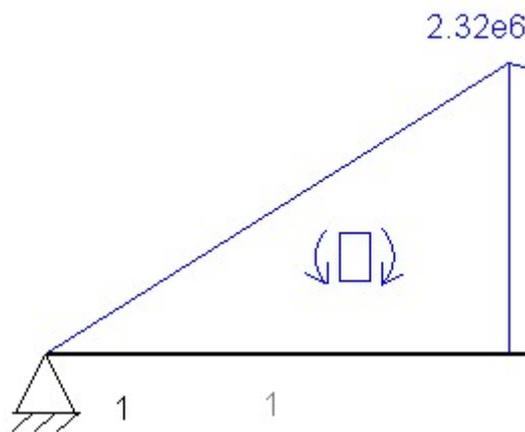


Ilustración 78. Reducción eje A, lado izquierdo, plano XZ.

La distancia vuelve a ser de 125mm y la formula vuelve a ser la misma, por lo tanto, hallaremos la pendiente como hemos hecho para el plano XY.

$$2.320.000 = m (125)$$

$$m = 18.560$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 125 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 55 y quedará:

$$Y (x=55) = 18.560 * 55 = 1.020.800 \text{ Nmm}.$$

En el este punto mirando los diagramas de esfuerzos de antes vemos que no hay torsor por lo tanto  $\rightarrow Mt_2=0$ .

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

Hallaremos  $M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(211.200)^2 + (1.020.800)^2} = 1.042.419 \text{ Nmm}$ .

Como hemos hecho antes le daremos un coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}}$$

$$3 = \frac{330}{\sigma_{equivalente}}$$

$$\sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{1.042.419}{W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 9.477 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = 45,87 \approx 46 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumplirá para } D = 55 \text{ mm.}$$

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.

$$N_2 = 5.280$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 55^3}{32} = 16.334 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área} = \pi * r^2 = \pi * (27,5)^2 = 2.375,83 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A} = \frac{1.042.419}{16.334} + \frac{5.280}{2.375,83} = 63,82 + 2,22 = 66,04.$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(66,04)^2} = 66,04 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{66,04} = 5 > 3 \rightarrow \checkmark$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el coeficiente de seguridad multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Hay unas tablas de donde sacaré esos valores y para ello me piden.

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{65 - 55}{2} = 5 \text{ mm}$$

$$\left( \begin{array}{l} \frac{d_2}{d_1} = \frac{65}{55} = 1,18 \\ \frac{r}{d_1} = \frac{5}{55} = 0,09 \end{array} \right) \rightarrow \text{Con estos parámetros entro a tablas y hallo } \begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,6 \\ K_b(\text{Axil}) = 1,65 \end{cases}$$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi coeficiente de seguridad después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\sigma_x = K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) + K_b \left( \frac{N}{A} \right) = 1,6 \left( \frac{1.042.419}{16.334} \right) + 1,65 \left( \frac{5.280}{2.375,83} \right) = 102,11 + 3,67 = 105,78.$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(105,78)^2} = 105,78 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{105,78} = 3,12 > 3 \rightarrow \checkmark$$

Al ser el eje tan corto y hacer la reducción en 55mm no vemos ventajoso reducir el eje otra vez en este lado izquierdo, pasaremos a hacer la reducción en el lado derecho de este eje A.

E) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado derecho, primera reducción).

Empezaremos a reducir el eje A por el lado derecho asique cogemos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

Plano XY:

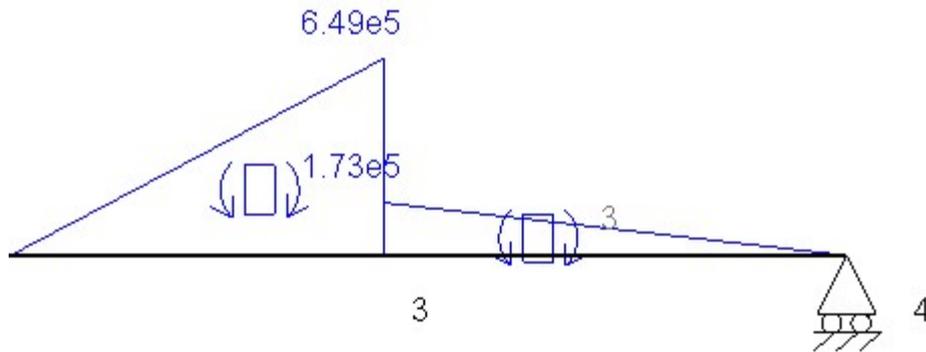


Ilustración 79. Reducción eje A, lado derecho, plano XY.

En este primer flector hallaremos la pendiente de la recta y sabemos que mide 125mm (ver dibujo de los ejes), así que sabemos que las rectas tienen la fórmula.

$$Y = m x + b$$

Como parte sin de  $X=0$  e  $Y=0$ , implica que  $b=0$ .

Por lo tanto, hallaremos la pendiente

$$173.000 = m (125)$$

$$m = 1.384$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 125 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 115 y quedará:

$$Y (x=115) = 1.384 * 115 = 159.160 \text{ Nmm} = M_{XY}^F .$$

Ahora haremos exactamente igual para el plano XZ:

Plano XZ:

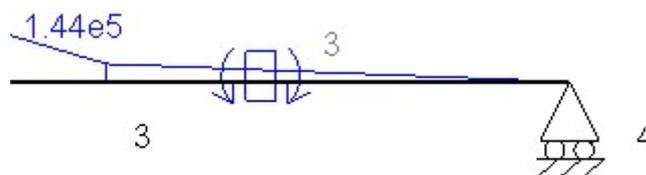


Ilustración 80. Reducción eje A, lado derecho, plano XZ.

La distancia vuelve a ser de 125mm y la fórmula vuelve a ser la misma, por lo tanto, hallaremos la pendiente como hemos hecho para el plano XY.

$$144.000 = m (125)$$

$m = 1.152$

Iremos probando en el punto entre 0 y 125 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evalúamos en 115 y quedará:

$Y(x=115) = 1.152 * 115 = 132.480 \text{ Nmm}$ .

En el este punto mirando los diagramas de esfuerzos de antes vemos que no hay torsor por lo tanto  $\rightarrow M_t=0$ .

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

Hallaremos  $M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(159.160)^2 + (132.480)^2} = 207.082 \text{ Nmm}$ .

Como hemos hecho antes le daremos un coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}}$$

$$3 = \frac{330}{\sigma_{equivalente}}$$

$$\sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{207.082}{W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 1.883 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = 26,77 \approx 27 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumplirá para } D = 55 \text{ mm.}$$

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.

$$N_2 = 0$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 55^3}{32} = 16.334 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área} = \pi * r^2 = \pi * (27,5)^2 = 2.375,83 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} = \frac{207.082}{16.334} = 12,68 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(12,68)^2} = 12,68 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{12,68} = 26,03 > 3 \rightarrow \checkmark$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo Coeficiente de Seguridad (lado derecho, primera reducción).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el coeficiente de seguridad multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Hay unas tablas de donde sacaré esos valores y para ello me piden.

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{65 - 55}{2} = 5 \text{ mm}$$

$$\left( \begin{array}{l} \frac{d_2}{d_1} = \frac{65}{55} = 1,18 \\ \frac{r}{d_1} = \frac{5}{55} = 0,09 \end{array} \right) \rightarrow \text{Con estos parámetros entro a tablas y hallo } \begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,6 \\ K_b(\text{Axil}) = 1,65 \end{cases}$$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi coeficiente de seguridad después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\sigma_x = K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) = 1,6 \left( \frac{207.082}{16.334} \right) = 20,28 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(20,28)^2} = 20,28 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{20,28} = 16,27 > 3 \rightarrow \checkmark$$

Al ser el eje tan corto y hacer la reducción en 115mm podríamos intentar hacer otra reducción más en este lado derecho.

E) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado derecho, segunda reducción).

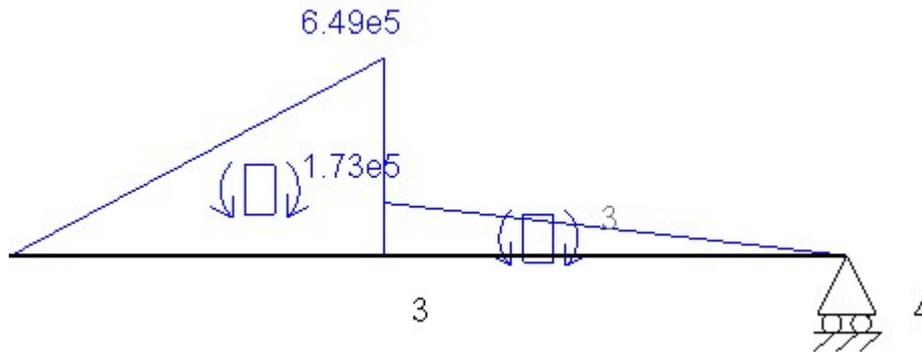


Ilustración 81. Reducción eje A, lado derecho (2º), plano XY.

Empezaremos a reducir el eje A por el lado de la izquierda asique cogemos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

Plano XY:

En este primer flector hallaremos la pendiente de la recta y sabemos que mide 125mm (ver dibujo de los ejes), asique sabemos que las rectas tienen la formula.

$$Y = m x + b$$

Como parte sin de  $X=0$  e  $Y=0$ , implica que  $b=0$ .

Por lo tanto, hallaremos la pendiente

$$173.000 = m (125)$$

$$m = 1.384$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 125 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 90 y quedará:

$$Y (x=90) = 1.384 * 90 = 124.560 \text{ Nmm} = M_{XY}^F .$$

Ahora haremos exactamente igual para el plano XZ:

Plano XZ:

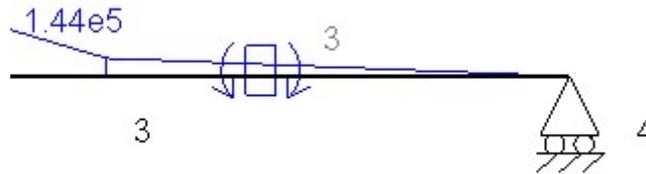


Ilustración 82. Reducción eje A, lado derecho (2º), plano XZ.

La distancia vuelve a ser de 125mm y la fórmula vuelve a ser la misma, por lo tanto, hallaremos la pendiente como hemos hecho para el plano XY.

$$144.000 = m (125)$$

$$m = 1.152$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 125 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 90 y quedará:

$$Y (x=90) = 1.152 * 90 = 103.680 \text{ Nmm} = M_{XZ}^F.$$

En el este punto mirando los diagramas de esfuerzos de antes vemos que no hay torsor por lo tanto  $\rightarrow M_t=0$ .

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\text{Hallaremos } M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(124.560)^2 + (103.680)^2} = 162.064 \text{ Nmm}.$$

Como hemos hecho antes le daremos un coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}}$$

$$3 = \frac{330}{\sigma_{equivalente}}$$

$$\sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa}.$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{162.064}{W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 1.473 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = 24,67 \approx 25 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumplirá para } D = 35 \text{ mm.}$$

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.

$$N_2 = 0$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 35^3}{32} = 4.209 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área} = \pi * r^2 = \pi * (17,5)^2 = 962,11 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} = \frac{162.064}{4.209} = 38,50 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(38,50)^2} = 38,50 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{38,50} = 8,57 > 3 \rightarrow \checkmark$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo Coeficiente de Seguridad (lado derecho, segunda reducción).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el coeficiente de seguridad multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Hay unas tablas de donde sacaré esos valores y para ello me piden.

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{55 - 35}{2} = 10 \text{ mm}$$

$$\left( \begin{array}{l} \frac{d_2}{d_1} = \frac{55}{35} = 1,57 \\ \frac{r}{d_1} = \frac{10}{35} = 0,29 \end{array} \right) \rightarrow \text{Con estos parámetros entro a tablas y hallo } \begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,3 \\ K_b(\text{Axil}) = 1,45 \end{cases}$$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi coeficiente de seguridad después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\sigma_x = K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) = 1,3 \left( \frac{162.064}{4.209} \right) = 50,05 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(50,05)^2} = 50,05 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{50,05} = 6,59 > 3 \rightarrow \checkmark$$

En este lado derecho hemos hecho dos reducciones de diámetro y no vemos oportuno realizar más, en el eje C al ser más largo sí que haremos alguna reducción más, pero en este caso no lo creemos oportuno.

### **Eje B:**

En el eje B, los engranajes 4 y 5 provocan esfuerzos en este.

Los pasos a seguir serán los mismos que hemos seguido para el eje A.

#### A) Medidas de nuestro eje.

Al ser engranajes helicoidales veremos que habrá una serie de fuerzas:

- Tangenciales
- Radiales
- Axiales
- Momento flector (provocado por la fuerza axial)

Las medidas serán las siguientes.

#### B) Cálculo de las fuerzas de los engranajes.

Usaremos para calcular las fuerzas nombradas, los datos anteriormente calculados en el apartado de engranajes.

$\mu$	15º	Dp1 (mm)	94,2	Dp3 (mm)	130,4	Dp5 (mm)	236,04
$\alpha$	20º	Dp2 (mm)	471	Dp4 (mm)	652	Dp6 (mm)	944

Tabla 44. Datos iniciales de nuestros engranajes.

Y para calcular los que en este apartado nos interesa tendremos:

$$\text{Engranaje 4} \left\{ \begin{array}{l} T_4 = \frac{M_{t4}}{\frac{D_{p4}}{2}} = T_3 = 27.223,9 \text{ N} \\ A_4 = T_4 * \tan \mu = A_3 = 7.294,63 \text{ N} \\ V_4 = \frac{T_4}{\cos \mu} \tan \alpha = V_3 = 10.258,23 \text{ N} \end{array} \right.$$

$$M_{f4} = A_4 * \frac{D_{p4}}{2} = 7.294,63,57 * \frac{652}{2} = 2.378.049,28 \text{ N mm}$$

$$\text{Engranaje 5} \left\{ \begin{array}{l} T_5 = \frac{M_{eje B}}{\frac{D_{p5}}{2}} = \frac{8.875}{\frac{0,236}{2}} = 75.211,86 \text{ N} \\ A_5 = T_5 * \tan \mu = 20.152,96 \text{ N} \\ V_5 = \frac{T_5}{\cos \mu} \tan \alpha = 28.340,56 \text{ N} \end{array} \right.$$

$$M_{f5} = A_5 * \frac{D_{p5}}{2} = 20.152,96 * \frac{236}{2} = 2.378.049,28 \text{ N mm}$$

#### C) Reacciones en los apoyos y diagramas de esfuerzos.

Nos surgirán esfuerzos en dos planos (Plano XY y Plano XZ).

**Plano XY:**

$$Y_{\text{Engranaje 5}} = \sqrt{A_5^2 + V_5^2} = \sqrt{(20.152,96)^2 + (28.340,56)^2} = 34.775,4 \text{ N}$$

$$Y_{\text{Engranaje 4}} = \sqrt{A_4^2 + V_4^2} = \sqrt{(7.294,63)^2 + (10.258,23)^2} = 12.587,41 \text{ N}$$

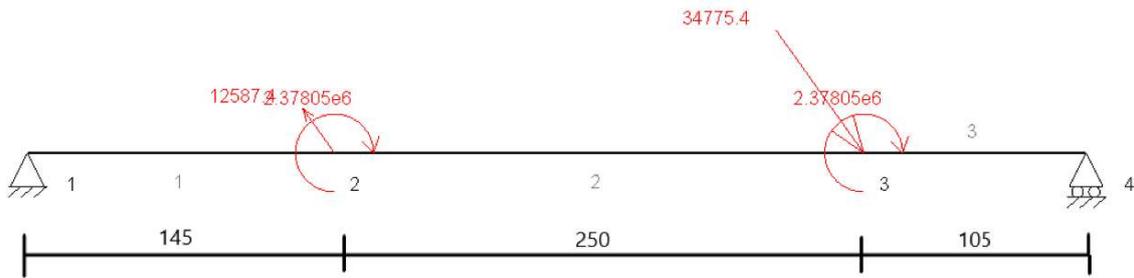


Ilustración 83. Fuerzas en nuestro eje B, plano XY.

Calcularemos las reacciones haciendo equilibrio de fuerzas en los ejes:

- $\sum F_x = 0$ ;  $R_{CX} - 7.294,63 + 20.152,96 = 0$ ;  $R_{CX} = -12.858,33 \text{ N}$
- $\sum F_y = 0$ ;  $R_{CY} + 10.258,23 - 28.340,56 + R_{DY} = 0$ ;
- $\sum M_z^A = 0$ ;  $-R_{CY} * 500 - 10.258,23 * 355 - 2.378.049,38 - 2.378.049,38 + 28340,56 * 105 = 0$ ;  $R_{CY} = -10.844,023 \text{ N} \rightarrow R_{DY} = 28.926,35 \text{ N}$

Diagramas de esfuerzos de este plano:

Esfuerzos en plano XY  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Axiles} \\ \text{Cortantes} \\ \text{Flectores} \end{array} \right.$

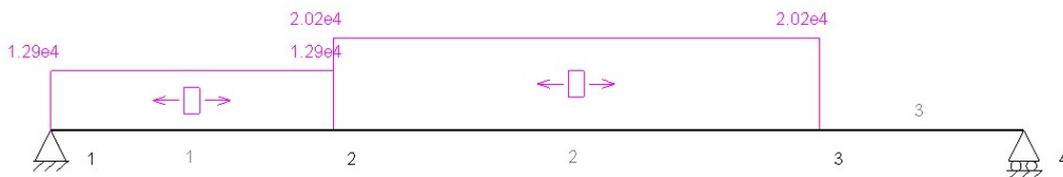


Ilustración 84. Diagramas de Axiles del plano XY.

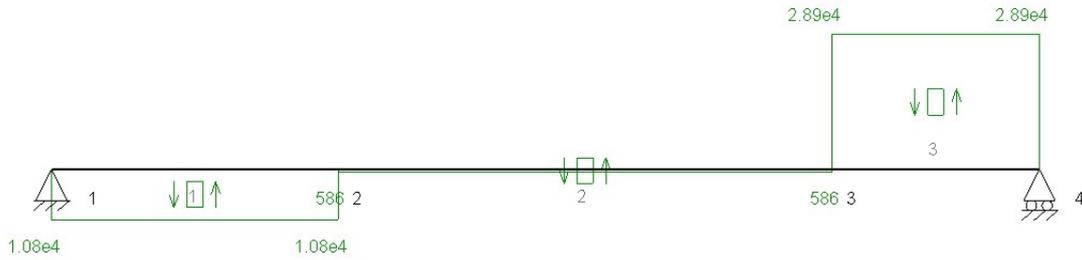


Ilustración 85. Diagramas de Cortantes del plano XY.

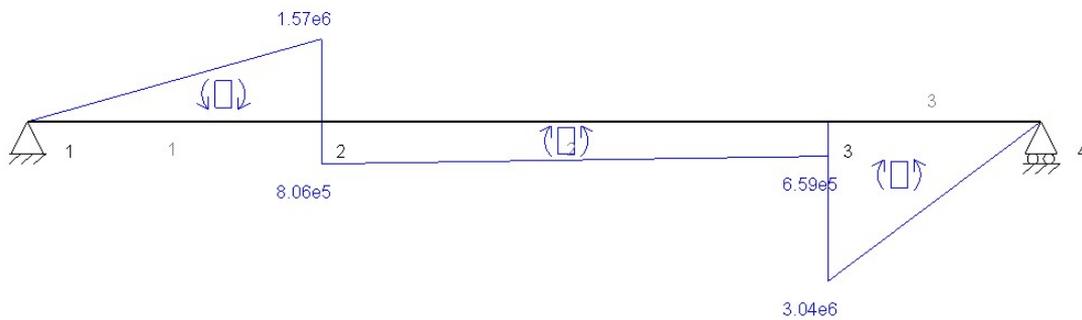


Ilustración 86. Diagramas de Momentos Flectores del plano XY.

**Plano XZ:**

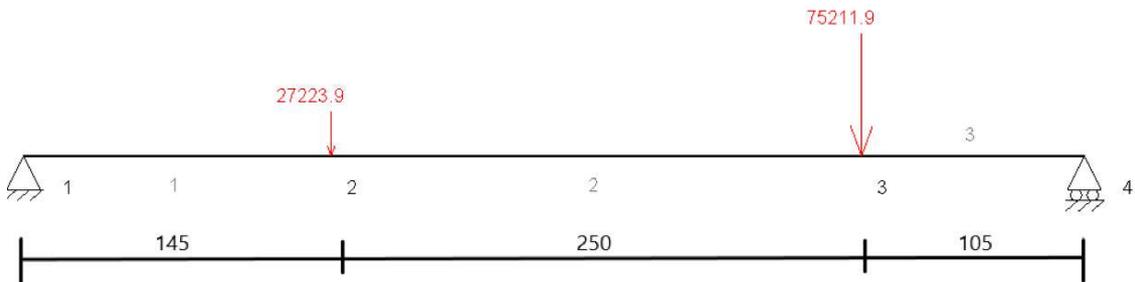


Ilustración 87. Fuerzas en nuestro eje B, plano XZ.

Calcularemos las reacciones haciendo equilibrio de fuerzas en los ejes:

- $\sum F_x = 0$ ;  $\overline{R_{Cx}} = 0 \text{ N}$
- $\sum F_z = 0$ ;  $R_{Cz} - 27.223,9 - 75.211,86 + R_{Dz} = 0$ ;
- $\sum M_y^A = 0$ ;  $-R_{Az} * 500 + 27.223,9 * 355 + 75.211,86 * 105 = 0$ ;  $\overline{R_{Cz}} =$   
 $\underline{35.123,46 \text{ N}} \rightarrow \underline{R_{Dz} = 67.312,3 \text{ N}}$

Diagramas de esfuerzos de este plano:

- Esfuerzos en plano XZ  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Cortantes} \\ \text{Flectores} \\ \text{Torsores} \end{array} \right.$

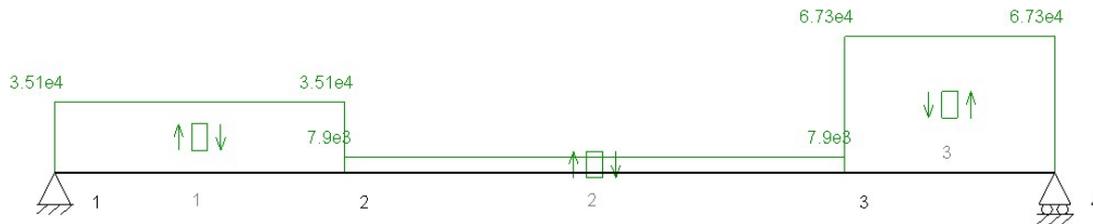


Ilustración 88. Diagramas de Cortantes del plano XZ.

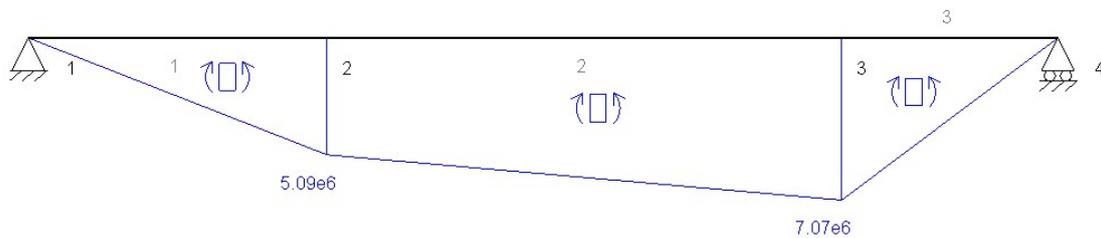


Ilustración 89. Diagramas de Momentos Flectores, plano XZ.

Para calcular el torsor sería e iría entre el engranaje 2 y 3:

$$M_T = T_5 * \frac{D_{p5}}{2} = 75.211,86 \frac{236,04}{2} = 8,876 * 10^6 \text{ N mm}$$

D) Selección del punto más desfavorable y aplicación del criterio de Von Mises.

Vemos que el punto más solicitado es el punto 3, donde está el engranaje 5.

$$M_{R3} = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(3,04 * 10^6)^2 + (7,07 * 10^6)^2} = 4,036 * 10^6 \text{ N mm}$$

Axil  $\rightarrow N_3 = 2,02 * 10^4$  (A priori es de dos órdenes de magnitud menor que el Momento así que lo despreciaremos).

Aplicando Von Mises tendremos:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \rightarrow \begin{cases} \sigma_x = \frac{M_{R3}}{W_f} + \frac{N_z}{A} \\ \tau_{xy} = \frac{M_{T3}}{W_o} = \frac{M_{T3}}{2 * W_f} \end{cases}$$

Como hemos dicho antes, aplicamos un Coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S = 3 = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{4,036 * 10^6}{W_f}\right)^2 + 3 * \left(\frac{8,876 * 10^6}{2 * W_f}\right)^2}$$

$$\text{De aquí despejaremos } W_f = 78.931,4 \text{ mm}^3 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

Y a continuación hallaremos el diámetro de mi eje.

$D = 92,99 \text{ mm} \sim 93 \text{ mm}$ .  $\rightarrow$  que al colocar los rodamientos nuestro diámetro de eje normalizado quedaría:

$$D_{\text{eje-normaliz}} = 95 \text{ mm}$$

E) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo) (primera reducción).

Como hemos hecho con el eje A, haremos lo mismo con el eje B asique cogemos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

Plano XY:

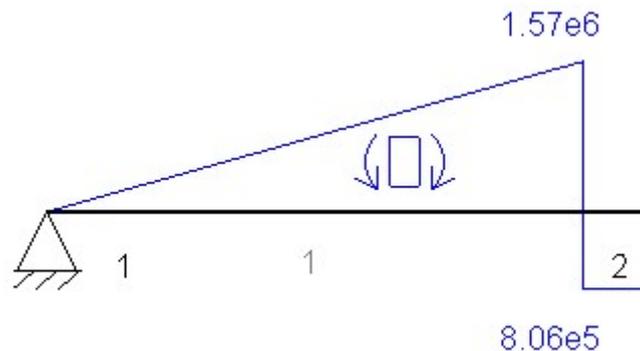


Ilustración 90. Reducción eje B, lado izquierdo, plano XY.

En este primer flector hallaremos la pendiente de la recta y sabemos que mide 145mm (ver dibujo de los ejes), asique sabemos que las rectas tienen la formula.

$$Y = m x + b$$

Como parte sin de  $X=0$  e  $Y=0$ , implica que  $b=0$ .

Por lo tanto, hallaremos la pendiente

$$1.570.000 = m (145)$$

$$m = 10.828$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 145 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 92,5 y quedará:

$$Y (x=92,5) = 10.828 * 92,5 = 1.001.552 \text{ Nmm} = M_{XY}^F$$

Ahora haremos exactamente igual para el plano XZ:

Plano XZ:

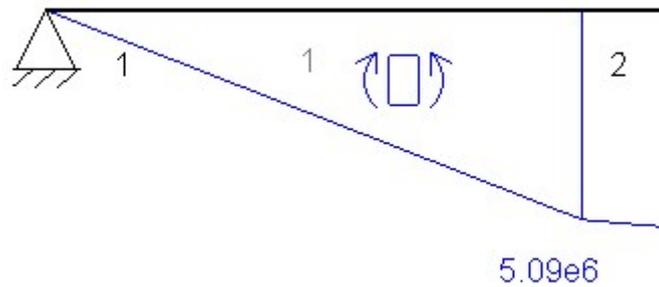


Ilustración 91. Reducción eje B, lado izquierdo, plano XZ.

La distancia vuelve a ser de 125mm y la fórmula vuelve a ser la misma, por lo tanto, hallaremos la pendiente como hemos hecho para el plano XY.

$$5.090.000 = m (145)$$

$$m = 35.103$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 145 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 55 y quedará:

$$Y (x=92,5) = 35.103 * 92,5 = 3.247.069 \text{ Nmm.} = M_{XZ}^F$$

En el este punto mirando los diagramas de esfuerzos de antes vemos que no hay torsor por lo tanto  $\rightarrow M_t=0$ .

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\text{Hallaremos } M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(1.001.552)^2 + (3.247.069)^2} = 3.398.023 \text{ Nmm.}$$

Como hemos hecho antes le daremos un coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}}$$

$$3 = \frac{330}{\sigma_{equivalente}}$$

$$\sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{3.398.023}{W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 30.891 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = 68,02 \approx 69 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumplirá para } D = 80 \text{ mm.}$$

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.

$$N_2 = 12.900$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 80^3}{32} = 50.265 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área} = \pi * r^2 = \pi * (40)^2 = 5.026,54 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A} = \frac{3.398.023}{50.265} + \frac{12.900}{5.026,54} = 67,60 + 2,57 = 70,17.$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(70,17)^2} = 70,17 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{70,17} = 4,70 > 3 \rightarrow \checkmark$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo) (primera reducción).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el coeficiente de seguridad multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Hay unas tablas de donde sacaré esos valores y para ello me piden.

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{95 - 80}{2} = 7,5 \text{ mm}$$

$$\left( \begin{array}{l} \frac{d_2}{d_1} = \frac{95}{80} = 1,19 \\ \frac{r}{d_1} = \frac{7,5}{80} = 0,09 \end{array} \right) \rightarrow \text{Con estos parámetros entro a tablas y hallo } \begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,55 \\ K_b(\text{Axil}) = 1,65 \end{cases}$$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi coeficiente de seguridad después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\sigma_x = K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) + K_b \left( \frac{N}{A} \right) = 1,55 \left( \frac{3.398.023}{50.265} \right) + 1,65 \left( \frac{12.900}{5.026,54} \right) = 104,78 + 4,23 = 109,02 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(109,02)^2} = 109,02 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{109,02} = 3,03 > 3 \rightarrow \checkmark$$

Al ser el eje tan corto y al hacer la reducción en 92,5mm podríamos intentar hacer otra reducción más en este lado izquierdo.

E) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo) (segunda reducción).

Como hemos hecho con el eje A, haremos lo mismo con el eje B asique cogemos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

Plano XY:

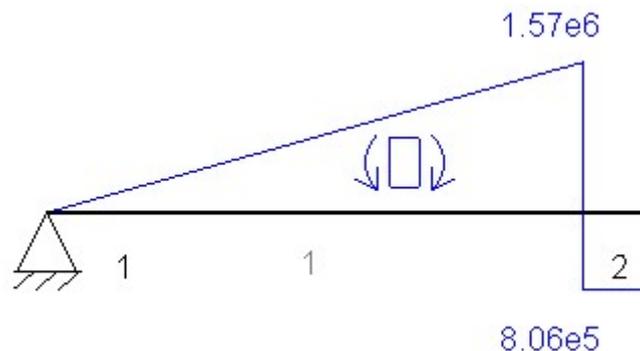


Ilustración 92. Reducción eje B, lado izquierdo (2º), plano XY.

En este primer flector hallaremos la pendiente de la recta y sabemos que mide 145mm (ver dibujo de los ejes), asique sabemos que las rectas tienen la fórmula.

$$Y = m x + b$$

Como parte sin de X=0 e Y=0, implica que b=0.

Por lo tanto, hallaremos la pendiente

$$1.570.000 = m (145)$$

$$m = 10.828$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 145 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 55 y quedará:

$$Y (x=92,5) = 10.828 * 55 = 2.020.446 \text{ Nmm} = M_{XY}^F .$$

Ahora haremos exactamente igual para el plano XZ:

Plano XZ:

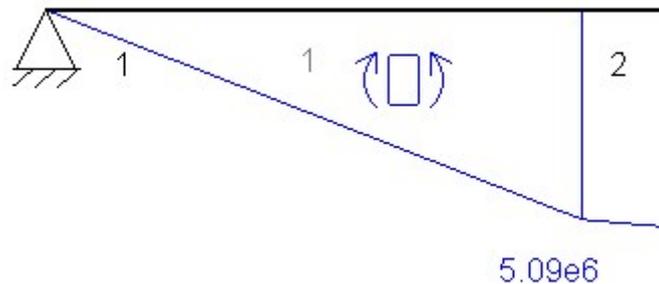


Ilustración 93. Reducción eje B, lado izquierdo (2º), plano XZ.

La distancia vuelve a ser de 145mm y la formula vuelve a ser la misma, por lo tanto, hallaremos la pendiente como hemos hecho para el plano XY.

$$5.090.000 = m (145)$$

$$m = 35.103$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 125 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 55 y quedará:

$$Y (x=55) = 35.103 * 55 = 1.930.690 \text{ Nmm} = M_{XZ}^F .$$

En el este punto mirando los diagramas de esfuerzos de antes vemos que no hay torsor por lo tanto  $\rightarrow Mt_2=0$ .

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

Hallaremos  $M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(595.517)^2 + (1.930.690)^2} = 2.020.446 \text{ Nmm}$ .

Como hemos hecho antes le daremos un coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}}$$

$$3 = \frac{330}{\sigma_{equivalente}}$$

$$\sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{2.020.446}{W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 18.398 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = 57,19 \approx 58 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumplirá para } D = 70 \text{ mm.}$$

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.

$$N_2 = 12.900$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 70^3}{32} = 33.674 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área} = \pi * r^2 = \pi * (35)^2 = 3.848,45 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A} = \frac{2.020.446}{33.674} + \frac{12.900}{3.848,45} = 60,00 + 3,35 = 63,35.$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(63,35)^2} = 63,35 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{63,35} = 5,21 > 3 \rightarrow \checkmark$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo) (segunda reducción).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el coeficiente de seguridad multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Hay unas tablas de donde sacaré esos valores y para ello me piden.

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{80 - 70}{2} = 5 \text{ mm}$$

$$\left( \begin{array}{l} \frac{d_2}{d_1} = \frac{80}{70} = 1,14 \\ \frac{r}{d_1} = \frac{5}{70} = 0,07 \end{array} \right) \rightarrow \text{Con estos parámetros entro a tablas y hallo } \begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,7 \\ K_b(\text{Axil}) = 1,7 \end{cases}$$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi coeficiente de seguridad después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\sigma_x = K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) + K_b \left( \frac{N}{A} \right) = 1,7 \left( \frac{2.020.446}{33.674} \right) + 1,7 \left( \frac{12.900}{3.848,45} \right) = 102 + 5,70 = 107,70$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(107,70)^2} = 107,70 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{107,70} = 3,06 > 3 \rightarrow \checkmark$$

En este lado izquierdo hemos hecho dos reducciones de diámetro y no vemos oportuno realizar más, asique ahora pasaremos a hacer alguna reducción más de este eje, pero en el lado derecho.

E) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado derecho) (primera reducción).

Como hemos hecho con el eje A, haremos lo mismo con el eje B asique cogemos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

Plano XY:

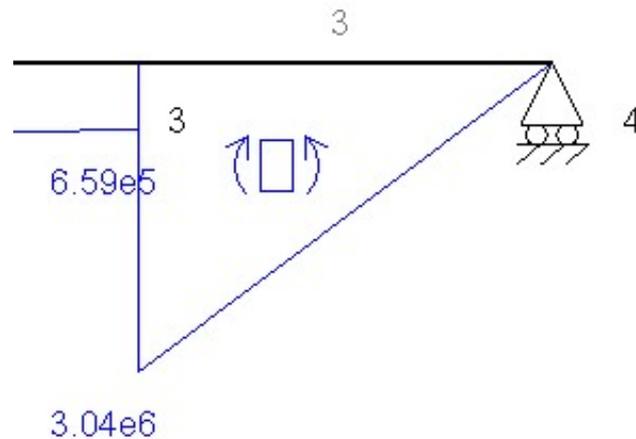


Ilustración 94. Reducción eje B, lado derecho, plano XY.

En este primer flector hallaremos la pendiente de la recta y sabemos que mide 145mm (ver dibujo de los ejes), así que sabemos que las rectas tienen la fórmula.

$$Y = m x + b$$

Como parte sin de  $X=0$  e  $Y=0$ , implica que  $b=0$ .

Por lo tanto, hallaremos la pendiente

$$3.040.000 = m (105)$$

$$m = 28.952$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 105 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 52,5 y quedará:

$$Y (x=52,5) = 28.952 * 52,5 = 1.520.000 \text{ Nmm} = M_{XY}^F .$$

Ahora haremos exactamente igual para el plano XZ:

Plano XZ:

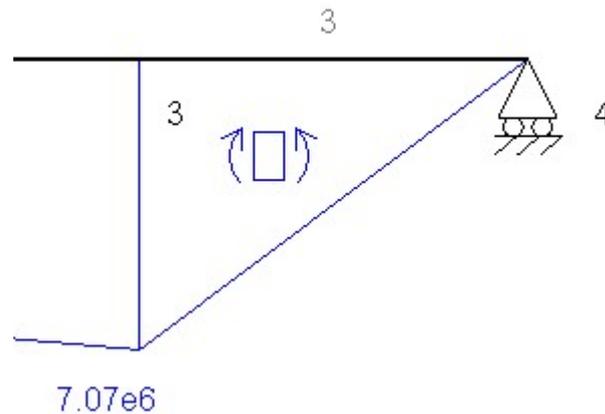


Ilustración 95. Reducción eje B, lado derecho, plano XZ.

La distancia vuelve a ser de 105mm y la formula vuelve a ser la misma, por lo tanto, hallaremos la pendiente como hemos hecho para el plano XY.

$$7.070.000 = m (105)$$

$$m = 67.333$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 105 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 52,5 y quedará:

$$Y (x=52,5) = 67.333 * 52,5 = 3.535.000 \text{ Nmm.} = M_{XZ}^F$$

En el este punto mirando los diagramas de esfuerzos de antes vemos que no hay torsor por lo tanto  $\rightarrow Mt3=0$ .

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\text{Hallaremos } M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(1.520.000)^2 + (3.535.000)^2} = 3.847.938 \text{ Nmm.}$$

Como hemos hecho antes le daremos un coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}}$$

$$3 = \frac{330}{\sigma_{equivalente}}$$

$$\sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{3.847.938}{W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 34.981 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = 70,89 \approx 71 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumplirá para } D = 85 \text{ mm.}$$

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.

$$N_3 = 0$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 85^3}{32} = 60.292 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área} = \pi * r^2 = \pi * (42,5)^2 = 5.674,50 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} = \frac{3.847.938}{60.292} = 63,82.$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(63,82)^2} = 63,82 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{63,82} = 5,17 > 3 \rightarrow \sqrt{\quad}$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo Coeficiente de Seguridad (lado derecho) (primera reducción).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el coeficiente de seguridad multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Hay unas tablas de donde sacaré esos valores y para ello me piden.

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{95 - 85}{2} = 5 \text{ mm}$$

$$\left( \begin{array}{l} \frac{d_2}{d_1} = \frac{95}{85} = 1,12 \\ \frac{r}{d_1} = \frac{5}{85} = 0,06 \end{array} \right) \rightarrow \text{Con estos parámetros entro a tablas y hallo } \begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,7 \\ K_b(\text{Axil}) = 1,65 \end{cases}$$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi coeficiente de seguridad después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\sigma_x = K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) = 1,7 \left( \frac{3.847.938}{60.292} \right) = 108,50 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(108,50)^2} = 108,50 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{108,50} = 3,04 > 3 \rightarrow \checkmark$$

Al ser el eje tan corto y al hacer la reducción en 52,5mm podríamos intentar hacer otra reducción más en este lado derecho.

E) Reducción del eje y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado derecho) (segunda reducción).

Como hemos hecho con el eje A, haremos lo mismo con el eje B asique cogemos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

Plano XY:

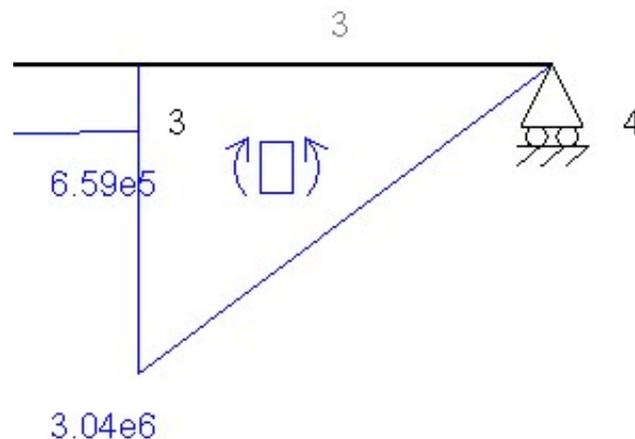


Ilustración 96. Reducción eje B, lado derecho (2º), plano XY.

En este primer flector hallaremos la pendiente de la recta y sabemos que mide 145mm (ver dibujo de los ejes), así que sabemos que las rectas tienen la fórmula.

$$Y = m x + b$$

Como parte sin de  $X=0$  e  $Y=0$ , implica que  $b=0$ .

Por lo tanto, hallaremos la pendiente

$$3.040.000 = m (105)$$

$$m = 28.952$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 105 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 35 y quedará:

$$Y (x=35) = 28.952 * 35 = 1.013.333 \text{ Nmm} = M_{XY}^F.$$

Ahora haremos exactamente igual para el plano XZ:

Plano XZ:

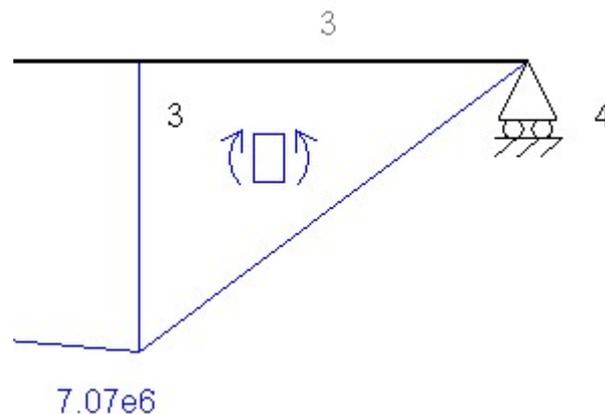


Ilustración 97. Reducción eje B, lado derecho (2º), plano XZ.

La distancia vuelve a ser de 105mm y la fórmula vuelve a ser la misma, por lo tanto, hallaremos la pendiente como hemos hecho para el plano XY.

$$7.070.000 = m (105)$$

$$m = 67.333$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 105 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 35 y quedará:

$$Y (x=35) = 67.333 * 35 = 2.356.667 \text{ Nmm} = M_{XZ}^F.$$

En el este punto mirando los diagramas de esfuerzos de antes vemos que no hay torsor por lo tanto  $\rightarrow M_t=0$ .

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\text{Hallaremos } M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(1.013.333)^2 + (2.356.667)^2} = 2.565.292 \text{ Nmm.}$$

Como hemos hecho antes le daremos un coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}}$$

$$3 = \frac{330}{\sigma_{equivalente}}$$

$$\sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{2.565.292}{W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 23.321 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = 61,93 \approx 62 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumplirá para } D = 75 \text{ mm.}$$

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.

$$N_3 = 0$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 75^3}{32} = 41.417 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área} = \pi * r^2 = \pi * (40)^2 = 5.674,50 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} = \frac{2.565.292}{41.417} = 61,94.$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(61,94)^2} = 61,94 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{61,94} = 5,33 > 3 \rightarrow \checkmark$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo Coeficiente de Seguridad (lado derecho) (segunda reducción).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el coeficiente de seguridad multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Hay unas tablas de donde sacaré esos valores y para ello me piden.

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{85 - 75}{2} = 5 \text{ mm}$$

$$\left( \begin{array}{l} \frac{d_2}{d_1} = \frac{85}{75} = 1,13 \\ \frac{r}{d_1} = \frac{5}{75} = 0,07 \end{array} \right) \rightarrow \text{Con estos parámetros entro a tablas y hallo } \begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,75 \\ K_B(\text{Axil}) = 1,65 \end{cases}$$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi coeficiente de seguridad después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\sigma_x = K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) = 1,75 \left( \frac{2.565.292}{41.417} \right) = 108,39 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(108,50)^2} = 108,39 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{108,39} = 3,04 > 3 \rightarrow \checkmark$$

En este lado derecho hemos hecho dos reducciones de diámetro y no vemos oportuno realizar más, en el eje C al ser más largo sí que haremos alguna reducción más, pero en este caso no lo creemos oportuno.

### Eje C:

En el eje C, el engranaje 6 y el tambor provocan esfuerzos en este.

Los pasos a seguir serán los mismos que hemos seguido para el eje A y para el eje B.

#### A) Medidas de nuestro eje.

Al ser engranajes helicoidales veremos que habrá una serie de fuerzas:

- Tangenciales
- Radiales
- Axiales
- Momento flector (provocado por la fuerza axial)

Las medidas serán las siguientes.

**Nota:** En el apartado 5.1.5 hemos calculado el peso del tambor, pero al ser de solo 18 kilogramos, despreciaremos este ya que es de un orden mucho menor que los 40731 Newtons y además tenemos un C.S. de tres.

#### B) Cálculo de las fuerzas del engranaje y del tambor.

Usaremos para calcular las fuerzas nombradas, los datos anteriormente calculados en el apartado de engranajes.

$\mu$	15º	Dp1 (mm)	94,2	Dp3 (mm)	130,4	Dp5 (mm)	236,04
$\alpha$	20º	Dp2 (mm)	471	Dp4 (mm)	652	Dp6 (mm)	944

Tabla 45. Datos iniciales de nuestros engranajes.

Y para calcular los que en este apartado nos interesa tendremos:

$$\text{Engranaje 6} \left\{ \begin{array}{l} T_6 = \frac{M_{\text{eje C}}}{\frac{D_{p6}}{2}} = T_5 = 75.211,86 \text{ N} \\ A_6 = T_6 * \tan \mu = A_5 = 20.152,96 \text{ N} \\ V_6 = \frac{T_6}{\cos \mu} \tan \alpha = V_5 = 28.340,56 \text{ N} \end{array} \right.$$

$$M_{f6} = A_6 * \frac{D_{p6}}{2} = 20.152,96 * \frac{944}{2} = 9.512.197,12 \text{ N mm}$$

#### C) Reacciones en los apoyos y diagramas de esfuerzos.

Nos surgirán esfuerzos en dos planos (Plano XY y Plano XZ).

##### Plano XY:

$$Y_{\text{Engranaje 6}} = \sqrt{A_6^2 + V_6^2} = \sqrt{(20.152,96)^2 + (28.340,56)^2} = 34.775,4 \text{ N}$$

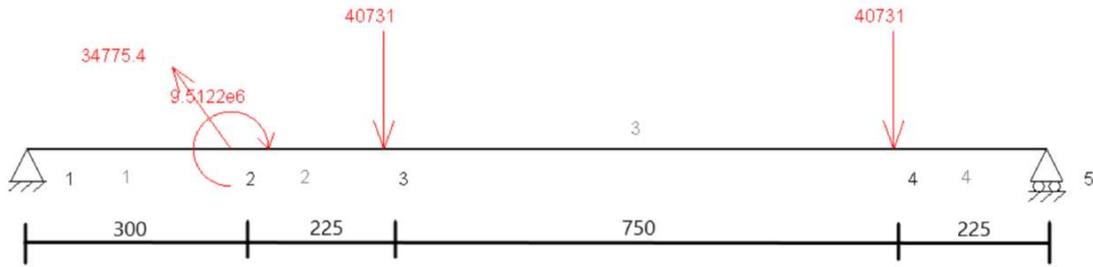


Ilustración 98. Fuerzas en nuestro eje C, plano XY.

Calcularemos las reacciones haciendo equilibrio de fuerzas en los ejes:

- $\sum F_x = 0; R_{EX} - 20.152,96 = 0; \boxed{R_{EX} = 20.152,96 \text{ N}}$
- $\sum F_y = 0; R_{EY} + 28.340,56 - 40.731 - 40.731 + R_{FY} = 0;$
- $\sum M_z^5 = 0; -R_{EY} * 1500 - 28.340,56 * 1200 - 9.512.197,12 + 40.731 * 975 + 40.731 * 225 = 0; \boxed{R_{EY} = 3.570,89 \text{ N}} \rightarrow \boxed{R_{BY} = 49.550,55 \text{ N}}$

Diagramas de esfuerzos de este plano:

Esfuerzos en plano XY  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Axiles} \\ \text{Cortantes} \\ \text{Flectores} \end{array} \right.$



Ilustración 99. Diagramas de Axiles del plano XY.

