

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Tesis

**Diseño de una máquina dobladora de
estribos y roladora de platinas**

Josué Daniel Huari Chávez

Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Huancayo, 2020

Repositorio Institucional Continental
Tesis digital



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, te agradezco a ti Dios, por darme salud, vida, fuerza y el coraje para poder culminar esta etapa trascendental en mi vida.

A mis padres Thomas Huari Chulluncuy y Raquel Chávez Quispe quienes me educaron, confiaron en mí, permanecieron conmigo durante todos estos años, brindándome su apoyo incondicional en momentos difíciles durante mi formación académica, ellos son el motivo por el cual me encuentro por finalizar esta etapa de mi carrera, les estaré eternamente agradecido.

A mi tía Yeseli Inga, por el apoyo brindado, impulsándome a seguir adelante, aconsejándome y encaminando mi carrera.

También, agradecer a los Ingenieros Ever Luis Poma Tintaya, José Antonio Taipe Castro por la asesoría y el apoyo brindado para poder culminar la presente tesis.

A mis docentes de la Universidad Continental, que, con sus aportes, exigencia, preparación y conocimientos transmitidos, nos otorgan una buena formación profesional.

Finalmente, agradecer a familiares, compañeros y a todas las personas que compartieron conocimientos, experiencias y logros conmigo.

DEDICATORIA

A Dios, por darme sabiduría.

A mis padres, por su amor, tiempo y apoyo.

A mi familia y todas las personas que confían en mí.

ÍNDICE DE CONTENIDO

Agradecimiento	ii
Dedicatoria	iii
Índice de contenido	iv
Índice de tablas	xi
Resumen	xvii
Abstract	xviii
Introducción	xix
CAPÍTULO I	20
PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO	20
1.1 Planteamiento y formulación del problema	20
1.1.1 Problema general	22
1.1.2 Problemas específicos	22
1.2 Objetivos	23
1.2.1 Objetivo general	23
1.2.2 Objetivos específicos	23
1.3 Justificación	23
1.3.1 Impacto tecnológico	23
1.3.2 Impacto Económico	24
1.3.3 Seguridad	24
1.3.4 Ergonomía	24
1.3.5 Impacto Ambiental	24
1.3.6 Productividad	24
CAPÍTULO II	25
MARCO TEÓRICO	25
2.1 Antecedentes del problema	25
2.1.1 Antecedentes internacionales	25
2.1.2 Antecedentes nacionales	27
2.2 Bases teóricas	28
2.2.1 Deformación plástica (cedencia)	28
2.2.2 Varilla corrugada	30
2.2.2.1 Características de la varilla corrugada	30
2.2.3 Estribos	32

2.2.13.1 Selección de motor eléctrico.....	105
2.2.13.2 Transmisión por correas trapezoidales.....	106
2.2.13.3 Transmisión por cadena.....	109
2.2.14 Rodamientos.....	112
2.2.14.1 Selección de rodamiento.....	112
2.2.14.2 Selección del tamaño del rodamiento.....	113
2.2.15 Diseño de chavetas.....	124
2.2.15.1 Definición de chavetas.....	124
2.2.15.2 Cálculo de chaveta.....	125
2.2.16 Tornillos de potencia.....	126
2.2.16.1 Tornillo de potencia cuadrado y ACME.....	128
2.2.16.2 Cálculo de tornillo de potencia.....	129
2.2.17 Ajustes y tolerancias.....	129
2.2.18 Factor de seguridad.....	131
2.2.19 Simulación con software CAD (Autodesk Inventor Professional)...	132
2.2.19.1 Análisis por elementos finitos (FEA).....	133
2.3 Definición de términos básicos.....	133
2.3.1 Definiciones básicas.....	133
2.3.2 Lista de símbolos.....	134
CAPÍTULO III.....	135
METODOLOGÍA.....	135
3.1 Método y alcance de investigación.....	135
3.1.1 Tipo de investigación.....	135
3.1.2 Nivel de investigación.....	135
3.1.3 Metodología aplicada para el desarrollo de la solución.....	136
3.1.4 Lista de exigencias.....	136
3.1.4.1 Asumir el problema en forma crítica.....	136
3.1.4.2 Averiguar el estado de la tecnología.....	136
3.1.4.3 Analizar la situación del problema.....	137
3.1.4.4 Comprobar las posibilidades de realización.....	137
3.1.4.5 Completar las exigencias, ordenarlas y cuantificarlas, colocar prioridades.....	137
3.1.4.6 Detallar completamente la lista de exigencias.....	139
3.1.4.7 Preparar, planear y organizar el desarrollo del problema...	139

3.1.5	Determinación de la estructura de funciones	140
3.1.5.1	Abstracción black-box.....	140
3.1.5.2	Determinar los principios tecnológicos	140
3.1.5.3	Fijar el proceso técnico PT → PT óptimo	140
3.1.5.4	Determinar la aplicación de los sistemas técnicos y sus limitaciones	141
3.1.5.5	Determinar la agrupación de las funciones	141
3.1.5.6	Determinar y representar las estructuras de las funciones.	141
3.1.5.7	Determinar la estructura de función óptima, mejorar y verificar	141
3.1.6	Determinar el concepto de soluciones	142
3.1.6.1	Determinar los inputs y modos de acción.....	142
3.1.6.2	Determinar las clases de los portadores de la función (matriz morfológica)	142
3.1.6.3	Combinar los portadores de funciones	143
3.1.6.4	Determinar la disposición básica.....	144
3.1.6.5	Determinar el concepto óptimo, mejorar y verificar	144
3.1.7	Determinación de proyecto preliminar (concepto de soluciones)....	145
3.1.7.1	Determinar los puntos de orientación para elaborar la forma (del proyecto).....	145
3.1.7.2	Disponer, asumir, elaboración de la forma aproximada (dimensión en parte)	145
3.1.7.3	Determinar el tipo de material, clases de los procesos de fabricación, tolerancia y calidad del acabado superficial en cada uno de los casos	146
3.1.7.4	Examinar las zonas de la configuración	146
3.1.7.5	Presentar el proyecto preliminar.....	146
3.1.7.6	Determinar el proyecto de preliminar a óptimo, mejorar, evaluar y verificar	146
3.1.8	Determinación del proyecto	147
3.1.8.1	Para determinadas prioridades del diseño, proporcionar su fundamentación	147
3.1.8.2	Disposición definitiva, elaboración de formas, dimensionar	148
3.1.8.3	Fijar el material y los procesos de fabricación	149

3.1.8.4 Optimizar las zonas de configuración	149
3.1.8.5 Representar el proyecto de construcción	149
3.1.8.6 Determinación de proyecto óptimo del diseño	150
3.1.9 Elaboración de detalles.....	151
3.1.9.1 Proporcionar la fundamentación.....	151
3.1.9.2 Elaboración de las formas, dimensionar definitiva y completamente	151
3.1.9.3 Determinar completa y definitivamente el material, clase de procesos de fabricación, tolerancias y calidad del acabado superficial	151
3.1.9.4 Determinar el estado del montaje.....	151
3.1.9.5 Representar las piezas, dimensionar, dar tolerancias, la calidad del acabado superficial y material	152
3.1.9.6 Detallar planos de conjunto, lista de piezas (de despiece) y otros documentos	152
3.1.9.7 Mejorar, evaluar, verificar	152
CAPÍTULO IV.....	154
ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN	154
4.1 Identificación de requerimientos.....	154
4.1.1 Aspectos ambientales	154
4.1.2 Estado del arte	155
4.1.2.1 Doblado y rolado manual con palanca.....	155
4.1.2.2 Doblado y rolado con sistema eléctrico	156
4.1.3 Lista de exigencias	158
4.1.4 Estructura de funciones	160
4.1.4.1 Abstracción: caja negra (black - box).....	161
4.1.4.2 Secuencia de operaciones	161
4.1.4.3 Fijación de los procesos técnicos	162
4.1.4.4 Representación de la estructura de funciones.....	163
4.2 Análisis de la solución	164
4.2.1 Determinación del concepto de soluciones (matriz morfológica).....	164
4.2.2 Determinación de proyecto preliminar	168
4.2.3 Determinación del concepto de solución óptima	171
4.3 Cálculo y selección de componentes	173

4.3.1	Cálculo de tornillo sinfín y su corona	175
4.3.1.1	Cálculo de la geometría del tornillo sinfín y su corona.....	175
4.3.1.2	Cálculo de cargas en el tornillo sinfín – corona	177
4.3.2	Cálculo del doblado	182
4.3.3	Cálculo de eje	184
4.3.3.1	Cálculo del diámetro mínimo de los ejes	184
4.3.3.2	Cálculo de bocinas de los ejes	198
4.3.4	Cálculo y selección de rodamientos	199
4.3.4.1	Selección de rodamientos del eje B y cálculos de la vida nominal	199
4.3.5	Cálculo de engranajes cónicos rectos	201
4.3.5.1	Cálculo de la geometría del engranaje cónico recto	202
4.3.5.2	Cálculo de cargas en engranaje cónico recto	203
4.3.6	Cálculo de componentes de roladora.....	209
4.3.6.1	Cálculos de rodillos.....	209
4.3.6.2	Cálculo de bocinas.....	223
4.3.6.3	Cálculo de transmisión de potencia	223
4.3.7	Cálculo de chavetas	231
4.3.7.1	Cálculo de chavetas en el eje A	231
4.3.7.2	Cálculo de chavetas en el eje B	232
4.3.7.3	Cálculo de chavetas en el eje C	233
4.3.7.4	Cálculo de chavetas en los rodillos	233
4.3.8	Cálculo de tornillo de potencia	234
4.4	Cálculos realizados para analizar los tiempos de doblado y riesgo de lesiones ocupacionales.....	235
4.5	Planos	237
4.5.1	Planos de ensamble.....	237
4.5.2	Planos de despiece	237
	CAPÍTULO V.....	238
	SIMULACIÓN EN CAD	238
5.1	Simulación de doblado de varilla corrugada	238
5.2	Simulación tornillo sinfín-corona	239
5.3	Simulación de engranajes cónicos rectos.....	241
5.4	Simulación de ejes.....	243

5.4.1 Simulación eje A	243
5.4.2 Simulación eje B	245
5.4.3 Simulación eje C	246
5.5 Simulación de componentes de roladora	247
5.5.1 Simulación de rodillo superior	247
5.5.2 Simulación de rodillos y plancha	249
5.5.3 Simulación de bocinas	250
5.5.4 Simulación de bridas	251
5.5.5 Simulación de catarinas	252
5.5.6 Simulación de estructura	253
Conclusiones	255
Recomendaciones	256
Trabajos futuros	257
Lista de referencias	258
Anexos	260

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Composición química de la varilla corrugada	31
Tabla 2. Barras corrugadas NTP 341.031:2018	31
Tabla 3. Propiedades mecánicas del acero corrugado ASTM 615.....	31
Tabla 4. Dimensiones y pesos nominales de estribos.....	32
Tabla 5. Distancia de doblado	34
Tabla 6. Dimensiones según la DIN 6885A para chavetas planas.....	39
Tabla 7. Instituto Alemán de Normalización	40
Tabla 8. Sociedad Americana para Pruebas y Materiales.....	41
Tabla 9. Sociedad de Ingenieros Automotrices	41
Tabla 10. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t	49
Tabla 11. Valores de factor de forma de Lewis Y , ángulo de presión 20°	67
Tabla 12. Coeficiente elástico C_p	70
Tabla 13. Factor de sobrecarga K_o	70
Tabla 14. Constante empírica A , B y C	73
Tabla 15. Factores de confiabilidad K_R (Y_Z)	77
Tabla 16. Coeficiente elástico C_p	78
Tabla 17. Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanos.....	110
Tabla 18. Catarina disponible según el número de dientes.....	111
Tabla 19. Factores de corrección de dientes, K_1	111
Tabla 20. Factores de hileras múltiples, K_2	112
Tabla 21. Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1	118
Tabla 22. Factor de seguridad para construcción de máquinas.....	132
Tabla 23. Modelo de lista de exigencias	138
Tabla 24. Modelo de plan de trabajo	139
Tabla 25. Caja Negra (black-box).....	140
Tabla 26. Lista de exigencias	158
Tabla 27. Caja negra (black-box)	161
Tabla 28. Matriz morfológica	164
Tabla 29. Evaluación de conceptos de solución- valor técnico	171
Tabla 30. Evaluación de conceptos de solución- valor económico	172

Tabla 31. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t y K_s	188
Tabla 32. Dimensionamiento de rodamiento rígido de una hilera con bolas tapadas 17-20 mm.....	200
Tabla 33. Fuerza de curvado en relación con el ángulo de curvado	212
Tabla 34. Datos del motor eléctrico designado.	227
Tabla 35. Coeficiente de corrección.	227
Tabla 36. Datos de los ejes para el cálculo de chavetas.....	231
Tabla 37. Numero de estribos	235
Tabla 38. Datos de doblado de la máquina	236
Tabla 39. Tabla de comparación	237
Tabla 40. Cargas que actúan el mecanismo sinfín corona.....	240
Tabla 41. Parámetros de diseño de gusano y rueda de gusano	240
Tabla 42. Parámetros de diseño de engranaje cónico recto	242
Tabla 43. Cargas que actúan los engranajes cónicos.....	243
Tabla 44. Fuerzas de reacción que actúan en el eje A	244
Tabla 45. Fuerzas de reacción que actúan en el eje B	245
Tabla 46. Fuerzas de reacción que actúan en el eje C	247
Tabla 47. Parámetros aplicados en la simulación	248
Tabla 48. Parámetros aplicados en la simulación	250

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Corte de varillas corrugadas	20
Figura 2. Posicionamiento de las varillas	21
Figura 3. Doblado de estribos	21
Figura 4. Doblado de estribo redondo	22
Figura 5. Diagrama esfuerzo-deformación	29
Figura 6. Acero corrugado ASTM A615 grado 60	30
Figura 7. Forma y doblado del estribo	33
Figura 8. Doblado de varillas corrugadas	33
Figura 9. Roladora.....	35
Figura 10. Dobladora de tubos	35
Figura 11. Máquina a vapor.....	37
Figura 12. Chavetas planas.....	38
Figura 13. Fórmula de cálculo de chavetas.....	40
Figura 14. Representación simbólica de soldadura estándar AWS.....	42
Figura 15. Símbolo de soldadura	43
Figura 16. Reductor vertical de velocidad de tornillo sinfín	47
Figura 17. Tornillo sinfín-corona.....	50
Figura 18. Tipo de tornillo sinfín-corona	52
Figura 19. Tornillo sinfín tipo envolvente	53
Figura 20. Tornillo sinfín tipo envolvente doble	53
Figura 21. Rueda de tornillo sinfín.....	54
Figura 22. Tornillo sinfín	55
Figura 23. Descomposición P, S, W^t aplicada al diente de la rueda	57
Figura 24. Descomposición de la fuerza normal W	57
Figura 25. Nomenclatura de engranajes cónicos	60
Figura 26. Los engranes rectos se emplean para transmitir movimiento de rotación entre ejes paralelos	61
Figura 27. Engranajes helicoidales	62
Figura 28. Engranajes cónicos	63
Figura 29. Designación engranajes cónicos.....	63
Figura 30. Engranajes cónicos con ejes a 90° y núm. de dientes iguales.....	64

Figura 31. Fuerzas que actúan en un engranaje cónico	64
Figura 32. Ecuación de flexión de Lewis	66
Figura 33. Factor de espesor del aro K_B	74
Figura 34. Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Y_N	75
Figura 35. Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la picadura Z_N	75
Figura 36. Factores geométricos J de engranes rectos	76
Figura 37. Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos.....	78
Figura 38. Resistencia a la fatiga por contacto S_C a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero completamente endurecido.....	79
Figura 39. Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura Z_N	79
Figura 40. Factor de relación de dureza C_H	80
Figura 41. Roladora.....	82
Figura 42. Rodillos de roladora	82
Figura 43. Esquema de fuerzas que actúan en los rodillos.....	84
Figura 44. Puntos de contacto entre la plancha y el rodillo superior	85
Figura 45. Carga distribuida en el proceso de doblado	86
Figura 46. Carga distribuida en el proceso de doblado	87
Figura 47. Análisis de la fuerza distribuida.....	88
Figura 48. Longitud de los rodillos.....	93
Figura 49. Reacciones R_C y R_D en las bocinas.....	94
Figura 50. Bocinas de bronce.....	102
Figura 51. Sistema de transmisión de potencia mediante bandas y cadenas	104
Figura 52. Arco de contacto sobre la polea menor.....	108
Figura 53. Partes de una cadena de rodillos	109
Figura 54. Vida útil del sistema de rodamientos.....	114
Figura 55. Factor a_{SKF} para los rodamientos radiales de bolas	120
Figura 56. Factor a_{SKF} para los rodamientos radiales de rodillos	121
Figura 57. Factor a_{SKF} para los rodamientos axiales de bolas	122
Figura 58. Factor a_{SKF} para los rodamientos axiales de rodillos.....	123
Figura 59. Cálculo de la viscosidad nominal n_1 a la temperatura de funcionamiento	124

Figura 60. Fuerzas que actúan en la chaveta	125
Figura 61. Gato de tornillo sinfín Joyce	127
Figura 62. Partes de un tornillo de potencia	128
Figura 63. Diagrama de fuerzas a) Al subir la carga, b) Al bajar la carga	128
Figura 64. A) Rosca cuadrada, B) Rosca ACME.....	129
Figura 65. Definiciones aplicadas a un ajuste cilíndrico	131
Figura 66. Análisis por elementos finitos	133
Figura 67. Relación de normas internacionales	155
Figura 68. Dobladora manual SIMA	156
Figura 69. Roladora manual	156
Figura 70. Dobladora Eléctrica	157
Figura 71. Roladora eléctrica	157
Figura 72. Estructura de funciones.....	163
Figura 73. Alternativa de solución 1	168
Figura 74. Alternativa de solución 2	169
Figura 75. Alternativa de solución 3	170
Figura 76. Diagrama de evaluación técnico-económica según VDI 2225	173
Figura 77. Máquina conformadora de perfiles metálicos	174
Figura 78. Sistema reductor de velocidad	175
Figura 79. Componentes P, S, Wt aplicadas al diente de la rueda	178
Figura 80. Distancia de los apoyos del tornillo	181
Figura 81. Diagrama de cuerpo libre del doblado de varilla corrugada	183
Figura 82. Identificación de ejes	184
Figura 83. Reacciones en el eje A en el plano Z-X	185
Figura 84. Diagrama de cuerpo libre	185
Figura 85. Diagrama de esfuerzo cortante	186
Figura 86. Diagrama de momento flector	186
Figura 87. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T	188
Figura 88. Eje B.....	190
Figura 89. Diagrama de cuerpo libre para el eje B, plano X-Z.....	191
Figura 90. Diagrama de esfuerzo cortante eje B, plano X-Y	191
Figura 91. Diagrama de momento flector eje B; plano X-Y	192
Figura 92. Eje C	194

Figura 93. DCL eje C.....	194
Figura 94. Diagrama de esfuerzo cortante	195
Figura 95. Diagrama de momento flector	195
Figura 96. Rodamiento rígido de hilera de bolas tapados de 17-20 mm	200
Figura 97. Geometría engranajes cónicos	202
Figura 98. Diagrama de cuerpo libre de los rodillos	213
Figura 99. Corte B-´B en el rodillo	214
Figura 100. Ingreso de plancha a la roladora.....	220
Figura 101. DCL de las fuerzas generadas	221
Figura 102. Diagrama del sistema de transmisión	224
Figura 103. Análisis estático Von Mises de doblado de varilla corrugada	238
Figura 104. Análisis estático factor de seguridad de doblado de varilla corrugada	239
Figura 105. Análisis estático factor de seguridad tornillo sinfín - corona.....	239
Figura 106. Análisis estático factor de seguridad de engranajes cónicos	241
Figura 107. Análisis estático desplazamiento de engranajes cónicos.....	241
Figura 108. Análisis estático factor de seguridad eje A.....	243
Figura 109. Análisis estático desplazamiento del eje A.....	244
Figura 110. Análisis estático factor de seguridad de eje B.....	245
Figura 111. Análisis estático desplazamiento de eje B	245
Figura 112. Análisis estático factor de seguridad eje C.....	246
Figura 113. Análisis estático desplazamiento eje C	246
Figura 114. Análisis estático factor de seguridad de rodillo superior.....	247
Figura 115. Análisis estático desplazamiento rodillo superior	248
Figura 116. Análisis estático factor de seguridad de rodillos y platina	249
Figura 117. Análisis estático desplazamiento máximo de rodillos y platina ...	249
Figura 118. Análisis estático factor de seguridad rodillo superior.....	250
Figura 119. Análisis estático factor de seguridad bocina rodillos inferiores ...	251
Figura 120. Análisis estático factor de seguridad de brida	251
Figura 121. Análisis estático desplazamiento máximo de brida	252
Figura 122. Análisis estático factor de seguridad catarina	252
Figura 123. Análisis estático desplazamiento máximo de catarina	253
Figura 124. Análisis estático desplazamiento máximo de la estructura	253
Figura 125. Análisis estático factor de seguridad estructura	254

RESUMEN

Actualmente en las construcciones de viviendas el doblado de estribos se efectúa de manera manual, ocasionando lesiones en los operarios, la tesis actual contiene el diseño de una máquina dobladora de estribos y roladora de platinas construcciones de pequeña y mediana envergadura. El objetivo general es diseñar una máquina dobladora de estribos y roladora de platinas para optimizar el tiempo de doblado de estribos y reducir los niveles de riesgo de lesiones ocupacionales. Los objetivos específicos son diseñar la máquina obedeciendo a la metodología establecida en las recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI); simular el comportamiento de la dobladora de estribos y roladora de platinas haciendo uso de un software CAD (*Autodesk Inventor Professional*) comprobando los factores de desplazamientos y factor de seguridad de los componentes escogidos; elaborar los planos de fabricación y analizar los tiempos de doblado entre la forma manual y utilizando la máquina dobladora. La metodología utilizada en el trabajo de investigación está fundada en las recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI 2221), en el que expone los pasos metodológicos de Diseño en Ingeniería Mecánica. Iniciando con la identificación de requerimientos, análisis de solución, cálculo y selección de componentes avalando así el correcto diseño de la máquina. Por último, se efectuó un análisis del tiempo de doblado de estribos con la forma manual y utilizando la máquina dobladora, en el cual se verificó que se reduce el tiempo de doblado en 4.68 veces reduciendo las lesiones ocupacionales.

Palabras claves: diseño mecánico, dobladora de estribos, roladora de platinas, VDI 2221

ABSTRACT

Currently in residential buildings the bending of stirrups is carried out manually, causing injuries to operators, the current thesis contains the design of a stirrup bending machine and plate rolling machine for small and medium-sized constructions. The overall goal is to design a stirrup bending and plate bending machine to optimize stirrup bending time and reduce occupational injury risk levels. The specific objectives are to design the machine following the methodology established in the recommendations of the German Association of Engineers (VDI); simulate the behavior of the stirrup bender and plate bending machine using CAD software (Autodesk Inventor Professional), checking the displacement factors and safety factor of the chosen components; prepare the manufacturing drawings and analyze the bending times between the manual form and using the bending machine. The methodology used in the research work is based on the recommendations of the German Association of Engineers (VDI 2221), in which it exposes the methodological steps of Design in Mechanical Engineering. Starting with the identification of requirements, solution analysis, calculation and selection of components, thus guaranteeing the correct design of the machine. Finally, an analysis of the stirrup bending time was carried out with the manual form and using the bending machine, in which it was verified that the bending time is reduced by 4.68 times reducing occupational injuries.

Keywords: mechanical design, plate bending machine, stirrup bender, VDI 2221

INTRODUCCIÓN

La presente tesis tuvo por finalidad responder a la necesidad en medianas y pequeñas construcciones de viviendas que requieren realizarse en el menor tiempo de estribos cuadrados, redondos y rolados de diversos perfiles para las construcciones de cerrajería. En las medianas y pequeñas construcciones, este proceso se hace de manera manual colocando una trampa y ejecutando el doblado con un tubo como palanca, uno a uno es doblado por los estribos, lo cual conlleva a demoras y lesiones en las manos, cintura, piernas, etc. en los trabajadores, al ser un trabajo repetitivo que demanda gran esfuerzo físico.

Existen máquinas de gran envergadura que realizan este trabajo, pero solo son accesibles por las grandes empresas de construcción. En una construcción también se requiere de puertas, escaleras, barandas, etc. de metal, requiriendo conformar platinas y barras a formas complicadas, este trabajo es realizado por los cerrajeros.

La actual tesis está estructurada de la siguiente manera: en el capítulo 1 se aprecia el planteamiento del estudio que contiene el planteamiento y formulación del problema, objetivos de la investigación y justificación; en el capítulo 2 se considera el marco teórico y contiene los antecedentes del problema, bases teóricas, definiciones de términos básicos; en el capítulo 3 se considera los aspectos metodológicos y contiene el método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño; en el capítulo 4 se considera el análisis y diseño de la solución, comprendiendo la tipificación de requerimientos, análisis de la solución, cálculo, selección de componentes y planos; el quinto capítulo considera la presentación de simulación en CAD, comprende la simulación de doblado de varilla corrugada, simulación del eje A, simulación de engranajes cónicos rectos, simulación de tornillo sinfín-corona, simulación de eje B, simulación de brida y simulación de cadena. Finalmente, se presentan las conclusiones, trabajos futuros y la bibliografía consultada.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

1.1 Planteamiento y Formulación del Problema

Actualmente en el proceso de construcción de viviendas de material noble de pequeña y mediana envergadura, el doblado de estribos se realiza de manera manual, este proceso se realiza en tres pasos.

El primer paso consiste en cortar las varillas a 90 cm para obtener un estribo cuadrado de 20 x 20 cm.

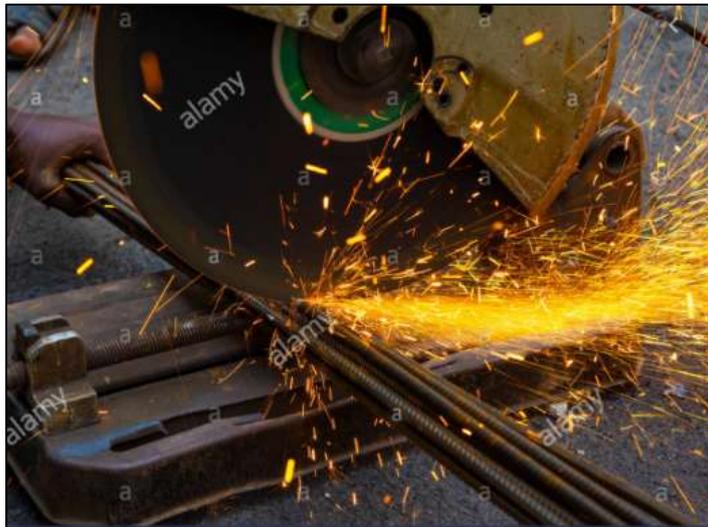


Figura 1. Corte de varillas corrugadas. Tomada de Alamy.es

El segundo paso es posicionar las varillas en la dobladora manual según la medida del estribo.

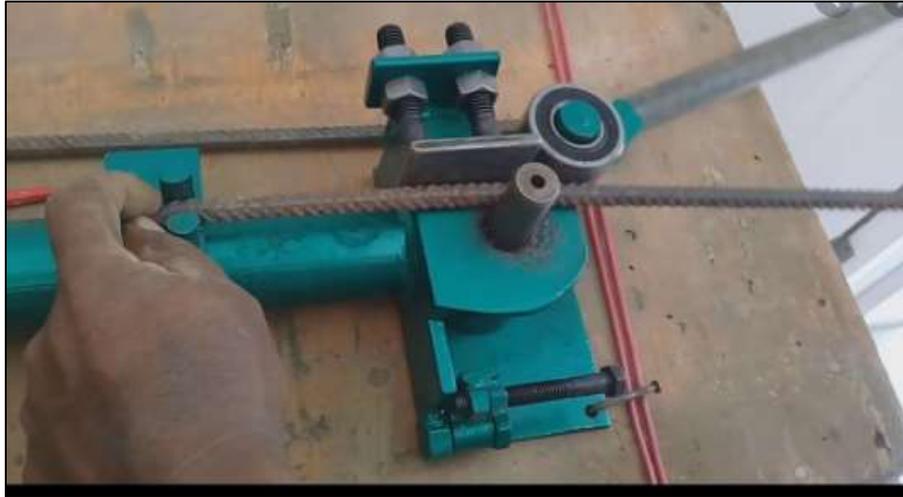


Figura 2. Posicionamiento de las varillas. Tomada de Pinterest.pt

El tercer paso es doblar las varillas valiéndose de un tubo, para una construcción de 100 m², hasta el primer nivel se requiere aproximadamente 1122 estribos de diámetro 3/8", los operarios doblan las varillas con una velocidad promedio de 1 estribo cada 35 segundos que es igual a 102.8 estribos por hora, los operarios culminan el doblado en 10 horas y 54 minutos retrasando la obra, a lo largo este proceso el ejecutor utiliza repetitivamente su brazo para poder accionar la dobladora manual, afectando su salud, al ser un trabajo repetitivo causa ampollas en las manos, fatiga muscular en el brazo, desgarros en el hombro, dolor lumbar, etc.



Figura 3. Doblado de estribos. Tomada de Redalyc.org

La operación manual es el único método posible para realizar estribos, porque se tiene el inconveniente de no contar con una máquina para realizar los

doblados de estribos para el armado de columnas y vigas. También, en obra, se requieren estribos redondos, trabajos de cerrajería como los rolados y doblados de platinas y tubos, adornos para los enrejados, puertas y portones metálicos, que también se realizan manualmente.



Figura 4. Doblado de estribo redondo. Tomada de Cyberspaceandtime.com

1.1.1 Problema General

Todos los trabajos manuales mencionados anteriormente son parte del proceso de doblado, por lo que se vio por conveniente presentar un proyecto de tesis que reside en el diseño de una máquina dobladora de estribos y roladora de platinas para realizar todos estos trabajos con el fin de acelerar la pronta entrega de las obras.

Por lo que se ha planteado la siguiente interrogante:

¿Cómo diseñar una máquina dobladora de estribos y roladora de platinas para optimizar el tiempo de doblado de estribos y reducir los niveles de riesgo de lesiones ocupacionales?

1.1.2 Problemas Específicos

¿Con qué metodología diseñar la máquina dobladora de estribos y roladora de platinas?

¿Cómo simular el funcionamiento de la máquina?

¿Cómo fabricar la máquina dobladora de estribos y roladora de platinas?
¿Cuál es el tiempo de doblado entre la manera manual y utilizando la máquina?

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

El objetivo general es diseñar una máquina dobladora de estribos y roladora de platinas para optimizar el tiempo de doblado de estribos y reducir los niveles de riesgo de lesiones ocupacionales.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar la máquina dobladora de estribos y roladora de platinas obedeciendo a la metodología basada en las recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI).
- Simular el comportamiento de la dobladora de estribos y roladora de platinas utilizando un software CAD (*Autodesk Inventor Professional*), verificando los factores de desplazamientos y factor de seguridad de los componentes seleccionados.
- Elaborar los planos de fabricación.
- Analizar los tiempos de doblado entre la forma manual y utilizando la máquina dobladora de estribos.

1.3 Justificación

Para la justificación del trabajo de investigación, se consideró diversos aspectos como son los impactos tecnológicos, económicos, la persona, ergonomía, ambiental y productividad que se explica a continuación:

1.3.1 Impacto Tecnológico

Existen máquinas en el mercado que hacen los trabajos de rolado, doblado, etc. pero estas funcionan de manera independiente, por lo que la propuesta aprovechará el torque generado y fusionará el proceso de dos máquinas en uno, que no existen aún en el mercado.

1.3.2 Impacto Económico

El diseño y fabricación de esta máquina es barata, al alcance de las personas como albañiles, cerrajeros, peones, etc. y supone una alternativa factible en la pequeña y mediana industria de la construcción, ya que no estarán sometidas al monopolio de las grandes empresas, siendo ellos quienes fabriquen, optimizando el tiempo de conformado, reduciendo así el costo hora hombre.

1.3.3 Seguridad

Con la finalidad de resguardar la integridad de los operarios y reducir los accidentes en el doblado de estribos, el diseño de la máquina conformadora cuenta con un sistema de bloqueo eléctrico que actúa si se produce una sobrecarga de la máquina.

1.3.4 Ergonomía

Con el fin de resguardar la integridad de los operarios y reducir las enfermedades ocupacionales, lesiones y fatiga muscular, el diseño de la máquina logra ajustarse a la altura de los operarios y optimiza los tiempos de doblado.

1.3.5 Impacto Ambiental

Esta máquina produce ruidos por debajo de los niveles permitidos <85 dB y tampoco genera gases contaminantes puesto que la máquina es eléctrica, no causa daño al medio ambiente.

1.3.6 Productividad

Se logra optimizar el tiempo de doblado, aumentado así la producción de estribos por unidad de tiempo, como también se logra mejorar la calidad de los estribos doblados.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes del Problema

2.1.1 Antecedentes Internacionales

Un primer trabajo corresponde a Luis Cocha en su tesis titulada “Diseño y construcción de una baroladora semiautomática para planchas de 2400 mm de longitud, con espesores desde 2 mm hasta 12 mm”, tiene como finalidad el diseño y construcción de una máquina baroladora para placas metálicas, monitoreada por medio de un sistema semiautomático, permitiendo con ello un transcurso de curvado de las placas metálicas más eficiente. Para el diseño y construcción de la baroladora se realizó un análisis de alternativas, realizando el estudio de los diferentes tipos de baroladoras que existen en el mercado e industria local. Se concluye que la fuerza máxima de curvado 236.19 kN, diámetro de los tres rodillos es de 235 mm, el momento máximo que soportan los rodillos es de 0.14 kN/mm, el motor tendrá una potencia de 7 HP para cumplir con el trabajo de rolado. (6)

Un segundo trabajo, de Diego Guerrero, en su tesis “Máquina dobladora para fabricar estribos cuadrados de varilla trefilada de acero de 6 mm de diámetro”, cuyo objetivo es optimizar el tiempo y la producción de estribos cuadrados para formar las armaduras de acero que se utilizan en la fabricación de postes de hormigón armado para alambrado perimetral. Se logró comprobar su eficacia y desempeño mediante datos tales como, fabricación de

aproximadamente 1200 estribos en una hora, eliminación de posturas forzadas de operario, eliminación de riesgos laborales por uso de amoladora en antiguo proceso de corte y lo principal, eliminación de la fabricación de estribos de forma artesanal, la productividad de la máquina es aproximadamente 1000 estribos por hora, por otra parte, el límite a la fluencia máxima del acero trefilado es de 54 kgf/mm². La velocidad del eje que hace funcionar el sistema mecánico de corte es de 20 rpm. Se determinó que la cuchilla móvil requiere una fuerza de 194,35 kgf para efectuar el corte de la varilla trefilada de 6 mm de diámetro. (14)

En un tercer trabajo, de Oscar Trujillo, en su tesis “Diseño y construcción de una máquina para seccionar y torcer estribos en serie para columnas de hormigón armado” cuyo objetivo es de facilitar a la ferretería Ideal, ubicada en La Concordia, una máquina para cortar y doblar estribos en serie para columnas de hormigón armado con el objetivo de acrecentar la producción alrededor de un 200% de estribos de varilla corrugada con un diámetro de 8 mm y en varias formas (cuadradas y rectangulares) y extensiones (10 cm x 10 cm, 15 cm x 15 cm, 15 cm x 20 cm, 15 cm x 25 cm.). El método científico es el sustento de esta investigación pues se tiene propuesto el problema y la hipótesis de manera que se debe llegar a la veracidad por intermedio del análisis de resultados. El método deductivo constituirá parte del progreso de la tesis pues este es llamado método analítico. Este método es el apropiado para ejecutar los dimensionamientos estáticos, mecanismos, resistencia de materiales, simulaciones, etc., asumiendo el concepto, la apropiada aplicación y evidenciándolo con la construcción. En el progreso de proyecto se tocó el método experimental con el fin de comprobar los cálculos matemáticos por medio de la construcción y marcha de la máquina. En esta investigación se concluyó que la manufactura en serie crea mayor cantidad de producto terminado, lo que conlleva a tener un proceso específico porque este evitará fallas y productos de mala calidad, se determinó que con una carga de 79 kg (774.2 N) se logra doblar la barra corrugada de 8 mm de diámetro, con un trecho entre apoyos de 165 mm y una distancia de palanca de 132 cm, para el corte de las varillas se necesita una fuerza de corte 34.72 kN con un factor de seguridad de 2, el esfuerzo de fluencia del material es de 900 MPa para un acero bonificado AISI 4340 resistente al desgaste. (20)

2.1.2 Antecedentes Nacionales

Un primer trabajo de Eduin Gamarra en su tesis “Diseño de una máquina roladora hidráulica con cuatro rodillos para planchas de hasta 20 mm de espesor y radio máximo de 250 mm para la empresa Metal Sur E. I. R. L.”, tiene como objetivo principal satisfacer la necesidad de mejorar los procesos de fabricación en la empresa Metal Sur E. I. R. L. dedicada a la fabricación de tanques en acero inoxidable. Se utilizó una investigación preexperimental y también se utilizó la metodología VDI 2222. En las conclusiones indica que la roladora es de cuatro rodillos con mesa de polines, el diámetro óptimo es de 274 mm y la distancia de rodillos es de 0.6 m, donde el factor de seguridad calculado analíticamente fue de 4.04 y el cálculo por elementos finitos fue de 3.13. La potencia requerida para el trabajo de rolado es de 14.72 kW, la velocidad angular del cilindro superior es de $\omega = 6.97 \text{ rpm}$, el diámetro más pequeño del vástago soporta un pandeo de 195 mm. Este trabajo se relaciona con la investigación en curso, ya que propone un factor de seguridad de 3.13 obtenido mediante el cálculo por elementos finitos y plantea una potencia de 14.72 kW para realizar correctamente el rolado de planchas de hasta 20 mm de espesor. (12)

Un segundo trabajo de Julio Odar en su tesis “Diseño de máquina electrohidráulica automática con sistema de corte y empaquetado para optimizar doblado de estribos en taller *Blackline* – Chiclayo 2017”, tuvo como objetivo general proponer el diseño de una máquina electrohidráulica automática con sistema de corte y empaquetado para optimizar el proceso de doblado de estribos en el taller *Blackline* – Chiclayo. Se utilizó un diseño no experimental: descriptivo, porque procura realizar un análisis y descripción del contexto de la realidad sin realizar cambios o reformas a las variables, es decir se estudiaron las variables igual como se presentan en la realidad, donde se concluyó que las características del motor y los componentes, el momento flector es de 87,97 kg-cm, la fuerza requerida para el doblado es de 29,32 kg, la torsión es de 115,2226 kg-cm, la velocidad es de 23 rpm, la potencia requerida es de ¼ HP a 60 Hz; la fuerza para el corte de varillas es de 35185,83 kN. El costo general de la máquina es de US\$ 4 416,77. (18)

Un tercer trabajo de Alexander Farfán en su tesis “Diseño de una máquina dobladora de tubería ASTM A-192 para calderas acuotubulares” cuyo objetivo fue diseñar y seleccionar los componentes de una máquina de doblado de tubería ASTM A-192 para calderas acuotubulares, El progreso de la investigación se cimienta en la teoría de diseño mecánico, solamente se empleó la forma establecida por la norma alemana VDI 2221. La repartición de los elementos que se ajustan a los sistemas de la máquina dobladora se ejecutó gracias a la lista de requerimientos y matriz morfológica, los escenarios de funcionamiento fueron determinadas por el cliente, lo que consintió calcular las especificaciones técnicas mínimas para poder efectuar el doblado de tubería ASTM A-192 con matrices de radio mínimo de 350 mm, es ineludible una fuerza de 54.16 kN y un torque de 18.96 kN-m para deformar los tubos plásticamente. Los escenarios de trabajo del sistema hidráulico para el doblado de perfiles son 12 MPa y 64 l/min lo cual resultó en una potencia hidráulica de 12.5 HP. Es forzoso que el sistema de accionamiento pueda transmitir los 8 HP requeridos por el doblado, así pues, se empleó un sistema engranaje/cremallera de acero AISI 4340 con un ancho de cara de 95 mm y módulo 6 mm. Debido a las cargas, el diámetro del eje de doblado es de 100 mm. (9)

2.2 Bases Teóricas

2.2.1 Deformación Plástica (cedencia)

La deformación plástica es un cambio irreversible que acontece en el material debido a un comportamiento llamado fluencia o cedencia, el cual ocurre por “un ligero aumento en el esfuerzo por encima del límite elástico que generará un rompimiento del material y ocasionará que este se deforme de manera permanente”. (4)

A medida que el material se deforma más allá del límite elástico, la tensión deja de ser proporcional a la deformación, por lo tanto, ya no es válida la ley de Hooke, la cual expresa que “los materiales de ingeniería presentan una relación lineal entre el esfuerzo y la deformación dentro de la región elástica”. (4)

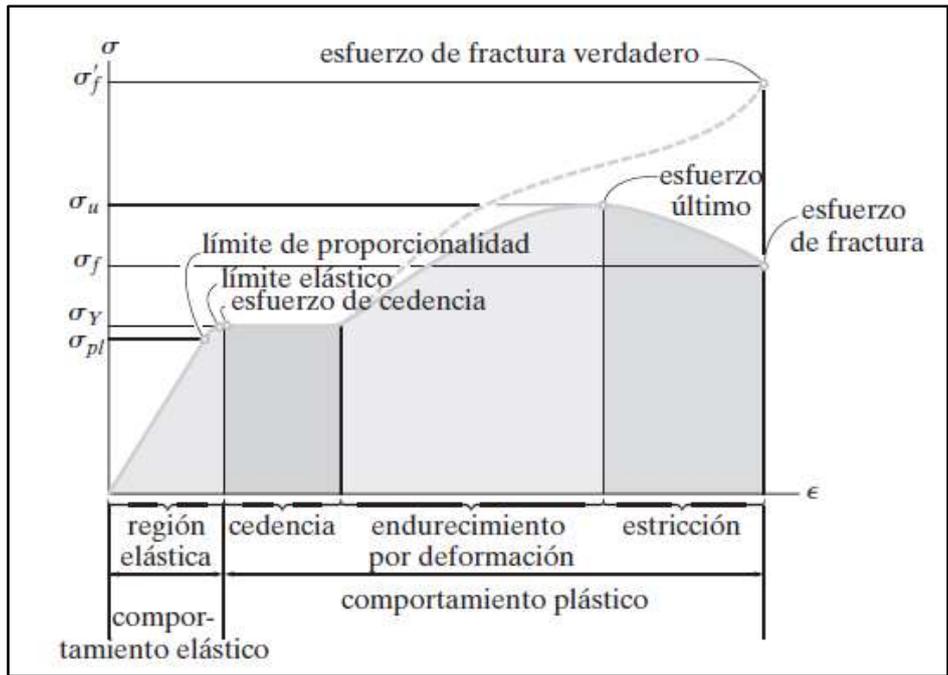


Figura 5. Diagrama esfuerzo-deformación. Tomada de Mecánica de materiales (4)

El límite de fluencia se utiliza para calcular dimensiones estructurales, para soportar cargas y esta vuelve a su condición inicial sin deformaciones.

Por otra parte, con la deformación plástica se puede dar nuevas formas al material. Un ejemplo claro en el cual la deformación plástica cumple un rol fundamental es en el doblado de varillas para estribos, curvado de platinas metálicas, los cuales se realizan manualmente o con máquinas industriales.

Se consigue establecer el esfuerzo nominal cuando dividimos la carga **P** sobre la sección **A₀** del área transversal inicial de la probeta.

$$\sigma = \frac{P}{A_0}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M.c}{I} \dots\dots\dots (2)$$

De la misma manera, la deformación nominal se establece de forma directa al observar el registrador de deformación o también al dividir el cambio δ en la longitud final de la probeta sobre la longitud inicial L_0 de la probeta.

$$\epsilon = \frac{\delta}{L_0}$$

2.2.2 Varilla Corrugada

La varilla de acero corrugado es una aleación con mediano contenido de carbono y otros componentes aleatorios como silicio, azufre y fósforo en pocas cantidades, es un tipo de acero laminado en caliente, empleado especialmente durante la construcción de columnas de concreto (Figura 6), su característica primordial viene a ser la ductilidad, esta propiedad permite que estas varillas de acero se logren cortar y doblar cómodamente, estas propiedades de resistencia y buena calidad la convierten en la apropiada para este tipo de trabajo. Está proporcionada de bultos secuenciales conocidos como corrugas o rebordes que optimizan la adherencia entre el concreto y el acero.



Figura 6. Acero corrugado ASTM A615 grado 60. Tomada de Aceros Arequipa, 2019

2.2.2.1 Características de la Varilla Corrugada

Las características primordiales de las varillas corrugadas vienen a ser las dimensiones físicas puesto que estas vienen en distintos tamaños (Tabla 2), su composición química variada (Tabla 1) es la que le provee sus distintas propiedades mecánicas (Tabla 3) son estas propiedades de quien se depende para efectuar todo cálculo y diseño de los componentes de la máquina.

Tabla 1.
Composición química de la varilla corrugada

Elemento	%
Carbono (C)	0.26 / 0.30
Magnesio (Mn)	1.15 / 1.30
Fosforo (P) Max.	0.035
Azufre (S) Max.	0.04
Silicio (Si)	0.15 / 0.25
Cromo (Cr) Max.	0.15
Níquel (Ni) Max.	0.15
Cobre (Cu) Max.	0.5
Estaño (Sn) Max.	0.06
Molibdeno (Mo) Max.	0.06

Tomada de Mepsa.com.co

Tabla 2.
Barras corrugadas NTP 341.031:2018

DIÁMETRO DE BARRA		SECCIÓN (mm ²)	PERÍMETRO (mm)	PESO MÉTRICO NOMINAL (kg/m)
Pulg.	mm			
-	6	28	18.8	0.222
-	8	50	25.1	0.395
3/8	-	71	29.9	0.560
-	12	113	37.7	0.888
1/2	-	129	39.9	0.994
5/8	-	199	49.9	1.552
3/4	-	284	59.8	2.235
7/8	-	387	69.8	3.042
1	-	510	79.8	3.973
1 3/8	-	1,006	112.5	7.907

Tomada de *Aceros Arequipa, 2019*

Tabla 3.
Propiedades mecánicas del acero corrugado ASTM 615

PROPIEDADES MECÁNICAS:	
Límite de Fluencia (fy)	= 4,280 kg/cm ² mínimo
Resistencia a la Tracción (R)	= 6,320 kg/cm ² mínimo
Relación R/fy	≥ 1.25
Alargamiento en 200 mm:	
Diámetros:	
6 mm, 8 mm, 3/8", 12 mm, 1/2", 5/8" y 3/4"	= 9% mínimo
1"	= 8% mínimo
1 3/8"	= 7% mínimo
Doblado a 180° = Bueno en todos los diámetros	

Tomada de *Aceros Arequipa, 2019*

2.2.3 Estribos

Son elementos estructurales de variadas geometrías y tamaños (Tabla 4), son elaborados generalmente con varillas corrugadas y se acoplan a otras varillas a través de amarres de alambre, creando así las vigas y columnas de hormigón armado.

Tabla 4.
Dimensiones y pesos nominales de estribos

TIPO DE ESTRIBO	DIÁMETRO DE VARILLA	DIMENSIONES NOMINALES (cm)			PESO NOMINAL / PAQUETE (kg)	
		a Ancho	b Largo	c Gancho		
COLUMNA C	C1	6mm	18	18	8	3.565
	C2	6mm	8.5	26	8	3.438
	C3	6mm	8.5	31	8	3.862
	C4	6mm	8.5	36	8	4.287
	C5'	6mm	21	8.5	21	4.202
	C6	8mm	18	18	10	6.631
	C7	8mm	8.5	26	8	6.098
VIGA V	V1	6mm	12.5	18	8	3.098
	V2	6mm	15	18	8	3.311
	V3	6mm	18	20	8	3.735
	V4	8mm	12.5	18	10	5.793
	V5	8mm	15	18	10	6.174
COLUMNA/ VIGA E	E1	3/8"	17	17	11	4.427
	E2	3/8"	17	22	11	4.960
	E3	3/8"	17	27	11	5.493
	E4	3/8"	17	32	11	6.027
	E5	3/8"	17	37	11	6.560
	E6	3/8"	17	42	11	7.093

Tomada de Aceros Arequipa, 2019

Las formas y dimensiones de los estribos se modifican conforme a las fuerzas y cargas que intervienen en las vigas y columnas, análisis que no se efectuará puesto que el detalle es estudiado por la Ingeniería Civil, sin embargo, los datos trascendentales que se debería tener en consideración son los trayectos de forma, los diámetros de las varillas y las longitudes de corte (Figura 7).

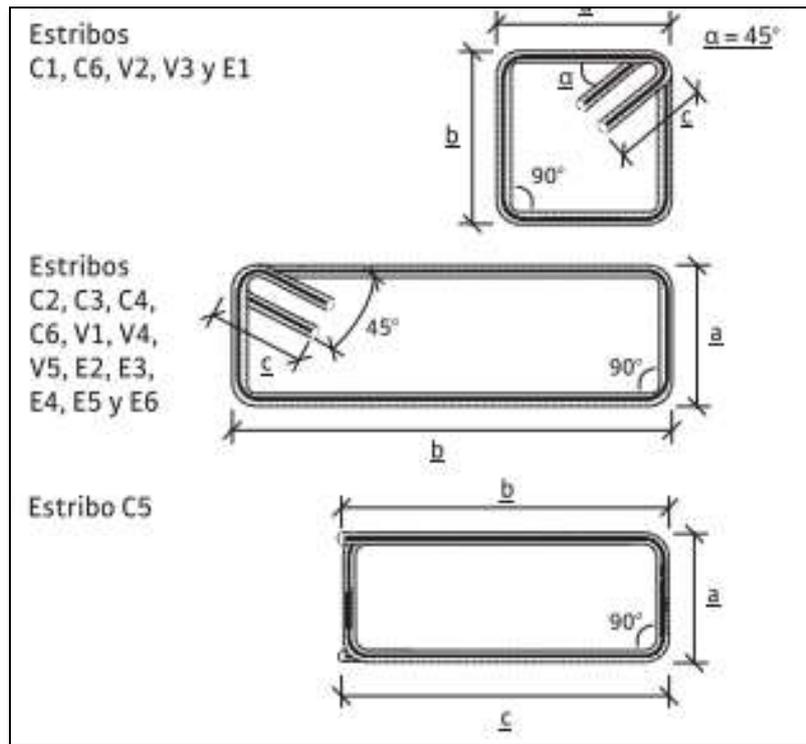


Figura 7. Forma y doblado del estribo. Tomada de Aceros Arequipa, 2019

2.2.4 Doblado

Se define como una acción mecánica que reside en modificar la forma de un elemento sin alterar su superficie y perímetro.

Para doblar correctamente el acero corrugado, el diámetro de doblado mínimo debe de ser igual a 6 veces el diámetro del acero que se está doblando.

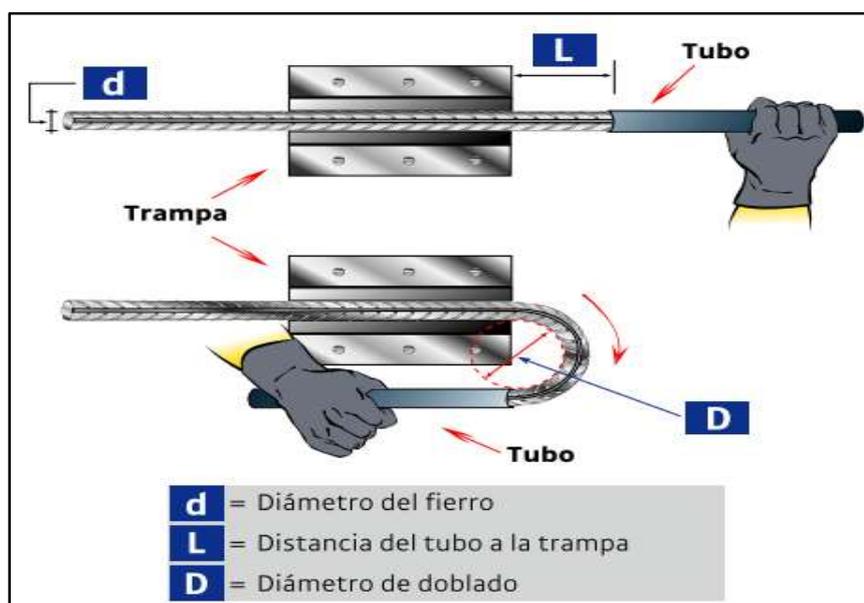


Figura 8. Doblado de varillas corrugadas. Tomada de Aceros Arequipa, 2019

Para el doblado de varillas corrugadas con trampa y tubo se recomienda respetar las siguientes distancias mínimas.

Tabla 5.
Distancia de doblado

Diámetro del fierro d	Distancia del Tubo a la Trampa L		Diámetro mínimo de doblado D
	Para doblar estribos a 90° 	Para doblar estribos a 135° 	
6 mm	15 mm	25 mm	24 mm
8 mm	20 mm	33 mm	32 mm
3/8"	25 mm	40 mm	38 mm
12 mm	30 mm	50 mm	48 mm
1/2"	35 mm	55 mm	51 mm
5/8"	45 mm	70 mm	64 mm

Tomada de Aceros Arequipa, 2019

2.2.5 Rolado o Curvado

El curvado viene a ser el proceso de deformación plástica que sufre un material tras aplicarle un determinado esfuerzo flector. Este proceso de conformado se realiza en frío, puesto que a una temperatura ambiente y ejerciendo una elevada presión se evita que se pueda exceder la capacidad de deformación del material y llegar a la zona de rotura.

Para la ejecución del curvado del material se utilizan diferentes tipos de máquinas, como: roladora de platinas (Figura 9), dobladoras de tubos (Figura 10).



Figura 9. Roladora. Tomada de [Images.search.yahoo.com](https://www.images.search.yahoo.com)



Figura 10. Dobladora de tubos. Tomada de [Google Imágenes](https://www.google.com/images)

2.2.6 Definición de Diseño

Según Budynas en su libro, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, define que diseñar es enunciar un plan para satisfacer una necesidad determinada o resolver un problema. Si el plan termina en la creación de algo físicamente real, por lo tanto, el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que consiga fabricarse y comercializarse. El diseño es un asunto innovador y en gran medida iterativo. Frecuentemente, estas deben tomarse con insuficiente información, en otras, con difícilmente la cantidad adecuada y en otras ocasiones con una demasía de información por partes contradictoria. A veces, las disposiciones se toman de manera tentativa, por ello es provechoso

conservarse el derecho de realizar ajustes a medida que se consigan más datos. Lo valioso es que el diseñador en ingeniería debe hallarse personalmente cómodo cuando ejecute la función de toma de decisiones y de resolución de problemas. El diseño es una actividad de constante comunicación en que se usan las palabras como imágenes y se utilizan las formas escritas y orales. Los ingenieros deben comunicarse de manera eficaz y trabajar con gente idónea de muchas disciplinas. Ellas son habilidades importantes y el triunfo de un ingeniero depende de ellas. Los principios personales de creatividad de un diseñador, la habilidad para comunicarse y la destreza para resolver problemas están vinculadas con el conocimiento de la tecnología y sus principios primordiales. Las herramientas de la ingeniería (tales como matemáticas, la estadística, la computación, las gráficas y el lenguaje) coinciden para producir un plan, que cuando se pone en ejecución crea un producto funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que se consigue fabricar y comercializar, sin importar quién lo construya o lo use. (11)

2.2.7 Definición de Máquina

Una máquina viene a ser una agrupación de componentes, mecanismos y elementos que trabajando sistemáticamente, siguiendo un orden lógico, logrando convertir la energía y alcanzar a un punto determinado con la finalidad de llegar a un resultado provechoso para el hombre (Figura 11). La principal función de las máquinas es reducir el esfuerzo requerido para realizar un determinado trabajo como el plano inclinado, la polea, la rueda, el tornillo y la palanca que son muestras de máquinas simples. Las máquinas pueden ser catalogadas según su complejidad, el número de pasos o encadenamientos necesarios para realizar un trabajo o la tecnología utilizada para su construcción y funcionamiento.

Fundamentalmente, tres elementos conforman una máquina: el elemento motriz, que produce la fuerza o movimiento en la misma, mecanismos que se usan de enlace entre el elemento motriz y el elemento receptor, que toma la fuerza o movimiento para ejecutar la función de la máquina.



Figura 11. Máquina a vapor. Tomada de images.search.yahoo.com

2.2.8 Tipos de Uniones no Permanentes y Permanentes

Las uniones mecánicas son las que transfieren los esfuerzos de un elemento motriz a otra, mediante elementos metálicos, existen dos tipos de uniones: las uniones permanentes son aquellas cuyos elementos de unión son imposibles de separar sin antes producir algún deterioro o rotura en alguno de sus elementos como las uniones soldadas, las remachadas y mediante adhesivos.

Las uniones no permanentes son aquellas uniones que se pueden separar y volver a unir sin que estos sufran deterioros, se tiene como ejemplo a las uniones por chaveta y perno.

2.2.8.1 Unión no Permanente por Chaveta

Las chavetas son elementos mecánicos de acero C45 con $R 59 \text{ daN/mm}^2$ o acero inox. AISI 316 con $R 59 \text{ daN/mm}^2$ que se usan sobre ejes para transmitir el torque de elementos rotatorios, como engranes, poleas y ruedas dentadas (Figura 12).

Sus tamaños están estandarizados, al igual que el rango de diámetros de eje aplicables que se registran en la Tabla 6. Dimensiones según la norma DIN 6885A para chavetas planas.