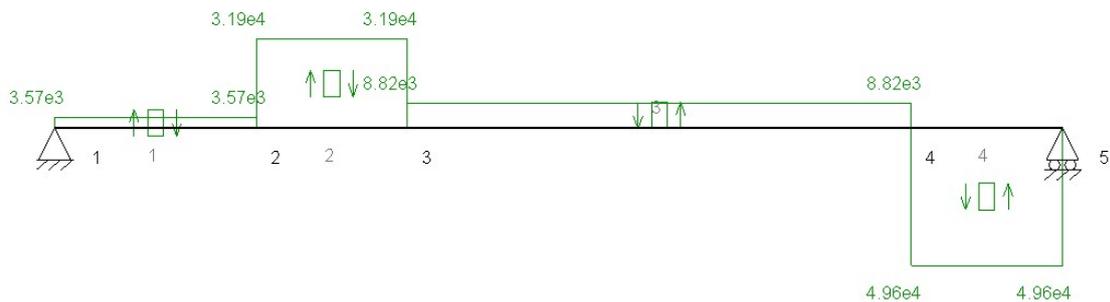


Ilustración 100. Diagramas de Cortantes del plano XY.

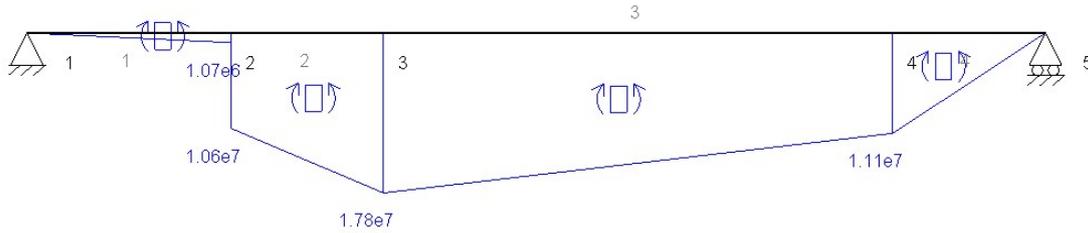


Ilustración 101. Diagramas de Momentos Flectores del plano XY.

**Plano XZ:**

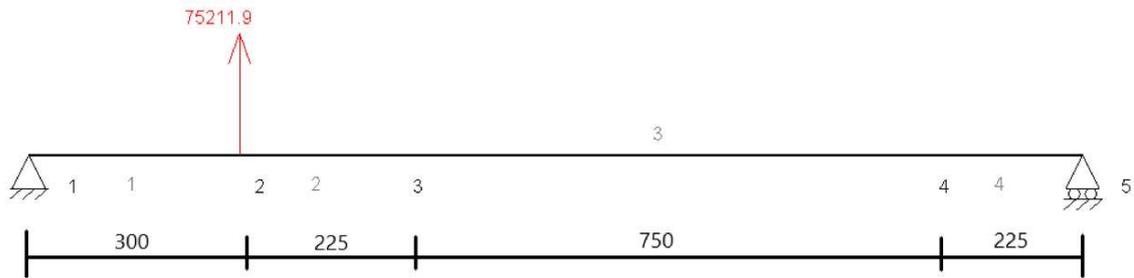


Ilustración 102. Fuerzas en nuestro eje C, plano XZ.

Calcularemos las reacciones haciendo equilibrio de fuerzas en los ejes:

- $\sum F_x = 0$ ;  $R_{AX} = 0 \text{ N}$
- $\sum F_z = 0$ ;  $R_{AZ} + 27.223,9 - 7.537,15 + R_{BZ} = 0$ ;
- $\sum M_y^z = 0$ ;  $-R_{AZ} * 500 - 27.223,9 * 375 + 7.537,15 * 125 = 0$ ;  $R_{AZ} = -18.533,64 \text{ N}$   $\rightarrow R_{BZ} = -1.153,11 \text{ N}$

Diagramas de esfuerzos de este plano:

- Esfuerzos en plano XZ  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Cortantes} \\ \text{Flectores} \\ \text{Torsores} \end{array} \right.$

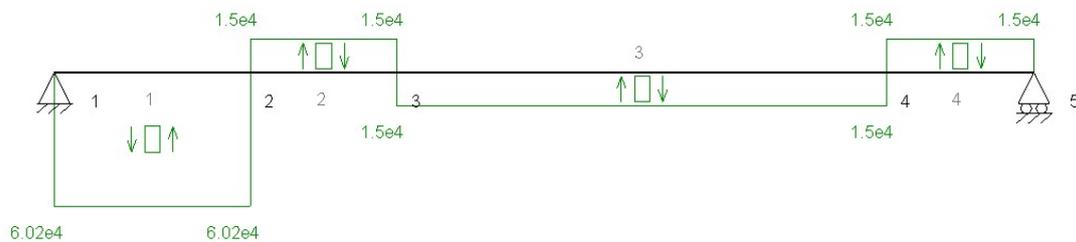


Ilustración 103. Diagramas de Cortantes del plano XZ.

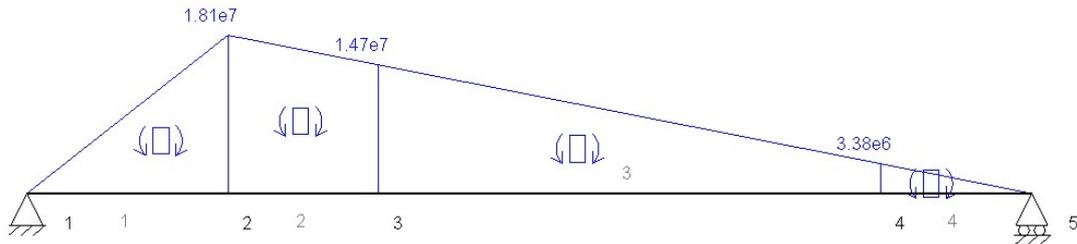


Ilustración 104. Diagramas de Momentos Flectores del plano XZ.

Para calcular el torsor sería e iría entre el engranaje 6 y el tambor y el otro torsor más pequeño entre el principio del tambor y el final:

$$M_{T(2-3)} = T_6 * \frac{D_{p6}}{2} = 75.211,86 \frac{944}{2} = 35,5 * 10^6 \text{ N mm}$$

$$M_{T(3-4)} = S * \frac{D_{tambor}}{2} = 40.731 \frac{400}{2} = 8,146 * 10^6 \text{ N mm}$$

D) Selección del punto más desfavorable y aplicación del criterio de Von Mises.

Vemos que el punto más solicitado es el punto 3, donde comienza el tambor.

$$M_{R3} = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(1,78 * 10^7)^2 + (1,47 * 10^7)^2} = 23,085 * 10^6 \text{ N mm}$$

Axil  $\rightarrow N_3 = 2,02 * 10^4$  (A priori es de dos órdenes de magnitud menor que el Momento así que lo despreciaremos).

Aplicando Von Mises tendremos:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \rightarrow \begin{cases} \sigma_x = \frac{M_{R3}}{W_f} + \frac{N_z}{A} \\ \tau_{xy} = \frac{M_{T3}}{W_o} = \frac{M_{T3}}{2 * W_f} \end{cases}$$

Como hemos dicho antes, aplicamos un Coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S = 3 = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{23,085 * 10^6}{W_f}\right)^2 + 3 * \left(\frac{35,5 * 10^6}{2 * W_f}\right)^2}$$

$$\text{De aquí despejaremos } W_f = 349.489,6 \text{ mm}^3 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

Y a continuación hallaremos el diámetro de mi eje.

D= 152,69 mm  $\rightarrow$  que al colocar los rodamientos nuestro diámetro de eje normalizado quedaría:

$$\boxed{D_{eje-normali} = 155 \text{ mm.}}$$

E) Reducción del eje C y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo) (primera reducción).

Como hemos hecho con el eje A y el B, haremos con el eje C asique cogereamos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

Plano XY:

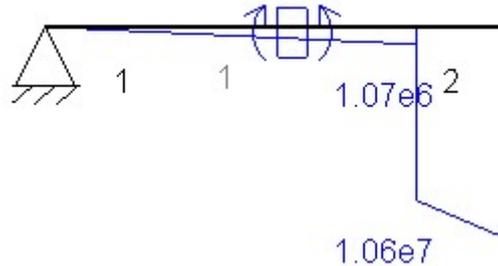


Ilustración 105. Reducción eje C, lado izquierdo, plano XY.

En este primer flector hallaremos la pendiente de la recta y sabemos que mide 300 mm (ver dibujo de los ejes), asique sabemos que las rectas tienen la formula.

$$Y = m x + b$$

Como parte sin de  $X=0$  e  $Y=0$ , implica que  $b=0$ .

Por lo tanto, hallaremos la pendiente

$$1.070.000 = m (300)$$

$$m = 3.567$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 300 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 250 y quedará:

$$Y (x=250) = 3.567 * 250 = 891.667 \text{ Nmm} = M_{XY}^F .$$

Ahora haremos exactamente igual para el plano XZ:

Plano XZ:

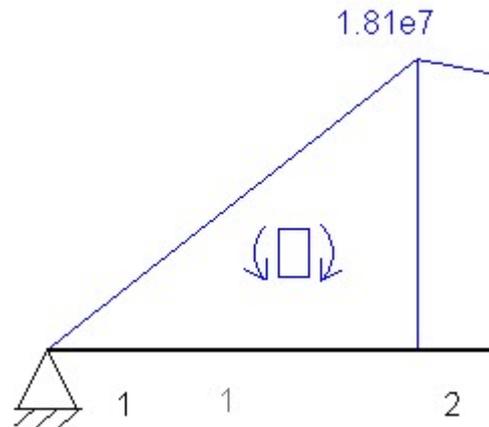


Ilustración 106. Reducción eje C, lado izquierdo, plano XZ.

La distancia vuelve a ser de 125mm y la fórmula vuelve a ser la misma, por lo tanto, hallaremos la pendiente como hemos hecho para el plano XY.

$$18.100.000 = m (300)$$

$$m = 60.333$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 300 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 250 y quedará:

$$Y (x=250) = 60.333 * 250 = 15.109.666 \text{ Nmm.} = M_{XZ}^F$$

En el este punto mirando los diagramas de esfuerzos de antes vemos que no hay torsor por lo tanto  $\rightarrow Mt=0$ .

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\text{Hallaremos } M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(891.667)^2 + (15.083.333)^2} = 15.109.666 \text{ Nmm.}$$

Como hemos hecho antes le daremos un coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}}$$

$$3 = \frac{330}{\sigma_{equivalente}}$$

$$\sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{15.109.666}{W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 137.361 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = 111,85 \approx 112 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumplirá para } D = 140 \text{ mm.}$$

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.

$$N_2 = 20.200$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 140^3}{32} = 269.391 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área} = \pi * r^2 = \pi * (70)^2 = 15.393,79 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A} = \frac{15.109.666}{269.391} + \frac{20.200}{15.393,79} = 56,09 + 1,31 = 57,40.$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(57,40)^2} = 57,40 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{57,40} = 5,75 > 3 \rightarrow \checkmark$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo) (primera reducción).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el coeficiente de seguridad multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Hay unas tablas de donde sacaré esos valores y para ello me piden.

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{155 - 140}{2} = 7,5 \text{ mm}$$

$$\left( \begin{array}{l} \frac{d_2}{d_1} = \frac{155}{140} = 1,11 \\ \frac{r}{d_1} = \frac{7,5}{140} = 0,05 \end{array} \right) \rightarrow \text{Con estos parámetros entro a tablas} \rightarrow \begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,9 \\ K_b(\text{Axil}) = 1,9 \end{cases}$$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi coeficiente de seguridad después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{FZ}}{2 * W_f}$$

$$\begin{aligned} \sigma_x &= K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) + K_b \left( \frac{N}{A} \right) = 1,9 \left( \frac{15.109.666}{269.391} \right) + 1,9 \left( \frac{20.200}{15.393,79} \right) = 106,57 + 2,49 \\ &= 109,06 \text{ MPa.} \end{aligned}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(109,06)^2} = 109,06 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{109,06} = 3,03 > 3 \rightarrow \checkmark$$

Al ser el eje tan largo y al hacer la reducción en 250mm podríamos intentar hacer otra reducción más en este lado izquierdo.

E) Reducción del eje C y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo) (segunda reducción).

Como hemos hecho con el eje A y el B, haremos con el eje C asique cogemos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

Plano XY:

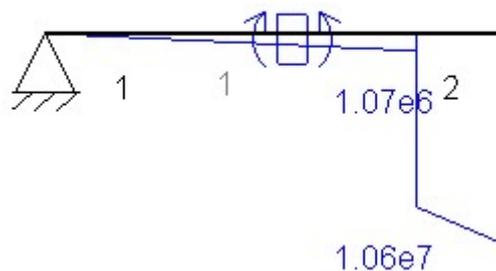


Ilustración 107. Reducción eje C, lado izquierdo (2ª), plano XY.

En este primer flector hallaremos la pendiente de la recta y sabemos que mide 300 mm (ver dibujo de los ejes), asique sabemos que las rectas tienen la formula.

$$Y = m x + b$$

Como parte sin de X=0 e Y=0, implica que b=0.

Por lo tanto, hallaremos la pendiente

$$1.070.000 = m (300)$$

$$m = 3.567$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 300 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 170 y quedará:

$$Y (x=170) = 3.567 * 170 = 606.333 \text{ Nmm} = M_{XY}^F .$$

Ahora haremos exactamente igual para el plano XZ:

Plano XZ:

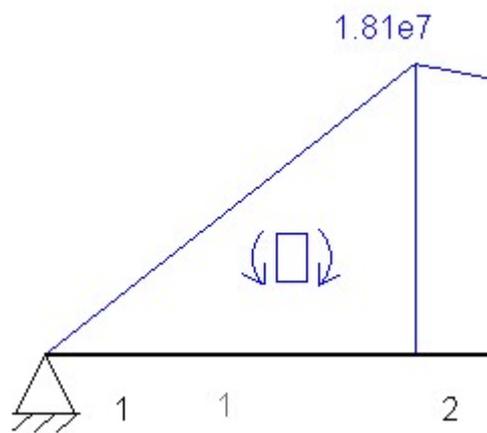


Ilustración 108. Reducción eje C, lado izquierdo (2º), plano XZ.

La distancia vuelve a ser de 300mm y la formula vuelve a ser la misma, por lo tanto, hallaremos la pendiente como hemos hecho para el plano XY.

$$18.100.000 = m (300)$$

$$m = 60.333$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 300 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 170 y quedará:

$$Y (x=170) = 60.333 * 170 = 10.274.573 \text{ Nmm.} = M_{XZ}^F .$$

En el este punto mirando los diagramas de esfuerzos de antes vemos que no hay torsor por lo tanto  $\rightarrow M_t=0$ .

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

Hallaremos  $M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(606.333)^2 + (10.256.667)^2} = 10.274.573 \text{ Nmm}$ .

Como hemos hecho antes le daremos un coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}}$$

$$3 = \frac{330}{\sigma_{equivalente}}$$

$$\sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{10.274.573}{W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 93.405 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$D = 98,35 \approx 99 \text{ mm} \rightarrow$  Cumplirá para  $D = 120 \text{ mm}$ .

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.

$$N_2 = 20.200$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 120^3}{32} = 169.646 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área} = \pi * r^2 = \pi * (60)^2 = 11.309,72 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A} = \frac{10.274.573}{93.405} + \frac{20.200}{11.309,72} = 60,56 + 1,79 = 62,35.$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(62,35)^2} = 62,35 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{62,35} = 5,29 > 3 \rightarrow \checkmark$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo) (segunda reducción).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el coeficiente de seguridad multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Hay unas tablas de donde sacaré esos valores y para ello me piden.

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{140 - 120}{2} = 10 \text{ mm}$$

$$\left( \begin{array}{l} \frac{d_2}{d_1} = \frac{140}{120} = 1,17 \\ \frac{r}{d_1} = \frac{10}{120} = 0,08 \end{array} \right) \rightarrow \text{Con estos parámetros entro a tablas} \rightarrow \begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,7 \\ K_b(\text{Axil}) = 1,7 \end{cases}$$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi coeficiente de seguridad después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\sigma_x = K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) + K_b \left( \frac{N}{A} \right) = 1,7 \left( \frac{10.274.573}{169.646} \right) + 1,7 \left( \frac{20.200}{11.309,73} \right) = 102,96 + 3,04 = 106,00 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(106,00)^2} = 106,00 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{106,00} = 3,11 > 3 \rightarrow \checkmark$$

Al ser el eje tan largo y al hacer la reducción en 170mm podríamos intentar hacer otra reducción más en este lado izquierdo.

E) Reducción del eje C y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo) (tercera reducción).

Como hemos hecho con el eje A y el B, haremos con el eje C asique cogemos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

Plano XY:

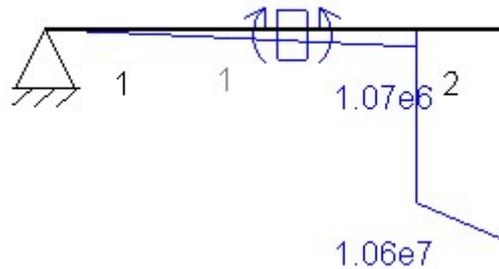


Ilustración 109. Reducción eje C, lado izquierdo (3º), plano XY.

En este primer flector hallaremos la pendiente de la recta y sabemos que mide 300 mm (ver dibujo de los ejes), así que sabemos que las rectas tienen la fórmula.

$$Y = m x + b$$

Como parte sin de  $X=0$  e  $Y=0$ , implica que  $b=0$ .

Por lo tanto, hallaremos la pendiente

$$1.070.000 = m (300)$$

$$m = 3.567$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 300 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evalúamos en 85 y quedará:

$$Y (x=85) = 3.567 * 85 = 303.167 \text{ Nmm} = M_{XY}^F .$$

Ahora haremos exactamente igual para el plano XZ:

Plano XZ:

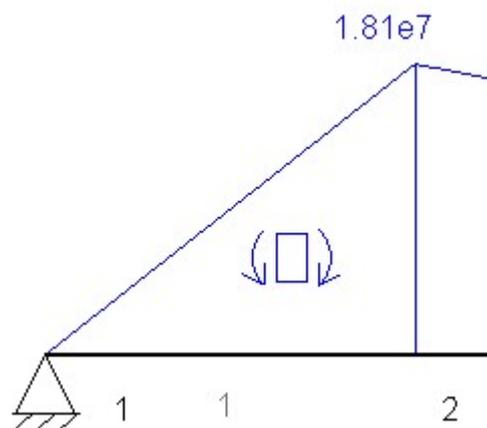


Ilustración 110. Reducción eje C, lado izquierdo (3º), plano XZ.

La distancia vuelve a ser de 300mm y la formula vuelve a ser la misma, por lo tanto, hallaremos la pendiente como hemos hecho para el plano XY.

$$18.100.000 = m (300)$$

$$m = 60.333$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 300 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 85 y quedará:

$$Y (x=85) = 60.333 * 85 = 5.128.333 \text{ Nmm.} = M_{XZ}^F .$$

En el este punto mirando los diagramas de esfuerzos de antes vemos que no hay torsor por lo tanto  $\rightarrow Mt=0$ .

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\text{Hallaremos } M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(303.167)^2 + (5.128.333)^2} = 5.137.287 \text{ Nmm.}$$

Como hemos hecho antes le daremos un coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}}$$

$$3 = \frac{330}{\sigma_{equivalente}}$$

$$\sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{5.137.287}{W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 46.703 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = 78,06 \approx 79 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumplirá para } D = 90 \text{ mm.}$$

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.

$$N_2 = 20.200$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 90^3}{32} = 71.569 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área} = \pi * r^2 = \pi * (45)^2 = 6.361,72 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A} = \frac{5.137.287}{71.569} + \frac{20.200}{6.361,72} = 71,78 + 3,18 = 74,96.$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(74,96)^2} = 74,96 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{74,96} = 4,40 > 3 \rightarrow \checkmark$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo) (tercera reducción).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el coeficiente de seguridad multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Hay unas tablas de donde sacaré esos valores y para ello me piden.

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{120 - 90}{2} = 15 \text{ mm}$$

$$\left( \begin{array}{l} \frac{d_2}{d_1} = \frac{120}{90} = 1,33 \\ \frac{r}{d_1} = \frac{15}{90} = 0,17 \end{array} \right) \rightarrow \text{Con estos parámetros entro a tablas} \rightarrow \begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,45 \\ K_b(\text{Axil}) = 1,5 \end{cases}$$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi coeficiente de seguridad después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\begin{aligned} \sigma_x &= K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) + K_b \left( \frac{N}{A} \right) = 1,45 \left( \frac{5.137.287}{71.569} \right) + 1,5 \left( \frac{20.200}{6.361,72} \right) = 104,08 + 4,76 \\ &= 108,84 \text{ MPa.} \end{aligned}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(108,84)^2} = 108,84 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{108,84} = 3,03 > 3 \rightarrow \checkmark$$

En este lado del eje ya no realizaremos ninguna reducción más, ahora pasaremos a reducir el diámetro de este eje, pero en el lado derecho.

E) Reducción del eje C y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado derecho) (primera reducción).

Como hemos hecho con el eje A y el B, haremos con el eje C asique cogemos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

Plano XY:

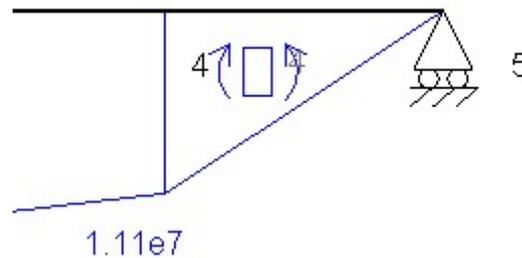


Ilustración 111. Reducción eje C, lado derecho, plano XY.

En este primer flector hallaremos la pendiente de la recta y sabemos que mide 225 mm (ver dibujo de los ejes), asique sabemos que las rectas tienen la formula.

$$Y = m x + b$$

Como parte sin de  $X=0$  e  $Y=0$ , implica que  $b=0$ .

Por lo tanto, hallaremos la pendiente

$$11.100.000 = m (225)$$

$$m = 49.333$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 225 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en el 220 y quedará:

$$Y (x=220) = 49.333 * 220 = 10.853.333 \text{ Nmm} = M_{XY}^F .$$

Ahora haremos exactamente igual para el plano XZ:

Plano XZ:

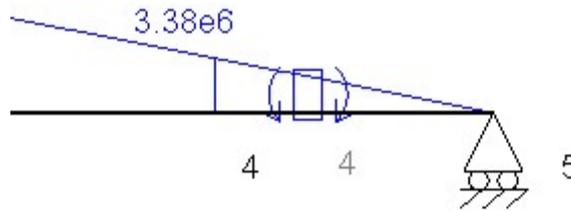


Ilustración 112. Reducción eje C, lado derecho, plano XZ.

La distancia vuelve a ser de 225 mm y la formula vuelve a ser la misma, por lo tanto, hallaremos la pendiente como hemos hecho para el plano XY.

$$3.380.000 = m (225)$$

$$m = 15.022,22$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 225 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 220 y quedará:

$$Y (x=220) = 15022 * 220 = 3.304.889 \text{ Nmm.} = M_{XZ}^F .$$

En el este punto mirando los diagramas de esfuerzos de antes vemos que no hay torsor por lo tanto  $\rightarrow Mt4=0$

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\text{Hallamos } M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(10.853.333)^2 + (3.304.889)^2} = 11.345.357 \text{ Nmm.}$$

Como hemos hecho antes le daremos un coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}}$$

$$3 = \frac{330}{\sigma_{equivalente}}$$

$$\sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{11.345.357}{W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 103.140 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = 101,66 \approx 102 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumplirá para } D = 120 \text{ mm.}$$

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.

$$N_4 = 0$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 120^3}{32} = 169.646 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área} = \pi * r^2 = \pi * (60)^2 = 11.309,72 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} = \frac{11.345.357}{169.646} = 66,88.$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(66,88)^2} = 66,88 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{66,88} = 4,93 > 3 \rightarrow \checkmark$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo Coeficiente de Seguridad (lado derecho) (primera reducción).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el coeficiente de seguridad multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Hay unas tablas de donde sacaré esos valores y para ello me piden.

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{155 - 120}{2} = 17,5 \text{ mm}$$

$$\left( \begin{array}{l} \frac{d_2}{d_1} = \frac{155}{120} = 1,29 \\ \frac{r}{d_1} = \frac{17,5}{120} = 0,15 \end{array} \right) \rightarrow \text{Con estos parámetros entro a tablas} \rightarrow \begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,5 \\ K_B(\text{Axil}) = 1,6 \end{cases}$$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi coeficiente de seguridad después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\sigma_x = K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) = 1,5 \left( \frac{11.345.357}{169.646} \right) = 100,32 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(100,32)^2} = 100,32 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{100,32} = 3,29 > 3 \rightarrow \checkmark$$

Al ser el eje tan largo y al hacer la reducción en 220 mm podríamos intentar hacer otra reducción más en este lado derecho.

E) Reducción del eje C y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado derecho) (segunda reducción).

Como hemos hecho con el eje A y el B, haremos con el eje C asique cogemos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

Plano XY:

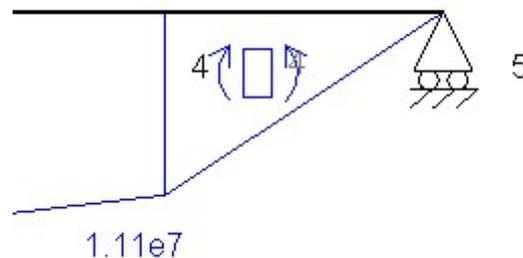


Ilustración 113. Reducción eje C, lado derecho (2º), plano XY.

En este primer flector hallaremos la pendiente de la recta y sabemos que mide 225 mm (ver dibujo de los ejes), asique sabemos que las rectas tienen la fórmula.

$$Y = m x + b$$

Como parte sin de X=0 e Y=0, implica que b=0.

Por lo tanto, hallaremos la pendiente

$$11.100.000 = m (225)$$

$$m = 49.333$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 225 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en el 130 y quedará:

$$Y (x=130) = 49.333 * 130 = 6.413.333 \text{ Nmm} = M_{XY}^F .$$

Ahora haremos exactamente igual para el plano XZ:

Plano XZ:

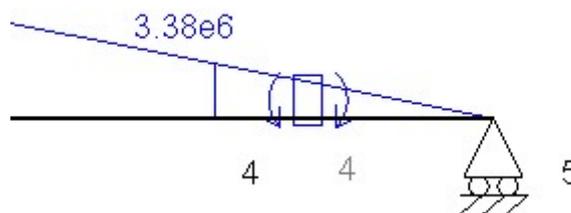


Ilustración 114. Reducción eje C, lado derecho (2º), plano XZ.

La distancia vuelve a ser de 225 mm y la fórmula vuelve a ser la misma, por lo tanto, hallaremos la pendiente como hemos hecho para el plano XY.

$$3.380.000 = m (225)$$

$$m = 15.022,22$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 225 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 130 y quedará:

$$Y (x=130) = 15022 * 130 = 1.952.889 \text{ Nmm} = M_{XZ}^F .$$

En este punto mirando los diagramas de esfuerzos de antes vemos que no hay torsor por lo tanto  $\rightarrow Mt=0$

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\text{Hallamos } M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(6.413.333)^2 + (1.952.889)^2} = 6.704.075 \text{ Nmm}.$$

Como hemos hecho antes le daremos un coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}}$$

$$3 = \frac{330}{\sigma_{equivalente}}$$

$$\sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{6.704.075}{W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 60.946 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = 85,31 \approx 86 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumplirá para } D = 100 \text{ mm.}$$

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.

$$N_4 = 0$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 100^3}{32} = 98.175 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área} = \pi * r^2 = \pi * (50)^2 = 7.853,98 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} = \frac{6.704.075}{98.175} = 68,29 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(68,29)^2} = 68,29 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{68,29} = 4,83 > 3 \rightarrow \checkmark$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo Coeficiente de Seguridad (lado izquierdo) (segunda reducción).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el coeficiente de seguridad multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Hay unas tablas de donde sacaré esos valores y para ello me piden.

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{120 - 100}{2} = 10 \text{ mm}$$

$$\left( \begin{array}{l} \frac{d_2}{d_1} = \frac{120}{100} = 1,20 \\ \frac{r}{d_1} = \frac{10}{100} = 0,10 \end{array} \right) \rightarrow \text{Con estos parámetros entro a tablas} \rightarrow \begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,6 \\ K_b(\text{Axil}) = 1,6 \end{cases}$$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi coeficiente de seguridad después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\sigma_x = K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) = 1,6 \left( \frac{6.704.075}{98.175} \right) = 109,26 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(109,26)^2} = 109,26 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{109,26} = 3,02 > 3 \rightarrow \checkmark$$

Al ser el eje tan largo y al hacer la reducción en 130 mm podríamos intentar hacer una última reducción más en este lado derecho.

E) Reducción del eje C y comprobación del Coeficiente de Seguridad (lado derecho) (tercera reducción).

Como hemos hecho con el eje A y el B, haremos con el eje C asique cogemos los dos momentos flectores que tiene en el plano XY y en el plano XZ.

Plano XY:

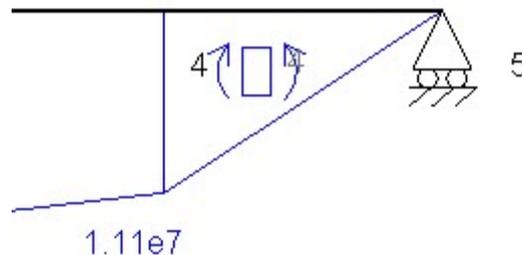


Ilustración 115. Reducción eje C, lado derecho (3º), plano XY.

En este primer flector hallaremos la pendiente de la recta y sabemos que mide 225 mm (ver dibujo de los ejes), asique sabemos que las rectas tienen la fórmula.

$$Y = m x + b$$

Como parte sin de  $X=0$  e  $Y=0$ , implica que  $b=0$ .

Por lo tanto, hallaremos la pendiente

$$11.100.000 = m (225)$$

$$m = 49.333$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 225 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en el 80 y quedará:

$$Y (x=80) = 49.333 * 80 = 3.946.667 \text{ Nmm} = M_{XY}^F .$$

Ahora haremos exactamente igual para el plano XZ:

Plano XZ:

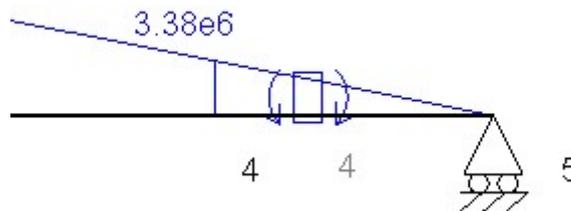


Ilustración 116. Reducción eje C, lado derecho (3º), plano XZ.

La distancia vuelve a ser de 225 mm y la formula vuelve a ser la misma, por lo tanto, hallaremos la pendiente como hemos hecho para el plano XY.

$$3.380.000 = m (225)$$

$$m = 15.022,22$$

Iremos probando en el punto entre 0 y 225 para el cual cumple luego nuestro coeficiente de seguridad y se hace por iteraciones por eso veremos luego en Anexos el Excel sobre el que lo hemos realizado, pero aquí solo pondremos la solución óptima que hemos tomado.

Evaluamos en 80 y quedará:

$$Y (x=80) = 15022 * 80 = 1.201.778 \text{ Nmm.} = M_{XZ}^F .$$

En el este punto mirando los diagramas de esfuerzos de antes vemos que no hay torsor por lo tanto  $\rightarrow M_t=0$

Hallaremos por Von Mises la tensión equivalente.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

Hallamos  $M_R = \sqrt{(M_{XY}^F)^2 + (M_{XZ}^F)^2} = \sqrt{(3.946.667)^2 + (1.201.778)^2} = 4.125.585 \text{ Nmm}$ .

Como hemos hecho antes le daremos un coeficiente de seguridad de 3.

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}}$$

$$3 = \frac{330}{\sigma_{equivalente}}$$

$$\sigma_{equivalente} = 110 \text{ MPa.}$$

$$110 = \sqrt{\left(\frac{4.125.585}{W_f}\right)^2}$$

$$W_f = 37.505 = \frac{\pi * D^3}{32}$$

$$D = 72,56 \approx 73 \text{ mm} \rightarrow \text{Cumplirá para } D = 85 \text{ mm.}$$

Volvemos a calcular C.S ahora introduciendo en los cálculos el axil.

$$N_A = 0$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 85^3}{32} = 60.292 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área} = \pi * r^2 = \pi * (42,5)^2 = 5.674,50 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} = \frac{4.125.585}{60.292} = 68,43 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(68,43)^2} = 68,43 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{68,43} = 4,82 > 3 \rightarrow \checkmark$$

F) Cálculo de los concentradores de tensión y cálculo del nuevo Coeficiente de Seguridad (lado derecho) (tercera reducción).

Sabemos que los concentradores de tensión hacen que tenga que volver a calcular el coeficiente de seguridad multiplicando el momento resultante, el valor del axil y el valor del torsor si tuviera.

Hay unas tablas de donde sacaré esos valores y para ello me piden.

$$r_{max} = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{100 - 85}{2} = 7,5 \text{ mm}$$

$$\left( \begin{array}{l} \frac{d_2}{d_1} = \frac{100}{85} = 1,18 \\ \frac{r}{d_1} = \frac{7,5}{85} = 0,09 \end{array} \right) \rightarrow \text{Con estos parámetros entro a tablas} \rightarrow \begin{cases} K_a(\text{Flector}) = 1,6 \\ K_b(\text{Axil}) = 1,6 \end{cases}$$

Vuelvo a calcular la tensión equivalente para posteriormente calcular de nuevo mi coeficiente de seguridad después de haber reducido el eje, teniendo en cuenta mis concentradores de tensiones.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{M_R}{W_f} + \frac{N}{A}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{Tz}}{2 * W_f}$$

$$\sigma_x = K_a \left( \frac{M_R}{W_f} \right) = 1,6 \left( \frac{4.125.585}{60.292} \right) = 109,48 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(109,48)^2} = 109,48 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{330}{109,48} = 3,01 > 3 \rightarrow \checkmark$$

### 5.7.3: Rodamientos.

En este apartado calcularemos los rodamientos presentados en la memoria, en el apartado 5.7.3. subapartado C.

#### C) Cálculo y selección de rodamientos:

Lo primero que haremos será observar que los rodamientos irán donde he calculado las reacciones en los ejes (apartado 5.7.2) por lo tanto observamos que:

- Rodamientos A, C y E tendrán carga radial y axial.
- Rodamientos B, D y F tendrá solo carga radial.

- **Eje A (Rodamientos A y B):**

#### Plano XY:

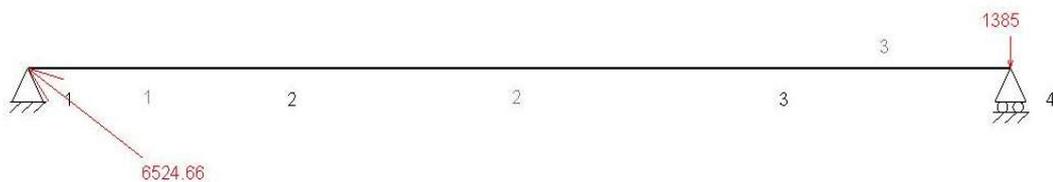


Ilustración 117. Reacciones en los puntos 1 y 4 del eje A, Plano XY.

En el punto 1, que llamaremos punto A habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes lo siguiente:

$$R_{AX} = -5.275 \text{ N}$$

$$R_{AY} = 3.840 \text{ N}$$

Y un eje de 55 mm (Datos en 5.1.7.2. reducción de ejes).

$$\varnothing_A = 55 \text{ mm}$$

En el punto 4, que llamaremos punto B habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes lo siguiente:

$$R_{BY} = -1.385 \text{ N}$$

Y un eje de 35 mm (Datos en 5.1.7.2. reducción de ejes).

$$\varnothing_B = 35 \text{ mm}$$

#### Plano XZ:



Ilustración 118. Reacciones en los puntos 1 y 4 del eje A, Plano XZ.

En el punto 1, que llamaremos punto A habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes lo siguiente:

$$R_{AZ} = -18.533 \text{ N}$$

Y un eje de 55 mm (Datos en 5.1.7.2. reducción de ejes), como ya habíamos dicho en el plano XY.

$$\phi_A = 55 \text{ mm}$$

En el punto 4, que llamaremos punto B habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes lo siguiente:

$$R_{BZ} = -1.153 \text{ N}$$

Y un eje de 35 mm (Datos en 5.1.7.2. reducción de ejes), como ya habíamos dicho en el plano XY.

$$\phi_B = 35 \text{ mm}$$

### Rodamiento A.

Calcularemos la reacción total en el punto A.

$$R_A = \sqrt{(R_{AY})^2 + (R_{AZ})^2} = \sqrt{(3.840)^2 + (18.533)^2} = 18.926,64 \text{ N}$$

Elegiremos rodamiento de bolas (por tener axial).

$$\frac{F_a}{F_b} = \frac{5.275}{18.926} = 0,279 \rightarrow e(\text{tablas}) \begin{cases} 0,27 \\ 0,31 \end{cases} \rightarrow \text{elegir entre } \begin{cases} \frac{F_a}{F_b} < e \\ \frac{F_a}{F_b} > e \end{cases}$$

$$1^{\circ} \text{ tanteo: } \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot (18.926) + 0 = 18.926 = P$$

$$a \begin{cases} a = 3 \text{ (para rodamientos de bolas)} \\ a = \frac{10}{3} \text{ (para rodamientos de rodillos)} \end{cases}$$

$L=W=555,44$  millones de vueltas, calculado en el apartado 5.1.7.1 (Engranajes)

$$C = P^a \sqrt{L} = 18.926 \sqrt[3]{559,44} \approx 156 \text{ kN y } \phi_A = 55 \text{ mm} \rightarrow$$

no hay rodamiento rígido de bolas así que buscaremos rodamiento de rodillos cónicos.

Repetimos la operación, por lo tanto:

$$\frac{F_a}{F_b} = \frac{5.275}{18.926} = 0,279 \rightarrow e(\text{tablas}) \begin{cases} 0,27 \\ 0,31 \end{cases} \rightarrow \text{elegir entre } \begin{cases} \frac{F_a}{F_b} < e \\ \frac{F_a}{F_b} > e \end{cases}$$

$$1^{\circ} \text{ tanteo: } \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot (18.926) + 0 = 18.926 = P$$

$$C = P^a \sqrt{L} = 18.926 \sqrt[10]{559,44} = 126,3 \text{ kN} + \phi_A = 55 \text{ mm} \rightarrow$$

$$\text{Selecciono el rodamiento del catálogo FAG - 30311A } \begin{cases} C = 153 \text{ kN} > 126 \text{ kN} \\ C_o = 176 \text{ kN} \end{cases}$$

Comprobaremos ahora que el rodamiento cumple las especificaciones.

$$\frac{F_a}{F_b} = \frac{5.275}{176.000} = 0,03 = e \rightarrow \text{tablas rod. r\u00edgido de rodillos } X = 0,4 \text{ e } Y = 1,75$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot (18.926) + 1,75 \cdot (5.275) = 16.801,6 \text{ N} = P$$

$$C = P \sqrt[3]{L} = 16.801 \sqrt[3]{559,44} = 112,12 \text{ kN} < 153 \text{ kN} \rightarrow \text{Cumple } \checkmark$$

**Rodamiento A** → Rodamiento de rodillos c\u00f3nicos FAG- 30.311<sup>a</sup>

Ver Anexo III: Datos de los fabricantes y cat\u00e1logos de selecci\u00f3n.

### Rodamiento B.

Calcularemos la reacci\u00f3n total en el punto B.

$$R_B = \sqrt{(R_{BY})^2 + (R_{BZ})^2} = \sqrt{(1.385)^2 + (1.153)^2} = 1.802,12 \text{ N}$$

Elegiremos rodamiento de bolas.

$$\frac{F_a}{F_b} = 0 \rightarrow \text{No hay axial (ya comentado antes).}$$

$$1^{\circ} \text{ tanteo: } \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot (1.802,12) + 0 = 1.802,12 \text{ N} = P$$

$$a \begin{cases} a = 3 \text{ (para rodamientos de bolas)} \\ a = \frac{10}{3} \text{ (para rodamientos de rodillos)} \end{cases}$$

$L = W = 555,44$  millones de vueltas, calculado en el apartado 5.1.7.1 (Engranajes)

$$C = P \sqrt[3]{L} = 1.802,12 \sqrt[3]{559,44} = 14.849,15 \text{ N} \approx 14,9 \text{ kN} \text{ y } \phi_B = 35 \text{ mm} \rightarrow$$

Hay rodamiento r\u00edgido de bolas, asique seleccionamos el siguiente.

$$\text{Selecciono el rodamiento del cat\u00e1logo FAG - 6207 } \begin{cases} C = 25,5 \text{ kN} > 14,9 \text{ kN} \\ C_o = 15,3 \text{ kN} \end{cases}$$

No hace falta comprobar, porque solo se comprueban cuando tienen carga axial ya que

$\frac{F_a}{F_b} = 0$ . Por lo tanto nuestro rodamiento es:

**Rodamiento B** → Rodamiento de r\u00edgido de bolas FAG- 6207

Ver Anexo III: Datos de los fabricantes y cat\u00e1logos de selecci\u00f3n.

- **Eje B (Rodamientos C y D):**

Plano XY:

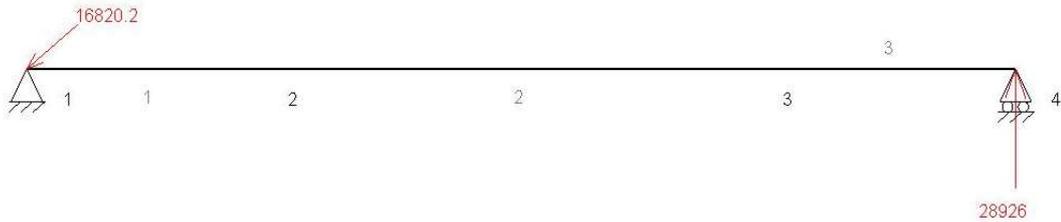


Ilustración 119. Reacciones en los puntos 1 y 4 del eje B, plano XY.

En el punto 1, que llamaremos punto C habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes lo siguiente:

$$R_{CX} = -12.858 \text{ N}$$

$$R_{CY} = -10.844 \text{ N}$$

Y un eje de 70 mm (Datos en 5.1.7.2. reducción de ejes).

$$\varnothing_C = 70 \text{ mm}$$

En el punto 4, que llamaremos punto D habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes lo siguiente:

$$R_{DY} = 28.926 \text{ N}$$

Y un eje de 35 mm (Datos en 5.1.7.2. reducción de ejes).

$$\varnothing_D = 75 \text{ mm}$$

#### Plano XZ:

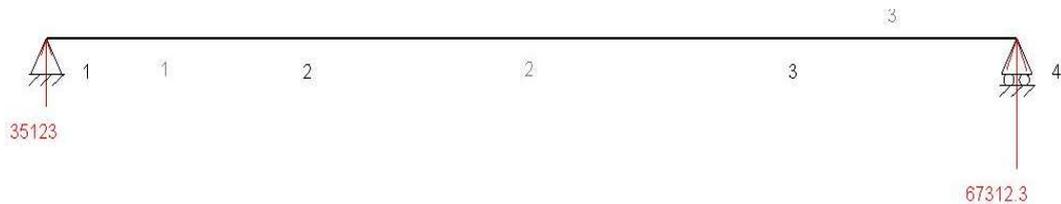


Ilustración 120. Reacciones en los puntos 1 y 4 del eje B, plano XZ.

En el punto 1, que llamaremos punto C habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes lo siguiente:

$$R_{CZ} = 35.123 \text{ N}$$

Y un eje de 70 mm (Datos en 5.1.7.2. reducción de ejes), como ya habíamos dicho en el plano XY.

$$\varnothing_C = 70 \text{ mm}$$

En el punto 4, que llamaremos punto D habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes lo siguiente:

$$R_{DZ} = 67.312,3 \text{ N}$$

Y un eje de 75 mm (Datos en 5.1.7.2. reducción de ejes), como ya habíamos dicho en el plano XY.

$$\varnothing_D = 75 \text{ mm}$$

### Rodamiento C.

Calcularemos la reacción total en el punto C.

$$R_C = \sqrt{(R_{CY})^2 + (R_{CZ})^2} = \sqrt{(10.844)^2 + (35.123)^2} = 36.758,91 \text{ N}$$

Elegiremos rodamiento de bolas (por tener axial).

$$\frac{F_a}{F_b} = \frac{12.858}{36.758,91} = 0,35 \rightarrow e(\text{tablas}) \begin{cases} 0,31 \\ 0,37 \end{cases} \rightarrow \text{elegir entre } \begin{cases} \frac{F_a}{F_b} < e \\ \frac{F_a}{F_b} > e \end{cases}$$

$$1^{\text{o}} \text{ tanteo: } \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot (36.758,91) + 0 = 36.758,91 = P$$

$$a \begin{cases} a = 3 \text{ (para rodamientos de bolas)} \\ a = \frac{10}{3} \text{ (para rodamientos de rodillos)} \end{cases}$$

$L=W=111,88$  millones de vueltas, calculado en el apartado 5.1.7.1 (Engranajes)

$$C = P \sqrt[10]{L} = 36.758,91 \sqrt[10]{111,88} \approx 177 \text{ kN y } \phi_C = 70 \text{ mm} \rightarrow$$

*no hay rodamiento rígido de bolas así que buscaremos rodamiento de rodillos cónicos.*

Repetimos la operación, por lo tanto:

$$\frac{F_a}{F_b} = \frac{12.858}{36.758,91} = 0,35 \rightarrow e(\text{tablas}) \begin{cases} 0,31 \\ 0,37 \end{cases} \rightarrow \text{elegir entre } \begin{cases} \frac{F_a}{F_b} < e \\ \frac{F_a}{F_b} > e \end{cases}$$

$$1^{\text{o}} \text{ tanteo: } \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot (36.758,91) + 0 = 36.758,91 = P$$

$$C = P \sqrt[10]{L} = 36.758,91 \sqrt[10]{111,88} = 151,35 \text{ kN} + \phi_C = 70 \text{ mm} \rightarrow$$

$$\text{Selecciono el rodamiento del catálogo FAG - 32214A } \begin{cases} C = 163 \text{ kN} > 151,35 \text{ kN} \\ C_o = 216 \text{ kN} \end{cases}$$

Comprobaremos ahora que el rodamiento cumple las especificaciones.

$$\frac{F_a}{F_b} = \frac{12.858}{216.000} = 0,0595 = e \rightarrow \text{tablas rod. rígido de rodillos } X = 0,4 \text{ e } Y = 1,45$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot (36.758,91) + 1,45 \cdot (12.858) = 33.347,66 \text{ N} = P$$

$$C = P \sqrt[10]{L} = 33.347,66 \sqrt[10]{111,88} = 137,31 \text{ kN} < 163 \text{ kN} \rightarrow \text{Cumple } \checkmark$$

**Rodamiento C → Rodamiento de rodillos cónicos FAG- 32.214<sup>3</sup>**

Ver Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección.

### Rodamiento D.

Calcularemos la reacción total en el punto D.

$$R_D = \sqrt{(R_{DY})^2 + (R_{DZ})^2} = \sqrt{(28.926)^2 + (67.312)^2} = 73.264 \text{ N}$$

Elegiremos rodamiento de bolas.

$$\frac{F_a}{F_b} = 0 \rightarrow \text{No hay axial (ya comentado antes).}$$

$$1^{\text{o}} \text{ tanteo: } \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot (73.264) + 0 = 73.264 \text{ N} = P$$

$$a \begin{cases} a = 3 \text{ (para rodamientos de bolas)} \\ a = \frac{10}{3} \text{ (para rodamientos de rodillos)} \end{cases}$$

$L = W = 111,88$  millones de vueltas, calculado en el apartado 5.1.7.1 (Engranajes)

$$C = P \sqrt[a]{L} = 73.264 \sqrt[3]{111,88} \approx 353 \text{ kN} \text{ y } \phi_D = 75 \text{ mm} \rightarrow$$

No hay rodamiento rígido de bolas, así que pasamos a seleccionar un rodamiento de rodillos cilíndricos, ver catálogo FAG.

Vuelvo a efectuar la operación ya que mi  $a = 10/3$ .

$$C = P \sqrt[a]{L} = 73.264 \sqrt[\frac{10}{3}]{111,88} \approx 301,66 \text{ kN} \text{ y } \phi_D = 75 \text{ mm} \rightarrow$$

*Selecciono el rodamiento del catálogo FAG*

$$- \text{NJ2315ETVP2} \begin{cases} C = 325 \text{ kN} > 301,66 \text{ kN} \\ C_o = 390 \text{ kN} \end{cases}$$

No hace falta comprobar, porque solo se comprueban cuando tienen carga axial ya que  $\frac{F_a}{F_b} = 0$ . Por lo tanto nuestro rodamiento es:

Rodamiento D → Rodamiento de rodillos cilíndricos FAG- NJ2315ETVP2

Ver Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección.

- **Eje C (Rodamientos E y F):**

Plano XY:



Ilustración 121. Reacciones en los puntos 1 y 4 del eje C, plano XY.

En el punto 1, que llamaremos punto E habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes lo siguiente:

$$R_{EX} = 20.153 \text{ N}$$

$$R_{EY} = 3.570 \text{ N}$$

Y un eje de 90 mm (Datos en 5.1.7.2. reducción de ejes).

$$\phi_E = 90 \text{ mm}$$

En el punto 5, que llamaremos punto F habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes lo siguiente:

$$R_{FY} = 49.550 \text{ N}$$

Y un eje de 85 mm (Datos en 5.1.7.2. reducción de ejes).

$$\phi_F = 85 \text{ mm}$$

#### Plano XZ:

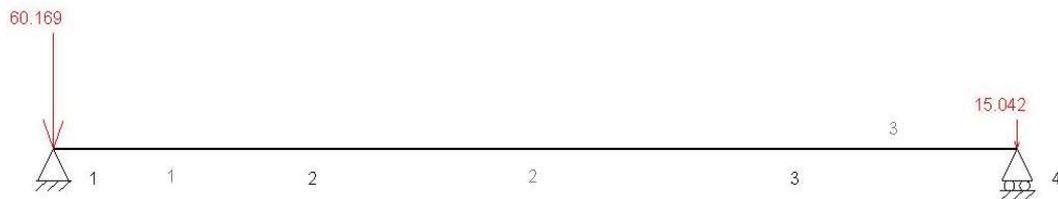


Ilustración 122. Reacciones en los puntos 1 y 4 del eje C, plano XZ.

En el punto 1, que llamaremos punto E habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes lo siguiente:

$$R_{EZ} = -60.169 \text{ N}$$

Y un eje de 90 mm (Datos en 5.1.7.2. reducción de ejes), como ya habíamos dicho en el plano XY.

$$\phi_E = 70 \text{ mm}$$

En el punto 5, que llamaremos punto F habíamos hallado en el apartado 5.1.7.2 ejes lo siguiente:

$$R_{FZ} = -15.042 \text{ N}$$

Y un eje de 85 mm (Datos en 5.1.7.2. reducción de ejes), como ya habíamos dicho en el plano XY.

$$\phi_F = 85 \text{ mm}$$

#### Rodamiento E.

Calcularemos la reacción total en el punto E.

$$R_E = \sqrt{(R_{EY})^2 + (R_{EZ})^2} = \sqrt{(3.570)^2 + (60.169)^2} = 60.275 \text{ N}$$

Elegiremos rodamiento de bolas (por tener axial).

$$\frac{F_a}{F_b} = \frac{20.153}{60.275} = 0,334 \rightarrow e(\text{tablas}) \begin{cases} 0,31 \\ 0,37 \end{cases} \rightarrow \text{elegir entre } \begin{cases} \frac{F_a}{F_b} < e \\ \frac{F_a}{F_b} > e \end{cases}$$

$$1^{\circ} \text{ tanteo: } \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot (60.275) + 0 = 60.275 = P$$

$$a \begin{cases} a = 3 \text{ (para rodamientos de bolas)} \\ a = \frac{10}{3} \text{ (para rodamientos de rodillos)} \end{cases}$$

L=W=22,38 millones de vueltas, calculado en el apartado 5.1.7.1 (Engranajes)

$$C = P \sqrt[3]{L} = 60.275 \sqrt[3]{22,38} = 169,86 \text{ kN} \approx 170 \text{ kN} \text{ y } \phi_E = 90 \text{ mm} \rightarrow$$

Hay rodamiento rígido de bolas así que comprobaremos que cumple las exigencias.

$$\text{Selecciono el rodamiento del catálogo FAG - 6418M} \begin{cases} C = 196 \text{ kN} > 170 \text{ kN} \\ C_o = 163 \text{ kN} \end{cases}$$

Comprobaremos que:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{20.153}{163.000} = 0,1236 \rightarrow e(\text{tablas}) \begin{cases} 0,07 \\ 0,13 \end{cases} \rightarrow \text{interpolación entre } \begin{cases} 0,27 \\ 0,31 \end{cases}$$

$$\frac{0,1236 - 0,07}{0,13 - 0,07} = \frac{e - 0,27}{0,31 - 0,27}$$

$$\boxed{e = 0,3057}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,334 > 0,3057 \rightarrow \text{Interpolación para la } Y \begin{cases} 1,4 \\ 1,6 \end{cases}$$

$$\frac{0,31 - 0,27}{0,3057 - 0,27} = \frac{1,6 - 1,4}{Y - 1,4}$$

$$Y = 1,5785$$

$$2^{\text{o}} \text{ tanteo: } \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,5785 \end{cases} \rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot (60.275) + 1,58 \cdot (20.153) = 65.565 \text{ N} = P$$

$$C = P \sqrt[3]{L} = 65.565 \sqrt[3]{22,38} = 184,77 \text{ kN} < 196 \text{ kN} \rightarrow \text{Cumple } \sqrt[3]{}$$

$$\text{FAG - 6418M} \begin{cases} C = 196 \text{ kN} > 184,77 \text{ kN} \\ C_o = 163 \text{ kN} \end{cases}$$

**Rodamiento F → Rodamiento rígido de bolas FAG- 6418M**

Ver Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección.

### Rodamiento F.

Calcularemos la reacción total en el punto F.

$$R_F = \sqrt{(R_{FY})^2 + (R_{FZ})^2} = \sqrt{(49.550)^2 + (15.042)^2} = 51.782,86 \text{ N}$$

Elegiremos rodamiento de bolas.

$$\frac{F_a}{F_b} = 0 \rightarrow \text{No hay axial (ya comentado antes).}$$

$$1^{\text{o}} \text{ tanteo: } \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot (51.782,86) + 0 = 51.782,86 \text{ N} = P$$

$$a \begin{cases} a = 3 \text{ (para rodamientos de bolas)} \\ a = \frac{10}{3} \text{ (para rodamientos de rodillos)} \end{cases}$$

$L = W = 22,38$  millones de vueltas, calculado en el apartado 5.1.7.1 (Engranajes)

$$C = P \sqrt[3]{L} = 51.782,86 \sqrt[3]{22,38} \approx 145,93 \text{ kN} \text{ y } \phi_F = 85 \text{ mm} \rightarrow$$

$$\text{Selecciono el rodamiento del catálogo FAG - 6417M} \begin{cases} C = 173 \text{ kN} > 145,93 \text{ kN} \\ C_o = 137 \text{ kN} \end{cases}$$

No hace falta comprobar, porque solo se comprueban cuando tienen carga axial ya que  $\frac{F_a}{F_b} = 0$ . Por lo tanto nuestro rodamiento es:

Rodamiento F → Rodamiento rígido de bolas FAG- 6417M

Ver Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección.

#### 5.7.4: Uniones de los engranajes con los ejes.

En este apartado calcularemos las uniones eje- engranajes, presentados en la memoria, en el apartado 5.7.4. subapartado C.

#### C) Cálculo de las chavetas.

##### Eje A - Engranaje 2:

$$M_{EJE-A} = 1.775 N * m.$$

Hay que coger el diámetro del eje, no el del engranaje, no confundir, que es donde vamos a calcular el esfuerzo que soporta para mi chaveta para poder dimensionarla.

$$\varnothing_{EJE-A} = 65 mm$$

El dimensionamiento de la chaveta se compondrá de tres pasos.

$$\left\{ \begin{array}{l} 1^{\circ} \text{ paso: Cálculo de fuerza} \\ 2^{\circ} \text{ paso: Materiales que intervienen} \\ 3^{\circ} \text{ Cálculos para dimensionar} \end{array} \right.$$

Comenzaremos a dimensionar pues ya la chaveta:

1. Cálculo de fuerza:

$$Fuerza = \frac{M_{EJE-A}}{\text{radio}} = \frac{1.775.000}{(65/2)} = 54.000 N$$

2. Materiales que intervienen:

	Material	Límite de rotura (MPa)
Engranaje 2	F-126	1.100
Eje A	SAE 1045	600
Chaveta	Acero C45+C (F-114)	600

Tabla 46. Propiedades de los materiales (Engranaje 2, Eje A y Chaveta).

3. Cálculo para dimensionar (comprobación:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Aplastamiento: Eje - Chaveta} \\ \text{Aplastamiento: Chaveta - Engranaje} \\ \text{Cortadura} \end{array} \right.$

- Aplastamiento: Eje - Chaveta.

Los materiales son igual de débiles asique cogemos cualquiera de ellos que tiene como  $\sigma_R = 600 MPa$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 MPa.$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau^2} = 300 MPa.$$

$$\sigma_x = 300 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{54.000}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 180 \text{ mm}^2 = t_1 * l$$

Para seleccionar nuestra chaveta iremos al catálogo de nuestro fabricante en este caso OPAC y con el diámetro de nuestro eje seleccionaremos nuestra chaveta.

Para un  $\varnothing = 65 \text{ mm}$   $\rightarrow$  tenemos unas dimensiones  $\left( \begin{array}{l} b = 18 \text{ mm} \mid h = 11 \text{ mm} \\ t_1 = 7 \text{ mm} \mid t_2 = 3,4 \text{ mm} \end{array} \right)$

Ahora podremos ya hallar la longitud de mi chaveta que es el único parámetro que falta por determinar.

$$\text{Área} = 180 \text{ mm}^2 = t_1 * l = 7 * l \rightarrow \boxed{l = 25,7 \text{ mm}}$$

- Aplastamiento: Chaveta – Engranaje.

En este caso vemos como el material más débil es la chaveta,  $\sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa}.$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau^2} = 300 \text{ MPa}.$$

$$\sigma_x = 300 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{54.000}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 180 \text{ mm}^2 = t_2 * l$$

Ahora, como hemos hecho antes, podremos hallar la longitud de mi chaveta:

$$\text{Área} = 180 \text{ mm}^2 = t_2 * l = 3,4 * l \rightarrow \boxed{l = 52,94 \text{ mm}}$$

- Cortadura.

En este caso el único material que interviene es la chaveta por lo tanto  $\rightarrow \sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa}.$$

$$\sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau^2} \rightarrow \tau = 173,8 \text{ MPa}.$$

$$\tau = 173,8 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{54.000}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 311,77 \text{ mm}^2 = b * l$$

Ahora, como hemos hecho antes, podremos hallar la longitud de mi chaveta:

$$\text{Área} = 311,77 \text{ mm}^2 = b * l = 18 * l \rightarrow \boxed{l = 17,32 \text{ mm}}$$

Como han salido tres longitudes distintas para el eje A y engranaje 2 cogemos la más larga porque es la más restrictiva y luego tendremos que normalizada con el catálogo por lo tanto quedaría:

$$\text{Longitud chaveta (Eje A – Engranaje 2)} = 52,94 \text{ mm}$$

$$\text{Chaveta (paralela, forma A) final del catálogo} \begin{cases} b = 18 \\ h = 11 \\ l = 55 \end{cases}$$

Ver Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección.

### Eje A - Engranaje 3:

$$M_{EJE-A} = 1.775 \text{ N} * m.$$

Hay que coger el diámetro del eje, no el del engranaje, no confundir, que es donde vamos a calcular el esfuerzo que soporta para mi chaveta para poder dimensionarla, hemos visto según el apartado 5.1.7.2. Ejes, que coincide con el del engranaje 2.

$$\varnothing_{EJE-A} = 65 \text{ mm}$$

El dimensionamiento de la chaveta se compondrá de tres pasos.

$$\begin{cases} 1^{\circ} \text{ paso: Cálculo de fuerza} \\ 2^{\circ} \text{ paso: Materiales que intervienen} \\ 3^{\circ} \text{ Cálculos para dimensionar} \end{cases}$$

Comenzaremos a dimensionar pues ya la chaveta:

1. Cálculo de fuerza:

$$\text{Fuerza} = \frac{M_{EJE-A}}{\text{radio}} = \frac{1.775.000}{(65/2)} = 54.000 \text{ N}$$

2. Materiales que intervienen:

	Material	Límite de rotura (MPa)
Engranaje 3	F-127	1.000
Eje A	SAE 1045	600
Chaveta	Acero C45+C (F-114)	600

Tabla 47. Propiedades de los materiales (Engranaje 3, Eje A y Chaveta).

3. Cálculo para dimensionar (comprobación:  $\begin{cases} \text{Aplastamiento: Eje – Chaveta} \\ \text{Aplastamiento: Chaveta – Engranaje} \\ \text{Cortadura} \end{cases}$ )

- Aplastamiento: Eje – Chaveta.

Los materiales son igual de débiles así que cogemos cualquiera de ellos que tiene como  $\sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_x = 300 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{54.000}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 180 \text{ mm}^2 = t_1 \cdot l$$

Para seleccionar nuestra chaveta iremos al catálogo de nuestro fabricante en este caso OPAC y con el diámetro de nuestro eje seleccionaremos nuestra chaveta.

Para un  $\varnothing = 65 \text{ mm}$   $\rightarrow$  tenemos unas dimensiones  $\left( \begin{array}{l} b = 18 \text{ mm} \\ t_1 = 7 \text{ mm} \end{array} \middle| \begin{array}{l} h = 11 \text{ mm} \\ t_2 = 3,4 \text{ mm} \end{array} \right)$

Ahora podremos ya hallar la longitud de mi chaveta que es el único parámetro que falta por determinar.

$$\text{Área} = 180 \text{ mm}^2 = t_1 \cdot l = 7 \cdot l \rightarrow \boxed{l = 25,7 \text{ mm}}$$

**Comentario:** Al tener el mismo diámetro que el caso anterior es normal que salga lo mismo ya que seleccionaré la misma chaveta y los materiales más débiles son los mismos. A modo de comprobación, lo haremos para la comprobación del aplastamiento Chaveta – Engranaje y para el de cortadura, pero como en el eje B para los engranajes 4 y 5 pasa lo mismo, ya solo lo calcularé una vez, ya que la chaveta seleccionada será la misma con la idéntica longitud.

- Aplastamiento: Chaveta – Engranaje.

En este caso vemos como el material más débil es la chaveta,  $\sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_x = 300 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{54.000}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 180 \text{ mm}^2 = t_2 \cdot l$$

Ahora, como hemos hecho antes, podremos hallar la longitud de mi chaveta:

$$\text{Área} = 180 \text{ mm}^2 = t_2 \cdot l = 3,4 \cdot l \rightarrow \boxed{l = 52,94 \text{ mm}}$$

- Cortadura.

En este caso el único material que interviene es la chaveta por lo tanto  $\rightarrow \sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau^2} \rightarrow \tau = 173,2 \text{ MPa.}$$

$$\tau = 173,2 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{54.000}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 311,77 \text{ mm}^2 = b * l$$

Ahora, como hemos hecho antes, podremos hallar la longitud de mi chaveta:

$$\text{Área} = 311,77 \text{ mm}^2 = b * l = 18 * l \rightarrow \underline{l = 17,32 \text{ mm}}$$

Como hemos dicho en el comentario, era obvio que nos iban a salir las mismas longitudes, asique como hemos solventado antes, han salido tres longitudes distintas para el eje A y engranaje 3 asique cogemos la más larga porque es la más restrictiva y luego tendremos que normalizada con el catálogo por lo tanto quedaría:

$$\text{Longitud chaveta (Eje A – Engranaje 3)} = 52,94 \text{ mm}$$

$$\text{Chaveta (paralela, forma A) final del catálogo} \begin{cases} b = 18 \\ h = 11 \\ l = 55 \end{cases}$$

Ver Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección.

### Eje B – Engranajes 4 y 5:

Como hemos dicho en el comentario al calcular la chaveta del eje A-engranaje 3, calcularemos simultáneamente las chavetas de los engranajes 4 y 5 ya que, al estar situados sobre el mismo eje, con la particularidad de tener el mismo diámetro de eje (por lo tanto, la selección de chaveta será la misma) y, además al hacer los cálculos vemos que el material del engranaje que es lo único que cambia no influye en ellos, solo haremos los cálculos una vez, pero valdrá para ambos casos o chavetas.

$$M_{EJE-B} = 8.775 \text{ N} * \text{m.}$$

Hay que coger el diámetro del eje, no el del engranaje, no confundir, que es donde vamos a calcular el esfuerzo que soporta para mi chaveta para poder dimensionarla.

$$\varnothing_{EJE-A} = 95 \text{ mm}$$

El dimensionamiento de la chaveta se compondrá de tres pasos.

$$\begin{cases} 1^{\circ} \text{ paso: Cálculo de fuerza} \\ 2^{\circ} \text{ paso: Materiales que intervienen} \\ 3^{\circ} \text{ Cálculos para dimensionar} \end{cases}$$

Comenzaremos a dimensionar pues ya la chaveta:

1. Cálculo de fuerza:

$$\text{Fuerza} = \frac{M_{EJE-A}}{\text{radio}} = \frac{8.875.000}{(95/2)} = 186.842 \text{ N}$$

2. Materiales que intervienen:

	Material	Límite de rotura (MPa)
Engranaje 4	F-127	1.000
Eje B	SAE 1045	600
Chaveta	Acero C45+C (F-114)	600

Tabla 48. Propiedades de los materiales (Engranaje 4, Eje B y Chaveta).

	Material	Límite de rotura (MPa)
Engranaje 5	F-125	900
Eje B	SAE 1045	600
Chaveta	Acero C45+C (F-114)	600

Tabla 49. Propiedades de los materiales (Engranaje 5, Eje B y Chaveta).

3. Cálculo para dimensionar (comprobación:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Aplastamiento: Eje - Chaveta} \\ \text{Aplastamiento: Chaveta - Engranaje} \\ \text{Cortadura} \end{array} \right.$

- Aplastamiento: Eje –Chaveta.

Los materiales son igual de débiles así que cogemos cualquiera de ellos que tiene como  $\sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_x = 300 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{186.842}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 622,8 \text{ mm}^2 = t_1 \cdot l$$

Para seleccionar nuestra chaveta iremos al catálogo de nuestro fabricante en este caso OPAC y con el diámetro de nuestro eje seleccionaremos nuestra chaveta.

Para un  $\varnothing = 95 \text{ mm} \rightarrow$  tenemos unas dimensiones  $\left( \begin{array}{l} b = 25 \text{ mm} \mid h = 14 \text{ mm} \\ t_1 = 9 \text{ mm} \mid t_2 = 4,4 \text{ mm} \end{array} \right)$

Ahora podremos ya hallar la longitud de mi chaveta que es el único parámetro que falta por determinar.

$$\text{Área} = 622,8 \text{ mm}^2 = t_1 \cdot l = 9 \cdot l \rightarrow \boxed{l = 69,2 \text{ mm.}}$$

- Aplastamiento: Chaveta – Engranaje.

En este caso vemos como el material más débil es la chaveta,  $\sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau^2} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_x = 300 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{186.842}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 622,8 \text{ mm}^2 = t_2 * l$$

Ahora, como hemos hecho antes, podremos hallar la longitud de mi chaveta:

$$\text{Área} = 622,8 \text{ mm}^2 = t_2 * l = 4,4 * l \rightarrow \boxed{l = 141,5 \text{ mm.}}$$

- Cortadura.

En este caso el único material que interviene es la chaveta por lo tanto  $\rightarrow \sigma_R = 600 \text{ MPa.}$

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau^2} \rightarrow \tau = 173,2 \text{ MPa.}$$

$$\tau = 173,2 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{186.842}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 1079 \text{ mm}^2 = b * l$$

Ahora, como hemos hecho antes, podremos hallar la longitud de mi chaveta:

$$\text{Área} = 1079 \text{ mm}^2 = b * l = 25 * l \rightarrow \boxed{l = 43,15 \text{ mm.}}$$

Como han salido tres longitudes distintas para el eje B y engranaje 4 y 5 cogeremos la más larga porque es la más restrictiva y luego tendremos que normalizada con el catálogo por lo tanto quedaría:

*Longitud chaveta (Eje B – Engranajes 4 y 5) = 141,5 mm*

*Chaveta (paralela, forma A) final del catálogo*  $\begin{cases} b = 25 \\ h = 14 \\ l = 150 \end{cases}$

Ver Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección.

### Eje C - Engranaje 6:

$$M_{EJE-A} = 35.500 \text{ N} * m.$$

Hay que coger el diámetro del eje, no el del engranaje, no confundir, que es donde vamos a calcular el esfuerzo que soporta para mi chaveta para poder dimensionarla, según hemos visto según el apartado 5.1.7.2. Ejes, nuestro diámetro del eje C es:

$$\phi_{EJE} = 155 \text{ mm}$$

El dimensionamiento de la chaveta se compondrá de tres pasos.

$$\left\{ \begin{array}{l} 1^{\circ} \text{ paso: Cálculo de fuerza} \\ 2^{\circ} \text{ paso: Materiales que intervienen} \\ 3^{\circ} \text{ Cálculos para dimensionar} \end{array} \right.$$

Comenzaremos a dimensionar pues ya la chaveta:

1. Cálculo de fuerza:

$$\text{Fuerza} = \frac{M_{EJE-}}{\text{radio}} = \frac{35.500.000}{(155/2)} = 458.064 \text{ N}$$

2. Materiales que intervienen:

	Material	Límite de rotura (MPa)
Engranaje 6	F-125	900
Eje C	SAE 1045	600
Chaveta	Aceros C45+C (F-114)	600

Tabla 50. Propiedades de los materiales (Engranaje 6, Eje C y Chaveta).

3. Cálculo para dimensionar (comprobación:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Aplastamiento: Eje - Chaveta} \\ \text{Aplastamiento: Chaveta - Engranaje} \\ \text{Cortadura} \end{array} \right.$ )
  - Aplastamiento: Eje - Chaveta.

Los materiales son igual de débiles así que cogemos cualquiera de ellos que tiene como  $\sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_x = 300 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{458.064}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 1.527 \text{ mm}^2 = t_1 \cdot l$$

Para seleccionar nuestra chaveta iremos al catálogo de nuestro fabricante en este caso OPAC y con el diámetro de nuestro eje seleccionaremos nuestra chaveta.

Para un  $\phi = 155 \text{ mm} \rightarrow$  tenemos unas dimensiones  $\left( \begin{array}{l} b = 40 \text{ mm} \mid h = 22 \text{ mm} \\ t_1 = 13 \text{ mm} \mid t_2 = 8,1 \text{ mm} \end{array} \right)$

Ahora podremos ya hallar la longitud de mi chaveta que es el único parámetro que falta por determinar.

$$\text{Área} = 1.527 \text{ mm}^2 = t_1 \cdot l = 13 \cdot l \rightarrow \boxed{l = 117,45 \text{ mm.}}$$

- Aplastamiento: Chaveta - Engranaje.

En este caso vemos como el material más débil es la chaveta,  $\sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau^2} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_x = 300 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{458.064}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 1.527 \text{ mm}^2 = t_2 * l$$

Ahora, como hemos hecho antes, podremos hallar la longitud de mi chaveta:

$$\text{Área} = 1.527 \text{ mm}^2 = t_2 * l = 8,1 * l \rightarrow \boxed{l = 188,52 \text{ mm}}$$

- Cortadura.

En este caso el único material que interviene es la chaveta por lo tanto  $\rightarrow \sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .

Aplicando Von Mises como hemos ido haciendo hasta ahora.

$$C.S. = 2 = \frac{\sigma_R}{\sigma_{equivalente}} = \frac{600}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = 300 \text{ MPa} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau^2} \rightarrow \tau = 173,2 \text{ MPa.}$$

$$\tau = 173,2 \text{ MPa} = \frac{F}{\text{Área}} = \frac{458.064}{\text{Área}} \rightarrow \text{Área} = 2644,7 \text{ mm}^2 = b * l$$

Ahora, como hemos hecho antes, podremos hallar la longitud de mi chaveta:

$$\text{Área} = 2644,7 \text{ mm}^2 = b * l = 40 * l \rightarrow \boxed{l = 66,12 \text{ mm}}$$

Como han salido tres longitudes distintas para el eje C y engranaje 6 cogemos la más larga porque es la más restrictiva y luego tendremos que normalizada con el catálogo por lo tanto quedaría:

$$\text{Longitud chaveta (Eje C – Engranaje 6)} = 188,52 \text{ mm}$$

$$\text{Chaveta (paralela, forma A) final del catálogo} \begin{cases} b = 40 \\ h = 22 \\ l = 200 \end{cases}$$

Ver Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección.

Para realizar la **unión eje con el tambor** veremos una unión llamada **acople de barrilete** que es diferente a las chavetas calculados anteriormente. (**Apartado 5.5.3.6, ya calculado antes**).

### 5.7.B. Motor:

#### 2º Parte. Cálculo del tiempo de respuesta:

En este apartado comprobaremos que el tiempo de arranque que calculemos tiene que ser menor que el tiempo de arranque del motor seleccionado.

Por lo tanto, con los datos que tenemos podemos ya calcular que:

$$M_m = M_{arranque} = \frac{M_{u,eje\ motor} + M_i}{\eta}$$

De la selección de motor hemos obtenido que: 
$$\begin{cases} \eta = 0,946 \\ M_{arranque} = 887,5\ Nm \\ M_{u,eje\ motor} = 162,92\ Nm. \end{cases}$$

Por lo tanto podemos hallar  $M_i = 676,65\ Nm$ , que ahora ya no es 0, como en el apartado 1.

En el apartado 5.7.b.2, he calculado las inercias, pero he puesto este paso antes para que todo el cálculo del motor este junto (1º parte y 2º parte).

Habiendo calculado pues: 
$$\begin{cases} I_{eje\ motor} = 1,04\ Kgm^2. \\ I_{Total\ eje\ A} = 6,676\ Kgm^2 \\ I_{Total\ eje\ B} = 24,76\ Kgm^2 \\ I_{Total\ eje\ C} = 92,83\ Kgm^2 \end{cases}$$

Y que las relaciones de transmisión eran: 
$$\begin{cases} i_{mA} = 5 \\ i_{AB} = 5 \\ i_{BC} = 4 \end{cases}$$

Podremos calcular la inercia total en el eje motor:

$$\begin{aligned} I_{Total\ Eje\ Motor} &= I_{Eje\ motor} + I_{Total\ Eje\ A} + I_{Total\ Eje\ B} + I_{Total\ Eje\ C} \\ &= 1,04 + \frac{6,676}{5^2} + \frac{24,76}{(5 * 5)^2} + \frac{92,83}{(5 * 5 * 4)^2} = 1,356\ Kgm^2. \end{aligned}$$

Ahora ya podemos calcular  $\alpha$ .

$$M_i = I * \alpha \rightarrow \alpha = \frac{M_i}{I_t} = \frac{676,65}{1,356} = 498,9 \frac{rad}{s^2}.$$

Cuanto será el  $t_{arranque}$ :

$$w_N = \alpha * t_{arranque} \rightarrow t_{arranque} = \frac{1480 \frac{rev}{min} * \frac{2 * \pi\ rad}{60\ s/min}}{498,9 \frac{rad}{s^2}} = 0,31\ segundos.$$

En la tabla siguiente (Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección), vemos el tiempo máximo de arranque de nuestro motor, por lo tanto, vemos que:

$$t_{arranque}(0,31\ s) < t_{arranque,motor}(15\ s).$$

Entonces el motor seleccionado cumple con las especificaciones y es el adecuado.

### 5.7.B.1 Cálculo de pesos del reductor:

Estos cálculos de pesos del reductor nos valdrán posteriormente para hallar el cálculo de inercias (5.7.B.2) y para hallar la estructura del carro (6. Estructura).

#### Eje motor:

El eje motor se componía de los siguientes componentes.

Peso del engranaje 1:

$$V_{engranaje\ 1} = A * b = \pi * \left(\frac{D_{p1}}{2}\right)^2 * b = \pi * \left(\frac{94,2}{2}\right)^2 * 175 = 1,22 * 10^6 mm^3 \\ = 1,22 * 10^{-3} m^3.$$

$$m_{engranaje\ 1} = \rho * V_{engranaje\ 1} = 7850 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 1,22 * 10^{-3} (m^3) = 9,57 Kg.$$

Peso del eje motor:

$$V_{eje\ motor} = A * l = \pi * \left(\frac{D_{eje\ motor}}{2}\right)^2 * l = \pi * \left(\frac{50}{2}\right)^2 * 500 = 9,82 * 10^5 mm^3 \\ = 9,82 * 10^{-4} m^3.$$

$$m_{eje\ motor} = \rho * V_{eje\ motor} = 7850 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 9,82 * 10^{-4} (m^3) = 7,71 Kg.$$

Suma de los pesos de los componentes de este eje:

Suma pesos eje motor = Peso engranaje 1 + Peso eje motor = 9,57 + 7,71 = 17,27 Kg.

#### Eje A:

El eje A se componía de los siguientes componentes.

Peso del engranaje 2:

$$V_{engranaje\ 2} = A * b = \pi * \left(\frac{D_{p2}}{2}\right)^2 * b = \pi * \left(\frac{471}{2}\right)^2 * 175 = 30,49 * 10^6 mm^3 \\ = 0,0305 m^3.$$

$$m_{engranaje\ 2} = \rho * V_{engranaje\ 2} = 7850 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 0,0305 (m^3) = 239 Kg.$$

Peso del engranaje 3:

$$V_{engranaje\ 3} = A * b = \pi * \left(\frac{D_{p3}}{2}\right)^2 * b = \pi * \left(\frac{130,4}{2}\right)^2 * 175 = 2,337 * 10^6 mm^3 \\ = 2,337 * 10^{-3} m^3.$$

$$m_{engranaje\ 3} = \rho * V_{engranaje\ 3} = 7850 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 2,337 * 10^{-3} (m^3) = 18,346 Kg.$$

Peso del eje A:

$$V_{eje A} = A * l = \pi * \left(\frac{D_{eje A}}{2}\right)^2 * l = \pi * \left(\frac{65}{2}\right)^2 * 500 = 1,66 * 10^6 mm^3 = 1,66 * 10^{-3} m^3.$$

$$m_{eje A} = \rho * V_{eje A} = 7850 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 1,66 * 10^{-3} (m^3) = 13,031 Kg.$$

Suma de los pesos de los componentes de este eje:

Suma pesos eje A = Peso engranaje 2 + Peso engranaje 3 + Peso eje A = 239 + 18,346 + 13,031 = 270,38 Kg.

Eje B:

El eje B se componía de los siguientes componentes.

Peso del engranaje 4:

$$V_{engranaje 4} = A * b = \pi * \left(\frac{D_{p4}}{2}\right)^2 * b = \pi * \left(\frac{652}{2}\right)^2 * 175 = 58,42 * 10^6 mm^3 = 0,058 m^3.$$

$$m_{engranaje 4} = \rho * V_{engranaje 4} = 7850 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 0,058 (m^3) = 458,66 Kg.$$

Peso del engranaje 5:

$$V_{engranaje 5} = A * b = \pi * \left(\frac{D_{p5}}{2}\right)^2 * b = \pi * \left(\frac{236,04}{2}\right)^2 * 150 = 6,56 * 10^6 mm^3 = 6,56 * 10^{-3} m^3.$$

$$m_{engranaje 5} = \rho * V_{engranaje 5} = 7850 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 6,56 * 10^{-3} (m^3) = 51,49 Kg.$$

Peso del eje B:

$$V_{eje B} = A * l = \pi * \left(\frac{D_{eje B}}{2}\right)^2 * l = \pi * \left(\frac{95}{2}\right)^2 * 500 = 3,54 * 10^6 mm^3 = 3,54 * 10^{-3} m^3.$$

$$m_{eje B} = \rho * V_{eje motor} = 7850 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 3,54 * 10^{-3} (m^3) = 27,82 Kg.$$

Suma de los pesos de los componentes de este eje:

Suma pesos eje B = Peso engranaje 4 + Peso engranaje 5 + Peso eje B = 458,66 + 51,49 + 27,82 = 537,97 Kg.

Eje C:

El eje C se componía de los siguientes componentes.

Peso del engranaje 6:

$$V_{engranaje\ 6} = A * b = \pi * \left(\frac{D_{p6}}{2}\right)^2 * b = \pi * \left(\frac{944}{2}\right)^2 * 150 = 104,98 * 10^6 mm^3 \\ = 0,105 m^3.$$

$$m_{engranaje\ 6} = \rho * V_{engranaje\ 6} = 7850 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 0,105 (m^3) = 824,13 Kg.$$

Peso del eje C:

$$V_{eje\ C} = A * l = \pi * \left(\frac{D_{eje\ C}}{2}\right)^2 * l = \pi * \left(\frac{155}{2}\right)^2 * 1500 = 28,30 * 10^6 mm^3 = 0,0283 m^3.$$

$$m_{eje\ C} = \rho * V_{eje\ motor} = 7850 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * 0,0283 (m^3) = 222,18 Kg.$$

Peso del tambor:

Ya calculado antes, cuando calculamos los parámetros del tambor.

$$m_{tambor} = 18,318 Kg.$$

Suma de los pesos de los componentes de este eje:

Suma pesos eje motor = Peso engranaje 6 + Peso eje C + Peso del tambor = 824,13 + 222,18 + 18,318 = 1064,63 Kg.

### 5.7.B.2 Cálculo de inercias:

Este cálculo lo realizamos porque luego nos servirá para hacer la comprobación de la selección del motor (5.7.B) y para calcular el freno (5.8).

Calcularemos las inercias por ejes como hemos hecho como con los pesos.

#### Eje motor:

$$I_{motor(catálogo)} = 1,0236 \text{ Kgm}^2.$$

$$I_{Engranaje 1} = \frac{1}{2} * m * \left(\frac{D_{p1}}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} * (9,57) \left(\frac{94,2 * 10^{-3}}{2}\right)^2 = 0,0106 \text{ Kgm}^2.$$

$$I_{eje motor} = \frac{1}{2} * m * \left(\frac{D_{ejemotor}}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} * (7,71) \left(\frac{50}{2}\right)^2 = 2,41 * 10^{-3} \text{ Kgm}^2.$$

Suma de las inercias de los componentes de este eje:

$$\text{Suma inercias eje motor} = I_{motor(catálogo)} + I_{Engranaje 1} + I_{eje motor} = 1,0236 + 0,0106 + 2,41 * 10^{-3} = 1,04 \text{ Kgm}^2.$$

#### Eje A:

$$I_{Engranaje 2} = \frac{1}{2} * m * \left(\frac{D_{p2}}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} * (239) \left(\frac{471 * 10^{-3}}{2}\right)^2 = 6,63 \text{ Kgm}^2.$$

$$I_{Engranaje 3} = \frac{1}{2} * m * \left(\frac{D_{p3}}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} * (18,346) \left(\frac{130,4 * 10^{-3}}{2}\right)^2 = 0,039 \text{ Kgm}^2.$$

$$I_{eje A} = \frac{1}{2} * m * \left(\frac{D_{ejeA}}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} * (13,031) \left(\frac{65 * 10^{-3}}{2}\right)^2 = 0,0069 \text{ Kgm}^2.$$

Suma de las inercias de los componentes de este eje:

$$\text{Suma inercias eje motor} = I_{Engranaje 2} + I_{Engranaje 3} + I_{eje A} = 6,63 + 0,039 + 0,0069 = 6,676 \text{ Kgm}^2.$$

#### Eje B:

$$I_{Engranaje 4} = \frac{1}{2} * m * \left(\frac{D_{p4}}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} * (458,66) \left(\frac{652 * 10^{-3}}{2}\right)^2 = 24,37 \text{ Kgm}^2.$$

$$I_{Engranaje 5} = \frac{1}{2} * m * \left(\frac{D_{p5}}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} * (51,49) \left(\frac{236,04 * 10^{-3}}{2}\right)^2 = 0,359 \text{ Kgm}^2.$$

$$I_{eje\ b} = \frac{1}{2} * m * \left(\frac{D_{ejeB}}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} * (27,82) \left(\frac{95 * 10^{-3}}{2}\right)^2 = 0,031\ Kgm^2.$$

Suma de las inercias de los componentes de este eje:

$$\text{Suma inercias eje motor} = I_{Engranaje\ 4} + I_{Engranaje\ 5} + I_{eje\ B} = 24,37 + 0,359 + 0,031 = 24,76\ Kgm^2.$$

Eje C:

$$I_{Engranaje\ 6} = \frac{1}{2} * m * \left(\frac{D_{p6}}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} * (824,13) \left(\frac{944 * 10^{-3}}{2}\right)^2 = 91,80\ Kgm^2.$$

$$I_{Tambor} = \frac{1}{2} * m * \left(\frac{D_{ext}}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} * (18,318) \left(\frac{400 * 10^{-3}}{2}\right)^2 = 0,366\ Kgm^2.$$

$$I_{eje\ C} = \frac{1}{2} * m * \left(\frac{D_{ejeC}}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} * (222,18) \left(\frac{155 * 10^{-3}}{2}\right)^2 = 0,667\ Kgm^2.$$

Suma de las inercias de los componentes de este eje:

$$\text{Suma inercias eje motor} = I_{Engranaje\ 6} + I_{Tambor} + I_{eje\ C} = 91,80 + 0,366 + 0,667 = 92,83\ Kgm^2.$$

## 5.8. Freno:

En este apartado calcularemos el freno presentados en la memoria, en el apartado 5.8.3.

### 5.8.3. Cálculo y selección de freno.

Una vez que ya hemos comprobado que el motor seleccionado es el correcto ya podemos calcular el freno.

$$W_{freno} = \sum E_c + \sum E_p$$

$$W_{freno} = T_{freno} * \theta_{freno}$$

Empezaremos hallando la Energía cinética.

$$\sum E_c = \left(\frac{1}{2} I_{EjeMotor.Total} * w_{motor}^2\right) + \left(\frac{1}{2} I_{EjeA.Total} * w_{EjeA}^2\right) + \left(\frac{1}{2} I_{EjeB.Total} * w_{EjeB}^2\right) + \left(\frac{1}{2} I_{EjeC.Total} * w_{EjeC}^2\right) + \left(\frac{1}{2} m_{carga} * v_{carga}^2\right).$$

Recordemos las siguientes velocidades e inercias.

Eje	w (rev/min)	w (rad/s)	I (kgm2)
Motor	1480	154,98	1,04
A	296	30,99	6,676
B	59	6,18	24,76
C	14,8	1,55	92,83

Tabla 51. Velocidades e inercias en los ejes.

También necesitaremos el valor de la carga a elevar que será de nuestra masa máxima = 16.000 Kg más el peso de nuestro aparejo que era de 235 Kg, por lo tanto el peso total será de  $m_{carga} = 16.235 \text{ Kg}$  y la velocidad de subida de la carga que recordamos que era de  $v_{carga} = 4,65 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0,0775 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ .

$$\sum E_c = \left(\frac{1}{2} * (1,04) * (154,98)^2\right) + \left(\frac{1}{2} * (6,676) * (30,99)^2\right) + \left(\frac{1}{2} * (24,76) * (6,18)^2\right) + \left(\frac{1}{2} * (92,83) * (1,55)^2\right) + \left(\frac{1}{2} * (16.235) * (0,0775)^2\right) = 13.606,38 \text{ J.}$$

Seguiremos calculando la Energía potencial.

$$\sum E_p = mgh = (16.235)(9,81)h.$$

Suponiendo un tiempo de frenado ( $t_f = 0,2 \text{ s}$ ).

Con las fórmulas de MRU y MRUA hallaremos h.

$$v_f = v_0 + a * t;$$

$$0 = 0,0775 + a * 0,2. \rightarrow a = 0,3875 \frac{m}{s^2}$$

$$x_f = x_o + v_o * t + \frac{1}{2} * a * t^2;$$

$$x_f = 0,0775(0,2) + \frac{1}{2} * (-0,3875)(0,2^2) = 0,0075m = h.$$

$$\sum E_p = mgh = (16.235)(9,81)(0,00775) = 1.234,3 J.$$

Por lo tanto, la potencia de frenado es:

$$W_{freno} = \sum E_c + \sum E_p = 14.840,68 J.$$

Ahora calcularemos el ángulo girado por el freno  $\theta_f$ , como antes el  $t_f = 0,2 (s)$ .

$$w_f = w_o + \alpha * t;$$

$$0 = 154,98 + \alpha * (0,2); \rightarrow \alpha = -774,9 \frac{rad}{s^2};$$

$$\theta_f = \theta_o + w_o * t + \frac{1}{2} * \alpha * t^2 = 0 + (154,98)(0,2) + \frac{1}{2} (-774,9)(0,2)^2 = 15,498 rad.$$

$$W_{freno} = T_{freno} * \theta_{frenado}$$

$$T_{freno} = \frac{W_{freno}}{\theta_{frenado}} = \frac{14.840,68}{15,498} = 934,358 N * m$$

Seleccionaré del catálogo de Vulkan de frenos de zapata externa. El freno de fesa 16 que pesa 190 kg.

## 6. Estructura del carro.

### 6.1. Medidas finales para nuestro carro:

Anteriormente dijimos que nuestro carro iba a tener unas medidas de 1.500 mm de ancho por 2.500 mm de largo aproximadamente, pero para lo que pasa es que una vez calculados todos los componentes tenemos que ver si esto realmente se cumple o no, así pues.

1º) Para diseñar el carro a lo ancho (es decir para el cálculo de los travesaños) hay que ver el ancho que tiene y el máximo ancho lo determina el eje C con 1.500 mm.

2º) Para diseñar el carro a lo largo (es decir para el cálculo de los largueros), que anteriormente la habíamos definido con una longitud de 2.500 mm, sumaremos la mitad de los diámetros primitivos de la figura y esto nos dará la distancia desde el eje motor hasta el eje C o eje del tambor. Esto explicado físicamente se entenderá mejor con la siguiente figura.

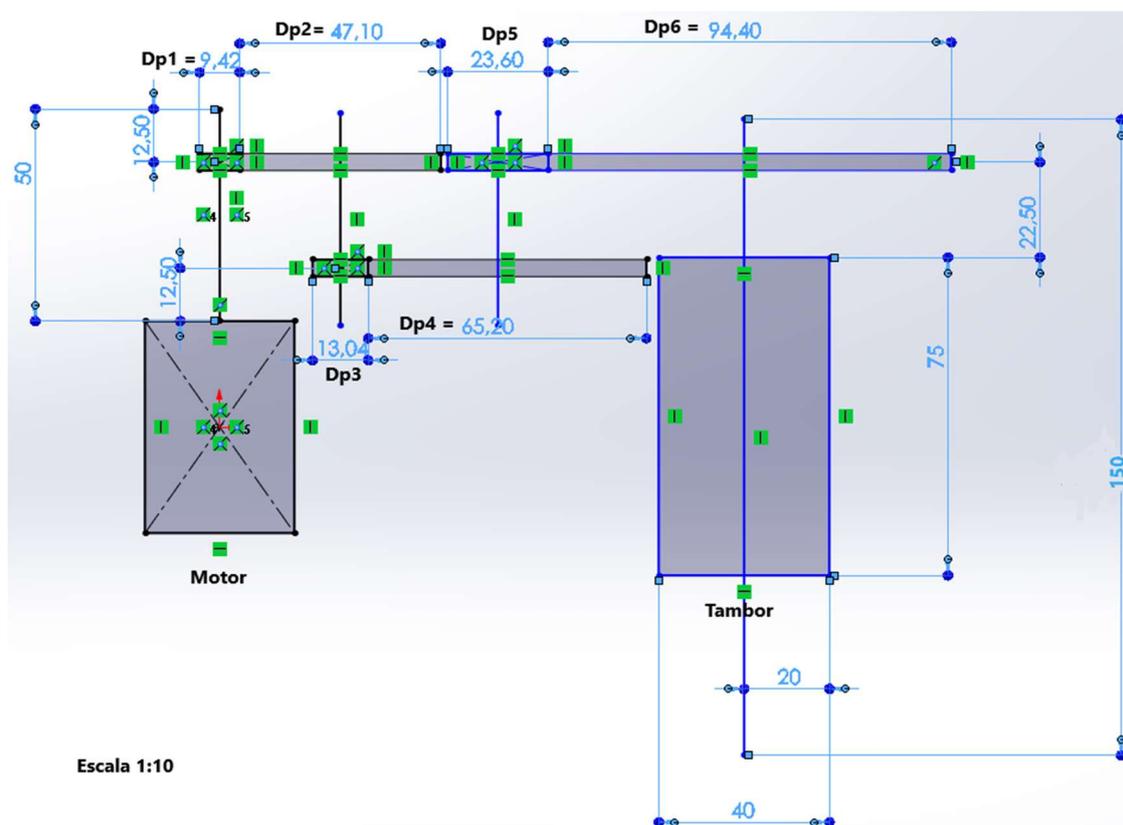


Ilustración 123. Dimensiones de los componentes de nuestro sistema de elevación.

Medidas de los engranajes					
Dp1	94,2	Dp3	130,4	Dp5	236,04
Dp2	471	Dp4	652	Dp6	944

(Medidas de los engranajes /2)					
(Dp1/2)	47,1	(Dp3/2)	65,2	(Dp5/2)	118,02
(Dp2/2)	235,5	(Dp4/2)	326	(Dp6/2)	472
				Suma	1265

Y sus medidas finales, en milímetros serán:

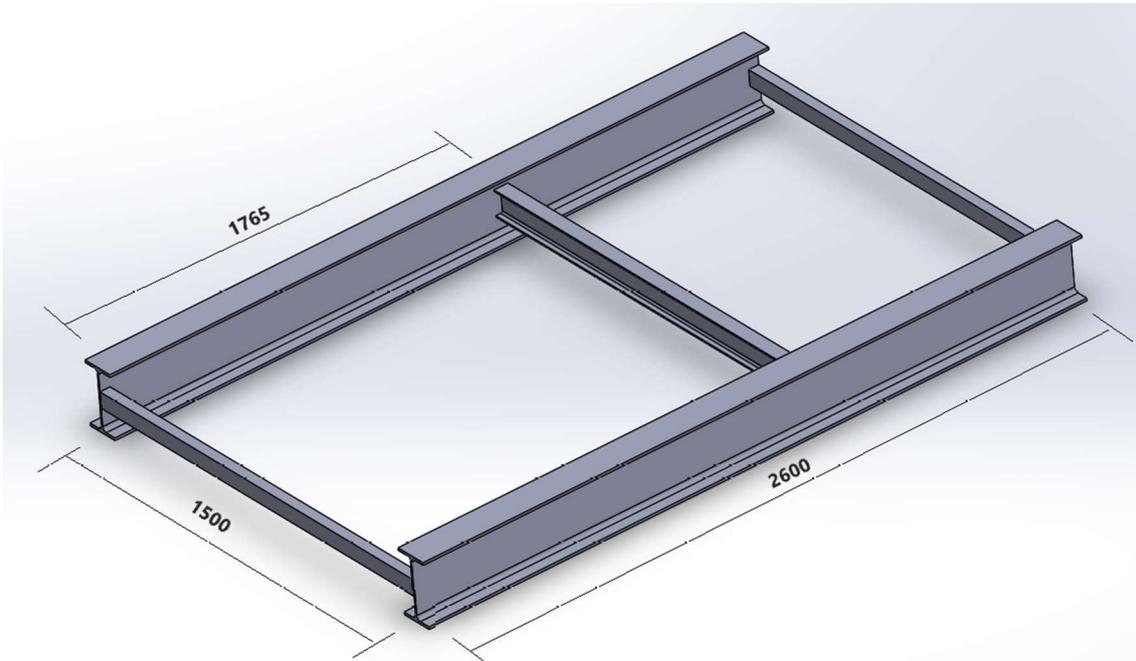


Ilustración 124. Dimensiones finales de nuestro carro.