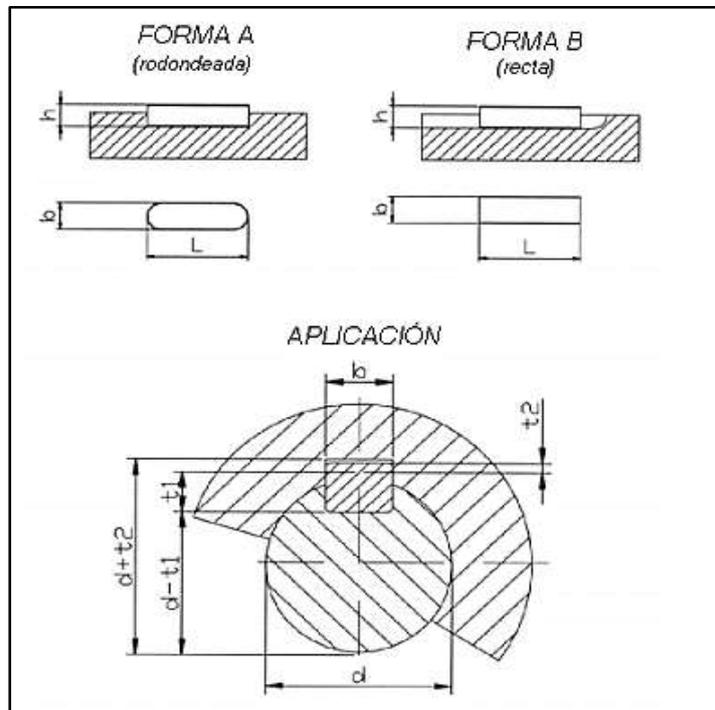


Figura 12. Chavetas planas. Tomada de Rodavigo.net

Tabla 6.
Dimensiones según la DIN 6885A para chavetas planas

Campo de aplicación		Chaveta			Chavetero													
		Sección		Toleran sobre		Dim. nom. b	Largo						Profundidad					
							Tolerancia sobre h			Eje			Cubo					
		Diámetro eje d	Dimen normal b x h	b**	h*		Por eje			Por cubo			t1		t2			
H9	N9					P9	D10	J9	P9	Nom	Tol.	Nom	Tol.					
De Hasta	6 8	2x2	0	0	2													
Más de hasta	8 10	3x3	-0,025	-0,025	3	+0,025 0	-0,004 0	-0,006 -0,031	+0,060 +0,020	±0,012	-0,006 -0,031	1,2 1,8		1 1,4				
Más de Hasta	10 12	4x4	0	0	4							2,5	+0,1 0	1,8		+0,1 0		
Más de Hasta	12 17	5x5	-0,030	-0,030	5	+0,030 0	0 -0,030	-0,012 -0,042	+0,078 +0,030	±0,015	-0,012 -0,042	3		2,3				
Más de Hasta	17 22	6x6			6							3,5		3,5				
Más de Hasta	22 30	8x7	0		8							5		3,3				
Más de Hasta	30 38	10x8	-0,036		10	+0,036 0	0 -0,036	-0,015 -0,051	+0,098 +0,040	±0,018	-0,015 -0,051	5		3,3				
Más de Hasta	38 44	12x8	0	-0,090	12							5		3,3				
Más de Hasta	44 50	14x9			14							5,5		3,8				
Más de Hasta	50 58	16x10	0		16	+0,043 0	0 -0,043	-0,018 -0,061	+0,120 +0,050	±0,021	-0,018 -0,061	6		4,3				
Más de Hasta	58 60	18x11			18							7		4,4				
Más de Hasta	65 75	20x12	0		20							7,5	+0,2 0	4,9		+0,2 0		
Más de Hasta	75 85	22x14			22							9		5,4				
Más de Hasta	85 95	25x14	0	-0,110	25	+0,052 0	0 -0,052	-0,022 -0,074	+0,149 +0,065	±0,026	-0,022 -0,074	9		5,4				
Más de Hasta	95 110	28x16			28							10		6,4				
Más de Hasta	110 130	32x18			32							11						
Más de Hasta	130 150	36x20	0		36							12		8,4				
Más de Hasta	150 170	40x22	-0,062		40	+0,062 0	0 -0,062	-0,026 -0,088	+0,180 +0,080	±0,031	-0,026 -0,088	13		9,4				
Más de Hasta	170 200	45x25			45							15		10,4				
Más de Hasta	200 230	50x28			50							17		11,4				
Más de Hasta	230 260	56x32	0		56							20	+0,3 0	12,4		+0,3 0		
Más de Hasta	260 290	63x32			63							20		12,4				
Más de Hasta	290 330	70x36	-0,074		70	+0,074 0	0 -0,074	-0,032 -0,106	+0,220 +0,100	±0,037	-0,032 -0,106	22		14,4				
Más de Hasta	330 380	80x40			80							25		15,4				
Más de Hasta	380 440	90x45	0		90	+0,087 0	0	-0,037	+0,260	±0,043	-0,037	28		17,4				
Más de hasta	440 500	100x50	-0,087		100		-0,087	-0,124	+0,120		-0,124	31		19,5				

* La tolerancia es h9 para la sección cuadrada y h11 para la rectangular.

Tomada de Rodavigo.net

El diseñador opta un ancho de cuña conveniente para resistir el esfuerzo de torsión.

La longitud mínima que debe tener la chaveta es para evitar que no falle por esfuerzo cortante, o por esfuerzo en los apoyo, el cual se muestra

principalmente en el cubo. Para poder determinar la longitud mínima se utiliza la siguiente formula:

$$L_{ef} \geq \frac{2 \times M_{torsor}}{\emptyset \times p_{adm} \times t} \dots\dots\dots(2.5)$$

Donde:

L_{ef} = Longitud efectiva mínima (mm)

M_{torsor} = Momento torsor a transmitir (N.m)

\emptyset = Diámetro de la sección (mm)

p_{adm} = Presión admisible del material de la chaveta (N/mm²)

Figura 13. Fórmula de cálculo de chavetas. Tomada de Diseño de un sistema de desplazamiento (7)

Se debe tener en cuenta, para realizar el cálculo que, $t=h-t1$, y que los valores de h y $t1$ lo determinan las dimensiones según la DIN 6885^a, Tabla 6.

2.2.8.2 Unión no Permanente por Pernos

Son uniones en las que se desea juntar dos o más elementos mediante pernos, las cuales facilitarán el montaje y desmontaje de los elementos mecánicos cuando se desee. Los pernos se determinan según el esfuerzo que soportarán, para lo cual existen normas como la norma DIN (Tabla 7), la norma ASTM (Tabla 8) y la norma SAE (Tabla 9) que dan a conocer las propiedades mecánicas de los pernos.

Tabla 7. Instituto Alemán de Normalización

DIN: Deutsches Institut für Normung

NUMERO DE GRADO	MATERIAL	CARGA DE PRUEBA (MPA)	ESFUERZO DE RUPTURA (MPA)
4.6	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	225	400
4.8	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	310	420
5.8	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	380	520
8.8	Acero al carbono, templado y revenido	600	830
9.8	Acero al carbono, templado y revenido	650	900
10.9	Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido	830	1040

Tomada de Casadelperno.com

Tabla 8.
Sociedad Americana para Pruebas y Materiales

ASTM: American Society for Testing and Materials			
NUMERO DE GRADO	MATERIAL	CARGA DE PRUEBA (KPSI)	ESFUERZO DE RUPTURA (KPSI)
A307	Acero de bajo carbono	55 - 33	74 - 60
A325 tipo 1	Acero al carbono, templado y revenido	85 - 74	120 - 105
A325 tipo 2	Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido	85 - 74	120 - 105
A325 tipo 3	Acero recubierto templado y revenido	85 - 74	120 - 105
A354 grado BC	Acero aleado, templado y revenido		
A354 grado BD	Acero aleado, templado y revenido	120	150
A449	Acero aleado, templado y revenido	85 - 74 - 55	102 - 105 - 90
A490 tipo 1	Acero aleado, templado y revenido	120	150
A490 tipo 3	Acero aleado, templado y revenido		

Tomada de Casadelperno.com

2.2.8.3 Unión Permanente por Soldadura

Según Budynas en su libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, define que la unión por soldadura se logra acomodar con más facilidad al objetivo mediante procesos de unión como soldadura, engargolado, soldadura suave, cementación y pegado, procesos que actualmente se utilizan de manera amplia en la manufactura. No importa que las partes deban ensamblarse o fabricarse, por lo general, siempre existe una buena razón para tomar en cuenta alguno de estos procesos en el trabajo de diseño preliminar. Particularmente, cuando las secciones que se unirán son delgadas, uno de estos métodos puede proporcionar ahorros significativos. (11)

Tabla 9.
Sociedad de Ingenieros Automotrices

SAE: Society of Automotive Engineers			
NUMERO DE GRADO	MATERIAL	CARGA DE PRUEBA (KPSI)	ESFUERZO DE RUPTURA (KPSI)
1 , 2	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	55 - 33	74 - 60
5	Acero al carbono, templado y revenido	85 - 74	120 - 105
5.2	Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido	85	120
7	Acero al carbono aleado, templado y revenido	105	133
8	Acero al carbono aleado, templado y revenido	120	150
8.2	Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido	120	150

Tomada de Casadelperno.com

2.2.8.4 Símbolos de Soldadura

Budynas manifiesta que una estructura soldada se elabora soldando en conjunto varias formas de metal, seccionadas con disposiciones particulares. Durante la soldadura, las partes se conservan en contacto con solidez, usualmente por medio de abrazaderas o sujetadores. Las soldaduras se deben detallar con precisión en los dibujos, planos de trabajo, así que se hace mediante los símbolos de soldadura, ellos han sido normalizados por la *American Welding Society (AWS)*. La flecha de este símbolo señala hacia la unión que se va a soldar. (11)

El cuerpo del símbolo engloba todos los elementos que se consideran necesarios:

- Línea de referencia
- Flecha
- Símbolos básicos de soldadura
- Dimensiones y otros datos
- Símbolos complementarios
- Símbolos de acabado
- Cola de flecha

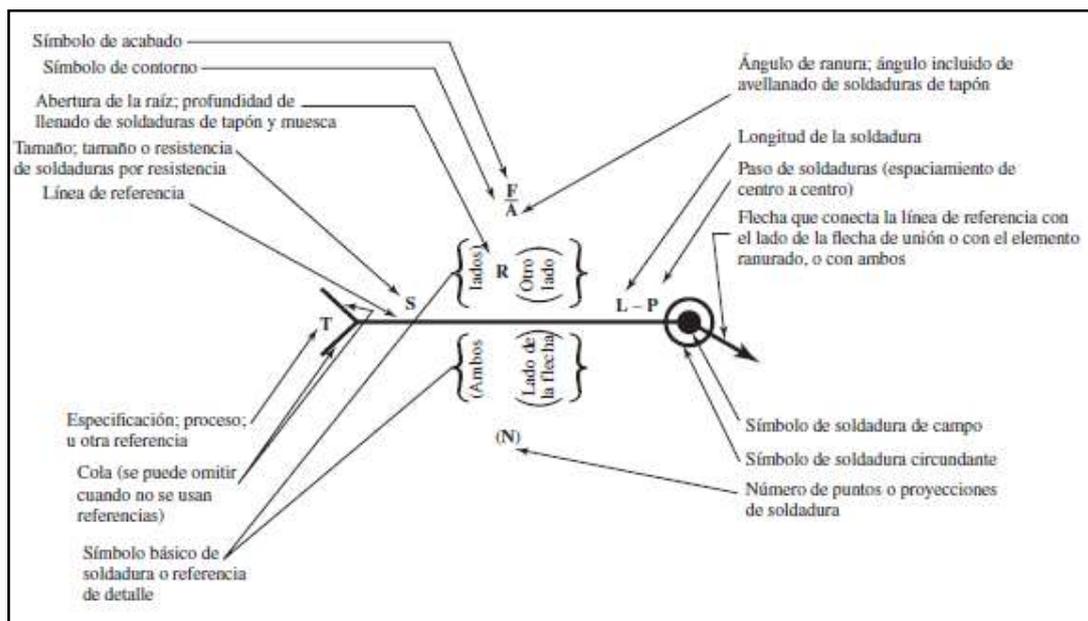


Figura 14. Representación simbólica de soldadura estándar AWS. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

- Especificación o proceso

Tipo de soldadura							
Cordón	Filete	Tapón o muesca	Ranura				
			Cuadrada	V	Bisel	U	J
							

Figura 15. Símbolo de soldadura. Tomada de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)*

2.2.9 Diseño de Ejes

Budynas afirma que no es obligatorio analizar los esfuerzos en cada punto de un eje; basta hacerlo en ciertas ubicaciones potencialmente críticas. Comúnmente, estas ubicaciones se ubican en la superficie exterior, en ubicaciones axiales en el cual el momento flexionante es grande, en donde el par de torsión o torque se manifiesta y donde concurren concentraciones de esfuerzo. Por comparación directa de diferentes puntos a lo largo de todo el eje, pueden determinar algunas cuantas ubicaciones críticas sobre las cuales consigue basarse el diseño. Asimismo, puede ser útil una estimación de situaciones de esfuerzo típicas. En gran parte de los ejes confieren el par de torsión solo por medio de una parte de ellos. De manera típica, el par de torsión ingresa al eje por un engranaje y sale del eje por otro engranaje. Un diagrama de cuerpo libre DCL del eje consiente establecer el par de torsión en cualquier sección. Frecuentemente, el par de torsión es comparativamente constante en un estado de operación estable. El esfuerzo cortante a consecuencia de la torsión será más grande en superficies externas. Los momentos flexionantes sobre un eje pueden establecerse mediante diagramas de cortante y momento flexionante. Como la mayoría de los ejes incorporan engranajes o poleas que insertan fuerzas en dos planos, comúnmente, los diagramas de momento cortante y flexionante tendrán que ser en dos planos. Los momentos resultantes se adquieren al sumar momentos como vectores en los puntos de utilidad a lo largo del eje. El ángulo de fase de los momentos no es trascendental porque el eje rota. Un momento flexionante constante generará un momento totalmente reversible sobre un eje giratorio, como un elemento de esfuerzo específico alternará de compresión a tensión en cada giro del eje. El esfuerzo normal

causado por los momentos flexionante será superior sobre las superficies externas. En condiciones donde un cojinete se ubica en el extremo del eje, frecuentemente, los esfuerzos contiguos al cojinete no son críticos porque el momento flexionante es reducido. Los esfuerzos axiales sobre los ejes, debido a componentes axiales entregados a través de engranes helicoidales o cojinetes adelgazados de rodillo, a menudo son insignificantes en balance con el esfuerzo de momento flexionante. Frecuentemente, son constantes, por lo que conllevan poco a la fatiga. Conformemente, por lo general resulta admisible despreciar los esfuerzos axiales incitados por los engranes y cojinetes cuando hay flexión actuante en un eje. Si se emplea una carga axial al eje de alguna forma distinta, no es seguro suponer que es despreciable sin verificar las magnitudes. (11)

2.2.9.1 Conceptos Generales

El eje también llamado flecha, según Budynas es un mecanismo rotatorio, generalmente de sección transversal circular, que se utiliza para transferir movimiento o potencia. Ella forma el eje de giro u oscilación de componentes como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catarinas y piezas similares. Un eje es un componente no giratorio que no trasfiere par de torsión, se utiliza para aguantar ruedas rotatorias, poleas y elementos similares. El eje de un automóvil no es un verdadero eje. El término es un sobrante de la era de caballo y la calesa, cuando las ruedas giraban sobre elementos no rotatorios. El diseño de una flecha completa tiene mucha dependencia con los componentes. El diseño de la propia máquina establecerá que ciertos engranes, poleas, cojinetes y otros elementos se tendrán que analizar, al menos parcialmente, y establecer en forma tentativa su tamaño y espaciamiento. (11)

2.2.9.2 Tipo de Material para Ejes

Los materiales para la fabricación de ejes se determinan según la carga y ambiente donde esta trabajará, de acuerdo a Budynas comenta que “la deflexión no se ve alterada por la resistencia sino por la rigidez, simbolizada por el módulo de elasticidad, que es básicamente constante en todos los aceros”. Por lo cual, la rigidez no se puede examinar mediante decisiones sobre el material, sino solo por arreglos geométricos. La resistencia requerida para aguantar esfuerzos de carga modifica la elección de los materiales y sus tratamientos. Numerosos ejes

están producidos de acero de bajo carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente, como lo son los aceros ANSI 1020-1050. (11)

Ordinariamente no está afianzado el incremento revelador de la resistencia resultante del tratamiento térmico, tampoco del contenido de alta aleación. La falla por fatiga se acorta moderadamente mediante el aumento de la resistencia, y subsiguientemente solo a cierto nivel antes de que los efectos desfavorables en el límite de resistencia a la fatiga y la sensibilidad a la muesca empiece a neutralizar los beneficios de una resistencia mayor. Una buena práctica reside en iniciar con un acero de bajo o medio carbono de bajo costo, como primer paso en los cálculos del diseño. Si los cálculos de resistencia trascienden sometidas por las de deflexión, entonces se debe experimentar un material con mayor resistencia, lo que permite que los tamaños del eje se disminuyan hasta que el exceso de deflexión consiga importancia. El costo del material y su procesamiento tiene que considerarse en relación con la necesidad de contar con diámetros de eje más pequeños. Cuando están aseguradas, las aleaciones de acero distintivas para tratamiento térmico incluyen ANSI 1340-50, 3140-50, 4140, 4340, 5140 y 8650". (11)

Comúnmente los ejes no demandan endurecimiento superficial salvo que utilicen como un recubrimiento real en una superficie de contacto. Las selecciones comunes del material para el endurecimiento superficial contienen los grados de carburización ANSI 1020, 4340, 4820 y 8620. Generalmente, el acero estirado en frío se emplea para diámetros inferiores a 3 pulgadas. El diámetro nominal de la barra puede permanecer sin maquinar en áreas que no solicitan el ajuste de los componentes. El acero laminado en caliente tiene que maquinarse completamente. Por otra parte, los ejes grandes que demandan la eliminación de mucho material, los esfuerzos secundarios pueden tender a producir alabeo. Si la concentricidad es importante, es preciso maquinar las rugosidades, luego tratar térmicamente para descartar los esfuerzos residuales y aumentar la resistencia, inmediatamente maquinar para el acabado y llegar a las medidas finales.

Cuando se tiene que escoger el material, la suma que se producirá es un factor destacado. Para pequeñas producciones, el torneado es el proceso de maquinado más habitual. Un punto de vista económico puede exigir la eliminación de una mínima cantidad de material. En grandes producciones puede consentir un método de conformado moderado de volumen (creado en frío o en caliente, fundición) y una pequeña cantidad de material en el eje puede transformarse en una meta de diseño. Se puede definir el hierro fundido si la cantidad de producción está en alta, y los engranajes tendrán que fundirse de manera completa con el eje. Las propiedades mecánicas del eje penden localmente de su historia: trabajo en frío, formado en frío, laminado de los rasgos del filete, incluyendo el medio de temple, tratamiento térmico, agitación y régimen de templado. El acero inoxidable puede resultar adecuado para ciertos entornos". (11)

2.2.9.3 Configuración de Ejes

La disposición frecuente de un eje para acondicionar los elementos que lo constituyen, como ejemplo, cojinetes, poleas y engranajes, debe detallarse en los inicios del proceso de diseño para poder ejecutar un estudio de fuerzas de cuerpo libre y para conseguir diagramas de momento cortante. Comúnmente, el eje es de forma escalonada. El uso de resaltos o hombros forma un medio excelente para confinar en forma axial los componentes del eje y para establecer cualquier fuerza de empuje. En la Figura 16 se contempla un ejemplo de lo que viene a ser un eje escalonado que aguanta el engranaje de un reductor de velocidad de corona sinfín. Los hombros del eje cumplen un propósito determinado, por tal motivo se confía que el lector lo establezca por medio de la observación.

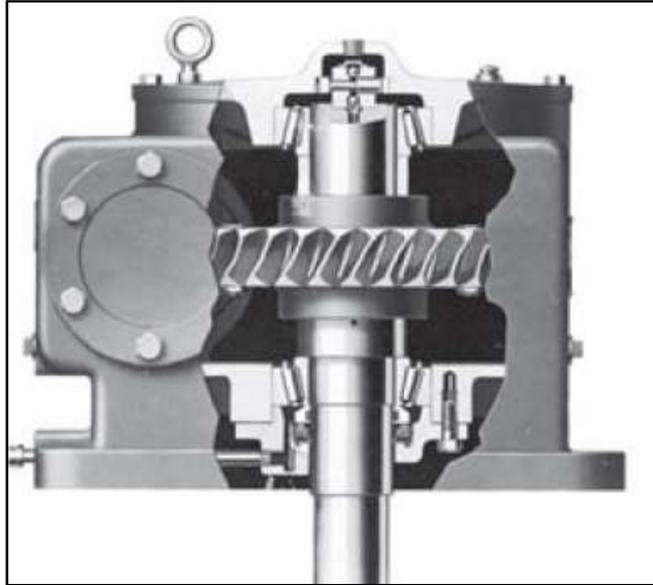


Figura 16. Reductor vertical de velocidad de tornillo sinfín. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

2.2.9.4 Diseño del Eje para el Esfuerzo

- **Ubicaciones críticas**

No es preciso analizar los esfuerzos en todas las ubicaciones de un eje; es suficiente realizarlo en unas ciertas ubicaciones potencialmente críticas. Comúnmente, estas ubicaciones se restringen en la superficie exterior del eje, en sitios axiales donde el momento flexionante es grande, en el cual el par de torsión está presente y donde coexisten concentraciones de esfuerzo. Por comparación directa de diferentes puntos a lo largo del eje, se alcanza a identificar unas cuantas ubicaciones críticas sobre las cuales se puede establecer el diseño. (11)

- **Esfuerzo de ejes**

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto en componentes medios como en alternantes. Para el análisis, es suficientemente simple combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de Von Mises alternantes y medios. (11)

Algunas veces es conveniente adaptar las ecuaciones específicamente para aplicaciones de ejes. Por lo general, las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión y la torsión. (11)

Los esfuerzos fluctuantes debido a la flexión y la torsión están dados por:

$$d = \left(\frac{16}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4 (K_f M_m)^2 + 3 (K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Para fines de diseño, además es deseable resolver la ecuación para el diámetro.

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \dots\dots\dots (2.1)$$

Donde:

d = diámetro del eje

n= factor de seguridad

S_e = esfuerzo a la fluencia

K_f = factor de concentración del esfuerzo debido a la flexión

K_{fs} = factor de concentración del esfuerzo debido a la torsión

M_a = momento flexionante alternante

T_a = pares de torsión alternante

• **Estimación de concentraciones de esfuerzo**

El desarrollo del análisis del esfuerzo de la fatiga pende en gran medida de las manifestaciones del esfuerzo. En el caso de los hombros y los cuñeros, las concentraciones del esfuerzo penden de las descripciones de tamaño que no se conocen en el primer paso del proceso. Por suerte, como casi siempre estos elementos tienen simetrías estándar, es factible calcular los factores de concentración del esfuerzo para el diseño originario del eje. Estas manifestaciones del esfuerzo se afinarán en repeticiones sucesivas, una vez que se conozcan los detalles. (11)

Coexiste una variación reveladora entre los cojinetes comunes en relación del radio del filete con el diámetro de perforación, donde r/d tiene valores frecuentes que van alrededor de 0.02 a 0.06.

En el caso del filete hombro estándar, para estimar los valores K_f en la primera relación, se debe elegir una relación r/d de tal manera que puedan conseguir los valores de K_f ; para el peor extremo del espectro, con $r/d = 0.02$.
(11)

En la Tabla 10 se sintetiza unos factores de la concentración del esfuerzo propio de la primera relación en el diseño de un eje.

Tabla 10.
Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Tomada de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (11)

2.2.10 Diseño de Tornillo Sinfín-Corona

2.2.10.1 Conceptos Básicos Acerca de Mecanismos Tornillo Sinfín-Corona

Un engranaje sinfín viene a ser un tornillo sinfín y su corona (conocida también como gusano), ilustrados en la Figura 17. Vinculan ejes que no se cruzan y no son paralelas, comúnmente colocados en ángulos rectos. El gusano es un engranaje helicoidal con ángulo de hélice muy grande donde un solo diente se envuelve perenemente alrededor de su circunferencia. El tornillo sinfín es equivalente al filete de un tornillo y la corona es equivalente a su tuerca.



Figura 17. Tornillo sinfín-corona. Tomada de Diseño de mecanismo de tornillo sinfín para máquina llenadora de bolsas de lavatrastes en polvo (19)

Los tornillos sinfín usualmente solo tienen un diente, consecuentemente, producen relaciones tan grandes como el número de dientes de la corona. Dicha capacidad de facilitar razones altas en un pequeño volumen del conjunto es una de las ventajas principales de un engrane sinfín sobre otras posibles configuraciones de reducción, la mayoría de las cuales están restringidas por una razón aproximada de 10:1 por par de engranes. Se fabrican engranajes sinfín con relaciones que van de 1:1 a 360:1, aunque el intervalo habitual en los catálogos es de 3:1 a 100:1. Las relaciones arriba de 30:1, habitúan tener una sola entrada en el sinfín, mientras que las relaciones inferiores a ese valor utilizan a menudo un tornillo sinfín con múltiples entradas. Al número de entradas en el tornillo sinfín se le llama también inicios. Un tornillo sinfín de 2 o 3 inicios puede usarse en un engranaje sinfín de relación baja. Otra prerrogativa de los engranajes sinfín, sobre otro tipo de engranajes es su capacidad de autobloquearse. Si el engrane es de autobloqueo, no tendrá movimiento de retroceso, quiere decir, el torque efectuado al engrane no hace girar al tornillo sinfín. Un engranaje de autobloqueo solo se mueve “hacia adelante”, desde el tornillo sinfín hacia el engrane. Consecuentemente, se puede usar para mantener una carga como, por ejemplo, un gato que eleva la mesa de una prensa hidráulica. Si un engranaje sinfín determinado es de autobloqueo o no, depende de diversos factores, incluyendo la relación de la tangente del ángulo de avance con el coeficiente de fricción, el acabado superficial, la lubricación y la vibración. Corrientemente, el autobloqueo se muestra en ángulos de avance que quedan por debajo de los 6° y quizás ocurran en ángulos de avance tan altos

como los 10°. Los ángulos de presión comunes para los engranajes sinfín son de 14.5, 17.5, 20, 22.5, 25, 27.5 o 30°. Los ángulos mayores proporcionan resistencias más altas en los dientes, a costas de una mayor fricción, cargas elevadas en las bocinas y mayores esfuerzos de flexión en el tornillo sinfín. En situaciones de alta potencia con alta velocidad, se debería utilizar un engranaje con un paso comparativamente fino. Los torques altos, a velocidades bajas, requieren un paso grueso y diámetros más grandes en el tornillo sinfín. (19)

La geometría de los dientes de los tornillos y engranes no son involutas, igualmente, hay unidades de deslizamiento-velocidad grandes en el engranaje. Los tornillos y engranes no son de recambio, si bien se fabrican y reemplazan como conjuntos aparejados. Para acrecentar el área de contacto entre los dientes se manejan perfiles de dientes de envolvente simple o de envolvente doble. En un conjunto de envolvente simple, los dientes del engranaje envuelven en parte el tornillo sinfín. En un conjunto de envolvente doble el tornillo sinfín también envuelve al engranaje, haciendo que el tornillo sinfín posea forma de reloj de arena en vez de un cilindro. Esta configuración acrecienta el costo y la complejidad de la manufactura, asimismo la capacidad de carga. (19)

2.2.10.2 Materiales para Engranajes Sinfín

Tan solo unos cuantos materiales son adecuados para los engranajes sinfín. El tornillo sinfín soporta esfuerzos muy altos y demanda de acero endurecido. Se manejan los aceros de bajo carbono como los AISI 1020, 1117, 8620 o 4320, con recubrimiento endurecido a HRC 58-62. Además, se emplean aceros de mediano carbono como los AISI 4140 O 4150, endurecidos por inducción o por fuego para un recubrimiento de dureza HRC 58-62. Los aceros precisan esmerilarse o pulirse para un acabado Ra de 0.4 μ mm, o mejorado. El engrane demanda fabricarse con un material blando, así como lo suficientemente maleable para funcionar y amoldarse al tornillo sinfín duro y en condiciones de alto deslizamiento. El bronce vaciado en arena, vaciado en frío, con vaciado centrífugo o forjado generalmente se emplean en los engranes. El bronce al fósforo o al platino se utiliza en aplicaciones de alta potencia; el bronce al manganeso, en tornillos sinfín pequeños de baja velocidad. El hierro fundido,

el acero suave y plásticos se manejan algunas veces en aplicaciones ligeramente cargadas de baja velocidad. (19)

2.2.10.3 Tipos de Tornillo Sinfín

El primer tipo reside en un sinfín o gusano, en el eje de alta velocidad, que tiene la apariencia general de una rosca de tornillo: una rosca cilíndrica helicoidal. Este sistema propulsa a una corona, que tiene una apariencia parecida al de un engranaje helicoidal. En la Figura 18 se exponen conjuntos de sinfín y coronas distintivos. En ocasiones, a la corona se le llama corona sinfín o solo corona o engranaje. Los sinfines y coronas se adquieren con rosca de mano derecha o izquierda en el gusano, y los dientes correspondientes, diseñados en la corona, que afecta la dirección de giro de la corona. (17)

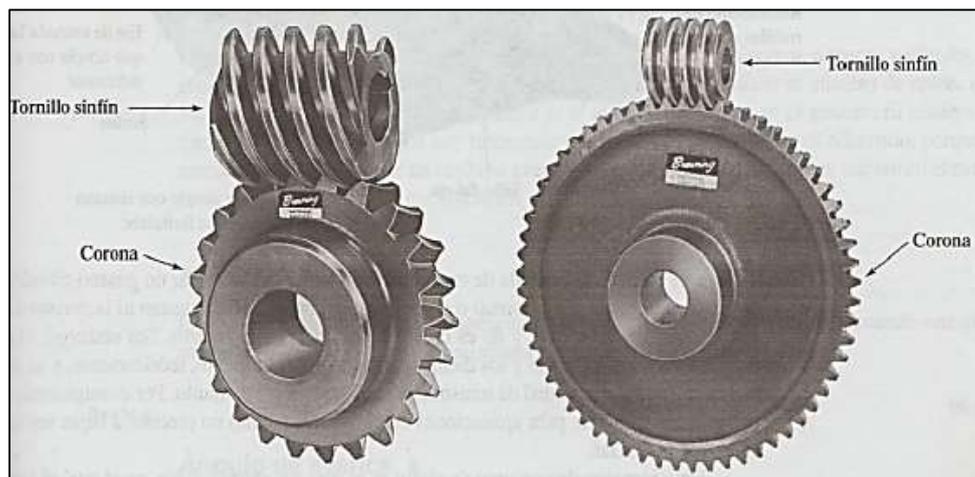


Figura 18. Tipo de tornillo sinfín-corona. Tomada de Diseño de elementos de máquina (17)

Se obtienen diferentes variaciones de la geometría de transmisiones de sinfín, el más frecuente, que se ve en la Figura 19, usa un gusano cilíndrico que engrana en una corona, sus dientes son cóncavos y abrazan en parte al gusano. A ellos se les conoce como tipo envolvente sencillo de transmisión sinfín. El contacto entre la rosca del tornillo y los dientes de la corona es a lo extenso de una línea, y la capacidad de transferencia de potencia es muy buena. Numerosos fabricantes brindan este tipo de conjunto de sinfín como artículos de línea. La instalación del gusano es comparativamente sencilla, porque no es muy crítico el alimento axial. (17)

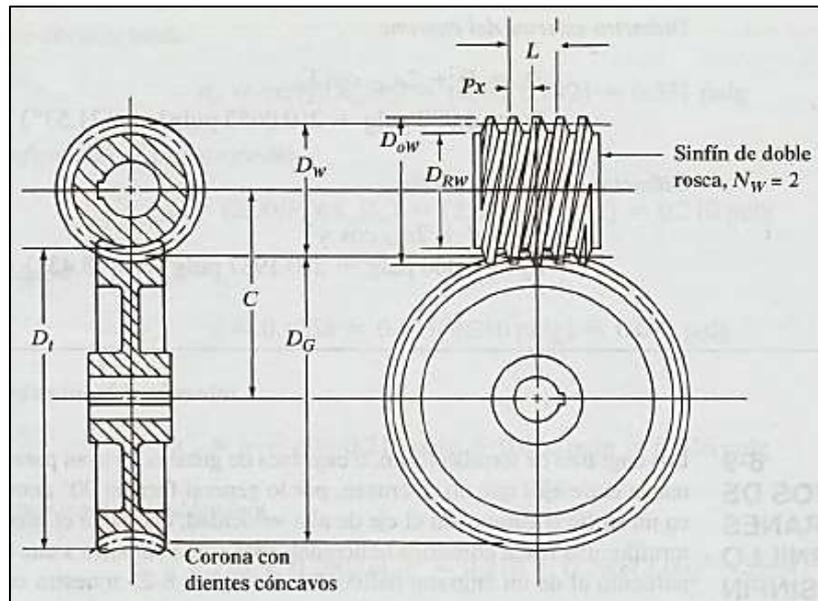


Figura 19. Tornillo sinfín tipo envolvente. Tomada de Diseño de elementos de máquina (17)



Figura 20. Tornillo sinfín tipo envolvente doble. Tomada de Gestión de compras.com.es

El tercer tipo de conjunto de sinfín es el de envolvente doble, Figura 20 en ello el sinfín tiene la forma de reloj de arena, más angosto en el centro, y enlaza con una corona de tipo envolvente. Con esto se consigue un área de contacto, y no una línea o punto de contacto; por consiguiente, permite tener un sistema más pequeño para transmitir determinada potencia a determinada relación de reducción. Sin embargo, es más complicado fabricar esos gusanos, y es demasiado crítico el buen alineamiento tanto del sinfín como de la corona. (17)

2.2.10.4 Geometría del Tornillo Sinfín-Corona

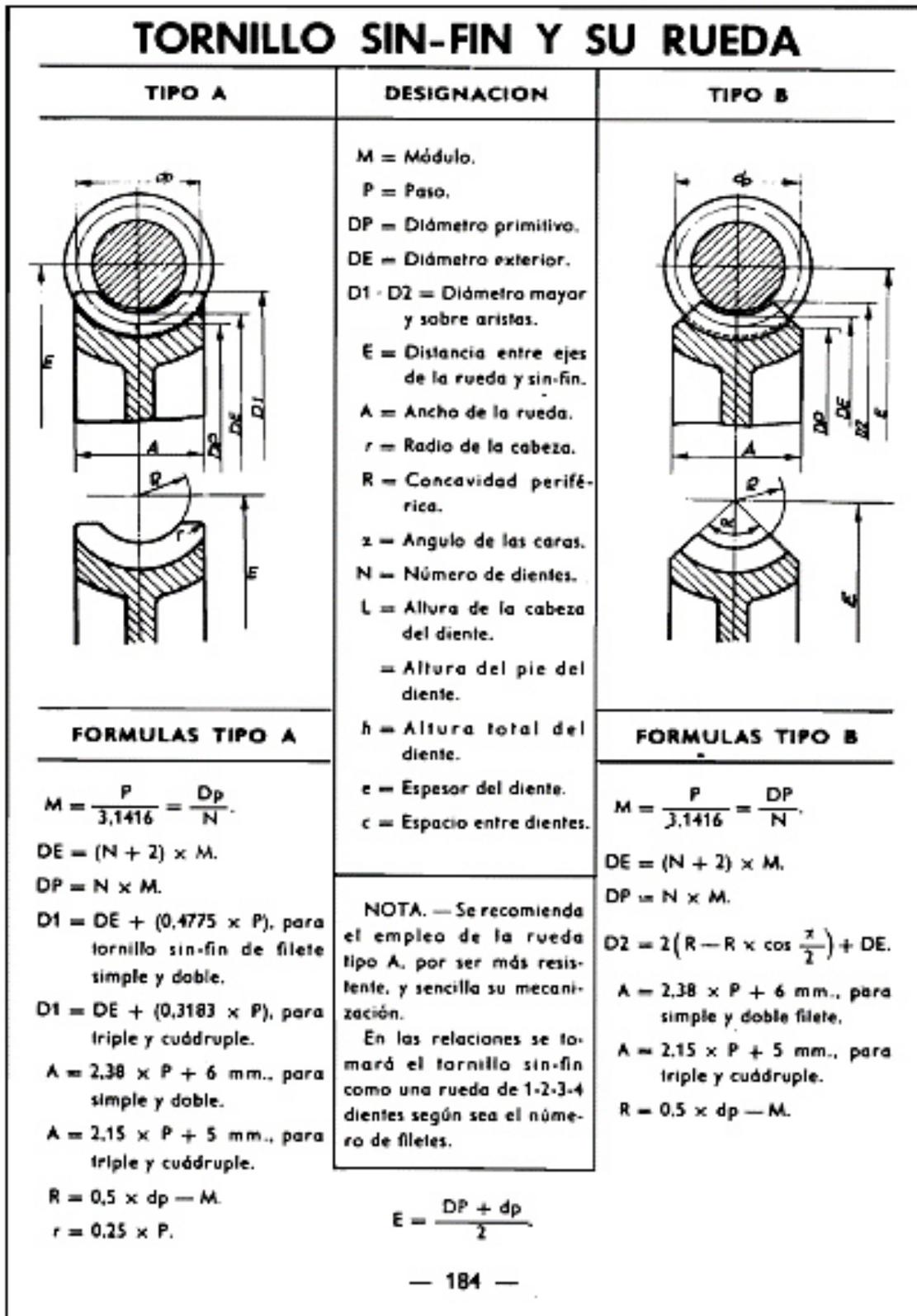


Figura 21. Rueda de tornillo sinfin. Tomada de Máquinas y cálculos de taller (5)

Seguendo las recomendaciones de libro de López (5) se utilizarán las fórmulas para el tornillo sinfín tipo A.

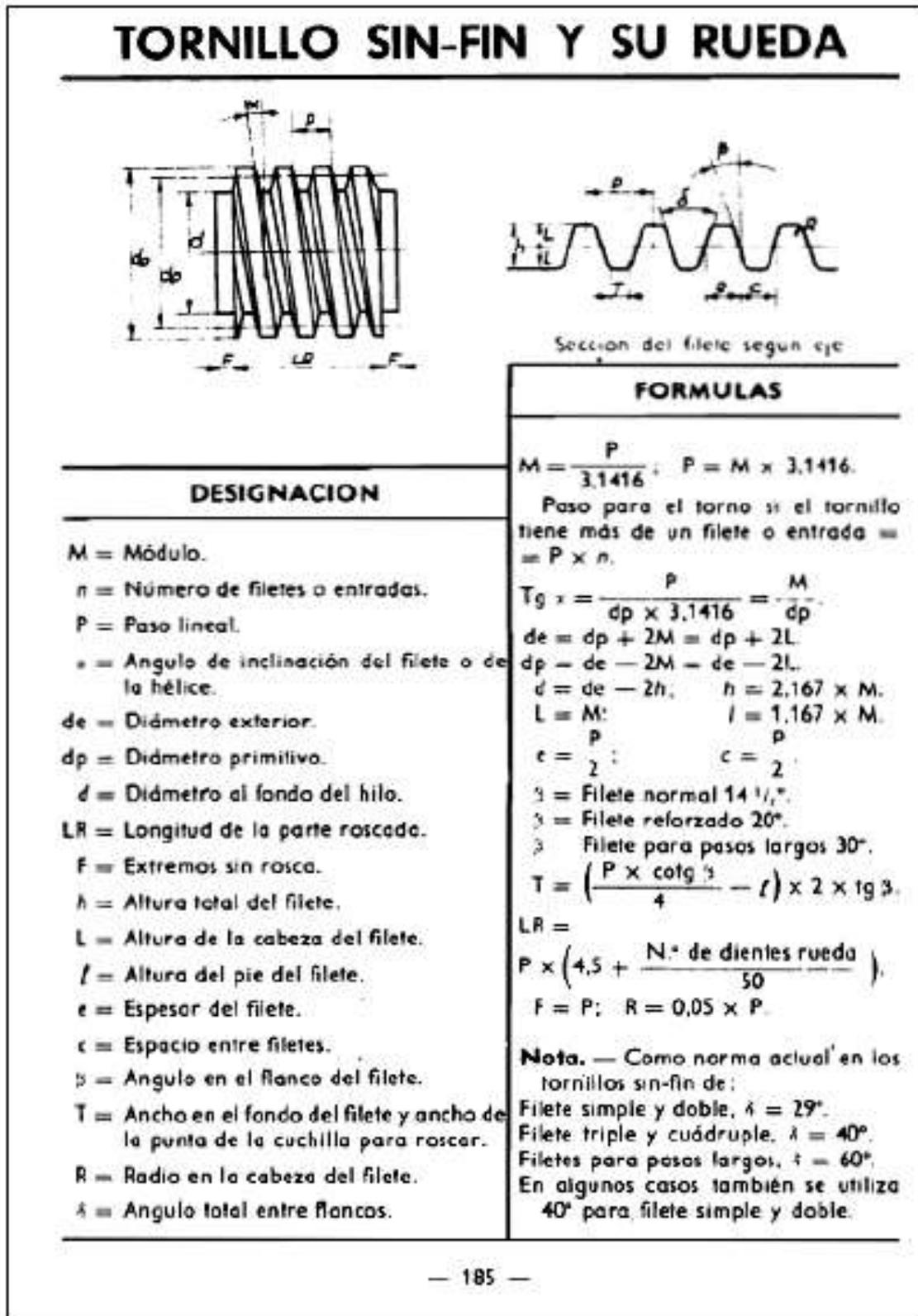


Figura 22. Tornillo sinfín. Tomada de Máquinas y cálculos de taller (5)

Ya se estableció que se manejarán las ecuaciones del tipo A para poder diseñar la rueda del tornillo sinfín, se establece que para diseñar del tornillo sinfín será de filete simple o entrada; también el ángulo en el flanco del filete es de 14.5 (Filete normal).

2.2.10.5 Ecuaciones de los Parámetros y Cargas de un Mecanismo de Tornillo Sinfín y Corona

Con el propósito de facilitar el estudio y estimación de las fuerzas que se originan en las transmisiones por tornillo sinfín, la fuerza normal al diente W puede manejarse en términos de sus componentes sobre los tres ejes coordenados perpendiculares.

Dentro la Figura 23 están simbolizadas las acciones P , S , W^t en el cual el tornillo sinfín provoca estas fuerzas sobre la rueda dentada, cuando estos elementos ruedan según los sentidos indicados. (2)

- **P** viene a ser la fuerza tangencial del tornillo sin fin, a una distancia r_1 (radio de paso) y para la rueda es una fuerza axial (o lateral), ejercida a la distancia r_2 (radio de paso) de su eje.
- **S** viene a ser la fuerza que tiende a apartar al tornillo sin fin de la rueda a consecuencia del ángulo de presión. En ambos componentes esta interacción tiene una dirección radial.
- **W^t** vienen a ser la carga tangencial ejercida sobre la rueda, surge por la acción del hélice del tornillo y que llega a ser una fuerza de carácter axial para el tornillo sin fin.

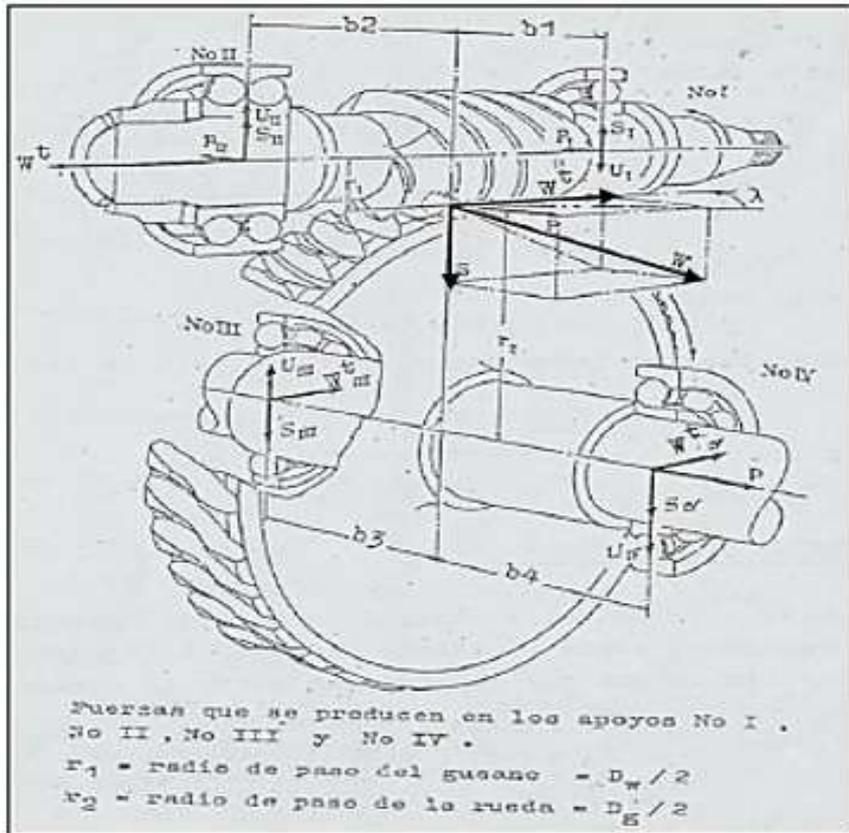


Figura 23. Descomposición P, S, W' aplicada al diente de la rueda. Tomada de Diseño de elementos de máquinas tornillo sinfín rueda dentada (2)

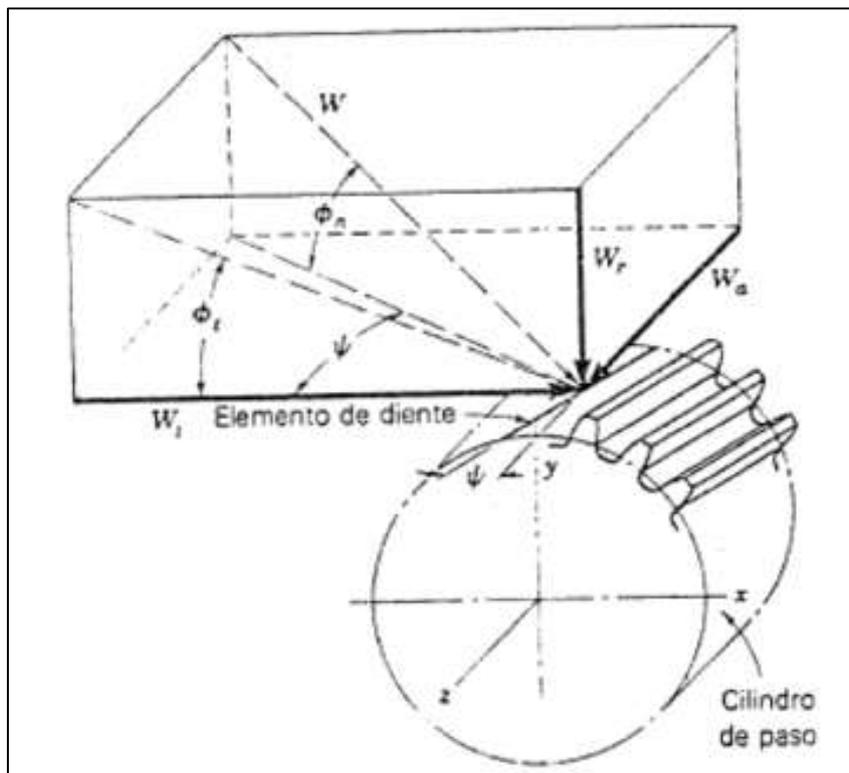


Figura 24. Descomposición de la fuerza normal W . Tomada de Cálculo y diseño de engranes helicoidales (15)

$$\mathbf{Tan \phi_n = Tan \phi_t \cdot Cos \psi \dots\dots\dots (2.2)}$$

Para el diseño de engranajes helicoidales existen tres ángulos de utilidad: a) el ángulo de presión normal ϕ_n b) el ángulo de hélice ψ , y el ángulo de presión transversal ϕ_t . A los diseñadores les corresponde detallar el ángulo de hélice y un ángulo de presión. El sobrante se puede calcular con la siguiente ecuación (15): la relación de fuerzas es establecida de acuerdo con los ángulos detallados con anterioridad y se consiguen expresar una en función de la otra como sigue:

$$\mathbf{W_t = W_N Cos \phi_n \cdot Cos \psi \dots\dots\dots (2.3)}$$

$$\mathbf{W_r = W_t Tan \phi_t = W_N \cdot Sen \phi_n \dots\dots\dots (2.4)}$$

$$\mathbf{W_x = W_t Tan \psi = W_N Cos \phi_n \cdot Sen \psi \dots\dots\dots (2.5)}$$

• **Factor de fricción (f)**

El factor de fricción se altera dependiendo del lubricante utilizado, al terminado de las superficies e igualmente según experimentaciones, depende también de la velocidad friccional.

Para tornillos sin fin de acero endurecido, buen acabado, lubricación apropiada y rueda de bronce, se muestran las ecuaciones:

$$f = \frac{0.155}{V_s^{0.2}} \quad \text{cuando} \quad \begin{matrix} 3 < V_s < 70 \\ \text{pies/min} \end{matrix}$$

$$f = \frac{0.32}{V_s^{0.36}} \quad \text{cuando} \quad \begin{matrix} 70 < V_s < 3000 \\ \text{pies/min} \end{matrix}$$

Para acabado superficial muy cuidadoso se han conseguido factores de fricción hasta 0.02.

Los tornillos sin fin comunes para el uso industrial, con una apropiada lubricación, alcanzan un valor de fricción cerca de 0.05 y con una lubricación indiferente a velocidades bajas, alrededor de 0.15.

- **Potencia nominal de entrada (HPn)**

La potencia nominal de ingreso para una máquina es definida en HP, tomando en cuenta que el accionamiento de la máquina a diseñar está propulsado por fuerza humana y palanca.

$$hp = \frac{T \times n}{63000} \dots\dots\dots (2.6)$$

Donde

hp= caballos de fuerza de ingreso

T= par de torsión en libras-pul

n= revoluciones por minuto

2.2.11 Diseño de Engranajes Cónicos Rectos

2.2.11.1 Conceptos Básicos acerca de Engranajes Cónicos Rectos

Para los engranajes que van a transmitir par torsor o movimiento entre dos ejes que se intersecan, se demanda cierto tipo de engranaje cónico. En la Figura 25 se evidencia un par de engranajes cónicos. No obstante, por lo general estos engranajes se crean para formar un ángulo del eje de 90°, se fabrican casi para todos los ángulos. Los dientes se fresan funden o generan. Solamente los dientes generados son considerados exactos. (11)

La terminología de engranes cónicos se muestra en la Figura 25. Nomenclatura de engranajes cónicos. El paso de engranes cónicos se mide en el extremo mayor del diente, también el paso circular como el diámetro de paso se calculan de la misma forma que en los engranes rectos. Se observa que el espacio es uniforme. Los ángulos de paso se precisan por los conos de paso que se unen en el vértice, como se evidencia en la figura, y están relacionados con los números de dientes como se muestra a continuación (11):

$$\tan \gamma = \frac{N_P}{N_G} \quad \tan \Gamma = \frac{N_G}{N_P}$$

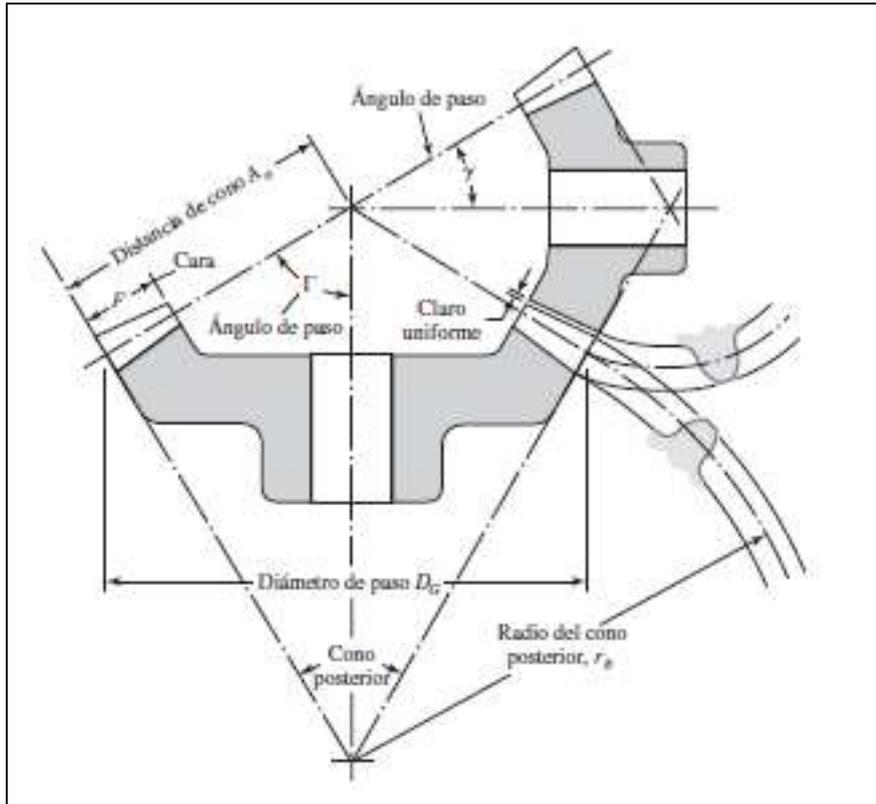


Figura 25. Nomenclatura de engranajes cónicos. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

En el cual, los subíndices P y G describen al piñón y a la corona, respectivamente, donde y son, respectivamente, los ángulos de paso del piñón y de la rueda. En la Figura 25 se ilustra la forma de los dientes. Cuando se proyectan en el cono posterior, esta es semejante a un engrane recto con un radio similar a la distancia al cono posterior r_b . Esto se conoce como aproximación de Tredgold. El número de dientes en dicho engrane imaginario es:

$$N' = \frac{2\pi r_b}{p}$$

En donde, N' es el número virtual de dientes y p es el paso circular que esta medido en el extremo mayor de los dientes. Los engranes cónicos de dientes rectos comunes se cortan con un ángulo de presión de 20° ; su cabeza (*addendum*) y raíz (*dedendum*) son desiguales y sus dientes son de profundidad completa. Esto acrecienta la relación de contacto, evita que sean más delgados en base que en el diámetro de paso e incrementa la resistencia del piñón. (11)

2.2.11.2 Materiales para Engranajes Cónicos

Para la fabricación de los engranajes cónicos rectos se utiliza un tipo de acero resistente a la torsión, según Aceros Böhler del Perú el material apropiado para este tipo de esfuerzos es el acero VCL o AISI 4140 cuyas características son alta resistencia a la tracción y a la torsión, igualmente a cambios de flexión. Se proporciona en un estado bonificado, lo que admite en la generalidad de los casos, se utiliza sin la necesidad de un tratamiento térmico adicional.

2.2.11.3 Tipos de Engranajes Cónicos

Los engranajes rectos, los cuales se muestran en la Figura 26, poseen dientes paralelos al eje de rotación y que utilizan para transferir movimiento de un eje a otro eje paralelo. De todos los tipos, el engranaje recto es el más sencillo, por tal motivo se usará para ejecutar las relaciones cinemáticas básicas de la forma de los dientes. (11)

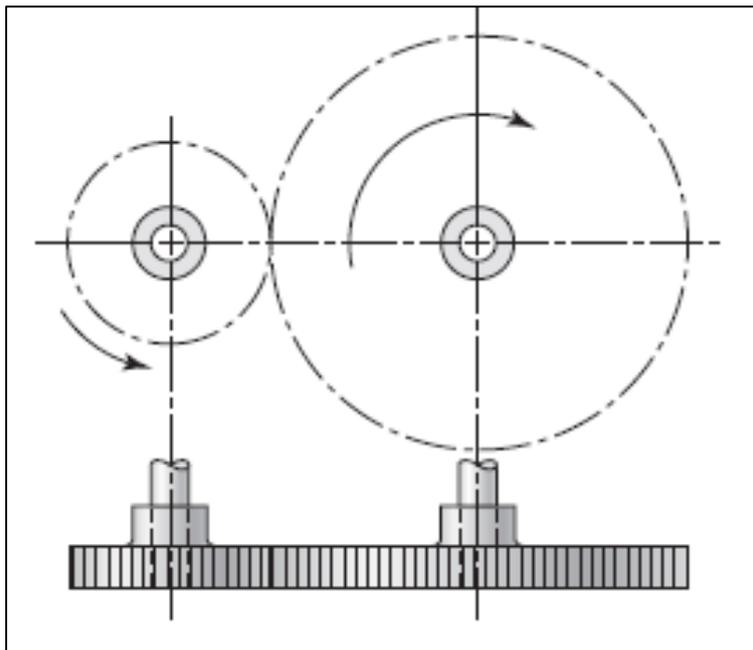


Figura 26. Los engranajes rectos se emplean para transmitir movimiento de rotación entre ejes paralelos. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

Los engranajes helicoidales, que se exponen en la Figura 27, ostentan dientes inclinados con relación al eje de rotación, y se manejan para semejantes aplicaciones que los engranes rectos y, cuando se manipulan en esta forma, no son muy ruidosos, a consecuencia del engranado más gradual de los dientes durante el acoplamiento. De esta forma, el diente inclinado despliega cargas de empuje y pares de flexión que no se manifiestan en los engranes rectos. En

momentos, los engranes helicoidales se emplean para transferir movimiento entre ejes no paralelos. (11)

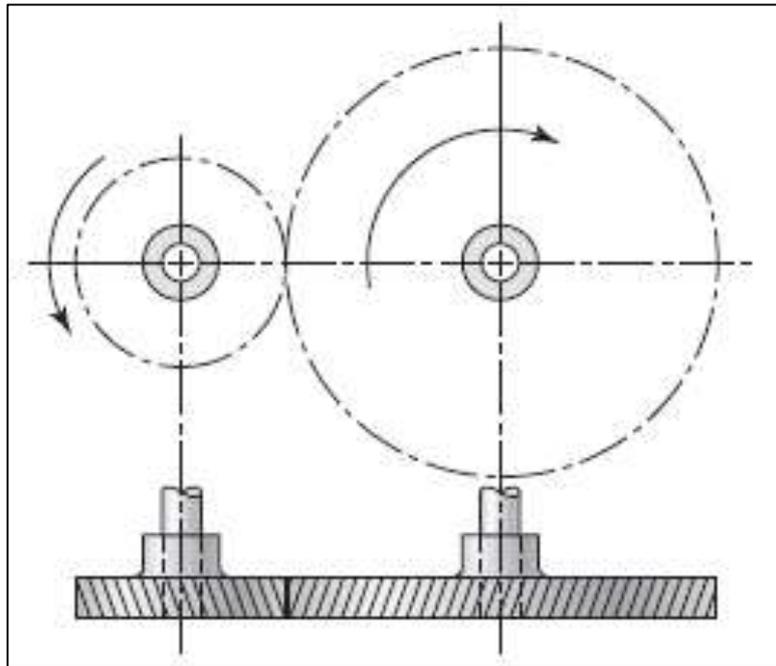


Figura 27. Engranajes helicoidales. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

Los engranajes cónicos mostrados en la Figura 28, que ostentan dientes hechos en superficies cónicas, se utilizan principalmente para transferir movimiento entre ejes que se intersecan.