El eje C que contiene al tambor apoyará sobre los largueros y está a 1.265 mm del travesaño de la izquierda y como luego nuestro tambor tiene 400 mm de diámetro, hemos dejado un margen de 100 mm (por razones de montaje y/o mantenimiento), es decir 500 mm en total y ahí tenemos a 1765 mm nuestro travesaño 2 que estará nuestra polea de compensación (que tendrá la mitad de la carga como hemos explicado antes), y por último nuestro travesaño 3, que lleva ese nombre para diferenciarlo del travesaño 1 (aunque son idénticos), ya que el travesaño 1 contiene la carga del motor y del freno y el travesaño 3 no contiene nada.

Para resumir las medidas finales (en función de nuestros componentes), diremos que:

- Del travesaño 1 hasta el eje C o eje tambor, serían 1.265 mm.
- Del eje C hasta el travesaño 2, serían 500 mm.
- Y por último de nuestro travesaño 2 a nuestro travesaño 3, serían de 835 mm.

- Por lo tanto, la longitud de nuestros largueros es de: 2.600 mm.
- Y la longitud de nuestros travesaños de: 1.500 mm.

## 6.2. Cálculos y dimensiones de nuestros perfiles estructurales:

Una vez vista la estructura final de carro, a continuación, calcularemos las dimensiones de:

- Travesaños 1 y 3.
- Travesaño 2.
- Largueros.

En todos ellos, justificaremos el perfil seleccionado y comprobaremos su validez.

### 6.2.1. Travesaños 1 y 3:

Habiendo visto antes los pesos del motor y del freno (529kg y 190kg respectivamente), dimensionaremos nuestro primer travesaño que tendrá como hemos dicho antes una distancia de 1500mm, supondremos una viga biempotrada, ya que la idea es soldarla a los extremos a una viga IPE, como veremos en la imagen en el apartado 6.3.1. de soldaduras de travesaños 1 y 3 con los largueros. Nuestro travesaño 3 no contiene ningún peso, pero por homogeneidad pondremos el mismo perfil que calculemos ahora en este apartado.

Elegiremos un perfil rectangular hueco ya que la carga a soportar no es muy alta y como vimos en diseño de máquinas sabemos que el módulo resistente no es tan alto como en un perfil IPE, ver siguiente imagen explicativa, por lo tanto, como el momento no es tan alto podemos seleccionar este tipo de perfil. En la siguiente imagen, vemos como aumentar el módulo resistente en función del perfil elegido. (*Anexo IV: Tablas utilizadas, 6.2.1 Travesaños 1 y 3*).

Entonces, veremos el peso de nuestro travesaño: Motor (529kg) + Freno (190kg) = 719 kg.

Calcularemos la carga distribuida:

$$q = \frac{\text{Carga} * 9,81}{\text{Longitud}} = \frac{719 \text{ (kg)} * 9,81 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}{1500 \text{ (mm)}} = 4,702 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

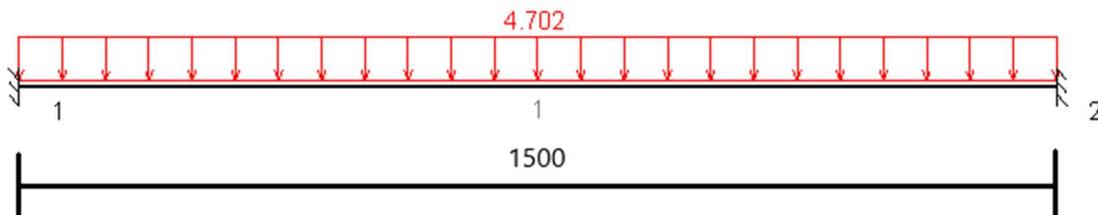


Ilustración 125. Cargas de nuestros travesaños 1 y 3.

Viendo los prontuarios de la asignatura de diseño de máquinas sabemos que:

$$M_A = \frac{q * L^2}{12} = \frac{4,702 * (1500)^2}{12} = 8,81 * 10^5 \text{ Nmm.}$$

$$M_A = -M_B$$

Haciendo sumatorio de fuerzas y momentos calcularemos las reacciones.

$$\sum F_y = 0; R_A + R_B - qL = 0;$$

$$\sum M_z^B = 0; M_A - R_A L + \left( q \frac{L^2}{2} \right) - M_B = 0;$$

$$\sum M_z^B = 0; 8,81 * 10^{-5} - R_A L + \left( q \frac{1500^2}{2} \right) - 8,81 * 10^{-5} = 0;$$

$$R_A = R_B = 3526,5 N.$$

Vamos al programa MEFI, usado anteriormente y sacaremos los diagramas de esfuerzos (cortantes y flectores, respectivamente).

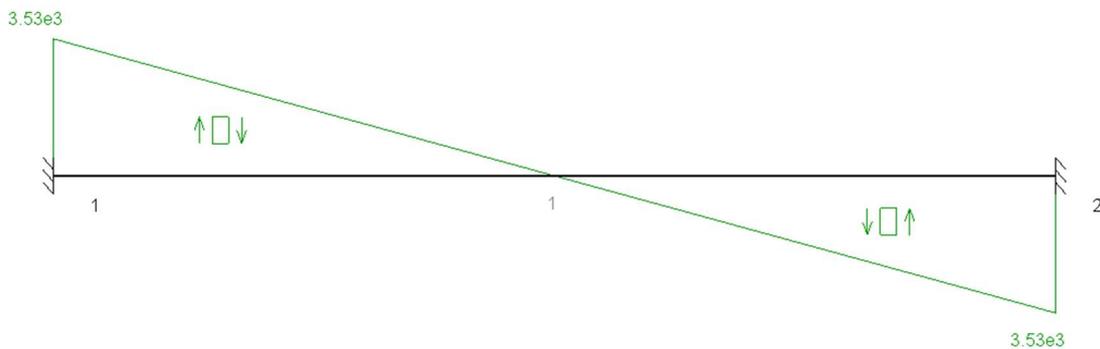


Ilustración 126. Diagrama de cortantes de los travesaños 1 y 3.

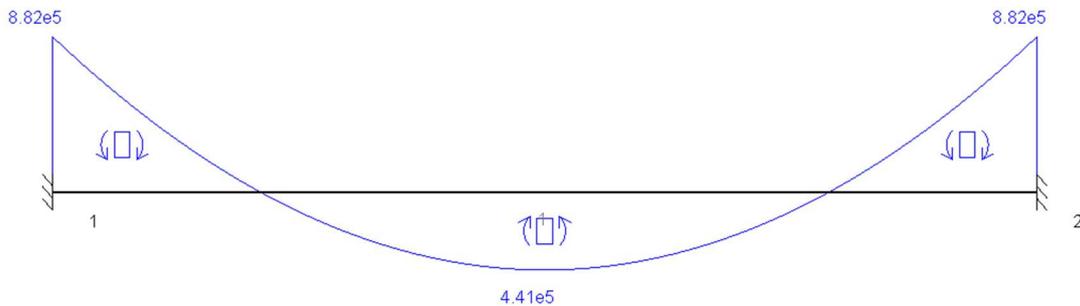


Ilustración 127. Diagrama de momentos flectores de los travesaños 1 y 3.

Vemos en estos diagramas que la peor sección (es decir la más solicitada), es la de los extremos (empotramientos), puntos A y B, por lo tanto con nuestro C.S=3 y nuestro límite de fluencia de 440MPa ( $\sigma_F = 440 MPa$ ), calcularemos mediante Von Mises, nuestra  $\sigma_{equivalente}$  Y posteriormente nuestro módulo resistente.

$$C.S. = 3 = \frac{440}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 146,67 MPa = \frac{M}{W_f} = \frac{881.000}{W_f}$$

$$W_f = 6.006,7 mm^3 = 6,007 cm^3$$

Vamos al catálogo de secciones de perfil rectangular hueco y seleccionamos el **perfil rectangular hueco de 60X40X3**. (Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección, 6.2.1 Travesaños 1 y 3).

### 6.2.2. Travesaño 2 (Polea de compensación):

Ahora será el turno de nuestro travesaño 2, habiendo visto antes que la polea de compensación tenía dos cables cada uno que soportaba 40.731 N, dimensionaremos nuestro segundo travesaño que tendrá como el hallado antes una distancia de 1.500 mm, supondremos una viga biempotrada, ya que la idea es soldarla a los extremos a una viga IPE.

Elegiremos un perfil IPE ya que la carga a soportar es más alta y como vimos en diseño de máquinas sabemos que el módulo resistente es más alto que en un perfil rectangular hueco y nos ayudará a tener un momento mayor como veremos que saldrá, ver siguiente imagen explicativa. (Anexo IV: Tablas utilizadas, 6.2.2 Travesaño 2).

El peso de nuestro travesaño consistirá en una carga puntual de: 40.731 (N) + 40.731 (N) = 81.462 (N), como veremos en el dibujo a continuación en el MEFI, para seleccionar el perfil estructural haremos exactamente lo mismo que en el apartado del perfil rectangular hueco: hallaremos los esfuerzos, veremos la peor sección y calcularemos el módulo resistente mediante Von Mises.

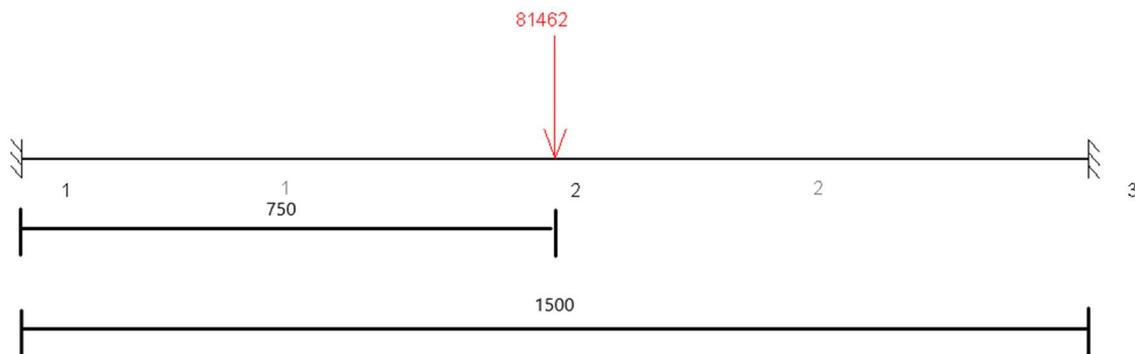


Ilustración 128. Cargas de nuestro travesaño 2

Viendo los prontuarios de la asignatura de diseño de máquinas sabemos que:

$$M_A = \frac{P * (\frac{L}{2})^3}{L^2} = \frac{P * L}{8}$$

$$M_A = \frac{P * L}{8} = \frac{81.462 (N) * 1500 (mm)}{8} = 15,27 * 10^6 Nmm.$$

$$M_B = -\frac{P * L}{8}$$

Haciendo sumatorio de fuerzas y momentos calcularemos las reacciones.

$$\sum F_y = 0; R_A + R_B - q = 0;$$

$$\sum F_y = 0; R_A + R_B - 81.462 = 0;$$

$$\sum M_z^B = 0; M_A - R_A L + \left(81.462 * \frac{L}{2}\right) - M_B = 0;$$

$$R_A = R_B = 40.731 \text{ N.}$$

Vamos al programa MEFI, usado anteriormente y sacaremos los diagramas de esfuerzos (cortantes y flectores respectivamente).

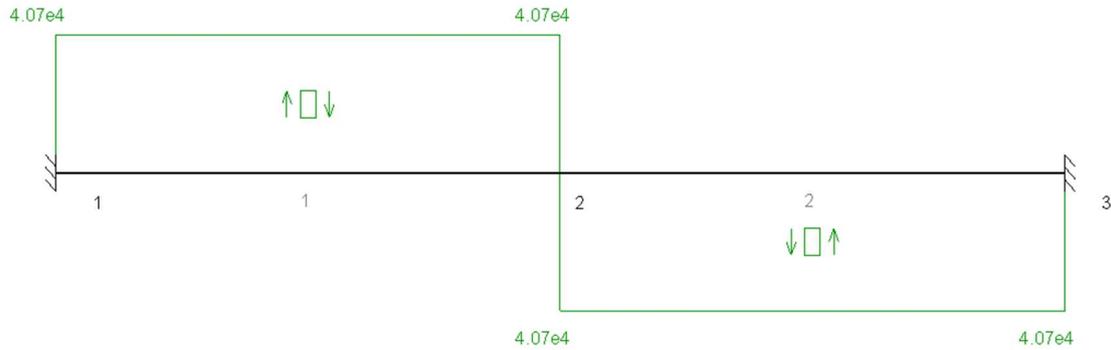


Ilustración 129. Diagramas de cortantes del travesaño 2.

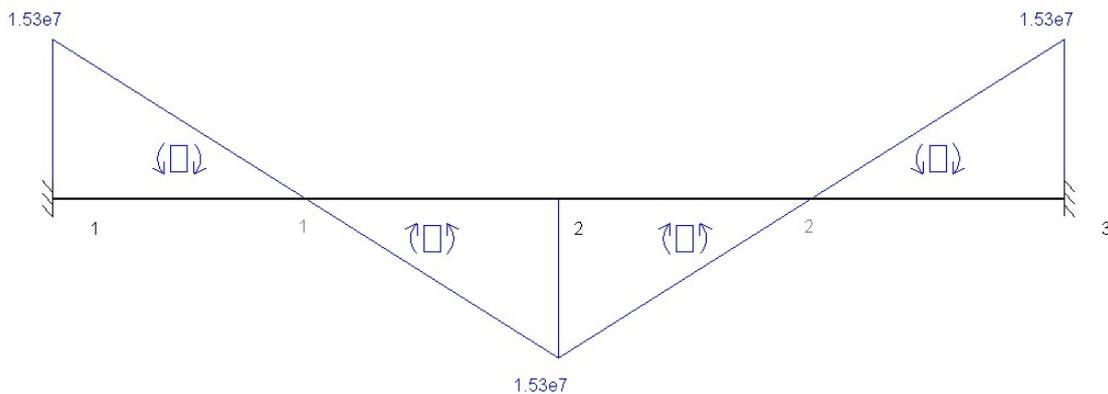


Ilustración 130. Diagramas de momentos flectores del travesaño 2.

La peor sección (es decir la más solicitada), es la de los extremos (empotramientos), puntos A y B, por lo tanto con nuestro C.S.=3 y nuestro límite de fluencia de 440MPa ( $\sigma_F = 440 \text{ MPa}$ ), calcularemos mediante Von Mises, nuestro módulo de resistencia.

$$C.S. = 3 = \frac{440}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 146,67 \text{ MPa} = \frac{M}{W_f} = \frac{1,53 \cdot 10^7}{W_f}$$

$$W_f = 104.315,8 \text{ mm}^3 = 104,32 \text{ cm}^3$$

Vamos al catálogo de secciones de perfil IPE y seleccionamos la fila de 160 X 82 (es decir un perfil **IPE160**), que tiene un módulo resistente de  $109 \text{ cm}^3$ . (Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección, 6.2.2 Travesaño 2)

### 6.2.3. Cálculos para el larguero (Reductora más la cuarta parte de la carga):

Habiendo calculado ya nuestros travesaños quedarán calcular nuestros largueros, que soportarán cada uno el peso de la caja reductora, un cuarto de la carga total (ya que la otra cuarta parte va al otro larguero, y la mitad restante iba a la polea de compensación) y además tendremos que añadir al peso de nuestro larguero las fuerzas y momentos procedentes de nuestros tres travesaños anteriores.

Habiendo visto antes que el peso de nuestro reductora, le quitaremos el peso del eje C, ya que la mitad apoyará en el otro larguero y el peso del tambor por el mismo motivo por lo que quedará:

Peso de la reductora:

- Peso de la reductora: Peso del engranaje (1) + Peso del eje (motor) + Peso del engranaje (2) + Peso del engranaje (3) + Peso del eje A + Peso del engranaje (4) + Peso del engranaje (5) + Peso del eje B + Peso del engranaje (6) = 1650 kg (\*9,81) = 16.186,5N.

Carga puntual de la carga:

- Peso de la carga en el punto 2: (Q/4= 40.731 N) + (Peso del eje C= 222,18 kg (\*9,81)) + (Peso del tambor= 18,318 kg (\*9,81)) = 43.090,28 N.

Esfuerzos transmitidos por los travesaños:

- Travesaño 1:  $\begin{cases} F_y = 3.526,5 N \\ M_z = 881.000 Nmm \end{cases}$
- Travesaño 2:  $\begin{cases} F_y = 40.731 N \\ M_z = 1,53 * 10^7 Nmm \end{cases}$

Elegiremos un perfil IPE ya que la carga a soportar es más alta y como vimos en diseño de máquinas sabemos que el módulo resistente es más alto que en un perfil rectangular hueco y nos ayudará a tener un Momento mayor como veremos que saldrá, ver siguiente imagen explicativa. (*Anexo IV: Tablas utilizadas, 6.2.3 Larguero*).

Por último y para recordar decir, que la distancia de la caja reductora era de 1265 mm, de la caja reductora (o del eje C) al travesaño 2 hay 500mm y por último del travesaño 2 al final del larguero 835mm más, en total el larguero tiene una longitud de 2.600mm.

Los pasos para el cálculo del módulo resistente son los mismos que para los travesaños.

- Cálculo de reacciones.
- Cálculo de diagramas de esfuerzos.
- Von Mises y por lo tanto determinación del módulo resistente.

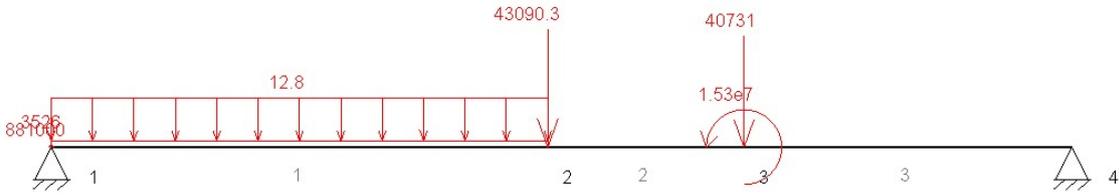


Ilustración 131. Cargas de nuestro larguero.

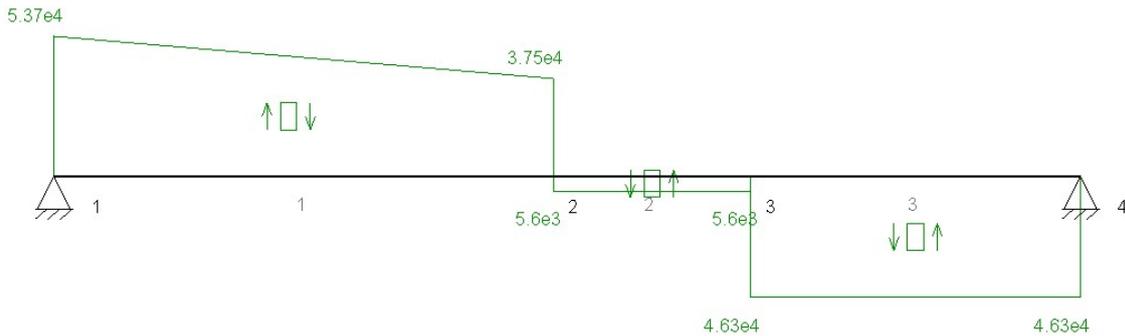


Ilustración 133. Diagramas de cortantes del larguero.

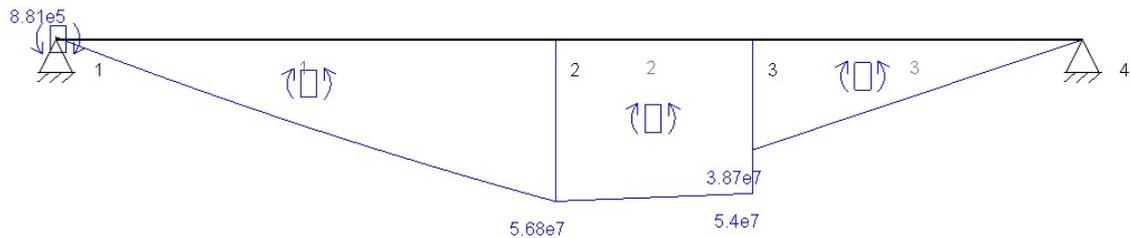


Ilustración 132. Diagrama de momentos flectores del larguero.

Vamos al programa MEFI, usado anteriormente y sacaremos los diagramas de esfuerzos (cortantes y flectores respectivamente).

La peor sección (es decir la más solicitada), es la del eje C o punto 2 de la viga, por lo tanto con nuestro C.S=3 y nuestro límite de fluencia de 440MPa ( $\sigma_F = 440 \text{ MPa}$ ), calcularemos mediante Von Mises, nuestro nuevo módulo resistente y por lo tanto ya podremos seleccionar de nuestro catálogo el perfil correspondiente.

$$C.S. = 3 = \frac{440}{\sigma_{equivalente}} \rightarrow \sigma_{equivalente} = 146,67 \text{ MPa} = \frac{M}{W_f} = \frac{5,68 * 10^7}{W_f}$$

$$W_f = 387.263,93 \text{ mm}^3 = 387,26 \text{ cm}^3$$

Vamos al catálogo de secciones y seleccionamos el perfil **IPE 270** que tiene un módulo resistente de  $324 \text{ cm}^3$ . (Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos, 6.2.3 Larguero).

### 6.3. Cálculo de la soldadura de nuestra estructura:

Las formas de unir nuestros perfiles podrían ser los dos siguientes:

- Soldadura  $\begin{cases} \text{Flexión} \\ \text{Torsión} \end{cases}$
- Tornillos

En la unión de los travesaños con el larguero (apartados 6.3.1 y 6.3.2), hemos aplicado la soldadura a flexión, por ser más adecuada según nuestra geometría que la soldadura a torsión.

Y en la unión de la estructura de la polea de compensación con nuestro travesaño 2 (apartado 6.4.3), la hemos realizado mediante tornillos, porque con esta geometría queda una unión más rígida.

#### 6.3.1. Soldadura del travesaño 1 y 3 con el larguero: (Cálculo a flexión).

En este apartado intentaremos calcular cuánto grosor del cordón de soldadura ( $a$ ) tendremos que utilizar, para que nuestra unión quede rígida y no sufra o se rompa.

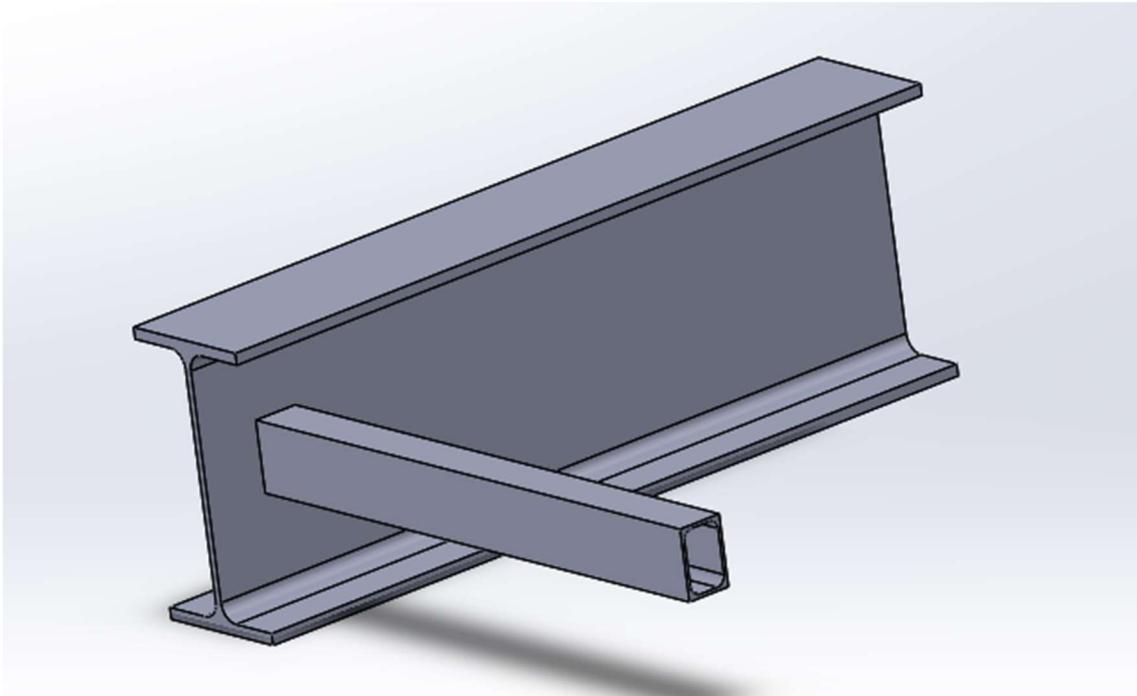


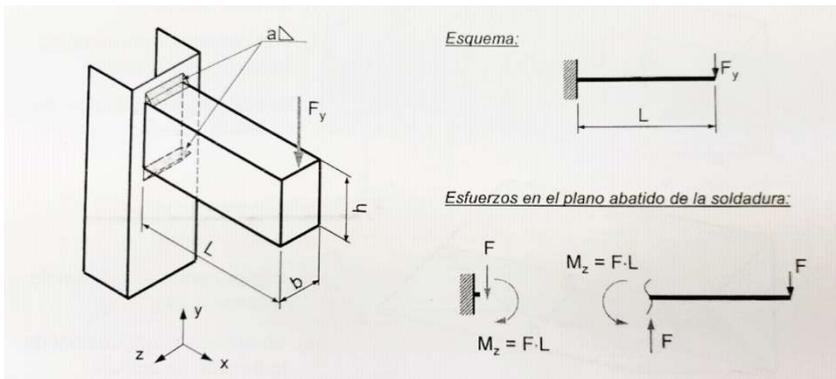
Ilustración 134. Soldadura travesaños 1 y 3 con larguero.

La manera de hacer un cálculo de la soldadura a flexión es un proceso que consiste en 6 pasos, que presentaremos a continuación.

Nuestro sistema es el siguiente y trataremos de hallar  $a$  (ver figura del paso 1):

1º paso: Determinar esfuerzos de la sección abatida.

Estos esfuerzos se calcularán de acuerdo a la figura siguiente.

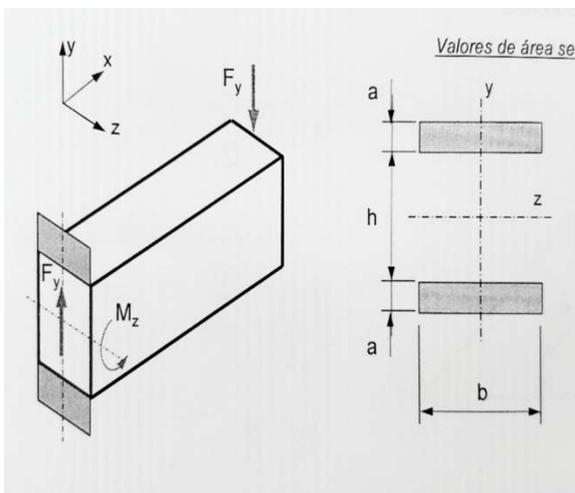


$$F = R_A = 3.526, N$$

$$M_z = 881.000 \text{ Nmm}$$

Ilustración 135. Esfuerzos de la sección abatida.

2º paso: Determinar tensiones de la sección abatida.



$$A = 2 * (a * b) = 2 * (a * 40)$$

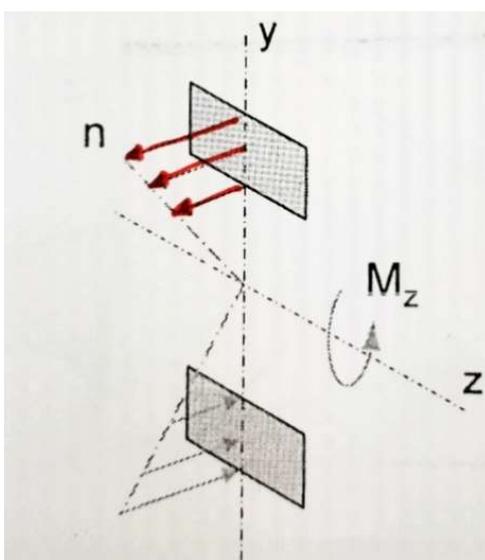
$$I_z = 2 \left( \left( \frac{b * a^3}{12} \right) + \left( (a * b) \left( \frac{h + a}{2} \right)^2 \right) \right)$$

$$= 2 \left( \left( \frac{40 * a^3}{12} \right) + \left( (a * 40) \left( \frac{60 + a}{2} \right)^2 \right) \right)$$

$$y_{max} = \frac{h}{2} + a$$

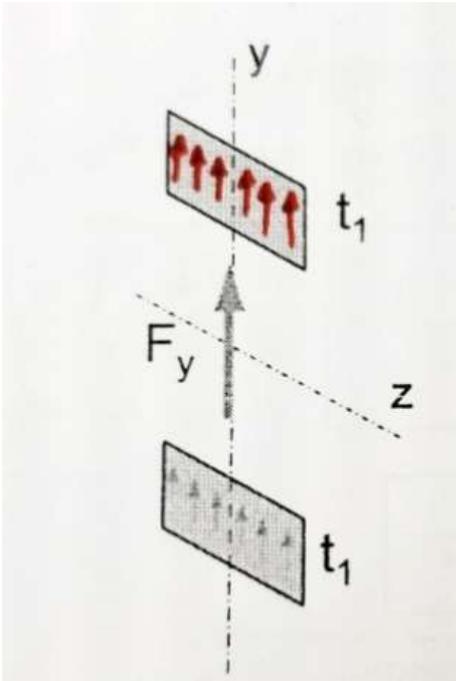
$$W_z = \frac{I_z}{\left( \frac{h}{2} \right) + a} = \frac{I_z}{y_{max}}$$

Ilustración 136. Valores de área de la sección abatida.



$$n = \frac{M_z}{I_z} * y \begin{cases} n_{max}(+) = \frac{M_z}{I_z} * y_{max}(+) \\ n_{max}(-) = \frac{M_z}{I_z} * y_{max}(-) \end{cases}$$

Ilustración 137. Valores de las tensiones normales.



$$t_1 = \frac{F_y}{A}$$

Ilustración 138. Valores de las tensiones cortantes.

3º paso: Dibujar tensiones en puntos más solicitados.

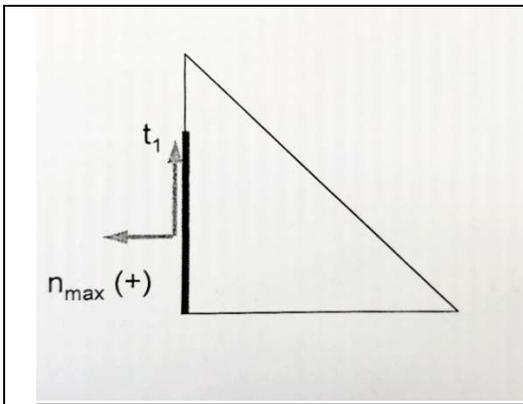


Ilustración 139. Cordón superior.

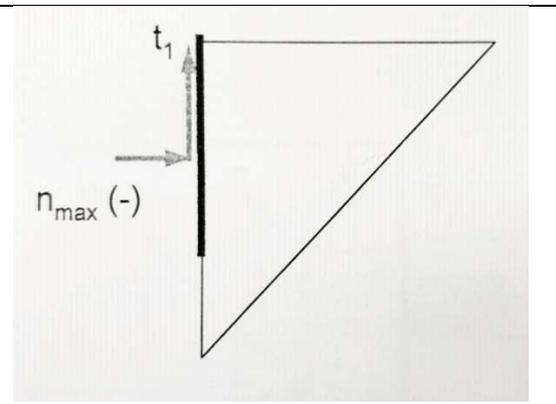


Ilustración 140. Cordón inferior.

4º paso: Calcular tensiones en la sección de garganta.

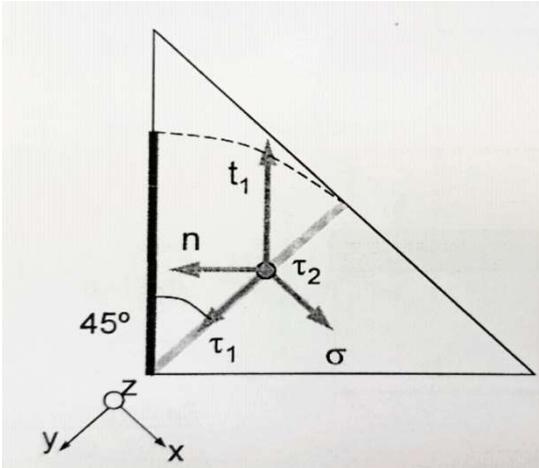


Ilustración 141. Tensiones del cordón superior.

$$\sigma = \frac{t_1 + n}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_2 = 0$$

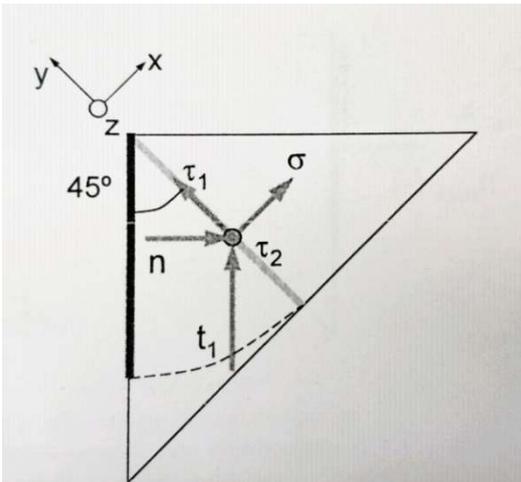


Ilustración 142. Tensiones del cordón inferior.

$$\sigma = -\left(\frac{t_1 + n}{\sqrt{2}}\right)$$

$$\tau_1 = -\left(\frac{t_1 - n}{\sqrt{2}}\right)$$

$$\tau_2 = 0$$

5º paso: Calcular tensión equivalente.

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} \leq \sigma_{adm}$$

6º paso: Calcular coeficiente de seguridad.

$$C_s = \frac{\sigma_{pieza}}{\sigma_{eqv}}$$

Ya hemos visto los pasos a seguir, así que mediante **iteraciones** hemos comprobado que un buen valor de mi cordón de soldadura es **a=4**, con el que obtengo los siguientes resultados.

2º paso: Determinar tensiones de la sección abatida.

- Valores de área sección abatida soldadura:

$$A = 2 * (a * b) = 2 * (4 * 40) = 320 \text{ mm}^2.$$

$$I_z = 2\left(\frac{b * a^3}{12}\right) + \left(\left(a * b\right)\left(\frac{h + a}{2}\right)^2\right) = 2\left(\frac{40 * 4^3}{12}\right) + \left(\left(4 * 40\right)\left(\frac{60 + 4}{2}\right)^2\right)$$

$$= 328.106,6 \text{ mm}^4.$$

$$y_{max} = \frac{h}{2} + a = \frac{60}{2} + 4 = 34 \text{ mm}.$$

$$W_z = \frac{I_z}{\left(\frac{h}{2}\right) + a} = \frac{I_z}{y_{max}} = \frac{328.106,6}{34} = 9.650,2 \text{ mm}^3$$

- Valores de tensiones normales:

$$n = \frac{M_z}{I_z} * y \begin{cases} n_{max}(+) = \frac{M_z}{I_z} * y_{max}(+) = 91,29 \text{ MPa.} \\ n_{max}(-) = \frac{M_z}{I_z} * y_{max}(-) = -91,29 \text{ MPa.} \end{cases}$$

- Valores de tensiones cortantes:

$$t_1 = \frac{F_y}{A} = \frac{3.526,5}{320} = 11,02 \text{ MPa}.$$

4º paso: Calcular tensiones en la sección de garganta.

- Cordon superior

$$\sigma = \frac{t_1 + n}{\sqrt{2}} = \frac{11,02 + 91,29}{\sqrt{2}} = 72,34 \text{ MPa}.$$

$$\tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} = \frac{11,02 - (91,29)}{\sqrt{2}} = -56,76 \text{ MPa}.$$

$$\tau_2 = 0$$

- Cordon inferior

$$\sigma = -\left(\frac{t_1 + n}{\sqrt{2}}\right) = -\left(\frac{11,02 + 91,29}{\sqrt{2}}\right) = -72,34 \text{ MPa}.$$

$$\tau_1 = -\left(\frac{t_1 - n}{\sqrt{2}}\right) = -\left(\frac{11,02 - 91,29}{\sqrt{2}}\right) = 56,76 \text{ MPa}.$$

$$\tau_2 = 0$$

5º paso: Calcular tensión equivalente.

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} = \sqrt{72,34^2 + 3((-56,76)^2 + 0)} = 122,06 \text{ MPa}.$$

6º paso: Calcular coeficiente de seguridad.

$$C_s = \frac{\sigma_{pieza}}{\sigma_{eqv}} = \frac{440}{122,06} = 3,6 > 3 \rightarrow a = 4$$

6.3.2. Soldadura del travesaño 2 con el larguero (Cálculo a flexión):

En este apartado intentaremos calcular cuando grosor del cordón de soldadura tendremos que utilizar para que nuestra unión quede rígida y no sufra o se rompa, al igual que en los travesaños 1 y 3.

Hemos pensado en usar soldadura a flexión, como en el apartado anterior ya que es la mejor manera de unión de nuestras piezas, para calcularla es un proceso que consiste en 6 pasos,

Nuestro sistema es el siguiente y trataremos de hallar a, a diferencia de antes ahora es la unión de dos vigas IPE:

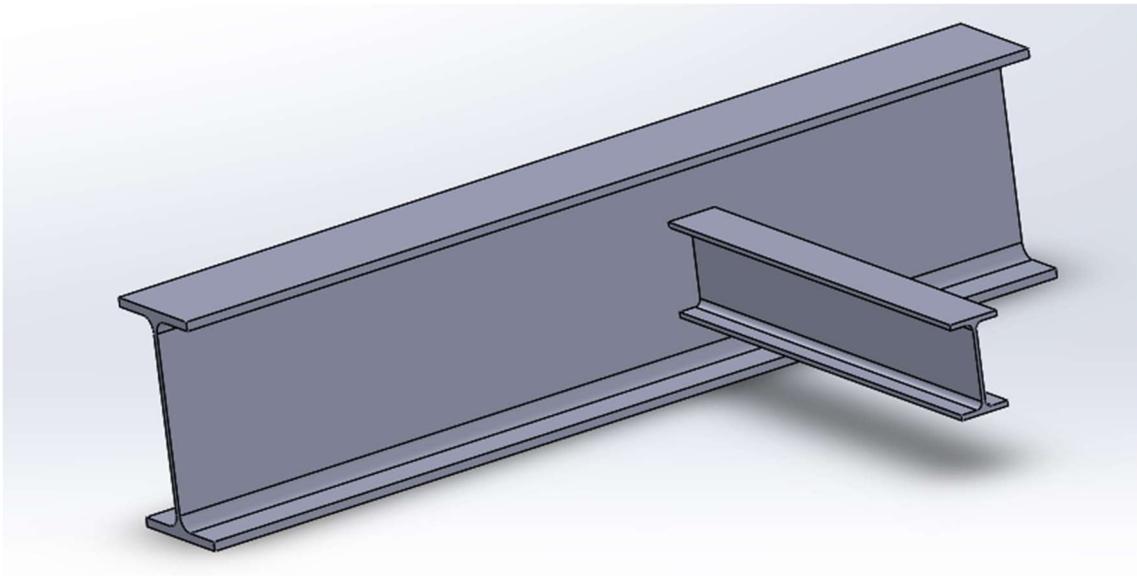
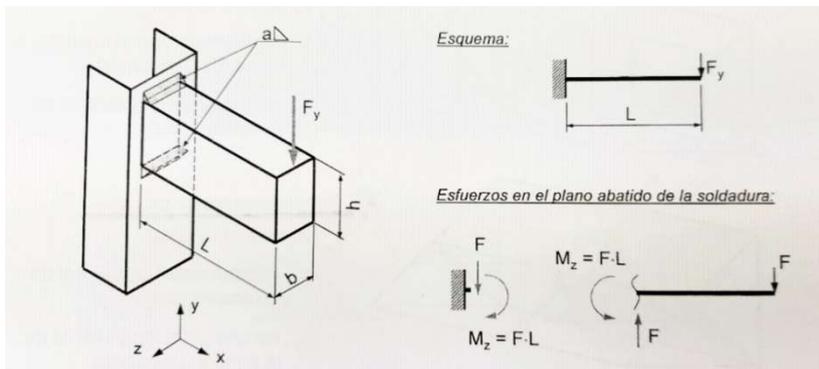


Ilustración 143. Soldadura travesaño 2 con larguero.

1º paso: Determinar esfuerzos de la sección abatida.

Estos esfuerzos se calcularán de acuerdo a la figura siguiente.



$$F = R_A = 40.731 \text{ N}$$

$$M_z = 3.050.000 \text{ Nmm}$$

Ilustración 144. Esfuerzos de la sección abatida.

2º paso: Determinar tensiones de la sección abatida.

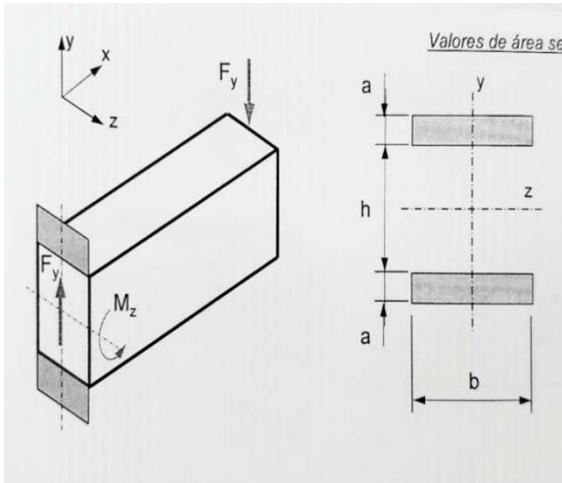


Ilustración 145. Valores de área de sección abatida.

$$A = 2 * (a * b) = 2 * (a * 55)$$

$$I_z = 2 \left( \left( \frac{b * a^3}{12} \right) + \left( (a * b) \left( \frac{h + a}{2} \right)^2 \right) \right)$$

$$= 2 \left( \left( \frac{55 * a^3}{12} \right) + \left( (a * 55) \left( \frac{100 + a}{2} \right)^2 \right) \right)$$

$$y_{max} = \frac{h}{2} + a$$

$$W_z = \frac{I_z}{\left( \frac{h}{2} \right) + a} = \frac{I_z}{y_{max}}$$

- Valores de tensiones normales:

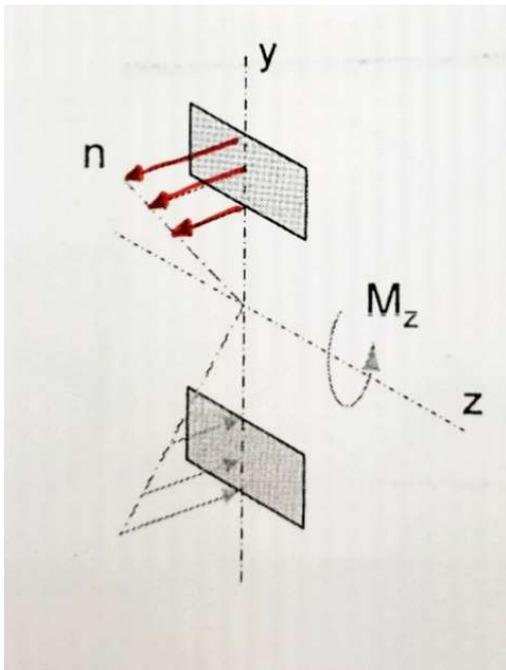
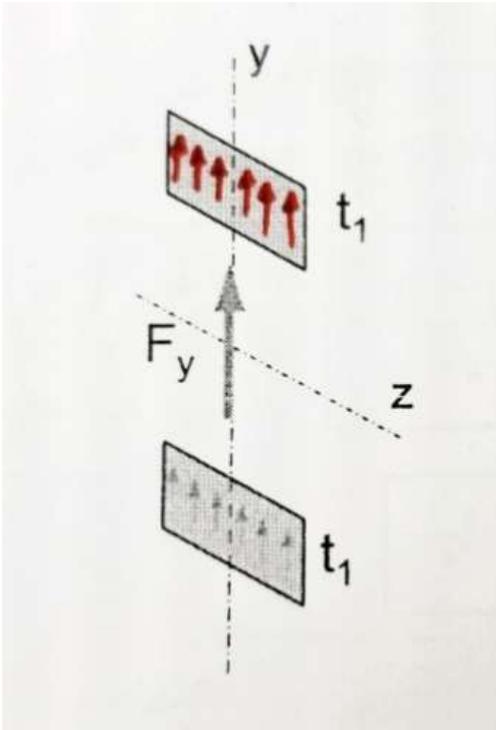


Ilustración 146. Valores tensiones normales.

$$n = \frac{M_z}{I_z} * y \begin{cases} n_{max(+)} = \frac{M_z}{I_z} * y_{max(+)} \\ n_{max(-)} = \frac{M_z}{I_z} * y_{max(-)} \end{cases}$$



$$t_1 = \frac{F_y}{A}$$

Ilustración 147. Valores tensiones cortantes.

3º paso: Dibujar tensiones en puntos más solicitados.

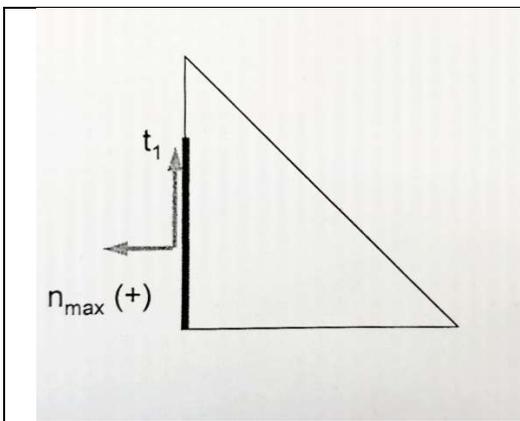


Ilustración 148. Cordón superior.

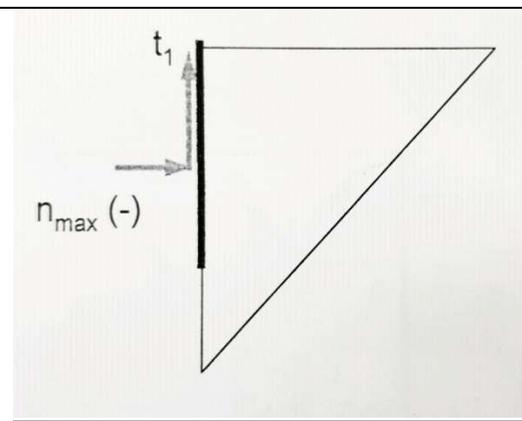
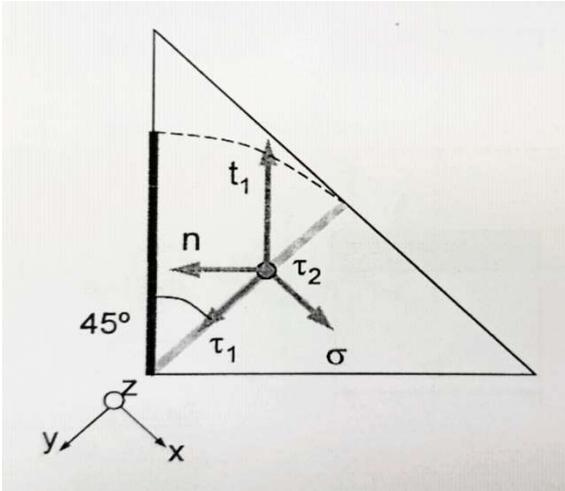


Ilustración 149. Cordón inferior.

4º paso: Calcular tensiones en la sección de garganta.

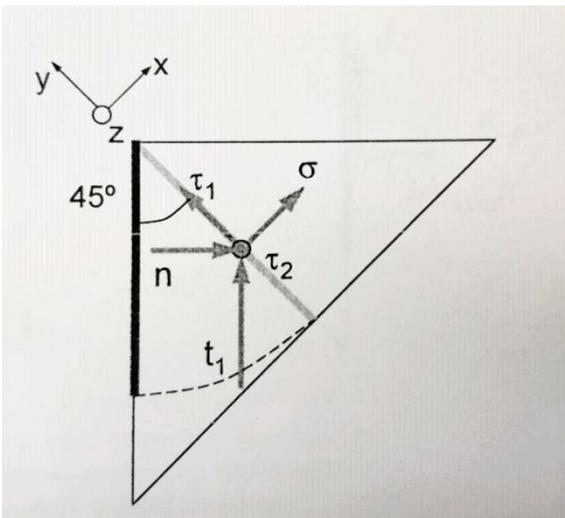


$$\sigma = \frac{t_1 + n}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}}$$

$$\tau_2 = 0$$

Ilustración 150. Tensiones cordón superior.



$$\sigma = -\left(\frac{t_1 + n}{\sqrt{2}}\right)$$

$$\tau_1 = -\left(\frac{t_1 - n}{\sqrt{2}}\right)$$

$$\tau_2 = 0$$

Ilustración 151. Tensiones cordón inferior.

5º paso: Calcular tensión equivalente.

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} \leq \sigma_{adm}$$

6º paso: Calcular coeficiente de seguridad.

$$C_s = \frac{\sigma_{pieza}}{\sigma_{eqv}}$$

Ya hemos visto los pasos a seguir, así que mediante **iteraciones** hemos comprobado que un buen valor de mi cordón de soldadura es **a=6**, con el que obtengo los siguientes resultados.

2º paso: Determinar tensiones de la sección abatida.

- Valores de área sección abatida soldadura:

$$A = 2 * (a * b) = 2 * (6 * 55) = 660 \text{ mm}^2.$$

$$I_z = 2 \left( \left( \frac{b * a^3}{12} \right) + \left( (a * b) \left( \frac{h + a}{2} \right)^2 \right) \right) = 2 \left( \left( \frac{55 * 6^3}{12} \right) + \left( (6 * 55) \left( \frac{100 + 6}{2} \right)^2 \right) \right) \\ = 1,856 * 10^6 \text{ mm}^4.$$

$$y_{max} = \frac{h}{2} + a = \frac{100}{2} + 6 = 56 \text{ mm}.$$

$$W_z = \frac{I_z}{\left( \frac{h}{2} \right) + a} = \frac{I_z}{y_{max}} = \frac{1,856 * 10^6}{56} = 933.142,86 \text{ mm}^3$$

- Valores de tensiones normales:

$$n = \frac{M_z}{I_z} * y \begin{cases} n_{max}(+) = \frac{M_z}{I_z} * y_{max}(+) = 92,02 \text{ MPa}. \\ n_{max}(-) = \frac{M_z}{I_z} * y_{max}(-) = -92,02 \text{ MPa}. \end{cases}$$

- Valores de tensiones cortantes:

$$t_1 = \frac{F_y}{A} = \frac{3.526,5}{320} = 61,71 \text{ MPa}.$$

4º paso: Calcular tensiones en la sección de garganta.

- Cordon superior

$$\sigma = \frac{t_1 + n}{\sqrt{2}} = \frac{61,71 + 92,02}{\sqrt{2}} = 108,7 \text{ MPa}.$$

$$\tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} = \frac{61,71 - (92,02)}{\sqrt{2}} = -21,43 \text{ MPa}.$$

$$\tau_2 = 0$$

- Cordon inferior

$$\sigma = - \left( \frac{t_1 + n}{\sqrt{2}} \right) = - \left( \frac{61,71 + 92,02}{\sqrt{2}} \right) = -108,7 \text{ MPa}.$$

$$\tau_1 = - \left( \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} \right) = - \left( \frac{61,71 - 92,02}{\sqrt{2}} \right) = 21,43 \text{ MPa}.$$

$$\tau_2 = 0$$

5º paso: Calcular tensión equivalente.

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} = \sqrt{108,7^2 + 3((-21,43)^2 + \tau_2^2)} = 114,86 \text{ MPa}.$$

6º paso: Calcular coeficiente de seguridad.

$$C_s = \frac{\sigma_{pieza}}{\sigma_{eqv}} = \frac{440}{114,86} = 3,8 > 3 \rightarrow a = 6$$

#### 6.4. Cálculo de la soldadura de nuestra estructura:

##### 6.4.1. Cálculo de la traviesa.

Antes de poder calcular la soldadura de nuestra estructura con nuestra polea, tenemos que calcular y dimensionar unos parámetros y posteriormente podremos calcular su soldadura.

Partiendo de los datos

Horbisa catálogo

S355J2 → 345 MPa.

Diámetro cable 20 mm.

D3 = 90 mm.

B (ancho) = 56 mm.

Una vez obtenidas las propiedades del acero de mi traviesa, pasaré a ver las medidas del aparejo de mi catálogo para dimensionar mi eje, estos son mis datos de catálogo.

ISO FEM	Toneladas	vida (horas)	diámetro cable (d1)	diámetro polea	hueco para gancho (tabla gancho)	diámetro traviesa	distancia entre poleas	distancia total traviesa
M5	20	6300	20 mm	455 mm	190 mm	80 mm	330 mm	470 mm

Tabla 52. Medidas de nuestro aparejo.

Tendré el siguiente sistema y haciendo equilibrio de esfuerzos hallaré las reacciones.

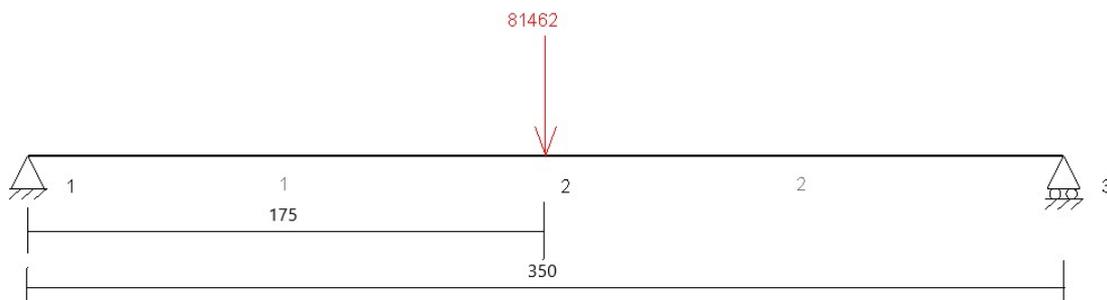


Ilustración 152. Cargas de la traviesa de la polea de compensación.

Haciendo equilibrio de fuerzas, obtendré las reacciones.

$$\sum F_x = 0; R_{1x} = 0;$$

$$\sum F_y = 0; R_{1y} + R_{3y} - 81.462 = 0$$

$$\sum M_z^3 = 0; -R_{1y} * (350) + 81.462 * (175) = 0;$$

$$\boxed{R_{1y} = R_{3y} = 40.731 \text{ N}}$$

Luego iré al MEFI y calcularé los diagramas de esfuerzos.

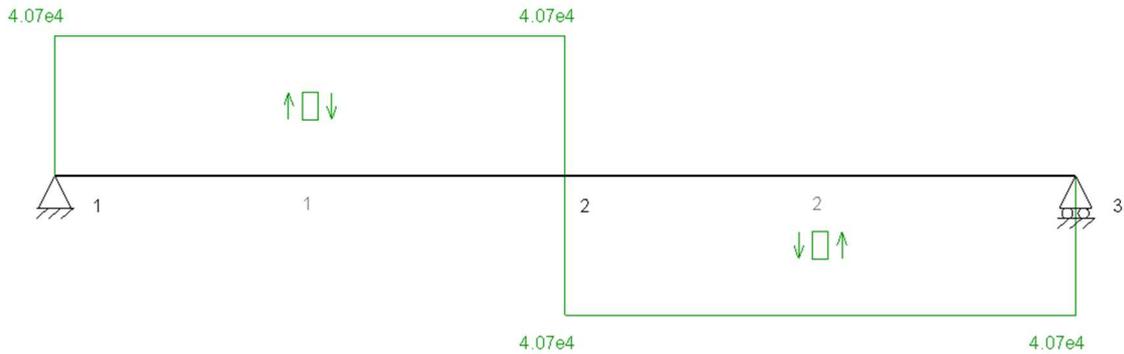


Ilustración 153. Diagrama de cortantes de la polea de compensación.

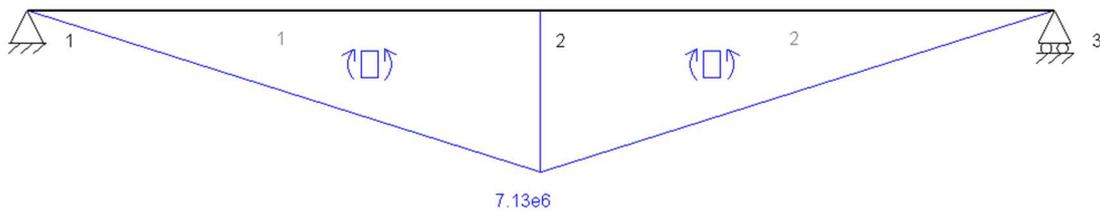


Ilustración 154. Diagramas de momentos flectores de la polea de compensación.

Vemos que la sección más solicitada es la parte central de nuestra traviesa, así que aplicando el criterio de Von Mises vamos a calcular nuestro C.S. y veremos si es mayor que 3, sino habría que seleccionar otra polea, con otro diámetro distinto.

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{7,13 * 10^6}{W}$$

Al seleccionar mi polea he visto que tiene un hueco para el diámetro de la traviesa de 90 mm, por lo tanto, mi módulo resistente será de:

$$W = \frac{\pi * d^3}{32} = 71.569,4 \text{ mm}^3.$$

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{7,13 * 10^6}{71.569,4} = 99,62 \text{ MPa.}$$

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{40.731}{\pi \left(\frac{90}{2}\right)^2} = 6,4 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{(99,62)^2 + 3(6,4)^2} = 100,23 \text{ MPa.}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{elástico}}{\sigma_{equivalente}} = \frac{345}{100,23} = 3,44 > 3.$$

Por lo tanto, el material de mi traviesa es correcto y cumple perfectamente.

#### 6.4.2. Cálculo del espesor del soporte de la polea.

Para hacer el cálculo del espesor del soporte de la polea, haremos un cálculo muy similar al empleado en el apartado 5.7.4 para las uniones con la chaveta, pero con la diferencia de aquí solo tenemos dos materiales (por lo que calcularemos solo una sigma de aplastamiento, no dos como en las chavetas).

Los pasos serán los mismos que entonces.

1. Cálculo de la fuerza.

Como el valor de la fuerza era 81.462 N y hay dos apoyos habrá que dividir para dos, por tanto, nuestra fuerza será de 40.731 N.

2. Materiales que intervienen: En este caso es muy sencillo ya que la traviesa tiene una sigma de fluencia de 345 MPa y para el soporte de la estructura vamos a seleccionar el mismo material, por lo tanto.  $\sigma_F = 345 \text{ MPa}$ .

3. Aplastamiento y cortadura: Veremos que se producen estos dos tipos de tensiones, entonces calcularemos sendos para posteriormente aplicar Von Mises y poder calcular el espesor necesario para nuestro soporte de la polea.

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{d * e} = \frac{40.731}{90 * e} = \frac{448,57}{e}$$

$$\tau_{\text{cortante}} = \frac{F}{A} = \frac{40.731}{\pi * \left(\frac{90}{2}\right)^2} = 6,4 \text{ MPa.}$$

Al ser una pieza delicada y con importantes consecuencias si llegara a romperse, por lo tanto, le he dado un C. S=5.

4. Teoría de Von Mises.

$$C.S. = 5 = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{equivalente}}} = \frac{345}{\sigma_{\text{equivalente}}} \rightarrow \sigma_{\text{equivalente}} = 69 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{\text{equivalente}} = 69 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$69 = \sqrt{\left(\frac{448,57}{e}\right)^2 + 3 * (6,4)^2} \rightarrow \boxed{e = 6,5 \text{ mm.}}$$

#### 6.4.3. Cálculo del tipo y del número de tornillos (Cálculo a flexión).

En este paso lo que vamos a calcular es el número de tornillos y el tipo que tenemos que seleccionar, calcularemos el número de tornillos aplicando un método de cálculo llamado a flexión, estudiado en diseño de máquinas, siguiendo sus pasos, pero con la diferencia que el único esfuerzo que hay en estos tornillos es el de tracción.

Sabemos que la fuerza que tenemos en nuestro caso es:  $F = 81.462 \text{ N}$ .

Suponemos por ejemplo  $\rightarrow$  8 tornillos de M18, de nuestro fabricante Matriu (Valencia), este número de 8 lo he puesto viendo la geometría, si finalmente no cumpliera tendría que cambiar la métrica de los tornillos o el número de ellos.

Suponemos también un coeficiente de reparto de  $C=0,2$   $\begin{cases} F_i = 0,75 * F_{LIM}. \\ F_{LIM} = \sigma_r * A_r. \end{cases}$

Por lo tanto, empezaremos a calcular.

1º Fuerza axial de los tornillos:

$$F_{\text{tornillos}} = \frac{F}{8} = 10.182,75 \text{ N.}$$

$$F_{\text{axil}} = F_i + C * F_{\text{tornillos}} = 0,75 * (\sigma_r * A_r) + 0,2 * (10.182,75)$$

Ejemplo Calidad de mis tornillos 8.8 Ver tabla (Anexo IV: Tablas usadas)  $\rightarrow \sigma_r = 660 \text{ MPa}$ .

$$A_r = \frac{\pi * d_r^2}{4} \begin{cases} d_r = d - 0,9381 \text{ (datos } p = 2,5 \text{ y } m = 18) \\ d_r = 18 - 0,9381 * 2,5 = 15,65 \text{ mm} \end{cases} \rightarrow A_r = \frac{\pi(15,65)^2}{4} = 192,4 \text{ mm}^2.$$

$$F_{LIM} = \sigma_r * A_r = 660 * 192,4 = 126.984 \text{ N.}$$

$$F_{\text{axil}} = 0,75 * 126.984 + (0,2 * 10.182,75) = 97.274,55 \text{ N.}$$

$$\sigma_x = \frac{F_{\text{axil}}}{A_r} = \frac{97.274,55}{192,4} = 505,58 \text{ MPa.}$$

2º Cálculo del C.S. mediante Von Mises.

$$\sigma_{\text{equivalente}} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\text{C.S.} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{equivalente}}} = \frac{660}{505,58} = 1,3 \rightarrow \checkmark$$

Si por un casual el C.S. hubiera salido menor que uno, entonces tenía que haber cambiado el número de tornillos o el tipo de ellos (calidad), y volvería a iterar, pero con **8 tornillos de M18 vemos que cumple** en mi caso.

## 7. Solidworks.

Pasaremos ahora a la comprobación de la selección de los perfiles (travesaños y largueros), de su respectivo ensamblaje y del cálculo de tensiones y esfuerzos, para ver si existe igualdad entre los cálculos teóricos (punto 6) y la simulación de la realidad (punto 7. Solidworks).

Los pasos a seguir son:

- Dibujo de los travesaños y largueros con las medidas calculadas en el punto anterior.
- Ensamblaje del modelo
- Simulación del modelo
  - Materiales*
  - Conexiones*
  - Sujeciones*
  - Fuerzas*
  - Mallado*
  - Resultados*

Recordaremos que la tensión máxima que podría darnos sería de 146,7 MPa ya que nuestro límite elástico era de 440 MPa y como hemos aplicado un C.S.=3 en los cálculos teóricos entonces nuestras tensiones máximas no pueden sobrepasar los 146,7 Mpa.

Caso 1.1: Nuestro caso base calculado:

Al realizar los pasos anteriores obtenemos lo siguiente.

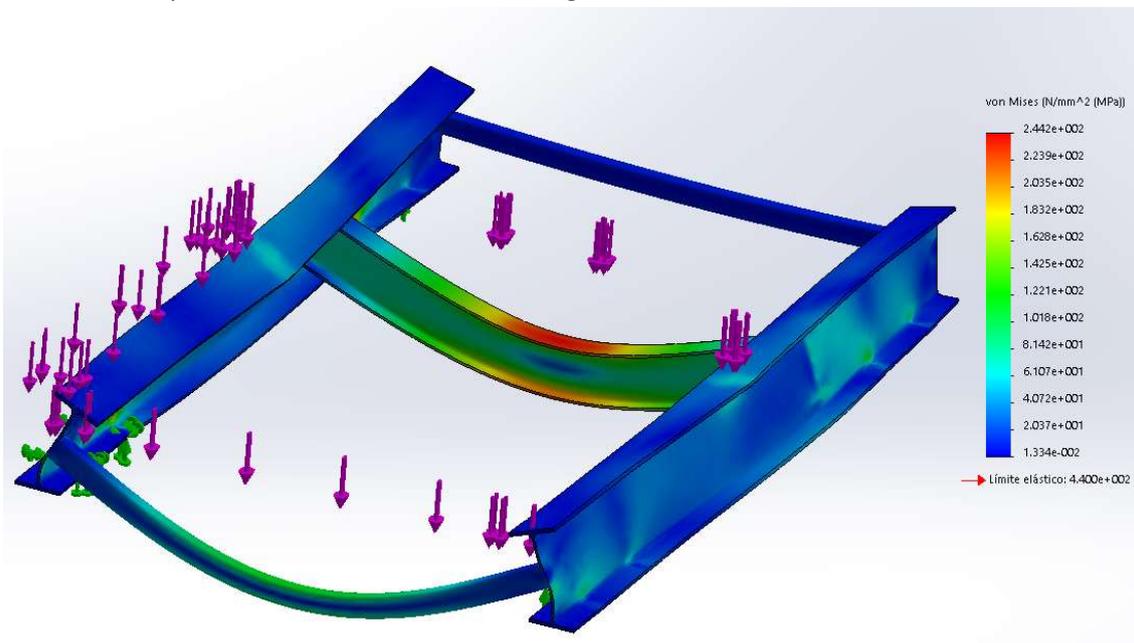


Ilustración 155. Caso 1.1, nuestro caso base.

Vemos que nos da unas tensiones en el travesaño 2 de 244 MPa, muy superiores a los 146,7 Mpa máximos que nos debería de dar. ¿Cómo corregir esto? En algunas estructuras metálicas y en construcción se usan los rigidizadores, vamos a ver qué ocurre si los aplicamos.

### Caso 1.2 Rigidizadores por fuera del IPE 270.

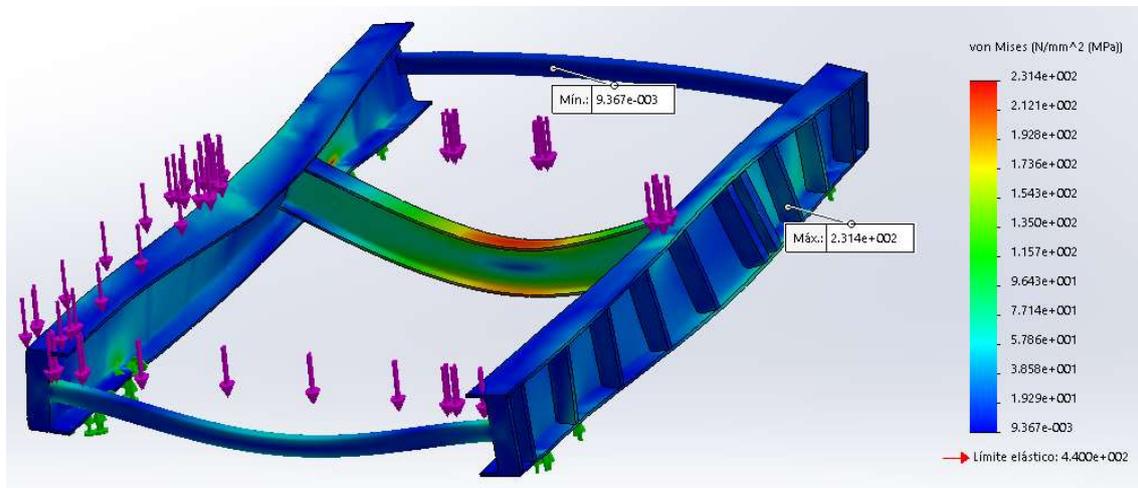


Ilustración 156. Caso 1.2. Rigidizadores por fuera de la IPE 270.

Vemos que ha bajado a 231,4 MPa, pero ahora esa tensión máxima me la da en un apoyo de las ruedas y eso es porque los rigidizadores no los he puesto en el lugar donde más efectivos podían ser, filtrando por Iso superficies vemos que la tensión ahora en el travesaño 2 es de 218 MPa, hemos conseguido bajar pues de 244,2 MPa a 218 MPa.

### Caso 1.3. Rigidizadores por fuera y por dentro del IPE 270.

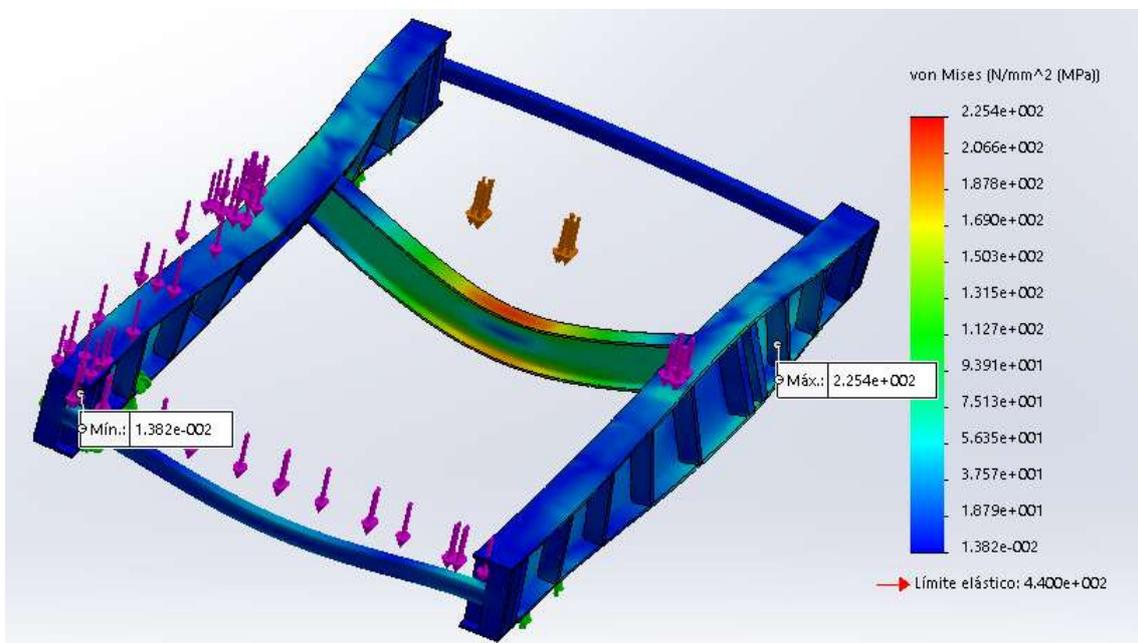


Ilustración 157. Caso 1.3 Rigidizadores por fuera y por dentro de la IPE 270.

Nos sigue dando en el apoyo una tensión de 225 MPa, pero en el travesaño 2 que es lo que nos importa nos ha bajado a 205 MPa, ya que el problema de los rigidizadores ya los pondremos mejor situados para evitar que las ruedas nos creen estas tensiones.

#### Caso 1.4. Rigidizadores mas nervios en el travesaño 2.

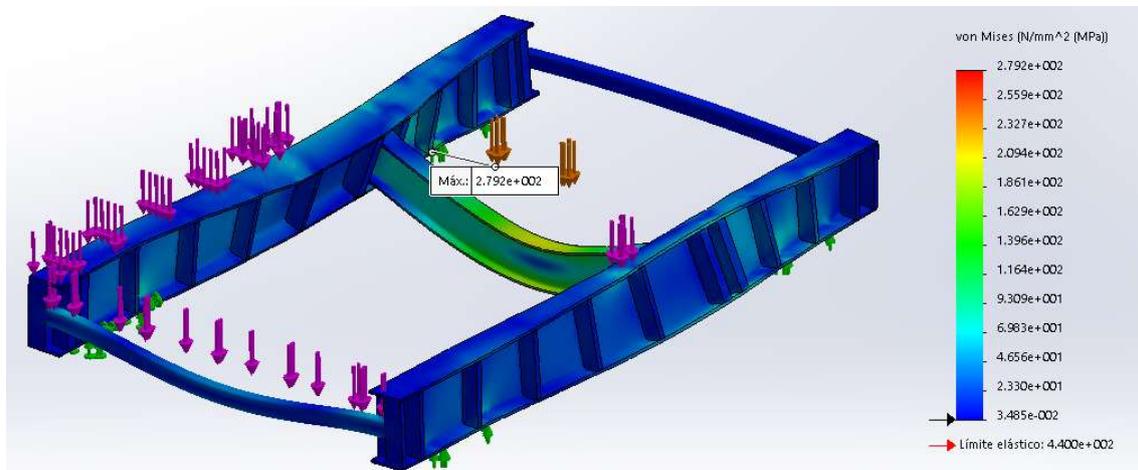


Ilustración 158. Caso 1.4. Rigidizadores mas nervios en el travesaño 2.

Otro tipo de rigidización son los nervios puestos entre el travesaño 2 y los largueros, (además de los rigidizadores principales), para seguir dando rigidez a nuestra estructura. Obviando el punto de la rueda de 279,2 MPa, vemos que en el centro del travesaño 2 me da 198 Mpa.

**Nota:** Podíamos seguir poniendo rigidizadores pero seguiríamos estando muy lejos de esos 146,7 Mpa, que queremos conseguir. Así que vamos a preguntarnos qué pasa, ¿Por qué estamos tan lejos de esos 146,7 Mpa? ¿Por qué lo calculado en la teoría no se asemeja con lo calculado en el programa? La respuesta es fácil, vemos que lo que nos está pasando en nuestra estructura es que el travesaño 2 que soporta una gran carga y tira de nuestros largueros (Vigas IPE 270) y los dobla ya que el alma de estas vigas es muy estrecha, de ahí que usemos rigidizadores. Ahora pues ¿qué es lo que pasa ahora en nuestros cálculos teóricos?, en nuestros cálculos hemos considerado los travesaños 1, 2 y 3 biempotrados, eso significa que no tienen ningún tipo de movimiento pero esto no pasa realmente, lo que pasa realmente (que es lo que nos simula el programa), es que el alma de nuestra Viga IPE270 es muy delgadita y no soporta la fuerza con que tira el travesaño 2 de ella y por lo tanto si existe movimiento en ese punto a diferencia de en nuestros cálculos teóricos que hemos considerado que era biempotrada.

**Nota 2:** Una vez entendido la nota, solo nos queda preguntarnos ¿Cómo arreglar nuestra estructura, para que nos dé un CS>3?, pues tenemos varias opciones, pero la siguiente será poner un tubo rectangular hueco.

### Caso 2. Tubo rectangular hueco:

Como tenemos flexión y torsión en nuestra estructura una opción muy buena sería cambiar nuestras IPE 270 por tubos rectangulares huecos, ya que este tipo de perfil soporta muy bien ambos esfuerzos. Tubo rectangular seleccionado 200 X 150 X 8 (el más grande de nuestro fabricante).

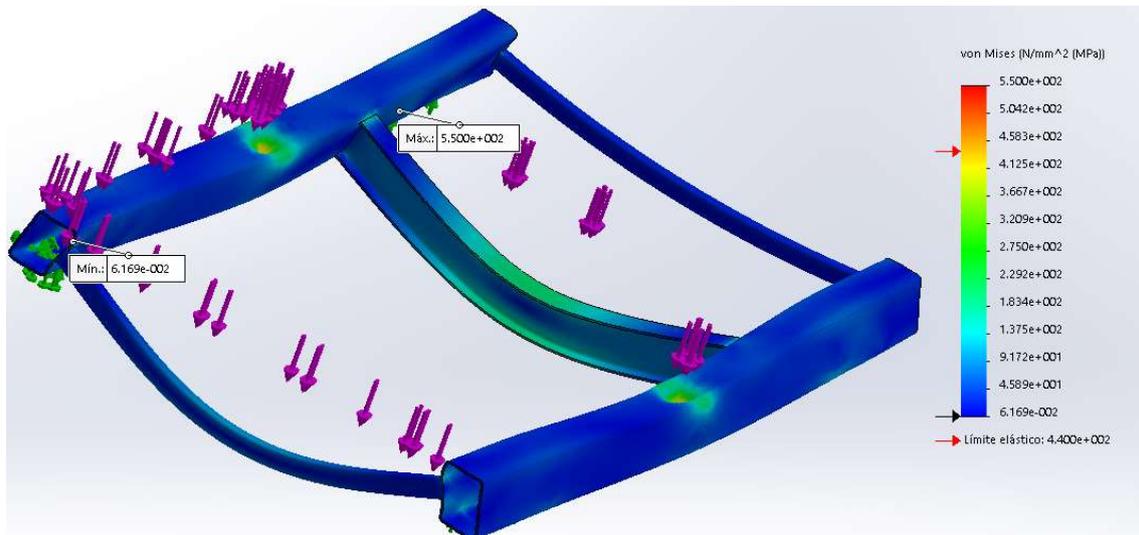


Ilustración 159. Caso 2. Tubo rectangular hueco.

Obviando el punto de la rueda que nos da una tensión de 562,7 Mpa veo que se mis nuevos largueros no soportan la carga ya que se hunden, aunque sí que soportan bien la torsión del travesaño 2, pero al tener tanta flexión apenas mejoro mi travesaño 2 y encima mis largueros ahora se hunden y eso que he tomado mi tubo rectangular hueco más grande.

**Nota 3:** ¿Qué hago ahora? ¿Hacia dónde voy? Veo que en mi caso 1 y con mis rigidizadores y nervios he ido obteniendo mejora, y he visto en mis cálculos teóricos que el travesaño 2 de perfil IPE 160 me ha cumplido en el límite ( $W_f = 104,3 \text{ cm}^3$  y el límite es de  $109 \text{ cm}^3$ ).

Por lo tanto, vamos a probar que pasaría con un IPE 180 en el travesaño 2 en vez del IPE 160, que lo suponemos que tendrá que pasar será que este perfil soportará mejor la flexión al ser su módulo resistente más alto y se tendría que doblar menos este travesaño 2, si a todo esto le sumamos los rigidizadores, nervios...podemos solucionar nuestro problema con la estructura.

Caso 3. Nuestro caso base, pero con una IPE 180.

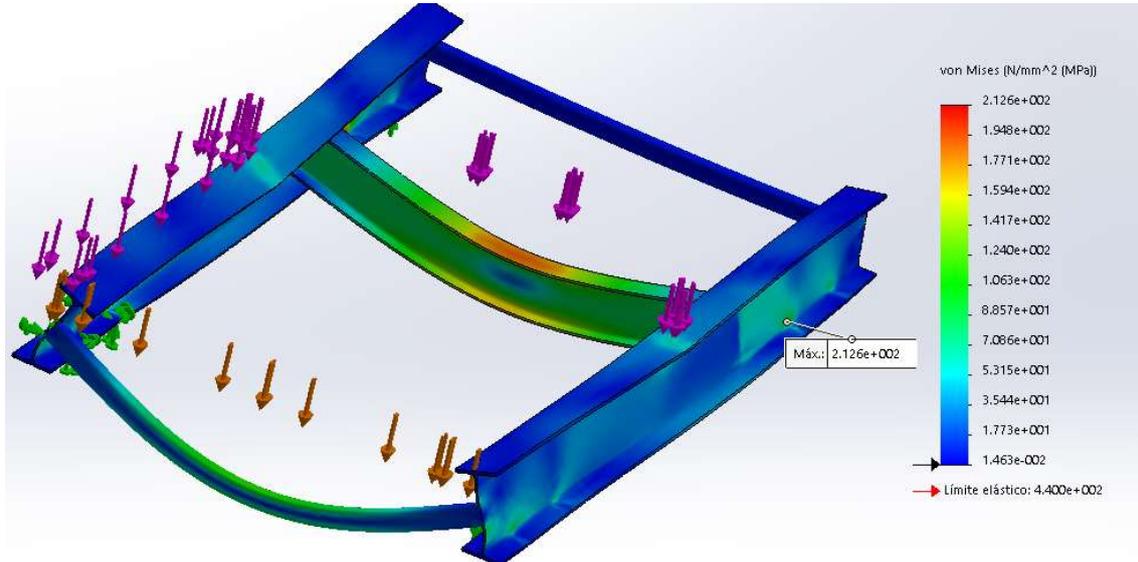


Ilustración 160. Caso 3. Viga IPE 180

En la rueda me sigue dando un pico 212 Mpa pero en el travesaño 2 me da 188 MPa, frente a los 244,2 Mpa del caso 1.1, hemos visto que la mejora es sustanciosa, pero aunque rigidizara como en los casos 1.2, 1.3 y 1.4, me iría (si llegara a alcanzarlo) muy justo esos 146,7 Mpa, por lo tanto pasaremos al paso 4 que es probar con un IPE 200.

**Nota 4:** Nuestro límite sería hasta un IPE220 ya que si vemos en el catálogo la “d” del IPE270 es de 220, por lo tanto, ahí estaría nuestro cuello de botella sino tendríamos que pensar en otra solución.

Caso 4.1. Nuestro caso base, pero con una IPE 200.

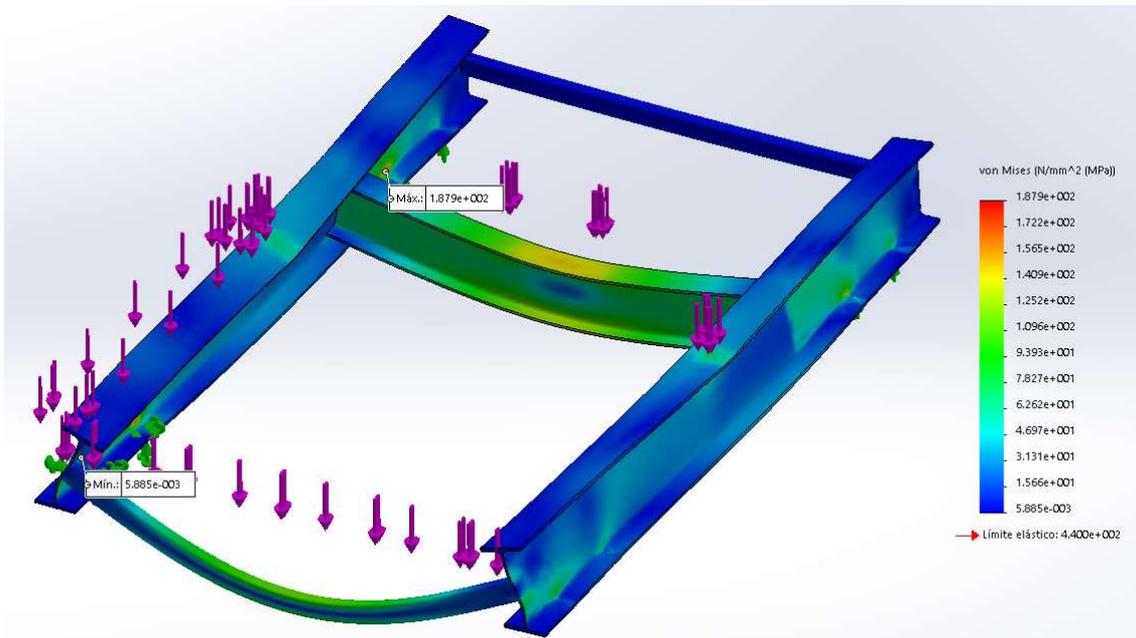


Ilustración 161. Caso 4.1. Caso base, con viga IPE 200.

Vemos que en el punto de la rueda me vuelve a dar 188 Mpa, pero en el travesaño 2 me cumple, 146 Mpa aunque en el límite, por lo tanto vamos a poner unos rigidizadores para evitar que se nos doble la estructura como en la imagen y para bajar aunque cumple nuestra tensión máxima.

**Nota 5:** Como hemos visto que nuestro caso 4.1, vamos a poner debidamente y con cabeza los rigidizadores para evitar que nos salgan esos picos en las ruedas como hasta ahora y para ayudar a la superficie a que no se doble, así que extremaremos precaución en la zona de las ruedas y en la zona de travesaño 2 y tambor.

Caso 4.2. Rigidizadores dentro y fuera de nuestra IPE270 (como en el caso 1.3.)

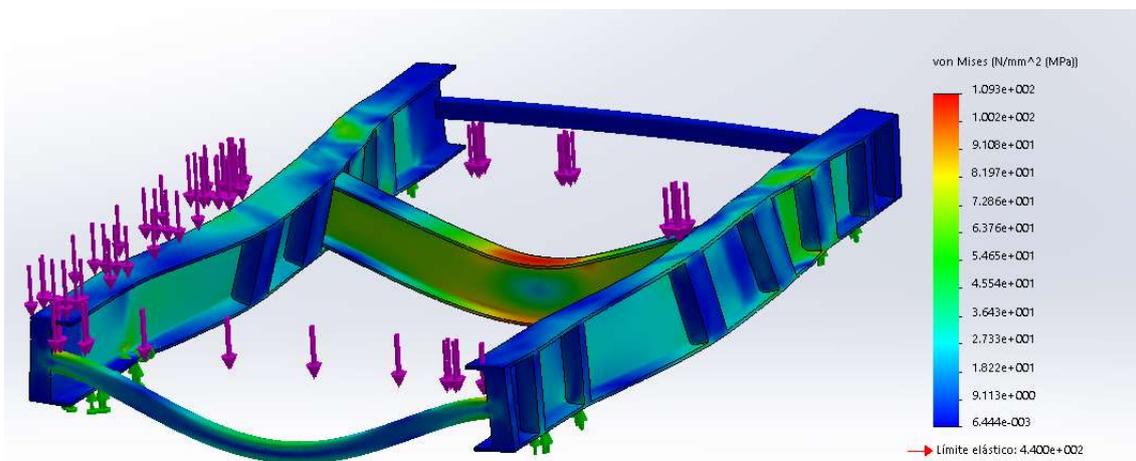


Ilustración 162. Caso 4.2. Rigidizadores dentro y fuera de la IPE270.

Al poner los rigidizadores en su sitio, ya no me da ningún pico en la rueda y en el travesaño 2 he conseguido alcanzar una tensión máxima de 109 MPa, por lo tanto, mi estructura ha sufrido una pequeña modificación frente a los cálculos teóricos, pero ya hemos explicado que le sucedía y hemos diseñado una estructura perfectamente estable que cumple con los requisitos de nuestro puente grúa.

#### Caso 4.3. Rigidizadores en nuestra IPE270 mas nervios en travesaño 1.

Para que la estructura no se doble tanto en nuestro travesaño 1 añadiremos unos nervios aquí, aunque vemos que la tensión es prácticamente la misma 108,5 MPa, el desplazamiento de nuestro travesaño 1 es bastante menor y la estructura queda más estable.

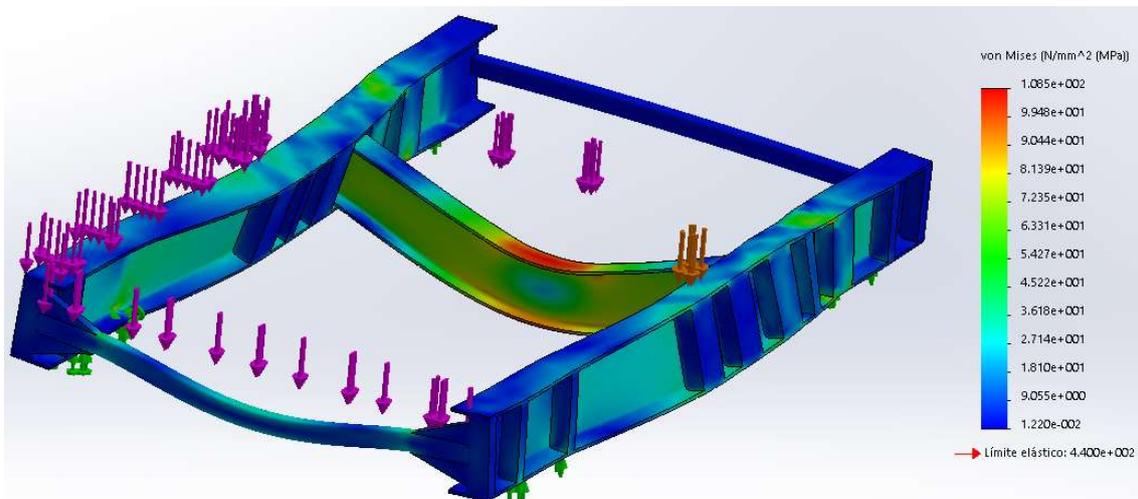


Ilustración 163. Caso 4.3. Rigidizadores en la IPE270 más nervios en el travesaño 1.

#### Ejemplos de rigidizadores en estructuras:

Hemos optado por poner este tipo de rigidizadores, pero la solución a nuestro problema se podría a ver resuelto de muchas maneras, aquí tenemos unas cuantas sacadas de problemas que se dan en estructuras metálicas y en la misma obra.

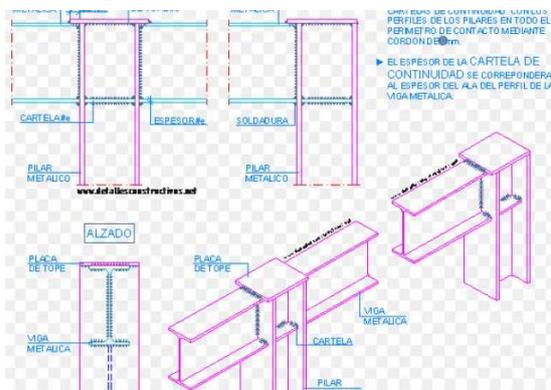


Ilustración 164. Cruce de vigas IPE mas soldadura.

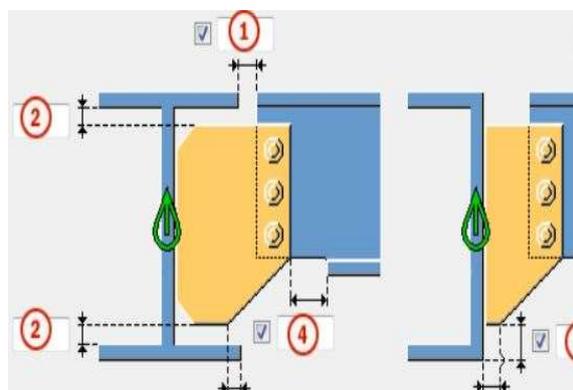


Ilustración 165. Placa atornillada entre vigas IPE.

## Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos de selección

### 5. Cálculo de componentes.

#### 5.2. Cable

##### 5.2.1. Datos del fabricante:

Hemos elegido la empresa UNITEX.S.L, que se sitúa en el Polígono Industrial Coll de Montcada (Barcelona), C/ Cargol nº 8-12, 08110, teléfono 93 575 02 62, y nos hemos decantado por el cable 6X37+1 de 10 a 30mm , ya que los cables Warrington- Seale (W.S.) se usan para minería.

Esta compañía es fabricante de cintas textiles y cables de cargas desde hace más de 100 años.

En la página web podemos ver un catálogo de selección de cables, pero aquí está el extracto del cable mío seleccionado que es el de diámetro nominal de 20 mm, como dijimos en la memoria.

##### 5.2.2. Catálogo de selección:

Composición:	6x37+1	Cordones:	6
Alma:	Textil	Hilos:	222
Superficie:	Galvanizada	Factor f:	0,455
Arrollamiento:	Cruzado izquierda (zS)	Factor k:	0,825
Resistencia:	200 [kg/mm <sup>2</sup> ]	Factor w:	0,9682

##### DIN 3066 - Tabla de cargas de rotura y densidades lineales:

Diámetro nominal [mm] <sup>(n5)</sup>	Tolerancia [%]	Peso aprox. [kg/m]	Carga de rotura calculada [kg]	Carga de rotura mínima [kg]
6	+6/-0%	0,125	2.570	2.120
7	+6/-0%	0,17	3.500	2.890
8	+5/-0%	0,221	4.570	3.770
9	+5/-0%	0,28	5.790	4.780
10	+5/-0%	0,346	7.150	5.900
11	+5/-0%	0,419	8.650	7.130
12	+5/-0%	0,498	10.300	8.490
13	+5/-0%	0,585	12.100	9.960
14	+5/-0%	0,678	14.000	11.600
16	+5/-0%	0,886	18.300	15.100
18	+5/-0%	1,12	23.200	19.100
20	+5/-0%	1,38	28.600	23.600
22	+5/-0%	1,67	34.600	28.500
24	+5/-0%	1,99	41.200	34.000
26	+5/-0%	2,34	48.300	39.900

Tabla 53. Catálogo de selección del cable (UNITEX S.L.)

### 5.3. Polea

#### 5.3.1. Datos del fabricante:

Para la selección de la polea, hemos seleccionado la empresa Gosan S.A. cuya dirección es Polígono Industrial Granada C-1. 48.530 Ortuella (Bizkaia) SPAIN. Es una empresa que lleva más de 45 años diseñando y fabricando componentes mecánicos seguros y robustos para maquinaria de elevación, transporte y almacenamiento. Comenzó a exportar a Europa en 1975 y el gran salto hacia el resto del mundo se produjo en 1990.

A continuación, presentamos la selección de nuestra polea, pero el catálogo de selección de productos contiene los siguientes apartados:

- Poleas (apartado 5.3).
- Aparejos (apartado 5.4).
- Acoplamientos (barrilete) (apartado 5.5.3.6).
- Ruedas
- Otras aplicaciones.

Como dijimos en la memoria podríamos seleccionar la polea número 9 del catálogo, pero en el apartado de aparejos del catálogo, nos incluyen las poleas y el gancho ya, por lo tanto, podemos seleccionar esta polea número 9 si se desgastara alguna de nuestras poleas en un futuro o sufriera algún tipo de percance.

#### 5.3.2. Catálogo de selección:

	Nº	Ø CABLE	d1	d2	d3	L2	b
<b>STICAS TÉCNICAS</b>	1	6-7	125	150	25	32	23
	2	7-8	150	175	30	34	24
	3	9-10	180	215	40	38,5	30
	4	11-12	200	240	50	43	34
	5	13	240	285	60	48	39
	6	14-15	280	330	70	52	42
	7	16	290	345	80	56	45
	8	17-18	355	415	80	56	51
	9	20-21	400	460	90	64	56

Tabla 54. Catálogo de selección de la polea (GOSAN S.A.)

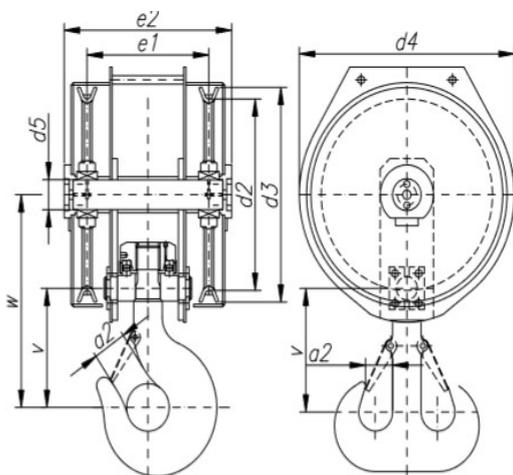
## 5.4. Aparejo.

### 5.4.1. Datos del fabricante:

Misma empresa que para la polea, empresa GOSAN S.A., que nos permite también en uno de los apartados, la selección de nuestro aparejo completo, datos del fabricante (apartado polea).