En la imagen se muestran en realidad engranajes cónicos de dientes rectos. Los engranajes cónicos en espiral se cortan de modo que el diente no sea recto, sino que forme un arco circular. Los engranajes hipoides son muy parecidos a los engranes cónicos en espiral, excepto por el hecho de que los ejes están desplazados y no se intersecan. (11)

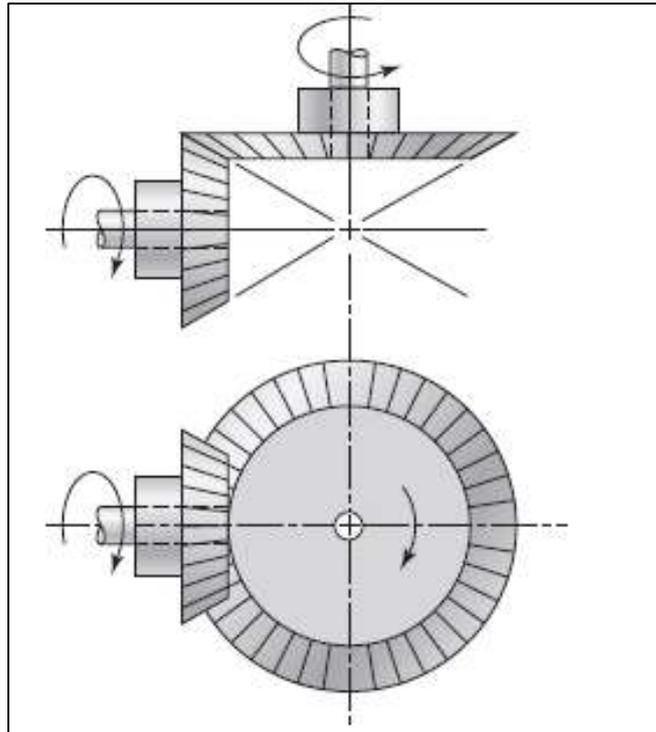


Figura 28. Engranajes cónicos. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

2.2.11.4 Geometría de los Engranajes Cónicos

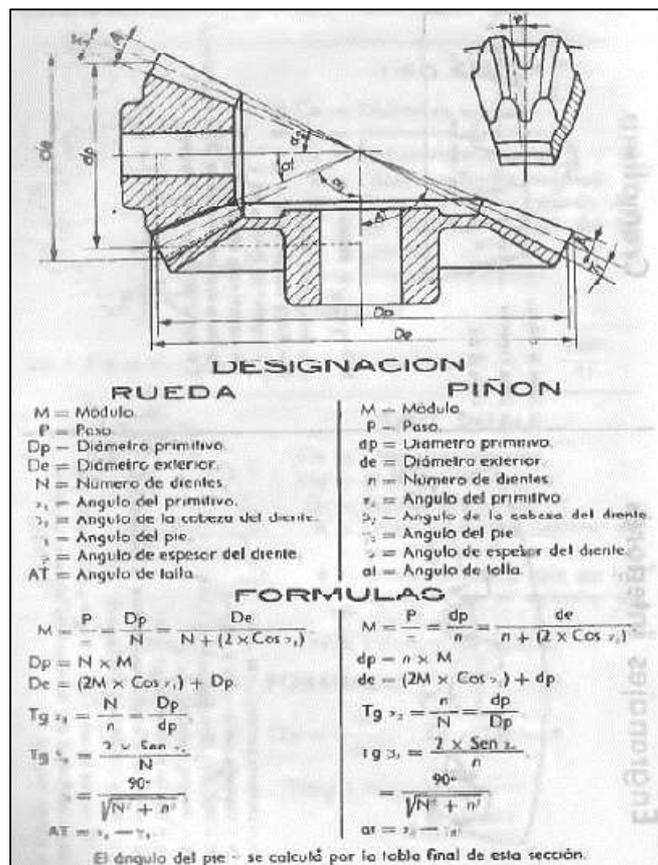


Figura 29. Designación engranajes cónicos. Tomada de Máquinas y cálculos de taller (5)

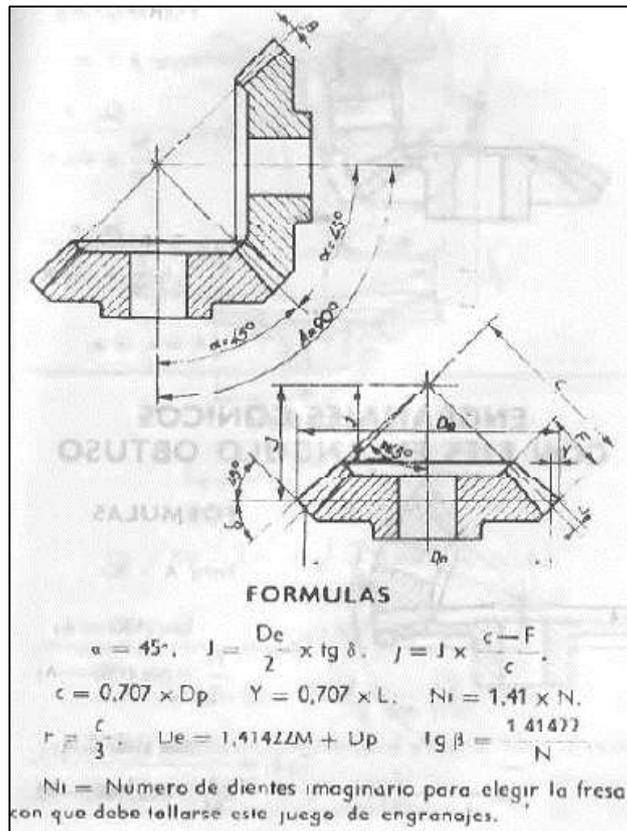


Figura 30. Engranajes cónicos con ejes a 90° y número de dientes iguales. Tomada de Máquinas y cálculos de taller (5)

2.2.11.5 Análisis de Fuerzas en un Engranaje Cónico Recto

Para poder determinar las cargas que actúan en el eje y en los cojinetes en un engrane cónico, usualmente se emplea la fuerza tangencial o transmitida que sucedería si todas las fuerzas estuvieran concentradas en el punto medio del diente.

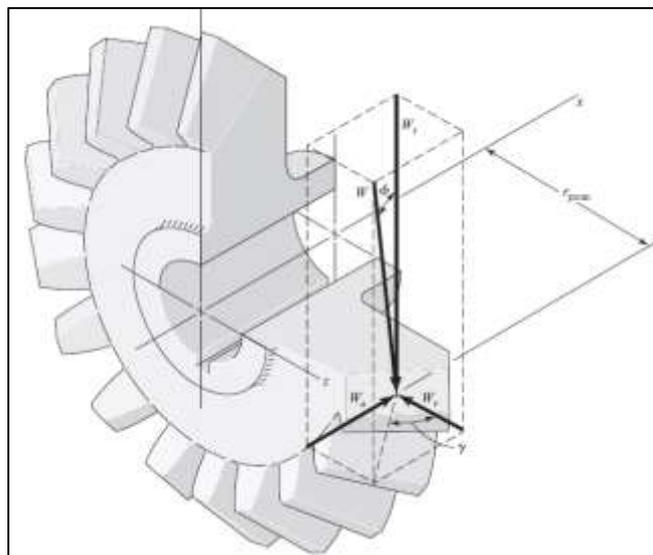


Figura 31. Fuerzas que actúan en un engranaje cónico. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

En el caso de la fuerza transmitida se origina la siguiente ecuación, donde T es el par torsor y r_{prom} es el radio de paso en el punto medio del diente del engranaje.

$$W_t = \frac{T}{r_{av}} \dots\dots\dots (2.7)$$

Las cargas que intervienen en el centro del diente se manifiestan en la Figura 31. La fuerza resultante W posee tres componentes, una fuerza tangencial W_t , una fuerza axial W_a una fuerza radial W_r .

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \gamma \dots\dots\dots (2.8)$$

$$W_a = W_t \tan \phi \sin \gamma \dots\dots\dots (2.9)$$

Las tres fuerzas W_r , W_t y W_a son perpendiculares entre sí y se utilizan para decretar las cargas en los cojinetes por medio de los métodos de la estática.

2.2.11.6 Ecuaciones de los Parámetros y Cargas de un Engranaje Cónico Recto

- **Ecuación de flexión de Lewis**

Wilfred Lewis estableció una ecuación para evaluar el esfuerzo de flexión en dientes de engranajes en la que actúa la forma de estos. La ecuación, que fue dada a conocer en 1892, todavía sigue siendo la base de la mayoría de los diseños de engranajes. (8)

Para seguir la ecuación de Lewis, se presenta la Figura 32, que muestra una saliente con dimensiones de su sección transversal F y t, longitud L y una fuerza Wt , idénticamente distribuida a lo largo del ancho de la cara F. El módulo de sección I/c es $Ft^2/6$, por lo que el esfuerzo de flexión está dado por (8):

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6W^tL}{Ft^2}$$

Los diseñadores de engranajes eligen las componentes de las fuerzas en los dientes de engranajes como W_t , W_r , W_a o W^t , W^r , W^a de forma intercambiable.

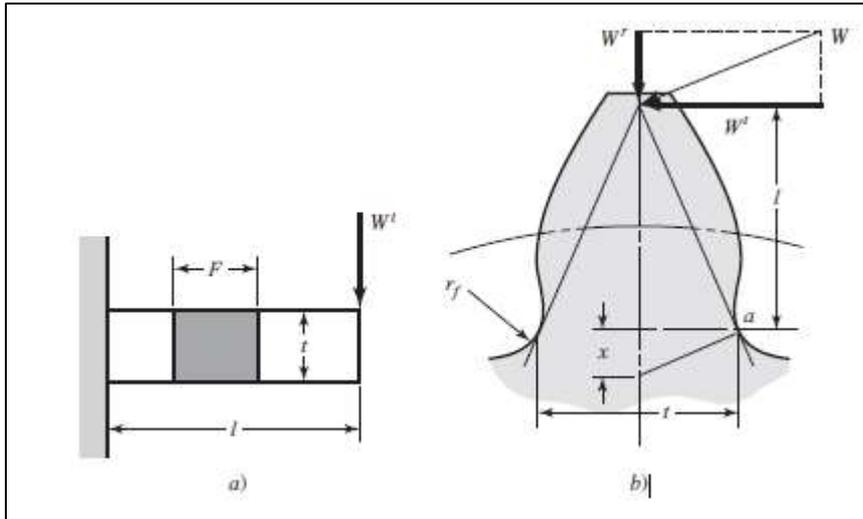


Figura 32. Ecuación de flexión de Lewis. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

Con relación a la Figura 32 (b), se presume que el máximo esfuerzo en un diente de engrane sucede en el punto “a”. Por medio de triángulos semejantes, se escribe:

$$\frac{t/2}{x} = \frac{L}{t/2} \quad \text{o} \quad x = \frac{t^2}{4L}$$

$$\sigma = W t F p y$$

Lo anterior perfecciona el progreso de la ecuación original de Lewis. El factor **y** se percibe como el factor de forma de Lewis que se consigue mediante una representación gráfica del diente del engrane o bien mediante cálculo digital.

Al emplear dicha ecuación, en su mayoría los ingenieros utilizan el paso diametral para decretar los esfuerzos. Esto se hace al suplir tanto a $P = \pi/p$ como a $Y = \pi y$ dando como resultado:

$$\sigma = \frac{W t P}{F Y} \quad \dots \dots \dots (2.10)$$

$$\sigma = W t \times K_0 \times K_v \times K_s \times \frac{P d}{F} \times \frac{K_m K_b}{J} \quad \dots \dots \dots (2.11)$$

La velocidad tangencial expresada en pie/min

$$V = \frac{\pi \times d \times n}{12} \quad \dots \dots \dots (2.12)$$

La expresión de la velocidad tangencia esta expresada por:

$$W^t = \frac{3300 \times H}{V} \dots\dots\dots (2.13)$$

Los valores de Y que se obtienen tabulando valores en la Tabla 11.

El uso de la ecuación Y asimismo implica que los dientes no comparten la carga y que la fuerza mayor se ejerce en la punta de ellos. Pero ya se ha indicado que la relación de contacto debe ser algo mayor que la unidad, indiquemos, aproximadamente igual a 1.5, con el fin de lograr un engranaje de calidad. Si los engranajes se cortan con suficiente precisión, la condición de carga en la punta no es la peor, porque otro par de dientes quedará en contacto cuando dicha condición ocurra. El análisis de los dientes asentados muestra que las cargas más robustas se presentan junto a la mitad del diente. Por lo tanto, lo asequible es que el esfuerzo máximo suceda mientras un solo par de dientes aguanta la carga completa, en un punto donde otro par se localiza a punto de hacer contacto. (11)

Tabla 11.
Valores de factor de forma de Lewis Y, ángulo de presión 20°

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Rack	0.485

Tomada de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (11)

✓ Efectos dinámicos K_v

Cuando un par de engranajes se propulsa a velocidad alta o moderada y se crea ruido, se concluye con seguridad que se exteriorizan efectos dinámicos.

En el siglo XIX, Carl G. Barth fue el primero que formuló el factor de velocidad, representado en términos de las actuales normas AGMA, se simbolizan con las ecuaciones:

$$K_v = \frac{600 + V}{600} \quad (\text{hierro fundido, perfil moldeado})$$

$$K_v = \frac{1\,200 + V}{1\,200} \quad (\text{perfil cortado o fresado})$$

Más tarde AGMA agregó:

$$K_v = \frac{50 + \sqrt{V}}{50} \quad (\text{perfil generado con fresa madre o cepillado})$$

$$K_v = \sqrt{\frac{78 + \sqrt{V}}{78}} \quad (\text{perfil cepillado o esmerilado})$$

En unidades de SI las ecuaciones se convierten en:

$$K_v = \frac{3.05 + V}{3.05} \quad (\text{hierro fundido, perfil moldeado})$$

$$K_v = \frac{6.1 + V}{6.1} \quad (\text{perfil cortado o fresado})$$

$$K_v = \frac{3.56 + \sqrt{V}}{3.56} \quad (\text{perfil generado con fresa madre o cepillado})$$

$$K_v = \sqrt{\frac{5.56 + \sqrt{V}}{5.56}} \quad (\text{perfil cepillado o esmerilado})$$

Donde V está expresado en metros por segundo (m/s).

Incorporando el factor de velocidad en la ecuación se consigue:

$$\sigma = \frac{K_v W^t P}{F Y}$$

La adaptación métrica de esta ecuación pertenece a:

$$\sigma = \frac{K_v W^t}{F m Y}$$

En el cual el módulo m y el ancho de cara F se expresan en mm. Si se enuncia la fuerza tangencial W^t en newton (N) se originan unidades de esfuerzo en unidades de megapascales (MPa).

Generalmente, los engranajes rectos tienen que poseer el ancho de la cara F de cinco a tres veces el paso circular p .

✓ Durabilidad de la superficie

En este apartado se examina la grieta de las superficies en dientes de engranajes, comúnmente conocido como desgaste. Una picadura viene a ser una falla superficial por fatiga debido a numerosas repeticiones de cargas de contacto elevado. Otra falla superficial viene a ser el rayado, es una falla por la abrasión y falta de lubricación, por la presencia de material extraño.

$$\sigma_C = -C_p \left[\frac{K_v W^t}{F \cos \phi} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right]^{1/2}$$

$$r_1 = \frac{d_P \sin \phi}{2} \quad r_2 = \frac{d_G \sin \phi}{2}$$

• Coeficiente elástico C_p

AGMA concreta un coeficiente elástico C_p siguiendo con la ecuación:

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_P^2}{E_P} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2}$$

Tabla 12.
Coeficiente elástico Cp

Coeficiente elástico C_p (Z_t , $\sqrt{\text{psi}}$ [$\sqrt{\text{MPa}}$]) Fuente: AGMA 218.01.							
Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p psi (MPa) ^a	Material y módulo de elasticidad de la corona E_c lbf/pulg ² (MPa) ^a					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro fundido 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce al aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce al estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Relación de Poisson = 0.30.
^aCuando se obtienen valores del módulo de elasticidad más exactos mediante pruebas de contacto con rodillo, se podrán utilizar.

Tomada de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (11)*

Análisis y diseño de engranajes rectos AGMA

El ingeniero que lleva a cabo un trabajo serio de análisis y diseño de engranajes debe consultar las normas más recientes de la *American Gear Manufacturers Association* (AGMA) y las publicaciones especializadas pertinentes.

✓ Factor de sobrecarga Ko

Este factor de sobrecarga cuyo propósito es considerar todas las cargas que se ejercen de forma externa en demasía de la carga tangencial nominal W^t .

Tabla 13.
Factor de sobrecarga Ko

Tabla de factores de sobrecarga, K_o			
Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Tomada de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (11)*

✓ **Factor dinámico Kv**

El factor dinámico es utilizado para tomar en cuenta imprecisiones en el acoplamiento y fabricación de dientes de engranajes en movimiento.

Ciertos efectos que originan errores de transmisión son:

- ✓ Imprecisiones originadas en la reproducción del perfil del diente, en las que se encierran errores en el avance del perfil, espaciamiento entre dientes y el acabado.
- ✓ Vibración de los dientes en el acoplamiento debido a su rigidez.
- ✓ Magnitud de la velocidad en la línea de paso.
- ✓ Desequilibrio dinámico de los elementos rotatorios.
- ✓ Desgaste y deformación constante de los fragmentos en contacto del diente.
- ✓ Desalineamiento del eje del engrane y la deflexión lineal y angular del eje.
- ✓ Fricción entre dientes.

$$K_v = \begin{cases} \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B & V \text{ en pie/mín} \\ \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B & V \text{ en m/s} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (2.14)$$

Donde:

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

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3}$$

La máxima velocidad, que simboliza el punto final de la curva Qv, se adquiere mediante

$$(V_i)_{\text{máx}} = \begin{cases} [A + (Q_v - 3)]^2 & \text{pie/mín} \\ \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} & \text{m/s} \end{cases}$$

Los números de calidad del 3 al 7 se incluye por lo general en engranajes de calidad comercial.

Los valores que van del 8 al 12 corresponden a la calidad de precisión. El nivel de exactitud en la transmisión Qv de AGMA podemos establecer igual que el número de calidad.

✓ **Factor de tamaño K_s**

Refleja la ausencia de uniformidad de las propiedades del material, debido a su dimensión depende de:

- ✓ Dimensión del diente
- ✓ Diámetro de la pieza
- ✓ Relación de la dimensión del diente con el diámetro de la pieza
- ✓ Ancho de la cara
- ✓ Área del patrón de carga
- ✓ Relación de la profundidad de la superficie con el tamaño del diente
- ✓ Templabilidad y tratamiento térmico.

$$K_s = \frac{1}{k_b} = 1.192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0.0535} \dots\dots\dots (2.15)$$

Cuando K_s en la ecuación es menor que 1, se utiliza $K_s = 1$.

En aquellos casos AGMA confía un factor de tamaño superior a la unidad. Si no hay efecto nocivo de tamaño, se utiliza un valor unitario.

✓ **Factor de distribución de carga K_m (K_H)**

Mediante factor de distribución de la carga se alteran las ecuaciones de esfuerzo para manifestar la distribución no uniforme de la carga a lo extenso de la línea de contacto.

El siguiente procedimiento se aplica a:

- ✓ Correlación del ancho de la cara contra el diámetro de paso del piñón $F/d \leq 2$
- ✓ Elementos de engranajes montados entre los cojinetes.
- ✓ Anchos de cara hasta de 40 pulg.
- ✓ Contacto, cuando está sometido a carga, a lo largo del ancho total del elemento más angosto.

El factor de distribución de la carga con estas condiciones está instituido regularmente por el factor de distribución de la carga en la cara C_{mf} , donde:

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \dots\dots\dots (2.16)$$

Donde

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dientes sin coronar} \\ 0.8 & \text{para dientes coronados} \end{cases}$$

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0.025 & F \leq 1 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F & 1 < F \leq 17 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0.1109 + 0.0207F - 0.000228F^2 & 17 < F \leq 40 \text{ pulg} \end{cases}$$

Observe que para valores de $F/(10d) < 0.05$, se usa $F/(10d) = 0.05$.

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S < 0.175 \\ 1.1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S \geq 0.175 \end{cases}$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (\text{vea la tabla 14-9 de los valores de } A, B \text{ y } C)$$

$$C_e = \begin{cases} 0.8 & \text{para engranajes ajustados durante el ensamble o si la} \\ & \text{compatibilidad se mejora mediante lapeado, o ambos} \\ 1 & \text{para todas las otras condiciones} \end{cases}$$

Tabla 14.
Constante empírica A, B y C

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	$-0.765(10^{-4})$
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	$-0.930(10^{-4})$
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	$-0.926(10^{-4})$
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	$-0.822(10^{-4})$

Tomada de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (11)

✓ **Factor de espesor de aro K_B**

Cuando el espesor del aro no logra aguantar las cargas y suministrar soporte a la raíz del diente, el lugar de la falla por fatiga por flexión puede ser a través del aro del engranaje en lugar del entalle de la raíz.

Este factor de espesor del aro K_B concuerda el esfuerzo de flexión considerado de un engranaje con aro delgado. Teniendo una función denominada relación de apoyo m_B :

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

Donde t_R = es el espesor del aro por debajo del diente, pulg y h_t = profundidad total. La geometría se simboliza en la Figura 33, el factor del espesor del aro K_B está definida por:

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases} \dots\dots\dots (2.17)$$

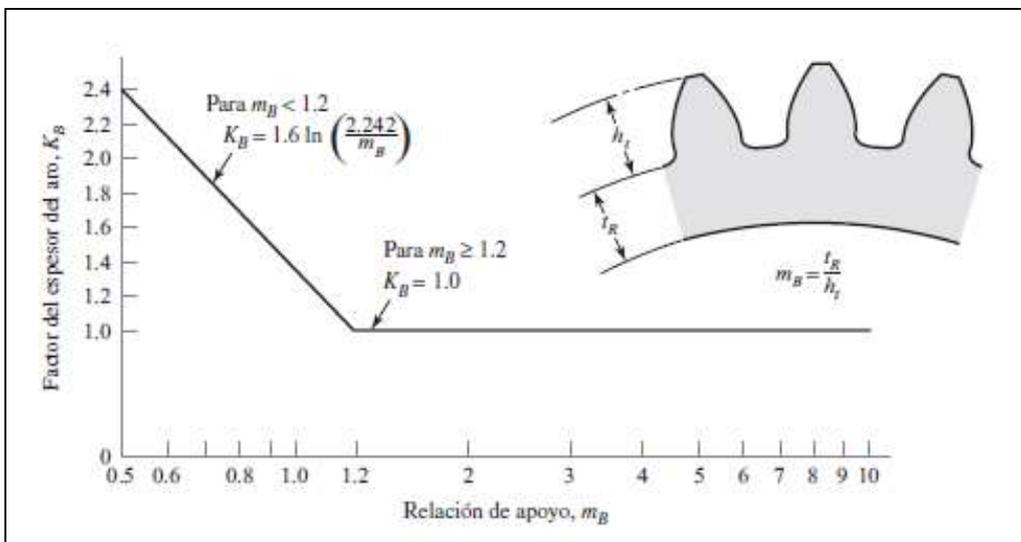


Figura 33. Factor de espesor del aro K_B . Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

✓ **Factor de ciclo de esfuerzos Y_N y Z_N**

El diseño de los factores de los ciclos de carga Y_N y Z_N es alterar la resistencia AGMA para vidas que no sean para 10^7 ciclos.

Se observa que para ciclos 10^7 , $Y_N = Z_N = 1$ en cada una de las gráficas. De la misma forma, se observa que las ecuaciones de Y_N y Z_N varían a ambos lados del valor de 10^7 ciclos. Para metas de vida levemente mayores que 10^7 ciclos, la corona acoplada tal vez se someta a menos de 10^7 ciclos y las ecuaciones de $(Y_N)_P$ y $(Y_N)_G$ pueden ser diferentes. El mismo comentario se aplica a $(Z_N)_P$ y $(Z_N)_G$. (11)

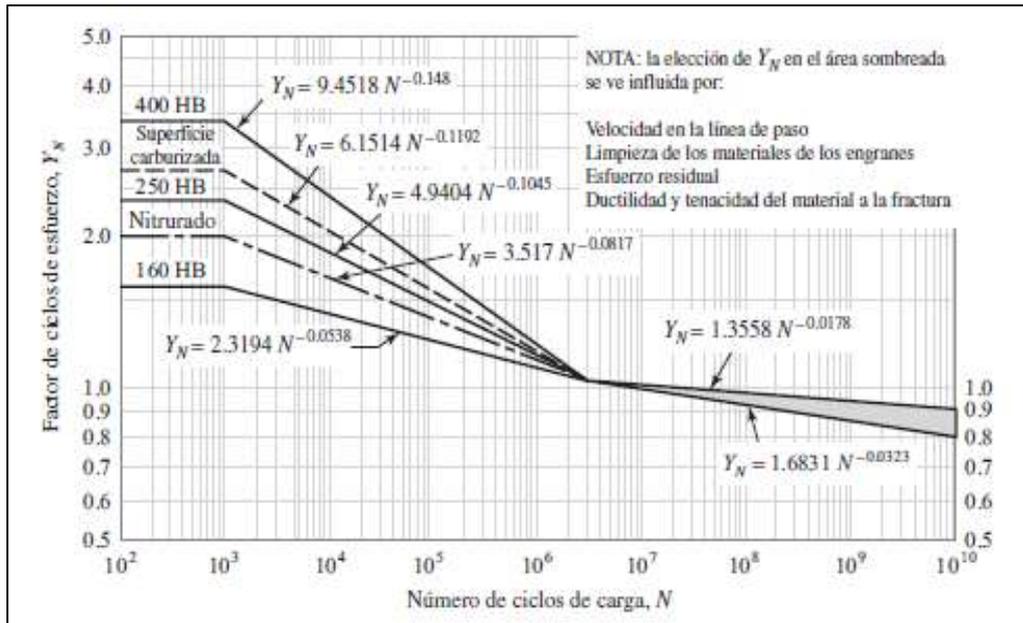


Figura 34. Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Y_N . Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

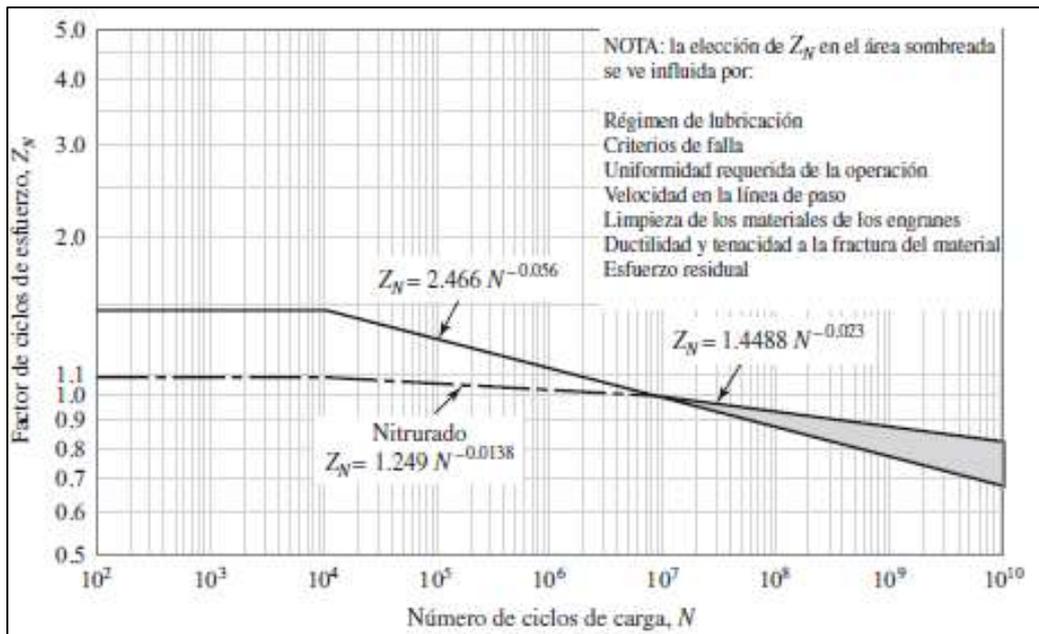


Figura 35. Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la picadura Z_N . Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

✓ **Factor geométrico J (Y_J)**

El factor J AGMA utiliza un valor reformado del factor de forma de Lewis, que se expresa también por Y, un factor de concentración de esfuerzo por fatiga K_f y una relación de repartición de la carga m_N del diente. La ecuación resultante de J para engranajes rectos y helicoidales se expresa como: (11)

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

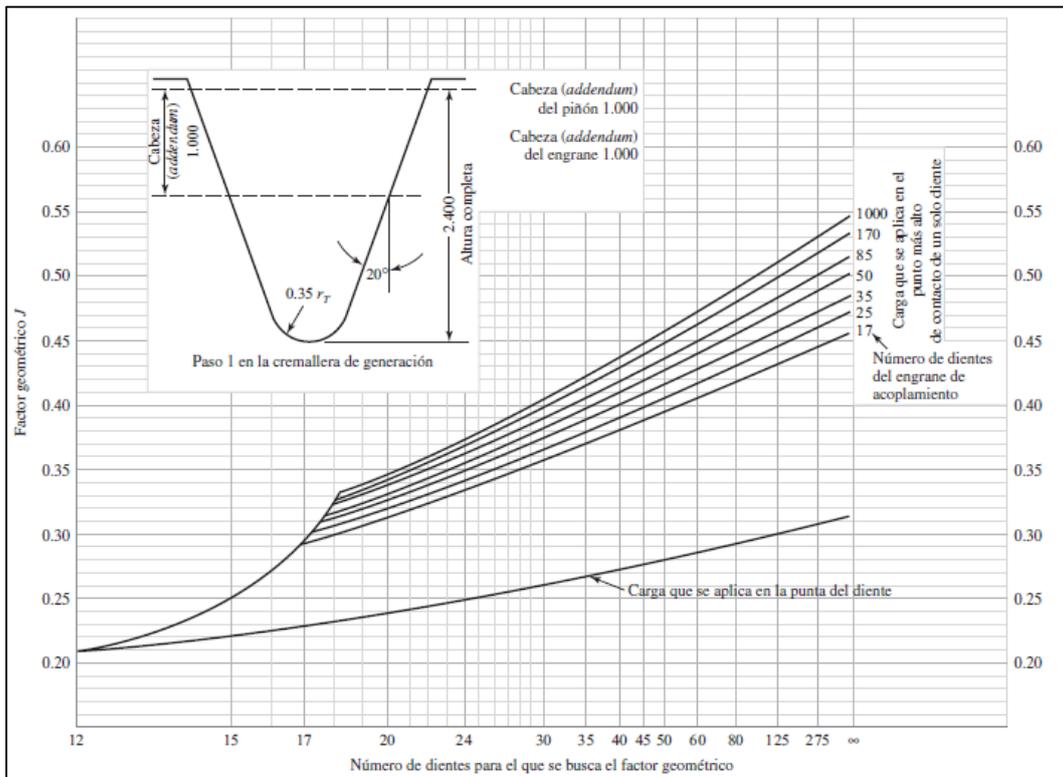


Figura 36. Factores geométricos J de engranajes rectos. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

✓ **Factor de confiabilidad K_R (Y_Z)**

El factor de confiabilidad considera la consecuencia de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material. Las variaciones de la carga no se plantean aquí. Las resistencias AGMA S_t y S_c se basan en una confiabilidad de 99%. (11)

La correspondencia funcional entre K_R y la confiabilidad es marcadamente no lineal. Cuando se necesite hacer una interpolación, la interpolación lineal es

muy basta. Una transformación logarítmica de cada cantidad ocasiona una serie lineal. Un arreglo de regresión por mínimos cuadrados está dado por:

$$K_R = \begin{cases} 0.658 - 0.0759 \ln(1 - R) & 0.5 < R < 0.99 \\ 0.50 - 0.109 \ln(1 - R) & 0.99 \leq R \leq 0.9999 \end{cases}$$

Tabla 15.
Factores de confiabilidad K_R (Y_Z)

Confiabilidad	K_R (Y_Z)
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Tomada de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (11)

✓ **Factor de temperatura K_t (Y_θ)**

Para temperaturas del aceite o del disco del engranaje hasta de 250 °F (120 °C), se utiliza $K_T = Y_\theta = 1$. Cuando las temperaturas son más elevadas, estos factores deben ser superiores a la unidad. Se pueden utilizar intercambiadores de calor para aseverar que las temperaturas de operación sean ampliamente menores que este valor, puesto que ello es provechoso para el lubricante. (11)

✓ **Factor geométrico I (Z_I) de resistencia superficial**

El factor I además se conoce como factor geométrico de resistencia a la picadura, donde $m_N = 1$ para engranes rectos. (11)

$$I = \begin{cases} \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{engranes externos} \\ \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{engranes internos} \end{cases}$$

✓ Coeficiente elástico C_P (Z_E)

Tabla 16.

Coeficiente elástico C_p

Coeficiente elástico C_p (Z_B , $\sqrt{\text{psi}}$ / $\sqrt{\text{MPa}}$) Fuente: AGMA 218.01.							
Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p (psi) (MPa)*	Material y módulo de elasticidad de la corona E_G , lbf/pulg ² (MPa)*					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro fundido 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce al aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce al estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Tomada de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (11)

✓ Numero de esfuerzo de flexión permisible

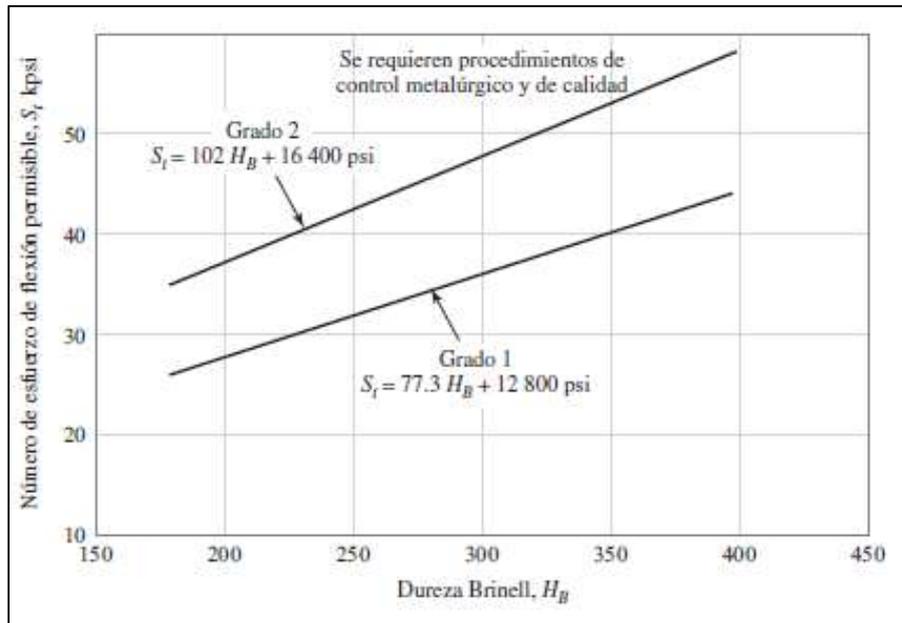


Figura 37. Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos. Las ecuaciones en unidades SI son $St=0.533HB - 88.3 \text{ MPa}$, grado 1 y $St = 0.703HB - 113 \text{ MPa}$, grado 2. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

✓ Número de esfuerzo de contacto permisible

Los datos del esfuerzo de contacto permisible son propuestos aquí como S_c .

Los números de esfuerzo permisible AGMA (resistencias) de esfuerzos de flexión y de contacto es para:

- ✓ Carga unidireccional
- ✓ Confiabilidad de 99%
- ✓ 10 millones de ciclos de esfuerzo

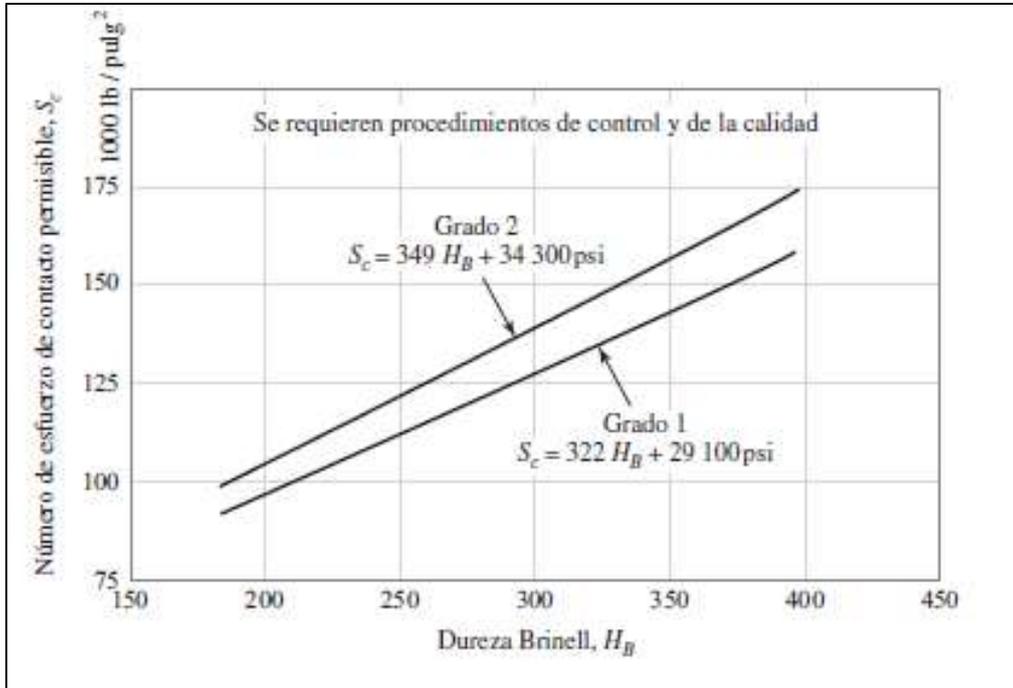


Figura 38. Resistencia a la fatiga por contacto S_c a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero completamente endurecido. Las ecuaciones en unidades SI son $S_c = 2.22 H_B + 200$ MPa, grado 1 y $S_c = 2.41 H_B + 237$ MPa, grado 2. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

- ✓ Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura Z_N

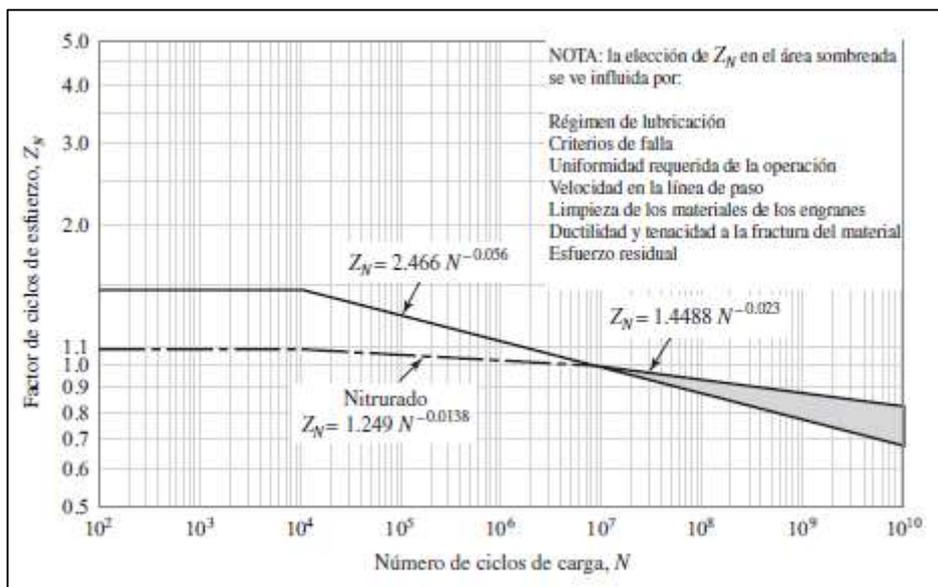


Figura 39. Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura Z_N . Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

✓ **Factor de relación de dureza C_H (Z_W)**

El factor de la relación de la dureza C_H se usa solo para la corona.

Su objetivo consiste en ajustar las resistencias superficiales para este efecto.

$$C_H = 1.0 + A'(m_G - 1.0)$$

Donde

$$A' = 8.98(10^{-3}) \left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8.29(10^{-3}) \quad 1.2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1.7$$

Los símbolos H_{BP} y H_{BG} manifiestan los grados de dureza Brinell (bola de 10 mm a una carga de 3 000 kg)

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1.2, \quad A' = 0$$

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} > 1.7, \quad A' = 0.006\ 98$$

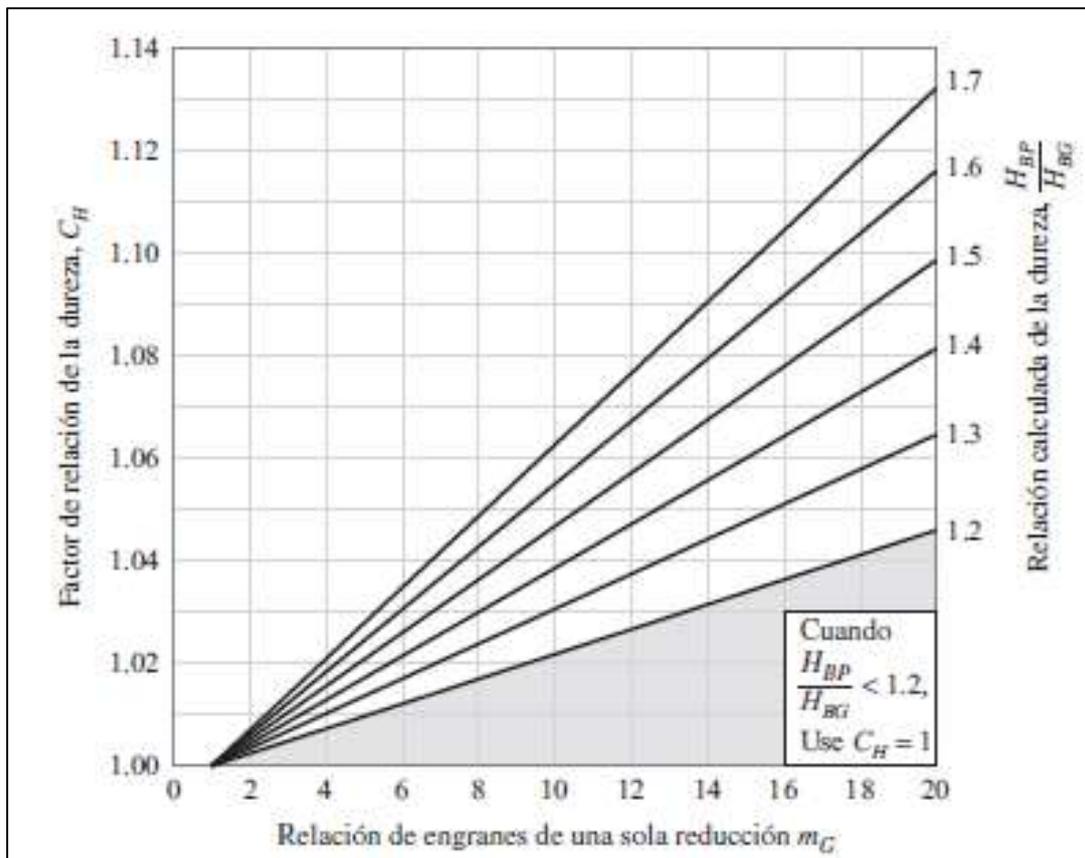


Figura 40. Factor de relación de dureza C_H (acero completamente endurecido. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11))

✓ **Esfuerzo de flexión de engranajes**

Dentro de la metodología AGMA se utilizan dos ecuaciones primordiales del esfuerzo, una del esfuerzo de flexión y la otra de la resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto). (11)

$$\sigma = \begin{cases} W^t K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J} & \text{(unidades habituales en Estados Unidos)} \\ W^t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} & \text{(unidades SI)} \end{cases}$$

Donde, según unidades del Sistema Internacional:

- W^t es la carga tangencial transmitida, en lbf (N)
- K_o es el factor de sobrecarga
- K_v es el factor dinámico
- K_s es el factor de tamaño
- P_d es el paso diametral transversal
- $F(b)$ es el ancho de la cara del elemento más angosto, en pulg (mm)
- $K_m (K_H)$ es el factor de distribución de la carga
- K_B es el factor del espesor del aro
- $J (Y_J)$ es el factor geométrico de resistencia a la flexión (que incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle K_f)
- (m_t) es el módulo transversal métrico

✓ **Factor de seguridad S_F que protegerá la falla de fatiga por flexión**

Las normas ANSI/AGMA 2101-D04 y 2001-D04 conlleva un factor de seguridad S_F que resguarda contra la falla por fatiga por flexión y el factor de seguridad S_H que protege contra la falla por picadura. (11)

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma} = \frac{\text{resistencia a la flexión completamente corregida}}{\text{esfuerzo de flexión}} \dots\dots\dots (2.18)$$

2.2.12 Diseño y Cálculos de Roladora

En este apartado se recopilan ciertas fórmulas necesarias para el cálculo de los elementos de la roladora, con estas se realizará el cálculo las fuerzas, reacciones y momentos, para posteriormente realizar la determinación de diámetros, longitudes y materiales adecuados para cada uno de los elementos que conformarán la roladora.

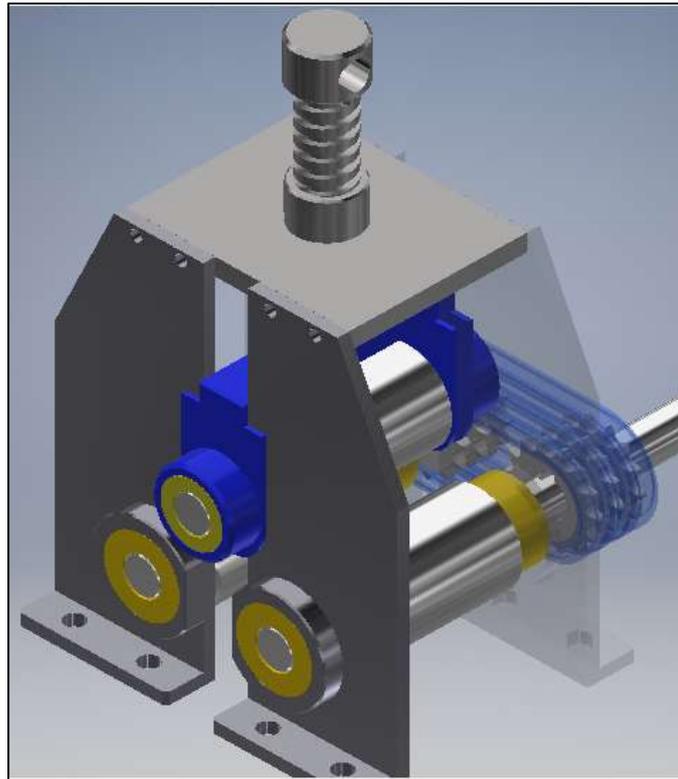


Figura 41. Roladora

2.2.12.1 Rodillos

La roladora cuenta con tres rodillos ubicados en una geometría triangular, tal y como se muestra en la Figura 42, un rodillo superior R1, el cual genera la fuerza necesaria para lograr el curvado de la plancha metálica, este rodillo no genera movimiento, en los extremos cuenta con apoyos (bocinas de bronce).

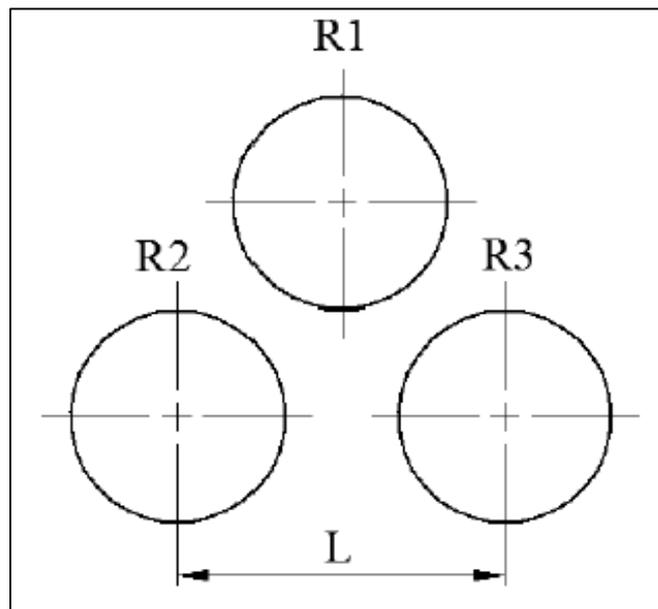


Figura 42. Rodillos de roladora. Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

Los rodillos inferiores R2 y R3 cuentan al igual que el rodillo superior con dos ejes de apoyo, en un extremo con un eje de apoyo, mientras que en el otro extremo el eje de apoyo será el encargado de recibir el movimiento mediante una rueda de cadena. Para la construcción de los rodillos se empleará el material AISI D3 o especial K según Böhler (13) por su alta resistencia a la abrasión y alta dureza, ver Anexo 9.

Para el diseño de los rodillos, primero, se deben analizar tanto los esfuerzos de flexión como de torsión, por ser estas las fuerzas a las que están sometidos, además de esto, los rodillos deben ser diseñados para soportar otros tipos de factores, tales como resistencia a la fatiga y a la deformación.

Para el cálculo del diámetro de los rodillos, se debe establecer la distancia que existe entre los centros de los rodillos inferiores, “para planchas con espesores hasta aproximadamente 15 mm la distancia debe variar entre 25% y 35% del ancho mínimo de la plancha”. (1)

La distancia existente entre los rodillos inferiores, como se muestra en la Figura 42, es de suma importancia, esto se debe a que si se tiene una corta distancia entre los centros de los rodillos, la fuerza necesaria para curvar la plancha (P) será mayor, mientras que al tener una mayor distancia esta fuerza deberá ser menor.

Para el cálculo de la distancia entre los centros de los rodillos inferiores se ha determinado la siguiente ecuación:

$$l = b x Y \dots\dots\dots (2.19)$$

Donde:

L = distancia entre los centros de los rodillos inferiores (mm)

b = ancho mínimo de la plancha (mm)

Y = porcentaje sugerido del ancho de la plancha

La deformación máxima ($Y_{m\acute{a}x}$) tambi3n depende de la fuerza P , ya que, al tener una mayor deformaci3n, mayor ser3 la fuerza necesaria para curvar la plancha.

Para el an3lisis de la plancha met3lica a curvar, se la considerar3 como una placa que simplemente apoya, actuando los rodillos inferiores como apoyos de la placa y, el rodillo superior, es el encargado de generar la fuerza necesaria para curvar la plancha. (1)

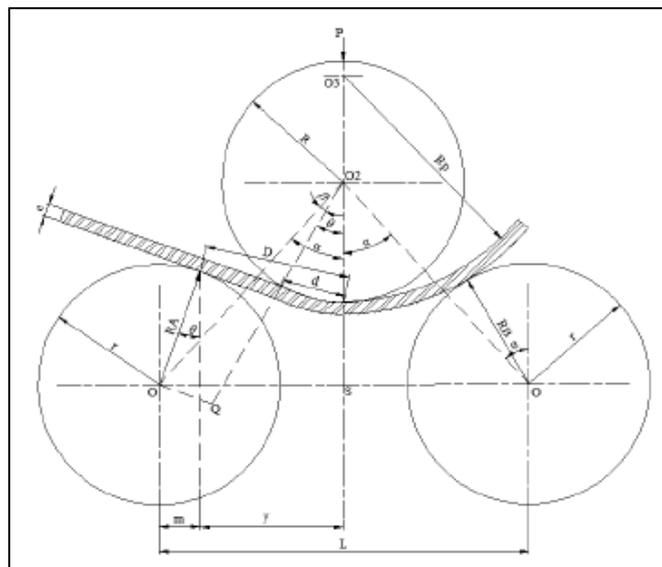


Figura 43. Esquema de fuerzas que actúan en los rodillos. Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

La nomenclatura mostrada en la Figura 43 se describe a continuación:

r = radio de los rodillos inferiores

R = radio del rodillo superior

R_p = radio de curvatura de la plancha metálica

L = distancia entre centros de los rodillos inferiores

m = distancia desde el centro del rodillo inferior izquierdo al punto de contacto de la plancha con el rodillo

y = distancia desde el punto de contacto de la plancha con el rodillo inferior izquierdo hasta la línea de simetría

D = distancia comprendida desde el punto de contacto de la plancha con el rodillo inferior izquierdo hasta la línea de simetría

d = distancia comprendida desde el punto de contacto mínimo de la plancha con el rodillo superior hasta la línea de simetría

O_1 = centro del rodillo superior

O_2 = centro del rodillo inferior izquierdo

O_3 = centro del rodillo inferior derecho

θ = ángulo de curvado

α = ángulo entre la línea de simetría y la línea comprendida entre el centro del rodillo superior y el centro del rodillo inferior izquierdo

β = ángulo desde la línea comprendida entre el centro del rodillo superior y el centro del rodillo inferior izquierdo, hasta la línea comprendida desde el centro del rodillo superior hasta el punto de contacto mínimo de la plancha y el rodillo superior

e = espesor de la plancha

R_A = reacción de la fuerza de doblado del rodillo inferior izquierdo

R_B = reacción de la fuerza de doblado del rodillo inferior derecho

La fuerza necesaria para realizar el curvado de la plancha (p) es una fuerza distribuida de tipo triangular, la cual es mínima cuando la plancha inicia el contacto con el rodillo superior (punto mínimo) y es máxima cuando la plancha se encuentra en contacto con el punto centro inferior de la superficie del rodillo (punto máximo).

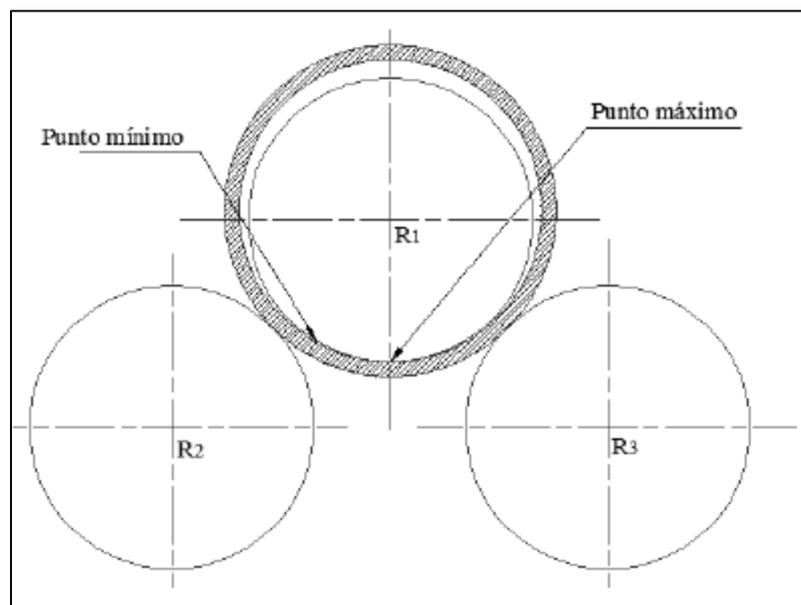


Figura 44. Puntos de contacto entre la plancha y el rodillo superior. Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

Analizando la fuerza de doblado, esta solo se produce a un lado del eje superior, mientras que al otro lado del rodillo superior la fuerza se la considera como mínima o nula.

Luego del punto máximo de contacto, la plancha ha obtenido el radio de curvado y es guiado por el rodillo R3 para finalizar el proceso. La Figura 45 muestra la carga distribuida que se genera entre el punto de contacto mínimo y máximo.