### 5.4.2. Catálogo de selección:

Al ir al catálogo de GOSAN S.A. y meternos en el subapartado de aparejos, veremos que como hemos elegido 4 ramales y nuestro cable era de 20 mm, que nuestra selección de aparejo será la de la fila número 12 (Clasificación mecanismo M5), selección está en azul claro.



Aparejos diseñados siguiendo el más actual estado del arte, adaptados para ser utilizados en la mayor parte de polpastos del mercado.

Se completan con las normas DIN/FEM.

Las suspensiones están fabricadas según las normas DIN 15411 y todas son suministradas con postillo de seguridad. Diseñados según requisitos del cliente.

Materiales:

- Suspensión: clase P.  
(Otras características bajo pedido)
- Eje: 42CrMo4
- Soportes: S355J2G3

La distancia entre poleas es muy reducida debido al tipo de rodamiento empleado.

DESCRIPCIÓN

Nº	Grupo ISO FEM	Carga DIN	Carga t	Vida h	Cable			Dimensiones					Simpl. a2	Dobl.	Peso kgs.	Tipo	
					d1	d2	d3	d4	d5	e1	e2	v					w
5	M3	1 t/m	12,5	1.600	14	235	290	335	60	200	310	210	360	63	50	75	022.5.M3
5	M4	1 Am	10	3.200	14	235	290	335	60	200	310	210	360	63	50	75	022.5.M4
5	M5	2 m	8	6.200	12	240	290	335	50	200	297	210	360	63	50	75	022.5.M5
5	M6	3 m	6,3	12.500	12	275	315	370	50	200	297	210	360	63	50	75	022.5.M6
5	M7	4 m	5	25.000	12	315	365	410	50	210	307	210	360	63	50	80	022.5.M7
5	M8	5 m	4	50.000	12	315	365	410	50	210	307	210	360	63	50	80	022.5.M8
6	M3	1 t/m	16	1.600	16	255	315	370	60	240	350	240	420	71	56	100	022.6.M3
6	M4	1 Am	12,5	3.200	16	255	315	370	60	240	350	240	420	71	56	100	022.6.M4
6	M5	2 m	10	6.200	14	270	315	370	60	240	350	240	420	71	56	100	022.6.M5
6	M6	3 m	8	12.500	14	310	355	410	60	240	350	240	420	71	56	100	022.6.M6
6	M7	4 m	6,3	25.000	14	350	405	460	50	250	350	240	410	71	56	110	022.6.M7
6	M8	5 m	5	50.000	14	350	405	460	50	250	350	240	410	71	56	110	022.6.M8
8	M3	1 t/m	20	1.600	18	300	355	410	70	270	400	265	465	80	63	150	022.8.M3
8	M4	1 Am	16	3.200	18	300	355	410	70	270	400	265	465	80	63	150	022.8.M4
8	M5	2 m	12,5	6.200	16	305	355	410	60	270	380	265	465	80	63	150	022.8.M5
8	M6	3 m	10	12.500	16	350	405	460	60	270	380	265	465	80	63	150	022.8.M6
8	M7	4 m	8	25.000	16	405	455	510	60	280	380	265	455	80	63	155	022.8.M7
8	M8	5 m	6,3	50.000	16	405	455	510	60	280	380	265	455	80	63	155	022.8.M8
10	M3	1 t/m	25	1.600	20	295	355	410	80	290	430	280	500	90	71	170	022.10.M3
10	M4	1 Am	20	3.200	20	295	355	410	80	290	430	280	500	90	71	170	022.10.M4
10	M5	2 m	16	6.200	18	350	405	460	70	290	410	280	500	90	71	180	022.10.M5
10	M6	3 m	12,5	12.500	18	400	455	510	70	290	410	280	500	90	71	180	022.10.M6
10	M7	4 m	10	25.000	18	455	510	565	70	320	440	280	500	90	71	185	022.10.M7
10	M8	5 m	8	50.000	18	455	510	565	70	320	440	280	500	90	71	185	022.10.M8
12	M3	1 t/m	32	1.600	22	340	405	460	80	330	470	315	565	100	80	200	022.12.M3
12	M4	1 Am	25	3.200	22	340	405	460	80	330	470	315	565	100	80	200	022.12.M4
12	M5	2 m	20	6.200	20	395	455	510	80	330	470	315	565	100	80	200	022.12.M5
12	M6	3 m	16	12.500	20	450	510	570	80	330	470	315	565	100	80	200	022.12.M6

Tabla 55. Catálogo de selección de nuestro aparejo (GOSAN S.A.)

## 5.5. Tambor.

### 5.5.1. Datos del fabricante:

El tambor es un elemento que se fabrica a medida, pero el fabricante GOSAN, S.A. nos da en uno de los subapartados de los catálogos el acople de barrilete para el tambor y el eje C.

### 5.5.2. Catálogo de selección:

Hemos seleccionado el tipo AGB de tamaño 190, que es el que cumple nuestra unión de acople, ver justificación en la memoria de este documento.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	Tipo AGB Tamaño	D	F	G h9/F8	X	Toms. d2 Rosca	B h6/F8	Nº Agujeros	m min.	n	O min.
	65	250	220	220	15	M12	160	6	10	3	25
	75	280	250	250	15	M12	180	6	10	3	25
	85	320	280	280	19	M16	200	6	10	3	25
	95	340	300	300	19	M16	220	6	10	3	25
	105	360	320	320	19	M16	240	6	10	3	25
	120	380	340	340	19	M16	260	6	10	3	25
	135	400	360	360	19	M16	280	6	10	3	25
	145	420	380	380	19	M16	310	6	10	3	25
	175	450	400	400	24	M20	340	6	10	3	30
190	510	460	460	24	M20	400	6	10	3	30	
205	550	500	500	24	M20	420	6	10	3	30	
230	580	530	530	24	M20	450	14	20	3	40	
280	650	600	600	24	M20	530	14	25	3	50	
300	680	630	630	24	M20	560	24	25	5	60	
315	710	660	640	28	M24	600	24	35	5	60	
355	780	730	700	28	M24	670	24	35	5	60	
400	850	800	760	28	M24	730	24	35	5	60	

Tabla 56. Catálogo de selección de nuestro acople barrilete (GOSAN S.A.)

## 5.6. Motor.

### 5.6.1. Datos del fabricante:

El fabricante que hemos seleccionado para nuestro motor de 2 velocidades es Roydisa, es una empresa cuya principal delegación está en Galicia y tiene 5 delegaciones (Santiago de Compostela, A Coruña, Vigo, Lugo y Ourense). Cuenta con más de 50 profesionales y 40 años de servicio. Telefono de contacto: 981 587033. Email: info@roydisa.es.

### 5.6.2. Catálogo de selección:

Al ir al catálogo de selección de Roydisa, vemos que tenemos los catálogos de los motores de 4 polos (1.500 r.p.m) y los de 2 polos (3.000 r.p.m).

Como mis condiciones de trabajo calculadas en la memoria eran de:  $\left\{ \begin{array}{l} w_n = 1.500 \text{ r.p.m.} \\ \text{Potencia} = 51,182 \text{ kW.} \end{array} \right.$

Selecciono del catálogo de 4 polos uno de potencia superior a lo calculado por lo tanto seleccionaré el OMT1 250 M4, y luego comprobaré en el punto 5.7.B. con el tiempo de respuesta que mi motor cumple lo calculado en Anexos: Cálculos.

#### TECHNICAL DATA – 4 POLES (1500 RPM)

Frame Size	Rated Power	Current		Rated speed	Power factor	Efficiency		Locked Current	Locked Torque	Maximum Torque	Moment of inertia	Noise level	Weight
		400V				Rated Current	Rated Torque	Rated Torque					
	P <sub>N</sub> kW	I <sub>N</sub> A	H <sub>N</sub> r/min	CO <sub>S</sub> φ	100	75	I <sub>s</sub> /I <sub>N</sub>	M <sub>s</sub> /M <sub>N</sub>	M <sub>M</sub> /M <sub>N</sub>	J=¼ GD <sub>2</sub> kgm <sup>2</sup>	dB(A)	kg	
OMT1 80G4	0,75	1,85	1420	0,70	84,0	84,1	1,3	2,3	2,3	0,0017	48	20	
OMT1 90S4	1,1	2,66	1420	0,70	85,3	85,4	7,5	2,3	2,3	0,0021	51	24	
OMT1 90L4	1,5	3,53	1420	0,72	86,3	86,4	7,6	2,5	2,8	0,0027	51	30	
OMT1 100L4	2,2	4,57	1430	0,80	87,5	87,6	7,5	2,5	2,8	0,0054	54	37	
OMT1 100Lx4	3	6,30	1430	0,78	88,4	88,5	7,4	2,5	2,8	0,0067	54	41	
OMT1 112M4	4	8,30	1440	0,78	89,2	89,3	7,6	2,5	2,8	0,0086	55	48	
OMT1 132S4	5,5	11,60	1450	0,80	90,0	90,1	7,5	2,5	2,8	0,0205	61	71	
OMT1 132M4	7,5	14,90	1450	0,80	90,8	90,9	7,7	2,5	2,8	0,0296	61	83	
OMT1 160M4	11	21,80	1474	0,80	91,7	91,8	7,8	2,5	3,1	0,1068	65	128	
OMT1 160L4	15	30,00	1476	0,78	92,3	92,4	7,7	2,9	3,3	0,1287	65	149	
OMT1 180M4	18,5	35,20	1470	0,82	92,6	92,7	7,9	2,5	3,6	0,1901	66	211	
OMT1 180L4	22	41,60	1470	0,82	93,0	93,1	7,8	2,5	3,8	0,2264	66	240	
OMT1 200L4	30	55,10	1480	0,84	93,6	93,7	8,8	2,7	3,5	0,3612	69	255	
OMT1 225S4	37	66,90	1480	0,85	93,9	94,0	6,6	3,2	3,9	0,6300	71	345	
OMT1 225M4	45	81,10	1480	0,85	94,2	94,3	7,8	3,2	3,7	0,7384	71	388	
OMT1 250M4	55	98,70	1480	0,85	94,6	94,7	7,7	2,5	3,6	1,0236	73	529	
OMT1 280S4	75	134,70	1491	0,85	95,0	95,1	7,3	2,6	3,2	2,0828	76	610	
OMT1 280M4	90	158,90	1491	0,86	95,2	95,3	7,5	2,6	3,4	2,5457	76	670	
OMT1 315S4	110	195,10	1480	0,85	95,4	95,5	7,8	3,0	3,9	3,4904	83	970	
OMT1 315M4	132	226,70	1489	0,88	95,6	95,7	7,9	2,9	4,0	4,0139	83	1060	
OMT1 315L4	160	279,00	1489	0,86	95,8	95,9	7,8	3,0	4,1	5,2356	87	1160	
OMT1 315Lx4	200	339,80	1487	0,89	96,0	96,1	6,1	2,7	3,3	5,7010	87	1270	
OMT1 355M4	250	423,30	1489	0,89	96,0	96,1	7,3	2,3	3,5	9,2972	91	1815	
OMT1 355L4	280	471,40	1487	0,89	96,0	96,1	6,5	2,0	3,1	9,2972	91	1915	
OMT1 355Lx4	315	537,00	1487	0,88	96,0	96,1	7,0	2,3	3,4	10,2863	91	2000	
OMT1 355Ly4	355	597,70	1488	0,89	96,0	96,1	7,2	2,2	3,3	11,2754	91	2060	

Tabla 57. Catálogo de selección de nuestro motor (Roydisa S.A.)

## 5.7. Reductor.

### 5.7.1. Engranajes.

#### 5.7.1.1. Datos del fabricante:

El fabricante que hemos seleccionado para nuestros engranajes es ENPA, situada en Pamplona, Polígono industrial Noain-Esquiroz, C/G 25. 31191 Esquiroz-Galar. Telefono de contacto: 948 245175. Email: [enpa@enpa.es](mailto:enpa@enpa.es)

Ofrecen los siguientes componentes: {

- Engranajes rectos y helicoidales (nuestro caso)*
- Engranajes interiores*
- Piñones de cadena*
- Cremalleras*
- Grupos Chevron*
- Coronas Sinfin*

#### 5.7.1.2. Catálogo de selección:

Vamos al catálogo de selección de los engranajes rectos y helicoidales y veo las características que pueden tener mis engranajes.



Diámetros entre 5 y 1000 mm  
Módulos entre 0,5 y 25  
Diametral pitch entre 50 y 1  
Longitudes de tallado entre 0 y 400 mm  
Tallado de Bombeados

Tabla 58 Características de nuestro catálogo.

Habíamos seleccionado estos diámetros y veo que cumplen con mi fabricante.

$\mu$	15º	Dp1 (mm)	94,2	Dp3 (mm)	130,4	Dp5 (mm)	236,04
$\alpha$	20º	Dp2 (mm)	471	Dp4 (mm)	652	Dp6 (mm)	944

Tabla 59. Diámetros de mis engranajes.

Y los módulos de mis engranajes eran: {

- Engranajes 1 y 2 → Módulo 7*
- Engranajes 3 y 4 → Módulo 7*
- Engranajes 5 y 6 → Módulo 6*

Por lo tanto, como cumplo los requisitos con mi fabricante, he calculado que mis engranajes serán de los siguientes materiales (Ver tabla en Anexo IV: Tablas utilizadas).

- Engranajes 1 y 2 → Acero F- 126.
- Engranajes 3 y 4 → Acero F- 127
- Engranajes 5 y 6 → Acero F -125.

### 5.7.3. Rodamientos.

#### 5.7.3.1. Datos del fabricante:

El fabricante que hemos seleccionado para los rodamientos es Schaeffler, es un proveedor global de los sectores de automoción e industrial. En 2002 sucede la adquisición de FAG AG and Co, por parte de INA Holding. INA y FAG se convierten en el segundo fabricante de rodamientos a nivel mundial. La planta de producción está en Guipuzkua, Ballibar Kalea,1 20.870 Elgoibar, Teléfono: 943 749100.

#### 5.7.3.2. Catálogo de selección:

En todos los rodamientos se entra en tablas por el diámetro del eje que tenemos, así que a continuación, vemos el catálogo de FAG, con los rodamientos que habíamos calculado, que eran:

- Rodamiento A: Rodillos cónicos (FAG 30311 A).
- Rodamiento B: Rodillos rígido de bolas (FAG 6207).
- Rodamiento C: Rodillos cónicos (FAG 32214 A).
- Rodamiento D: Rodillos cilíndricos (NJ2315ETVP2).
- Rodamiento E: Rodillo rígido de bolas (FAG 6418 M).
- Rodamiento F: Rodillos rígidos de bolas (FAG 6417 M).

Rodamiento A: Rodillos cónicos (FAG 30311 A).

Eje	Dimensiones										Peso kg	Capacidad - Factor de carga					Velocidad límite min <sup>-1</sup>	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares									
	d mm	D	B	C	T	r <sub>12</sub> , r <sub>22</sub> mm	r <sub>32</sub> , r <sub>42</sub> mm	a mm	J mm	C		e	Y	estát. C <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>	Roda- miento FAG				DIN ISO 355	D <sub>1</sub> max	D <sub>2</sub> min	D <sub>3</sub> min	D <sub>4</sub> max	D <sub>5</sub> min	a <sub>1</sub> min	a <sub>2</sub> min	r <sub>φ1</sub> , r <sub>φ2</sub> mm	r <sub>φ3</sub> , r <sub>φ4</sub> mm
55	55	90	23	17,5	23	1,5	1,5	20	75,8	0,64	81,5	0,41	1,48	118	0,81	7000	4300	32011X	T3CC055	63	62	81	83	86	4	5,5	1,5	1,5	
	55	90	27	21	27	1,5	1,5	19	74,2	0,673	93	0,31	1,92	143	1,06	7000	4000	33011	T2CE055	63	62	81	83	86	5	6	1,5	1,5	
	55	95	30	23	30	1,5	1,5	22	76,2	0,894	114	0,37	1,6	163	0,88	6700	4000	33111	T3CE055	62	62	83	88	91	5	7	1,5	1,5	
	55	100	21	18	22,75	2	1,5	21	75,3	0,804	91,5	0,4	1,48	108	0,81	6700	4800	30211A	T3DB055	64	64	88	91	94	4	4,5	2	1,5	
	55	100	25	21	26,75	2	1,5	23	76,2	0,872	110	0,4	1,48	137	0,81	6700	4300	32211A	T3DC055	63	64	87	91	95	4	5,5	2	1,5	
	55	100	35	27	35	2	1,5	26	78,8	1,17	137	0,4	1,5	196	0,83	6700	4000	33211	T3DE055	62	64	85	91	96	6	8	2	1,5	
	55	115	31	23,5	34	3	3	40	89,3	1,8	129	0,67	0,69	166	0,38	5600	4800	T7FC055	T7FC055	65	72	86	101	109	5	10,5	3	3	
	55	120	29	25	31,5	2,5	2	25	84,7	1,8	153	0,35	1,74	176	0,96	6000	4500	30311A	T2FB055	71	65	104	110	111	4	6,5	2,5	2	
	55	120	29	21	31,5	2,5	2	39	88	1,57	125	0,83	0,73	140	0,4	5600	4500	31311A	T7FB055	68	65	94	110	113	4	10,5	2,5	2	
	55	120	43	35	45,5	2,5	2	30	85	2,33	212	0,35	1,74	270	0,96	6000	4300	32311A	T2FD055	68	65	99	110	111	5	10,5	2,5	2	
	55	120	43	35	45,5	2,5	2	36	89,6	2,47	196	0,55	1,1	270	0,6	5600	4300	32311B	T5FD055	65	65	91	110	112	5	10,5	2,5	2	
	60	60	95	23	17,5	23	1,5	1,5	21	80	0,68	83	0,43	1,39	125	0,77	6700	4000	32012X	T4CC060	67	67	85	88	91	4	5,5	1,5	1,5
60		95	27	21	27	1,5	1,5	20	79	0,73	96,5	0,33	1,83	150	1,01	6700	3800	33012	T2CE060	67	67	85	88	90	5	6	1,5	1,5	
60		100	30	23	30	1,5	1,5	23	81,3	1,01	116	0,4	1,51	173	0,83	6300	3800	33112	T3CE060	67	67	88	93	96	5	7	1,5	1,5	
60		110	22	19	23,75	2	1,5	22	82,3	0,919	104	0,4	1,48	122	0,81	6300	4300	30212A	T3BE060	70	69	96	101	103	4	4,5	2	1,5	
60		110	28	24	29,75	2	1,5	24	82,6	1,14	134	0,4	1,48	170	0,81	6000	4000	32212A	T3CE060	69	69	95	101	104	4	5,5	2	1,5	
60		110	38	29	38	2	1,5	28	85,3	1,5	170	0,4	1,48	240	0,82	6000	3800	33212	T3EE060	69	69	93	101	105	6	9	2	1,5	
60		115	39	33	40	2,5	2,5	28	86,1	1,85	190	0,33	1,8	255	0,99	6000	3800	T2EE060	T2EE060	70	73	98	103	108	7	7	2,5	2,5	
60		125	33,5	26	37	3	3	42	96,3	2,05	153	0,82	0,73	200	0,4	5300	4500	T7FC060	T7FC060	71	78	94	111	119	6	11	3	3	
60		130	31	26	33,5	3	2,5	26	92,1	2,05	176	0,35	1,74	204	0,96	5300	4300	30312A	T2FB060	77	72	112	118	120	5	7,5	3	2,5	
60		130	31	22	33,5	3	2,5	41	95,4	2,17	146	0,83	0,73	170	0,4	5300	4300	31312A	T7FB060	73	72	103	118	123	5	11,5	3	2,5	
60		130	46	37	48,5	3	2,5	32	92,1	3,19	245	0,35	1,74	310	0,96	5300	4000	32312A	T2FD060	74	72	107	118	120	6	11,5	3	2,5	
60		130	46	37	48,5	3	2,5	39	95	3,15	224	0,55	1,1	305	0,6	5300	4000	32312BA	T5FD060	71	72	100	118	122	6	11,5	3	2,5	
65	65	100	23	17,5	23	1,5	1,5	23	85,2	0,62	83	0,46	1,31	129	0,72	6300	3600	32013X	T4CC065	72	72	90	93	97	4	5,5	1,5	1,5	
	65	100	27	21	27	1,5	1,5	21	83,2	0,64	100	0,35	1,72	163	0,95	6300	3400	33013	T2CE065	72	72	89	93	96	5	6	1,5	1,5	
	65	110	34	26,5	34	1,5	1,5	26	89,6	1,31	150	0,39	1,55	228	0,85	6000	3400	33113	T3DE065	73	72	96	103	106	6	7,5	1,5	1,5	
	65	120	23	20	24,75	2	1,5	23	90	1,28	120	0,4	1,48	143	0,81	5600	4000	30213A	T3BE065	77	74	106	111	113	4	4,5	2	1,5	
	65	120	31	27	32,75	2	1,5	27	91	1,49	156	0,4	1,48	200	0,81	5600	3800	32213A	T3CE065	76	74	104	111	115	4	5,5	2	1,5	
	65	120	38	31	39	4	2,5	35	95,4	2,1	163	0,56	1,07	236	0,59	5300	3600	T5ED065	T5ED065	74	80	95	108	115	6	8	4	2,5	
	65	120	41	32	41	2	1,5	30	92,5	2,02	204	0,39	1,54	285	0,85	5600	3600	33213	T3EE065	74	74	102	111	115	6	9	2	1,5	
	65	140	33	28	36	3	2,5	28	100,5	2,4	196	0,35	1,74	228	0,96	5000	4000	30313A	T2GB065	83	77	122	128	130	5	8	3	2,5	
	65	140	33	23	36	3	2,5	44	102,6	2,63	163	0,83	0,73	190	0,4	5000	4000	31313A	T7GB065	79	77	117	128	132	5	13	3	2,5	
	65	140	48	39	51	3	2,5	34	99,6	3,49	270	0,35	1,74	345	0,96	5000	3800	32313A	T2GD065	80	77	117	128	130	6	12	3	2,5	
	65	140	48	39	51	3	2,5	42	104,3	3,7	250	0,55	1,1	345	0,6	5000	3800	32313BA	T5GD065	77	77	109	128	133	6	12	3	2,5	
	70	70	110	25	19	25	1,5	1,5	24	92	0,967	106	0,43	1,38	163	0,76	5600	3400	32014X	T4CC070	78	77	98	103	105	5	6	1,5	1,5
70		110	31	25,5	31	1,5	1,5	22	91	1,14	137	0,28	2,11	224	1,16	5600	3200	33014	T2CE070	78	77	99	103	105	5	5,5	1,5	1,5	

Tabla 60. Rodamiento A. Rodillo cónico (FAG 30311 A).

Rodamiento B: Rodillos rígido de bolas (FAG 6207)

Eje	Dimensiones							Peso <i>m</i> kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min <sup>-1</sup>	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares		
	d	D	B	r <sub>s</sub> min	H <i>m</i>	H <sub>1</sub> <i>m</i>	J <i>m</i>		dyn. C	stat. C <sub>0</sub>				D <sub>1</sub> min mm	D <sub>2</sub> max	r <sub>a</sub> max
	mm								kN							
30	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,195	19,3	11,2	14000	14000	6206	35,6	56,4	1
	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,205	19,3	11,2	14000	14000	S6206.W203B	35,6	56,4	1
	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,201	19,3	11,2	11000	14000	6206.2ZR	35,6	56,4	1
	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,201	19,3	11,2	7500		6206.2RSR	35,6	56,4	1
	30	62	16	1	52,1	54,9	40	0,211	19,3	11,2	7500		S6206.2RSR.W203B	35,6	56,4	1
	30	62	20	1	52,1	54,9	40	0,245	19,3	11,2	7500		62206.2RSR	35,6	56,4	1
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,355	29	16,3	24000	13000	6306	37	65	1
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,355	29	16,3	24000	13000	S6306.W203B	37	65	1
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,363	29	16,3	9500	13000	6306.2ZR	37	65	1
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,365	29	16,3	6300		6306.2RSR	37	65	1
	30	72	19	1,1	59,6	61,6	44,6	0,365	29	16,3	6300		S6306.2RSR.W203B	37	65	1
	30	72	27	1,1	59,6	61,6	44,6	0,499	29	16,3	6300		62306.2RSR	37	65	1
	30	90	23	1,5	70,1		50,1	0,76	42,5	23,2	19000	12000	6406	41	79	1,5
	35	35	62	9	0,3	53,5	54,8	43,7	0,105	12,2	8,8	14000	10000	16007	37	60
35		62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,157	16	10,2	28000	13000	6007	39,6	57,4	1
35		62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,157	16	10,2	28000	13000	S6007.W203B	39,6	57,4	1
35		62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,163	16	10,2	11000	13000	6007.2ZR	39,6	57,4	1
35		62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,163	16	10,2	7500		6007.2RSR	39,6	57,4	1
35		62	14	1	53,3	55,4	43,2	0,163	16	10,2	7500		S6007.2RSR.W203B	39,6	57,4	1
35		72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,291	25,5	15,3	24000	12000	6207	42	65	1
35		72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,285	25,5	15,3	24000	12000	S6207.W203B	42	65	1
35		72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,299	25,5	15,3	9500	12000	6207.2ZR	42	65	1
35		72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,301	25,5	15,3	6300		6207.2RSR	42	65	1
35		72	17	1,1	60,7	63,3	47,2	0,303	25,5	15,3	6300		S6207.2RSR.W203B	42	65	1
35		72	23	1,1	60,7	63,3	47,2	0,393	25,5	15,3	6300		62207.2RSR	42	65	1
35		80	21	1,5	65,5	67,6	49,3	0,471	33,5	19	20000	12000	6307	44	71	1,5
35		80	21	1,5	65,5	67,6	49,3	0,471	33,5	19	20000	12000	S6307.W203B	44	71	1,5
35		80	21	1,5	65,5	67,6	49,3	0,481	33,5	19	8500	12000	6307.2ZR	44	71	1,5
35		80	21	1,5	65,5	67,6	49,3	0,483	33,5	19	5600		6307.2RSR	44	71	1,5
35		80	21	1,5	65,5	67,6	49,3	0,483	33,5	19	5600		S6307.2RSR.W203B	44	71	1,5
35		80	31	1,5	65,5	67,6	49,3	0,687	33,5	19	5600		62307.2RSR	44	71	1,5
35		100	25	1,5	83,3	85,6	62	0,971	53	31,5	16000	11000	6407	46	89	1,5
40	40	68	9	0,3	59,3		49,4	0,12	13,2	10,2	13000	9000	16008	42	66	0,3
	40	68	15	1	59,1	61,6	49,3	0,194	16,6	11,6	26000	12000	6008	44,6	63,4	1

Tabla 61. Rodamiento B. Rodillos rígido de bolas (FAG 6207).

Rodamiento C: Rodillos cónicos (FAG 32214 A).

Eje	Dimensiones									Peso ~ kg	Capacidad - Factor de carga					Velocidad límite min <sup>-1</sup>	Velocidad de referencia	Denominación abreviada		Medidas auxiliares								
	d mm	D	B	C	T	$r_{1\beta}$ min	$r_{2\beta}$ min	$r_{1\alpha}$ min	$r_{2\alpha}$ min		a ~	J ~	C kN	e	Y			estát. C <sub>0</sub> kN	Y <sub>0</sub>	Roda- miento FAG	DIN ISO 355	D <sub>1</sub> max	D <sub>2</sub> min	D <sub>3</sub> min	D <sub>4</sub> max	D <sub>5</sub> min	a <sub>1</sub> min	a <sub>2</sub> min
70	70	120	37	29	37	2	1,5	28	96,3	1,71	176	0,38	1,58	260	0,87	5300	3400	33114	T3DE070	79	79	104	111	115	6	8	2	1,5
	70	125	24	21	26,25	2	1,5	25	95,4	1,3	132	0,42	1,43	163	0,79	5300	3800	30214A	T3EB070	81	79	110	116	118	4	5	2	1,5
	70	125	31	27	33,25	2	1,5	28	96	1,83	163	0,42	1,43	216	0,79	5300	3600	32214A	T3EC070	80	79	108	116	119	4	6	2	1,5
	70	125	41	32	41	2	1,5	31	98,2	2,06	212	0,41	1,47	300	0,81	5300	3400	33214	T3EE070	79	79	107	116	120	7	9	2	1,5
	70	140	35,5	27	39	3	3	47	109,6	2,66	176	0,87	0,69	240	0,38	4800	4000	T7FC070	T7FC070	81	90	106	126	133	6	12	3	3
	70	150	35	30	38	3	2,5	30	106,6	3,08	224	0,35	1,74	265	0,96	4800	3800	30314A	T2GB070	89	82	130	138	140	5	8	3	2,5
	70	150	35	25	38	3	2,5	47	109	2,9	186	0,83	0,73	220	0,4	4800	3800	31314A	T7GB070	84	82	118	138	141	5	13	3	2,5
	70	150	51	42	54	3	2,5	37	106,6	4,27	310	0,35	1,74	405	0,96	4800	3400	32314A	T2GD070	86	82	125	138	140	6	12	3	2,5
	70	150	51	42	54	3	2,5	44	112	4,52	285	0,55	1,1	400	0,6	4800	3400	32314BA	T5GD070	83	82	117	138	143	7	12	3	2,5
	75	75	115	25	19	25	1,5	1,5	25	96,9	0,922	108	0,46	1,31	170	0,72	5600	3200	32015X	T4CC075	83	82	103	108	110	5	6	1,5
75		115	31	25,5	31	1,5	1,5	23	96,3	1,12	140	0,3	2,01	232	1,11	5600	3200	33015	T2CE075	83	82	104	108	110	6	5,5	1,5	1,5
75		125	37	29	37	2	1,5	30	101,4	1,79	180	0,4	1,51	275	0,83	5300	3200	33115	T3DE075	84	84	109	116	120	6	8	2	1,5
75		130	25	22	27,25	2	1,5	27	100,1	1,42	137	0,44	1,38	173	0,76	5300	3800	30215A	T4DB075	86	84	115	115	124	4	5	2	1,5
75		130	31	27	33,25	2	1,5	29	101,6	1,93	173	0,44	1,38	232	0,76	5000	3400	32215A	T4DC075	85	84	115	121	124	4	6	2	1,5
75		130	41	31	41	2	1,5	32	104,5	2,24	208	0,43	1,4	310	0,77	5000	3200	33215	T3EE075	83	84	111	121	125	7	10	2	1,5
75		150	38	29	42	3	3	51	116,2	3,23	204	0,87	0,69	275	0,38	4800	3800	T7FC075	T7FC075	87	96	114	136	143	6	13	3	3
75		160	37	31	40	3	2,5	32	114	3,64	250	0,35	1,74	300	0,96	4500	3600	30315A	T2GB075	95	87	139	148	149	5	9	3	2,5
75		160	37	26	40	3	2,5	50	115,8	3,36	204	0,83	0,73	240	0,4	4500	3600	31315	T7GB075	91	87	127	148	151	6	14	3	2,5
75		160	55	45	58	3	2,5	39	114	5,37	360	0,35	1,74	475	0,96	4500	3200	32315A	T2GD075	91	87	133	148	149	7	13	3	2,5
75	160	55	45	58	3	2,5	47	120,4	5,7	335	0,55	1,1	475	0,6	4500	3200	32315B	T5GD075	90	87	124	148	151	7	14	3	2,5	
80	80	125	29	22	29	1,5	1,5	27	103,6	1,24	137	0,42	1,42	212	0,78	5000	3200	32016X	T3CC080	89	87	112	117	120	6	7	1,5	1,5
	80	125	36	29,5	36	1,5	1,5	26	102,9	1,67	176	0,28	2,16	290	1,19	5000	3000	33016	T2CE080	90	87	112	117	119	6	6,5	1,5	1,5
	80	130	37	29	37	2	1,5	31	106,8	1,9	190	0,42	1,44	300	0,79	5000	3000	33116	T3DE080	89	89	114	121	126	6	8	2	1,5
	80	140	26	22	28,25	2,5	2	28	106,9	1,68	156	0,42	1,43	193	0,79	5000	3400	30216A	T3EB080	91	90	124	130	132	4	6	2,5	2
	80	140	33	28	35,25	2,5	2	31	107,5	2,36	200	0,42	1,43	265	0,79	5000	3200	32216A	T3EC080	90	90	122	130	134	5	7	2,5	2
	80	140	46	35	46	2,5	2	35	111,8	3,23	250	0,43	1,41	380	0,78	4800	3000	33216	T3EE080	89	90	119	130	135	7	11	2,5	2
	80	160	41	31	45	3	3	54	125	4	232	0,87	0,69	320	0,38	4500	3600	T7FC080	T7FC080	93	103	121	146	152	7	14	3	3
	80	170	39	33	42,5	3	2,5	34	121,7	4,34	290	0,35	1,74	345	0,96	4500	3200	30316A	T2GB080	102	92	148	158	159	5	9,5	3	2,5
	80	170	39	27	42,5	3	2,5	53	122,4	4,19	228	0,83	0,73	270	0,4	4500	3400	31316	T7GB080	97	92	134	158	159	6	15,5	3	2,5
	80	170	58	48	61,5	3	2,5	42	122	6,57	400	0,35	1,74	540	0,96	4500	2800	32316A	T2GD080	98	92	142	158	159	7	13,5	3	2,5
80	170	58	48	61,5	3	2,5	49	126,8	7,02	360	0,55	1,1	510	0,6	4300	3000	32316B	T5GD080	96	92	130	158	160	7	13,5	3	2,5	
85	85	130	29	22	29	1,5	1,5	28	109,5	1,36	143	0,44	1,36	228	0,75	5000	3000	32017X	T4CC085	94	92	117	122	125	6	7	1,5	1,5

Tabla 62. Rodamiento C. Rodillos cónicos (FAG 32214 A).

Rodamiento D: Rodillos cilíndricos (NJ 2315ETVP2).

Eje	Dimensiones											Peso		Capacidad de carga		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares												
	d	D	B	r <sub>e</sub> min	r <sub>fs</sub> min	E	F	H	J	n	a	b	s <sup>1)</sup>	Roda- miento kg	Anillo angular				din. C	estát. C <sub>0</sub>	Rodamiento FAG	Anillo angular FAG	D <sub>1</sub> min mm	D <sub>1</sub> max	D <sub>2</sub> min	D <sub>2</sub> max	D <sub>3</sub> min	D <sub>3</sub> max	D <sub>4</sub> min	D <sub>4</sub> max	r <sub>fs</sub> max
65	65	140	33	2,1	2,1	124,5	82,5		90,5				1,4	2,28		180	190	4800	5600	N313E.TVP2		77	81	85	93	128	126	123	2,1	2,1	
	65	140	33	2,1	2,1	124,5	82,5	118,6	90,5		15,5	10	1,5	2,32	0,287	180	190	4800	5600	NJ313E.TVP2	HJ313E	77	81	85	93	128			2,1	2,1	
	65	140	33	2,1	2,1	124,5	82,5	118,6	90,5				1,5	2,28		180	190	4800	5600	NU313E.TVP2		77	81	85	93	128			2,1	2,1	
	65	140	33	2,1	2,1	124,5	82,5	118,6	90,5	5,5				2,37		180	190	4800	5600	NUP313E.TVP2		77	81	85	93	128			2,1	2,1	
	65	140	48	2,1	2,1	124,5	82,5	118,6	90,5		18	10	4	3,38	0,306	245	285	4800	4500	NJ2313E.TVP2	HJ2313E	77	81	85	93	128			2,1	2,1	
	65	140	48	2,1	2,1	124,5	82,5	118,6	90,5					3,32		245	285	4800	4500	NU2313E.TVP2		77	81	85	93	128			2,1	2,1	
	65	140	48	2,1	2,1	124,5	82,5	118,6	90,5	8				3,45		245	285	4800	4500	NUP2313E.TVP2		77	81	85	93	128			2,1	2,1	
	70	70	110	20	1,1	1	100	80	96					3,3	0,706		64	81,5	11000	6300	NU1014M1		75	78	82	85	104			1	1
		70	125	24	1,5	1,5	113,5	83,5		89,4				1,1	1,16		120	137	5300	5600	N214E.TVP2		79	82	86	92	116	115	112	1,5	1,5
		70	125	24	1,5	1,5	113,5	83,5	109,4	89,4		11	7	1,2	1,18	0,156	120	137	5300	5600	NJ214E.TVP2	HJ214E	79	82	86	92	116			1,5	1,5
		70	125	24	1,5	1,5	113,5	83,5	109,4	89,4				1,2	1,15		120	137	5300	5600	NU214E.TVP2		79	82	86	92	116			1,5	1,5
		70	125	24	1,5	1,5	113,5	83,5	109,4	89,4	4				1,2		120	137	5300	5600	NUP214E.TVP2		79	82	86	92	116			1,5	1,5
70		125	31	1,5	1,5	113,5	83,5	109,4	89,4		11,5	7	1,6	1,55	0,159	156	196	5300	4500	NJ2214E.TVP2	HJ2214E	79	82	86	92	116			1,5	1,5	
70		125	31	1,5	1,5	113,5	83,5	109,4	89,4				1,6	1,52		156	196	5300	4500	NU2214E.TVP2		79	82	86	92	116			1,5	1,5	
70		125	31	1,5	1,5	113,5	83,5	109,4	89,4	4,5				1,58		156	196	5300	4500	NUP2214E.TVP2		79	82	86	92	116			1,5	1,5	
70		150	35	2,1	2,1	133	89		97,3				1,6	2,79		204	220	4500	5300	N314E.TVP2		82	87	92	100	138	135	131	2,1	2,1	
70		150	35	2,1	2,1	133	89	126,8	97,3		15,5	10	1,7	2,84	0,331	204	220	4500	5300	NJ314E.TVP2	HJ314E	82	87	92	100	138			2,1	2,1	
70		150	35	2,1	2,1	133	89	126,8	97,3				1,7	2,79		204	220	4500	5300	NU314E.TVP2		82	87	92	100	138			2,1	2,1	
70		150	35	2,1	2,1	133	89	126,8	97,5	5,5				2,89		204	220	4500	5300	NUP314E.TVP2		82	87	92	100	138			2,1	2,1	
70		150	51	2,1	2,1	133	89	126,8	97,3		18,5	10	4,7	4,09	0,355	275	325	4500	4300	NJ2314E.TVP2	HJ2314E	82	87	92	100	138			2,1	2,1	
70		150	51	2,1	2,1	133	89	126,8	97,3				4,7	4,02		275	325	4500	4300	NU2314E.TVP2		82	87	92	100	138			2,1	2,1	
70		150	51	2,1	2,1	133	89	126,8	97,5	8,5				4,18		275	325	4500	4300	NUP2314E.TVP2		82	87	92	100	138			2,1	2,1	
75		75	115	20	1,1	1	105	85	101,7					2,5	0,75		65,5	85	10000	6000	NU1015M1		80	83	87	90	109			1	1
		75	130	25	1,5	1,5	118,5	88,5		94,3				1,1	1,29		132	156	5300	5300	N215E.TVP2		84	87	90	96	121	120	117	1,5	1,5
		75	130	25	1,5	1,5	118,5	88,5	114,4	94,3		11	7	1,2	1,3	0,165	132	156	5300	5300	NJ215E.TVP2	HJ215E	84	87	90	96	121			1,5	1,5
		75	130	25	1,5	1,5	118,5	88,5	114,4	94,3				1,2	1,27		132	156	5300	5300	NU215E.TVP2		84	87	90	96	121			1,5	1,5
		75	130	25	1,5	1,5	118,5	88,5	114,4	94,5	4				1,33		132	156	5300	5300	NUP215E.TVP2		84	87	90	96	121			1,5	1,5
		75	130	31	1,5	1,5	118,5	88,5	114,4	94,3		11,5	7	1,6	1,64	0,167	163	208	5300	4300	NJ2215E.TVP2	HJ2215E	84	87	90	96	121			1,5	1,5
		75	130	31	1,5	1,5	118,5	88,5	114,4	94,3				1,6	1,61		163	208	5300	4300	NU2215E.TVP2		84	87	90	96	121			1,5	1,5
		75	130	31	1,5	1,5	118,5	88,5	114,4	94,5	4,5				1,67		163	208	5300	4300	NUP2215E.TVP2		84	87	90	96	121			1,5	1,5
		75	160	37	2,1	2,1	143	95		104,1				1,1	3,34		240	265	4000	4800	N315E.TVP2		87	93	97	106	148	145	141	2,1	2,1
	75	160	37	2,1	2,1	143	95	136,2	104,1		16,5	11	1,2	3,39	0,41	240	265	4000	4800	NJ315E.TVP2	HJ315E	87	93	97	106	148			2,1	2,1	
	75	160	37	2,1	2,1	143	95	136,2	104,1				1,2	3,33		240	265	4000	4800	NU315E.TVP2		87	93	97	106	148			2,1	2,1	
	75	160	37	2,1	2,1	143	95	136,2	104,3	5,5				3,45		240	265	4000	4800	NUP315E.TVP2		87	93	97	106	148			2,1	2,1	
	75	160	55	2,1	2,1	143	95	136,2	104,1		19,5	11	4,2	5,04	0,439	325	390	4000	3800	NJ2315E.TVP2	HJ2315E	87	93	97	106	148			2,1	2,1	
	75	160	55	2,1	2,1	143	95	136,2	104,1				4,2	4,95		325	390	4000	3800	NU2315E.TVP2		87	93	97	106	148			2,1	2,1	
	75	160	55	2,1	2,1	143	95	136,2	104,3	8,5				5,14		325	390	4000	3800	NUP2315E.TVP2		87	93	97	106	148			2,1	2,1	

Tabla 63. Rodamiento D. Rodillos cilíndricos (NJ 2315ETVP2).

Rodamientos E y F: Rodillos rígido de bolas (FAG 6418 M y FAG 6417 M).

Eje	Dimensiones							Peso ~ kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min <sup>-1</sup>	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares		
	d mm	D	B	r <sub>s</sub> min	H ~	H <sub>1</sub> ~	J ~		dyn. C	stat. C <sub>0</sub>				D <sub>1</sub> min mm	D <sub>3</sub> max	r <sub>g</sub> max
80	80	140	26	2	121,2		98,9	1,46	72	53	11000	6300	6216	91	129	2
	80	140	26	2	121,2	124,5	98,5	1,49	72	53	4500	6300	6216.2ZR	91	129	2
	80	140	26	2	121,2	124,5	98,5	1,49	72	53	3000		6216.2RSR	91	129	2
	80	170	39	2,1	141,8		106,6	3,75	122	86,5	9000	6700	6316	92	158	2,1
	80	170	39	2,1	141,8	145,5	106,2	3,82	122	86,5	3800	6700	6316.2ZR	92	158	2,1
	80	200	48	3	162,1		117,9	8,29	163	125	7500	6000	6416M	96	184	2,5
85	85	130	14	0,6	113,8		101,6	0,666	34	33,5	12000	5000	16017	88,2	126,8	0,6
	85	130	22	1,1	116		99,6	0,916	49	43	11000	6700	6017	91	124	1
	85	130	22	1,1	116	119,2	99,2	0,939	49	43	4800	6700	6017.2ZR	91	124	1
	85	150	28	2	129,6		106,6	1,87	83	64	10000	6000	6217	96	139	2
	85	150	28	2	129,6	133,8	106,2	1,91	83	64	4300	6000	6217.2ZR	96	139	2
	85	180	41	3	151,6		114,4	4,25	132	96,5	8000	6300	6317	99	166	2,5
	85	180	41	3	151,6	154,9	114	4,33	132	96,5	3400	6300	6317.2ZR	99	166	2,5
	85	210	52	4	173		122,9	9,58	173	137	7000	5600	6417M	105	190	3
90	90	140	16	1	122,7		107,6	0,866	41,5	39	11000	5000	16018	94,6	135,4	1
	90	140	24	1,5	123,7		106,6	1,21	58,5	50	11000	6300	6018	97	133	1,5
	90	140	24	1,5	123,7	126,8	106,2	1,23	58,5	50	4500	6300	6018.2ZR	97	133	1,5
	90	160	30	2	139,4		112,7	2,21	96,5	72	9000	6000	6218	101	149	2
	90	160	30	2	139,4	143,4	112,3	2,26	96,5	72	3800	6000	6218.2ZR	101	149	2
	90	190	43	3	157,1		123,8	5,43	134	102	8000	6000	6318	104	176	2,5
	90	190	43	3	157,1	160,7	123,3	5,53	134	102	3400	6000	6318.2ZR	104	176	2,5
	90	225	54	4	184		132,2	11,7	196	163	6700	5300	6418M	110	205	3
95	95	145	16	1	128,3		113,8	0,922	40	40,5	11000	4800	16019	99,6	140,4	1
	95	145	24	1,5	129		111	1,27	60	54	10000	6000	6019	102	138	1,5
	95	170	32	2,1	146,6		118,7	2,73	108	81,5	8500	5600	6219	107	158	2,1
	95	170	32	2,1	146,6	150,9	118,3	2,79	108	81,5	3600	5600	6219.2ZR	107	158	2,1
	95	200	45	3	165		129,1	6,23	143	112	7500	5600	6319	109	186	2,5
	95	200	45	3	165	170,4	128,7	6,34	143	112	3200	5600	6319.2ZR	109	186	2,5

Tabla 64. Rodamientos E y F. Rodillos rígidos de bolas (FAG 6418 M y FAG 6417 M).

## 5.7.4. Chavetas.

### 5.7.4.1. Datos del fabricante:

El fabricante que hemos seleccionado para la empresa OPAC components, es una empresa que tiene 35 años de experiencia en el sector industrial y es una empresa líder en el mercado español en elementos normalizados (elementos de fijación, chavetas, pasadores...).

Está situada en Cervelló (Barcelona), c/ Ull de llebre, 28-32, 08758. Teléfono 933 093 563. Email: ventas@opac.net.

### 5.7.4.2. Catálogo de selección:

Si voy al catálogo de selección de chavetas, he seleccionado dentro de él, las chavetas DIN 6885 por tratarse de las chavetas más estándar y que mejor se adaptan a mi sistema.

**Chaveta paralela de ajuste**  
 Parallel keys  
 Clavette parallèle d'ajustage  
 Chaveta paralela de ajuste

**Acero C45+C (F-114)**  
 Steel C45+C (F-114)  
 Acier C45+C (F-114)  
 Aço C45+C (F-114)

**Tolerancia b: h9**  
 b Tolerance: h9  
 Tolérance b: h9  
 Tolerância b: h9

**Tolerancia h: h9 o h11 según DIN 6880**  
 h Tolerance: h9 or h11 according DIN 6880  
 Tolérance h: h9 ou h11 suivant DIN 6880  
 Tolerância h: h9 ou h11 conforme a norma DIN 6880

**Resistencia mínima a la tracción: 600 N/mm²**  
 Minimum tensile strength: 600 N/mm²  
 Résistance minimum à la rupture: 600 N/mm²  
 Resistência mínima à tração: 600 N/mm²

**Medidas fuera de norma DIN.**  
 Dimensions outside DIN standard.  
 Dimensions hors norme DIN  
 Medidas fora da norma DIN.

**Ref: ?**

**ejemplo**  
 example  
 exemplo

Ref = 51A - **XX** - **XX** - **XXX**  
 b h l

**DIN 6885 A 8x7x50**  
 Ref. = 51A-8-7-50

**INOX** También disponibles en stock en acero inoxidable.  
 We also have stainless steel available in stock.  
 Egalement disponible sur stock en inox.  
 Também disponíveis em estoque em aço inoxidável.

Otras medidas bajo consulta y en stock.  
 Other dimensions in stock and on request.  
 Autres dimensions sur demande et en stock.  
 Outras medidas, disponíveis sob consulta e em estoque.

**Las longitudes en negrita son las más utilizadas.**  
 Bold numbers represent the most commonly used lengths.  
 En noir les dimensions les plus utilisées.  
 Os comprimentos em negrito são os mais utilizados.

Tabla 65. Propiedades mi chaveta DIN 6885.