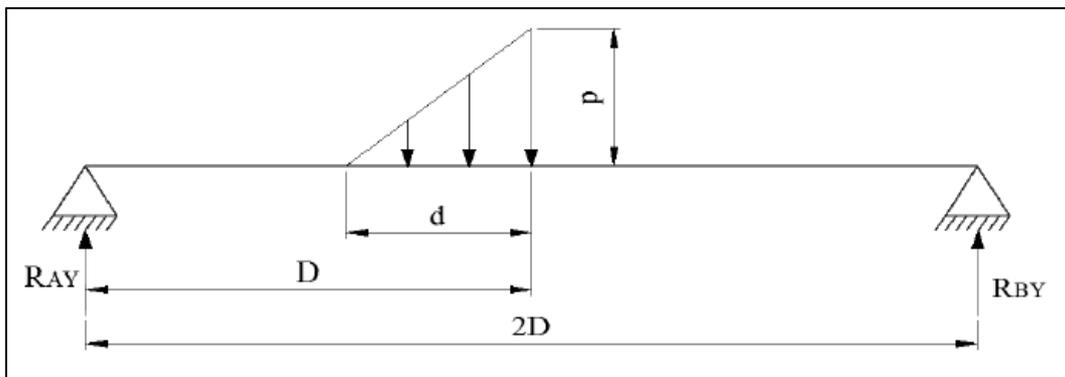


Figura 45. Carga distribuida en el proceso de doblado. Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

La fuerza puntual P, resultado de la fuerza distribuida p, es la fuerza que genera el rodillo superior, la cual se obtiene de la siguiente ecuación:

$$P = \frac{d \times p}{2}$$

Donde:

P = fuerza de curvado (N)

d = distancia desde el punto de contacto mínimo entre la plancha y el rodillo superior hasta la línea de simetría (mm)

p = fuerza distribuida (N/mm)

La deformación de la plancha metálica ocurre en función del ángulo θ , el valor de este ángulo será mínimo (0°) cuando aún la plancha no ha sido deformada y será máximo cuando el rodillo superior tenga contacto con los rodillos inferiores o cuando el espesor de la lámina sea el mínimo.

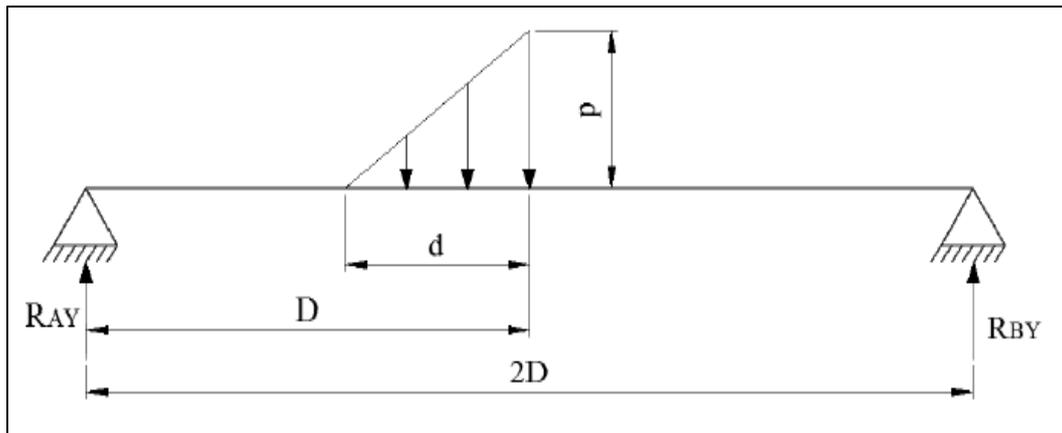


Figura 46. Carga distribuida en el proceso de doblado. Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

Basados en la Figura 43 se tienen las siguientes ecuaciones:

$$\cos \beta = \frac{\overline{O_2 Q}}{\overline{OO_2}}$$

$$\sin \alpha = \frac{\frac{L}{2}}{\overline{OO_2}}$$

Despejando esta última ecuación se obtiene:

$$\overline{OO_2} = \frac{\frac{L}{2}}{\sin \alpha}$$

Por lo tanto:

$$\cos \beta = \frac{\overline{O_2 Q} \cdot \sin \alpha}{\frac{L}{2}}$$

Analizando la gráfica se puede establecer que la distancia $\overline{O_2 Q} = R + r + e$, por ende, se tiene la siguiente expresión:

$$\cos \beta = \frac{2 \cdot (R + r + e) \cdot \sin \alpha}{L}$$

$$\beta = \cos^{-1} \left[\frac{2 \cdot (R + r + e) \cdot \sin \alpha}{L} \right]$$

El ángulo α será igual a:

$$\alpha = \sin^{-1} \left[\frac{L}{2 \cdot (R + r + e)} \right]$$

Se ha podido determinar en la Figura 43 que cuando “e” es el mínimo, el ángulo θ es igual al ángulo α , siendo en este instante $\theta_{\text{máx}}$, consecuentemente, se obtiene que el ángulo máximo de curvado está dado por la siguiente expresión:

$$\theta_{\text{máx}} = \sin^{-1} \left[\frac{L}{2 \cdot (R + r + e)} \right] \dots \dots \dots (2.19.1)$$

Se concluye que la fuerza generada por los rodillos no es directamente proporcional al ángulo θ , al aumentar θ , disminuye el valor de las fuerzas P, R_A y R_B . Realizando sumatoria de momentos usando la Figura 45, se obtiene las ecuaciones para determinar los valores de R_{AY} y R_{BY} , obteniendo las siguientes ecuaciones:

$$R_{AY} = \frac{p \cdot d \cdot (3 \cdot D + d)}{12 \cdot D} \dots \dots \dots (2.19.2)$$

$$R_{BY} = \frac{p \cdot d \cdot (3 \cdot D - d)}{12 \cdot D} \dots \dots \dots (2.19.3)$$

Para poder encontrar el momento máximo se debe realizar un análisis de la fuerza distribuida triangular, mostrada en la Figura 47.

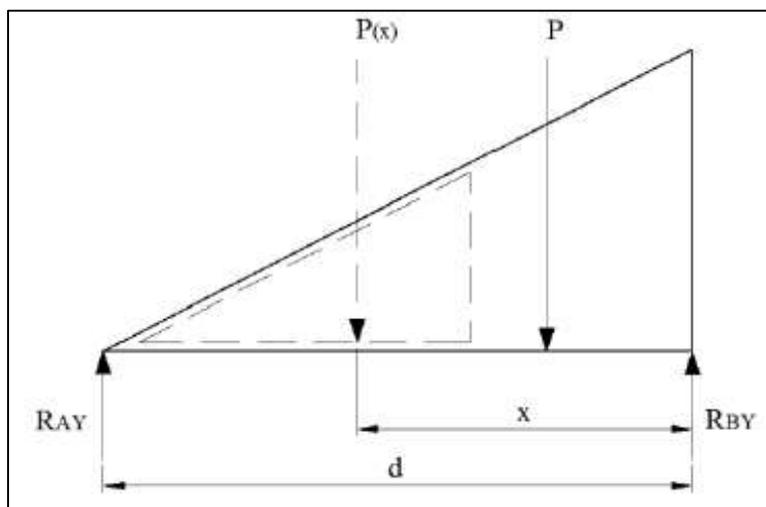


Figura 47. Análisis de la fuerza distribuida. Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

Realizando una sumatoria de fuerzas en el triángulo se obtiene lo siguiente:

$$\begin{aligned}\uparrow (+) \sum F_V &= 0 \\ -P + R_{AY} + R_{BY} &= 0 \\ P &= R_{AY} + R_{BY}\end{aligned}$$

El momento en A será igual a:

$$\begin{aligned}\curvearrowright (+) \sum M_A &= 0 \\ -P \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot L\right) + R_{BY} \cdot L &= 0 \\ R_{BY} &= \frac{2}{3} \cdot P \\ R_{AY} &= \frac{1}{3} \cdot P\end{aligned}$$

De la Figura 47 se concluye que P está en función de x. Para tener una idea más clara, P(x) producido por el triángulo de líneas entrecortadas, es diferente que P producido por el total del triángulo, para ello se analiza el triángulo entrecortado y se plantea la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}f(x) &= P(x) \\ f(x) &= a \cdot x\end{aligned}$$

Siendo “a” una constante. Para obtener la carga P, se integra f(x), obteniendo lo siguiente:

$$\begin{aligned}P &= \int_0^x a \cdot x \\ P &= \frac{a \cdot x^2}{2}\end{aligned}$$

Empleando esta última expresión para la carga distribuida con una distancia d , se obtiene lo siguiente:

$$P = \frac{a \cdot d^2}{2}$$

$$a = \frac{2 \cdot P}{d^2}$$

Reemplazando la constante a en la expresión de P , para una distancia x , se obtiene:

$$P_{(x)} = \frac{P \cdot x^2}{d^2}$$

A continuación, se procede a calcular el momento, adquiriendo la siguiente expresión:

$$M = -P_{(x)} \cdot \left(\frac{x}{3}\right) + R_{BY} \cdot x$$

Reemplazando la expresión de $P(x)$ se obtiene:

$$M = (R_{BY} \cdot x) - \frac{P \cdot x^3}{3 \cdot d^2}$$

Para el cálculo del momento máximo se procede a derivar la anterior expresión igualando a 0, obteniendo lo siguiente:

$$0 = R_{BY} - \frac{P \cdot x^2}{d^2}$$

$$R_{BY} = \frac{P \cdot x^2}{d^2}$$

Reemplazando las ecuaciones de la Figura 45 y R_{AY} en la expresión anterior se obtiene que x es:

$$\frac{p \cdot d}{2} \cdot \frac{(3D - d)}{6D} = \frac{d \cdot p \cdot x^2}{2 \cdot d^2}$$

$$\frac{(3D - d)}{6D} = \frac{x^2}{d^2}$$

$$x = d^2 \cdot \sqrt{\frac{(3D - d)}{6D}}$$

Como RAY se trasladó para el análisis al triángulo, finalmente se tiene que x :

$$x = D + d^2 \cdot \sqrt{\frac{(3D - d)}{6D}} \dots\dots\dots (2.20)$$

Por lo tanto, el valor del momento máximo está dado por la siguiente expresión:

$$M_{m\acute{a}x} = R_B \cdot \left[D + \frac{2 \cdot d}{3} \cdot \sqrt{\frac{(3D - d)}{6D}} \right] \dots\dots\dots 2.21$$

De la Figura 44 se puede definir que RA y RB están dados por las siguientes expresiones:

$$R_A = \frac{R_{AY}}{\cos \theta} \dots\dots\dots (2.22)$$

$$R_B = \frac{R_{BY}}{\cos \theta} \dots\dots\dots (2.23)$$

Las distancias m , D y d serán:

$$m = r \cdot \sin \theta \quad \dots\dots\dots (2.24)$$

$$D = \frac{\frac{L}{2} - m}{\cos \theta} \quad \dots\dots\dots (2.25)$$

$$d = r \cdot \tan \theta \quad \dots\dots\dots (2.26)$$

Reemplazando las ecuaciones se obtiene:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{P \cdot (3 \cdot D - d)}{6 \cdot D \cdot \cos \theta} \cdot \left[D + \frac{2 \cdot d}{3} \cdot \sqrt{\frac{(3D - d)}{6D}} \right] \quad \dots\dots\dots (2.27)$$

El momento máximo ($M_{m\acute{a}x}$) será igual al momento plástico (M_p), el cual Timoshenko (21) (p. 506) describe como el momento máximo que puede soportar un material elastoplástico.

Por lo tanto, al despejar de la ecuación anterior la fuerza de curvado, se obtiene la siguiente ecuación:

$$P = \frac{M_p \cdot 6 \cdot D \cdot \cos \theta}{[3 \cdot D - d] \cdot \left[D + \frac{2 \cdot d}{3} \cdot \sqrt{\frac{(3D - d)}{6D}} \right]} \quad (\text{N}) \quad \dots\dots\dots (2.28)$$

Donde:

- ✓ P = fuerza de curvado (N)
- ✓ M_p = momento plástico (N.mm)

El momento plástico también está dado por la siguiente ecuación según el libro Mecánica de Materiales de Timoshenko:

$$M_p = Z \cdot \sigma_f \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad \dots\dots\dots (2.29)$$

Donde:

- ✓ Z = módulo plástico (mm^3)
- ✓ σ_f = límite de fluencia (N/mm^2)

El módulo plástico para un área rectangular está definido mediante la siguiente ecuación:

$$Z = \frac{b \cdot h^2}{4} \quad (\text{mm}^3) \quad \dots\dots\dots (2.30)$$

Donde:

- ✓ b = base de la sección rectangular (mm)
- ✓ h = altura de la sección rectangular (mm)

Para determinar la longitud de los rodillos hay que considerar algunos aspectos significativos, tales como:

- ✓ Estar al tanto de la longitud máxima (l) de las planchas a curvar.
- ✓ Corresponden espacios muertos (x) a cada extremo de los rodillos para evitar que la plancha a curvar no tenga contacto con la estructura de la máquina, lo cual generaría diversos problemas.
- ✓ Para la consideración de estas longitudes es de gran importancia tomar en cuenta el factor económico, si se consideran longitudes muy grandes el costo de los rodillos será mayor.

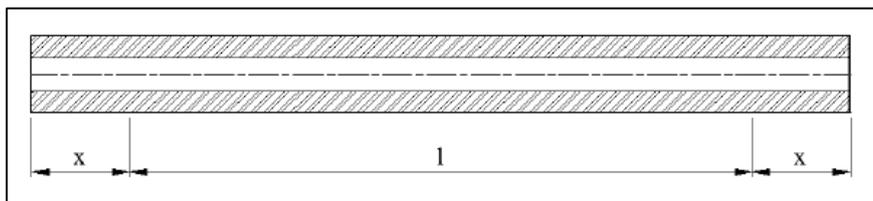


Figura 48. Longitud de los rodillos. Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

Fundando estos valores se obtendrá el valor total de la longitud de los rodillos.

$$L_R = l + 2 \cdot x \quad (\text{mm}) \quad \dots\dots\dots (2.31)$$

Donde:

- L_R = longitud de los rodillos (mm)
- l = ancho máximo de la plancha (mm)
- x = espacio muerto (mm)

Una vez obtenida la longitud de los rodillos se podrán calcular las reacciones que se generan en las bocinas de los rodillos, como se evidencia en la Figura 49.

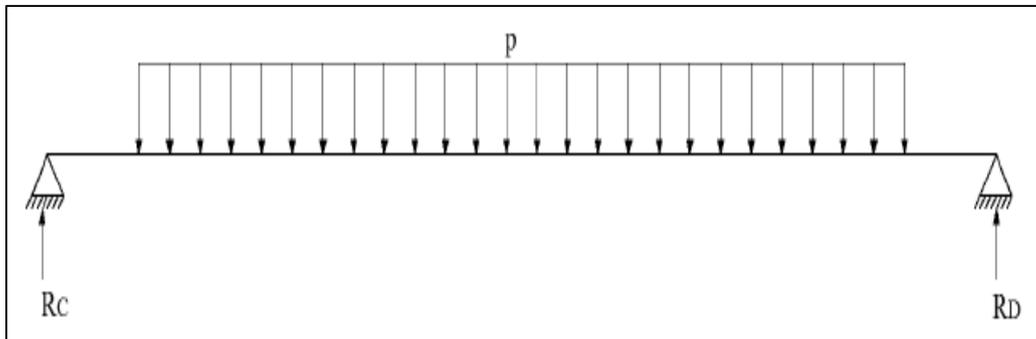


Figura 49. Reacciones RC y RD en las bocinas. Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

En la Figura 49 podemos observar que la carga distribuida “p” se encuentra a lo largo del rodillo donde se encuentra la plancha, esta fuerza distribuida se obtiene de la siguiente ecuación:

$$p = \frac{P}{L_R} \left(\frac{N}{mm} \right) \dots\dots\dots (2.32)$$

Consiguiendo p , se calcula las reacciones en las bocinas (RC y RD) de los rodillos mediante sumatoria de fuerzas y con ello se pueden calcular los momentos máximos, tanto en las bocinas como en el cuerpo de los rodillos, para lo cual se aplica el método de secciones (cortes).

Mediante la relación del esfuerzo a flexión real y el esfuerzo a flexión de diseño (con factor de seguridad) se llega a calcular el diámetro de los rodillos y las bocinas.

Mott describe que el esfuerzo de flexión real que se desarrolla en el componente debe ser menor que el esfuerzo de flexión de diseño. (17)

$$\sigma_f \leq \overline{\sigma}_f \dots\dots\dots (2.33)$$

Donde:

- ✓ σ = esfuerzo de flexión real (N/mm²)
- ✓ $\bar{\sigma}$ = esfuerzo de flexión de diseño (N/mm²)

El esfuerzo de flexión está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_f = \frac{M_{m\acute{a}x}}{Z} \left(\frac{N}{mm^2} \right) \dots\dots\dots (2.34)$$

Donde:

- ✓ $M_{m\acute{a}x}$ = Momento máximo (N.mm)
- ✓ Z = Modulo de sección (mm³)

Para ejes perforado y sometidos a flexión se tiene que el módulo de sección, según Luis Cocha (6) es igual a:

$$Z = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D} (mm^3) \dots\dots\dots (2.35)$$

Donde:

- ✓ D = diámetro exterior (mm)
- ✓ d = diámetro interior (mm)

Para el caso de ejes macizos se tiene que:

$$Z = \frac{\pi \cdot d^3}{32} (mm^3) \dots\dots\dots (2.36)$$

Donde:

- ✓ d = Diámetro exterior (mm).

Para determinar el esfuerzo de flexión de diseño, se aplica la siguiente ecuación:

$$\bar{\sigma}_f = \frac{S_y}{n} \left(\frac{N}{mm^2} \right) \dots\dots\dots (2.37)$$

Donde:

- ✓ n = viene a ser el factor de seguridad
- ✓ Sy = esfuerzo de fluencia (N/mm²)

Mott plantea los siguientes factores de seguridad para materiales dúctiles.
(17)

- ✓ n = 1,25 a 2. Para diseño de estructuras sometido a cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
- ✓ n = 2 a 2,5. Para diseño de elementos de máquinas sometidos a cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño.
- ✓ n = 2,5 a 4. Para diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas sometidos a cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
- ✓ n = 4 o más. Para diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas sometidos a cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores. (17)

Una vez obtenido el dimensionamiento a flexión de los rodillos y bocinas, se procede a dimensionar con respecto a los esfuerzos de torsión. Para el dimensionamiento a torsión se debe determinar la velocidad de giro de los rodillos.

Las velocidades de giro de los rodillos dependerán del esfuerzo necesario para curvar las planchas. Se recomiendan velocidades moderadas, y para planchas con espesores grandes, velocidades bajas.

La velocidad angular de los rodillos está dada por la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{v_t}{R} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \left(\frac{rad}{s} \right) \dots\dots\dots (2.38)$$

Donde:

w = Es la velocidad angular (rad/s)

V_t = velocidad tangencial de giro (m/s)

R = radio (m)

n = revoluciones por minuto (rpm)

De donde se obtiene que:

$$n = \frac{60 \cdot w}{2 \cdot \pi} \quad (\text{r.p.m}) \quad \dots\dots\dots (2.39)$$

Para el cálculo del momento torsor se emplea la siguiente ecuación:

$$M_t = F_t \cdot R \quad (\text{N.mm}) \quad \dots\dots\dots (2.40)$$

Donde:

M_t = momento torsor (N.mm)

F_t = fuerza tangencial (N)

R = radio (mm)

La fuerza tangencial está dada por:

$$F_t = m \cdot a_t \quad (\text{N}) \quad \dots\dots\dots (2.41)$$

Donde:

m = masa (kg)

a_t = aceleración tangencial (rad/s²)

La aceleración tangencial está dada por:

$$a_t = w^2 \cdot R \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right) \quad \dots\dots\dots (2.42)$$

La masa esta expresada por la siguiente ecuación:

$$m = \delta \cdot V \quad (\text{Kg}) \quad \dots\dots\dots (2.43)$$

Donde:

m = masa (kg)

δ = densidad (kg/mm³)

V = volumen (mm³)

Una vez que se ha obtenido el momento torsor se procede a calcular el esfuerzo debido a la torsión que está dada por la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{M_t}{Z_p} \left(\frac{N}{mm^2} \right) \dots\dots\dots (2.44)$$

Donde:

τ = esfuerzo de torsión (N/mm²)

M_t = momento torsor (N.mm)

Z_p = módulo de resistencia a la torsión (mm³)

Z_p para ejes perforados está dado por:

$$Z_p = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right) \quad (mm^3) \dots\dots\dots (2.45)$$

Ya deducido el esfuerzo de torsión, se consigue el esfuerzo de fluencia.

Para la comprobación del esfuerzo a flexión se emplea la siguiente ecuación de combinación de esfuerzos:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_f}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_f}{2} \right)^2 + \tau^2} \dots\dots\dots (2.46)$$

Para lo cual se debe cumplir que:

$$\sigma_{1,2} \leq \bar{\sigma}_f$$

Y también la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \leq \bar{\tau} \dots\dots\dots (2.46.1)$$

Donde:

$$\bar{\tau} = 0,5 \cdot \bar{\sigma}_f \dots\dots\dots(2.46.2)$$

✓ **Cálculo de diámetros para rodillos tomando en cuenta su peso**

Para el cálculo de los pesos de los rodillos se aplica la siguiente ecuación:

$$W = m \cdot g \quad (N) \dots\dots\dots (2.47)$$

Donde:

W = peso de los rodillos (N)

m = masa de los rodillos (kg)

g = gravedad (m/s²)

Al tener contacto la plancha con los rodillos se genera una fuerza de rodadura, esto se muestra cuando sobre una superficie gira un cuerpo, deformándose uno de ellos o ambos, en este caso la plancha. Esta fuerza está expresada por la siguiente ecuación:

$$F_r = \frac{P \cdot f}{r} \quad (N) \dots\dots\dots (2.48)$$

Donde:

F_r = fuerza de rodadura (N)

P = fuerza aplicada (N)

r = radio del rodillo (mm)

f = coeficiente de rozamiento de rodadura (mm)

Obtenidas las fuerzas que actúan sobre la plancha, se procede a calcular la fuerza tangencial (F_t) que se necesita para vencer estos rozamientos realizando una sumatoria de fuerzas, y así obtener el momento torsor para efectuar la suma total del momento torsor ($M_t T$).

Budynas manifiesta que frecuentemente se localiza que los elementos de máquinas han fallado por la acción del esfuerzo repetido o fluctuante, sin embargo, el análisis más cuidadoso revela que los esfuerzos máximos reales existieron por debajo de la resistencia última del material y con mucha frecuencia incluso por debajo de la resistencia a la fluencia. La característica más

importante de estas fallas radica en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces. Por lo tanto, a la falla se le llama falla por fatiga. (11)

Para poder corroborar que el material de los rodillos cumpla con la resistencia a la fatiga, se sigue el procedimiento que plantea Decker en su libro Elementos de Máquinas, para lo cual se procede a calcular la tensión equivalente.

La tensión equivalente se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_f^2 + 3 \cdot \alpha^2 \cdot \tau^2)} \quad \left(\frac{N}{mm^2}\right)$$

Donde:

σ_v = tensión equivalente (N/mm²)

σ_f = tensión a la flexión (N/mm²)

τ = tensión a la torsión (N/mm²)

α = factor de fatiga

La resistencia a la fatiga referida a la sección transversal de un eje es:

$$\sigma_g = \frac{\sigma_w \cdot b_0}{\beta_{kb} \cdot (1-R)} \leq k \cdot \sigma_w$$

Donde:

σ_f = resistencia a la fatiga (N/mm²)

σ_f = resistencia del material bajo cargas alternativas de tracción y compresión (N/mm²)

b_0 = coeficiente de influencia de la superficie

β_{kb} = coeficiente de entalladura

R = grado de reposo

k = factor para el límite de la resistencia a la fatiga $\approx 2,1$ para tramos con esfuerzo de flexión; $\approx 1,6$ para tramos sin esfuerzos de flexión

El coeficiente de entalladura está dado por la siguiente ecuación:

$$\beta_{kb} = \frac{\alpha_{kb}}{1 + \sqrt{\rho^3 \cdot x}}$$

Donde:

α_{kb} = coeficiente de forma de entalladura

ρ^* = radio de entalladura equivalente

X = caída de tensión sufrida

La entalladura es el acabado que se le da a la unión de diferentes diámetros en un mismo eje. El grado de reposo es igual a:

$$R = \frac{\sigma_m}{\sigma_v}$$

Donde:

R = grado de reposo

σ_m = tensión media del ciclo de carga (N/mm²)

Para el correcto dimensionado es decisiva la seguridad contra la rotura por fatiga (SD), para lo cual se tiene que cumplir que:

$$S_D \geq 1,7 \text{ para } R > 0,25 \dots 0,75$$

Donde:

$$S_D = \frac{\sigma_g}{\sigma_v}$$

✓ Cálculo de la fuerza de rodadura

Al tener contacto, la plancha con los rodillos, se crea una fuerza de rodadura, esto se muestra cuando un cuerpo rueda sobre una superficie, deformándose uno de ellos o ambos, en este caso la plancha. Esta fuerza está indicada por la siguiente ecuación:

$$F_r = \frac{P \cdot f}{r} \quad (N)$$

Donde:

Fr = fuerza de rodadura (N)

P= fuerza aplicada (N)

f = coeficiente de rozamiento de rodadura (mm)

r = radio del rodillo (mm)

2.2.12.2 Cálculo de Bocinas para los Apoyos de los Rodillos

Bocinas de superficie plana para piezas rotatorias, también llamados bocinas, soportan cargas y consecuentemente permiten el movimiento entre sí de dos elementos de una máquina. Se llama así a este tipo de cojinetes ya que al contrario de los otros tipos de cojinetes que cuentan con elementos rodantes, estos solo constituyen un cilindro con superficie plana, tal como se exhibe en la Figura 50.

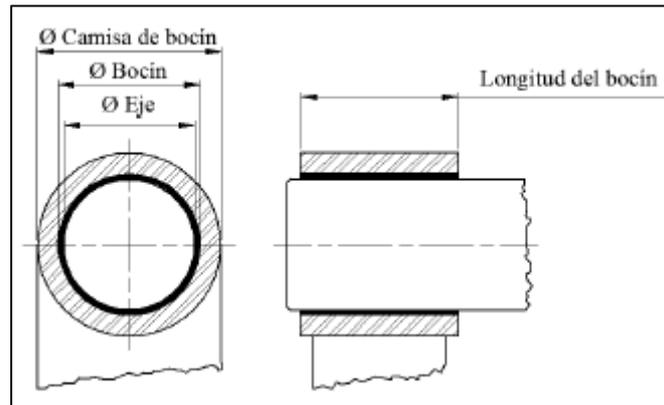


Figura 50. Bocinas de bronce. Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

Los materiales de donde se fabrican las bocinas están expuestas a compresión, fatiga, desgaste y corrosión. Una propiedad de las bocinas es ser autolubricantes.

Los cojinetes de superficie plana son fabricados de aluminio, zinc, plásticos, *babbitt* y bronce, siendo este último el más usado. Para establecer el espesor de la bocina se realiza una relación de esfuerzos, entre el esfuerzo a compresión y el esfuerzo permisible, el primer esfuerzo es establecido por la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \left(\frac{N}{mm^2} \right)$$

Donde:

σ = esfuerzo (N/mm²)

F = fuerza de compresión (N)

A = área (mm²)

El esfuerzo permisible está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{S_y}{n} \quad \left(\frac{N}{mm^2} \right)$$

Donde:

σ = esfuerzo permisible (N/mm²)

S_y = esfuerzo de fluencia o resistencia a la fluencia (N/mm²)

n = factor de seguridad

Igualando estas expresiones se obtiene lo siguiente:

$$\frac{F}{A} = \frac{S_y}{n}$$

Para lo cual, el área de la bocina será:

$$A = 2 \cdot e \cdot l$$

Donde:

e = espesor de la bocina (mm)

l = longitud de la bocina (mm)

Entonces, se tiene que el espesor necesario para la bocina será:

$$e = \frac{F \cdot n}{2 \cdot S_y \cdot l} \quad (\text{mm}) \dots\dots\dots (2.49)$$

2.2.13 Sistema de Transmisión de Potencia

El sistema de transmisión es el encargado de generar el movimiento sincronizado de los rodillos inferiores, los cuales permitirán el desplazamiento de la plancha desde un extremo de la roladora al otro. El sistema de transmisión para este caso estará conformado por un sistema de catarinas y cadenas para transmitir el movimiento.

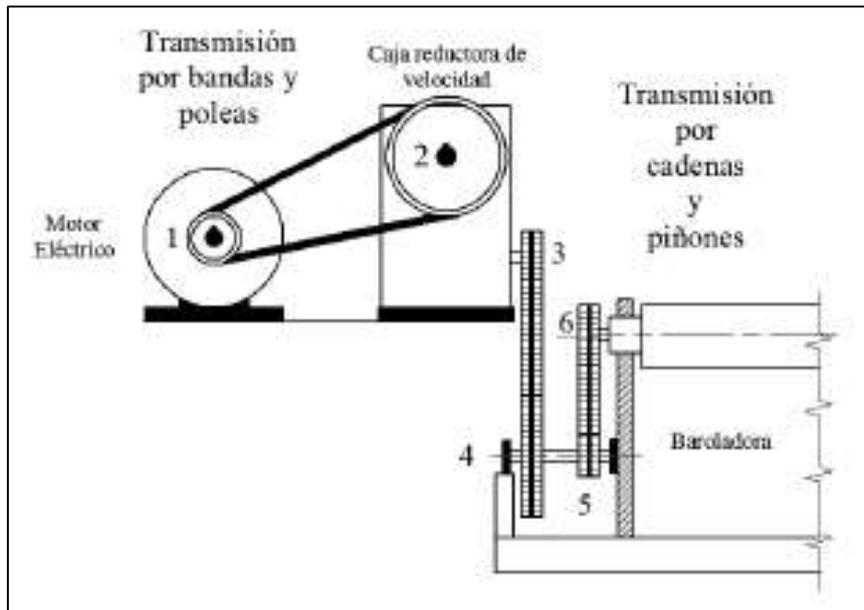


Figura 51. Sistema de transmisión de potencia mediante bandas y cadenas. Tomada de Diseño y construcción de una máquina barroladora semiautomática (6)

Iniciando con el diseño del sistema de transmisión, es de gran importancia conocer la potencia y el par de torsión requeridos para generar el movimiento de los rodillos.

Habitualmente, la potencia no es ininterrumpido a lo largo de un sistema de transmisión, esto se debe a la eficiencia del motor, la cual viene como dato de placa, pero idealmente se puede considerar que la potencia de ingreso es similar a la potencia de salida, de modo que se puede decir que la potencia transmitida generada por un motor, es la misma a través de todo el sistema, puesto que las pérdidas que se producen son muy pequeñas, dichas pérdidas se dan debido a factores como la fricción que se dan en los diferentes elementos que lo conforman, tales como: cadenas, bandas, catarinas, poleas, entre otros. Puntualizado lo anterior se puede definir a la potencia con la siguiente ecuación:

$$H = T_i \cdot \omega_i = T_o \cdot \omega_o \quad (\text{hp}) \quad \dots \quad (2.50)$$

Donde:

H = potencia (hp)

T_i = par de torsión de entrada (N.m)

T_o = par de torsión de salida (N.m)

w_i = velocidad angular de entrada (rpm)

w_o = velocidad angular de salida (rpm)

Con una potencia invariable, una relación de engranajes para reducir la velocidad angular aumentará de manera simultánea el par de torsión. (11) La relación de transmisión por medio de catarinas y poleas será:

$$K = \frac{w_i}{w_o} = \frac{T_o}{T_i} \dots\dots\dots (2.51)$$

Donde:

K = relación de transmisión (adimensional)

2.2.13.1 Selección de Motor Eléctrico

La selección del motor eléctrico para el sistema de transmisión de potencia se realiza tomando en cuenta diferentes aspectos, tanto en eficiencia de este como pérdidas de potencia formadas por los elementos que conforman el sistema, tales como: cajas reductoras, poleas, bandas, piñones y cadenas.

Obtenida la potencia del sistema se procede a obtener la potencia de salida en el eje del motor, la cual es necesaria para vencer el torque en el sistema, que está expresada por la siguiente ecuación.

$$P_{eje} = \frac{H}{n} \text{ (hp)} \dots\dots\dots (2.52)$$

Donde:

P_{eje} = potencia en el eje (hp)

n = rendimiento del motor (valor obtenido en placa del motor)

Ya obtenida la potencia en el eje, además de estandarizar, se procede a obtener la potencia real, la cual se ve afectada por los rendimientos de los diferentes sistemas de reducción que posee el sistema.

La potencia real está descrita por:

$$P_{real} = \frac{P_{cjt}}{n_t} \text{ (hp)} \dots\dots\dots (2.53)$$

Sabiendo que $n_t = n_b \cdot n_c \cdot n_p$

Donde:

n_t = rendimiento global

n_b = rendimiento bandas y poleas

n_c = rendimiento caja reductora

n_p = rendimiento piñones cadenas

2.2.13.2 Transmisión por Correas Trapezoidales

Para realizar el cálculo del sistema de transmisión por correas trapezoidales se establece la velocidad de la polea grande, velocidad de la polea pequeña, potencia a transmitir la, distancia aproximada entre centros de poleas, o la mínima y máxima permisible, tipo de máquina accionada, condiciones de funcionamiento y horas de funcionamiento. Con estos valores, se procede a corregir la potencia a transmitir en función de las condiciones de trabajo con la siguiente ecuación:

$$P_c = P \cdot C_c \text{ (hp)} \dots\dots\dots (2.54)$$

Donde:

P_c = corrección de potencia (hp)

P = potencia a transmitir (hp)

C_c = coeficiente de corrección de potencia

En función de la potencia a transmitir corregida y de la velocidad angular de la polea menor, se establece la sección de la correa, esto se realiza con la ayuda de tablas (Anexo 3), las cuales son proporcionadas por los fabricantes. Ya seleccionado el tipo de correa, se procede a determinar el diámetro primitivo de la polea menor (d), esto se hace por medio de catálogos. El diámetro primitivo de la polea mayor se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$D = d \cdot K \text{ (mm)}$$

Donde:

D = diámetro primitivo de la polea mayor (mm)

d = diámetro primitivo de la polea menor (mm)

K = relación de transmisión

Cuando no está previamente establecida la distancia entre ejes (I), esta distancia puede ser determinada mediante el siguiente criterio, para $1 \leq K \leq 3$:

$$I \geq \frac{(K+1) \cdot d}{2} + d \quad (\text{mm})$$

La longitud primitiva teórica de la correa está dada por la siguiente ecuación:

$$L = 2 \cdot I + 1,57 \cdot (D + d) + \frac{(D-d)^2}{4 \cdot I} \quad (\text{mm})$$

Donde:

L = longitud primitiva teórica de la correa (mm)

Una vez obtenida la longitud primitiva teórica de la correa, se puede seleccionar la longitud primitiva nominal de la correa (L') más aproximada al valor L , esto se hace mediante tablas que son proporcionadas por los fabricantes. Para el caso en que $L' \neq L$, se procede a calcular la distancia efectiva, dada por la siguiente ecuación:

$$I_e = I \pm \frac{L-L'}{2} \quad (\text{mm})$$

Donde:

I_e = distancia efectiva entre ejes (mm)

El cálculo del arco de contacto sobre la polea menor será:

$$\delta = 180 - 57 \cdot \frac{D-d}{I_e} \quad (^\circ) \quad \dots\dots\dots (2.55)$$

Donde:

δ = arco de contacto sobre la polea menor (°)

En la siguiente figura se muestra el arco de contacto sobre la polea menor.

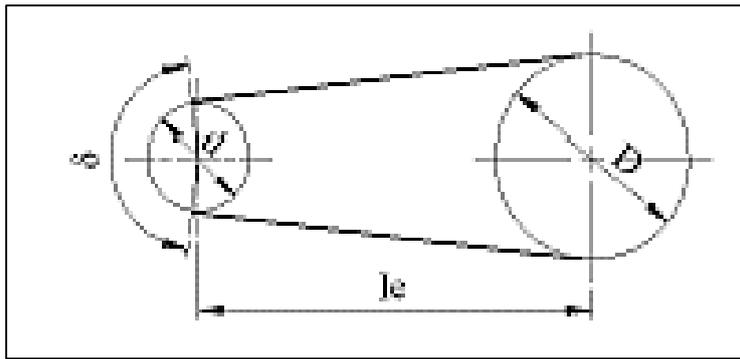


Figura 52. Arco de contacto sobre la polea menor. Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

La potencia efectiva de la correa está dada por la siguiente ecuación:

$$P_a = (P_b + P_d) \cdot C_Y \cdot C_L \quad (\text{hp}) \quad \dots\dots\dots (2.56)$$

Donde:

Pa = potencia efectiva (hp)

Pb = potencia base (hp)

Pd = potencia diferencia (hp)

Cy = factor de corrección para arcos de contacto

CL = factor de corrección en función del tipo de correa

Los valores de Pb, Pd, Cy y CL son obtenidos mediante tablas. La determinación de la cantidad de correas que son necesarias se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Núm = \frac{P_c}{P_a} \quad \dots\dots\dots (2.57)$$

Donde:

Núm = cantidad de correas (bandas)

La velocidad tangencial de la correa se obtiene de la siguiente expresión:

$$v = \frac{0,52 \cdot d \cdot N}{1000} \quad \left(\frac{m}{s} \right)$$

Donde:

v = velocidad tangencial de la correa (m/s)

d = diámetro primitivo de la polea menor (mm)

N = velocidad angular de la polea menor (rpm)

2.2.13.3 Transmisión por Cadena

Las características básicas de las transmisiones de cadena contienen una relación constante ya que no se implica al deslizamiento ni el arrastre, vida larga y capacidad para impulsar varios ejes a partiendo de una sola fuente de potencia.
(11)

Para realizar el cálculo del sistema de trasmisión por cadenas, se establece un número tentativo de dientes para el piñón de cadena de menor diámetro.

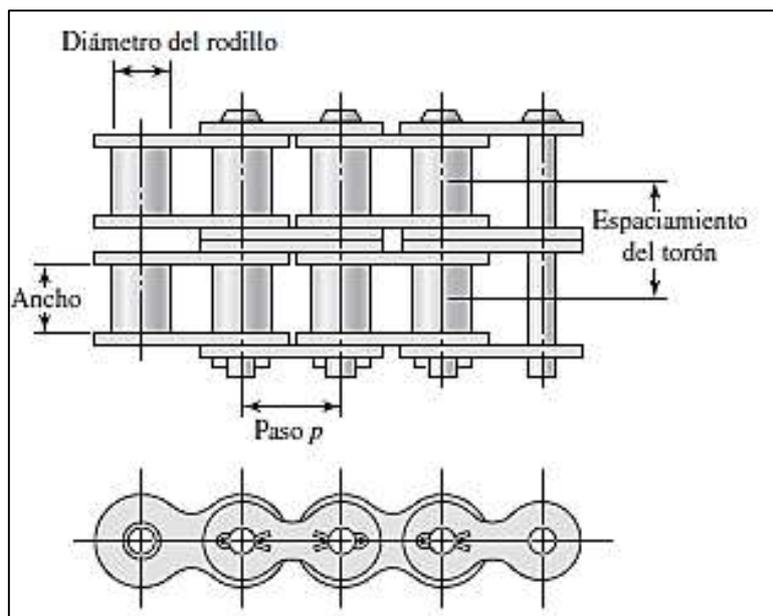


Figura 53. Partes de una cadena de rodillos. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

Tabla 17.

Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanos torón sencillo

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamiento de hileras múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	—
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Tomada de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (11)*

La resistencia a la fatiga de las planchas del eslabón rige la capacidad a bajas velocidades. La divulgación de la *American Chain Association (ACA), Chains for Power Transmission and Materials Handling (1982)* suministra, para la cadena de torón único, la potencia nominal H_1 , restringida por placa del eslabón, como (11):

$$H_1 = 0.004 N_1^{1.08} n_1^{0.9} p^{(3-0.07p)} \quad \text{hp} \quad \dots \quad (2.58)$$

Dada la potencia nominal H_2 , definida por los rodillos, como:

$$H_2 = \frac{1\,000 K_r N_1^{1.5} p^{0.8}}{n_1^{1.5}} \quad \text{hp} \quad \dots \quad (2.59)$$

Donde

N_1 = Es el número de dientes en el piñón menor

n_1 = velocidad del piñón, rpm

p = paso de la cadena en pul

$K_r = 29$ para números de cadena 25, 35; 3.4 para cadena de 41; y 17 para cadenas 40-240

Tabla 18.
Catarina disponible según el número de dientes

Números de dientes de catarina de una sola hilera disponibles de un proveedor*	
Núm.	Números de dientes de catarina disponibles
25	8-30, 32, 34, 35, 36, 40, 42, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
35	4-45, 48, 52, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
41	6-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
40	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
50	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
60	8-60, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
80	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 78, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
100	8-60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 74, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
120	9-45, 46, 48, 50, 52, 54, 55, 57, 60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 96, 102, 112, 120
140	9-28, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 39, 40, 42, 43, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 96
160	8-30, 32-36, 38, 40, 45, 46, 50, 52, 53, 54, 56, 57, 60, 62, 63, 64, 65, 66, 68, 70, 72, 73, 80, 84, 96
180	13-25, 28, 35, 39, 40, 45, 54, 60
200	9-30, 32, 33, 35, 36, 39, 40, 42, 44, 45, 48, 50, 51, 54, 56, 58, 59, 60, 63, 64, 65, 68, 70, 72
240	9-30, 32, 35, 36, 40, 44, 45, 48, 52, 54, 60

Tomada de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (11)*

Tabla 19.
Factores de corrección de dientes, K_1

Número de dientes en catarina impulsora	Potencia preextremo K_1	Potencia posextremo, K_1
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
N	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

Tomada de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (11)*

Tabla 20.
Factores de hileras múltiples, K2

Número de hileras	K2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Tomada de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (11)*

La potencia permisible H_a se determina mediante:

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab} \dots\dots\dots (2.60)$$

2.2.14 Rodamientos

Los cálculos y especificaciones planteados en la actual investigación se asientan en las recomendaciones del Grupo SKF, documento que tiene como título Catálogo SKF, (13) del cual se han extraído los procedimientos que dan la estructura para la selección del tipo y tamaño del rodamiento que se utilizó.

2.2.14.1 Selección de Rodamiento

Existen una gran variedad de rodamientos para cada tipo de esfuerzos, según la magnitud de los esfuerzos los rodamientos presentan propiedades particulares que penden de su diseño y que lo definen más o menos apropiado para una aplicación explícita. Como, por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas logran resistir cargas radiales moderadas, también cargas axiales. Tienen una baja fricción y alcanzan ser fabricados con mucha precisión y con un diseño de funcionamiento silencioso. Por ende, estos rodamientos son los predilectos para los motores eléctricos de tamaño mediano y pequeño que giran a gran velocidad.

Los rodamientos de rodillos a rótula logran soportar elevadas cargas y son autoalineables. Estas propiedades hacen que sean esencialmente adecuados,

para diligencias de ingeniería pesada, donde coexisten cargas radiales muy elevadas, flexiones del eje y desalineaciones.

En diversos casos corresponden tomar en cuenta diversos factores y diferenciar la hora de escoger un tipo de rodamiento, por tanto, no es viable dar unas reglas generales. La información de los fabricantes de rodamientos SKF servirá para mostrar los factores más trascendentales a considerar a la hora de seleccionar un rodamiento estándar, y facilitar así una correcta selección.

- Espacio disponible
- Cargas
- Desalineación
- Precisión
- Velocidad
- Funcionamiento silencioso
- Rigidez
- Desplazamiento axial
- Montaje y desmontaje
- Obturaciones integradas

2.2.14.2 Selección del Tamaño del Rodamiento

La dimensión del rodamiento para una determinada aplicación se selecciona, primero, tomando en cuenta su capacidad de carga, en correlación con las cargas que tendrá que aguantar, y según las exigencias de duración y fiabilidad. En las tablas del catálogo de productos se muestran los valores para la capacidad de carga estática C_0 y capacidad de carga dinámica C . Se tienen que verificar las cargas dinámicas manejando un aspecto característico de las situaciones de carga del rodamiento. Dicho aspecto debe contener todas las cargas de pico (elevadas) que se logren producir en ocasiones extrañas. Las cargas estáticas no solo son aquellas aplicadas al rodamiento en reposo o a bajas velocidades ($n < 10$ rpm), sino que además deben incluir el control de la seguridad estática de las cargas de choque muy elevadas (cargas de duración muy breve). (13)

- **Vida útil del sistema de rodamientos**

En la ecuación de la vida nominal SKF, los esfuerzos a consecuencia de las cargas externas se estiman junto con las tensiones tribológicas manifiestas en las zonas de contacto de los elementos rodantes. Percibir la influencia de estos sistemas de tensiones compuestas en la vida útil del rodamiento admite predecir de una manera más exacta cómo funcionará un rodamiento en una situación determinada. (13)

Comúnmente, la primordial falla en los rodamientos es causada por la fatiga del metal en las superficies de contacto. La fatiga del metal alcanza ser a causa de varios factores que incluyen, entre otros, exceso de calor, situaciones de lubricación defectuosas o con presencia de elementos contaminantes y cargas externas elevadas o indeterminadas. (13)

La vida útil calculada pertenecerá a la vida real del rodamiento si la vida de los otros componentes sea como mínimo de igual duración que la vida del rodamiento. Entre los otros componentes se puede considerar la jaula, la obturación y el lubricante. En la práctica, el factor absoluto suele ser la fatiga del metal. (13)

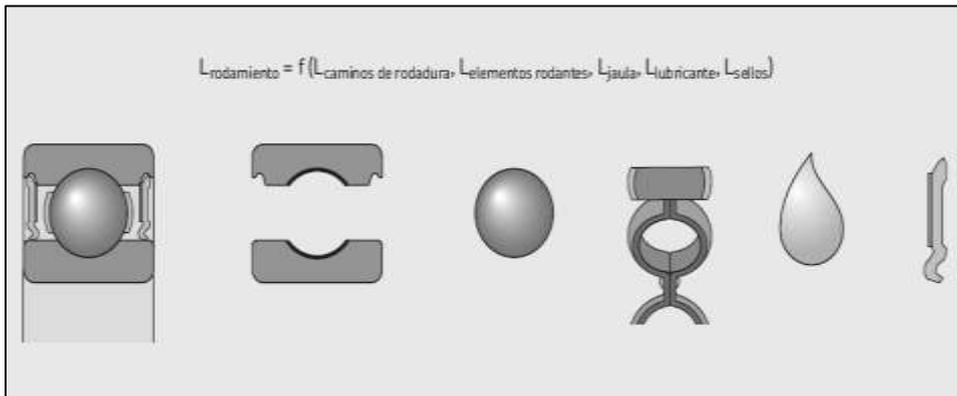


Figura 54. Vida útil del sistema de rodamientos. Tomada de Grupo SKF (13)

- **Capacidades de carga**

Regularmente, un rodamiento se selecciona conforme a su capacidad de carga en proporción a las cargas ejercidas y a las exigencias relacionadas con la vida útil del rodamiento y la confiabilidad. Los valores para la capacidad de carga dinámica básica C y la capacidad de carga estática básica C0 están enumerados en las tablas de productos.

Las circunstancias de carga dinámica y estática de los rodamientos se deben comprobar por separado e incluir todas las cargas de choque elevadas de corta duración que logren ocurrir en ocasiones excepcionales. (13)

- **Capacidades de carga dinámica**

La posibilidad de la carga dinámica básica C se emplea en los cálculos de vida útil para rodamientos expuestos a esfuerzos dinámicos, es decir, rodamientos que giran bajo carga. Enuncia la carga del rodamiento que generará una vida útil nominal básica según la normativa ISO 281 de 1 000 000 de revoluciones. Se presume que la carga es de dimensión y dirección constantes, y que es radial para los rodamientos radiales, y axial, actuando de forma centrada, para los rodamientos axiales. (13)

El límite de carga dinámica básicas de los rodamientos SKF se establecen acorde a las instrucciones definidas en la norma ISO 281. Las capacidades de carga que se muestran en este catálogo son permitidas para los rodamientos de acero al cromo que toman tratamiento térmico hasta obtener una dureza mínima de 58 HRC y que trabajan en condiciones normales. Los rodamientos poliméricos son una excepción. (13)

- **Capacidades de carga estática**

La aptitud de carga estática básica, según se precisa en la norma ISO 76, pertenece a una tensión de contacto calculada en el centro de mucho mayor contacto entre los elementos rodantes y el camino de rodadura. Las magnitudes de tensión de contacto son los siguientes (13):

- ✓ 4 600 MPa son para rodamientos de bolas autoalineables
- ✓ 4 200 MPa son para todos los demás rodamientos de bolas
- ✓ 4 000 MPa son para todos los rodamientos de rodillos

Esta tensión origina la deformación estable total del elemento rodante y del camino de rodadura, que es alrededor de 0,0001 del diámetro del elemento rodante. Las cargas son meramente radiales para los rodamientos radiales, y para los rodamientos axiales son cargas axiales y centradas. (13)

La capacidad de carga estática básica C_0 se maneja en estas condiciones:

- ✓ Velocidades de giro bajas ($n < 10$ rpm)
- ✓ Movimientos oscilantes muy lentos
- ✓ Rodamientos fijos bajo carga durante períodos prolongados

La comprobación de las cargas estáticas de los rodamientos se efectúa demostrando el factor de seguridad estática de la aplicación, que se concreta de la manera siguiente:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o}$$

Donde:

S_o = factor de seguridad estática

C_o = capacidad de carga estática básica [kN]

P_o = carga estática equivalente del rodamiento [kN]

Selección del tamaño del rodamiento utilizando las fórmulas de la vida útil según SKF. (13)

• Vida útil

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281:1990 es definido como:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \dots\dots\dots (2.61)$$

Si la velocidad es constante, es preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10} \dots\dots\dots (2.62)$$

Donde:

L_{10} = vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [millones de revoluciones]

L_{10h} = vida nominal SKF (con una confiabilidad del 90%) [horas de funcionamiento]

C = capacidad de carga dinámica básica (kN)

P = carga dinámica equivalente del rodamiento (kN)

n = velocidad de giro (rpm)

p = exponente de la ecuación de la vida útil

– para los rodamientos de bolas, $p = 3$

– para los rodamientos de rodillos, $p = 10/3$

- **Vida nominal SKF**

En cuanto a los rodamientos modernos de muy buena calidad, la vida nominal o básica se puede descarriar elocuentemente de la vida de servicio real en una aplicación determinada. La vida de servicio en una aplicación pende de una diversidad de componentes, entre los que se halla la lubricación, el grado de contaminación, la desalineación, el montaje adecuado y las condiciones ambientales. (13)

Por tal motivo, la normativa ISO 281:1990/Amd 2:2000 contiene una fórmula de la vida concreta para perfeccionar la vida nominal. Este cálculo de la vida usa un factor de ajuste para considerar las condiciones de lubricación y contaminación del rodamiento y el límite de fatiga del material. (13)

Además, la norma ISO 281:1990/Amd 2:2000 admite que los constructores de rodamientos confíen un método apropiado para calcular el factor de ajuste de la vida a utilizar a un rodamiento en base a las circunstancias de funcionamiento. El factor de ajuste de la vida a_{SKF} emplea el concepto de carga límite de fatiga P_u análogo manejado cuando se ejecutan cálculos para otros componentes de la máquina. Los valores para la carga límite de fatiga se localizan en las tablas de productos. Además, con el fin de manifestar las condiciones de funcionamiento de la aplicación, el factor de ajuste de la vida a_{SKF} utiliza las condiciones de lubricación (relación de viscosidad k) y del factor h_c para el nivel de contaminación. (13)

Nuestra ecuación para la vida nominal SKF se rige con la normativa ISO 281:1990/Amd 2:2000:

$$L_{nm} = a_1 \times a_{SKF} \times L_{10} = a_1 \times a_{SKF} \times \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Si la velocidad es invariable, la vida consigue expresarse en horas de funcionamiento empleando la ecuación:

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 n} L_{nm}$$

Donde:

L_{nm} = Es la vida nominal SKF (con un 100 – n1) % de fiabilidad, millones de revoluciones.

L_{nmh} = Es la vida nominal SKF (con un 100 – n1) % de fiabilidad), horas de funcionamiento.

L_{10} = Es la vida nominal básica (90 % de fiabilidad), millones de revoluciones

a_1 = factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad (Tabla 21)

a_{SKF} = factor de ajuste de la vida SKF (Figuras 55 a 58)

C = capacidad de carga dinámica, kN

P = carga dinámica similar del rodamiento, kN

n = velocidad de giro, rpm

p = exponente de la ecuación de la vida

= 3 para los rodamientos de bolas

= 10/3 para los rodamientos de rodillos

V_1 = viscosidad de aceite a temperatura de funcionamiento

Tabla 21.

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1			
Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
%	n	L_{nm}	a_1
		millones de revoluciones	
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Tomada de Grupo SKF (13)

- **Factor a_{skf} de modificación de la vida útil de SKF**

Ya citado anteriormente, este factor simboliza la correlación existente entre el coeficiente de la carga límite de fatiga (P_u/P), las situaciones de lubricación (relación de viscosidad k) y el nivel de contaminación del rodamiento (n_c). Los valores para el factor a_{skf} se logran obtener de cuatro diagramas, dependiendo del tipo de rodamiento, como función de n_c (P_u/P) para los rodamientos SKF estándar y SKF *Explorer* y los diferentes valores de la relación de viscosidad k , los diagramas se mencionan a continuación. (13)

Figura 55: rodamientos radiales de bolas

Figura 56: rodamientos radiales de rodillos

Figura 57: rodamientos axiales de bolas

Figura 58: rodamientos axiales de rodillos

También, la viscosidad de aceite a temperatura de funcionamiento (v_1):

Figura 59: viscosidad de aceite a temperatura nominal de funcionamiento.

Estos diagramas se sustentan en los valores típicos y en el tipo de factores de seguridad habitualmente asociados con las cargas límites de fatiga para otros componentes mecánicos. (13)

Considerando las simplificaciones inherentes de la ecuación de la vida nominal SKF, inclusive con unas condiciones de funcionamiento identificadas con exactitud, no tiene sentido usar valores para a_{skf} superiores a 50. (13)

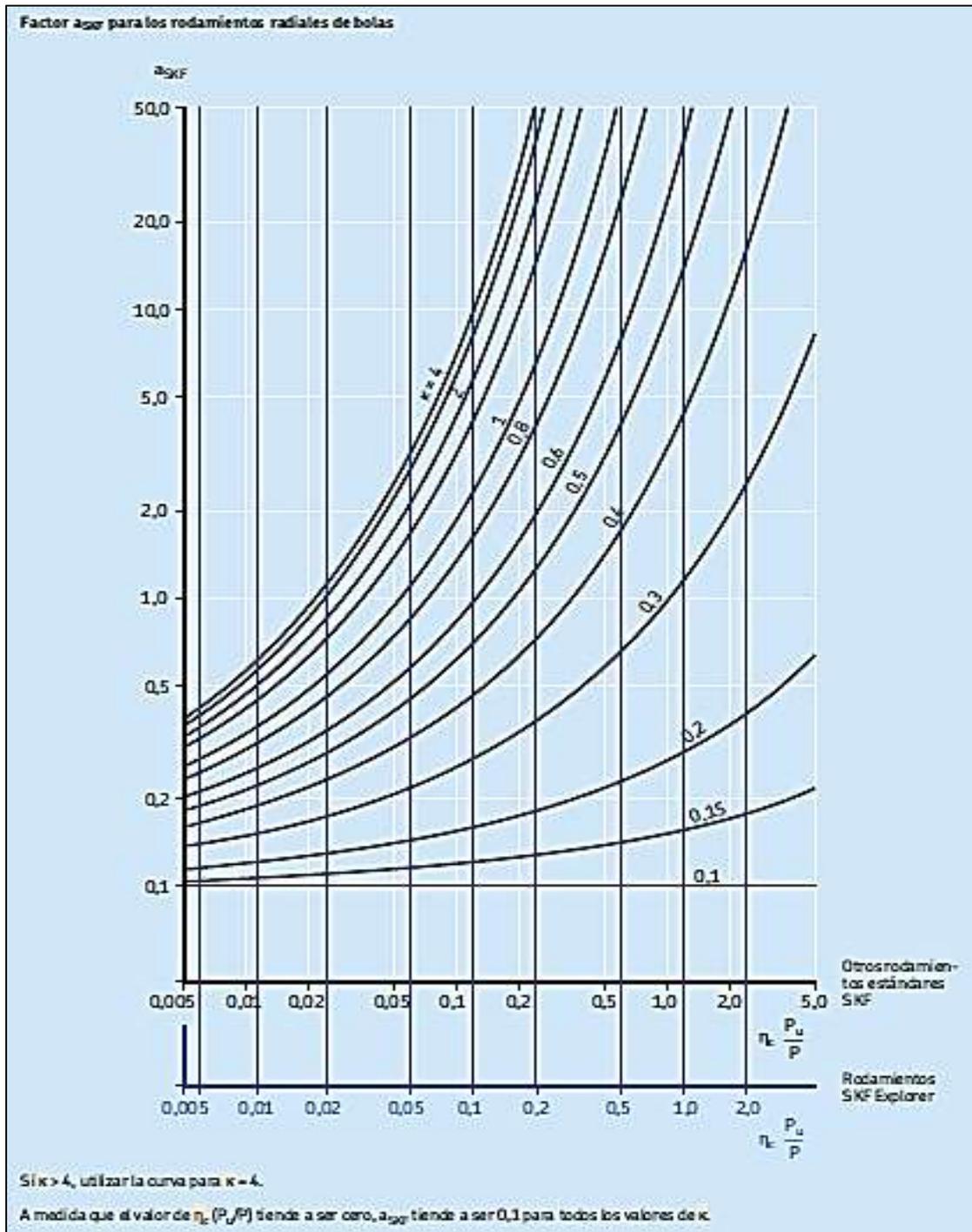


Figura 55. Factor a_{skf} para los rodamientos radiales de bolas. Tomada de Grupo SKF (13)

Factor a_{SKF} para los rodamientos radiales de rodillos

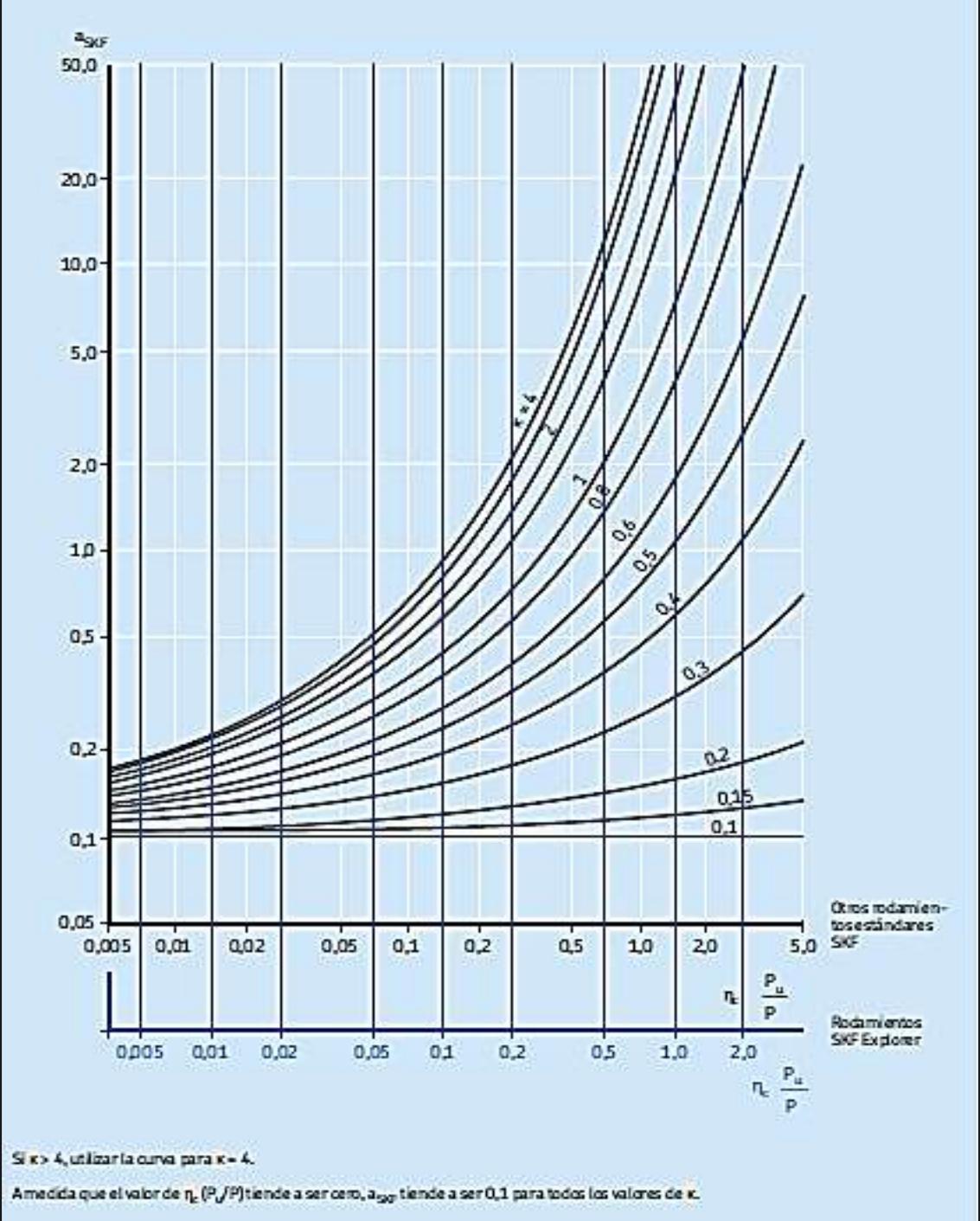


Figura 56. Factor a_{skf} para los rodamientos radiales de rodillos. Tomada de Grupo SKF (13)

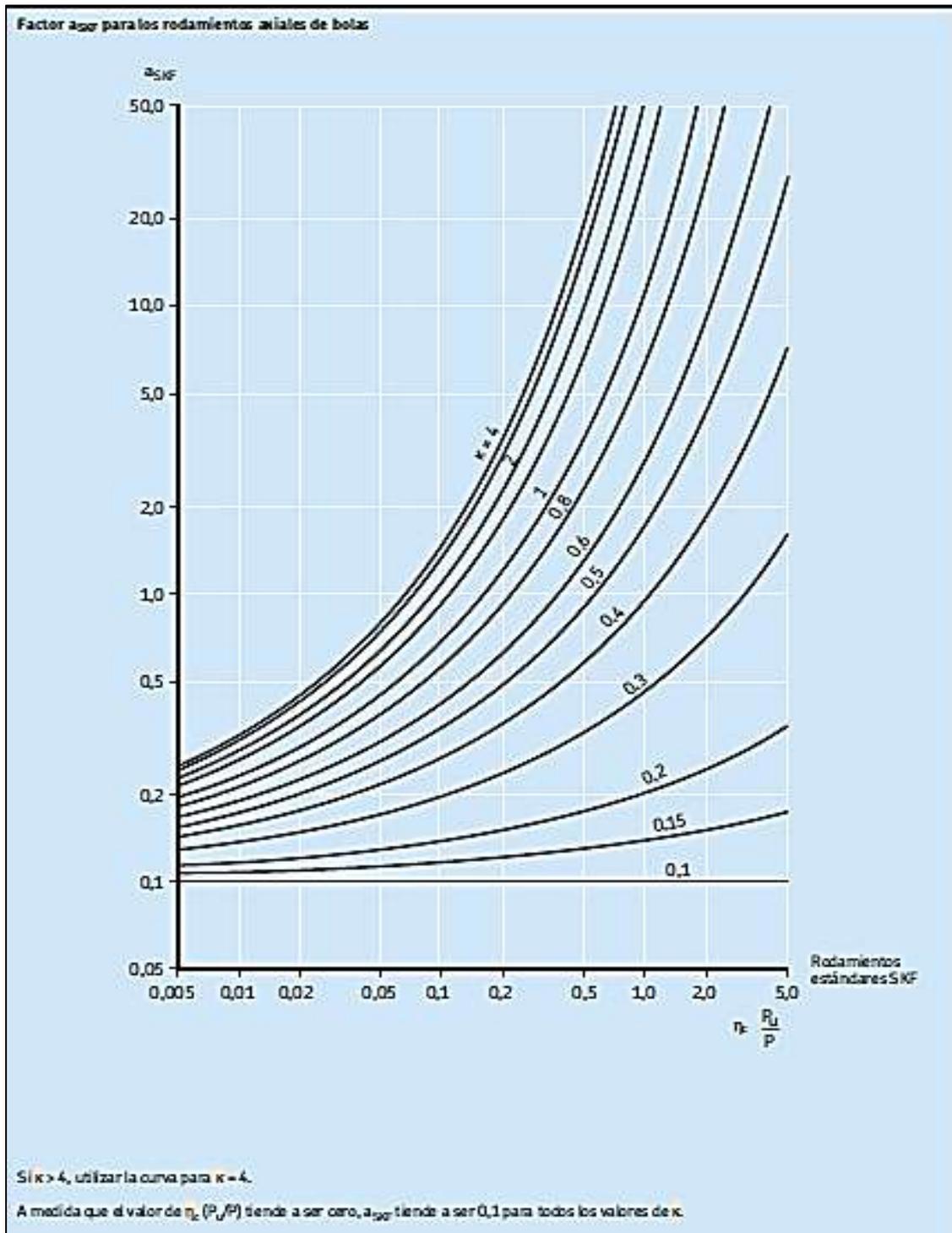


Figura 57. Factor a_{skf} para los rodamientos axiales de bolas. Tomada de Grupo SKF (13)

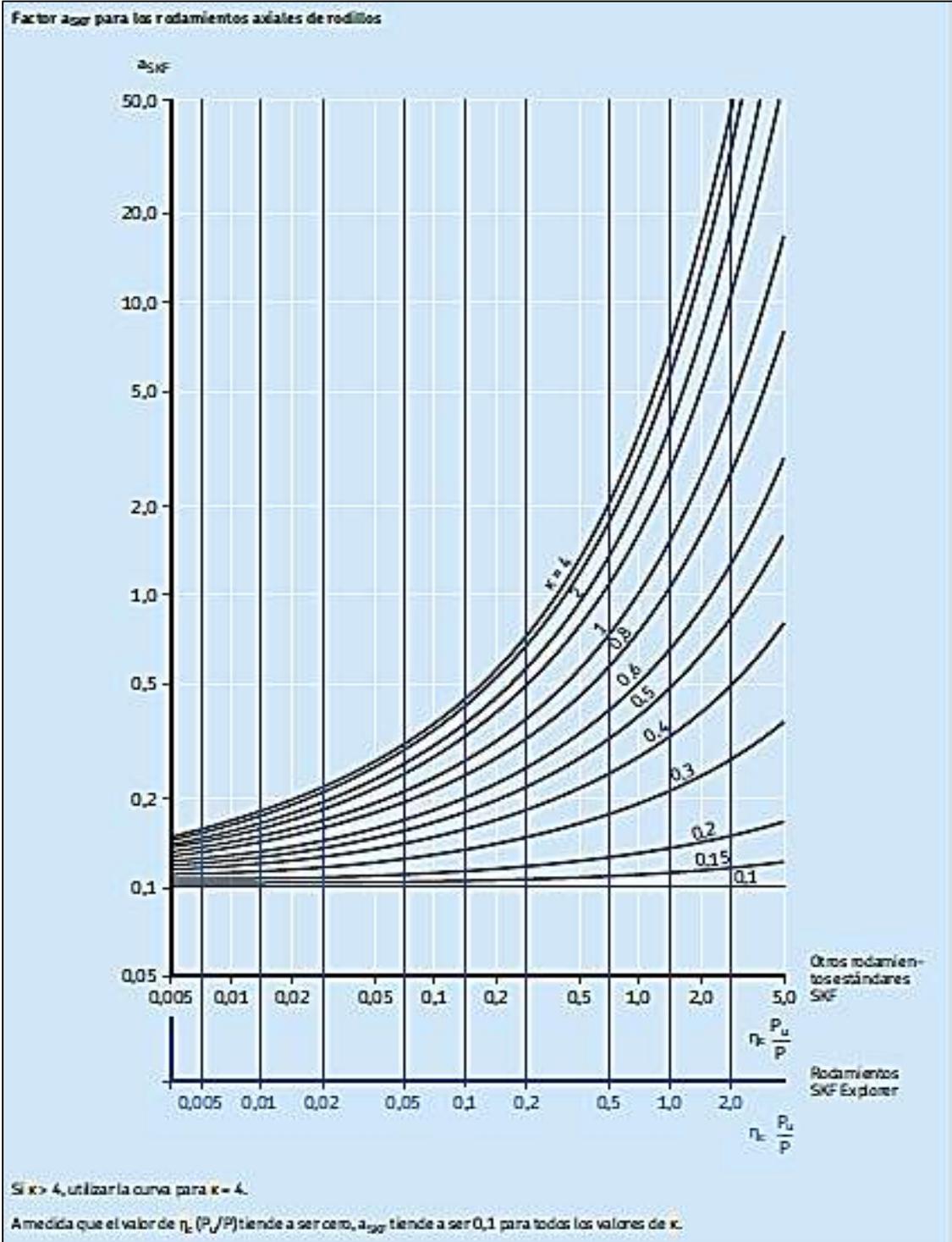


Figura 58. Factor a_{skf} para los rodamientos axiales de rodillos. Tomada de Grupo SKF (13)

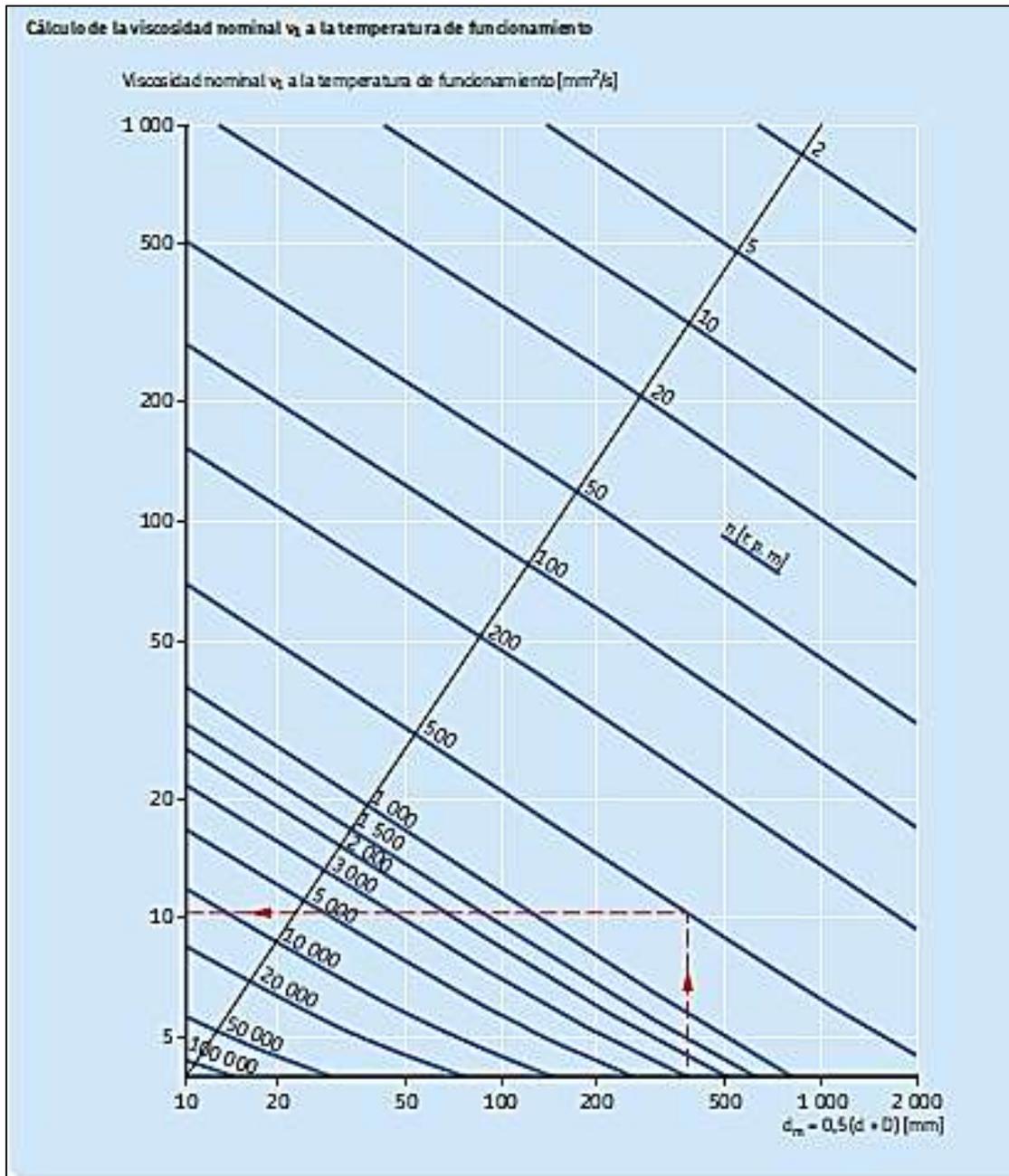


Figura 59. Cálculo de la viscosidad nominal ν_1 a la temperatura de funcionamiento.
Tomada de Grupo SKF (13)

2.2.15 Diseño de Chavetas

2.2.15.1 Definición de Chavetas

Las chavetas son elementos desmontables ubicados entre las superficies de un eje y el cubo de un elemento transmisor de potencia, evitando que se provoquen deslizamientos de una pieza sobre la otra y permitiendo la transmisión del par de torsión de un elemento a otro.

Los canales donde se alojan las chavetas se llaman chaveteros, estos se diseñan de tal forma que la mitad de la altura de la chaveta se ubique sobre el eje y la otra mitad en el cubo del elemento transmisor.

2.2.15.2 Cálculo de Chaveta

Conociendo inicialmente el diámetro del eje se procede a efectuar la selección de la chaveta mediante tablas, según la norma correspondiente, por lo tanto, lo único que se debe calcular es la longitud y el material de la chaveta.

En la Figura 60 se manifiestan las fuerzas que actúan en la chaveta.

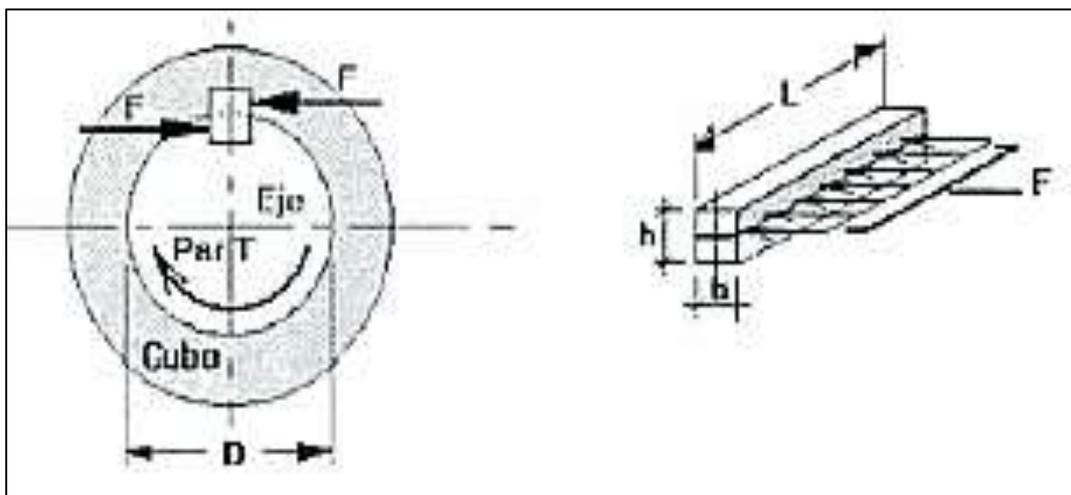


Figura 60. Fuerzas que actúan en la chaveta. Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

Existen dos métodos básicos de falla en las chavetas, por cortadura y por aplastamiento. Por cortadura, la longitud mínima ($L_{mín.}$) estará dada por la siguiente ecuación:

$$L_{mín.1} = \frac{2 \cdot T}{\tau_d \cdot D \cdot b} \quad (mm) \quad \dots\dots\dots (2.63)$$

Donde:

T = par a transmitir (N.mm)

τ_d = tensión por cortadura de diseño (N/mm²)

D = diámetro del eje (mm)

b = ancho de la chaveta, valor normalizado (mm)

La tensión por cortadura de diseño se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_d = 0,5 \cdot \frac{S_y}{N} \quad \left(\frac{N}{mm^2}\right) \dots\dots\dots (2.64)$$

En aplicaciones industriales habituales es adecuado un coeficiente de seguridad, N=3

Por aplastamiento la longitud mínima ($L_{mín.}$) estará representada por la siguiente ecuación:

$$L_{mín.2} = \frac{4 \cdot T}{\sigma_d \cdot D \cdot h} \quad (mm)$$

Donde:

T = par a transmitir (N.mm)

σ_d = tensión de diseño (N/mm²)

D = diámetro del eje (mm)

h = altura de la chaveta, valor normalizado (mm)

La longitud mínima que se adoptará para el diseño de la chaveta será la de mayor valor entre los métodos.

2.2.16 Tornillos de Potencia

El tornillo de potencia es un mecanismo que se emplea en maquinaria para variar el movimiento angular a movimiento lineal y, frecuentemente, para transferir potencia. Entre las aplicaciones familiares se envuelven los tornillos de tornos y los tornillos para prensas de banco, prensas de sujeción y gatos. (11)

En la Figura 61 se observa una utilización de los tornillos de transmisión de potencia de un gato accionado manualmente. (11)

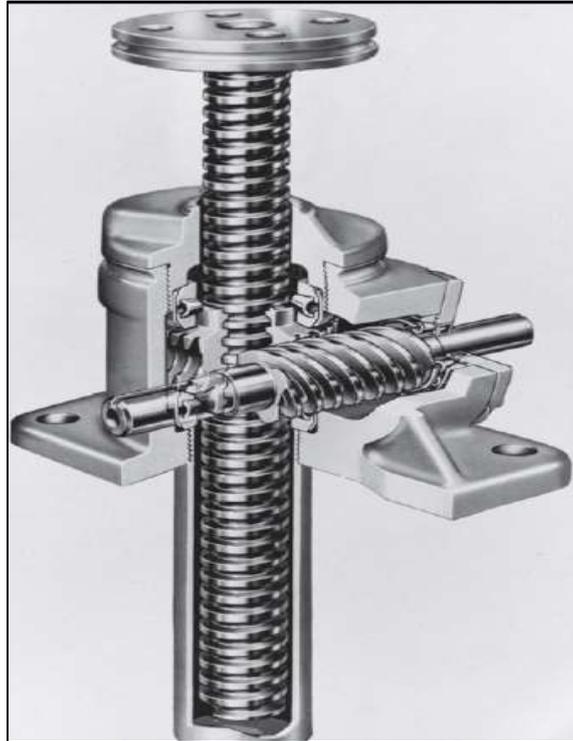


Figura 61. Gato de tornillo sinfín Joyce. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

En la Figura 62 se muestra un tornillo de potencia de rosca cuadrada con rosca simple, teniendo un diámetro medio d_m , un paso p , y el ángulo de la hélice Ψ y un ángulo de avance λ soportando la fuerza de compresión axial F . (11)

Inicialmente, suponga que una rosca del tornillo se despliega (Figura 63) fielmente una vuelta. Inmediatamente, el borde de la rosca constituirá la hipotenusa de un triángulo rectángulo donde su base es la circunferencia del círculo de diámetro medio de la rosca, mientras que la altura está dada por el avance. (11)

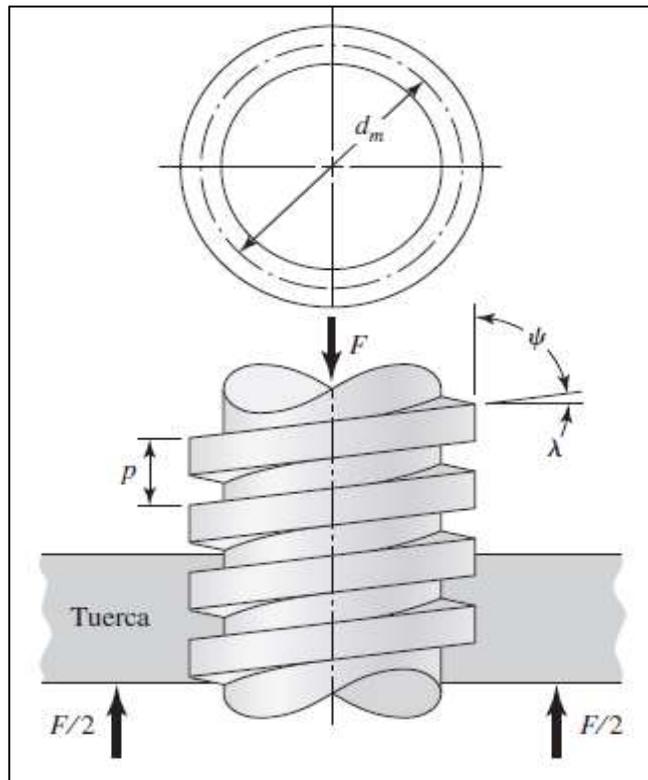


Figura 62. Partes de un tornillo de potencia. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

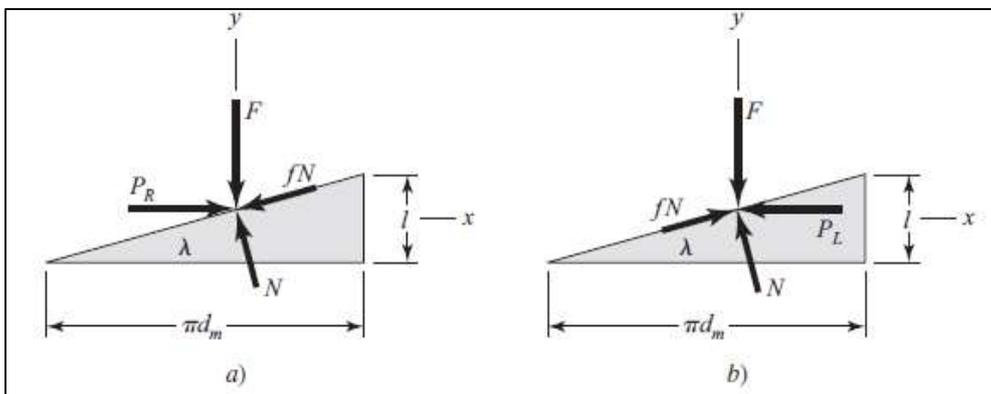


Figura 63. Diagrama de fuerzas a) Al subir la carga, b) Al bajar la carga. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

2.2.16.1 Tornillo de Potencia Cuadrado y ACME

En tornillos de potencia, las roscas más utilizadas en el fileteado del tornillo son la rosca cuadrada y la rosca ACME.

Sin embargo, la rosca cuadrada es la que posee mucho mayor rendimiento y eficiencia, se opta principalmente por la rosca ACME con ángulo de 29° (Figura 64) por el buen ajuste que logra este tipo de rosca. (11)

También, otro factor que interviene es que la rosca cuadrada no está normalizada, por el contrario, la rosca Acme sí lo está, lo que admite su fácil fabricación por medio de todos los procedimientos existentes de fabricación. (11)

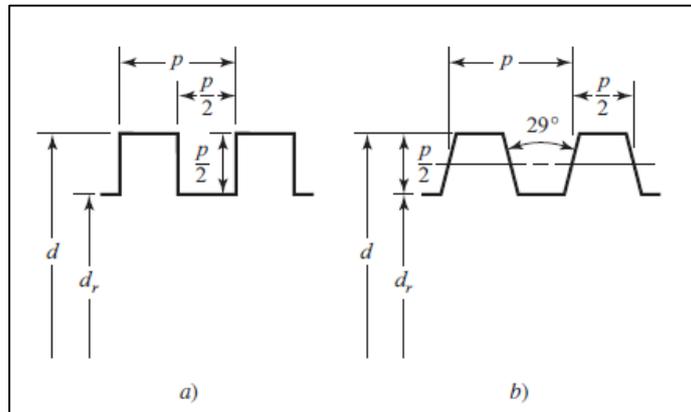


Figura 64. A) Rosca cuadrada, B) Rosca ACME. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

2.2.16.2 Cálculo de Tornillo de Potencia

Si se evidencia que el par de torsión es el resultado de la fuerza F y el radio medio $d_m/2$, para elevar la carga se consigue escribir (Figura 62).

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - f l} \right) \dots\dots\dots (2.65)$$

2.2.17 Ajustes y Tolerancias

Como diseñador se tiene autonomía para acoger cualquier disposición geométrica de ajuste para ejes y agujeros que responda a la función planteada. Se ha almacenado una experiencia bastante buena con situaciones usualmente repetidas para hacer normas útiles. En los Estados Unidos existen dos normas de límites y ajustes: una se fundamenta en unidades del sistema inglés y la otra en unidades del sistema métrico. Las normas se diferencian en nomenclatura, definiciones y organización. No valdría de nada estudiar por apartado cada uno de los sistemas. La versión métrica es la más nueva de las dos y está bien organizada, por lo que en este apartado solo se muestra esta versión, pero se envuelve un conjunto de conversiones al sistema inglés para consentir que se utilice el mismo sistema con cualquier tipo de unidades. (11)

Los enunciados que se muestran en la Figura 65 se manifiestan de la siguiente manera:

- **Tamaño básico:** es el tamaño del material al cual se establecen límites o desviaciones, dichos límites también se aplican para ambos elementos del ajuste.
- **Desviación:** es la diferencia algebraica o el juego existente entre un tamaño y el tamaño básico correspondiente.
- **Desviación superior:** viene a ser la diferencia algebraica entre el límite máximo y el tamaño básico correspondiente.
- **Desviación inferior:** viene a ser la diferencia algebraica entre el límite mínimo y el tamaño básico correspondiente.
- **Desviación fundamental:** viene a ser la desviación superior o inferior, en función de cuál se aproxime más al tamaño básico.
- **Tolerancia:** viene a ser la diferencia entre los límites de tamaño máximo y mínimo de una parte.
- **Grado de tolerancia internacional:** viene a ser el conjunto de números IT (abreviaturas en inglés de la tolerancia internacional) que destinan grupos de tolerancia tales que, las tolerancias de un número IT en particular, tengan el semejante nivel relativo de exactitud, pero que varíen según el tamaño básico.
- **Agujero base:** este representa un sistema de ajustes correspondientes a un tamaño de agujero básico. La desviación fundamental es H.
- **Árbol base:** este representa un sistema de ajustes correspondiente a un tamaño de eje básico. La desviación fundamental es h. Aquí no se incluye al sistema de eje base. (11)

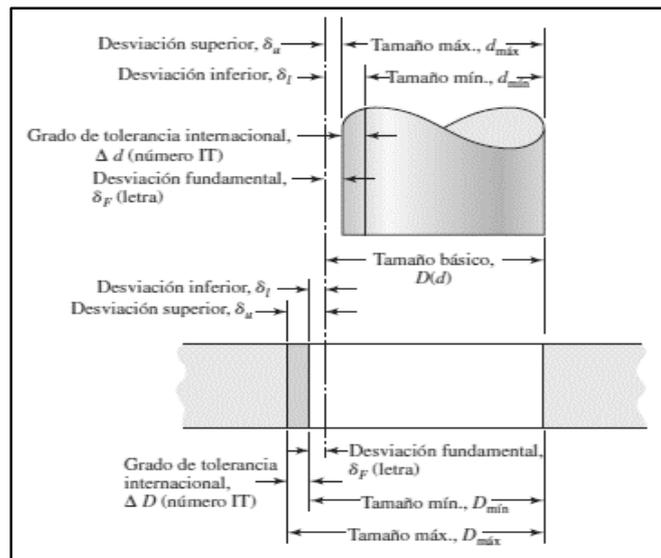


Figura 65. Definiciones aplicadas a un ajuste cilíndrico. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

2.2.18 Factor de Seguridad

La carga máxima que puede resistir a un elemento estructural o un componente de maquinaria en condiciones normales de uso es considerablemente más pequeña que el esfuerzo último. Este esfuerzo más pequeño se conoce como la carga permisible y, ocasionalmente como la carga de trabajo o carga de diseño. Asimismo, solo una fracción de la capacidad última de carga del elemento se utiliza cuando se emplea la carga permisible. La razón de la carga última y la carga permisible se utiliza para definir el factor de seguridad. (10)

$$\text{Factor de seguridad} = F.S = \frac{\text{Carga última}}{\text{Carga permisible}}$$

Una definición alterna del factor de seguridad se establece en el uso de esfuerzos:

$$\text{Factor de seguridad} = F.S = \frac{\text{Esfuerzo último}}{\text{Esfuerzo permisible}}$$

Tabla 22.

Factor de seguridad recomendado para la construcción de máquinas

Caso	Factor de Seguridad FS	Observaciones
1	1,25 ... 1,5	Para materiales excepcionalmente confiables usados bajo condiciones controladas y sujetos a carga y esfuerzos que pueden determinarse con exactitud. Una consideración muy importante es que casi siempre se usan para pesos pequeños.
2	1,5 ... 2	Para materiales bien conocidos, para condiciones de medio ambiente razonablemente constante y sujeto a carga y esfuerzos que puedan calcularse con facilidad.
3	2 ... 2,5	Para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse.
4	2,5 ... 3	Para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
5	3 ... 4	Para materiales no experimentados usados para condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
6	3 ... 4	Deberá también usarse con materiales mejor conocidos que vayan a usarse en condiciones ambientales inciertas o sujetos a cargas y esfuerzo inciertos.
7		Cargas repetidas: son aceptables los factores indicados en los puntos 1 al 6, pero debe aplicarse el límite de rotura por carga cíclica o esfuerzo de fatiga en lugar del esfuerzo de fluencia del material.
8		Fuerza de impacto: son aceptables los factores dados en los puntos 3 al 6, pero deberá incluirse un factor de impacto.
9		Materiales frágiles: si se considera a la resistencia máxima (σ_R) como la máxima teórica, los factores indicados en los puntos 1 al 6 deberán multiplicarse por 2.
10		Para el caso deseable de tener factores elevados, deberá efectuarse un análisis muy completo del problema antes de decidir sobre su uso.

Tomada de Academia.edu

2.2.19 Simulación con Software CAD (*Autodesk Inventor Professional*)

Autodesk Inventor Professional, como software CAD 3D y diseño mecánico 3D, también permitir crear todos los planos del proyecto, admite mediante inventor simulation, ejecutar el análisis de los puntos débiles y fuertes de los modelos.

Esto significa que, sin obligación de un programa fuera de *Autodesk Inventor*, se puede examinar y analizar el comportamiento de las piezas en el mundo real, elaborando un análisis de tensión y deformación, por medio de la tecnología ANSYS que incorpora *Inventor*. El propósito de esta función extra de *Inventor* es que, sin obligación de tener conocimientos específicos de análisis y cálculo, se es capaz de efectuar esta trascendental tarea puramente definiendo las cargas a las que será sometida una pieza, para que el programa cree automáticamente una malla FEA (Análisis de Elementos Finitos), y así suministre información sobre el rendimiento del material y el factor de seguridad.

2.2.19.1 Análisis por Elementos Finitos (FEA)

El análisis por elementos finitos (FEA) es un procedimiento computarizado para anunciar cómo se comportará un producto ante las fuerzas de vibración, el flujo de fluidos, el calor, fatiga y otros efectos físicos del mundo real. El análisis de elementos finitos da a conocer si un elemento se romperá, desgastará o funcionará como se espera.

El FEA descompone o divide un objeto real en un amplio número (cientos de miles) de elementos finitos, así como pequeños cubos. Las ecuaciones matemáticas admiten predecir el comportamiento de cada elemento bajo las cargas o efectos físicos aplicados. Luego, el software suma todos los comportamientos individuales para predecir el comportamiento real del objeto (Figura 66).

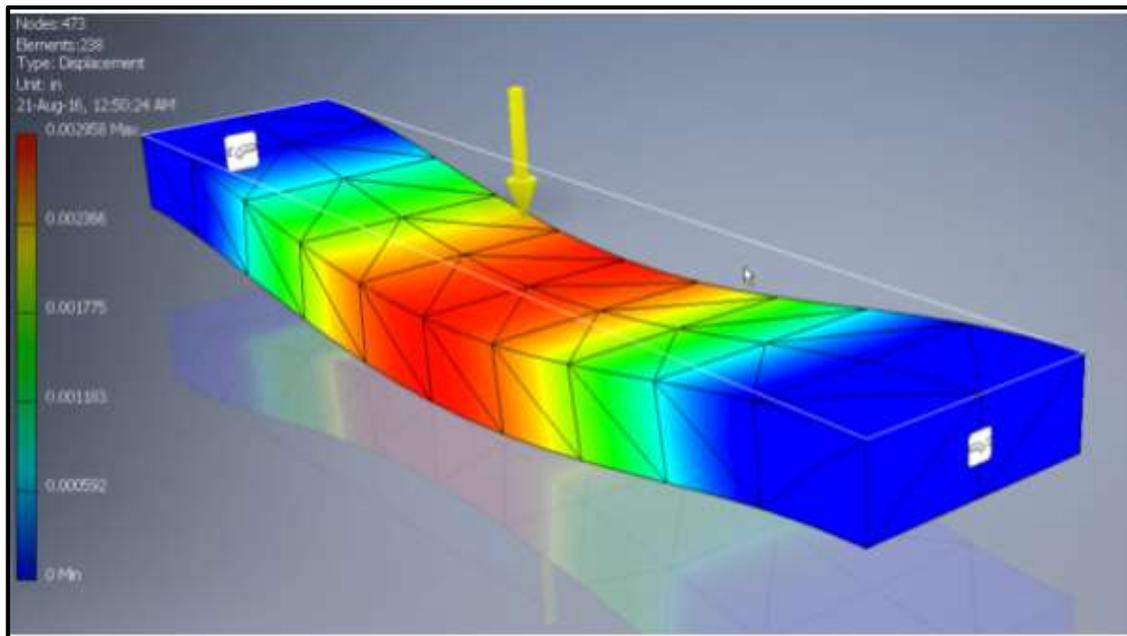


Figura 66. Análisis por elementos finitos. Tomada de CADSETTEROUT

2.3 Definición de Términos Básicos

2.3.1 Definiciones Básicas

AISI	Instituto Americano del hierro y el acero
AGMA	Asociación Americana de fabricantes de engranajes
VDI	Asociación Alemana de Ingenieros
ISO	Organización Internacional de Normalización

ASTM	Asociación Americana de Ensayo de Materiales
AWS	Sociedad Americana de Soldadura
FEA	Análisis por Elementos Finitos
DCL	Diagrama de Cuerpo Libre
DFC	Diagrama de Fuerzas Cortantes
DMF	Diagrama de Momentos Flectores

2.3.2 Lista de Símbolos

K_f	Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión
K_t	Factor de concentración de esfuerzo en flexión
q	Sensibilidad a la muesca de materiales sometida a flexión inversa de cargas axiales inversas
K_{fs}	Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión
K_{ts}	Factor de concentración de esfuerzo en torsión
q_{cons}	Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa
Y	Factor de forma de Lewis
C_p	Coefficiente elástico
K_o	Factor de sobrecarga
K_v	Factor dinámico
K_s	Factor de tamaño
K_m	Factor de distribución de carga
K_B	Factor de espesor de aro
Y_N	Factor de ciclo de esfuerzo
Y_J	Factor geométrico
K_R	Factor de confiabilidad
K_t	Factor de temperatura
C_p	Coefficiente elástico

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 Método y Alcance de Investigación

3.1.1 Tipo de Investigación

El tipo de investigación es tecnológico, cuyo propósito es aplicar el conocimiento científico para solucionar los diferentes problemas que benefician a la sociedad como la falta de tecnología para la máquina multiprocesos, que beneficiará a los constructores, albañiles y cerrajeros de la región, y ejecutar en forma práctica los ensayos de acuerdo con la operacionalización de variables.
(8)

3.1.2 Nivel de Investigación

El nivel de investigación que se aplicó es el nivel aplicativo, porque se diseñó y simuló el prototipo para evaluar el funcionamiento de la máquina dobladora y ponerlo en la práctica para cumplir el objetivo.

“En una investigación aplicada, de diseño o de innovación; debe evaluarse si la combinación de configuraciones y diseño de estructuras y elementos de máquina del objeto de investigación ha permitido realizar el doblado y rolado”.
(8)

3.1.3 Metodología Aplicada para el Desarrollo de la Solución

El actual trabajo de investigación está fundado en los términos de la Asociación Alemana de Ingenieros VDI 2221, con el título de Metodología de Diseño en Ingeniería Mecánica desde el del cual se elabora la estructura y coherencia al plan metodológico de diseño de la actual tesis. (3)

3.1.4 Lista de Exigencias

Comúnmente, para iniciar el diseño, los datos se obtienen de la exposición de una situación problemática o de una serie de exigencias. En esta sección se trata de elaborar una solicitud, un pedido preciso de un sistema técnico con una serie de exigencias adecuadamente clasificadas y cuantificadas. (3)

3.1.4.1 Asumir el Problema en Forma Crítica

Numerosas veces la información que se entrega como un pedido es defectuosa, incompleta, imprecisa, contradictoria, falsa e incomprensible. Para resolver todos estos puntos se debe asumir el problema en forma crítica y en base a las precisiones necesarias, el pedido debe ser percibido sin tener lugar a dudas.

En esta fase se evitan las equivocaciones, construcciones erróneas, trabajos duplicados, incumplimiento de plazos de entrega; y consecuentemente se evitan también los malos gastos económicos y legales que lograrán ocurrir por los problemas de información. Últimamente, se debe abordar el problema o labor como un contrato, donde estén escritas todas las especificaciones del problema que se plasman en una lista de exigencias. (3)

3.1.4.2 Averiguar el Estado de la Tecnología

Esto se concibe averiguando lo que crea la competencia, también buscando literatura especializada, catálogos, manuales, información técnica, revistas técnicas, tesis, información en Internet y patentes sobre el tema que se está desarrollando. También se debe averiguar recomendaciones y normas nacionales e internacionales. Muchas veces existen asociaciones que cuentan con información que se puede utilizar, por ejemplo, normas y reglamentos, estadísticas, prácticas usuales, etc. (3)

Una fuente importante de referencia es cuando se puede tener contacto directo con la asequible tecnología a emplear, esto se puede hacer visitando ferias, fábricas, proveedores o incluso documentando las vivencias (prácticas, trabajos, etc.). Toda esta noticia se tiene que clasificar y analizar para poder identificar el problema. A menudo la solución del problema y su calidad depende mucho del grado de fiabilidad de la información técnica que se tiene y procesa el diseñador. (3)

3.1.4.3 Analizar la Situación del Problema

La experiencia de la persona solicitante del diseño da al diseñador las posibilidades de realización del diseño. Estas posibilidades se deben de discutir, y es aquí adonde de alguna manera se irán definiendo las propiedades del diseño. El diseñador debe emprender un cuestionario de preguntas para el cliente, los temas de las preguntas deben de estar relacionadas con: plazos de entrega, tecnología a emplear, costos, etc. (3)

3.1.4.4 Comprobar las Posibilidades de Realización

La manifestación de las posibilidades de realización (*feasibility*) por un lado se basa el punto de vista técnico, al contrario, desde el punto de vista económico. El primero se describe como el manejo y conocimiento de la técnica, tecnología y ciencia; el segundo punto de vista narra el empleo de los recursos humanos (expertos) y materiales que se tienen que aplicar para alcanzar resultados exitosos. Contemplar también los caminos que quedan libres para el desarrollo del diseño. Si no es posible consumir el diseño entonces se tienen que mencionar los requerimientos que lo hagan posible. Por ejemplo: nuevas pruebas e investigaciones, plantear ensayos, investigar sobre las propiedades de materiales a tratar, perpetrar analogías y comparaciones (trabajar con modelos). (3)

3.1.4.5 Completar las Exigencias, Ordenarlas y Cuantificarlas, Colocar Prioridades

En esta etapa del diseño (especificar el problema) se debe ordenar y completar la información recogida del cliente en cuanto a las condiciones que debe satisfacer el diseño. (3)

Esto se hace fundamentalmente en 2 fases:

Exigencia: son los requerimientos que se deben cumplir bajo cualquier circunstancia, quiere decir que, si algunas de las características marcadas como **E** no es cumplida, el producto diseñado es inadmisibile.

Deseo: cuando se trata solo de aspiraciones o anhelos sin consecuencias contradictorias con el objetivo del diseño. Si fuese necesario, los deseos se pueden clasificar en alto, medio e insignificante. (3)

Para evitar omisiones se recomienda seguir algún método; por ejemplo, hoja de preguntas, listas de control, análisis de mercado, o una guía para redacción de la lista de exigencias, Tabla 23.

Ordenar las exigencias

Primero, va la función primordial, donde se situarán los requerimientos principales y sus características del objeto del diseño. Dividir solo cuando sea necesario en subsistemas cómodamente reconocibles, grupos funcionales, conjuntos y ordenar los subsistemas según sus características principales. Después se colocan el resto de las exigencias; podemos usar la guía para la composición de lista de exigencias que se muestra en la Tabla 23. (3)

Tabla 23.
Modelo de lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS		EDICION:	Pág. __ de __
PROYECTO		CLIENTES	Fecha:
			Autor:
Características	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
-	-	-	-
-	-	-	-
-	-	-	-

Tomada de Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica (3)

3.1.4.6 Detallar Completamente la Lista de Exigencias

Como consecuencia de esta fase en el diseño, el producto debe contener todas sus exigencias ordenadas y clasificadas.

La lista de exigencias se debe redactar en hojas, también deben participar en la redacción los departamentos de la empresa que tienen relación con el proyecto, así como la dirección (técnica); si fuese necesario se pueden incluir bosquejos. (3)

3.1.4.7 Preparar, Planear y Organizar el Desarrollo del Problema

La finalidad de este paso es realizar un plan de trabajo en principio al método de diseño y los escenarios tanto de parte de diseño (desarrollo) y la complejidad del problema y sus exigencias. Esto es realizar una asignación y repartición de recursos humanos y materiales para perpetrar el diseño. Usualmente, es suficiente crear un diagrama de barras (diagrama de Gantt) como se muestra en la Tabla 24. (3)

También es necesario evaluar los costos del diseño según las actividades a ejecutar, incluso a veces es necesario proyectarse hasta la fabricación del prototipo del diseño y las pruebas pertinentes para iniciar la producción en serie; en todo caso los costos solo se refieren a costos primarios.

Tabla 24.
Modelo de plan de trabajo

Actividad	Tiempo / Hombre (Horas, Días, Semanas, Meses)							Tiempo (Hr, Dia, Sem)
	semana 1	semana 2	semana 3	semana 4	semana n	
1 Lista de Exigencias	■							"a" horas
2 Plan de Trabajo		■						"b" horas
3 Estado de la Tecnología	■	■	■					"c" horas
4 Estructura de Funciones		■						...
...								...
...								...
...								...
Entrega Final								
							Total	...

Tomada de Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica (3)

3.1.5 Determinación de la Estructura de Funciones

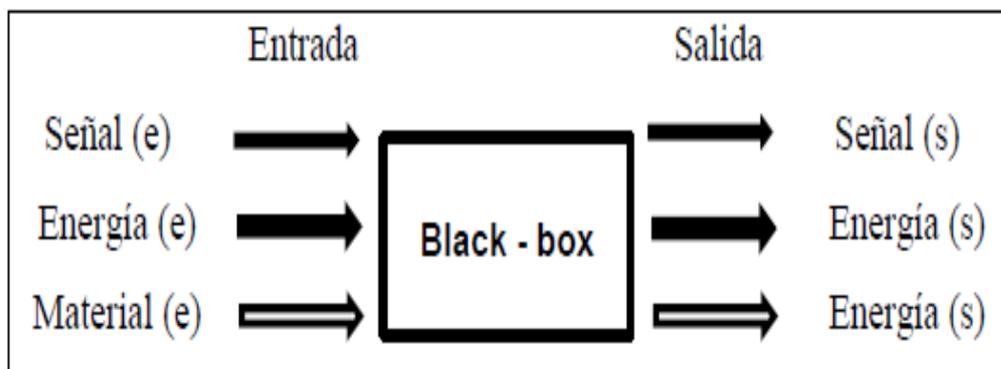
La finalidad de esta fase es formular una estructura óptima de funciones (tareas) del área del sistema técnico. (3)

3.1.5.1 Abstracción *Black-Box*

Cualquier función, o una función total se logra simbolizar en forma de caja negra, (*black-box*), donde solamente se tiene en consideración tres magnitudes básicas de entrada y salida: señales, energía y materiales. (3)

Tabla 25.

Caja Negra (black-box)



Tomada de *Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica* (3)

3.1.5.2 Determinar los Principios Tecnológicos

Determinar la secuencia de las operaciones

La definición de los principios tecnológicos es la fuente para constituir los procesos técnicos, los procedimientos de trabajo y sus secuencias.

Como ejemplo, para establecer la transformación de las formas de una pieza se elige el fresado, limado o torneado, y como consecuencia de esa medición se obtiene la manera del procedimiento de trabajo y en su mayor parte también su secuencia básica. (3)

3.1.5.3 Fijar el Proceso Técnico PT → PT Óptimo

Para la transformación de los objetos (sus prioridades) que entran a la caja negra se requiere establecer un proceso técnico; el diagrama de flujo de principios tecnológicos elegidos (tecnología) y sus combinaciones, asimismo la secuencia de las operaciones.

Para la determinación completa del proceso es obligatorio conocer sus tres fases: preparación, ejecución, control y fase final. (3)

3.1.5.4 Determinar la Aplicación de los Sistemas Técnicos y sus Limitaciones

La repartición de las tareas de ejecución o producción, ya sean estos realizados por el hombre o por un sistema técnico, consiguen ser extremadamente diferentes. Esta distribución pende de varios factores o puntos de vista; cualquiera que sea la distribución origina una mecanización o automatización. (3)

3.1.5.5 Determinar la Agrupación de las Funciones

Tomando en consideración que una función del sistema técnico es una tarea, a la cual el sistema debe satisfacer, podemos analizar cada una de las funciones. También se puede actuar pensando en el paso anterior. Las funciones se pueden agrupar en diferentes formas, esto se puede subdividir o unir. (3)

3.1.5.6 Determinar y Representar las Estructuras de las Funciones

Dentro de la estructura de funciones se incorporan las funciones principales, pero también se pueden agregar las funciones secundarias que pudieran ser encontradas al “fijar al proceso técnico”.

Las alternativas de las estructuras de funciones surgen con el cambio de las características del diseño (aplicación y limitaciones del sistema técnico) así también como con la agrupación de las funciones, partiendo ciertamente de uno o más procesos técnicos. (3)

3.1.5.7 Determinar la Estructura de Función Óptima, Mejorar y Verificar

De tal manera como se han elaborado las estructuras de funciones, estas se pueden estimar para las circunstancias dadas y fijadas como alternativas óptimas. No obstante, las alternativas óptimas (por circunstancias de tiempo) deben ser mínimas.

La estimación en la mayoría de los casos se basa en una cantidad muy pequeña de criterios, porque el proceso en este período de abstracción no cabe encontrar muchos.

También conserva influencia aquí la magnitud de la solución de la representación total. En tal sentido se tendría que evaluar el conjunto de la estructura de funciones parciales que se dividió. (3)

3.1.6 Determinar el Concepto de Soluciones

Los datos de ingreso en esta etapa del diseño son:

La estructura de funciones y lista de exigencias

Al elaborar la estructura de funciones esta se ha dividido en proceso técnico (función total) en funciones parciales; por ello la finalidad de esta etapa del diseño es convertir la estructura de funciones, por medio de principios de solución para cada una de las funciones (parciales), en una estructura de construcción (síntesis). (3)

3.1.6.1 Determinar los *Inputs* y Modos de Acción

Este describe a los operandos que entran (o salen) a la caja negra, del proceso técnico. Para el cumplimiento del proceso técnico se debe tomar en consideración varias magnitudes de entrada como energía, materiales auxiliares, etc. (3)

Para la modificación de los *inputs* en el proceso técnico es necesarios ciertos enseres para su ejecución. Durante el proceso técnico surgen diversos materiales, como desprender (viruta, humo, etc.) así como otras magnitudes de salida, como calor, ruido, vibraciones. Generalmente son elegidas estas magnitudes en las entradas o salidas como *inputs* u *outputs* adicionales. (3)

3.1.6.2 Determinar las Clases de los Portadores de la Función (matriz morfológica)

Generalmente, se puede subdividir una función total en funciones parciales. (Normalmente se puede crear de estas funciones parciales, nuevas

funciones totales secundarias y otra vez dividir las en funciones parciales). El método de la matriz morfológica se consigue aplicar cuando la función total se divide en funciones parciales. (3)

La aplicación es fácil, en la primera columna se trazan las funciones parciales, y para cada función parcial en su respectivo reglón se busca y se concluyen todos los “portadores de las funciones”, los principios se consuman con los efectos buscados y con la indicada clase de los portadores de funciones. La búsqueda tiene que tener metas definidas. Un especialista o diseñador adiestrado se consagrará a la solución de posibles soluciones que, desde un principio, compensan las siguientes reglas básicas. (3)

- Desistiendo de los principios de solución o bloques funcionales inadecuados
- Imposibilitando la obligación de coalición entre principios de solución o bloques funcionales no compatibles.

Se sugiere en el inicio solo tomar en cuenta la primera regla (cuando haya suficiente práctica); luego, evaluar la matriz morfológica.

La elaboración y uso de catálogos para elaborar la matriz morfológica es habitual. (VDI – 2222 Parte II).

3.1.6.3 Combinar los Portadores de Funciones

Probar sus relaciones

Es recomendable centrarse en las combinaciones “reales”, de tal modo que se comprima el campo de la solución y con ello además se reduce el trabajo de evaluación.

Consecutivamente se debe demostrar cuidadosamente las combinaciones resultantes y no solamente en cuanto a su efecto, es decir, capacidad de función, sino que asimismo en cuanto a la compatibilidad de cada uno de los elementos y la complacencia de otras propiedades, primordialmente a los parámetros de función, como potencia, velocidad, tamaño, etc. (3)

3.1.6.4 Determinar la Disposición Básica

Los componentes de la estructura de construcción surgen en este nivel solamente en relaciones funcionales, porque no es necesario medir nada. La exposición de los conceptos debe difundir una idea cercana a la disposición, y principalmente la relación entre los elementos. La manifestación del concepto no debe comunicar una idea fija de una idea (con el elemento fijo) que consiga ser destacada en los siguientes pasos. Por lo cual, es necesario presentar una disposición bien premeditada. (3)

3.1.6.5 Determinar el Concepto Óptimo, Mejorar y Verificar

La etapa final de la elaboración del concepto demanda además una evaluación; asimismo una mejora de sus puntos débiles y su revisión. Las cuantiosas alternativas del concepto se tienen que evaluar, aunque en cada una de ellas aún el grado de concretización es débil. La evaluación total es difícil porque las características de diseño del sistema brindan pocos puntos de referencia para la cuantificación de la mayoría de las exigencias (si estas son usadas como criterio de evaluación). (3)

• Ideas para hacer una evaluación del concepto de solución

➤ Técnico

- | | |
|-----------------------------------|-----------------------|
| ✓ Buen uso de la fuerza o energía | ✓ Manipulación |
| ✓ Seguridad | ✓ Facilidad de manejo |
| ✓ Rapidez | ✓ Transportabilidad |
| ✓ Estabilidad | ✓ Calidad de trabajo |
| ✓ Rigidez | ✓ Complejidad |

➤ Económico

- | | |
|------------------------|----------------------|
| ✓ Número de piezas | ✓ Casos diversos |
| ✓ Facilidad de montaje | ✓ Pocos desperdicios |
| ✓ Productividad | |

3.1.7 Determinación de Proyecto Preliminar (concepto de soluciones)

Los datos de ingreso en esta etapa son: el boceto de concepto de solución, la lista de exigencias y la estructura de funciones. Lo que se aspira conseguir en esta etapa es obtener aproximadamente la descripción de la estructura de construcción del sistema técnico, es decir que al final de la etapa se debe conseguir un documento de diseño representado en un bosquejo del proyecto preliminar. (3)

3.1.7.1 Determinar los Puntos de Orientación para Elaborar la Forma (del proyecto)

Como punto de inicio para configurar los elementos del sistema se deben fijar ciertos puntos de orientación (dimensiones).

Estos puntos de orientación se suelen localizar en los sistemas técnicos con los cuales trabajaría el sistema de diseño, en las restricciones humanas (ergonomía) y en las exigencias del sistema a diseñar. La normalización se debe tener en consideración.

La comparación con sistemas semejantes a este puede servir de ayuda.

Los cálculos inmediatos de resistencia de materiales, también, la experiencia del diseñador juega un papel importante. Se pueden emplear monogramas y tablas. (3)

3.1.7.2 Disponer, Asumir, Elaboración de la Forma Aproximada (dimensión en parte)

Desde del bosquejo del concepto de solución uno ya se puede comenzar con la disposición de los sistemas parciales o piezas.

Las eventualidades de disposición son considerables, no obstante, la decisión en la disposición es realmente el primer punto más importante en el proyecto preliminar. El segundo punto transcendental es la configuración básica de cada una de las piezas. (3)

3.1.7.3 Determinar el Tipo de Material, Clases de los Procesos de Fabricación, Tolerancia y Calidad del Acabado Superficial en cada uno de los Casos

Comúnmente no es necesario para el proyecto preliminar establecer las características de diseño antes citadas. La excepción son las superficies de efecto, donde usualmente los datos del material se confían, cuando se refiere a una propiedad fijada, además, si bien sin mucha fuerza de decisión en el proyecto preliminar, la forma de los elementos de construcción explícitamente, fija los procesos de fabricación, también así su montaje. (3)

3.1.7.4 Examinar las Zonas de la Configuración

En todos los sistemas técnicos se confinan muchos aspectos o zonas de configuración. En otros puntos de vista, estos pueden originar una diversidad de soluciones, que constituyen un papel trascendental en la solución total o tienen una mucha influencia en el proceso de optimización. (3)

3.1.7.5 Presentar el Proyecto Preliminar

La figuración de la estructura aproximada se hace por medio de un esbozo del proyecto. Esta estructura debe ser limpio y elaborado a mano alzada.

Las proyecciones pueden ser desiguales, pueden ser vistas, también proyecciones axonométricas. (3)

3.1.7.6 Determinar el Proyecto de Preliminar a Óptimo, Mejorar, Evaluar y Verificar

La estimación de las alternativas de la estructura de construcción y los bocetos del proyecto preliminar es más exacta, como las características del diseño están ya establecidas. De estos bocetos se consiguen ver claramente el valor de los criterios elegidos.