Recordaré que he seleccionado las chavetas del catálogo de a continuación que son:

○ Eje A (Engranajes 2 y 3 y diámetro 65 mm) → Chaveta  $\begin{cases} b = 18 \\ h = 11 \\ l = 55 \end{cases}$

○ Eje B (Engranajes 4 y 5 y diámetro 95 mm) → Chaveta  $\begin{cases} b = 25 \\ h = 14 \\ l = 150 \end{cases}$

○ Eje C (Engranajes 6 y diámetro 155 mm) → Chaveta  $\begin{cases} b = 40 \\ h = 22 \\ l = 200 \end{cases}$

b	2	3	4	5		6		8		10		12		14		16		18		20		22	
h	2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14
	06	06	08	12	10	14	•10	18	•12	22	•14	28	•20	36	•25	45	•30	50	•45	56	•55	63	•60
	08	08	10	14	12	16	•12	20	•14	25	•15	32	•22	40	•28	50	•32	56	50	63	56	70	63
	10	10	12	16	14	18	14	22	•15	28	•16	36	•25	45	•30	56	•35	63	•55	70	•60	80	•65
	12	12	14	18	•15	20	•15	25	•16	32	•18	40	28	50	•32	63	•36	70	56	80	63	90	70
	14	14	•15	20	16	22	16	28	18	36	•20	45	•30	56	•35	70	•40	80	•60	90	•65	100	•75
	•15	•15	16	22	18	25	18	32	20	40	22	50	32	63	36	80	45	90	63	100	70	110	80
	16	16	18	25	20	28	20	36	22	45	25	56	•35	70	40	90	50	100	•65	110	•75	125	•85
	18	18	20	28	22	32	22	40	25	50	28	63	36	80	45	100	•55	110	70	125	80	140	90
	20	20	22	32	25	36	25	45	28	56	•30	70	40	90	50	110	56	125	•75	140	•85	160	•95
	•22	22	25	36	28	40	28	50	•30	63	32	80	45	100	•55	125	•60	140	80	160	90	180	100
	•25	25	28	40	•30	45	•30	56	32	70	•35	90	50	110	56	140	63	160	•85	180	•95	200	110
	•28	28	•30	45	32	50	32	63	•35	80	36	100	•55	125	•60	160	•65	180	90	200	100	220	•120
	•30	•30	32	50	•35	56	•35	70	36	90	40	110	56	140	63	180	70	200	•95	220	110	250	125
	•32	32	•35	56	36	63	36	80	40	100	45	125	•60	160	•65		•75		100		•120		•130
	•35	•35	36		40	70	40	90	45	110	50	140	63		70	80		110		125		140	
	•36	36	40		45		45		50		•55		•65		•75		•85		•120		•130		•150
			45		50		50		•55		56		70		80		90		125		140		160
			•50		•55		•55		56		•60		•75		•85		•95		•130		•150		•170
					56		56		•60		63		80		90		100		140		160		180
					•60		•60		63		•65		•85		•95		110		•150		•170		200
					•63		63		•65		70		90		100		•120		160		180		220
					•65		•65		70		•75		•95		110		125		•170		200		250
							70		•75		80		100		•120		•130		180		220		
							•75		80		•85		110		125		140		200				

Tabla 66. Chavetas. 1ª página del catálogo de OPAC

b	25		28		32		36		40	45	50	56	63	70	80	90	100	
	9	14	10	16	11	18	12	20	22	25	28	32	32	36	40	45	50	
I	70	• 65	80	• 75	90	• 85	100	• 95	110	• 120	140	160	180	200	220	250	280	
	80	70	90	80	100	90	110	100	• 120	125	160	180	200	220	250	280	320	
	90	• 75	100	• 85	110	• 95	125	110	125	• 130	180	200	220	250	280	320	360	
	100	80	110	90	125	100	140	• 120	• 130	140	200	220	250	280	320	360	400	
	110	• 85	125	• 95	140	110	160	125	140	• 150	220	250	280	320	360	400		
	125	90	140	100	160	• 120	180	• 130	• 150	160	250	280	320	360	400			
	140	• 95	160	110	180	125	200	140	160	• 170	280	320	360	400				
	160	100	180	• 120	200	140	220	• 150	• 170	180	320	360	400					
	180	110	200	125	220	• 150	250	160	180	200	360	400						
	200	• 120	220	• 130	250	160	280	• 170	200	220	400							
	220	125	250	140	280	• 170	315	180	220	250								
	250	• 130	280	• 150	315	180	355	200	250	280								
	280	140	315	160	355	200	400	220	280	• 320								
		• 150		• 170		220		250	• 320	• 360								
		160		180		250		280	• 360	400								
	• 170		200		280		320	400										

Tabla 67. Chavetas. 2ª página del catálogo de OPAC

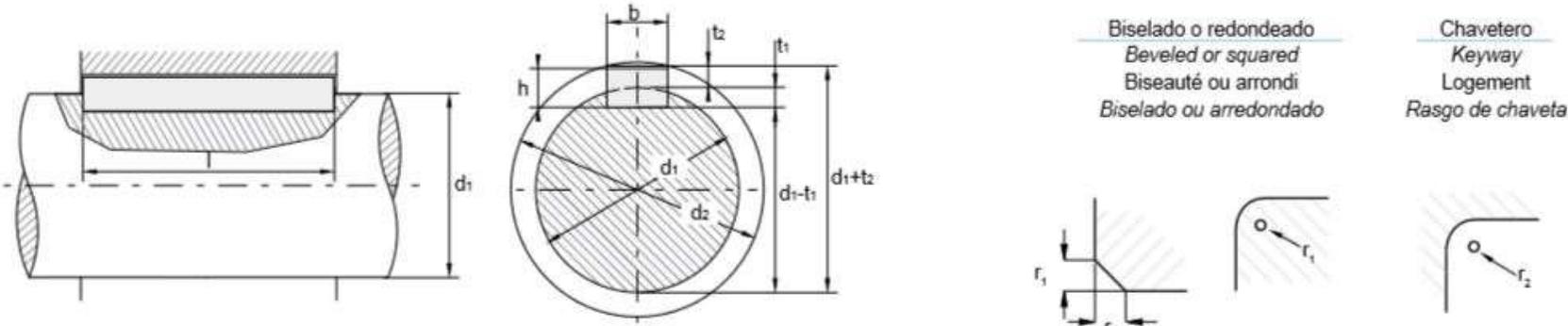
			
<p>             Biselado o redondeado  <i>Beveled or squared</i>              Biseauté ou arrondi  <i>Biselado ou arredondado</i> </p> <p>             Chavetero  <i>Keyway</i>              Logement  <i>Rasgo de chaveta</i> </p>			
<p>ES EN FR PT</p> <p><b>Chavetero del eje</b>  <i>Shaft Keyway</i>  <i>Logement de l'arbre</i>  <i>Rasgo de chaveta do eixo</i></p>	<p><b>Chavetero del cubo</b>  <i>Hub Keyway</i>  <i>Logement du moyeu</i>  <i>Rasgo de chaveta do cubo</i></p>	<p><b>Asiento fijo</b>  <i>Tight fit</i>  <i>Ajustement serré</i>  <i>Assento fixo</i></p>	<p><b>Asiento ligero</b>  <i>Loose fit</i>  <i>Ajustement libre</i>  <i>Assento ligeiro</i></p>
<p><b>Con juego en el lomo o aprieto</b>  <i>With a set in the groove or blockage</i>  <i>Avec jeu dans la largeur de la rainure ou blocage</i>  <i>Com folga no dorso ou aperto</i></p>	<p><b>Con juego en el lomo</b>  <i>With a set in the groove</i>  <i>Avec jeu dans la largeur de la rainure</i>  <i>Com folga no dorso</i></p>	<p><b>Con aprieto</b>  <i>With pressure</i>  <i>Avec blocage</i>  <i>Com aperto</i></p>	<p><b>dif. adm.</b> <i>Diferencia admisible</i>  <i>Acceptable Difference</i>  <i>Écart accepté</i>  <i>Diferença admissível</i></p>

Tabla 68. Chavetas. 3ª página del catálogo de OPAC.

Memoria

b		2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100																						
h		2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100																						
d1	>	6	8	10	12	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440								
	≤	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	150	170	200	230	260	290	330	380	440	500								
Chavetero del eje	b <sup>a</sup>	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100							
		asiento ligero N9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100							
	t1	con juego en el lomo o aprieto	1,2	1,8	2,5	1,9	3	2,5	3,5	3,1	4	3,7	5	3,9	5	4	5,5	4,7	6	4,8	7	5,4	7,5	6	9	6,2	9	6,9	10	7,6	11	8,3	12	13	15	17	20	20	22	25	28	31							
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3						
Chavetero del cubo	b <sup>a</sup>	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100							
		asiento ligero JS9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100							
	t2	con juego en el lomo	1	1,4	1,8	1,2	2,3	1,6	2,8	2	3,3	2,4	3,3	2,2	3,3	2,1	3,8	2,4	4,3	2,3	4,4	2,7	4,9	3,1	5,4	2,9	5,4	3,2	6,4	3,5	7,4	3,8	8,4	9,4	10,4	11,4	12,4	12,4	14,4	14,4	15,4	17,4	19,5						
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2				
	con aprieto	0,5	0,9	1,2	0,8	1,7	1,1	2,2	1,4	2,4	1,8	2,4	1,6	2,4	1,4	2,9	1,7	3,4	1,6	3,4	2	3,9	2,4	4,4	2,2	4,4	2,4	5,4	2,7	6,4	3,0	7,1	8,1	9,1	10,1	11,1	11,1	13,1	14,1	16,1	18,1								
	dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2		
a		-	-	-	-	-	-	-	3	-	3	-	3	-	3,5	-	4	-	4,5	-	5	-	5,5	-	5,5	-	6,5	-	7	-	8	9	10	11	13	13	14	16	18	20									
d2 min.	d1+	2,5	3,5	4	3	5	4	6	5	8	6	8	6	8	6	9	7	11	7	11	8	12	9	14	9	14	10	16	11	18	11,5	21	23	26	28	32	32	36	40	45	50								
r1	min.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60		
	max.	0,25	0,25	0,25	0,30	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,60	0,70	0,60	0,70	0,60	0,70	0,80	0,70	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
r2	max.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
	min.	0,08	0,08	0,08	0,10	0,16	0,20	0,16	0,20	0,16	0,20	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	

Tabla 69. Chavetas. 4º página del catálogo de OPAC.

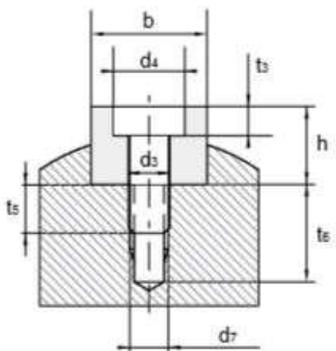
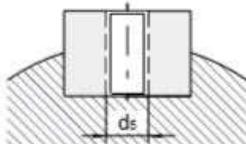
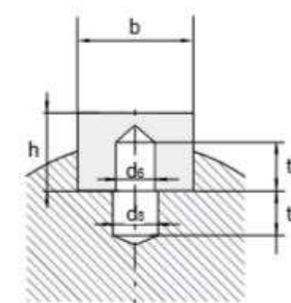
<p>           Agujero para tornillo de retención  <i>Retention Bolt Hole</i>            Taraudage pour vis de retenue            Furo para parafuso de retenção         </p> 	<p>           Agujero para tornillo de extracción  <i>Extraction Bolt Hole</i>            Taraudage pour vis de démontage            Furo para parafuso de extração         </p> 	<p>           Agujero para pasador elástico  <i>Spring Pin Hole</i>            Trou pour goupille élastique            Furo para cavilha elástica         </p> 		
<p> <b>ES EN FR PT</b>  <b>Ajuste para tornillos de retención, tornillos de presión y pasadores elásticos</b>  <i>Adjustment for retention bolts, pressure screws and spring pins</i>  <i>Ajustements pour vis de retenue, vis de pression et goupilles élastiques</i>  <i>Ajuste para parafusos de retenção, parafusos de pressão e cavilhas elásticas</i> </p>	<p> <b>Agujero de la chaveta</b>  <i>Keyhole</i>  <i>Perçage dans la clavette</i>  <i>Furo da chaveta</i> </p>	<p> <b>Agujero del eje</b>  <i>Shaft Hole</i>  <i>Perçage de l'arbre</i>  <i>Furo do eixo</i> </p>	<p> <b>Tornillo de retención</b>  <i>Retention Bolt</i>  <i>Vis de retenue</i>  <i>Parafuso de retenção</i> </p>	<p> <b>Pasador elástico</b>  <i>Spring Pin</i>  <i>Goupille élastique</i>  <i>Cavilha elástica</i> </p>

Tabla 70. Chavetas. 5ª página del catálogo de OPAC.

Memoria

b	8		10		12		14		16		18		20		22		25		28		32		36		40	45	50	56	63	70	80	90	100		
h	5	7	6	8	6	8	6	8	7	10	7	11	8	12	9	14	9	14	10	16	11	18	12	20	22	25	28	32	32	36	40	45	50		
<p>Ajuste para tomillos de retención, tomillos de presión y pasadores elásticos</p> <p>Agujero de la chaveta</p> <p>Agujero del eje</p> <p>Tomillo de retención (DIN 94, DIN 7984, DIN 6912)</p> <p>Tomillo de retención (DIN 94)</p> <p>Pasador elástico DIN 1481</p>	d3	3,2	3,4	3,2	3,4	4,3	4,5	5,3	5,5	5,3	5,5	6,4	6,6	6,4	6,6	6,4	6,6	8,4	9	10,5	11	10,5	11	13	14	14	14	14	14	14	18	18	22	22	
	d4	5,9	6	5,9	6	7,4	8	9,4	10	9,4	10	10,4	11	10,4	11	10,4	11	13,5	15	16,5	18	16,5	18	19	20	20	20	20	20	20	26	26	33	33	
	d5	-	M3	-	M3	-	M4	-	M5	-	M5	-	M6	-	M6	-	M6	-	M8	-	M10	-	M10	-	M12	M12	M12	M12	M12	M12	M16	M16	M20	M20	
	d6 H12	-	4	-	4	-	5	-	6	-	6	-	8	-	8	-	8	-	10	-	12	-	12	-	16	16	16	16	16	16	20	20	25	25	
	t3	2,2	2,4	2,2	2,4	3,0	3,2	3,7	4,1	3,7	4,1	4,2	4,8	4,2	4,8	4,2	4,8	5,3	6	6,3	7,3	6,3	7,3	7,3	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	11,5	11,5	13,5	13,5
	t4	-	4	-	4	-	5	-	6	-	6	-	7	-	8	-	8	-	10	-	10	-	12	-	14	16	16	16	16	16	20	20	25	25	
	d7	-	M3	-	M3	-	M4	-	M5	-	M5	-	M6	-	M6	-	M6	-	M8	-	M10	-	M10	-	M12	M12	M12	M12	M12	M12	M16	M16	M20	M20	
	d8	-	4,5	-	4,5	-	5,5	-	6,5	-	6,5	-	9	-	9	-	9	-	11	-	13	-	13	-	17	17	17	17	17	17	21	21	26	26	
	t5	-	4	-	5	-	6	-	6	-	6	-	7	-	8	-	8	-	9	-	9	-	11	-	15	13	15	12	13	13	17	18	20	20	
	t6	7	7	8	8	10	10	10	10	10	10	12	12	12	11	13	13	14	15	17	15	17	17	19	22	20	22	19	20	20	24	25	28	28	
	t7	-	5	-	5	-	7	-	8	-	8	-	11	-	10	-	10	-	12	-	18	-	16	-	20	18	18	18	18	18	24	24	30	30	
	Tomillo de retención (DIN 94, DIN 7984, DIN 6912)	-	M3 x8	-	M3 x10	-	M4 x10	-	M5 x10	-	M5 x10	-	M6 x12	-	M6 x12	-	M6 x16	-	M8 x16	-	M10 x16	-	M10 x20	-	M12 x25	M12 x25	M12 x30	M12 x30	M12 x35	M12 x35	M16 x40	M16 x45	M20 x50	M20 x55	
	Tomillo de retención (DIN 94)	M3 x8	-	M3 x10	-	M4 x10	-	M5 x10	-	M5 x10	-	M6 x12	-	M6 x12	-	M6 x15	-	M8 x15	-	M10 x18	-	M10 x20	-	M12 x22	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	Pasador elástico DIN 1481	-	4 x8	-	4 x8	-	5 x10	-	6 x12	-	6 x12	-	8 x16	-	8 x16	-	8 x16	-	10 x20	-	12 x24	-	12 x24	-	16 x30	16 x30	16 x30	16 x32	16 x32	16 x32	20 x40	20 x40	25 x50	25 x50	

Tabla 71. Chavetas. 6ª página del catálogo de OPAC.

## 5.7.B. Comprobación del motor.

### 5.7. B.1. Datos del fabricante:

El fabricante que hemos seleccionado para nuestro motor de 2 velocidades es Roydisa, es una empresa cuya principal delegación está en Galicia y tiene 5 delegaciones (Santiago de Compostela, A Coruña, Vigo, Lugo y Ourense). (Ya hemos visto los datos de la empresa en el apartado 5.6, Anexo III: Datos de los fabricantes y catálogos).

### 5.7. B.2. Catálogo de selección:

Para hacer la comprobación del motor necesitaremos la ayuda de una tabla que nos dirá con el número de polos de nuestro motor y el tamaño del motor seleccionado en el apartado 5.6, el número de segundos del tiempo de respuesta máximo de nuestro motor, es nuestro caso 15 segundos.

Tamaño del motor	Método de arranque	Número de polos	
		2	4
63	D.O.L.	25	40
71	D.O.L.	20	20
80	D.O.L.	15	20
90	D.O.L.	10	20
100	D.O.L.	10	15
112	D.O.L.	20	15
	Y/Δ	60	45
132	D.O.L.	15	10
	Y/Δ	45	30
160	D.O.L.	15	15
	Y/Δ	45	45
180	D.O.L.	15	15
	Y/Δ	45	45
200	D.O.L.	15	15
	Y/Δ	45	45
225	D.O.L.	15	15
	Y/Δ	45	45
250	D.O.L.	15	15
	Y/Δ	45	45
280	D.O.L.	15	18
	Y/Δ	45	54
315	D.O.L.	15	18
	Y/Δ	45	54
355	D.O.L.	15	20
	Y/Δ	45	60
400	D.O.L.	15	20
	Y/Δ	45	60

Tabla 72. Motor, tiempo máximo de respuesta del motor seleccionado.

## 5.8. Freno.

### 5.8.1. Datos del fabricante:

La empresa seleccionada para fabricante de nuestro freno es Vulkan, que es una empresa líder en acoplamientos flexibles, sistemas de ejes y soportes elásticos, también realizan frenos, embragues...

Tienen la sede en Alemania, Herne 44653, heerstrasse 66, teléfono: +49 23 259 22118.

Esta empresa tiene servicios de ingeniería, servicios de postventa y selección de productos.

### 5.8.2. Catálogo de selección:

Seleccionando el catálogo de frenos y más concretamente el de frenos electromecánico de zapata externa, iré a la página 44 del catálogo de Vulkan y seleccionaré el mío.

Solo se adjuntan la selección de mi freno, no todo el catálogo, para ver todo el catálogo ir a la dirección <https://www.vulkan.com/es-es/drivetech/descargas/datos-t%C3%A9cnicos> y seleccionar frenos.

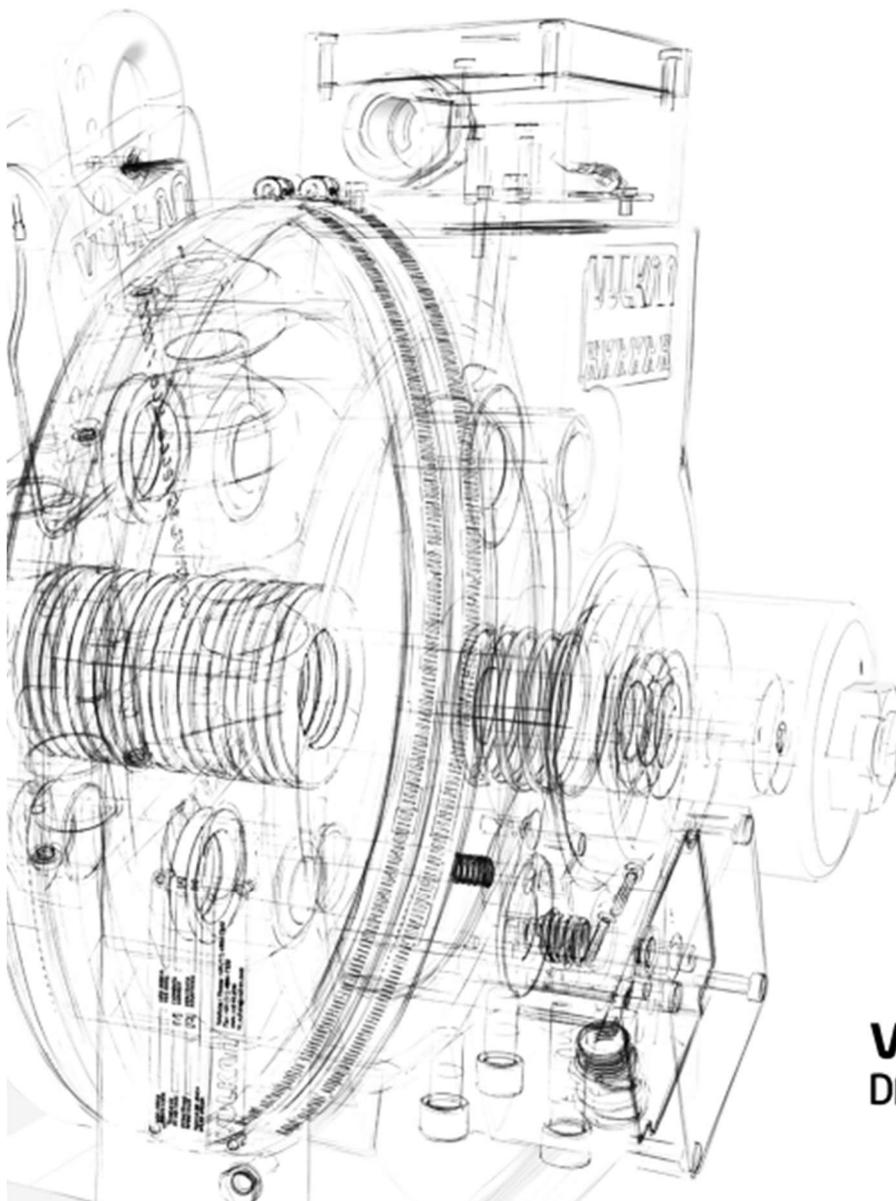
Cada modelo de freno puede ser equipado con diversos accesorios para satisfacer diversas demandas de las aplicaciones, incluyendo sistema automático de compensación de forros gastados, micro clave para indicación de freno abierto/cerrado y control de detección de forros gastados.

Recordamos que el momento de frenado calculado en la memoria era de 934,358 Nm y he seleccionado y he seleccionado el de Fesa 16 que soporta hasta los 1.040 Nm y pesa 190 kilogramos.



# CATÁLOGO TÉCNICO FRENOS Y ACCESORIOS PARA APLICACIONES INDUSTRIALES

DADOS TÉCNICOS FREIOS E ACESSÓRIOS PARA APLICAÇÕES INDUSTRIAIS



**VULKAN**  
DRIVE TECH

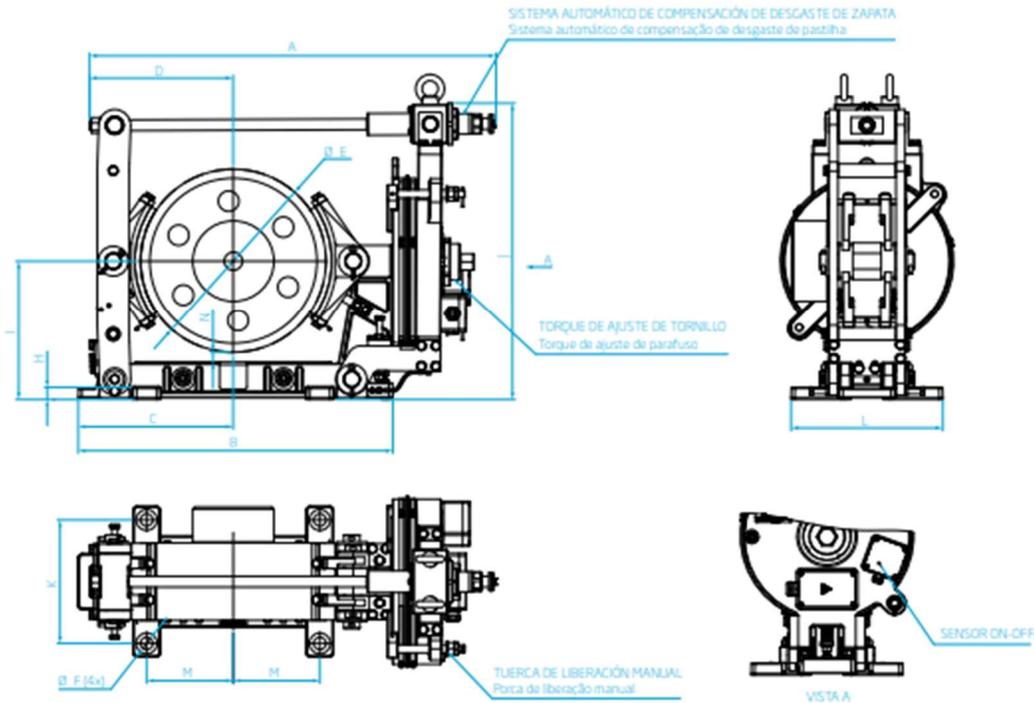
Tabla 73. Freno. 1ª página del catálogo de Vulkan.

FRENOS ELECTROMAGNÉTICOS | FRENOS ELECTROHIDRÁULICOS | FRENOS HIDRÁULICOS | FRENOS NEUMÁTICOS  
FRENOS DE DISCO | DISCOS | FRENOS DE TAMBOR | TAMBORES | FUENTE DE ALIMENTACIÓN

# FRENO DE TAMBOR ELECTROMAGNÉTICO

## LÍNEA / LINHA FESA ESTÁNDAR / NORMA AISE 11

FREIO ELETROMAGNÉTICO DE SAPATA



### ESTÁNDAR AISE 11 LISTA DE DATOS TÉCNICOS LISTA DE DADOS TÉCNICOS

Modelo de Freno Modelo de Freio	Tambor / Zapatas Polea / Sapatas		Valores Permitidos Valores Admissíveis			Dimensiones Dimensões						
	Ø	Ancho Largura	Estándar / Norma AISE 11	N <sub>max</sub>	A	B	C	D	ØF	H	I	
	[mm]	[mm]	[Nm]	[N]	[rpm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	
			Estándar de Torque Polea de Frenado Torque de Frenagem Máx.	Estándar de Torque Polea de Frenado Torque de Frenagem Máx.	Veloc. Rot. Máx. Rotação Máxima							
FESA-8"	203	77	105	140	2.500	557	370	185	172	175	24	178
FESA-10"	254	89	210	280	2.000	635	440	220	233	175	19	213
FESA-13"	330	140	550	760	1.600	760	520	260	260	205	19	251
FESA-16"	406	170	1.040	1.380	1.250	891	690	340	315	270	27	308
FESA-19"	482	216	2.080	2.770	1.000	1.025	790	365	325	270	27	336
FESA-23"	584	279	4.150	5.540	800	1.312	920	460	480	335	30	403
FESA-30"	762	356	9.350	12.450	700	1.520	1.020	510	557	395	35	527

Tabla 74. Freno. 2ª página del catálogo de Vulkan.



FREIOS ELETROMAGNÉTICOS | FREIOS ELETROHIDRÁULICOS | FREIOS HIDRÁULICOS | FREIOS PNEUMÁTICOS  
FREIO A DISCO | DISCOS | FREIOS DE SAPATA | TAMBORES | FONTE DE ALIMENTAÇÃO

**CARACTERÍSTICAS** CARACTERÍSTICAS

Tipo de Activación Tipo de Atuação	Muelle Mola
Tiempo de Activación Tempo de Atuação	<0,2 s
Tipo de Liberación Tipo de Liberação	Electromagnético Eletromagnético
Voltaje de la Bobina Tensão da Bobina	230/40 VDC
Ajuste del Rango de Torque Nominal 30C Ajuste de Faixa de Torque Nominal	-25 % a +0 %
Sistema de Compensación de Desgaste Sistema de Compensação de Desgaste	Automático o Manual Automático ou Manual
Peso FESA-8"	55 kg
Peso FESA-10"	75 kg
Peso FESA-13"	140 kg
Peso FESA-16"	190 kg
Peso FESA-19"	280 kg
Peso FESA-23"	530 kg
Peso FESA-30"	1.200 kg

**CARACTERÍSTICAS OPCIONALES** CARACTERÍSTICAS OPCIONAIS

Microinterruptor de estado abierto-cerrado estándar  
Micro chave padrão para status de freio aberto-fechado  
Sensor de estado abierto-cerrado estándar Sensor padrão de freio aberto-fechado  
Control y detección de desgaste de zapatas estándar  
Controle e detecção de desgaste de pastilhas padrão  
Control y detección de desgaste de zapatas especiales  
Controle e detecção de desgaste de pastilhas especiais  
Pintura especial Pintura especial  
Revestimiento de freno orgánica con cables flexibles para monitoreo de desgaste  
Pastilhas de freios orgânicas com cabos flexíveis para monitoramento do desgaste  
Revestimiento especial de freno Lona de freio especial  
Revestimiento de freno no metálico Lona de freio não metálica

	J	K	L	M	N
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
	420	146	190	83	S
	438	159	200	102	S
	552	228	280	146	S
	657	273	333	190	S
	728	330	390	235	S
	862	406	480	298	S
	1.131	482	560	381	S

Tabla 75. Freno. 3ª página del catálogo de Vulkan.

## 6. Estructura.

### 6.2. Cálculo y dimensiones de nuestros perfiles.

#### 6.2.A. Datos del fabricante:

Los perfiles son estándares universales y todos los perfiles huecos rectangulares y todos los perfiles IPE tienen las mismas medidas y pesos, por lo tanto, para nuestros perfiles hemos seleccionado la empresa de Hierros Alfonso, que se sitúa en Zaragoza, Avenida San Juan de la Peña, 90. 50015, Zaragoza. Teléfono: 976 517400. Email: comercial@hierrosalfonso.com.

#### 6.2.B. Catálogo de selección:

A continuación, presentaremos los perfiles seleccionados para nuestra estructura que recordamos que se componía de los travesaños 1 y 3, el travesaño 2 y los largueros.

Los perfiles seleccionados para estas barras serán los siguientes:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Travesaños 1 y 3 (Perfil rectangular hueco)} \rightarrow 60 \times 40 \times 3. \\ \text{Travesaño 2 (Perfil IPE)} \rightarrow \text{IPE 100.} \\ \text{Largueros (Perfil IPE)} \rightarrow \text{IPE 240.} \end{array} \right.$$

La longitud de los perfiles (para encargar a nuestro proveedor), será:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Travesaños 1 y 3} \rightarrow 1.500 \text{ mm.} \\ \text{Travesaño 2} \rightarrow 1.500 \text{ mm.} \\ \text{Largueros} \rightarrow 2.600 \text{ mm.} \end{array} \right.$$

#### 6.2.1. Travesaños 1 y 3. (60X40X3).

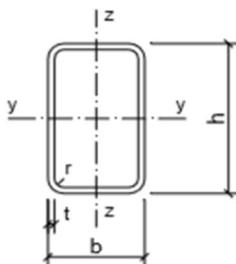


Tabla I.18.- PERFILES HUECOS RECTANGULARES

Perfil	Dimensiones					Peso p (N/m)	Términos de sección									P	
	h (mm)	b (mm)	t (mm)	r (mm)	u (mm)		Eje Y				Eje Z			I <sub>T</sub> (mm <sup>4</sup> )	S <sub>Y</sub> (mm <sup>3</sup> )		S <sub>Z</sub> (mm <sup>3</sup> )
							A (mm <sup>2</sup> )	I <sub>y</sub> (mm <sup>4</sup> )	W <sub>y</sub> (mm <sup>3</sup> )	i <sub>y</sub> (mm)	I <sub>z</sub> (mm <sup>4</sup> )	W <sub>z</sub> (mm <sup>3</sup> )	i <sub>z</sub> (mm)				
□ 60.40.2	60	40	2	5	191	28,5	3,70	18,1	6,03	2,21	9,69	4,85	1,62	20,7	3,70	2,80	P
□ 60.40.3	60	40	3	8	187	41,0	5,33	24,7	8,23	2,15	13,1	6,56	1,57	29,2	5,18	3,91	P

Tabla 76. Perfiles, catálogo de travesaños 1 y 3.

6.2.2. Travesaño 2. (IPE 100).

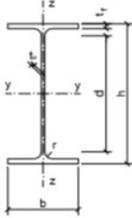


Tabla I.2- PERFILES IPE

Perfil	Dimensiones							Peso p (N/m)	Términos de sección										
	h (mm)	b (mm)	tw (mm)	tf (mm)	r (mm)	d (mm)	u (mm)		A ·10 <sup>2</sup> (mm <sup>2</sup> )	Eje y-y			Eje z-z			I <sub>T</sub> ·10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )	I <sub>a</sub> ·10 <sup>6</sup> (mm <sup>6</sup> )		S <sub>y</sub> ·10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )
										I <sub>y</sub> ·10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )	W <sub>y</sub> ·10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	i <sub>y</sub> (mm)	I <sub>z</sub> ·10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )	W <sub>z</sub> ·10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	i <sub>z</sub> (mm)				
IPE 80	80	46	3,8	5,2	5	60	328	58,9	7,64	80,1	20,0	32,4	8,49	3,69	10,5	0,72	118	11,6	C
IPE 100	100	55	4,1	5,7	7	75	400	79,5	10,3	171	34,2	40,7	15,9	5,79	12,4	1,14	351	19,7	C
IPE 120	120	64	4,4	6,3	7	93	475	102	13,2	318	53,0	49,0	27,7	8,65	14,5	1,77	890	30,4	C
IPE 140	140	73	4,7	6,9	7	112	551	127	16,4	541	77,3	57,4	44,9	12,3	16,5	2,63	1981	44,2	C
IPE 160	160	82	5,0	7,4	9	127	623	155	20,1	869	109	65,8	68,3	16,7	18,4	3,64	3959	61,9	P

Tabla 77. Perfiles, catálogo del travesaño 2.

6.2.3. Largueros. (IPE 240).

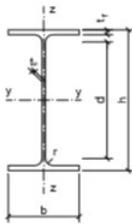


Tabla I.2- PERFILES IPE

Perfil	Dimensiones							Peso p (N/m)	Términos de sección										
	h (mm)	b (mm)	tw (mm)	tf (mm)	r (mm)	d (mm)	u (mm)		A ·10 <sup>2</sup> (mm <sup>2</sup> )	Eje y-y			Eje z-z			I <sub>T</sub> ·10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )	I <sub>a</sub> ·10 <sup>6</sup> (mm <sup>6</sup> )		S <sub>y</sub> ·10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )
										I <sub>y</sub> ·10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )	W <sub>y</sub> ·10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	i <sub>y</sub> (mm)	I <sub>z</sub> ·10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )	W <sub>z</sub> ·10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	i <sub>z</sub> (mm)				
IPE 80	80	46	3,8	5,2	5	60	328	58,9	7,64	80,1	20,0	32,4	8,49	3,69	10,5	0,72	118	11,6	C
IPE 100	100	55	4,1	5,7	7	75	400	79,5	10,3	171	34,2	40,7	15,9	5,79	12,4	1,14	351	19,7	C
IPE 120	120	64	4,4	6,3	7	93	475	102	13,2	318	53,0	49,0	27,7	8,65	14,5	1,77	890	30,4	C
IPE 140	140	73	4,7	6,9	7	112	551	127	16,4	541	77,3	57,4	44,9	12,3	16,5	2,63	1981	44,2	C
IPE 160	160	82	5,0	7,4	9	127	623	155	20,1	869	109	65,8	68,3	16,7	18,4	3,64	3959	61,9	P
IPE 180	180	91	5,3	8,0	9	146	698	184	23,9	1320	146	74,2	101	22,2	20,5	5,06	7431	83,2	P
IPE 200	200	100	5,6	8,5	12	159	788	220	28,5	1940	194	82,6	142	28,5	22,4	6,67	12990	110	P
IPE 220	220	110	5,9	9,2	12	178	848	257	33,4	2770	252	91,1	205	37,3	24,8	9,15	22670	143	P
IPE 240	240	120	6,2	9,8	15	190	922	301	39,1	3890	324	99,7	284	47,3	26,9	12,0	37390	183	P
IPE 270	270	135	6,6	10,2	15	220	1040	354	45,9	5790	429	112	420	62,2	30,2	15,4	70580	242	P

Tabla 78. Perfiles, catálogo de los largueros.

## 6.4 Cálculo de tornillos entre el soporte de la polea de compensación y el travesaño 2.

### 6.4.3. Cálculo de tornillos del soporte de la polea de compensación y el travesaño 2.

Por último, en este Anexo III, incluiré el catálogo de los tornillos que hacen de enlace entre la plataforma que soporta la polea de compensación y nuestro travesaño 2.

#### 6.4.3.1. Datos del fabricante:

Los tornillos fabricados corresponden a una empresa llamada Matriu S.L, que se sitúa en Calle Pascueta, 27-29. Apartado de Correos 172, 46200 Paiporta, Valencia. Tel +34 963 973 718. Email: [matriu@matriu.es](mailto:matriu@matriu.es).

Esta empresa cuenta con más de 40 años de trayectoria destinada a mejorar día a día el servicio, atención y calidad para todos aquellos que confían en nuestro trabajo. Cuenta con un gran catálogo en el que ofrecen componentes como:

- Tornillos.
- Tuercas.
- Arandelas.
- Tacos anclajes y fijaciones.
- Remaches.
- Puntas.
- ...

#### 6.4.3.2. Catálogo de selección:

El catálogo lo mostramos a continuación, y hemos seleccionado 8 tornillos (que era lo mostrado en la memoria), de métrica 18, en concreto los **M18 X 50**, de la serie DIN 933, ya que a continuación mostramos parte del catálogo, pero si queremos buscar más documentación sobre estos, son universales ya que corresponden a la normativa DIN 933 y podemos seleccionar cualquier fabricante, en nuestro caso con el fabricante matriu, nuestra **referencia** es **13010123**.

Decir que nuestro tornillo tiene:  $\left\{ \begin{array}{l} \text{calidad superficial de 8.8} \rightarrow \sigma_r = 660 \text{ MPa (Anexo IV).} \\ \text{un paso de 2,5 mm.} \\ \text{una métrica de 18 y una longitud de 50.} \end{array} \right.$



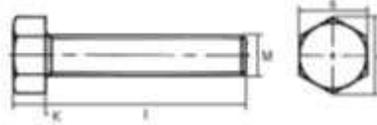
*Tabla 79. 1º página catálogo, unión soporte de la polea de compensación y el travesaño 2.*



## 1. Tornillería Hexagonal.

### DIN 933

TORNILLO CABEZA HEXAGONAL ROSCA FONDO



d	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24
s	7	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36
k	2,8	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15
Paso	0,7	0,8	1	1,25	1,50	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3
e	7,86	8,79	11,05	14,36	18,90	21,10	24,49	26,76	30,14	33,53	35,72	39,98

Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L
13010001	13010162	13010323	M4x8	13010037	13010158	13010353	M6x25	13010073	13010234	13010355	M10x90
13010002	13010163	13010324	M4x10	13010038	13010159	13010360	M6x30	13010074	13010235	13010356	M10x70
13010003	13010164	13010325	M4x12	13010039	13010200	13010361	M6x35	13010075	13010236	13010357	M10x80
13010004	13010165	13010326	M4x14	13010040	13010201	13010362	M6x40	13010076	13010237	13010358	M10x90
13010005	13010166	13010327	M4x16	13010041	13010202	13010363	M6x45	13010077	13010238	13010359	M10x100
13010006	13010167	13010328	M4x18	13010042	13010203	13010364	M6x50	13010078	13010239	13010400	M12x16
13010007	13010168	13010329	M4x20	13010043	13010204	13010365	M6x60	13010079	13010240	13010401	M12x20
13010008	13010169	13010330	M4x22	13010044	13010205	13010366	M6x10	13010080	13010241	13010402	M12x25
13010009	13010170	13010331	M4x25	13010045	13010206	13010367	M6x12	13010081	13010242	13010403	M12x30
13010010	13010171	13010332	M4x30	13010046	13010207	13010368	M6x14	13010082	13010243	13010404	M12x35
13010011	13010172	13010333	M4x35	13010047	13010208	13010369	M6x16	13010083	13010244	13010405	M12x40
13010012	13010173	13010334	M4x40	13010048	13010209	13010370	M6x18	13010084	13010245	13010406	M12x45
13010013	13010174	13010335	M4x45	13010049	13010210	13010371	M6x20	13010085	13010246	13010407	M12x50
13010014	13010175	13010336	M4x50	13010050	13010211	13010372	M6x22	13010086	13010247	13010408	M12x55
13010015	13010176	13010337	M5x8	13010051	13010212	13010373	M6x25	13010087	13010248	13010409	M12x60
13010016	13010177	13010338	M5x10	13010052	13010213	13010374	M6x30	13010088	13010249	13010410	M12x70
13010017	13010178	13010339	M5x12	13010053	13010214	13010375	M6x35	13010089	13010250	13010411	M12x80
13010018	13010179	13010340	M5x14	13010054	13010215	13010376	M6x40	13010090	13010251	13010412	M12x90
13010019	13010180	13010341	M5x16	13010055	13010216	13010377	M6x45	13010091	13010252	13010413	M12x100
13010020	13010181	13010342	M5x18	13010056	13010217	13010378	M6x50	13010092	13010253	13010414	M14x20
13010021	13010182	13010343	M5x20	13010057	13010218	13010379	M6x55	13010093	13010254	13010415	M14x25
13010022	13010183	13010344	M5x22	13010058	13010219	13010380	M6x60	13010094	13010255	13010416	M14x30
13010023	13010184	13010345	M5x25	13010059	13010220	13010381	M6x70	13010095	13010256	13010417	M14x35
13010024	13010185	13010346	M5x30	13010060	13010221	13010382	M6x80	13010096	13010257	13010418	M14x40
13010025	13010186	13010347	M5x35	13010061	13010222	13010383	M6x90	13010097	13010258	13010419	M14x45
13010026	13010187	13010348	M5x40	13010062	13010223	13010384	M6x100	13010098	13010259	13010420	M14x50
13010027	13010188	13010349	M5x45	13010063	13010224	13010385	M10x16	13010099	13010260	13010421	M14x55
13010028	13010189	13010350	M5x50	13010064	13010225	13010386	M10x20	13010100	13010261	13010422	M14x60
13010029	13010190	13010351	M5x8	13010065	13010226	13010387	M10x22	13010101	13010262	13010423	M14x70
13010030	13010191	13010352	M6x10	13010066	13010227	13010388	M10x25	13010102	13010263	13010424	M14x80
13010031	13010192	13010353	M6x12	13010067	13010228	13010389	M10x30	13010103	13010264	13010425	M14x90
13010032	13010193	13010354	M6x14	13010068	13010229	13010390	M10x35	13010104	13010265	13010426	M14x100
13010033	13010194	13010355	M6x16	13010069	13010230	13010391	M10x40	13010105	13010266	13010427	M16x20
13010034	13010195	13010356	M6x18	13010070	13010231	13010392	M10x45	13010106	13010267	13010428	M16x25
13010035	13010196	13010357	M6x20	13010071	13010232	13010393	M10x50	13010107	13010268	13010429	M16x30
13010036	13010197	13010358	M6x22	13010072	13010233	13010394	M10x55	13010108	13010269	13010430	M16x35

Tabla 80. 2ª página catálogo, unión soporte de la polea de compensación y el travesaño 2.

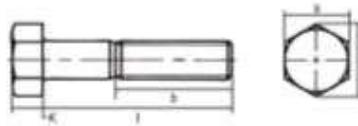


Calidad 5.8 Ref. Catálogo	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 5.8 Ref. Catálogo	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 5.8 Ref. Catálogo	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L
13010109	13010270	13010431	M16x40	13010127	13010288	13010449	M18x80	13010145	13010306	13010467	M22x55
13010110	13010271	13010432	M16x45	13010128	13010289	13010450	M18x90	13010146	13010307	13010468	M22x60
13010111	13010272	13010433	M16x50	13010129	13010290	13010451	M18x100	13010147	13010308	13010469	M22x65
13010112	13010273	13010434	M16x55	13010130	13010291	13010452	M20x30	13010148	13010309	13010470	M22x70
13010113	13010274	13010435	M16x60	13010131	13010292	13010453	M20x35	13010149	13010310	13010471	M22x80
13010114	13010275	13010436	M16x65	13010132	13010293	13010454	M20x40	13010150	13010311	13010472	M22x90
13010115	13010276	13010437	M16x70	13010133	13010294	13010455	M20x45	13010151	13010312	13010473	M22x100
13010116	13010277	13010438	M16x80	13010134	13010295	13010456	M20x50	13010152	13010313	13010474	M24x60
13010117	13010278	13010439	M16x90	13010135	13010296	13010457	M20x55	13010153	13010314	13010475	M24x65
13010118	13010279	13010440	M16x100	13010136	13010297	13010458	M20x60	13010154	13010315	13010476	M24x50
13010119	13010280	13010441	M18x30	13010137	13010298	13010459	M20x65	13010155	13010316	13010477	M24x55
13010120	13010281	13010442	M18x35	13010138	13010299	13010460	M20x70	13010156	13010317	13010478	M24x60
13010121	13010282	13010443	M18x40	13010139	13010300	13010461	M20x80	13010157	13010318	13010479	M24x65
13010122	13010283	13010444	M18x45	13010140	13010301	13010462	M20x90	13010158	13010319	13010480	M24x70
13010123	13010284	13010445	M18x50	13010141	13010302	13010463	M20x100	13010159	13010320	13010481	M24x80
13010124	13010285	13010446	M18x55	13010142	13010303	13010464	M22x40	13010160	13010321	13010482	M24x90
13010125	13010286	13010447	M18x60	13010143	13010304	13010465	M22x45	13010161	13010322	13010483	M24x100
13010126	13010287	13010448	M18x70	13010144	13010305	13010466	M22x50				

Consultar para otras dimensiones y calidades

## DIN 931

### TORNILLO CABEZA HEXAGONAL MEDIA ROSCA



d	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24
s	7	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36
k	2,8	3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5	14	15
Paso	0,7	0,8	1	1,25	1,50	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3
b (±12%)	14	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54
e	7,66	8,79	11,05	14,30	18,90	21,10	24,49	26,75	30,14	33,53	35,72	39,98



Calidad 5.8 Ref. Catálogo	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 5.8 Ref. Catálogo	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 5.8 Ref. Catálogo	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L
13010454	13010689	13010894	4x20	13010502	13010707	13010912	6x35	13010520	13010725	13010938	8x55
13010455	13010690	13010895	4x25	13010503	13010708	13010913	6x40	13010521	13010726	13010939	8x60
13010456	13010691	13010896	4x30	13010504	13010709	13010914	6x45	13010522	13010727	13010940	8x65
13010457	13010692	13010897	4x35	13010505	13010710	13010915	6x50	13010523	13010728	13010941	8x70
13010458	13010693	13010898	4x40	13010506	13010711	13010916	6x55	13010524	13010729	13010942	8x75
13010459	13010694	13010899	4x45	13010507	13010712	13010917	6x60	13010525	13010730	13010943	8x80
13010450	13010695	13010900	4x50	13010508	13010713	13010918	6x65	13010526	13010731	13010944	8x90
13010451	13010696	13010901	4x55	13010509	13010714	13010919	6x70	13010527	13010732	13010945	8x100
13010452	13010697	13010902	4x60	13010510	13010715	13010920	6x75	13010528	13010733	13010946	8x110
13010453	13010698	13010903	5x20	13010511	13010716	13010921	6x80	13010529	13010734	13010947	8x120
13010454	13010699	13010904	5x25	13010512	13010717	13010922	6x90	13010530	13010735	13010948	8x130
13010455	13010700	13010905	5x30	13010513	13010718	13010923	6x100	13010531	13010736	13010949	8x140
13010456	13010701	13010906	5x35	13010514	13010719	13010924	6x110	13010532	13010737	13010950	8x150
13010457	13010702	13010907	5x40	13010515	13010720	13010925	6x30	13010533	13010738	13010951	8x160
13010458	13010703	13010908	5x45	13010516	13010721	13010926	6x35	13010534	13010739	13010952	8x180
13010459	13010704	13010909	5x50	13010517	13010722	13010927	6x40	13010535	13010740	13010953	10x35
13010500	13010705	13010910	6x25	13010518	13010723	13010928	6x45	13010536	13010741	13010954	10x40

Tabla 81. 3ª página catálogo, unión soporte de la polea de compensación y el travesaño 2.