La estimación de los puntos más frágiles de las distintas alternativas según distintos puntos de vistas permite perpetrar algunas mejoras o escoger las mejores realizaciones. (3)

A este nivel ya es factible realizar un primer análisis técnico económico de las alternativas.

3.1.8 Determinación del Proyecto (determinación del concepto de solución óptima)

Los datos de ingreso de estas etapas son los bosquejos del proyecto preliminar (óptimo) y todos los documentos del proyecto producidos anteriormente.

En este segundo paso en la producción del proyecto, se procura limpiar el proyecto preliminar elegido donde se alcanza una perfecta descripción de la estructura de diseño, deseando que esta sea definitiva. (3)

3.1.8.1 Para Determinadas Prioridades del Diseño, Proporcionar su Fundamentación (descripción del funcionamiento de la solución óptima)

Para diversos diseñadores la dificultad está resuelta con una evidencia a través de un cálculo de resistencia de materiales. Sin embargo, la problemática es muy extensa.

Ambas recomendaciones a ejecutar lo que hace es recortar en forma ordenada los puntos que no se deben olvidar al momento de proyectar. Las dos son parecidas, la primera es listado de restricciones y la segunda un cuestionario. (3)

- **Restricciones de diseño**

- a) Restricciones técnicas**

- | | |
|---------------------------------|--|
| 1. Funciones | 9. Propiedades de los materiales |
| 2. Fabricación | 10. Influencia del medio ambiente |
| 3. Montaje | 11. Influencia propia, autodestrucción |
| 4. Tolerancias | 12. Tribología |
| 5. Solidificaciones | 13. Mantenimiento |
| 6. Seguridad contra destrucción | 14. Peso |
| 7. Confiabilidad | 15. Volumen |
| 8. Pruebas de control (calidad) | 16. Masa |

b) Restricciones económicas

- | | |
|---|---|
| 17. Costo mínimo requerido | 19. Costo mínimo de funcionamiento
(costo de operación) |
| 18. Costo mínimo referente a calidad
y calidad de los materiales | 20. Empleo de parques y piezas
estandarizados y normalizados |

c) Restricciones condicionadas por el medio

- | | |
|---------------|-------------------|
| 21. Emisiones | 22. Recirculación |
|---------------|-------------------|

d) Restricción ergonómica

- | | |
|--------------------------------|--------------------------|
| 23. Administración de servicio | 24. Libertad de reacción |
|--------------------------------|--------------------------|

e) Restricción trazada en las condiciones de seguridad de la vida y la salud

- | | |
|------------------------------------|--|
| 25. Protección contra explosiones. | 27. Seguridad contra fragmentos o
fragmentación |
| 26. Amortiguaciones de choque | |

f) Restricciones como consecuencia de la condición del mercado

- | | |
|------------|--------------|
| 28. Diseño | 29. Patentes |
|------------|--------------|

• Reglas básicas para proyectar

- | | |
|------------------------|-----------------|
| ✓ Función | ✓ Montaje |
| ✓ Principios – efecto | ✓ Transporte |
| ✓ Diseño | ✓ Uso |
| ✓ Seguridad | ✓ Mantenimiento |
| ✓ Ergonomía | ✓ Costo |
| ✓ Fabricación | ✓ Plazo |
| ✓ Control (de calidad) | |

3.1.8.2 Disposición Definitiva, Elaboración de las Formas, Dimensionar (en parte)

Como no se trata de dibujos de talleres, en la ilustración de los conjuntos se pueden establecer medidas, acabados superficiales, materiales y tratamientos térmicos, ya que esto asegura la función del sistema técnico. (3)

3.1.8.3 Fijar Completa y Definitivamente el Material y los Procesos de Fabricación

Fijar concluyentemente las tolerancias y en parte la calidad del acabado superficial.

Evidenciar que los materiales y los procesos de fabricación de las piezas sean compatibles con las formas que se pretenden lograr. A veces la concurrencias o recomendación de los especialistas (metalurgistas, soldadores, torneado, fresado, etc.) es obligatorio.

Concerniente a las tolerancias y el acabado superficial ellas deben ser entregadas solo para que avalen la función del sistema técnico y faciliten el control de la producción. (3)

3.1.8.4 Optimizar las Zonas de Configuración

Como la decisión de determinadas formas, disposiciones, dimensiones y no otra es perpetuamente un reto (y costumbre) del diseñador.

La optimización de ciertas zonas de configuración posee de todos modos una correlación con la operación de evaluación (técnica - económica). Una asignación especial a los puntos débiles, especialmente a los que lo tienen, certifican el funcionamiento (exigencias) es preciso, decisivo en esta etapa, para evitar subsiguientemente retrasos y rechazos del diseño. (3)

3.1.8.5 Representar el Proyecto de Construcción

La elaboración del proyecto tiene que cumplir todas las reglas de dibujo. Se tiene que mostrar un dibujo de ensamble a la escala apropiada en la posición de trabajo o la que revele el mayor número de piezas. El dibujo tiene que ser claro, donde se muestra el funcionamiento del sistema, además la posición o posiciones de los *inputs* y *outputs*. Es preciso mostrar la lista de piezas y sus materiales. (3)

3.1.8.6 Determinación de Proyecto Óptimo del Diseño

Evaluar mejorar o verificar

En esta etapa, la optimización y evaluación tiene gran significado, no simplemente respecto a la calidad del sistema técnico, sino que de igual manera para el proceso del diseño mismo. Si hasta este punto se ha utilizado solamente una fracción del costo total del diseño, este crece ampliamente en el paso sucesivo que es la elaboración de detalles.

La evaluación debe ejecutarse lo más precisa posible.

Ya teniendo los planos y un informe técnico, no necesariamente la evaluación la debe hacer el diseñador, esta evaluación lo consigue hacer un especialista. Si se muestran varias alternativas que se han venido originando debido a su “semejante” calidad, aquí debe tomarse una decisión concluyente.

Los métodos para verificar la evaluación pueden ser las siguientes recomendaciones VDI.

VDI 2802	<i>Wertanalyse: Vergleichsrechnuns.</i> (Análisis de valores: cálculo de comparación)
VDI 2225	<i>Technisch – Wirtschaftliches Konstruieren.</i> (Diseño técnico - económico)
VDI 2212	<i>Systematisches Suchen und Optimieren</i> <i>Konstruktive Losunger.</i> (Búsqueda sistemática y optimización de soluciones constructivas)

E innegablemente una comparación con la lista de exigencias (aprobar si el proyecto satisface los deseos y exigencias).

Los criterios de evaluación se adquieren de la lista de exigencias y de las características técnicas del sistema. Una ayuda es también la hoja de indicaciones con las características primordiales para la evaluación del diseño en la etapa de proyecto preliminar y definitivo. (3)

3.1.9 Elaboración de Detalles (cálculo y selección de componentes)

Una vez admitido el proyecto, ya sea por el cliente o por la instancia superior de diseño (o fuera de ella) ingresa en su fase final; en esta fase se completará y elaborará la documentación necesaria para su fabricación. (3)

3.1.9.1 Proporcionar la Fundamentación

Se refiere únicamente a ultimar los cálculos y comprobaciones (de resistencia de materiales) de las piezas que por su baja jerarquía no fue necesario hacerlo antes. Estos datos y decisiones se tienen que añadir o completar en el informe técnico del sistema. (3)

3.1.9.2 Elaboración de Formas, Dimensionar Definitiva y Completamente

Se trata fundamentalmente de los preparativos de dibujo de taller. Para todas las piezas que se ha de fabricarse, se tienen que generar los planos respectivos. Como, por ejemplo, para producir engranajes se debe dar la geometría y sus datos de fabricación tales como módulo, ángulo, número de dientes, correcciones, tratamiento térmico, etc. (3)

3.1.9.3 Determinar Completa y Definitivamente el Material, Clase de Procesos de Fabricación, Tolerancias y Calidad del Acabado Superficial

Los materiales como los procesos de fabricación de cada una de las piezas no dependen básicamente de los cálculos que se han realizado, sino del tamaño de la producción (pequeña serie, producción en masa, producto único). Pero las tolerancias de las piezas se obtienen especialmente de la función y la fabricación. Este último igualmente sirve para el acabado superficial. (3)

3.1.9.4 Determinar el Estado del Montaje

Si hay una diferenciación significativa con respecto al dibujo del montaje supuesto en la etapa anterior, pues puede ser necesario hacer nuevos planos de ensamblaje.

Asimismo, el estado del montaje es fundamental para el caso de piezas que modifican su configuración inicial de fabricación al ejecutar el montaje (piezas soldadas, estañadas, metidas a presión, dobladas, etc.). (3)

3.1.9.5 Representar las Piezas, Dimensionar, dar Tolerancias, la Calidad del Acabado Superficial y Material

Alcanza con efectuar cuidadosamente las reglas de dibujo mecánico. Lo idóneo es hacer dibujos a escala en el tablero; sin embargo, los dibujos a mano alzada también son habituales; estos sustituyen fácilmente los esbozos a escala en los pequeños talleres. Se debe tener muchísimo cuidado al poner las dimensiones. Cualquiera que sea la representación, se debe seleccionar la escala y el formato del papel adecuado al tamaño de la pieza. Preferentemente dibujar a escala 1:1, cuando esto no es viable, usar las otras escalas normalizadas. (3)

3.1.9.6 Detallar Planos de Conjunto, Lista de Piezas (de despiece) y otros Documentos

Los ensambles y los subensambles son muy importantes tanto para evidenciar la compatibilidad de las piezas durante el diseño, además para permitir y mostrar el montaje y desmontaje de ella. Los ensambles o planos de montaje se crean, de preferencia, a escala. La lista de piezas (despiece) debe responder a ciertos criterios de los conocidos: por estructura, por cantidad, por variantes, bloques constructores, etc. La numeración de las piezas tiene que responder al criterio determinado en la firma: para familia, por pertenencia al producto, etc. (3)

3.1.9.7 Mejorar, Evaluar, Verificar

En esta fase final del diseño no se refiere simplemente a dibujar todas las piezas del diseño. En tiempo paralelo igualmente se deben optimar los detalles de cada una de las piezas respecto a la forma, superficie, material, ajustes y tolerancias; esto se realiza con la intención de facilitar el tipo de fabricación y comprimir los costos. Tratar permanentemente de tener en consideración las normas técnicas existentes y de sugerencia usar las piezas que se elaboran (o se puede fabricar) en la forma cómoda o las no fáciles de adquirir en el mercado.

Una inspección de los dibujos (actividades que deben ser inquebrantables) tienen que realizarse aplicando tres puntos de vista primordiales: función, montaje y fabricación. Una evaluación técnico-económica final de todo el sistema técnico es viable, diferenciando las calidades finales del producto con el producto ideal o con los que coexisten en el mercado. Para este resultado se pueden aplicar igualmente las recomendaciones VDI-2225 hoja1: diseño técnico-económico. (3)

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN

4.1 Identificación de Requerimientos

4.1.1 Aspectos Ambientales

La inquietud universal por la contaminación del medio ambiente (así también el agotamiento de los recursos, el cambio climático, la contaminación del aire, el agua y el suelo) está obligando a las organizaciones a ser más sensatos en cuanto a la importancia de tratar los impactos ambientales de sus actividades y productos con la finalidad de mejorar de manera continua su desempeño ambiental. Para comprimir los efectos negativos sobre nuestro medio ambiente, cada tiempo más organizaciones validan la obligación de contener el desempeño ambiental en el diseño de sus productos.

La Norma ISO 14001 relaciona la gestión de los procesos de una organización con los impactos ambientales, pero no incluye los procesos de gestión del diseño.

La Norma ISO 9001 comprende el proceso de gestión del diseño, pero no incluye explícitamente los impactos ambientales.

La Figura 67 muestra la relación entre las Normas Internacionales mencionadas anteriormente.

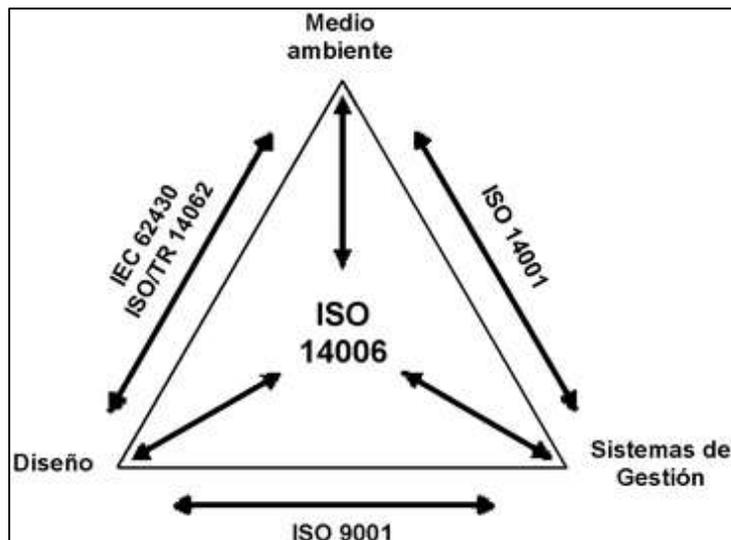


Figura 67. Relación de normas internacionales. Tomada de Iso.org

El medio ambiente es tomado en cuenta a la etapa de tomar decisiones durante el proceso de desarrollo de productos, es un factor más que se toma en cuenta, la metodología de ecodiseño, sistema de gestión ISO 14006, ergonomía, calidad, seguridad, funcionalidad, costes y estética como también los criterios ambientales de materias primas, fabricación, distribución, uso, fin de vida, estos parámetros se han de plasmar en la lista de exigencias.

4.1.2 Estado del Arte

En la actualidad en el mercado internacional se tienen diferentes tipos de máquinas que cumplen la función de doblar y rolar varillas y platinas de acero, pero cada proceso de forma individual, a continuación, se detallan algunas características de estas.

4.1.2.1 Doblado y Rolado Manual con Palanca

- **Dobladora manual.** Actualmente en las pequeñas construcciones se utiliza la dobladora manual en el cual se emplea la fuerza muscular para elaborar los estribos, tal es el caso de la máquina SIMA, un estribador manual con un diámetro de doblado de hasta 12 mm, esta dobladora manual de acero corrugado es capaz de doblar varias varillas al mismo tiempo, teniendo como **promedio de doblado 1.2 estribos por minuto** (1 estribo cada 50 segundos), hacer cualquier tipo de estribos e inclusive doblar barras de ferralla de alta resistencia.



Figura 68. Dobladora manual SIMA. Tomada de Images.search.yahoo.com

- **Roladora manual.** Para poder rolar pequeñas platinas en cerrajería se utiliza una roladora manual que servirán de adornos, decoración de puertas, rejas, etc., los elementos curvado también son requeridos para la fabricación de máquinas en la industria metal mecánica, en el cual utilizan una roladora de banco manual que requiere de la fuerza ejercida por un humano mediante un volante para generar el torque necesario.



Figura 69. Roladora manual. Tomada de Pinterest.com

4.1.2.2 Doblado y Rolado con Sistema Eléctrico

Este tipo de máquina utiliza como fuente de energía la electricidad, que acciona un motor eléctrico el cual genera el trabajo mecánico para poder ejecutar el trabajo de doblado y rolado.

- **Dobladora eléctrica.** La dobladora eléctrica realiza el doblado de las varillas en frío con la ayuda de un operador como, por ejemplo, la máquina dobladora SIMA START-20 esta máquina dobladora de estribos está diseñada y

fabricada para torcer varillas de acero liso y corrugado de construcción. La manera de doblado es realizada en frío por medio de mandriles que garantizan unos diámetros de doblado acorde a normas europeas. Esta máquina cuenta con un motor eléctrico de 230/240 v, 50Hz, trifásico de 1.5 kW con 17 giros por minuto y un diámetro de doblado máximo de 20 mm.



Figura 70. Dobladora Eléctrica. Tomada de Grupemashop.com

- **Roladora eléctrica.** Las roladoras eléctricas utilizan un motorreductor para multiplicar el torque y disminuir la velocidad de rolado, en el mercado encontramos muchos modelos de roladoras eléctricas como, por ejemplo, la roladora mexicana (Figura 71) que cuenta con un motorreductor de 2 HP con engranes, también cuenta con dos rodillos motrices, es alimentado por 220 voltios, los diámetros de los ejes son de 2”.



Figura 71. Roladora eléctrica. Tomada de Roladorasmexicanas.com

4.1.3 Lista de Exigencias

Esta lista de exigencias fue hecha en base a los antecedentes del problema, las necesidades solicitadas en las construcciones civiles en la ciudad de Huancayo para reducir los tiempos de doblado y los niveles de riesgo de accidentes.

Al finalizar la lista de exigencias se podrá determinar el diseño de la solución óptima.

Tabla 26.
Lista de exigencias

Lista de exigencias		Universidad Continental	Pág. 1 de 3
Proyecto Conformadora de perfiles metálicos		Facultad de Ingeniería	Fecha: 20/9/2019
		E. A. P. Ingeniería Mecánica	Autor: Josué Huari
		Área de diseño	
Características	Deseo o exigencia	Descripción	Responsable
Función	E	Doblar varillas corrugadas ASTM A615 grado 60, de diámetro máximo 1/2" a 90 -135° grados.	J. Huari
Función	E	Rolar estribos redondos de acero corrugado ASTM A615 hasta de 1/2"	J. Huari
Función	E	Rolar platinas de hasta 2.4 mm de espesor.	J. Huari
Función	E	La máquina estará destinada a usarse en pequeños y medianos trabajos de construcción civil.	J. Huari
Función	E	En todo el proceso de diseño se buscará que la máquina sea lo más simple, funcional y económico posible.	J. Huari
Función	E	La máquina debe de tener un sistema de intercambio rápido de cabezal.	J. Huari
Fuerza	E	La fuerza de doblado debe de ser la suficiente para doblar las varillas corrugadas a 90°. Esta fuerza se hallará mediante cálculos y simulación.	J. Huari

Lista de exigencias		Universidad Continental	Pág. 2 de 3
Proyecto Conformadora de perfiles metálicos		Facultad de Ingeniería	Fecha: 20/9/2019
		EAP Ingeniería Mecánica	Autor: Josué Huari
		Área de diseño	
Características	Deseo o exigencia	Descripción	Responsable
Energía	E	La energía requerida para el proceso será suministrada por la red eléctrica alterna de 220 V monofásica.	J. Huari
Energía	E	La operación de la máquina y el proceso de doblado debe ser realizado por una sola persona.	J. Huari
Materia prima	E	Se emplearán aceros que garanticen una buena calidad de la máquina (aceros Böhler).	J. Huari
Productividad	D	La máquina doblará como mínimo 4 estribos por minuto.	J. Huari
Seguridad	E	La máquina tendrá un nivel de seguridad idóneo a fin de salvaguardar la integridad de las personas.	J. Huari
Seguridad	E	Los componentes móviles de la máquina deben de ser construidos con una protección de manera que prevenga cualquier tipo de accidente.	J. Huari
Geometría	D	El diseño de la máquina debe ser lo más compacto posible para poder ser ubicado de manera fácil.	J. Huari
Ergonomía	E	La manipulación de la máquina no debe causar fatiga en el operador.	J. Huari

Lista de exigencias		Universidad Continental	Pág. 3 de 3
Proyecto Conformadora de perfiles metálicos		Facultad de Ingeniería	Fecha: 20/9/2019
		EAP Ingeniería Mecánica	Autor: Josué Huari
		Área de diseño	
Características	Deseo o exigencia	Descripción	Responsable
Señales	D	La máquina tendrá señales que permitan la fácil manipulación además de advertencias sobre cualquier riesgo.	J. Huari
Uso	E	La máquina se diseñará para que en operación sea lo más silenciosa posible, por lo tanto, no perturbará el ambiente de trabajo.	J. Huari
Fabricación	D	La máquina podrá ser fabricada en talleres locales de acuerdo a los planos de fabricación.	J. Huari
Fabricación	D	Los componentes que conformen la máquina serán de formas sencillas y de fácil fabricación.	J. Huari
Transporte	D	La máquina tendrá elementos que faciliten su traslado y su peso no debe exceder de 200 kg.	J. HUARI
Montaje	E	La máquina será de fácil montaje y desmontaje, facilitando así el mantenimiento.	J. Huari
Mantenimiento	E	Sera de fácil acceso hacia los puntos de lubricación.	J. Huari
Puesta a prueba	E	La simulación del proceso de conformado será mediante un software.	J. Huari
Costo	D	El costo de diseño no debe de exceder los 5000 soles.	J. Huari
Plazos	D	El diseño de la máquina debe ser entregado como máximo el 30/10/2020	J. Huari

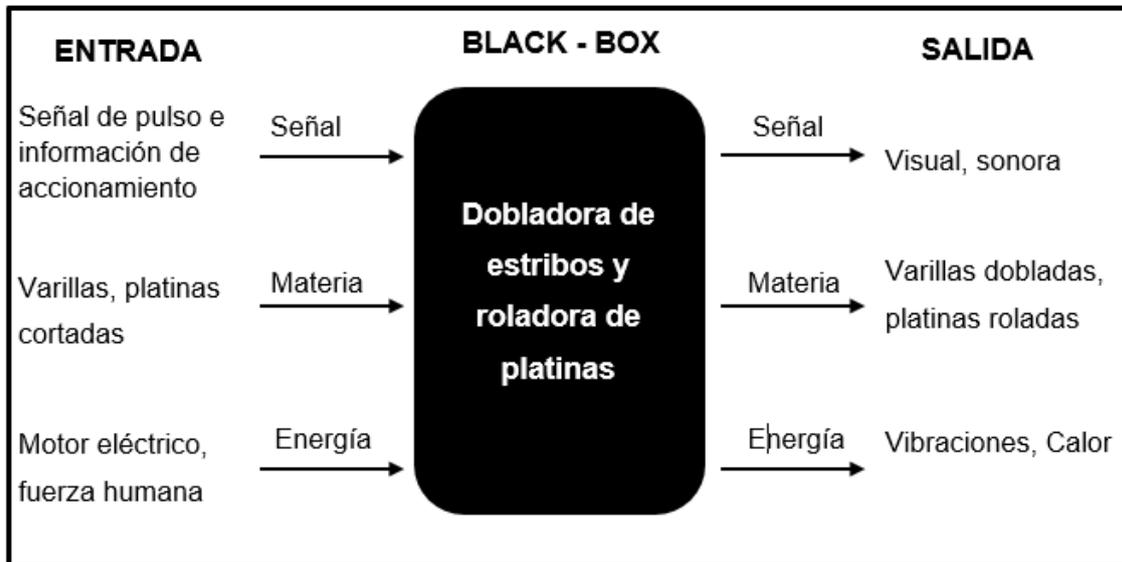
4.1.4 Estructura de Funciones

En esta sección se ejecutará la abstracción del *black-box*, más distinguido como “caja negra”, en la cual se precisa unas entradas específicas, por medio de procesos aún desconocidos se obtendrán las salidas esperadas.

4.1.4.1 Abstracción: Caja Negra (*Black-Box*)

Tabla 27.

Caja negra (black-box)



Entradas:

Señal: señal de pulso para el accionamiento de la máquina una vez posicionado la varilla o platina.

Materia: varillas previamente cortadas a la medida requerida.

Energía: energía eléctrica requerida para doblar y rolar varillas y platinas de acero.

Salidas:

Señal: señales sonoras o visuales que muestren que el acero fue procesado.

Materia: salida de varillas dobladas, platinas roladas.

Energía: energía sonora, vibraciones, desgaste y calor por fricción.

4.1.4.2 Secuencia de Operaciones

En primer lugar, se debe revisar el estado en el que se encuentra la máquina, percatarse que se encuentre en buenas condiciones y operativa, a continuación, se procede a alimentar la máquina con varillas para su procesamiento.

En segundo lugar, se procede a energizar la máquina con energía eléctrica, seleccionar el ángulo al cual se hará el doblado, se selecciona el espesor o diámetro a doblar y posicionar las varillas o platinas.

Finalmente, se procederá a accionar la máquina con el pedal cuando las varillas o platinas estén posicionados y se repite este proceso con cada varilla o platina.

4.1.4.3 Fijación de los Procesos Técnicos

1. Preparación

- Cortar las varillas o platinas a la medida deseada.
- Posicionar las varillas en la máquina.

2. Ejecución

- Generar la fuerza.
- Amplificar la fuerza.
- Doblar las varillas o platinas

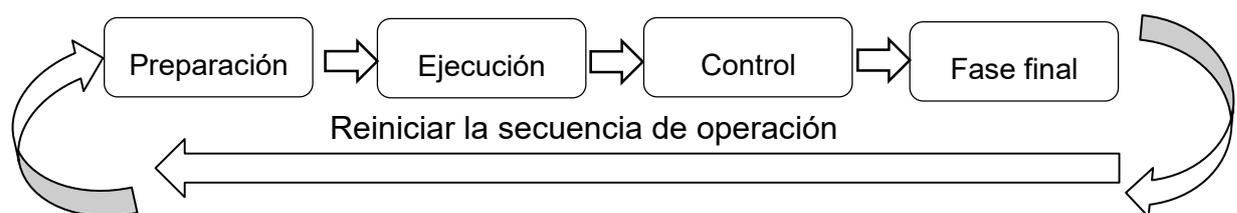
3. Control

- Verificar que la varilla sea alimentada correctamente.
- Verificar que no se atasquen las varillas.
- Iniciar el mecanismo de generación de fuerza.
- Controlar el proceso de doblado o rolado.
- Controlar la expulsión de las platinas.

4. Fase final

- Expulsar la varilla o platina doblada.
- Almacenar las varillas o platinas dobladas.
- Reiniciar la secuencia de operaciones.

Diagrama de flujo del proceso de doblado:



4.1.4.4 Representación de la estructura de funciones

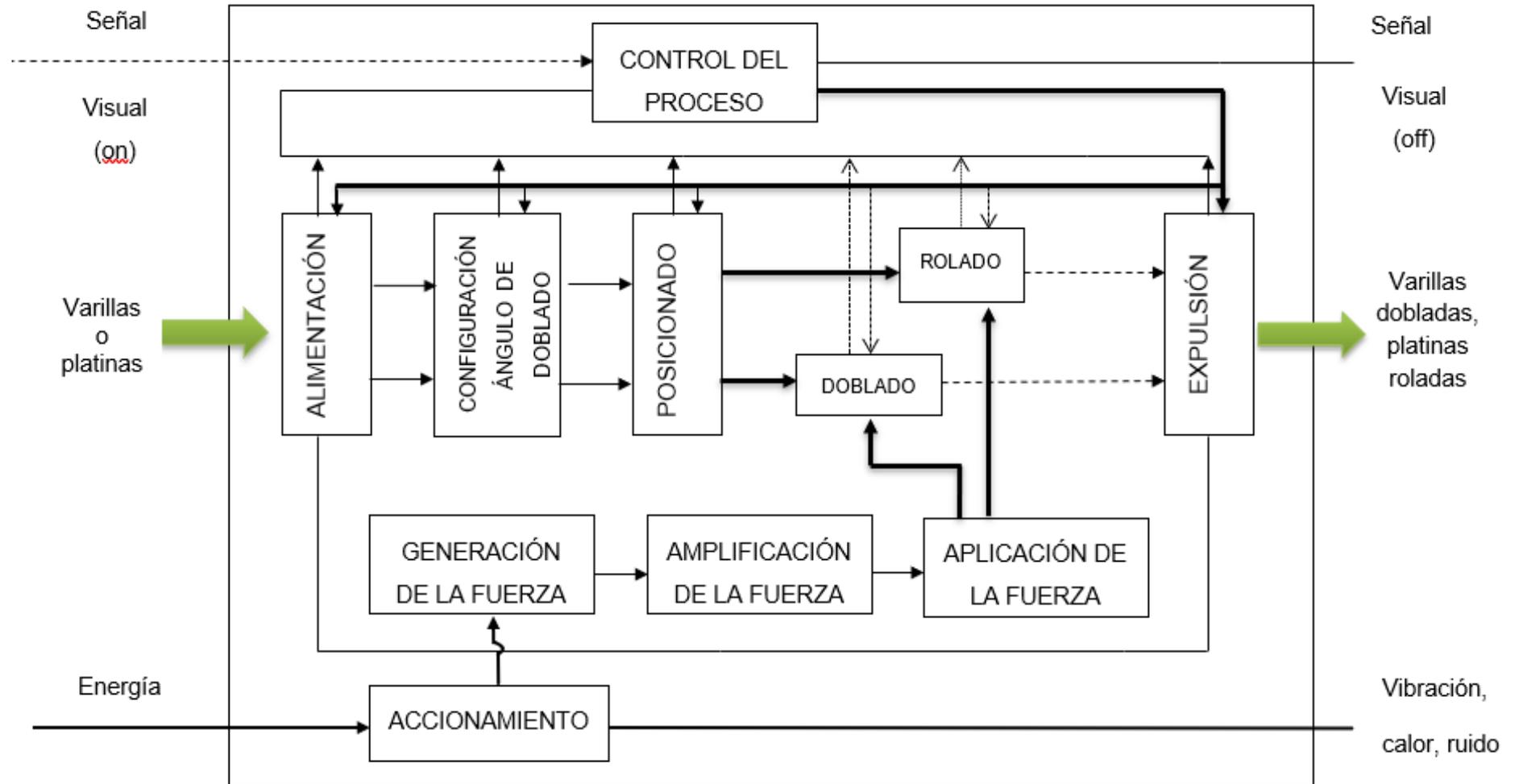
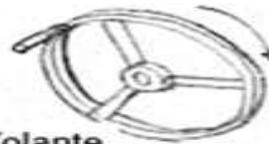
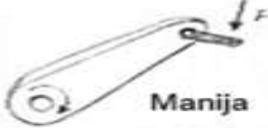
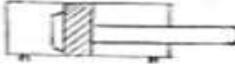


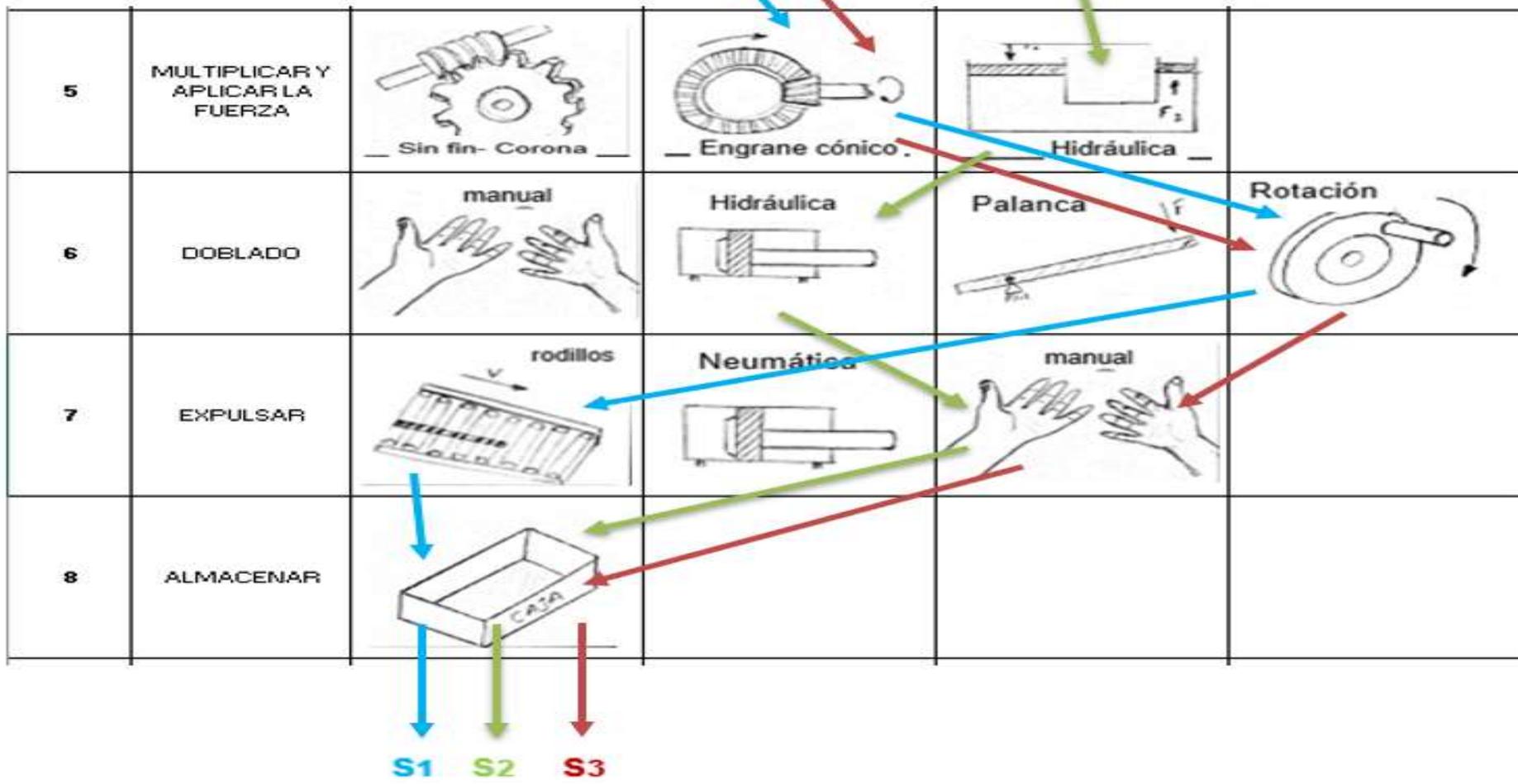
Figura 72. Estructura de funciones

4.2 Análisis de la Solución

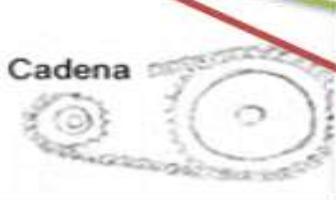
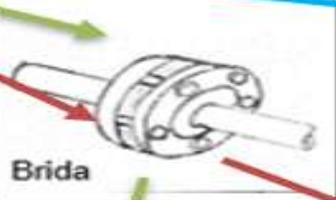
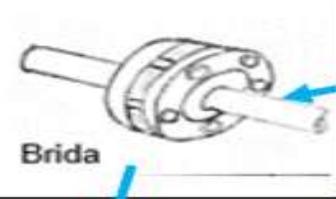
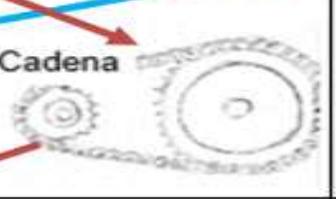
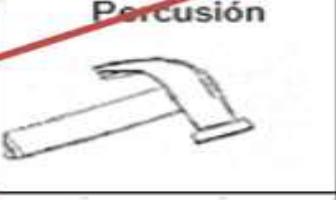
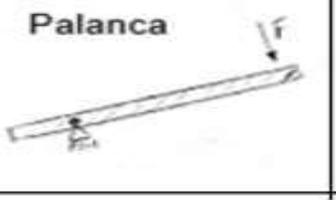
4.2.1 Determinación del concepto de soluciones (matriz morfológica)

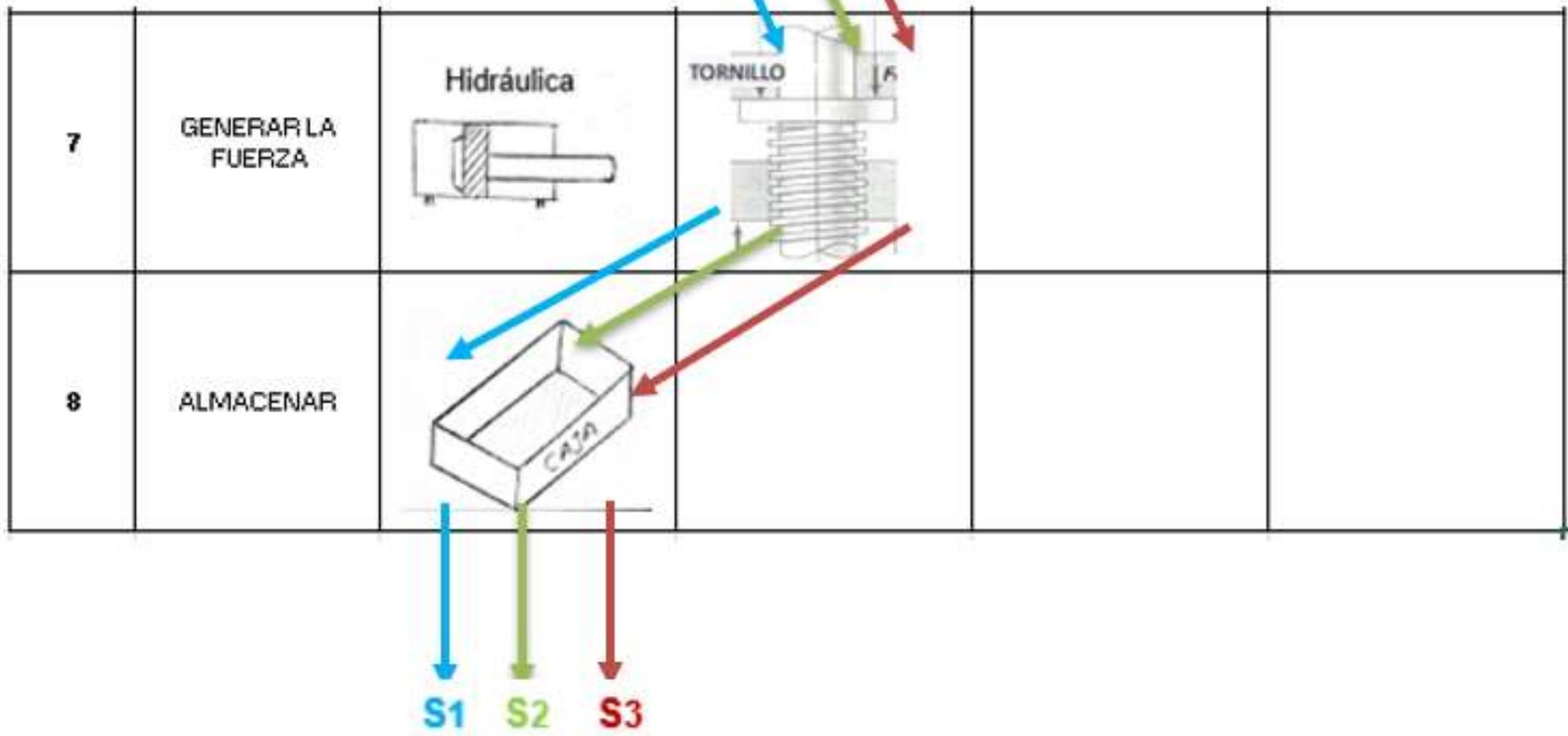
Tabla 28.
Matriz morfológica

N°	FUNCIÓN	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4
1	ALIMENTACIÓN Y POSICIONAMIENTO	 <p>manual</p>	 <p>rodillos</p>	 <p>Tolva</p>	
2	ACCIONAMIENTO	 <p>Pulsador</p>	 <p>Pedal</p>	 <p>Interruptor</p>	
3	GENERAR LA FUERZA	 <p>Volante</p>	 <p>Motor eléctrico</p>	 <p>Manija</p>	 <p>Hidráulica</p>
4	TRANSMISIÓN DE POTENCIA	 <p>Brida</p>	 <p>Cadena</p>	 <p>Engranaje</p>	 <p>Faja en V</p>



➤ Para el rolado iniciamos la matriz desde la transmisión de potencia proveniente de la dobladora.

N°	FUNCIÓN	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4
3	ALIMENTACIÓN Y POSICIONAMIENTO				
4	TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE ENTRADA				
5	TRANSMISIÓN DE POTENCIA EN RODILLOS				
6	DOBLADO				



4.2.2 Determinación de Proyecto Preliminar

Solución 1:

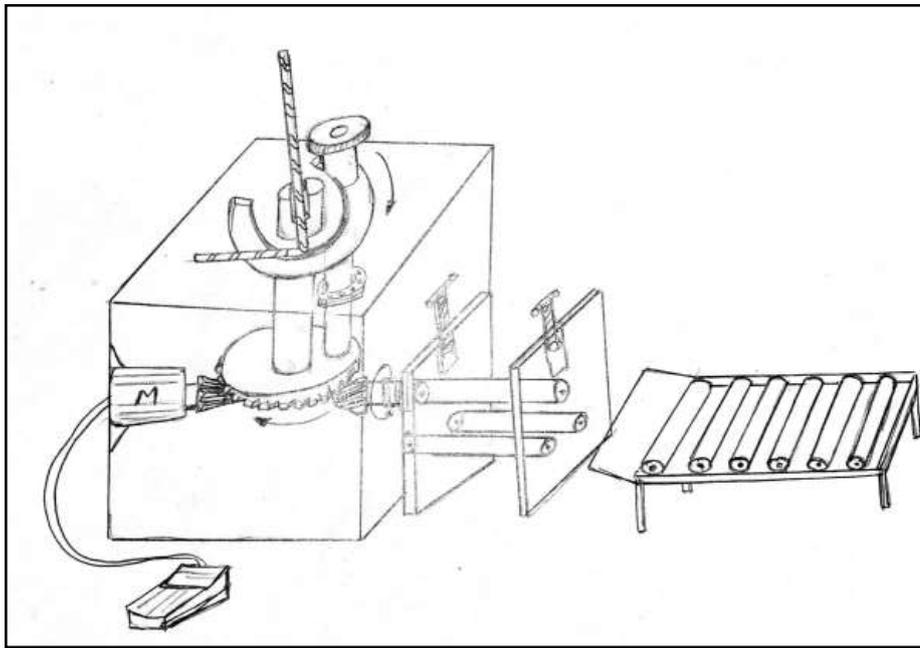


Figura 73. Alternativa de solución 1

Descripción: en la primera alternativa de solución la máquina será propulsada por un motor eléctrico, accionada por un interruptor tipo pedal, el motor transmitirá el torque mediante un mecanismo de engranajes cónicos al eje que efectuará el doblado de varillas corrugadas mediante una rotación. La rodadora será accionada por otro engranaje cónico quien transmitirá el torque a uno de los rodillos de la rodadora, la graduación del rolado será mediante unos tornillos de potencia. La alimentación y el posicionamiento será de manera manual y la expulsión será mediante unos rodillos.

Solución 2:

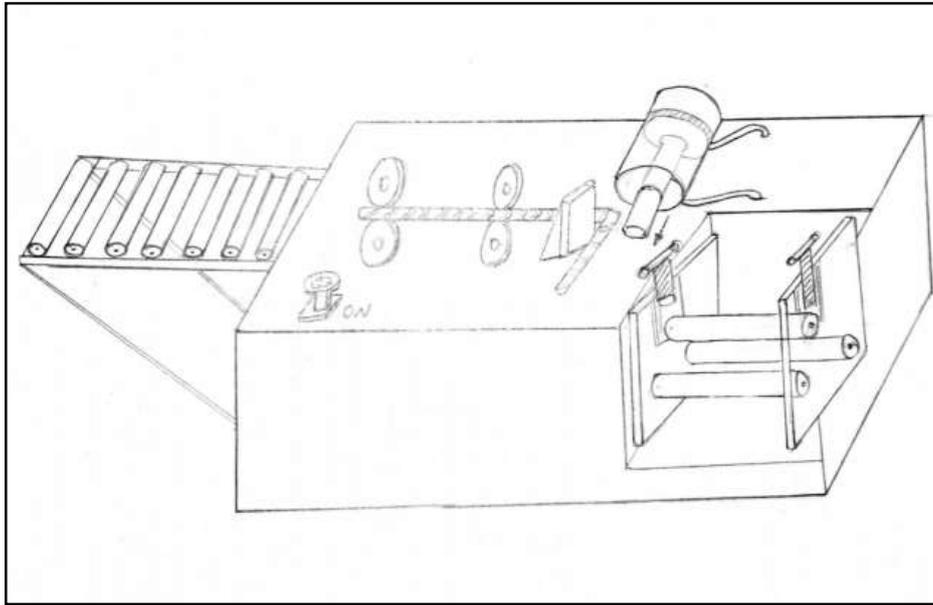


Figura 74. Alternativa de solución 2

Descripción: en esta segunda alternativa de solución la máquina será propulsada por un motor eléctrico, accionada por un pulsador, el motor transmitirá el torque mediante un mecanismo de engranajes a una bomba hidráulica, que a su vez generará caudal para el accionamiento del cilindro hidráulico, que efectuará el doblado de varillas corrugadas. La roladora será accionada mediante dos bridas que transmitirán el torque a uno de los rodillos de la roladora, la graduación del rolado será mediante unos tornillos de potencia. La alimentación y el posicionamiento será mediante unos rodillos y la expulsión será manual.

Solución 3:

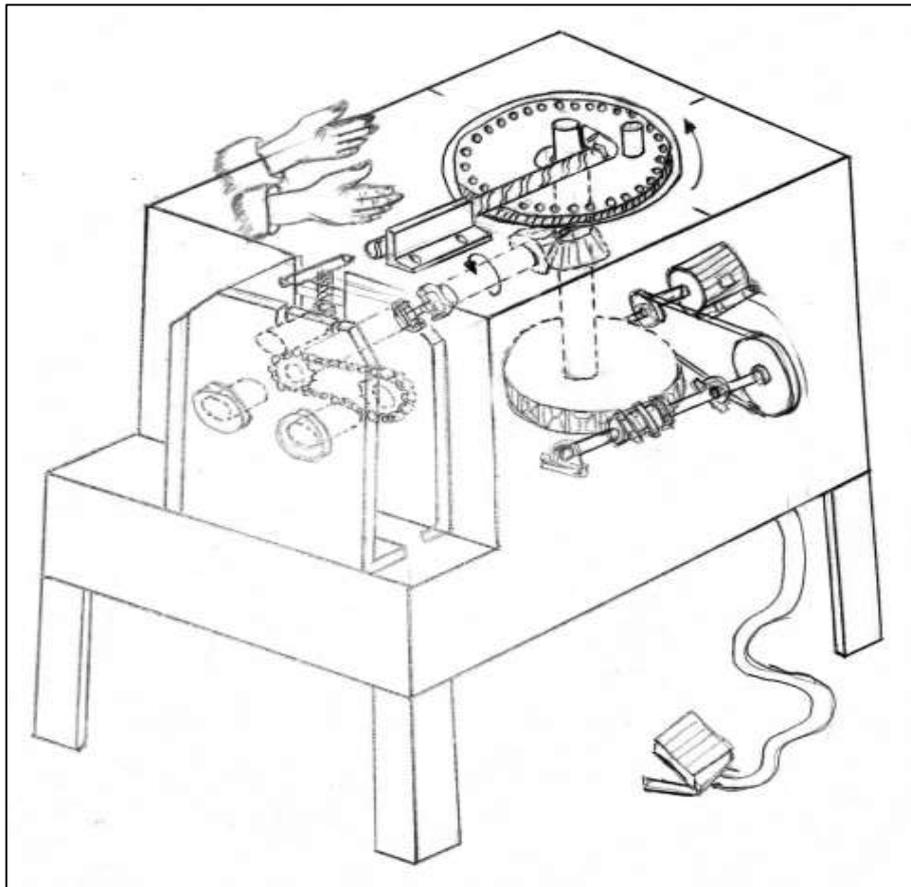


Figura 75. Alternativa de solución 3

Descripción: en esta tercera alternativa de solución la máquina será propulsada por un motor eléctrico, accionada por un interruptor tipo pedal, el motor transmitirá el torque mediante un mecanismo de poleas y tornillo sinfín – corona al eje, que efectuará el doblado de varillas corrugadas mediante una rotación. La roladora será accionada por un engranaje cónico quien transmitirá el torque al eje, que a su vez será acoplada mediante unas bridas a un rodillo y este trasmitirá el torque al otro rodillo mediante una cadena, la graduación del rolado será mediante unos tornillos de potencia. La alimentación, posicionamiento y expulsión será de manera manual.

4.2.3 Determinación del Concepto de Solución Óptima

Tabla 29.
Evaluación de conceptos de solución-valor técnico

Diseño Mecánico - Evaluación de Proyectos										Área de diseño	
Valor técnico (Xi)											
Proyecto: Diseño de una máquina dobladora de estribos y roladora de platinas											
p: puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225)											
0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal).											
g: Es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación.											
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos											
Variantes de concepto / proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Sol. Ideal		
			S1		S2		S3		S. Ideal		
N.º	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Función	8	2	16	2	16	3	24	4	32	
2	Geometría	6	2	12	2	12	3	18	4	24	
3	Eficiencia	10	3	30	2	20	3	30	4	40	
4	Ergonomía	8	3	24	3	24	3	24	4	32	
5	Rapidez	10	3	30	2	20	4	40	4	40	
6	Fabricación	8	2	16	1	8	3	24	4	32	
7	Montaje	7	2	14	2	14	4	28	4	28	
8	Mantenimiento	8	2	16	2	16	3	24	4	32	
9	Transportabilidad	6	2	12	1	6	3	18	4	24	
10	Seguridad	8	2	16	2	16	2	16	4	32	
11	Estabilidad	6	3	18	3	18	2	12	4	24	
12	Facilidad de manejo	6	2	12	2	12	3	18	4	24	
13	Complejidad	5	3	15	3	15	2	10	4	20	
Puntaje máximo $\sum gp$			231		197		286		384		
Valor técnico Xi			0.6		0.51		0.74		1		
$x_i = \frac{g_1 \cdot p_1 + g_2 \cdot p_2 + \dots + g_n \cdot p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot p_{max}} \leq 1$											

Tabla 30.

Evaluación de conceptos de solución- valor económico

Diseño mecánico - evaluación de proyectos										Área de diseño	
Valor económico (Yi)											
Proyecto: Diseño de una máquina dobladora de estribos y roladora de platinas											
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)											
0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal).											
g: Es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación.											
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos											
Variantes de concepto / proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Sol. Ideal		
			S1		S2		S3		S. Ideal		
N.º	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Costo de fabricación	8	2	16	2	16	3	24	4	32	
2	Costo de materiales	10	1	10	1	10	3	30	4	40	
3	Costo de adquisición de materiales	8	3	24	2	16	3	24	4	32	
4	Costo de ensamble	7	2	14	2	14	3	21	4	28	
5	Costo de mantenimiento	7	2	14	2	14	3	21	4	28	
6	Costo de operación	6	2	12	2	12	3	18	4	24	
Puntaje máximo $\sum gp$			90		82		138		184		
Valor económico Yi			0.49		0.45		0.75		1		
$y_i = \frac{g_1 \cdot p_1 + g_2 \cdot p_2 + \dots + g_n \cdot p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot p_{max}} \leq 1$											

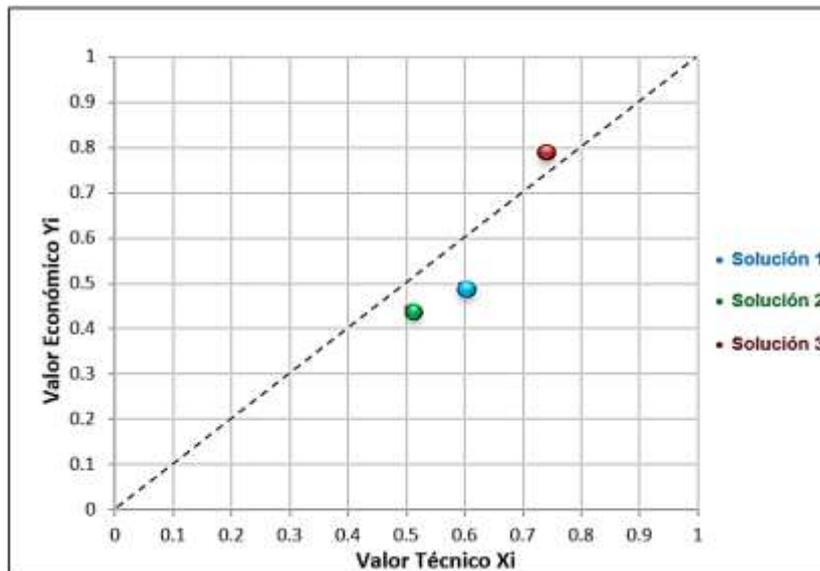


Figura 76. Diagrama de evaluación técnico-económica según VDI 2225

A partir del diagrama de evaluación técnico–económica, se determina que la alternativa más cercana a la recta de la solución ideal y al punto (1, 1) es la solución 3, por lo que se considera como solución óptima, por lo tanto, esta será desarrollada en los siguientes capítulos.

4.3 Cálculo y Selección de Componentes

En este apartado se desarrollarán los cálculos y elección de los componentes más importantes del diseño de la máquina conformadora, para que durante su fabricación y funcionamiento sea confiable, sin riesgos a fallas. Para el diseño de la máquina se utilizará un software de diseño asistido por computadora CAD (*Autodesk Inventor Professional*). En la Figura 77 se representa el modelo desarrollado de la máquina conformadora.

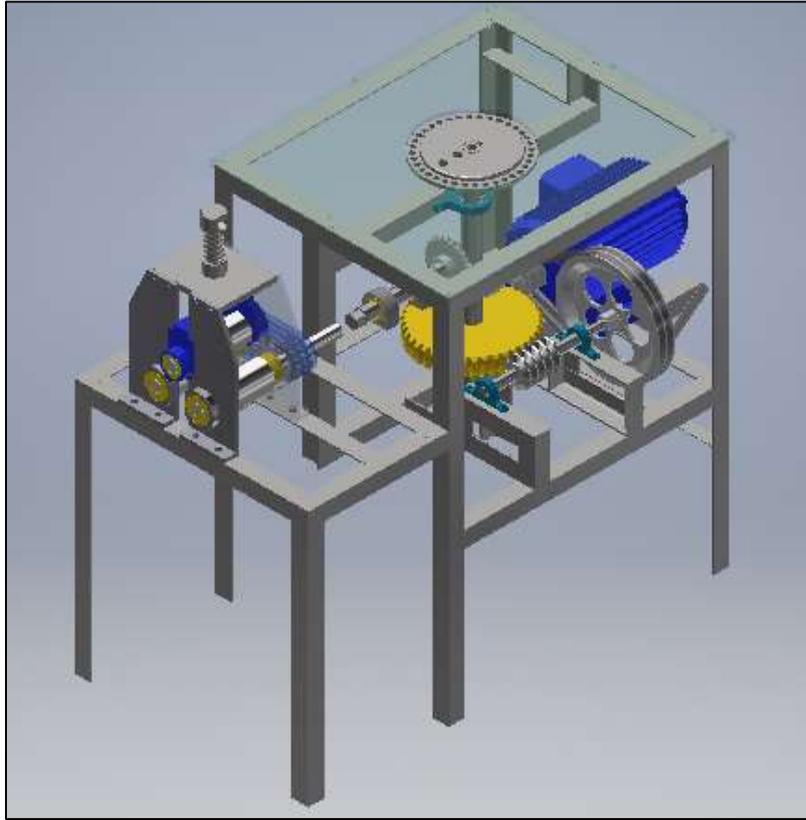


Figura 77. Máquina conformadora de perfiles metálicos

4.3.1 Cálculo de Tornillo Sinfín y su Corona

Para el sistema multiplicador de fuerza como se considera en la Figura 78, se manipula un sistema de sinfín corona.

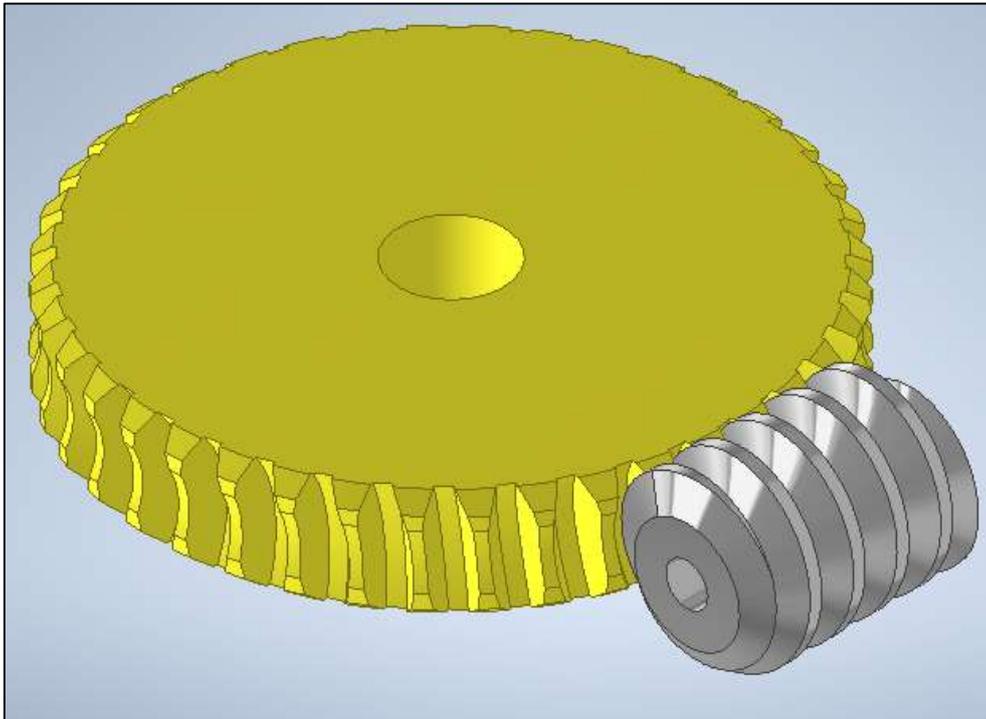


Figura 78. Sistema reductor de velocidad

4.3.1.1 Cálculo de la Geometría del Tornillo Sinfín y su Corona

Primero, se determina el tipo de material a usarse para la corona, el material a utilizar es un bronce rojo al estaño ASTM B505 o SAE 62 por sus buenas propiedades de autolubricación y resistente al desgaste según Böhler (Anexo 10).

Los cálculos de las dimensiones del tornillo sinfín y su corona a utilizar será siguiendo el sistema internacional (SI) el tipo A, por recomendaciones del libro de López (5) por ser más resistente y sencillo su mecanizado.

- **Parámetros iniciales para el cálculo de la corona**

- Módulo $M = 4 \text{ mm}$
- Número de dientes corona $N = 40$

- **Parámetros iniciales para el cálculo del tornillo sinfín**

- Módulo $M = 4 \text{ mm}$

Designación	Fórmula Tipo A	Resultado
P= paso	$P= M \times 3.1416$	P=12.566 mm
DE= diámetro exterior	$DE= (N+2) \times M$	DE=168 mm
DP= diámetro primitivo	$DP=N \times M$	DP=160 mm
D1= diámetro mayor o sobre arista	$D1=DE+(0,4775 \times P)$ Para tornillo sinfín de filete simple o doble	D1=171 mm
A= ancho de la rueda	$A=2.38 \times P+6$ Para simple o doble	A=30.5 mm
R= concavidad periférica	$R=0.5 \times dp-M$	R=76 mm
r= radio de la cabeza	$r=0.25 \times P$	r=3.14 mm
E= distancia entre ejes de la rueda y sinfín	$E= (DP + dp) / 2$	E= 100mm
- Número de dientes corona	N = 40	
- Número de entradas sinfín	n = 1	
- Diámetro exterior	de = 48 mm	

Designación	Fórmula tipo A	Resultado
P= paso lineal	$P= M \times 3.1416$	P= 12.566 mm
dp= diámetro primitivo	$dp = de-2M$	dp= 40 mm
ψ = ángulo de inclinación del filete o de la hélice	$\psi= \tan^{-1}\left(\frac{p}{dp \times 3.1416}\right)$	$\psi= 5.71^\circ$
h= altura total de filete	$h= 2.167 \times M$	h= 8.67 mm
d= diámetro al fondo del hilo	$d= de-2h$	d= 30.66 mm

e= espesor del filete	$e= P/2$	e= 6.285 mm
c= espacio entre filete	$c= P/2$	c= 6.285 mm
L= altura de la cabeza del filete	$L= M$	L= 4 mm

4.3.1.2 Cálculo de Cargas en el Tornillo Sinfín-Corona

Para realizar los cálculos de las cargas que se provocan en las transmisiones por gusano, la fuerza normal al diente W puede proyectarse en términos de sus componentes sobre tres ejes coordenados perpendiculares como se evidencia en la Figura 79, donde están simbolizadas las acciones P , S , Wt , que el tornillo sinfín provoca sobre la rueda dentada, cuando estos elementos giran según los sentidos indicados por las flechas. (2)

Los cálculos de las cargas se realizarán en sistema inglés por el uso de las tablas que lo condicionan, después del cálculo se hará la conversión al Sistema Internacional (SI), para calcular fuerzas que operan en el rodamiento.

l= altura del pie del filete	$l=1.167 \times M$	l=4.66 mm
LR= longitud de la parte roscada	$LR=P \times (4.5 + \frac{N}{50})$	LR= 64 mm
F= extremo sin roscar	$F= P$	F=12.56 mm
R= radio de la cabeza del filete	$R=0.05 \times P$	R=0.628 mm

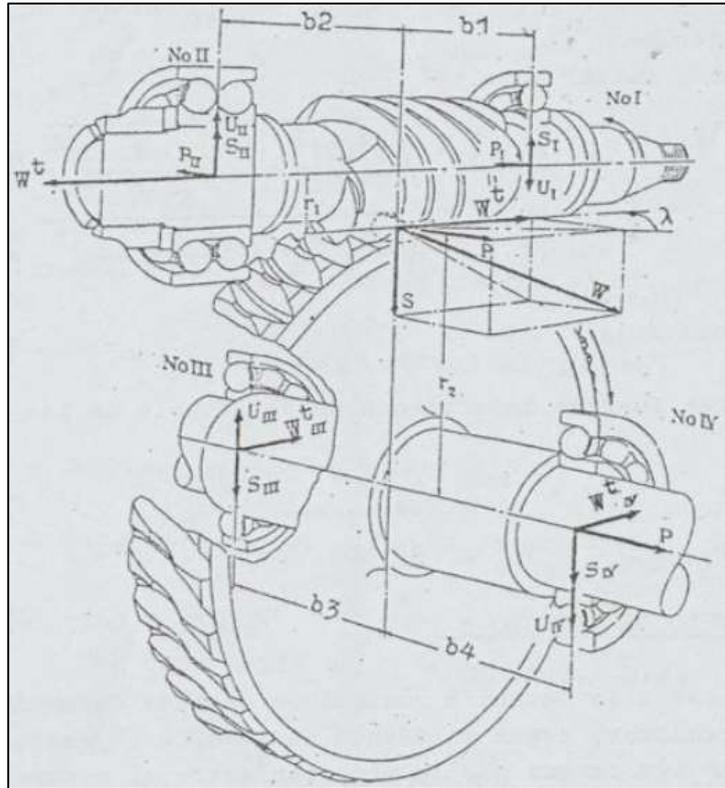


Figura 79. Componentes P, S, Wt aplicadas al diente de la rueda. Tomada de Diseño de elementos de máquinas tornillo sinfín rueda dentada (2)

La fuerza necesaria para poder doblar una varilla corrugada es de mínimo 2400 N según el cálculo en el inciso (4.3.2) aplicando una palanca de d= 0.035 m.

$$T_{sal} = 84 \text{ N.m} = 743.46 \text{ lb.pul}$$

Se halla la potencia nominal requerida (HPn)

$$HPn = \frac{T \times n}{63000}$$

Donde:

n = número de revoluciones (corona)

T= torque de salida

Reemplazando:

$$HPn = \frac{743.46 \times 20}{63000}$$

$$HP_n = 0.236 \text{ Hp}$$

- **Cargas que se producen entre el tornillo sinfín y la corona**

Datos iniciales

- | | |
|---|--|
| - Potencia nominal (HP _n)
HP _n =0.236 Hp | - Diámetro de paso de la
rueda (D _g) o diámetro
primitivo

D _g = 160 mm= 6.299" |
| - Ángulo de presión normal
(∅ _n)
(∅ _n =20) | - Diámetro de paso del
gusano (D _w) o diámetro
primitivo

D _w = 40 mm = 1.575" |
| - Torque de salida (T _{sal.})
T _{sal.} =84 Nm o 743.46 lb.pul | Radio de paso de la corona
(r _g) = 3.149" |
| - Factor de fricción (f) = 0.05 | Radio de paso del gusano
(r _w) = 0.787" |
| - Ángulo de hélice ψ =5.71° | |
| - Revoluciones por minuto
(rpm)
RPM= 800 gusano
RPM= 20 rueda | |

Desarrollando las ecuaciones se obtiene

Fuerza tangencial de la Corona W^t

$$W_t = \frac{T_{sal}}{r_2}$$

$$W_t = 236 \text{ lb} = 1047.78 \text{ N}$$

Despejando la fuerza normal:

$$W_t = W_N (\cos \phi_n \times \cos \lambda)$$

Despejando W_N

$$W_N = W = 252.6 \text{ lb} = 1121 \text{ N}$$

Fuerza radial debido al ángulo de presión W_r o (S):

$$W_r = W_N \times \text{Sen } \phi_n \quad W_r = 86.65 \text{ lb} = 384057 \text{ N}$$

Fuerza W_x o (P) esta fuerza conocida usualmente como fuerza de empuje, tiende a empujar al engranaje a lo largo del eje.

$$W_x = W_t \times \text{tag } \psi \quad W_x = 23.6 \text{ lb} = 104.76 \text{ N}$$

- **Fuerzas que se producen en el gusano**

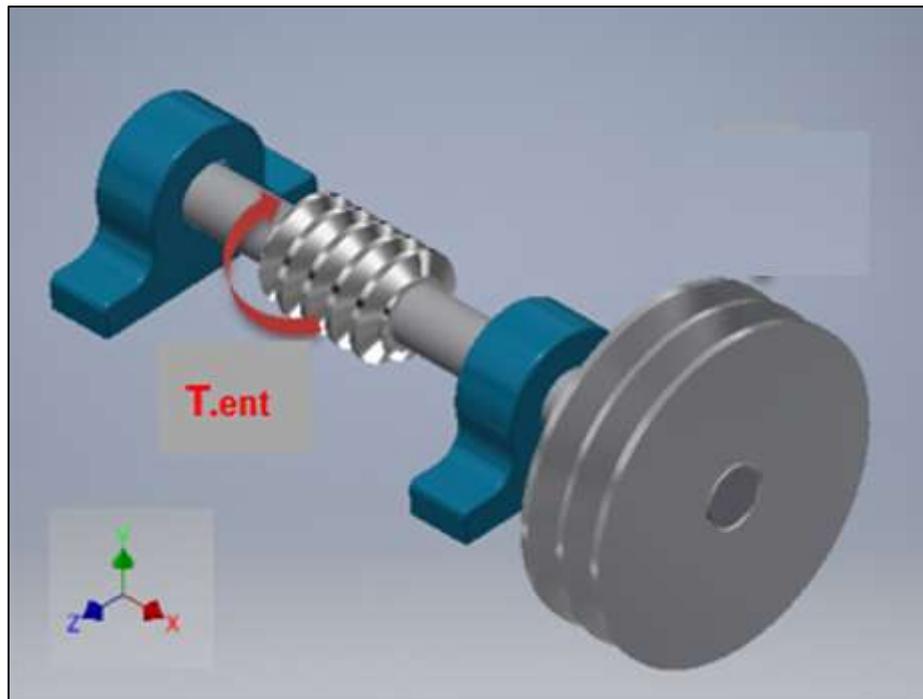


Figura 80. Distancia de los apoyos del tornillo

Torque de entrada (T.ent)

$$T.ent = \frac{63000 \times HP}{Rpm \text{ gusano}}$$

$$T.ent = \frac{63000 \times 0.236}{800}$$

T.ent = 18.582 lb.pul = 2.099 N.m

- Radio de paso del gusano (r1)

$$r1 = Dw/2 \qquad r1=0.7874 \text{ pul}$$

- Fuerza tangencial del gusano (P)

$$P = \frac{T.ent}{r1} \qquad P= 23.599 \text{ lb} = 104.97 \text{ N}$$

- Despejando

$$W_t = W (\cos\phi_n \times \cos\lambda)$$

Despejando W_N

$$W = 252.65 \text{ lb} = 1121.27 \text{ N}$$

- Fuerza que tiende a separar el gusano de la rueda y se debe al ángulo de presión.

$$S = W \times \cos(\phi_n) \quad \mathbf{S = 237.3 \text{ lb} = 1053.23 \text{ N}}$$

4.3.2 Cálculo del Doblado

Para esta máquina se utilizará el sistema de multiplicación de fuerza por engranajes. Para efectos de cálculos se utilizará el mayor diámetro de varilla a doblar que vendría a ser de $\frac{1}{2}$ “.

El doblado de la varilla corrugada se establecerá con la ecuación de esfuerzo máximo o fórmula de la flexión.

Fórmula de la flexión Ec (2)

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M \cdot c}{I}$$

Donde:

- $\sigma_{\text{máx}}$ = es el esfuerzo normal máximo en el elemento (Pa), que se origina en el punto de la sección transversal el cual está más alejado del eje neutro.
- **M** = momento flector elástico [N m]
- **I** = inercia de la sección transversal [m⁴]
- **c** = distancia del eje neutro a la fibra más lejana [m]

La distancia del eje neutro a la fibra más lejana viene a ser la medida desde el centro de la sección transversal hasta la periferia del material, como el material es circular vendría ser el radio.

$$c = \frac{d}{2}$$

Donde:

c = distancia del eje neutro a la fibra más lejana [m]

d = diámetro de la varilla a doblar [m]

Fórmula del momento de inercia para una sección circular. (4)

$$I = \frac{\pi * r^4}{4} \dots\dots\dots (Ec. 3)$$

- Aplicamos el DCL del sistema

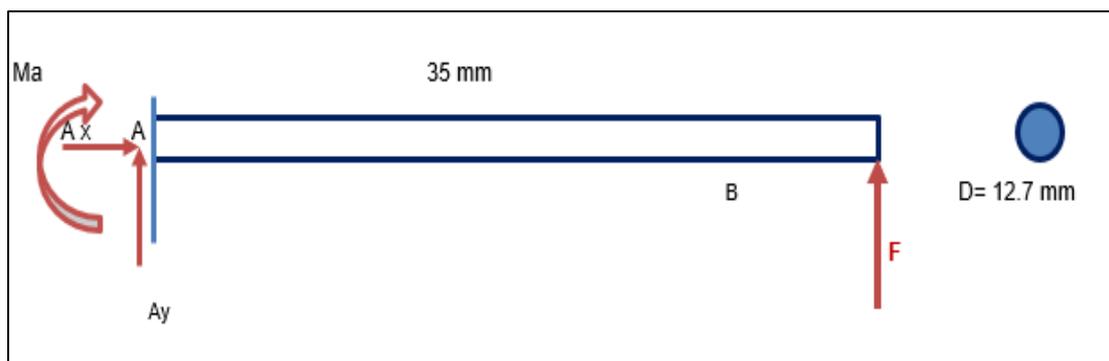


Figura 81. Diagrama de cuerpo libre del doblado de varilla corrugada

Datos reales de la varilla corrugada según Aceros Arequipa:

$$\sigma_{\text{máx}} = 419.868 \text{ MPa}$$

Diámetro de la varilla = 12.7 mm

Distancia: 35 mm

$$I = \frac{\pi * 0.00635^4}{4}$$

$$I = 1.27 * 10^{-9} \text{ m}^4$$

Despejando el momento

$$M = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{c} * I$$

$$M = \frac{419.868 \cdot 10^6 \cdot 1.27 \cdot 10^{-9}}{6.35 \cdot 10^{-3}}$$

$$M = 84 \text{ N.m}$$

Reemplazando en la ecuación de momento torsor se halla la fuerza.

$$M = F \cdot D$$

$$F = 2400 \text{ N}$$

Por lo tanto, se concluye que para poder doblar una varilla de ½" se necesita un torque de 84 N.m y según las recomendaciones de Aceros Arequipa se necesita una distancia de 35 mm para poder doblar estribos de ½" (Tabla 4), aplicando sumatoria de momentos se halla que se requiere una fuerza de 2400 N para realizar el doblado.

4.3.3 Cálculo de Eje

4.3.3.1 Cálculo del Diámetro Mínimo de los Ejes

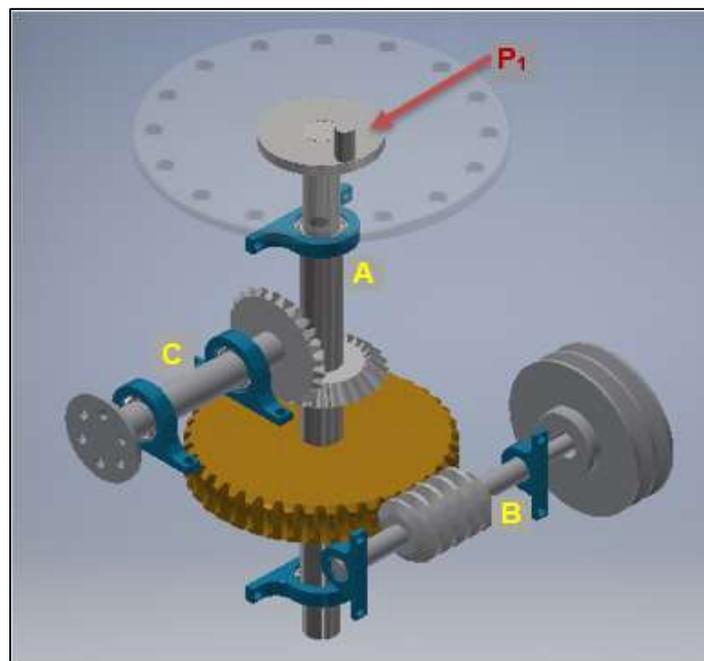


Figura 82. Identificación de ejes

- **Cálculo del eje A**

Se comienza con el cálculo del eje A, se realiza el DCL en el plano Z-X para exponer todas las reacciones que operan en el eje, el cual admitirá plantear

las ecuaciones de equilibrio; a continuación, se determinarán las reacciones desconocidas como A_z y B_z , ver Figura 84.

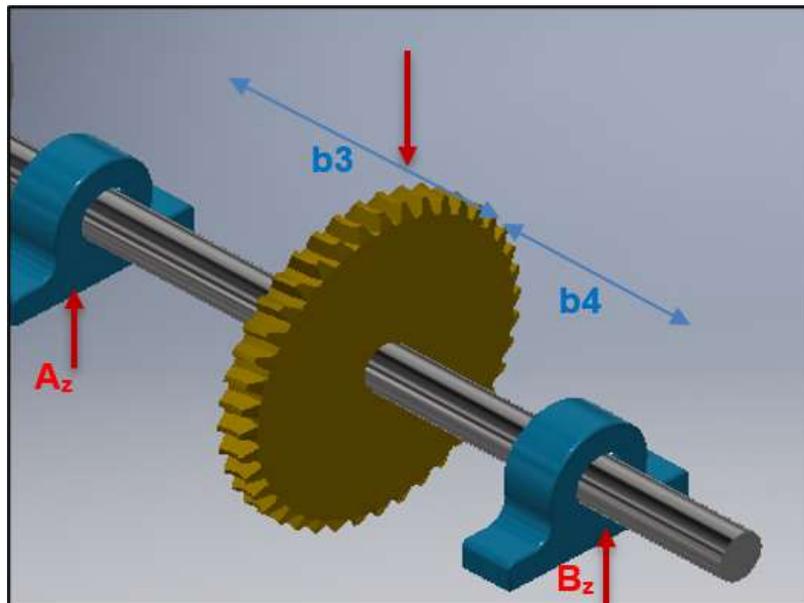


Figura 83. Reacciones en el eje A en el plano Z-X

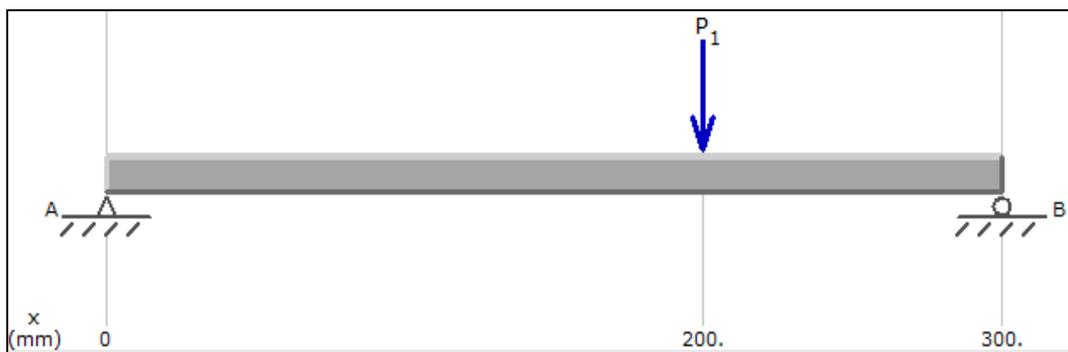


Figura 84. Diagrama de cuerpo libre

La fuerza se predispone a separar al gusano de la rueda es de **$S=1053.23$** N hallado anteriormente.

Las distancias son:

Distancia b_3 es de 200 mm

Distancia b_4 es de 100 mm

Se desarrollan las ecuaciones de equilibrio para poder establecer las reacciones en A_z y B_z .

$$\sum M_{a_z} = 0$$

$$B_y \times 300 \text{ mm} - 1053.23 \text{ N} \times 200 \text{ mm} = 0$$

$$B_z = 702 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$A_z - 1053.23 \text{ N} + 702 \text{ N} = 0$$

$$A_z = 351 \text{ N}$$

Una vez halladas las reacciones se grafican los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector. Ver Figura 85 y 86.

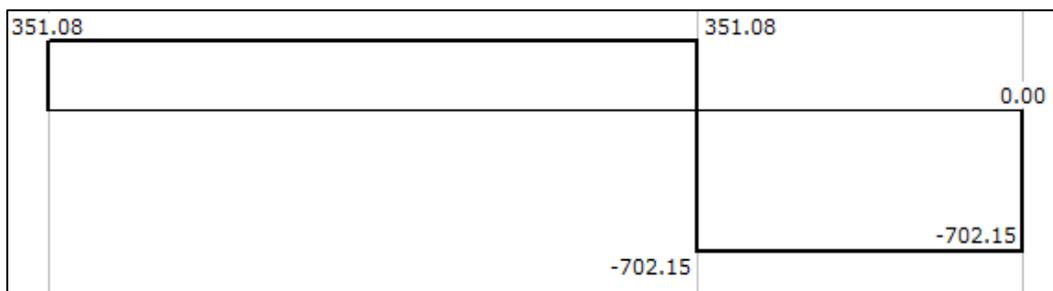


Figura 85. Diagrama de esfuerzo cortante

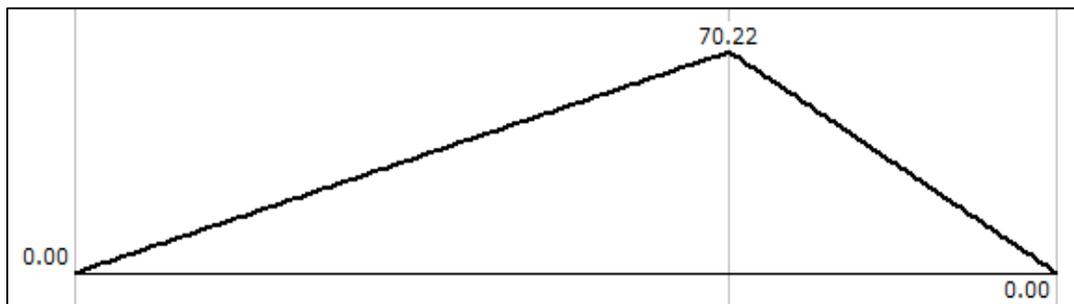


Figura 86. Diagrama de momento flector

- **Momento flexionante máximo**

El diagrama de momento flector establece que el punto A es el momento flexionante alternante máximo.

$$M_a = 70.22 \text{ N.m}$$

- **Material para el eje**

En la elección del tipo de material se tiene en cuenta que el material estará sometido a un gran esfuerzo de torsión.

En este caso específico por la alta torsión que soportan los ejes y por la geometría, se utiliza un acero AISI 4140 mejor conocido como VCL, por la empresa Böhler. Ver descripciones del acero (Anexo 11).

El límite de fluencia para un acero VCL en estado bonificado que se halla entre los diámetros de 16 – 40 mm es de $Se=715 \text{ N/mm}^2$ determinada por Aceros Böhler del Perú S. A.

❖ En los cálculos posteriores se utilizará el límite de fluencia $Se=715 \text{ N/mm}^2$.

- **Factor de seguridad**

Para tener las garantías que la máquina no fallará por esfuerzos y sea confiable se utilizará un nivel de seguridad conveniente para el diseño, utilizando los Factores de Seguridad favorecidos para la construcción de maquinaria (Tabla 22), se utiliza el factor de seguridad de $n=2.5$, que se usa para materiales promedio que trabajen en situaciones de medio ambiente ordinarias, expuestos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse.

- **Factor de concentración de esfuerzo por fatiga de flexión (K_f)**

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

- **Factor de concentración de esfuerzo (K_t):** en el asunto del filete hombro estándar, para apreciar los valores K_t en la primera iteración, debe elegirse una relación r/d de modo que puedan adquirir los valores de K_t . Para el peor extremo del espectro, con ($r/d = 0.02$). Luego, de la Tabla 31, se trabaja con un factor de concentración de esfuerzo en flexión de: (11)

$$K_t = 2.7$$

Tabla 31.

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t y K_s

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.14	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

Sensibilidad a la muesca sometida a flexión inversa de cargas axiales inversas (q): las predisposiciones de la sensibilidad a la muesca como función del radio de la muesca y la resistencia última se manifiestan en la Figura 87, para la flexión inversa o la carga axial. (11)

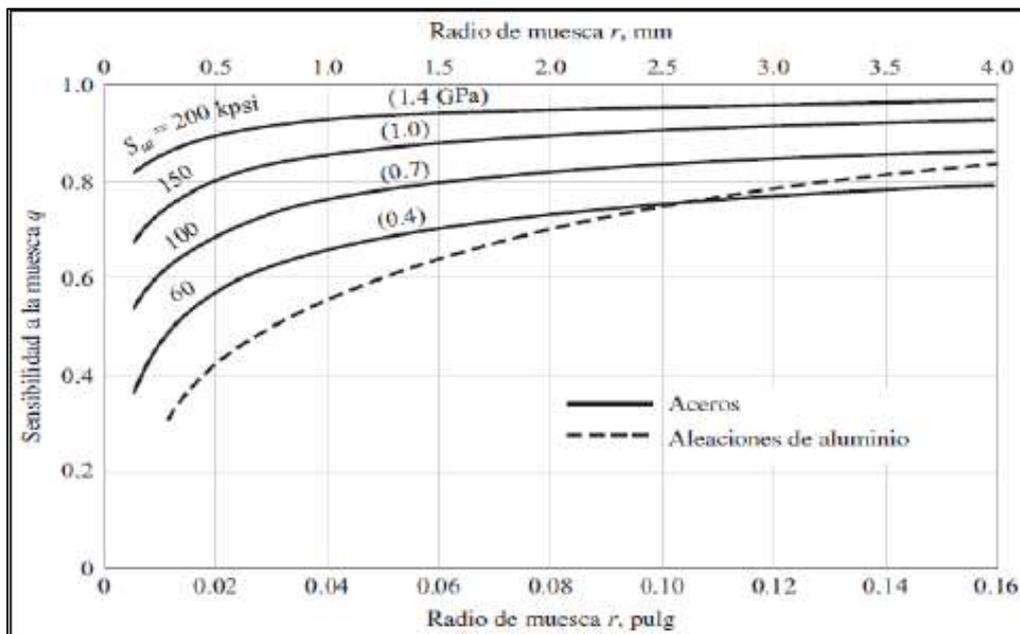


Figura 87. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (11)

Como diseñador, se considera laborar con un radio de muesca de 0.02 y el acero tiene un $S_{ut}=0.5 \text{ GPa}$, consecuentemente, la intersección de las líneas en la Figura 87 establece que se trabaja con la sensibilidad a la muesca de $q=0.62$.

Reemplazando el (K_t) y (q) se obtiene (K_f):

$$K_f = 1 + 0.62 (2.7 - 1)$$

$$K_f = 2.05$$

Se calcula el diámetro mínimo, según la fórmula de la ecuación (2.1)

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Teniendo los datos:

- ✓ Factor de seguridad

$$n = 2.5$$

- ✓ Límite de fluencia del material para el eje

$$S_e = 715 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

- ✓ Momento flexionante alternante máximo en el punto A

$$M_a = 70.22 \text{ N.m}$$

- ✓ Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión (K_f).

$$K_t = 2.05$$

- ✓ Par de torsión alternante (T_a)

$$T_a = 84 \text{ N.m}$$

- ✓ Factor de concentración de esfuerzo por torsión (K_{fs})

$$K_{fs} = 1.651$$

Reemplazando valores en la fórmula:

$$d = \left\{ \frac{16 \times 2.5}{\pi \times 715 \times 10^6} [4 (2.05 \times 70.22)^2 + 3 (1.651 \times 84)^2] \right\}^{\frac{1}{2}} \frac{1}{3}$$
$$d = 0.01883\text{m} = 18.83 \text{ mm}$$

Conclusión: el diámetro mínimo del eje con un factor de seguridad de $n = 2.5$, utilizando un acero AISI 4140 (VCL), que resista una carga máxima de 1053 N, es de $\varnothing = 19 \text{ mm}$ de eje sólido.

- **Cálculo del eje B**

El eje B es el responsable de transmitir el movimiento rotacional al eje A, por medio del sistema de reducción de esfuerzos (sinfín-corona) que es accionada por un motor eléctrico, generando un momento torsor suficiente para girar el eje A que doblará las varillas corrugadas.

El torque de entrada (T.ent) ver inciso (4.3.1.2), calculado anteriormente es de 18.582 lb.pul que es igual a 2.099 N.m y la fuerza que tiende a separar a la corona del tornillo sinfín es de 1053.23 N.

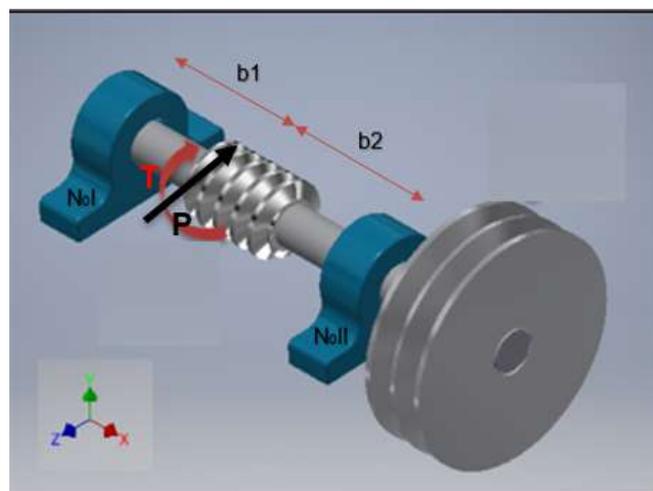


Figura 88. Eje B

Se elabora el diagrama de cuerpo libre del eje B

$$b1 = 100 \text{ mm} = 3.937 \text{ pulg.}$$

$$b2 = 100 \text{ mm} = 3.937 \text{ pulg.}$$

- DCL tornillo sinfin

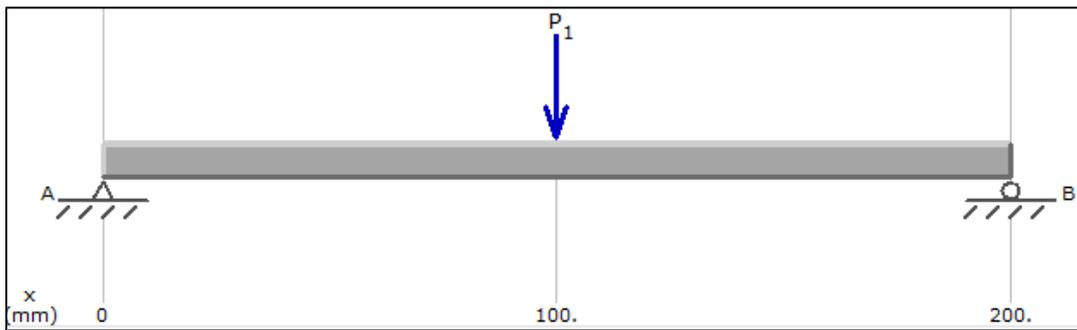


Figura 89. Diagrama de cuerpo libre para el eje B, plano X-Z

Se desarrollan las ecuaciones de equilibrio para poder determinar las reacciones en A_y y B_y .

$$\sum M_a = 0$$

$$B_y \times 200 \text{ mm} - 1053.23 \text{ N} \times 100 \text{ mm} = 0$$

$$B_y = 526.5 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - 1053.23 \text{ N} + 526.5 \text{ N} = 0$$

$$A_y = 526.5 \text{ N}$$

Una vez halladas las reacciones se grafican los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector, ver Figuras 90 y 91.

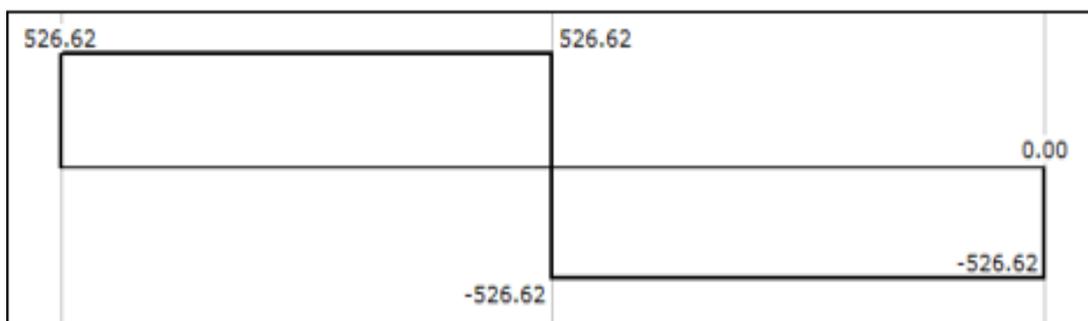


Figura 90. Diagrama de esfuerzo cortante eje B, plano X-Y

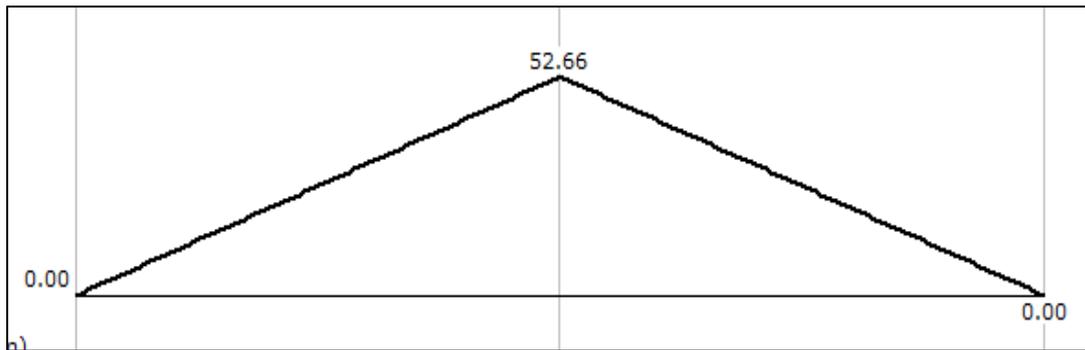


Figura 91. Diagrama de momento flector eje B; plano X-Y

- **Momento flexionante máximo**

El diagrama de momento flector determina que el punto B es el momento flexionante alternante máximo.

$$M_a = 52.66 \text{ N.m}$$

- **Material para el eje**

El límite de fluencia para un acero VCL en estado bonificado que se encuentra entre los diámetros de 16 – 40 mm es de $S_e = 715 \text{ N/mm}^2$ determinada por Aceros Böhler del Perú S. A.

❖ En los cálculos posteriores se utilizará el límite de fluencia:

$$S_e = 715 \text{ N/mm}^2 = 1.08 \times 10^5 \text{ PSI.}$$

- **Factor de concentración de esfuerzo por fatiga de flexión (K_f)**

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

- **Factor de concentración de esfuerzo (K_t):**

$$K_t = 2.7$$

Como diseñador, se considera laborar con un radio de muesca de 0.02 y el acero posee un $S_{ut}=0.5 \text{ GPa}$, de modo que, la intersección de las líneas en la Figura 87 establece que se trabaja con la sensibilidad a la muesca de $q = 0.62$.

Reemplazando el (Kt) y (q) se obtiene (Kf) :

$$Kf = 1 + 0.62 (2.7 - 1)$$

$$Kf = 2.05$$

Se calcula el diámetro mínimo.

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Teniendo los datos:

- ✓ Factor de seguridad: 2.5
- ✓ Límite de fluencia del material para el eje

$$S_e = 715 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

- ✓ Momento flexionante alternante máximo $M_a = 52.66 \text{ N.m}$
- ✓ Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión (K_f) : 2.05
- ✓ Par de torsión alternante (T_a) : 2.099 N.m
- ✓ Factor de concentración de esfuerzo por torsión (K_{fs}) $K_{fs} = 1.35$

Reemplazando valores en la fórmula:

$$d = \left\{ \frac{16 \times 2.5}{\pi \times 715 \times 10^6} \left[4 (2.05 \times 52.66)^2 + 3 (1.35 \times 2.099)^2 \right]^{0.5} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.0156 \text{ m}$$

Conclusión: el diámetro mínimo del eje teniendo en consideración el diámetro interior de los rodamientos disponibles es de $\varnothing=17\text{mm}$ de eje sólido, usando un acero VCL con un factor de seguridad de $n = 2.5$,

- **Cálculo de eje C**

El eje C es el causante de transmitir el movimiento rotacional a la brida que a su vez transmitirá el momento torsor al sistema de rolado, este transmite la misma potencia y velocidad que el eje A, la fuerza radial que tiende a separar a los engranajes es de $P= 385 \text{ N}$ (inciso 4.3.5.2).

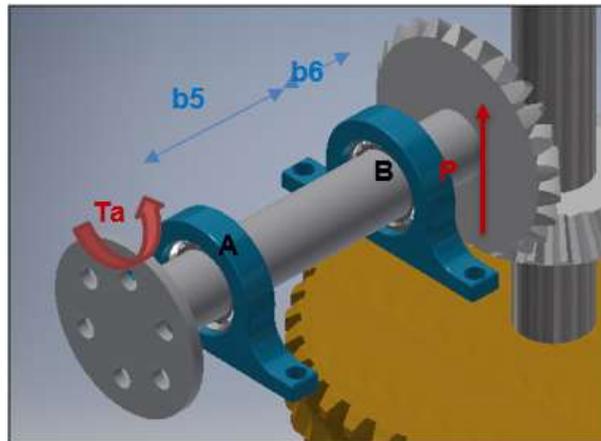


Figura 92. Eje C

- **DCL del eje C**

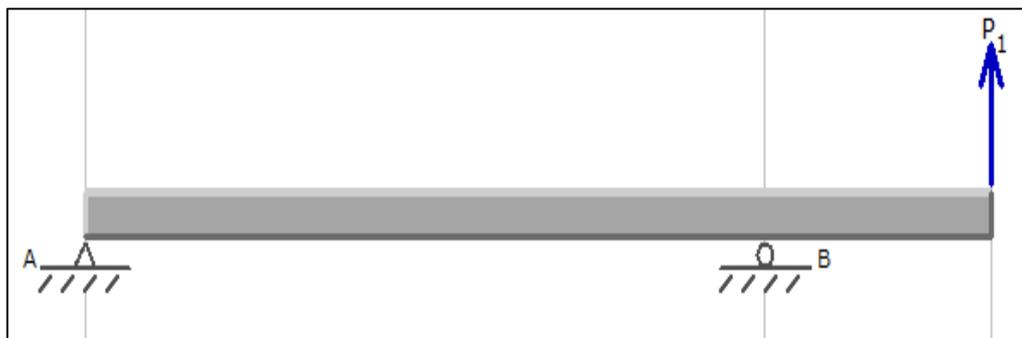


Figura 93. DCL eje C

Distancia b_5 es de 150 mm

Distancia b_6 es de 50 mm

Se desarrollan las ecuaciones de equilibrio para poder determinar las reacciones en A_z y B_z .

$$\sum M_a = 0$$

$$385.66 \text{ N} \times 200 \text{ mm} - B_y \times 150 \text{ mm} = 0$$

$$B_y = 514.21 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - 514.21 \text{ N} + 385.66 \text{ N} = 0$$

$$A_y = 128.55 \text{ N}$$

Una vez halladas las reacciones se grafican los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector, ver Figura 85 y 86.

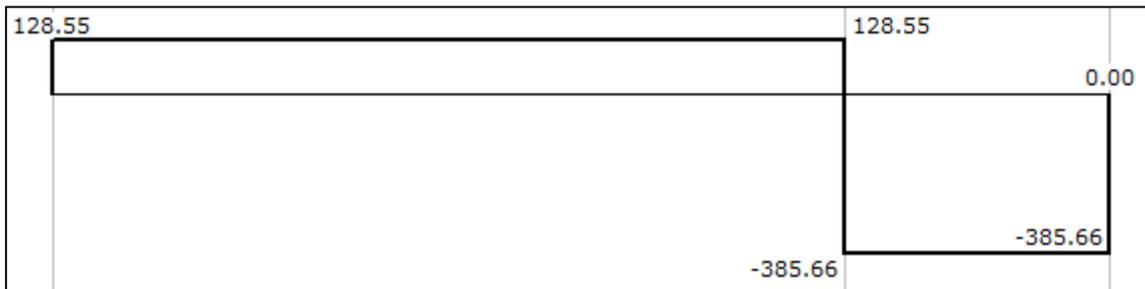


Figura 94. Diagrama de esfuerzo cortante

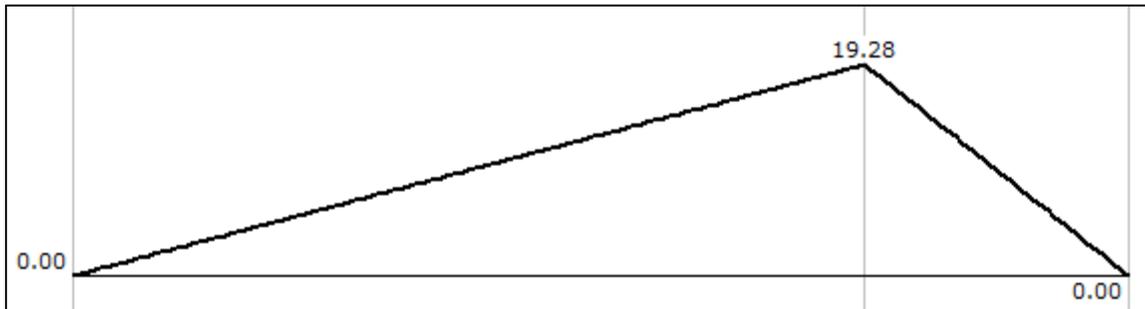


Figura 95. Diagrama de momento flector

- **Momento flexionante máximo**

El diagrama de momento flector establece que el punto A es el momento flexionante alternante máximo.

$$M_a = 19.28 \text{ N.m}$$

- **Material para el eje**

En la elección del tipo de material se debe tener en cuenta que el material estará sometido a un gran esfuerzo de torsión.

En este caso específico por la alta torsión que soportan los ejes y la geometría del diseño se utiliza un AISI 4140 usualmente conocido como VCL, por la empresa Böhler, ver especificaciones del acero (Anexo 11).

El límite de fluencia de un acero VCL en estado bonificado que se halla entre los diámetros de 16 – 40 mm es de $S_e=715 \text{ N/mm}^2$ determinada por Aceros Böhler del Perú S. A.

- **Factor de seguridad**

Para tener las garantías que la máquina no fallará por esfuerzos y sea confiable, se utilizará un factor de seguridad apropiado para el diseño, usando los Factores de Seguridad sugeridos en la construcción de maquinaria (Tabla 22), utilizando el factor de seguridad de $n=2.5$.

- **Factor de concentración de esfuerzo por fatiga de flexión (K_f)**

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

- **Factor de concentración de esfuerzo (K_t)**

En cuanto al caso del filete hombro estándar, para evaluar los valores K_t en la primera iteración, se debe escoger una relación r/d de manera que logren obtenerse los valores de K_t . Para el peor extremo del espectro, con $(r/d = 0.02)$. Consecuentemente, de la Tabla 31, se trabajará con un factor de concentración de esfuerzo en flexión de (11):

$$K_t = 2.7$$

Sensibilidad a la muesca sometida a flexión inversa de cargas axiales inversas (q): las predisposiciones de la sensibilidad a la muesca como función del radio de la muesca y la resistencia última se manifiestan en la Figura 87, para la flexión inversa o la carga axial. (11)

Como diseñador, se considera un radio de muesca de 0.02 y el acero posee un $S_{ut}=0.5 \text{ GPa}$, por ende, la intersección de las líneas en la Figura 87 determinan que se trabaja con la sensibilidad a la muesca de $q = 0.62$.

Reemplazando el (K_t) y (q) se obtiene (K_f):

$$K_f = 1 + 0.62 (2.7 - 1)$$

$$K_f = 2.05$$

Se calcula el diámetro mínimo, según la fórmula de la ecuación (2.1)

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Obtenido los datos:

- ✓ Factor de seguridad

$$n = 2.5$$

- ✓ Límite de fluencia del material para el eje

$$S_e = 715 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

- ✓ Momento flexionante alternante máximo en el punto A

$$M_a = 19.28 \text{ N.m}$$

- ✓ Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión (K_f)

$$K_t = 2.05$$

- ✓ Par de torsión alternante (T_a)

$$T_a = 84 \text{ N.m}$$

- ✓ Factor de concentración de esfuerzo por torsión (K_{fs})

$$K_{fs} = 1.21$$

Reemplazando valores en la fórmula:

$$d = \left\{ \frac{16 \times 2.5}{\pi \times 715 \times 10^6} [4 (2.05 \times 19.28)^2 + 3 (1.21 \times 84)^2] \right\}^{\frac{1}{2}} \frac{1}{3}$$
$$d = 0.01504 \text{ m} = 15.04 \text{ mm}$$

Conclusión: el diámetro mínimo del eje con un factor de seguridad de $n = 2.5$, utilizando un acero AISI 4140 (VCL), es de $\varnothing = 15.04 \text{ mm}$ de eje sólido.

4.3.3.2 Cálculo de Bocinas de los Ejes

- **Cálculo de bocinas del eje A**

Para el diseño de las bocinas se ha establecido:

Factor de seguridad (n) = 3

Longitud de la bocina (l) = 20 mm

Límite de fluencia del bronce B-10, $S_y = 160 \text{ MPa}$

La fuerza de la reacción de la corona 1676 N = 1.676 kN

La fuerza de reacción del engranaje cónico = 105 N

El espesor mínimo para la bocina esta dado por la ecuación (2.49):

$$e = \frac{(1.609 \text{ kN} + 105 \text{ N}) \times 3}{160 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 20 \text{ mm}}$$
$$e = 1.7 \text{ mm}$$

- **Cálculo de bocinas del eje C**

Para el diseño de las bocinas se ha establecido:

Factor de seguridad (n) = 3

Longitud de la bocina (l) = 25 mm

Límite de fluencia del bronce B-10, $S_y = 160 \text{ MPa}$

La fuerza de reacción del engranaje cónico = 1811 N

El espesor mínimo para la bocina esta dado por la ecuación (2.49):

$$e = \frac{1811 N x 3}{160 \frac{N}{mm^2} x 25 mm}$$
$$e = 1.257 mm$$

4.3.4 Cálculo y Selección de Rodamientos

4.3.4.1 Selección de Rodamientos del Eje B y Cálculos de la Vida Nominal

Según los calculados realizados anteriormente el diámetro mínimo del eje B es $d = 15.6 mm \approx 5/8"$, tomando en cuenta los diámetros interiores de los rodajes SKF se opta por un eje de diámetro 17 mm.

- **Selección de rodamiento**

- ✓ Velocidad de giro del eje B $n = 800 rpm$
- ✓ Carga dinámica equivalente del rodamiento $P = B_z = 526.5 N$
- ✓ Viscosidad cinemática del aceite a emplear $\nu = 20 mm^2/s$
- ✓ Fiabilidad deseada 90%

Para la elección del rodamiento del eje B se maneja favorablemente un rodamiento rígido de bolas tapadas de una hilera, el cual es designado del Catálogo de SKF, el rodamiento posee la designación de 61903-2Z.

Las características del rodamiento escogido con designación de 61903-2Z, son personificados en la Figura 96 y dimensionados en la Tabla 32.

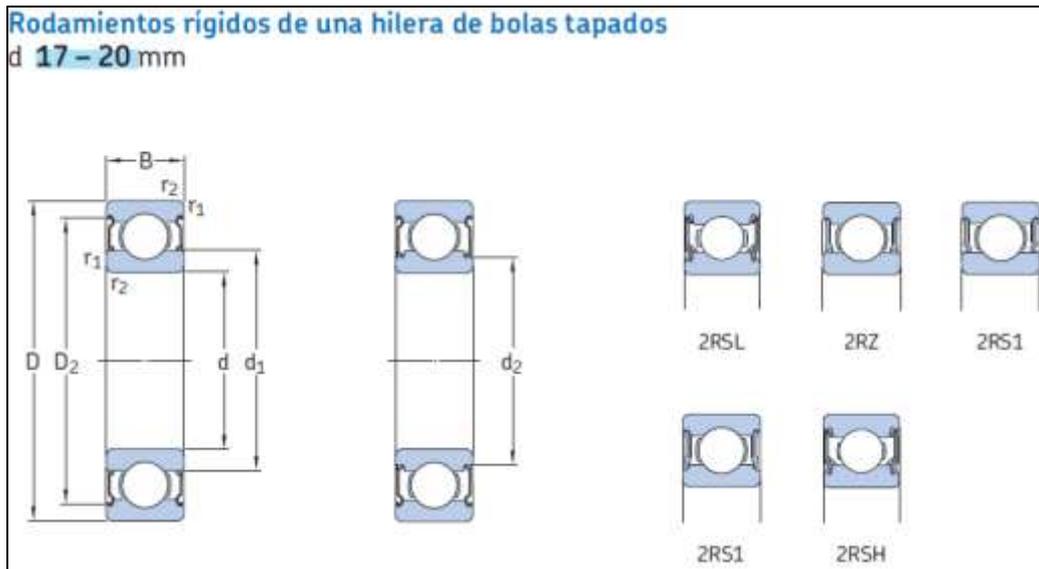


Figura 96. Rodamiento rígido de una hilera de bolas tapados de 17 – 20 mm. Tomada de Grupo SKF (13)

Tabla 32.

Dimensionamiento de rodamiento rígido de una hilera con bolas tapadas 17-20 mm

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamientos tapados en ambos lados	un lado
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	-
17	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	28 000	0,0082	61803-2Z	—
	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	28 000	0,0082	61803-2RZ	—
	26	5	2,03	1,27	0,054	—	16 000	0,0082	61803-2RS1	—
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	26 000	0,017	61903-2Z	—
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	26 000	0,018	61903-2RZ	—
	30	7	4,62	2,55	0,108	—	14 000	0,017	61903-2RS1	—
35	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	22 000	0,032	* 16003-2Z	—
	35	10	5,85	3	0,127	49 000	25 000	0,039	E2.6003-2Z	—
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	22 000	0,041	* 6003-2Z	* 6003-Z
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	22 000	0,039	* 6003-2RSL	* 6003-RSL
	35	10	6,37	3,25	0,137	—	13 000	0,039	* 6003-2RSH	* 6003-RSH
	35	14	6,05	3,25	0,137	—	13 000	0,052	63003-2RS1	—
40	40	12	9,56	4,75	0,2	41 000	21 000	0,065	E2.6203-2Z	—
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	19 000	0,068	* 6203-2Z	* 6203-Z
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	19 000	0,067	* 6203-2RSL	* 6203-RSL
	40	12	9,95	4,75	0,2	—	12 000	0,067	* 6203-2RSH	* 6203-RSH
	40	12	9,95	4,75	0,2	—	12 000	0,067	* 6203-2RSH	* 6203-RSH
	40	16	9,56	4,75	0,2	—	12 000	0,089	62203-2RS1	—

Tomada de Grupo SKF (13)

- Cálculos de la vida nominal del rodamiento

Fórmula de vida nominal según ISO 281:1990 (Ec. 2.61)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Donde:

L₁₀ = vida nominal (con un 90% de fiabilidad), millones de revoluciones

C = capacidad de carga dinámica básica

p = exponente de la ecuación de la vida.

= 3 para los rodamientos de bolas.

= 10/3 para los rodamientos de rodillos

Reemplazando:

$$L_{10} = \left(\frac{4.62 \text{ kN}}{0.5265 \text{ kN}} \right)^3$$

L₁₀ = 675.66 millones de revoluciones

- **Vida del rodamiento expresada en horas**

Fórmula (Ec. 2.62)

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10}$$

Reemplazando:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 800} \times 675.66$$

$$L_{10h} = 14076.25 \text{ horas}$$

Donde:

L_{10h} = vida nominal (con un 90% de fiabilidad), horas de funcionamiento

n = velocidad de giro rpm

L₁₀ = vida nominal (con un 90% de fiabilidad), millones de revoluciones

Datos:

$$L_{10} = 675.66$$

$$n = 800$$

4.3.5 Cálculo de Engranajes Cónicos Rectos

Para cambiar la dirección del torque se utiliza un par de engranajes cónicos rectos como se aprecia en la Figura 97, como referencia de cálculos se utilizarán las fórmulas del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. (11)

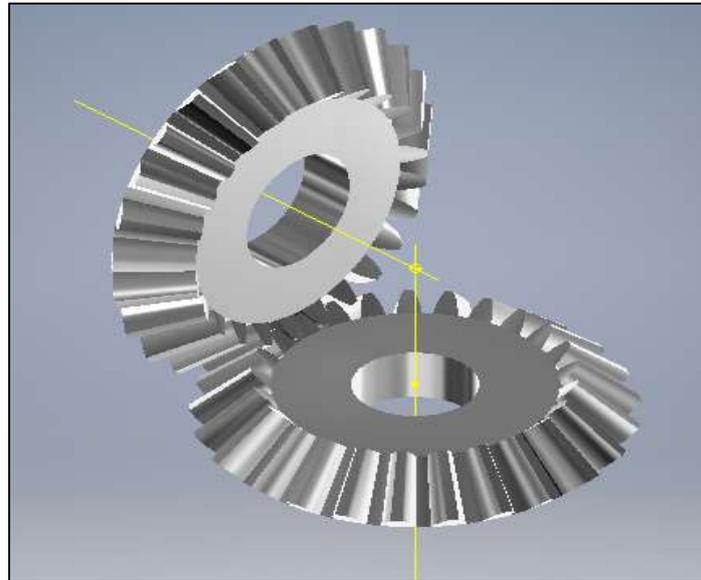


Figura 97. Geometría engranajes cónicos

4.3.5.1 Cálculo de la Geometría del Engranaje Cónico Recto

Inicialmente, se determina el tipo de material a usarse para los engranajes, el material a utilizar es acero bonificado VCL o AISI 4140 cuyo límite de fluencia:

$S_e = 530 \text{ N/mm}^2$ y una dureza de 241 HB según Böhler. (Anexo 11)

Los cálculos de la geometría de los engranes cónicos a utilizar será según el libro de López por ser más común y sencillo su mecanizado. (5)

- **Parámetros iniciales para el cálculo engranajes cónicos rectos**

- Módulo $M = 4.5 \text{ mm}$
- Número de dientes $N = 25$

Designación	Fórmula	Resultado
P= paso	$P = N/D_p$	$P = 5.644 \text{ dientes/pulg.}$
DE= diámetro exterior	$DE = (2M \cdot \cos \lambda) + D_p$	$DE = 118.864 \text{ mm} = 4.68''$
DP= diámetro primitivo	$DP = N \times M$	$DP = 112.5 \text{ mm} = 4.429''$
λ = ángulo del primitivo	$\tan \lambda = n/N$	$\lambda = 45^\circ$
F= ancho de la rueda	$F = 19.5 \text{ mm}$	$F = 0.768''$
ángulo de presión	20°	

4.3.5.2 Cálculo de Cargas en Engranaje Cónico Recto

Los cálculos de las cargas se obtendrán en sistema inglés por el uso de las tablas que lo estipulan, después del cálculo se hará la transformación al Sistema Internacional (SI), para calcular fuerzas que intervienen.

La fuerza necesaria para poder doblar una varilla corrugada es de mínimo 2400 N según el cálculo en el inciso (4.3.2) aplicando una palanca de $d = 0.035$ m.

$$T_{\text{sal}} = 84 \text{ N.m} = 743.46 \text{ lb.pul}$$

- Se determinan las fuerzas que actúan en los engranajes cónicos

Fuerza tangencial (Ec 2.7)

$$W_t = \frac{T}{r_{\text{av}}}$$
$$W_t = \frac{743.46 \text{ lb.pul}}{2.2145 \text{ pul}}$$

$$W_t = 337.67 \text{ lb} = 1.499 \text{ kN}$$

Fuerza radial (Ec 2.8)

$$W_r = W_t \cdot \tan \phi \cdot \cos \lambda$$
$$W_r = 337.67 \text{ lb} \times \tan 20^\circ \times \cos 45^\circ$$
$$W_r = 86.9 \text{ lb} = 385.66 \text{ N}$$

Fuerza axial (Ec 2.9)

$$W_a = W_t \cdot \tan \phi \cdot \sin \lambda$$
$$W_a = 337.67 \text{ lb} \times \tan 20^\circ \times \sin 45^\circ$$
$$W_a = 86.9 \text{ lb} = 385.66 \text{ N}$$

- **Hallamos la potencia nominal requerida (HPn)**

(Ec 2.6)

$$Hp = \frac{T \times n}{63000}$$

Reemplazando:

$$Hp = \frac{743.46 \times 20}{63000}$$

$$Hp = 0.236 \text{ Hp}$$

- **Ecuación de Lewis (esfuerzo de flexión)**

Ec (2.10), (2.11)

$$\sigma = \frac{W^t P}{F Y}$$

$$\sigma = W^t \times K_0 \times K_v \times K_s \times \frac{Pd}{F} \times \frac{K_m K_b}{J}$$

- ✓ Se halla la velocidad tangencial del engranaje en (pie/min)

Ec (2.12)

$$V = \frac{\pi \times d \times n}{12}$$

$$V = \frac{\pi \times 4.429 \text{ pul} \times 20 \text{ rpm}}{12}$$

$$V = 23.19 \text{ pie/min}$$

- ✓ Se determina la fuerza tangencial producida.