## Anexo IV: Tablas utilizadas

### 4. Datos, selección de puente y clasificación según normativa.

#### 4.2. Tipo de grúa.

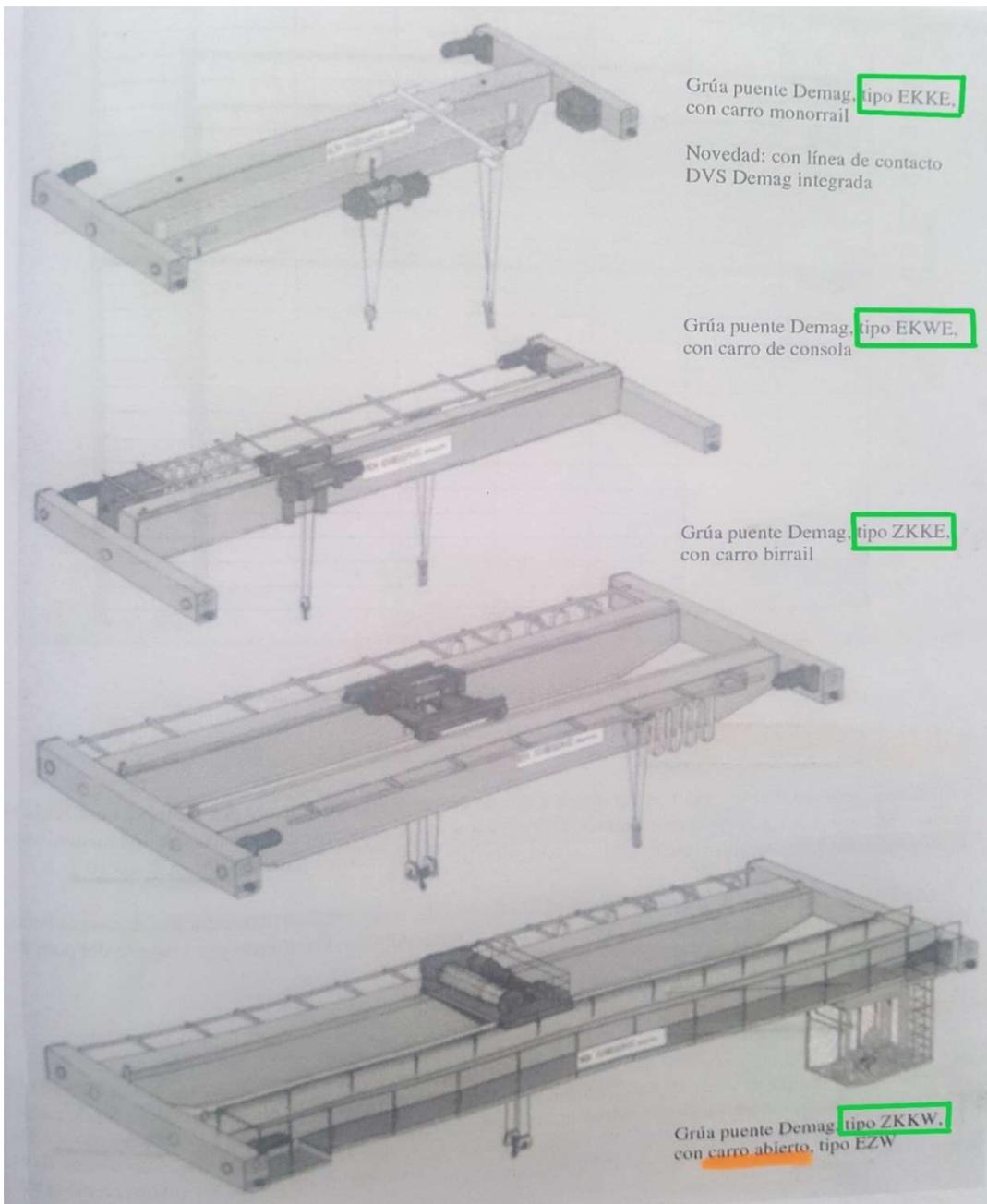


Ilustración 166. Fabricante DEMAG

4.3.4 Normativa equivalente a la Norma 58112:1991

<b>Grupo ISO Según UNE 58 112-1</b>	<b>Grupo según DIN y antigua FEM</b>	<b>Inspección oficial (OCA)</b>
<b>M3</b>	<b>1Bm</b>	<b>10 años</b>
<b>M4</b>	<b>1Am</b>	<b>5 años</b>
<b>M5</b>	<b>2m</b>	<b>5 años</b>
<b>M6</b>	<b>3m</b>	<b>5 años</b>
<b>M7</b>	<b>4m</b>	<b>2 años</b>
<b>M8</b>	<b>5m</b>	<b>2 años</b>

*Tabla 82 (Inspección oficial en función de los años)*

5. Cálculo de componentes.

5.1. Gancho.

5.1.2: Tipos de ganchos, esfuerzos y normativa.

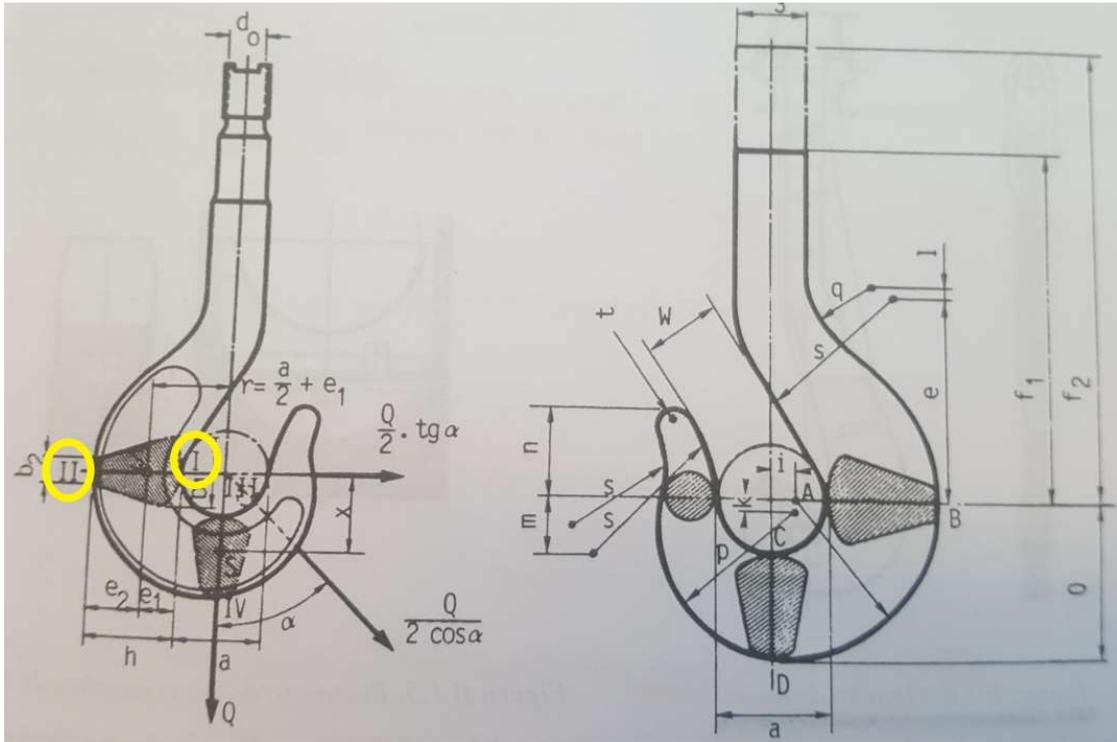


Ilustración 167. Esfuerzos en los ganchos.

5.1.3. Selección del gancho.

Gancho Nº (1)	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub> E	a <sub>2</sub> D	b <sub>1</sub>	b <sub>3</sub>	b <sub>4</sub>	c	d <sub>3</sub>	d <sub>5</sub> n <sub>9</sub>	s	u <sub>1</sub>	u <sub>3</sub>	v	Rodam.	Peso (Kg.)	Referencia
2,5	63	50	40	80	22,5	17	8	M 36	30	10	64		170	51108	9	001.2,5
4	71	56	45	90	25	19	8	M 42	35	12	71		190	51110	14	001.4
5	80	63	50	100	27,5	22	8	M 50	40	15	80		210	51112	20	001.5
6	90	71	56	125	30	24	10	Rd 50	45	15	95	95	240	51214	29	001.6
8	100	80	63	140	35	29	10	Rd 56	50	20	104	104	265	51216	40	001.8
10	112	90	71	160	35	29	10	Rd 64	55	20	110	116	280	51218	57	001.10
12	125	100	80	180	42,5	34	10	Rd 72	60	25	127	133	315	51220	85	001.12
16	140	112	90	190	42,5	36	12	Rd 80	70	25	136	143	370	51222	110	001.16
20	160	125	100	200	47,5	41	12	Rd 90	80	30	150	157	415	51224	160	001.20
25	180	140	112	220	49	41	12	Rd 100	90	30	166	173	460	51226	228	001.25
32	200	160	125	260	59	51	12	Rd 110	100	40	188	195	500	51232	312	001.32
40	224	180	140	285	65	58	14	Rd 125	110	45	208	215	565	51236	445	001.40
50	250	200	160	335	65	58	14	Rd 140	125	45	224	232	620	51244	612	001.50
63	280	224	180	380	71	63	14	Rd 160	140	50	260	267	700	51248	870	001.63
80	315	250	200	420	72,5	63	14	Rd 180	160	50	287	294	800	51256	1230	001.80
100	355	280	224	470	87,5	77	18	Rd 200	180	60	326	333	885	51260	1750	001.100
125	400	315	250	510	87,5	77	18	Rd 225	200	60	365	374	1000	51268	2520	001.125
160	450	355	280	550	100	87	18	Rd 250	220	70	406	416	1130	51272	3580	001.160
200	500	400	315	610	100	87	18	Rd 280	240	70	492	502	1270	51372	4850	001.200
250	560	450	355	700	110	97	18	Rd 325	260	80	552	562	1440	51384	6850	001.250

Tabla 83. Selección de gancho.

## 5.2. Cable.

### 5.2.5 Selección de cable.

Clasificación del mecanismo	Valor de $Z_p$	Valor de $C$
M1	3,15	0,071
M2	3,35	0,073
M3	3,55	0,075
M4	4,0	0,080
M5	4,5	0,085
M6	5,6	0,094
M7	7,1	0,106
M8	9,0	0,120

Tabla 84. Selección de  $Z_p$  y  $C$ .

## 5.3. Polea

### 5.3.3. Esfuerzos en la polea y normativa empleada:

Diámetro del cable	Diámetro del fondo de las gargantas	
	Mínimo	Máximo
Hasta 12	$d + 0,8$ mm	$d + 2,4$ mm
12 a 25	$d + 1,6$ mm	$d + 3,2$ mm
25 a 50	$d + 2,4$ mm	$d + 4,8$ mm
Mayor de 50	$d + 3,2$ mm	$d + 6,4$ mm

Tabla 85. Normativa de poleas 1.

Dimensiones de las gargantas	Diámetro del cable (mm)							
	6,5 - 9	9,5 - 14	15 - 20	22 - 26	28 - 31	33 - 39	42 - 48	51 - 56
a .....	30	40	56	72	80	95	115	135
b .....	20	30	40	50	60	72	85	100
c .....	18	25	32	40	48	56	64	75
f .....	5	8	12	15	15	22	25	30

Tabla 86. Normativa de poleas 2.

r <sub>i</sub>	Radio de garganta diferencia adm. Para precisión			Valores aproximados			Diámetro nominal del cable d <sub>i</sub>
	1	2	3 <sup>i</sup>	h <sup>o</sup>	i	m	
8,5	0,8	0,4	0,2	27,5	34	6	16
9				30	37	6	17
9,5				30	38	6	18
10				32,5	40	7	19
10,5				35	43	7	20
11				35	44	7	21
12				35	45	7	22
12,5				35	46	7	23
13				37,5	48	8	24
13,5				40	51	8	25
14				40	52	8	26
15				40	53	8	27,28
16				45	59	8	29,30

Tabla 87. Normativa de poleas 3.

## 5.4. Aparejo.

### 5.4.3. Cálculo de travesía de poleas, comprobación:

ACEROS ALEADOS PARA TEMPLE Y REVENIDO								
GRUPO	EUROPA	ESPAÑA	ALEMANIA	ALEMANIA	FRANCIA	ITALIA	USA	JAPON
	EN 10083	UNE 36011-12	DIN 17200	STAND N°	NF A35-552-86	UNI 7846	AISI/SAE	JIS
28Mn6	28Mn6	28Mn6	28Mn6	1.1170	28Mn6	28Mn6	SAE 1027	
38Cr2	38Cr2	F1200	38Cr2	1.7003	38C2	38Cr2		
46Cr2	46Cr2		42Cr2	1.7006	46C2	46CR2		
34Cr4	34Cr4		34Cr4	1.7033	32C4	34Cr4	SAE 5132	SCr430
37Cr4	37Cr4	F1201	37Cr4	1.7034	38C4	38Cr4	SAE 5135	SCr435
41Cr4	41Cr4	F1202	41Cr4	1.7035	42C4	41Cr4	SAE 5140	SCr440
25CrMo4	25CrMo4	F222	25CrMo4	1.7218	25CD4	25CrMo4		SCM420
34CrMo4	34CrMo4	F1250	34CrMo4	1.7220	34CD4	35CrMo4	SAE 4135	SCM435
F125	42CrMo4	F1252	42CrMo4	1.7225	42CD4	42CrMo4	SAE 4140	SCM440

Tabla 88. Equivalencia de los aceros según normativas.

## 5.5. Tambor.

### 5.5.3.6. Acople barrilete (Eje-Tambor).

GRUPO DIN	1Bm	1Am	2m	3m	4m	5m
GRUPO FEM	M3	M4	M5	M6	M7	M8
K	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2

Tabla 89. Acople barrilete, tabla de selección de K.

### 5.5.3.7. Fijaciones del cable al tambor.

## PROPIEDADES MECÁNICAS DE TORNILLOS

### Propiedades mecánicas exigibles de tornillos y piezas análogas

Según ISO 898-1

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS		CLASE DE CALIDAD							
		4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		10.9	12.9
						d≤16mm*1	d>16mm*1		
Resistencia tracción R <sub>m</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	nominal	400	500	500	600	800	800	1000	1200
	mín.*2	420	500	520	600	800	830	1040	1220
Dureza Vickers HV F≥ 98N	mín.	130	155	160	190	250	255	320	385
	máx.	250				320	335	380	435
Dureza Brinell HB F= 30 D <sup>2</sup>	mín.	124	147	152	181	238	242	304	366
	máx.	238				304	318	361	414

Tabla 90. Propiedades mecánicas de los tornillos en la unión cable-tambor.

## 5.7. El reductor.

### 5.7.1 Engranajes.

FACTOR DE SERVICIO	
Tipo de máquina	Factor $f_s$
Para cargas uniformes sin choque, como: ventiladores, maquinaria de elevación, máquinas centrifugas, transmisiones por correa, etc.	De 1,00 a 1,25
Para cargas con choque medio, como: máquinas sometidas a frecuentes arranques, compresores, máquinas alternativas, herramientas portátiles neumáticas y eléctricas, bombas alternativas, etc.	De 1,25 a 1,50
Para cargas con choque fuerte, como: trenes laminadores, machacadoras de piedra, maquinaria de dragados, punzonadoras, compresores monocilíndricos, etc.	De 1,50 a 2,00

Fig. 11.4.2. Factores de servicio.

FACTOR DE ESFUERZOS DINÁMICOS	
Tipo de montaje	Factor $f_d$
Para engranajes de la máxima precisión obtenidos por rectificado u otro procedimiento similar. Velocidad del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min	$f_d = 1 + \frac{\sqrt{V}}{43}$
Para engranajes tallados por generación, sin rectificar, y con velocidades del círculo primitivo igual o menor que 1.200 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{360}$
Para engranajes ordinarios fabricados con fresa de módulo o con fresa madre, de una sola pasada. Velocidad del círculo primitivo igual o inferior a 600 m/min.	$f_d = 1 + \frac{V}{180}$

Tabla 91. Engranajes, factores de servicio y factores dinámicos.

FACTOR DE FORMA DEL DIENTE $y'$							
Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°	Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°
10	0,064	0,056	0,083	25	0,108	0,097	0,133
11	0,072	0,061	0,092	27	0,111	0,099	0,136
12	0,078	0,067	0,099	30	0,114	0,101	0,139
13	0,083	0,071	0,103	34	0,118	0,104	0,142
14	0,088	0,075	0,108	38	0,122	0,106	0,145
15	0,092	0,078	0,111	43	0,126	0,108	0,147
16	0,094	0,081	0,115	50	0,130	0,110	0,151
17	0,096	0,084	0,117	60	0,134	0,113	0,154
18	0,098	0,086	0,120	75	0,138	0,115	0,158
19	0,100	0,088	0,123	100	0,142	0,117	0,161
20	0,102	0,090	0,125	150	0,146	0,119	0,165
21	0,104	0,092	0,127	300	0,150	0,122	0,170
23	0,108	0,094	0,130	Ormalora	0,154	0,124	0,175

Fig. 11.2.3. Factor de forma del diente.

COEFICIENTE DE RIGIDEZ	
Tipo de montaje	Coefficiente $\delta$
Engranajes sobre ejes robustos, soportados por rodamientos o cojinetes apoyados sobre soportes rígidos.	Hasta 30
Engranajes con buen asiento en cajas reductoras o de velocidad en general.	Hasta 25
Engranajes sobre apoyos ordinarios.	Hasta 15

Fig. 11.3.1. Coeficiente de rigidez.

Tabla 92. Engranajes, factor de forma y coeficiente de rigidez.

ACEROS AL CARBONO					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	R <sub>m</sub> daN/mm <sup>2</sup> (kp/mm <sup>2</sup> )	Dureza	σ <sub>adm</sub> daN/mm <sup>2</sup> (kp/mm <sup>2</sup> )
F-111	F-1110	Extrasuave Normalizado	38-48	110-135 HB	14
F-113	F-1130	Semi-suave Normalizado	55-62	150-170 HB	19
F-114	F-1140	Semi-duro Normalizado	62-70	190-210 HB	22
F-114	F-1140	Semi-duro Templado y revenido	68-87	247-277 HB	26
ACEROS DE GRAN RESISTENCIA					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	R <sub>m</sub> daN/mm <sup>2</sup> (kp/mm <sup>2</sup> )	Dureza	σ <sub>adm</sub> daN/mm <sup>2</sup> (kp/mm <sup>2</sup> )
F-122		Acero al Cr-Ni duro	110-120	310-370 HB	38
F-123		Acero al Cr-Ni tenaz	90-110	280-300 HB	33
F-125	F-1250	Acero al Cr-Mo tenaz	90-110	285-325 HB	33
F-126		Acero al Cr-Ni-Mo duro	120-140	352-400 HB	43
F-127		Acero al Cr-Ni-Mo tenaz	105-125	305-365 HB	38
ACEROS DE CEMENTACIÓN					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	R <sub>m</sub> daN/mm <sup>2</sup> (kp/mm <sup>2</sup> )	Dureza <i>x 100 HR</i>	σ <sub>adm</sub> daN/mm <sup>2</sup> (kp/mm <sup>2</sup> )
F-153		Acero al Cr-Ni duro	110-125	58 HRC	39
F-154		Acero al Cr-Ni tenaz	90-95	58 HRC	31
F-155		Acero al Cr-Mo	90-95	58 HRC	31

Tabla 93. Engranajes, tabla materiales engranajes 1.

ACEROS DE TEMPLE POR LLAMA BONIFICADOS					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de acero Tratamiento	Rm daN/mm <sup>2</sup> (kp/mm <sup>2</sup> )	Dureza	$\sigma_{adm}$ daN/mm <sup>2</sup> (kp/mm <sup>2</sup> )
F-113		Semi-suave	Núcleo 50-55	55 HRC	17
F-122		Al Cr-Ni duro	Núcleo 75-85	58 HRC	26
F-123		Al Cr-Ni tenaz	Núcleo 75-85	58 HRC	26
F-128		De baja aleación	Núcleo 90-95	58 HRC	31
FUNDICIONES					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de fundición	Rm daN/mm <sup>2</sup> (kp/mm <sup>2</sup> )	Dureza	$\sigma_{adm}$ daN/mm <sup>2</sup> (kp/mm <sup>2</sup> )
F-811		Gris de 14 kp/mm <sup>2</sup>	14	180 HB	3,80
F-812		Gris de 21 kp/mm <sup>2</sup>	21	175-215 HB	5,70
F-813		Gris de 28 kp/mm <sup>2</sup>	28	210-280 HB	7,50
F-814		Gris de 35 kp/mm <sup>2</sup>	35	235-285 HB	9,50
F-815		Gris de 42 kp/mm <sup>2</sup>	42	250-300 HB	11,40
F-833		Maleable de 34 kp/mm <sup>2</sup>	34	149 HB	9,20
F-835		Maleable de 38 kp/mm <sup>2</sup>	38	248 HB	10,30
F-841		Maleable perlítica 42 kp/mm <sup>2</sup>	42	163-207 HB	11,30
F-842		Maleable perlítica 49 kp/mm <sup>2</sup>	49	163-228 HB	13,20
F-843		Maleable perlítica 56 kp/mm <sup>2</sup>	56	197-241 HB	15,20

Tabla 94. Engranajes, tabla materiales engranajes 2.

BRONCES					
Símbolo IHA	Símbolo CENIM	Tipo de bronce	R <sub>m</sub> daN/mm <sup>2</sup> (kp/mm <sup>2</sup> )	Dureza	σ <sub>adm</sub> daN/mm <sup>2</sup> (kp/mm <sup>2</sup> )
C-311		Bronce al Sn 10%	20-25	60-75 HB	9,00
C-312		Bronce al Sn 12%	20-30	75-80 HB	10,00
C-313		Bronce al Sn 14%	20-25	85-115 HB	9,00
C-412		Bronce al Al 9%	45-50	100-120 HB	19,00
C-415		Bronce al Al 11%	63-70	170-210 HB	26,80

Tabla 95. Engranajes, tabla materiales engranajes 3.

5.7.2 Ejes.

Apartado F) de los ejes A, B y C, cálculo de los concentradores de tensión.

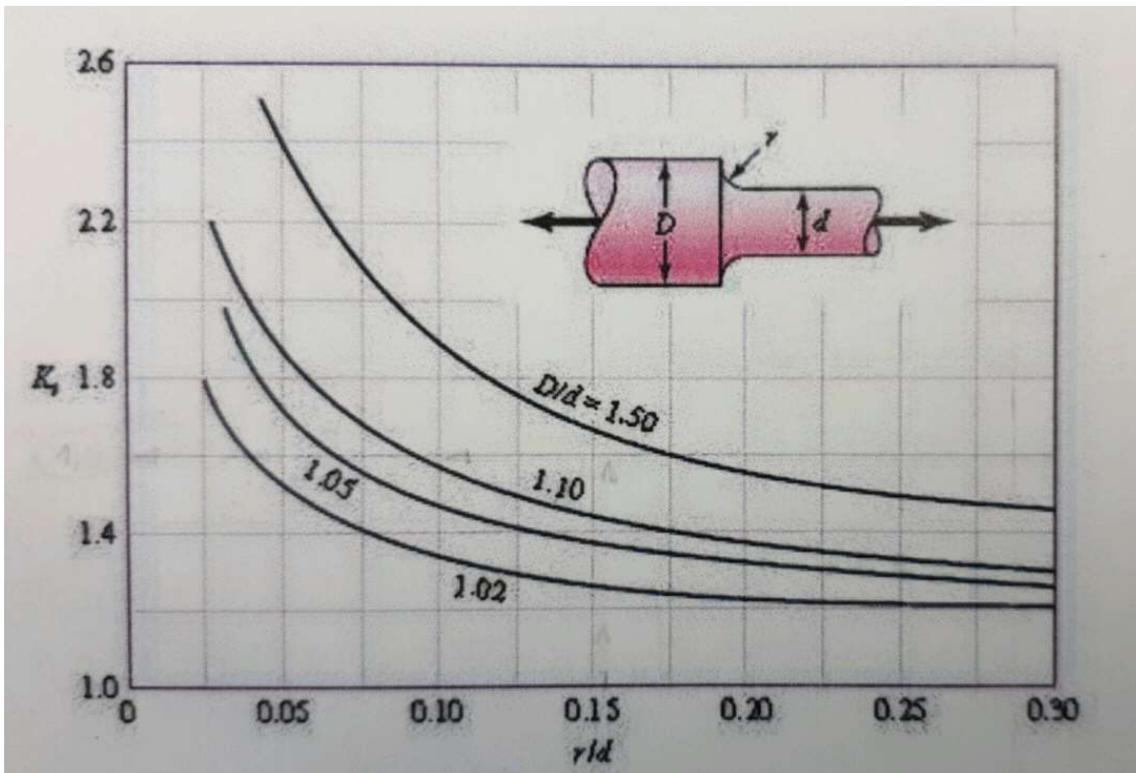


Tabla 96. Concentradores de tensión para esfuerzos axiales.

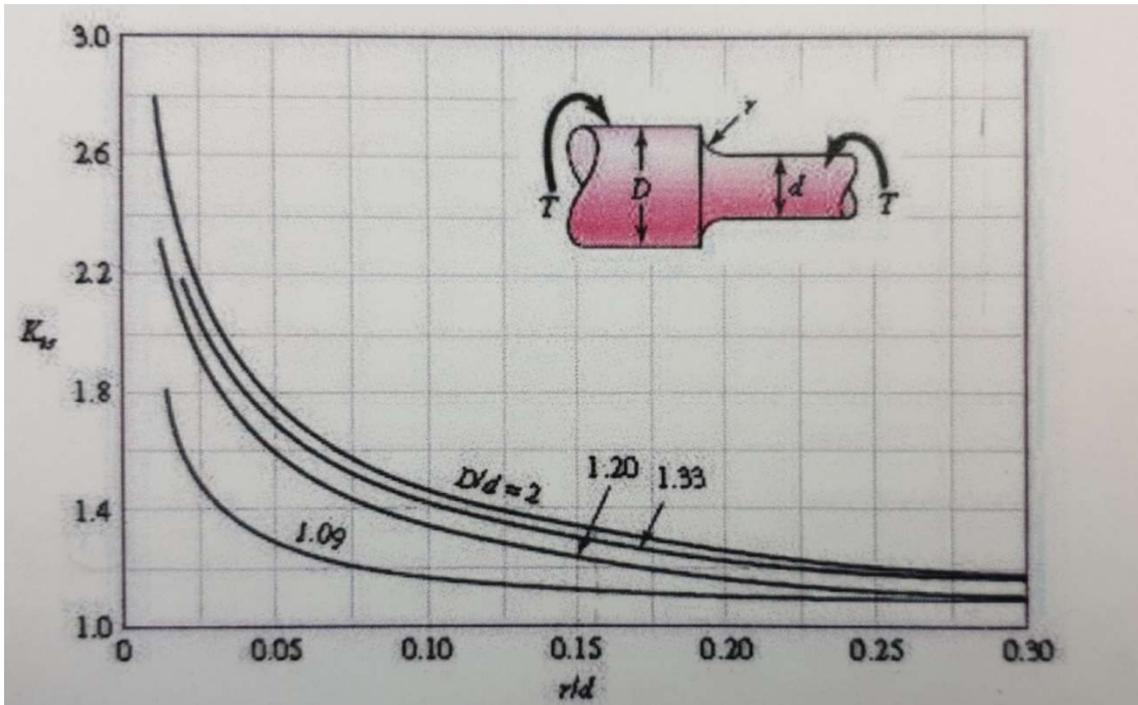


Tabla 98. Concentradores de tensión para momentos torsores.

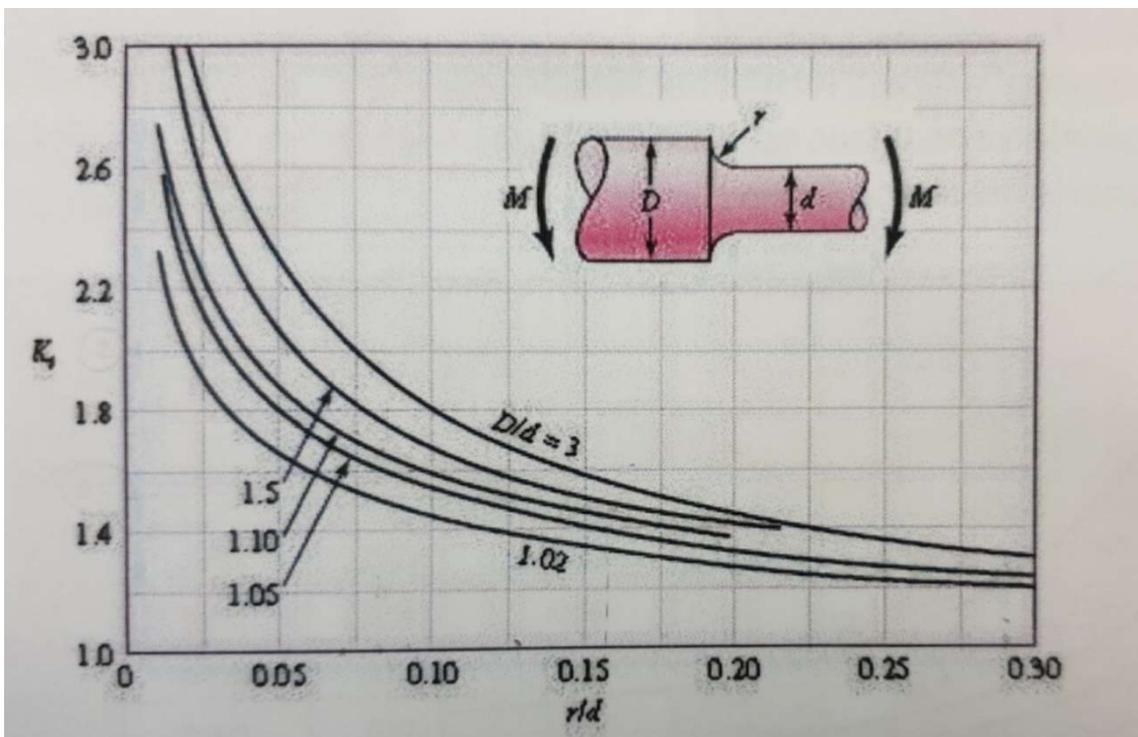


Tabla 97. Concentradores de tensión para momentos flectores.

## 6. Estructura.

6.2: Cálculo y dimensiones de nuestros perfiles.

6.2.1, 6.2.2 y 6.2.3. Travesaños 1 y 3., Travesañó 2 y Largueros.

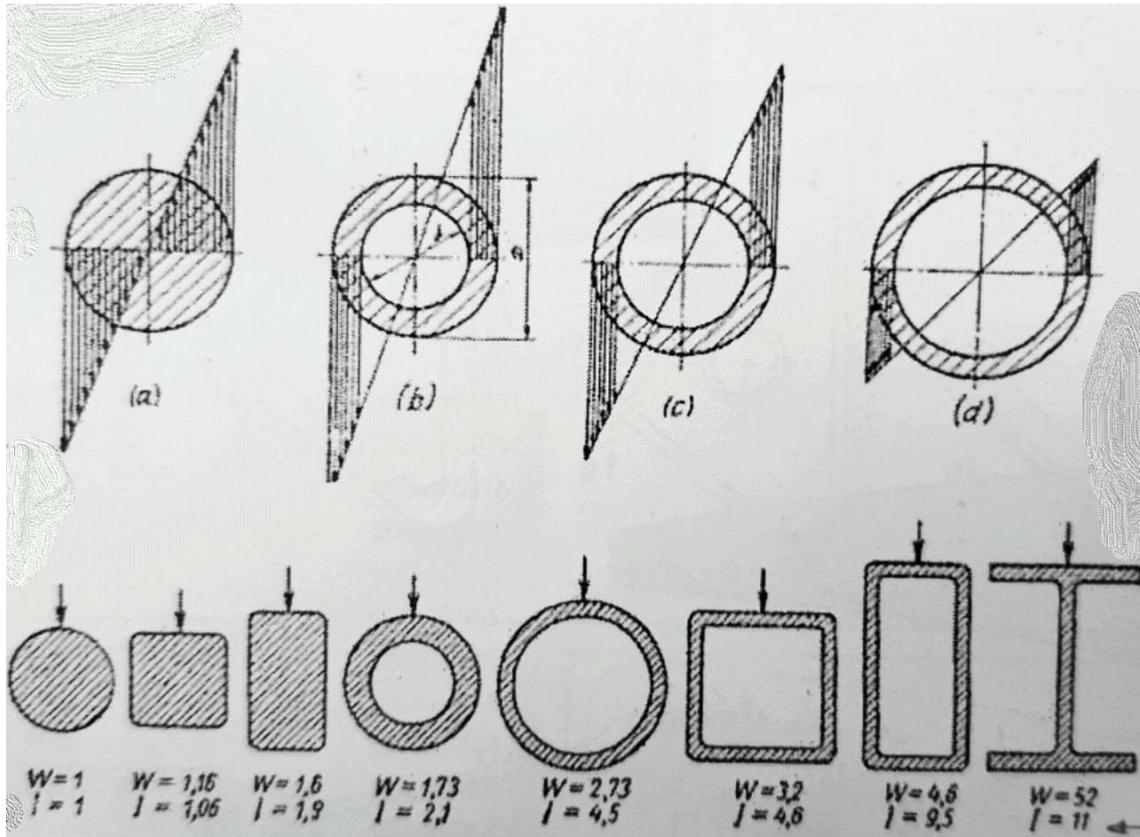


Tabla 99. Módulos resistentes en función con los perfiles seleccionados.

## 6.4. Unión atornillada a nuestro travesañ 2.

### 6.4.3. Cálculo del tipo y número de tornillos (Cálculo a flexión).

Según ISO 898-1

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS		CLASE DE CALIDAD							
		4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		10.9	12.9
						d ≤ 16mm <sup>*1</sup>	d > 16mm <sup>*1</sup>		
Resistencia tracción R <sub>m</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	nominal	400	500	500	600	800	800	1000	1200
	mín. <sup>*2</sup>	420	500	520	600	800	830	1040	1220
Dureza Vickers HV F ≥ 98N	mín.	130	155	160	190	250	255	320	385
	máx.	250				320	335	380	435
Dureza Brinell HB F = 30 D <sup>2</sup>	mín.	124	147	152	181	238	242	304	366
	máx.	238				304	318	361	414
Dureza Rockwell HR	mín. HRB	71	79	82	89	-	-	-	-
	mín. HRC	-	-	-	-	22	23	32	39
	máx. HRB	99,5				-	-	-	-
	máx. HRC	-	-	-	-	32	34	39	44
Límite elástico inferior R <sub>e</sub> <sup>*3</sup> (N/mm <sup>2</sup> )	nominal	320	300	400	480	-	-	-	-
	mín.	340	300	420	480	-	-	-	-
Límite elástico al 0,2% R <sub>p 0.2</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	nominal	-	-	-	-	640	640	900	1080
	mín.	-	-	-	-	640	660	940	1100
Alargamiento %	mín.	14	20	10	8	12		9	8
Resiliencia J.	mín.	-	25	-	-	30		20	15

\*1 Para la tornillería destinada a estructuras metálicas el límite es 12 mm.

\*2 Las características de tracción mínimas se aplican a los productos con una longitud nominal  $L \geq 2,5 d$ . La dureza mínima se aplica a los productos con una longitud nominal  $L < 2,5 d$ , y a otros productos que no pueden ser ensayados a tracción debido a su forma, ej: por la configuración de la cabeza.

\*3 En el caso de que el límite elástico inferior R<sub>e</sub> no se pueda determinar, se permite medir el límite elástico R<sub>p 0.2</sub>.

Tabla 100. Propiedades mecánicas de los tornillos y piezas análogas.

## Anexo V: Planos

### 5. Cálculo de componentes.

#### 5.7.2. Ejes (Planos).

A continuación, en las siguientes imágenes, presentaremos las medidas finales de los ejes vistos en el apartado 5.7.2. respectivamente.

Eje A: 500 mm.

Eje B: 500 mm.

Eje C: 1500 mm.

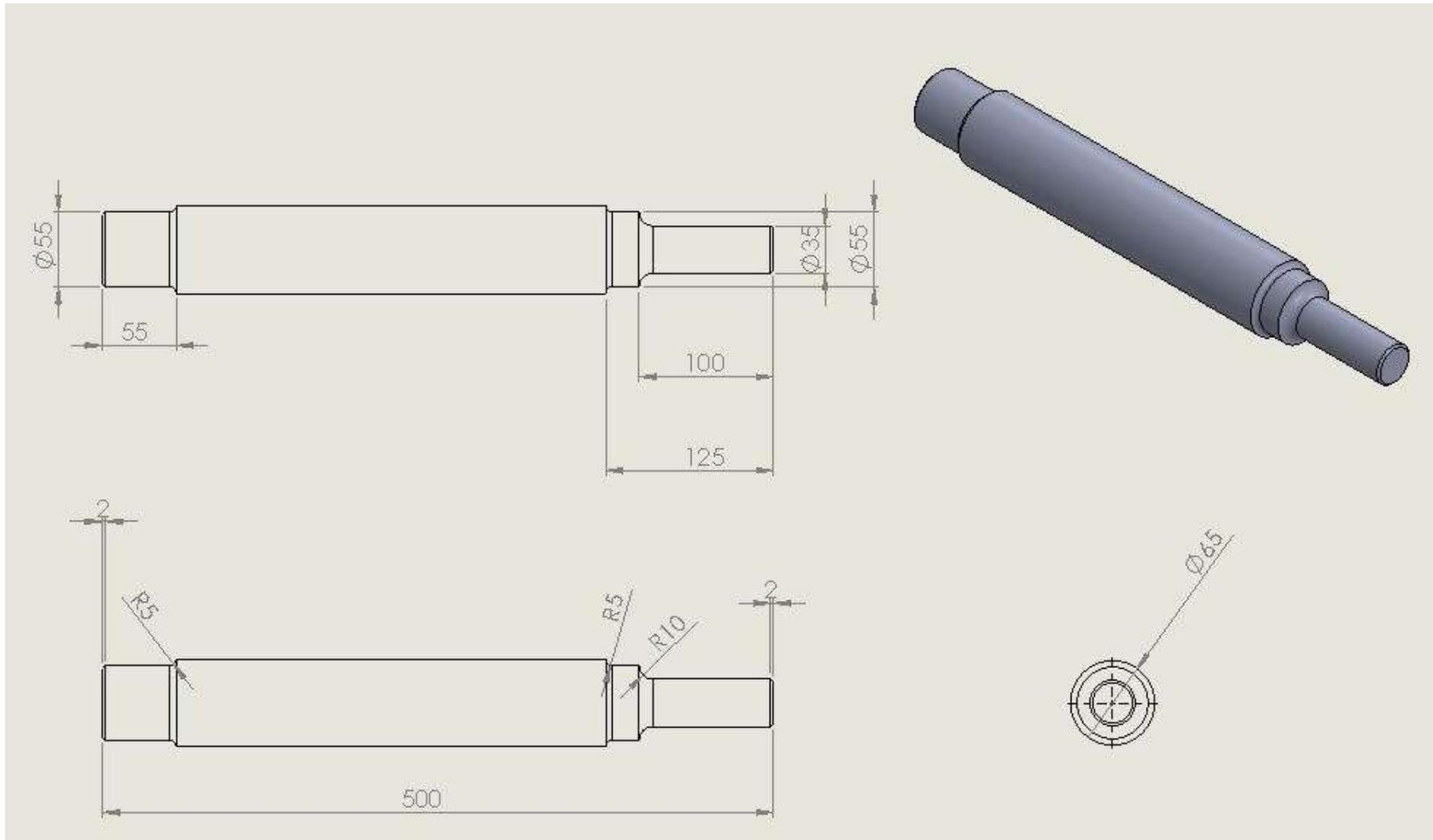


Ilustración 168. Medidas del eje A.

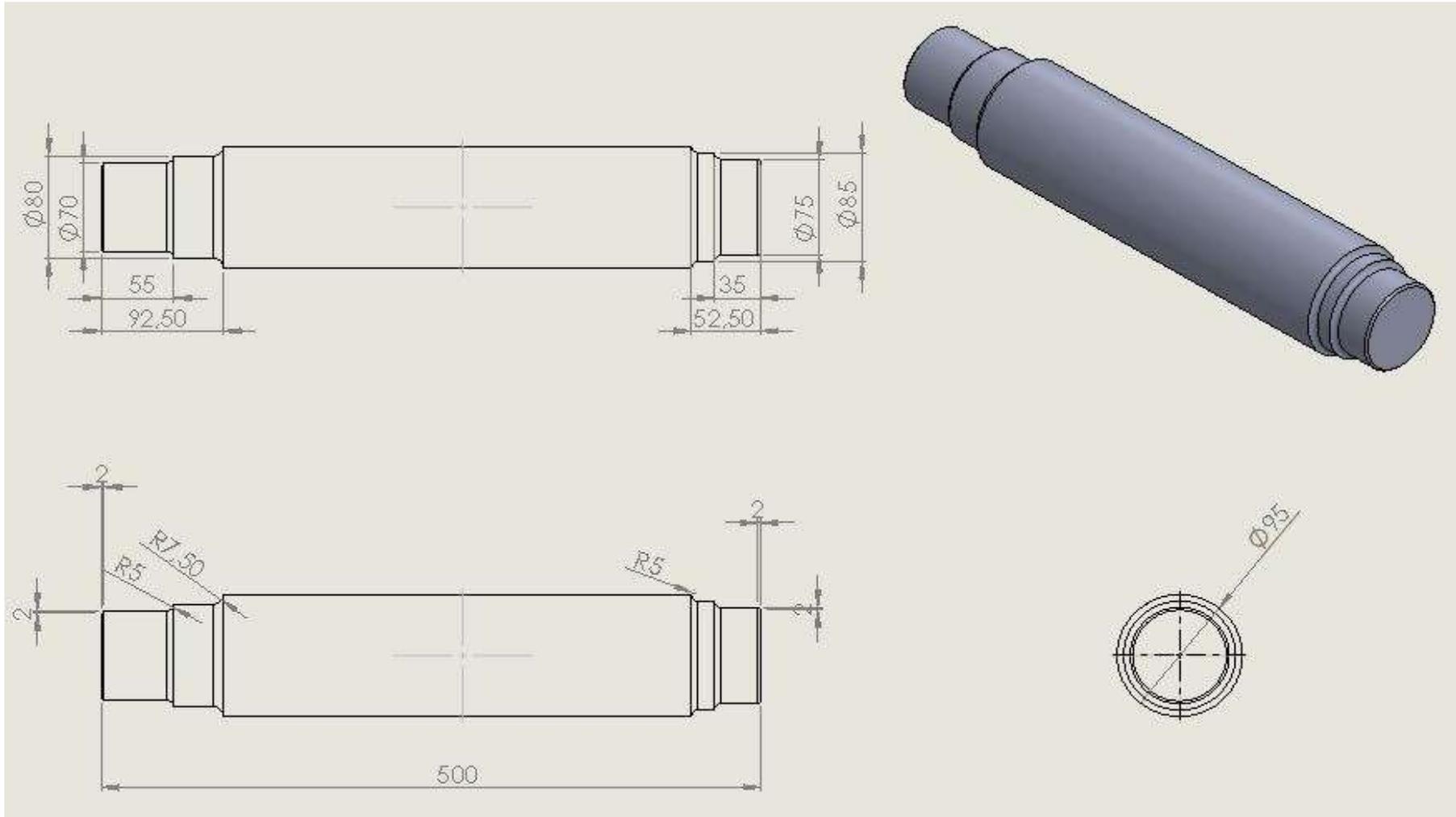


Ilustración 169. Medidas del eje B.

Memoria

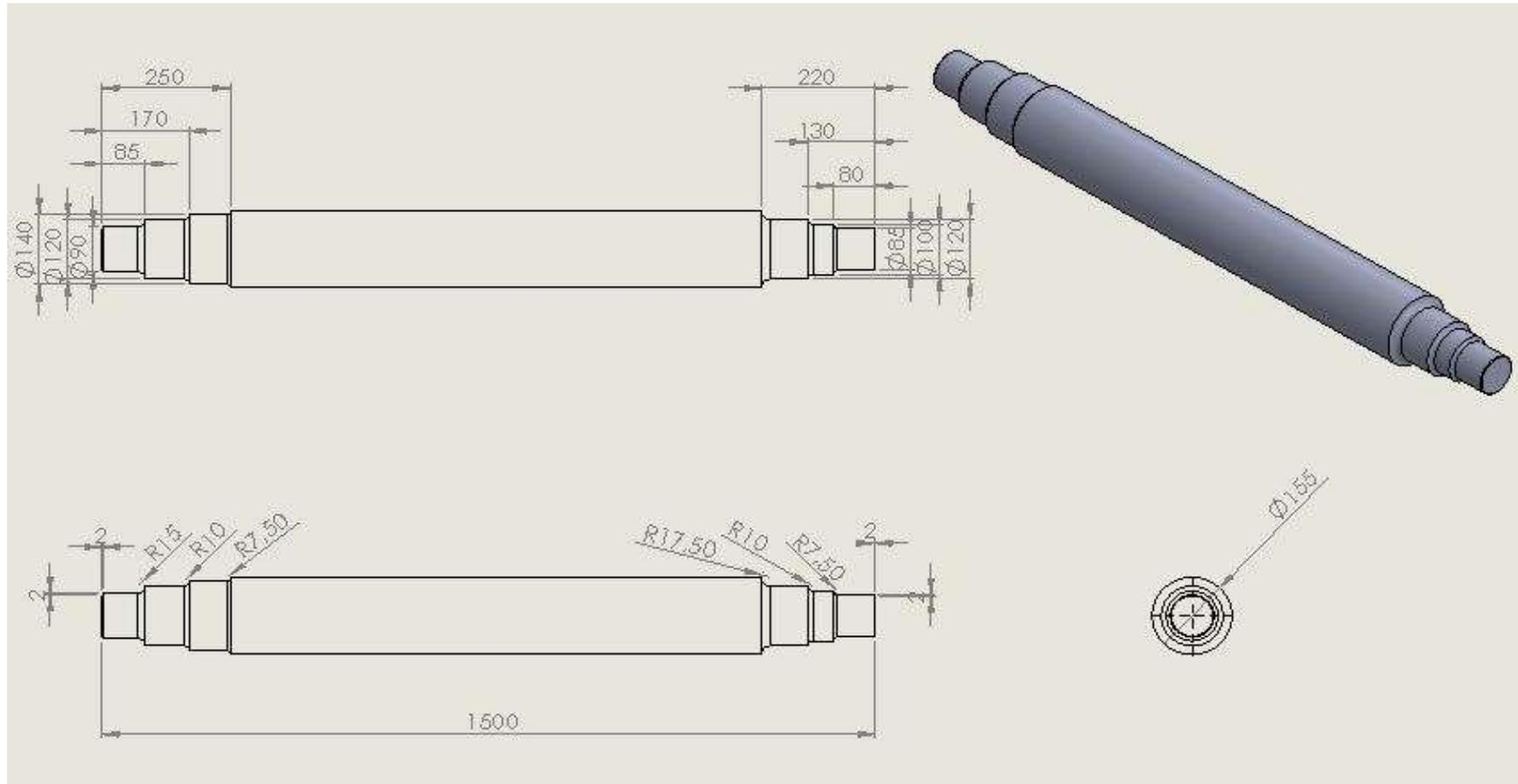


Ilustración 170. Medidas del eje C.