Ec (2.13)

$$W^t = \frac{3300 \times H}{V}$$

$$W^t = \frac{3300 \times 0.236 \text{ HP}}{23.19 \text{ pie/min}}$$

$$W^t = 335.83 \text{ lb}$$

- ✓ Se establece el factor de sobrecarga K_0 de la Tabla 13.

$$K_0 = 1.5$$

- ✓ Factor dinámico (K_v) Ec (2.14)

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B$$

Se asume la calidad comercial del acero, por lo tanto, $Q_v = 6$

$$B = 0.25 (12 - Q_v)^{2/3}$$

$$B = 0.8254$$

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

$$A = 59.77$$

Reemplazando:

$$K_v = \left(\frac{59.77 + \sqrt{23.9}}{59.77} \right)^{0.8254}$$

$$K_v = 1.066$$

- ✓ Factor de tamaño (K_s)

$$K_s = \frac{1}{K_b} = 1.192 \left(\frac{F \sqrt{Y}}{P} \right)^{0.0535}$$

Factor de forma de Lewis (Y) se halla de la Tabla 11.

$$Y = 0.3415$$

Se reemplaza en la fórmula Ec (2.15)

$$K_s = 1.192 \left(\frac{0.768 \sqrt{0.3415}}{5.644} \right)^{0.0535}$$

$$K_s = 1.04$$

✓ El factor de distribución de carga (Km) Ec (2.16)

$$K_m = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$$

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dientes sin coronar} \\ 0.8 & \text{para dientes coronados} \end{cases}$$

Para dientes sin tratamiento térmico o sin coronar

$$C_{mc} = 1$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0.025 \dots \dots \dots F \leq 1 \text{ pul}$$

$$C_{pf} = \frac{0.768 \text{ pul}}{10 \times 4.429 \text{ pul}} - 0.025$$

$$C_{pf} = -0.00766$$

Para valores de $F/(10d) < 0.05$, se utiliza $F/(10d) = 0.05$

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S < 0.175 \\ 1.1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S \geq 0.175 \end{cases}$$

$$C_{pm} = 1.1$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2$$

Para unidades comerciales cerradas:

$$A = 0.127$$

$$B = 0.0158$$

$$C = -0.930 \times 10^{-4}$$

Reemplazando valores:

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158 \times 0.768 + -0.930 \times 10^{-4} \times 0.768^2$$

$$C_{ma} = 0.139$$

$$C_e = \begin{cases} 0.8 & \text{para engranajes ajustados durante el ensamble o si la} \\ & \text{compatibilidad se mejora mediante lapeado, o ambos} \\ 1 & \text{para todas las otras condiciones} \end{cases}$$

$$C_e = 1$$

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e)$$

$$K_m = 1 + 1(-0.00766 \times 1.1 + 0.139 \times 1)$$

$$K_m = 1.13$$

✓ Factor de espesor de aro (K_B) E_c (2.17)

$$K_B = 1$$

✓ Factor geométrico J se adquiere con la gráfica de la Figura 36 donde:

$$J = 0.252$$

Reemplazando los valores hallados en la ecuación de esfuerzo de flexión se consigue:

$$\sigma = W^t \times K_0 \times K_v \times K_s \times \frac{Pd}{F} \times \frac{K_m K_b}{J}$$

$$\sigma = 335.83 \text{ lb} \times 1.5 \times 1.066 \times 1.04 \times \frac{5.644 \text{ dientes/pul}}{0.768 \text{ pul}} \times \frac{1.13 \times 1}{0.252}$$

$$\sigma = 603\,442.6163 \text{ lb/pul}^2$$

- **Factor de seguridad (S_f)**

Ec (2.18)

$$S_f = \frac{S_t Y_N / K_t K_R}{\sigma}$$

Factor de ciclo de esfuerzo (Y_N), de la figura 34 se determina:

$$Y_N = 0.95$$

- ✓ **Factor de confiabilidad (K_R)**

Se asume una confiabilidad de 0.9, según la Tabla 15

$$K_R = 0.0658 - 0.0759 \times \ln(1 - R)$$

$$K_R = 0.85$$

- ✓ **Factor de temperatura (K_T)**

La temperatura de trabajo es menos a 120 °C

$$K_T = 1$$

- ✓ **Número de esfuerzo de flexión permisible (S_T)**

De la Figura 37 se obtiene:

$$S_T = 28\,000 \text{ PSI}$$

Reemplazando datos:

$$S_f = \frac{S_t Y_N / K_t K_R}{\sigma}$$

$$S_f = \frac{28000 \text{ PSI} \times 0.95 / 1 \times 0.85}{17714.774 \text{ PSI}}$$

$$S_f = 2$$

Conclusión: las dimensiones establecidas en el diseño de los engranajes cónicos y los materiales establecidos soportan las cargas a las cuales están sometidas con un factor de seguridad de 2.

4.3.6 Cálculo de Componentes de Roladora

En este capítulo se realizaron los cálculos para cada elemento que conforman la roladora mediante las ecuaciones planteadas en el Capítulo II. Para la selección de elementos normalizados se utilizaron las diferentes tablas mostradas en los anexos. Una vez culminados los cálculos se procede a realizar los planos.

4.3.6.1 Cálculos de Rodillos

- **Cálculo de la distancia entre los centros de los rodillos inferiores (L)**

Para el cálculo de la distancia entre los centros de los rodillos inferiores (L) se utiliza la ecuación (2.19), para lo cual es fundamental establecer el porcentaje del ancho mínimo de la plancha a curvar (Y).

Se inicia con los datos obtenidos anteriormente:

T = 84 N.m

T= torque

H= 0.236 HP

H= potencia

Rpm= 20

Rpm= revoluciones por minuto

Se define un porcentaje de ancho mínimo de la plancha:

$$Y = 0.35$$

El ancho máximo de la platina es de 100 mm.

Por lo tanto, la distancia entre centros es:

$$L = 100\text{mm} \times 0.35$$

$$L = 87.5 \text{ mm}$$

- **Cálculo de la longitud de los rodillos**

Para realizar el cálculo de la longitud de los rodillos se emplea la ecuación (2.31) teniendo como datos:

$$l = 100 \text{ mm}$$

$$x = 25 \text{ mm}$$

$$L_R = 100 + 2 \times 25$$

$$L_R = 150 \text{ mm}$$

- **Cálculo de la fuerza máxima de curvado**

Con el fin de calcular la fuerza máxima de curvado se procede a calcular el valor del momento plástico, para tal efecto el módulo plástico es definido con la ecuación (2.30).

Ancho de la platina (b) = 150 mm

Altura de la platina (h) = 2.4 mm

$$C = h/2$$

$$I = \text{Inercia} = b \times h^2/4$$

$$Z = \frac{150 \times 2.4^2}{4}$$

$$Z = 216 \text{ mm}^3$$

El momento plástico está definido por la ecuación (2.29).

Límite de fluencia del acero ASTM A36 es de $S_y = 248.28 \text{ MPa}$

$$M_p = 216 \text{ mm}^3 \times 248,28 \text{ N/mm}^2$$

$$M_p = 53628.48 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Se asume el diámetro del rodillo de 60 mm y el espesor máximo de la plancha a curvar de 2.4 mm, por lo tanto, el ángulo máximo de curvado está definido por la ecuación (2.19.1).

$$\theta_{max} = \text{Sin}^{-1} \left(\frac{87.5 \text{ mm}}{2 \times (30\text{mm} + 30\text{mm} + 2.4 \text{ mm})} \right)$$

$$\theta_{max} = 44.516^\circ$$

La distancia m se obtiene de la ecuación (2.24).

$$m = 30\text{mm} \times \text{Sin}(44.516^\circ)$$

$$m = 21.033 \text{ mm}$$

El valor de la distancia D esta dado por la ecuación (2.25).

$$D = \frac{\frac{87.5 \text{ mm}}{2} - 21.033 \text{ mm}}{\cos(44.516^\circ)}$$

$$D = 31.858 \text{ mm}$$

Usando la ecuación (2.26) se halla la distancia d.

$$d = 30\text{mm} \times \text{Tag} (44.516^\circ)$$

$$d = 29.498 \text{ mm}$$

Para hallar la fuerza de curvado se aplica la ecuación (2.28).

$$P = \frac{53628.48 \text{ N} \cdot \text{mm} \times 6 \times 31.85 \text{ mm} \times \cos(44.516^\circ)}{(3 \times 31.85\text{mm} - 29.49\text{mm}) \left(31.85\text{mm} + \frac{2 \times 29.49\text{mm}}{3} \cdot \sqrt{\frac{(3 \times 31.85\text{mm} - 29.49\text{mm})}{6 \times 31.85\text{mm}}} \right)}$$

$$P = 2547.65 \text{ N}$$

Para determinar la fuerza máxima de curvado en función de los diferentes ángulos se creó la siguiente tabla.

Tabla 33.

Fuerza de curvado en relación con el ángulo de curvado

Angulo de curvado (°)	Fuerza de curvado N	Angulo de curvado	Fuerza de curvado N
0	3572.939	35	2927.017
5	3559.348	40	2737.333
10	3518.679	45	2526.824
15	3451.240	50	2297.092
20	3357.545	55	2049.884
25	3238.307	60	1787.081
44.5164695	2548.048	65	1510.682

Reemplazando en la ecuación (2.19.2) se adquiere el valor de R_{AY} cuando el valor de P es máximo.

$$R_{AY} = \frac{P \times (3 \times D + d)}{6 \times D}$$

$$R_{AY} = \frac{3572.939 \text{ N} \times (3 \times 31.85\text{mm} + 29.49\text{mm})}{6 \times 31.85\text{mm}}$$

$$R_{AY} = 2337.849 \text{ N}$$

Por lo tanto, aplicando la ecuación (2.22) se obtiene R_A .

$$R_A = \frac{2337.849 \text{ N}}{\cos(44.51^\circ)}$$

$$R_A = 3278.699 \text{ N}$$

Al reemplazar la ecuación (2.28) en la ecuación (2.19.3) se adquiere R_{BY} .

$$R_{BY} = \frac{P \times (3 \times D - d)}{6 \times D}$$

$$R_{BY} = \frac{2547.65 \text{ N} \times (3 \times 31.85\text{mm} - 29.49\text{mm})}{6 \times 31.85 \text{ mm}}$$

$$R_{BY} = 880.67 \text{ N}$$

Y con la ecuación (2.23) se determina R_B .

$$R_B = \frac{880.67 \text{ N}}{\cos(44.51^\circ)}$$

$$R_B = 1235 \text{ KN}$$

- **Cálculo de reacciones en los apoyos**

Para calcular los tres rodillos se toma como referencia el rodillo superior, ya que este es el que ejerce la mayor fuerza en el proceso de curvado. La fuerza utilizada para estos cálculos será la fuerza máxima de curvado, la cual es $P = 60.486 \text{ kN}$.

Para el cálculo de las reacciones en los apoyos, como se ilustra en la Figura 98, se realiza una sumatoria de fuerzas verticales.

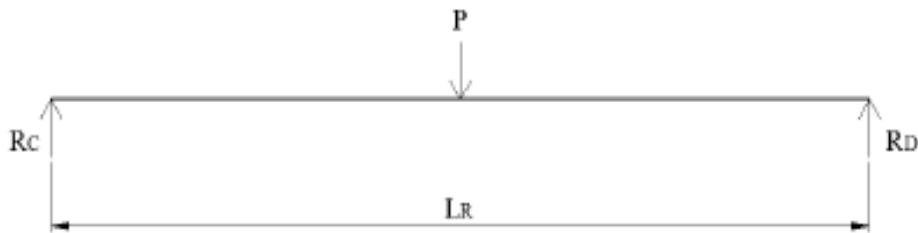


Figura 98. Diagrama de cuerpo libre de los rodillos. Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

$$\sum F_v = 0$$

$$R_c + R_D = 2337.84 \text{ N} + 880.67 \text{ N}$$

$$R_c = R_D = 1609.26 \text{ N}$$

- **Cálculo de momento máximo que soportan los rodillos**

Para conocer el momento máximo que soportan los rodillos se debe conocer la fuerza distribuida aplicada en lo largo de los rodillos, la cual se halla con la ecuación (2.32).

$$p = \frac{1609.25 \text{ N} + 1609.25 \text{ N}}{150 \text{ mm}}$$

$$p = 1619.988 \text{ N/mm}$$

Ahora se procede a calcular el momento máximo en la sección B-B

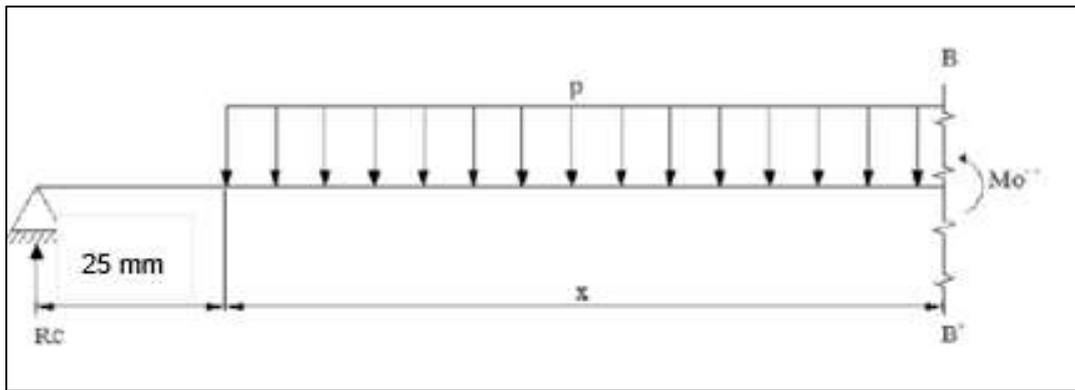


Figura 99. Corte B-B en el rodillo

El momento en esta sección será:

$$(+)\sum M_o = 0$$

$$M_o - p(x - 25\text{mm})\left(\frac{x - 25\text{mm}}{2}\right) + R_c \cdot x = 0$$

$$M_o = p\left(\frac{(x - 25\text{mm})^2}{2}\right) - R_c \cdot x$$

Derivando:

$$\frac{dM_o}{dx} = 0$$

$$2p\left(\frac{x - 25}{2}\right) - R_c = 0$$

$$\frac{x - 25}{2} = \frac{R_c}{2p}$$

$$x = \left(\frac{R_c}{p}\right) + 25$$

$$x = \left(\frac{1609.26 \text{ N}}{1619.988 \text{ N/mm}}\right) + 25\text{mm}$$

$$x = 25.99 \text{ mm}$$

Por lo tanto:

$$M_o = 1619.988 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \left(\frac{(25.99 \text{ mm} - 25\text{mm})^2}{2}\right) - 1609.25 \text{ N} \cdot 25.99 \text{ mm}$$

$$M_o = -41030.798 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- **Comprobación a flexión del diámetro exterior de los rodillos**

Para comprobar que el diámetro exterior de los rodillos cumple a flexión, se utiliza la ecuación (2.33) el esfuerzo de flexión de diseño está definido por la ecuación (2.37) que es la siguiente:

El límite de fluencia del acero ASTM A36 es de 248.193 N/mm², factor de seguridad 2.

$$\bar{\sigma}_f = \frac{248.193 \text{ N/mm}^2}{2.5}$$
$$\bar{\sigma}_f = 124.14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se halla el módulo de sección con la ecuación (2.36).

$$Z = \frac{\pi}{32} x (60 \text{ mm})^3$$
$$Z = 21205.125 \text{ mm}^3$$

Se aplica la ecuación (2.34) para obtener el esfuerzo de flexión

$$\sigma_f = \frac{41030.79 \text{ N} \cdot \text{mm}}{21205.75 \text{ mm}^3}$$
$$\sigma_f = 1.934 \text{ N/mm}^2$$

Una vez obtenido el esfuerzo real y el de diseño, se comienza a reemplazar estos valores en la ecuación (2.33).

$$\sigma_f \leq \bar{\sigma}_f$$
$$1.934 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 124.14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Por lo tanto, se concluye que el diámetro exterior de los rodillos cumple a flexión.

- **Cálculo del momento máximo que soportan los apoyos extremos**

$$M_0 = p \frac{x^2}{2}$$

$$M_0 = 1619.988 \frac{N}{mm} x \frac{25^2 mm^2}{2}$$

$$M_0 = 506246.336 N.mm$$

- **Cálculo del diámetro en los apoyos**

Para realizar el cálculo del diámetro en los apoyos del rodillo se reemplaza la ecuación (2.34) en la ecuación (2.33) obteniendo.

$$Z \geq \frac{M_{max}}{\bar{\sigma}_d}$$

Reemplazando la ecuación (2.36) en la ecuación determinada anteriormente se obtiene:

$$\frac{\pi \cdot d^3}{32} \geq \frac{M_{max}}{\bar{\sigma}_f}$$

Despejando "d" se obtiene la siguiente ecuación

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{max} \cdot 32}{\pi \cdot \bar{\sigma}_f}}$$

El valor de $\bar{\sigma}_f$ se obtiene de la ecuación (2.37) de tal manera que:

Límite de fluencia del acero K100 según Böhler es de 550.56 N/mm²

$$\bar{\sigma}_f = \frac{550.56 \frac{N}{mm^2}}{2.5}$$

$$\bar{\sigma}_f = 220.104 \frac{N}{mm^2}$$

Por lo tanto, el diámetro mínimo para los apoyos es de:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{506246.336 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 32}{\pi \cdot 220.104 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d \geq 28.614 \text{ mm}$$

Consecuentemente, se le asigna un diámetro de 28 mm.

- **Comprobación a torsión del diámetro de los rodillos**

Inicialmente se procede a calcular la velocidad tangencial de los rodillos, para ello se estableció una velocidad de rolado de 20 rpm.

$$V_t = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60}$$

$$V_t = \frac{\pi \cdot 0.06 \text{ m} \cdot 20 \text{ rpm}}{60}$$

$$V_t = 0.0628 \text{ m/s}$$

Se halla la velocidad angular de la ecuación (2.38).

$$W = \frac{0.0628 \text{ m/s}}{0.03 \text{ m}}$$

$$W = 2.093 \text{ rad/s}$$

Se halla el volumen de los rodillos

$$V = \pi \cdot L \cdot R^2$$

$$V = \pi \cdot 150 \text{ mm} \cdot 30^2 \text{ mm}^2$$

$$V = 424102.5 \text{ mm}^3$$

Se procede a calcular la masa con la ecuación (2.43).

Densidad del acero $\rho = 8.8 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$

$$m = \rho \cdot V$$
$$m = 8.8 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3} \cdot 424102.5 \text{ mm}^3$$
$$m = 3.73 \text{ Kg}$$

Se reemplaza en la ecuación (2.42) y se consigue la fuerza tangencial.
Aceleración tangencial

$$a_t = W^2 \cdot R$$
$$a_t = 2.093^2 \times 30 \text{ mm}$$
$$a_t = 131.587 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

Fuerza tangencial (Ec 2.41)

$$F_t = m \times a_t$$
$$F_t = 3.73 \text{ Kg} \times 131.587 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$
$$F_t = 491.096 \text{ N}$$

Momento torsor (Ec 2.40)

$$M_t = 491.096 \text{ N} \times 30 \text{ mm}$$
$$M_t = 14732.879 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para calcular el esfuerzo a la torsión se determina el módulo de resistencia (Ec 2.36).

$$Z_p = \frac{\pi \times d^3}{32}$$
$$Z_p = \frac{\pi \times (60\text{mm})^3}{32}$$
$$Z_p = 209273.85 \text{ mm}^3$$

De la ecuación (2.44) se tiene que el esfuerzo a torsión es:

$$\tau = \frac{14732.879 \text{ N} \cdot \text{mm}}{209273.85 \text{ mm}^3}$$

$$\tau = 0.0704 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se continúa realizando la combinación de esfuerzos utilizando la ecuación (2.46) de la siguiente manera:

$$\sigma_{1,2} = \frac{1.935 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{1.935 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{2}\right)^2 + (0.0704 \text{ N/mm}^2)^2}$$

$$\sigma_1 = 1.937 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_2 = -0.00255 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Con estos valores se obtiene:

$$\tau = \frac{1.934 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + (-0.0025 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})}{2} = 0.966 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

También se sabe que (Ec. 2.46.2)

$$\bar{\tau} = 0.5 \cdot \bar{\sigma}_f$$

$$\bar{\tau} = 0.5 \times 124.14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\bar{\tau} = 62.07 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Por lo tanto: (Ec. 2.46.1)

$$\tau \leq \bar{\tau}$$

$$0.966 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 62.07 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se concluye que los rodillos con el material seleccionado sí cumplen a torsión.

- **Momento torsor cuando la plancha ingresa a curvar**

Cuando ingresa la plancha a la roladora para ser curvada, la fuerza formada por el rodillo superior crea la deformación, generando el curvado en la plancha, Figura 100.

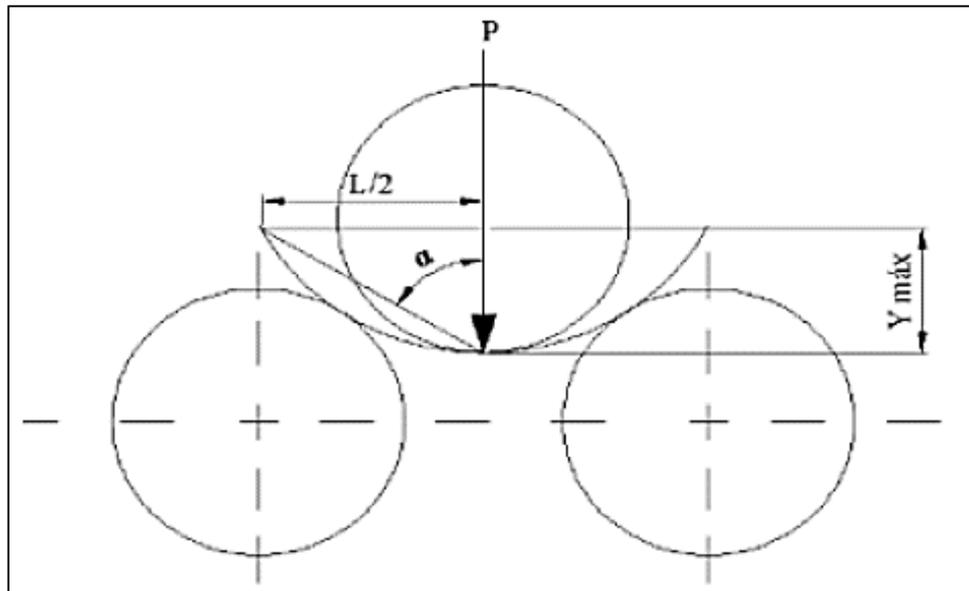


Figura 100. Ingreso de plancha a la roladora. Tomada de Diseño y construcción de una máquina barroladora semiautomática (6)

En este instante se generan dos fuerzas, el cálculo de dichas fuerzas se realizan cuando son máximas, se efectúa con la máxima deformación, Figura 101.

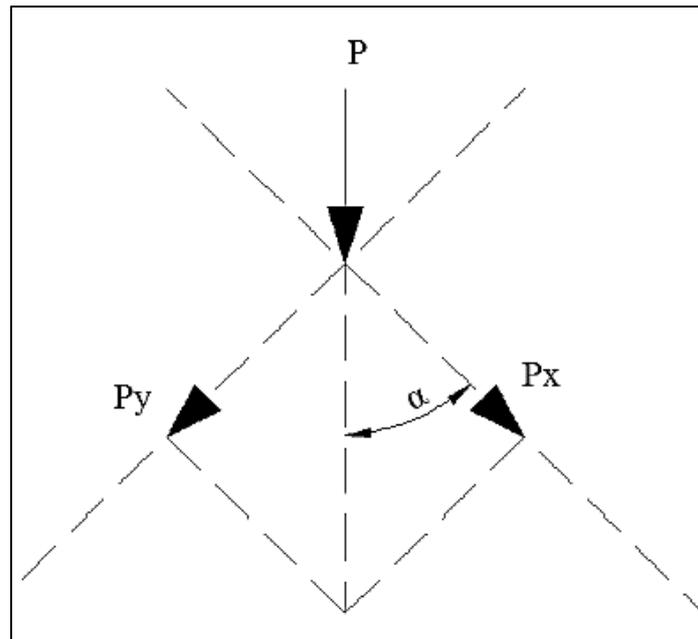


Figura 101. DCL de las fuerzas generadas. Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

La deformación esta expresada por:

$$\delta_{max} = \frac{P \times L^3}{48 \times E \times I}$$

El momento de inercia de la plancha está dada por:

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

Datos:

$$b = 120 \text{ mm}$$

$$h = 2.4 \text{ mm}$$

Reemplazando valores:

$$I = \frac{120\text{mm} \times (2.4\text{mm})^3}{12}$$

$$I = 57.6\text{mm}^4$$

Calculando la deformación:

$$\delta_{\max} = \frac{P \times L^3}{48 \times E \times I}$$

$$\delta_{\max} = \frac{2547.65 \text{ N} \times (87.5 \text{ mm})^3}{48 \times 200000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 57.6 \text{ mm}^4}$$

$$\delta_{\max} = 3.086 \text{ mm}$$

Cálculo del ángulo α :

$$\tan \alpha = \frac{\frac{L}{2}}{\delta_{\max}}$$

$$\tan \alpha = \frac{\frac{87.5 \text{ mm}}{2}}{3.086 \text{ mm}}$$

$$\alpha = 4.04^\circ$$

$$P_x = P \cdot \cos \alpha$$

$$P_x = 2541.337 \text{ N}$$

- **Cálculo de la fuerza de rodadura (Ec. 2.48)**

$$F_r = \frac{P \cdot f}{r} \quad (\text{N})$$

Donde:

F_r = fuerza de rodadura (N)

P = fuerza aplicada (N)

r = radio del rodillo (mm)

f = coeficiente de rozamiento de rodadura 0.006 (mm)

$$F_r = \frac{P \times f}{r}$$

$$F_r = \frac{2547.65 \text{ N} \times 0.006 \text{ mm}}{30 \text{ mm}}$$

$$F_r = 5.09 \text{ N}$$

$$\rightarrow (+) \sum F_x = 0$$

$$F_t = P_x + F_r + \frac{F_r}{2} + \frac{F_r}{2}$$

$$F_t = 2541.33 N + 5.09 N + \frac{5.09 N}{2} + \frac{5.09 N}{2}$$

$$F_r = 2551.528 N$$

$$M_{tr} = 2551.52 N \times 30 mm$$

$$M_{tr} = F_t \cdot R$$

$$M_{tr} = 76545.846 N \cdot mm$$

$$M_T = M_{tr} + M_t$$

$$M_T = 76545.846 N \cdot mm + 14732.879 N \cdot mm$$

$$M_T = 91278.725 N \cdot mm$$

4.3.6.2 Cálculo de Bocinas

Para el diseño de las bocinas se ha establecido:

Factor de seguridad (n) = 3

Longitud de la bocina (l) = 12 mm

Límite de fluencia del bronce B-10, $S_y = 160$ MPa

La fuerza es la reacción del rodillo $R_c = 1.609$ kN

El espesor para la bocina esta dado por la ecuación (2.49):

$$e = \frac{1.609 kN \times 3}{160 \frac{N}{mm^2} \times 12 mm}$$

$$e = 2.51 mm$$

4.3.6.3 Cálculo de Transmisión de Potencia

Iniciando el cálculo, se sabe que la velocidad del motor eléctrico es de 1740 rpm, Tabla 34, el diámetro de su patea es de 55.8 mm y la velocidad de salida es de 800 rpm. (18)

Con estos datos se halla la relación de transmisión (R_1).

$$R_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

$$R_t = R_1 \times R_2 \times R_3 \times R_n$$

Donde:

n_1 = rpm entrada (motor eléctrico)

Z_1 = número de dientes piñón

n_2 = rpm salida

Z_2 = número de dientes rueda

d_1 = diámetro poleas conductora

T_1 = torque de entrada

d_2 = diámetro polea conducida

T_2 = torque de salida

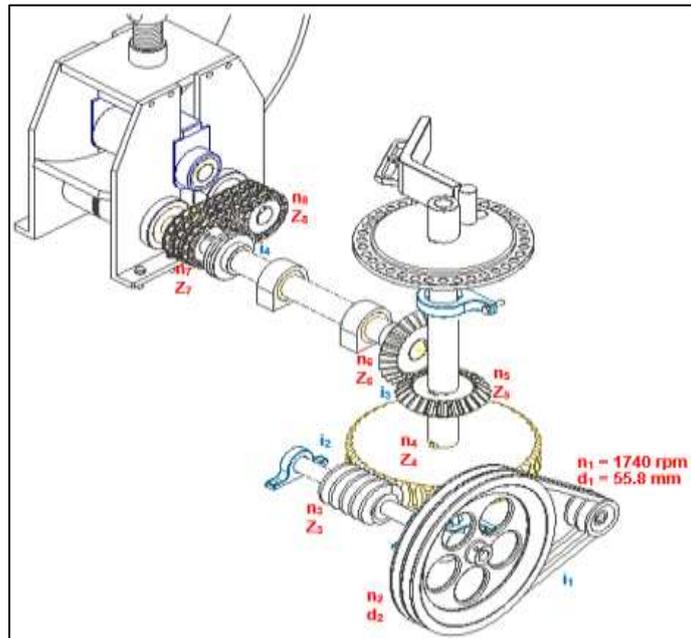


Figura 102. Diagrama del sistema de transmisión

Se determina la relación de transición 1:

$$R_1 = \frac{1740 \text{ rpm}}{800 \text{ rpm}}$$

$$R_1 = 2.175$$

Se halla el diámetro de la polea mayor.

$$2.175 = \frac{d_2}{55.8 \text{ mm}}$$

$$d_2 = 121.365 \text{ mm}$$

Se determina la relación de transición 2:

La polea mayor y el tornillo sinfín comparten el mismo eje, por lo tanto, sus velocidades son iguales $n_2 = n_3 = 800 \text{ rpm}$ y el tornillo sinfín tiene 1 entrada y la corona tiene 40 dientes.

$$R_2 = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$R_2 = \frac{40}{1}$$

$$R_2 = 40$$

Se reemplazan valores y se halla la velocidad en la corona.

$$40 = \frac{800 \text{ rpm}}{n_4}$$

$$n_4 = 20 \text{ rpm}$$

Se determina la relación de transmisión 3:

Se sabe que la corona y el engranaje cónicos comparten el mismo eje por lo cual sus velocidades son iguales $n_4 = n_5 = 20 \text{ rpm}$ y el número de dientes del engrane cónico es de 2 en ambos casos.

$$R_3 = \frac{25}{25}$$

$$R_3 = 1$$

La relación de transmisión es de 1, por lo tanto, las velocidades n_5 y n_6 son las mismas 20 rpm, esta velocidad se mantiene en la velocidad n_7 y n_8 .

Se determina la relación de transmisión total:

$$R_t = R_1 \times R_2 \times R_3 \times R_n$$

$$R_t = 2.175 \times 40 \times 1 \times 1$$

$$R_t = 87$$

Se necesita en la salida del sistema un torque de 84 N.m, el motor entrega un torque nominal de 0.207 kgf.m = 2.03 N.m

Se reemplaza en la ecuación de transmisión:

$$R_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{T_2}{T_1}$$
$$87 = \frac{84 \text{ N.m}}{T_e}$$
$$T_e = 0.965 \text{ N.m}$$

El torque de entrada mínimo para realizar el doblado es de 0.965 N.m, en este caso se tiene una entrada de 2.03 N.m que proporciona el motor seleccionado, por lo tanto, el motor es el adecuado.

- **Selección de motor eléctrico**

Rendimiento del motor eléctrico monofásico 66.1% (Ec 2.52)

$$P_{eje} = \frac{H}{n}$$
$$P_{eje} = \frac{0.236 \text{ hp}}{0.661}$$
$$P_{eje} = 0.357 \text{ hp}$$

Para encontrar la potencia real se tiene que tomar en cuenta los rendimientos de los elementos que conforman el sistema de potencia, para lo cual se tiene los siguientes valores (Ec 2.53):

$$P_{real} = \frac{P_{eje}}{n_t}$$

- ✓ $n_b=0.93$
- ✓ $n_c=0.9$
- ✓ $n_p=0.88$

$$n_t = 0.93 \times 0.9 \times 0.88$$

$$n_t = 0.7365$$

$$P_{\text{real}} = \frac{P_{\text{eje}}}{n_t}$$

$$P_{\text{real}} = \frac{0.357 \text{ hp}}{0.7365}$$

$$P_{\text{real}} = 0.485 \text{ hp}$$

Con estos datos se selecciona el motor eléctrico en el catálogo de motores Weg, ver Anexo 1.

Selección: motor eléctrico monofásico 0.5 hp, 1740 rpm, rendimiento 66.1%, 220v 60 Hz, In= 2.82 amperios y par nominal de 0.207 kgf.m

Tabla 34.
Datos del motor eléctrico designado

Potencia		Par nominal Tn (kgf.m)	Par max. (Tb/Tn)	Rendimiento (n) %	Corriente nominal In (A) 220 v	RPM
kW	HP					
0.37	0.5	0.207	2.5	66.1	2.82	1740

Tomada de Motores eléctricos monofásicos (16)

- **Cálculo de correas trapezoidales**

Potencia corregida (Ec 2.54)

$$P_c = P \times C_c$$

Tabla 35.
Coefficiente de corrección

Valores de C_p de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y naturaleza de la carga.				
Tipo de servicio	Condiciones de trabajo	Motor de explosión		
		Motor eléctrico	n. cil. > 4	n. cil. < 4
Ligero	Servicio intermitente – funcionamiento ≤ 6 horas diarias ninguna punta de carga.	1	1,1	1,2
Normal	Funcionamiento de 6 + 16 horas día – puntas de carga o puesta en marcha ≤ 150 por 100 del trabajo a plena carga.	1,2	1,3	1,4
Pesado	Puntas de carga o puesta en marcha ≤ 250 por 100 del trabajo a plena carga – servicio continuo 16 + 24 horas día.	1,4	1,5	1,6
Muy pesado	Puntas de carga > 250 por 100 del trabajo a plena carga – funcionamiento continuo.	1,6	1,8	2

Nota: Si se ha previsto la instalación de poleas tensoras, deberá aumentarse el valor de C_p en 0,1 para los sistemas que actúan interiormente y en 0,2 para los que actúan exteriormente. Dichas poleas han de aplicarse siempre sobre el ramal tenso.

Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

$$P_c = 0.485 \text{ hp} \times 1.4$$

$$P_c = 0.679 \text{ hp}$$

Según el gráfico, Anexo 3, el punto de intersección es el área M, pero por cuestión de adquisición se optó por el más próximo que es el de tipo A.

• Cálculo de las poleas

✓ Polea motriz

Para establecer los parámetros de la polea motriz se debe saber el diámetro del eje del motor eléctrico seleccionado, ver Anexo 4.

El diámetro del eje del motor es de 19 mm, por ende, se asigna:

Diámetro de la polea motriz es $2 \frac{3}{16}'' = 55.8 \text{ mm}$

$$D_{pc} = \frac{1740 \text{ rpm} \times 55.8 \text{ mm}}{800 \text{ rpm}}$$

$$D_{pc} = 121.365 \text{ mm} = 4 \frac{3}{4}''$$

✓ Distancia entre centros.

$$L_{min} = 0.7 \times (D_{pm} + D_{pc})$$

$$L_{min} = 0.7 \times (55.8 \text{ mm} + 121.365 \text{ mm})$$

$$L_{min} = 124 \text{ mm}$$

$$L_{max} = 2 \times (D_{pm} + D_{pc})$$

$$L_{max} = 2 \times (55.8 \text{ mm} + 121.365 \text{ mm})$$

$$L_{max} = 354.33 \text{ mm}$$

✓ Cálculo de longitud de la correa trapezoidal

$$L_{correa} = \left((D_{ppm} + D_{ppc}) \frac{\pi}{2} \right) + 2 L_e + \left((D_{ppc} - D_{ppm}) \frac{2}{4 \cdot L_e} \right)$$

$$L_{correa} = \left((49.46 + 115) \frac{\pi}{2} \right) + 2 \times 124 + \left((115 - 49.46) \frac{2}{4 \times 124} \right)$$

$$L_{correa} = 592.9 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se selecciona una correa trapezoidal tipo A (A32)

✓ Arco de contacto (Ec 2.55)

$$A = 180 - 57 \frac{(D - d)}{L_{min}}$$

$$A = 180 - 57 \frac{(121.365 - 55.8)}{124}$$

$$A = 149.86^\circ$$

✓ Potencia efectiva por correa (Ec 2.56)

$$P_e = P_b \times F_{cl} \times F_{ca}$$

Donde:

P_b = potencia base = 0.43 (Anexo 5)

F_{cl} = factor de corrección de longitud = 0.9 (Anexo 6)

F_{ca} = factor de corrección de arco de contacto = 0.92 (Anexo 7)

$$P_e = 0.43 \text{ hp} \times 0.9 \times 0.92$$

$$P_e = 0.35 \text{ hp}$$

✓ Cálculo de número de correas (Ec 2.57)

$$N.^\circ \text{ correas} = \frac{P_c}{P_e}$$
$$N.^\circ \text{ correas} = \frac{0.679 \text{ hp}}{0.35 \text{ hp}}$$
$$N.^\circ \text{ correas} = 1.94$$

Por lo tanto, se redondea y asigna 2 correas trapezoidales tipo A32.

- **Cálculo de cadenas**

Se inicia determinando un número de dientes para la catarina. En este caso se propone una catarina de dientes $N_1 = 14$.

Con base en la Tabla 17, se selecciona un número de cadena ANSI 40 con un paso de cadena de 0.5 pulgadas.

Se halla la potencia nominal limitada por la plancha del eslabón (Ec 2.58)

$$H1 = 0.004 \times 14^{1.08} \times 20^{0.9} \times 0.5^{(3-0.07 \times 0.5)}$$
$$H1 = 0.1313 \text{ hp}$$

Se halla la potencia nominal limitada por los rodillos (Ec 2.59)

$$H2 = \frac{1000 \times 17 \times 14^{1.5} \times 0.5^{0.8}}{20^{1.5}}$$
$$H2 = 5718.36 \text{ hp}$$

Potencia permisible H_a (Ec 2.60)

$$H_a = K1 \times K2 \times H_{tab}$$

Donde:

K1= 0.81 según la Tabla 19

K2= 2.5 según la Tabla 20 para un número de hileras de 3:

$$H_a = 0.81 \times 2.5 \times 0.1313 \text{ hp}$$

$$H_a = 0.2658 \text{ hp}$$

La potencia requerida es de 0.236 hp según el cálculo realizado en el eje C.

Por lo tanto, se concluye que con una cadena ANSI 40 y una catarina de 3 hileras se puede transmitir la potencia requerida en el diseño:

$$H_a = 0.2658 \text{ hp} \geq H_{requerido} = 0.236 \text{ hp}$$

4.3.7 Cálculo de Chavetas

El material designado para diseñar las chavetas rectangulares viene a ser un acero AISI 1018 ideales para transmisiones mecánicas según Böhler, este tiene un límite de fluencia $S_y = 235 \text{ N/mm}^2$.

Tabla 36.
Datos de los ejes para el cálculo de chavetas

	Eje A	Eje B	Eje C	Rodillos
Diámetro (mm)	19	17	17	25
Torque (N.mm)	84000	2100	84000	84000
Fs	2	2	2	2
Sy (N/mm ²)	235	235	235	235

4.3.7.1 Cálculo de Chavetas en el Eje A

Datos:

- ✓ Diámetro del eje (D) = 19 mm
- ✓ Torque (T) = 84 N.m
- ✓ Factor de seguridad (N) = 2

Se halla la tensión por cortadura t_d . (Ec. 2.64)

$$t_d = \frac{0.5 \times S_y}{N}$$

$$t_d = \frac{0.5 \times 235 \text{ N/mm}^2}{2}$$

$$t_d = 58.75 \text{ N/mm}^2$$

Con base en la tabla, Anexo 8, se elige el tipo de chaveta en función del diámetro del eje.

Seleccionando una chaveta 6 mm x 6 mm (Ec. 2.63)

$$L_{min} = \frac{2 \times T}{t_d \times D \times b}$$

$$L_{min} = \frac{2 \times 84000 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{58.75 \text{ N/mm}^2 \times 19 \text{ mm} \times 6 \text{ mm}}$$

$$L_{min} = 25.08 \text{ mm}$$

Concluyendo que la longitud mínima que debe tener la chaveta para los componentes del eje A es de 25.08 mm.

4.3.7.2 Cálculo de Chavetas en el Eje B

Datos:

- ✓ Diámetro del eje (D) = 17 mm
- ✓ Torque (T) = 2.1 N.m
- ✓ Factor de seguridad (N) = 2

En la tabla, Anexo 8, se elige el tipo de chaveta en función del diámetro del eje.

Seleccionando una chaveta 5 mm x 5 mm.

$$L_{min} = \frac{2 \times T}{t_d \times D \times b}$$

$$L_{min} = \frac{2 \times 2100 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{58.75 \text{ N/mm}^2 \times 17 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}}$$

$$L_{min} = 0.84 \text{ mm}$$

Concluyendo que la longitud mínima que debe tener la chaveta para los componentes del eje B es de 0.84 mm.

4.3.7.3 Cálculo de Chavetas en el Eje C

Datos:

- ✓ Diámetro del eje (D) = 17 mm
- ✓ Torque (T) = 84 N.m
- ✓ Factor de seguridad (N) = 2

Según la tabla, Anexo 8, se elige el tipo de chaveta en función del diámetro del eje.

Seleccionando una chaveta 5 mm x 5 mm.

$$L_{min} = \frac{2 \times T}{t_d \times D \times b}$$
$$L_{min} = \frac{2 \times 84000 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{58.75 \text{ N/mm}^2 \times 17 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}}$$
$$L_{min} = 33.64 \text{ mm}$$

Concluyendo que la longitud mínima que debe tener la chaveta para los componentes del eje C es de 33.64 mm.

4.3.7.4 Cálculo de Chavetas en los Rodillos

Datos:

- ✓ Diámetro del eje (D) = 25 mm
- ✓ Torque (T) = 84 N.m
- ✓ Factor de seguridad (N) = 2

Según la tabla, Anexo 8, se elige el tipo de chaveta en función del diámetro del eje.

Seleccionando una chaveta 8 mm x 7 mm.

$$L_{min} = \frac{2 \times T}{t_d \times D \times b}$$

$$L_{min} = \frac{2 \times 84000 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{58.75 \text{ N/mm}^2 \times 25 \text{ mm} \times 8 \text{ mm}}$$

$$L_{min} = 14.29 \text{ mm}$$

Concluyendo que la longitud mínima que debe tener la chaveta en los rodillos de la roladora es de 14.29 mm.

4.3.8 Cálculo de Tornillo de Potencia

Para iniciar el cálculo se debe asignar valores, en este caso se propone: el material utilizado para el diseño del tornillo de potencia será un acero VCL según designación de Böhrer, puesto que este posee muy buena resistencia a la tracción y a la torsión, tiene un límite de fluencia $S_y = 715 \text{ MPa}$.

Dimensiones de tornillo

- ✓ $d = 32 \text{ mm}$
- ✓ $p = 10 \text{ mm}$
- ✓ $d_m = 27$

- Calculando el avance

$$l = n \times p$$

Donde:

- ✓ $l =$ avance
- ✓ $n =$ número de entradas
- ✓ $p =$ paso

$$l = 1 \times 10 \text{ mm}$$

$$l = 10 \text{ mm}$$

- Cálculo de torque (Ec. 2.65)

Como dato se sabe que se necesita 60.486 kN de fuerza para el curvado, Tabla 33, y el coeficiente de fricción entre aceros $f = 0.08$.

$$T_R = \frac{F \times d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \times f \times d_m}{\pi \times d_m - f \times l} \right)$$

$$T_R = \frac{60.486 \text{ kN} \times 27 \text{ mm}}{2} \left(\frac{10 \text{ mm} + \pi \times 0.08 \times 27 \text{ mm}}{\pi \times 27 \text{ mm} - 0.08 \times 10 \text{ mm}} \right)$$

$$T_R = 163.129 \text{ N.m}$$

4.4 Cálculos Realizados para Analizar los Tiempos de Doblado y Riesgo de Lesiones Ocupacionales

- Para establecer en cuánto se reduce el tiempo de doblado de estribos y los niveles de riesgos de lesiones ocupacionales, entre la forma habitual de doblar los estribos y la forma correcta de doblar los estribos con el uso del diseño de la máquina dobladora de estribos y roladora de platinas fue preciso registrar los tiempos promedios de doblado de estribos de forma habitual.

Tomando como ejemplo, para una construcción de una vivienda de 100 m² hasta el primer nivel se requiere aproximadamente 1122 estribos, de diámetro 3/8”.

Tabla 37.
Número de estribos

PARA UNA VIVIENDA DE 100 m ²			
N° DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES	ELEMENTO ESTRUCTURAL	N° DE ESTRIBOS X ELEMENTO ESTRUCT.	N° ESTRIBOS TOTAL
18	COLUMNAS	14	252
3	VIGA PERALTADA	126	378
6	VIGA DE AMARRE	82	492
TOTAL			1122

Los operarios doblan las varillas con una velocidad promedio de 1 estribo cada 35 segundos que es igual a 102.8 estribos por hora, los operarios culminan el doblado de los 1122 estribos requeridos en 10 horas y 54 minutos sin considerar la fatiga del operario.

Aplicando la regla de tres simples:

$$102.8 \text{ estribos} \quad \underline{\hspace{2cm}} \quad 1 \text{ hora}$$

$$1122 \text{ estribos} \quad \underline{\hspace{2cm}} \quad X$$

$$X = 10.91 \text{ horas} = 10 \text{ horas } 54 \text{ minutos}$$

Conclusión: los operarios terminan el doblado de los 1122 estribos requeridos de manera manual en un tiempo de 10 horas 54 minutos.

- En el doblado de estribos utilizando la máquina dobladora de estribos y roladora de platinas, se determina un tiempo de doblado de 480 estribos por hora.

Tabla 38.
Datos de doblado de la máquina

DOBLADO DE ESTRIBOS UTILIZANDO LA MÁQUINA	
GIROS/MIN	20
NÚMERO DE DOBLECES x ESTRIBO	5
Nº GIROS x ESTRIBO	2.5

Convirtiendo (giros/min.) a (giros/h)

$$\frac{20 \text{ giros}}{1 \text{ minuto}} \times \frac{60 \text{ minutos}}{1 \text{ hora}} = \frac{1200 \text{ giros}}{\text{hora}}$$

Sabiendo que 2.5 giros hacen 1 estribo

$$\frac{1200 \text{ giros}}{1 \text{ hora}} \times \frac{1 \text{ estribo}}{2.5 \text{ giros}} = \frac{480 \text{ estribos}}{\text{hora}}$$

Por último, calculando en qué tiempo la máquina dobla los 1122 estribos

$$480 \text{ estribos} \quad \underline{\hspace{2cm}} \quad 1 \text{ hora}$$

$$1122 \text{ estribos} \quad \underline{\hspace{2cm}} \quad X$$

$$X = 2.33 \text{ horas} = 2 \text{ horas } 20 \text{ minutos}$$

Conclusión: con ayuda de la máquina el operario termina el doblado de los 1122 estribos requeridos en 2 horas 20 minutos.

- Analizando el tiempo de doblado entre las dos formas:

Tabla 39.

Tabla de comparación

DOBLADO DE ESTRIBOS DE MANERA MANUAL		DOBLADO DE ESTRIBOS CON LA MÁQUINA	
Nº ESTRIBOS	TIEMPO (HORAS)	Nº ESTRIBOS	TIEMPO (HORAS)
1122	10.91	1122	2.33

Resultado: al realizar el análisis de los tiempos de doblado, Tabla 39, se muestra que utilizando la máquina se reducirá el tiempo de doblado en 4.68 veces. Los niveles de riesgo de lesiones ocupacionales se reducen puesto que los operarios no están sometidos al esfuerzo repetitivo.

4.5 Planos

4.5.1 Planos de Ensamble

En este plano se muestran todos los componentes elaborados para el diseño de la máquina multiprocesos, detallando la relación entre ellos. Además, exponen todas las vistas necesarias, detalles y secciones para poder ensamblar los componentes de manera correcta. En este plano se puntualiza la lista de piezas definiendo el ítem, descripción, código, cantidad, material y peso, todos los planos se representan en el Anexo 14.

4.5.2 Planos de Despiece

Este plano muestra las dimensiones requeridas para la construcción del componente. Muestran todas las tolerancias dimensionales y el acabado superficial solicitadas para conseguir que todos los componentes de la máquina dobladora de estribos y roladora de platinas funcionen correctamente y realice sus procesos de manera óptima. Finalmente, se muestra el ítem, descripción, material, cantidad y peso; así mismo, se muestra la escala y el sistema del dibujo.

CAPÍTULO V

SIMULACIÓN EN CAD

5.1 Simulación de Doblado de Varilla Corrugada

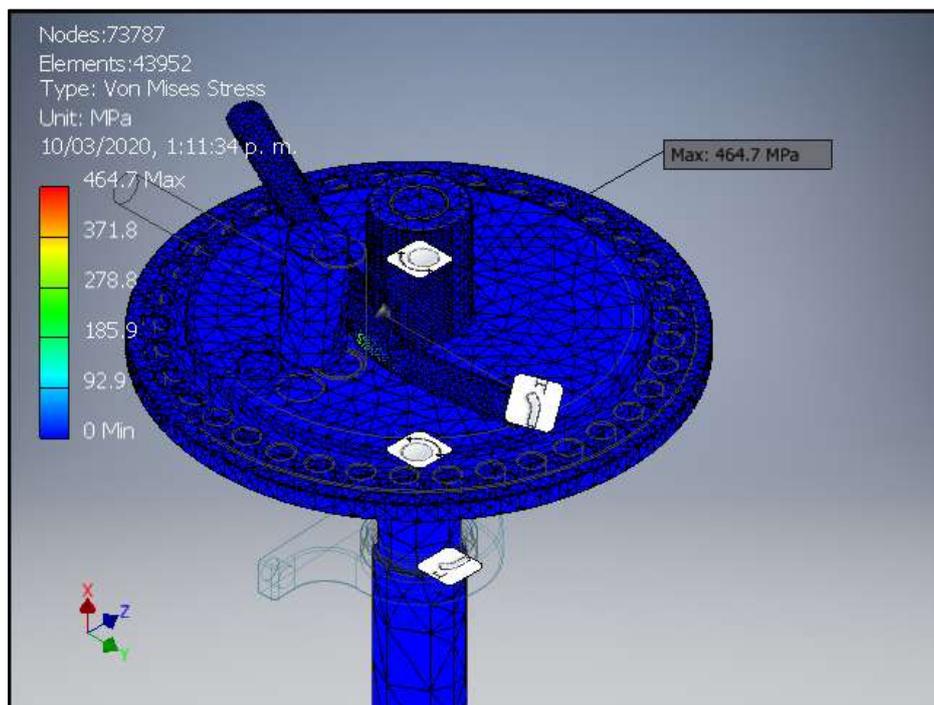


Figura 103. Análisis estático Von Mises de doblado de varilla corrugada

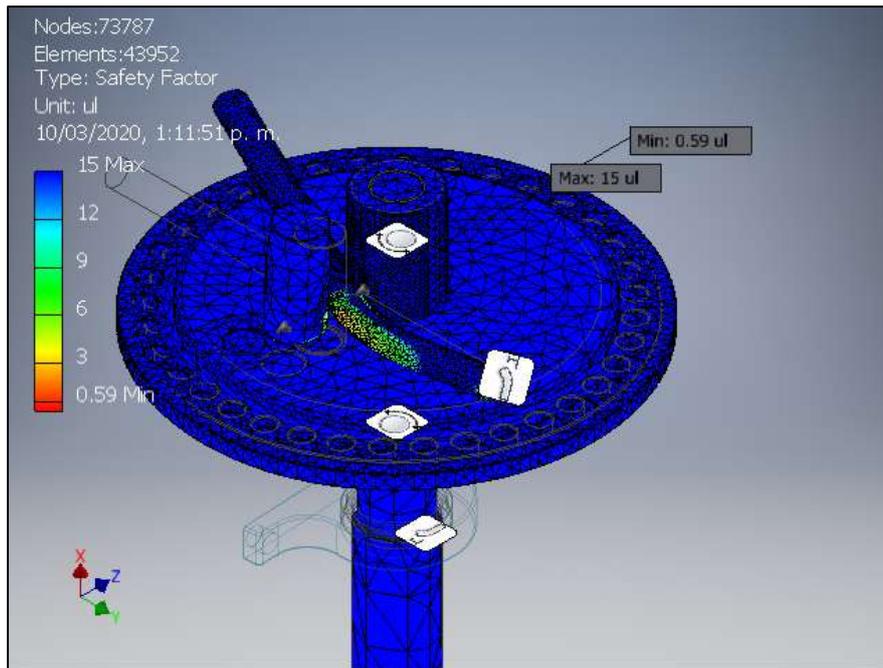


Figura 104. Análisis estático factor de seguridad de doblado de varilla corrugada

Conclusión: en el análisis estático del doblado de la varilla corrugada de $\frac{1}{2}$ " sometido a un torque de 84 N.m, se muestra que el esfuerzo máximo es de 464.7 MPa y tiene un factor de seguridad mínimo de 0.59, por lo tanto, se afirma que la varilla llega a tener una deformación plástica y queda deformada tal y como se calculó en el inciso (4.3.2).

5.2 Simulación Tornillo Sinfín-Corona

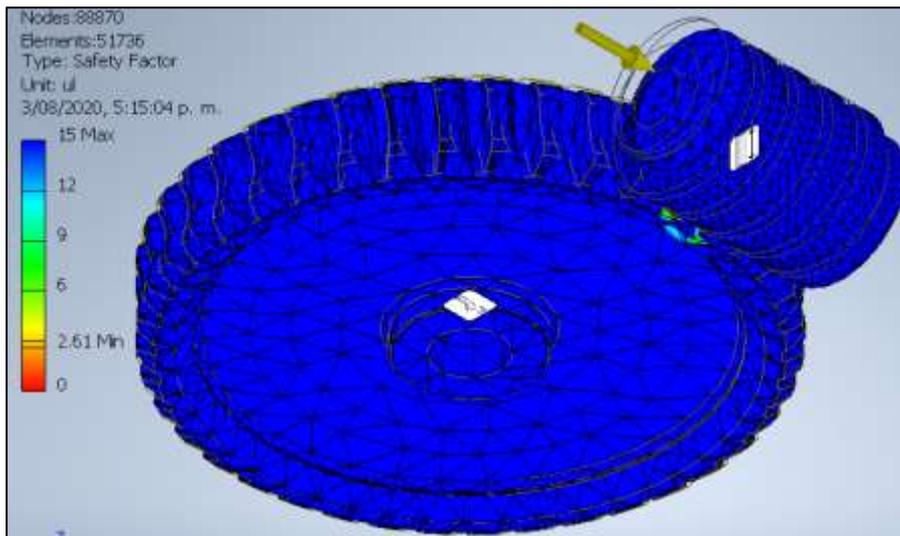


Figura 105. Análisis estático factor de seguridad tornillo sinfín - corona

- **Resultados del estudio**

Tabla 40.

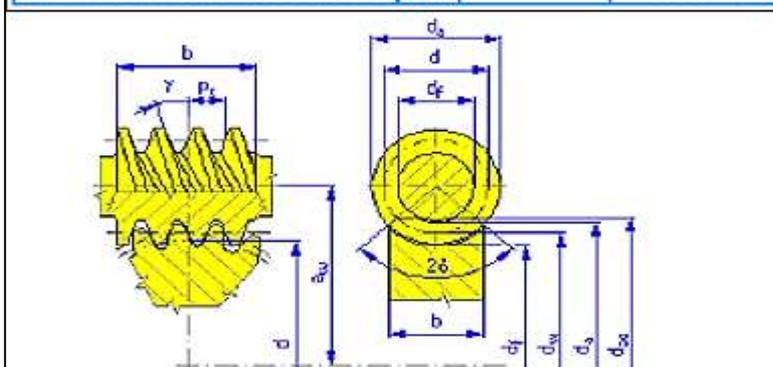
Cargas que actúan el mecanismo sinfin corona

		Worm	Worm gear
Power	P	0.176 kW	0.176 kW
Speed	n	800.00 rpm	20.00 rpm
Torque	T	2.101 N m	84.034 N m
Efficiency	η	1.000 ul	
Radial Force	F_r	382.323 N	
Tangential Force	F_t	105.042 N	1050.423 N
Axial Force	F_a	1050.423 N	105.042 N
Normal Force	F_n	1122.761 N	
Circumferential Speed	v	1.676 mps	0.168 mps
Slide Speed	v_k	1.684 mps	

Tabla 41.

Parámetros de diseño de gusano (worm) y rueda de gusano (worm gear)

		Worm	Worm gear
Type of model		Component	Component
Number of Threads	z	1.000 ul	
Number of Teeth	z		40.000 ul
Unit Correction	x	0.0000 ul	0.0000 ul
Pitch Diameter	d	40.000 mm	160.000 mm
Outside Diameter	d_a	48.000 mm	168.000 mm
Root Diameter	d_f	30.400 mm	150.400 mm
Outside Diameter	d_{ae}		172.000 mm
Base Circle Diameter	d_b	37.588 mm	150.351 mm
Work Pitch Diameter	d_w	40.000 mm	160.000 mm
Worm gear Chamfer Angle	δ		39.45 deg
Addendum	a^*	1.0000 ul	1.0000 ul
Clearance	c^*	0.2000 ul	0.2000 ul
Root Fillet	r_f^*	0.3000 ul	0.3000 ul
Tooth Thickness	s	6.252 mm	6.252 mm
Axial Tooth Thickness	s_x	6.283 mm	6.283 mm
Limit Circumferential Run-out	F_r	0.0130 mm	0.0400 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0.0090 mm	0.0140 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0.0085 mm	0.0130 mm
Virtual Number of Teeth	z_v		40.601 ul
Min. Recommended Correction	x_{min}		-2.083 ul



Conclusión: en el análisis estático del gusano y rueda de gusano, sometidos a un torque de 84 N.m se revela que el factor de seguridad mínimo es de 2.61, estableciendo así que la geometría calculada en el inciso (4.3.1) y el material utilizado para el diseño es el apropiado.

5.3 Simulación de Engranajes Cónicos Rectos

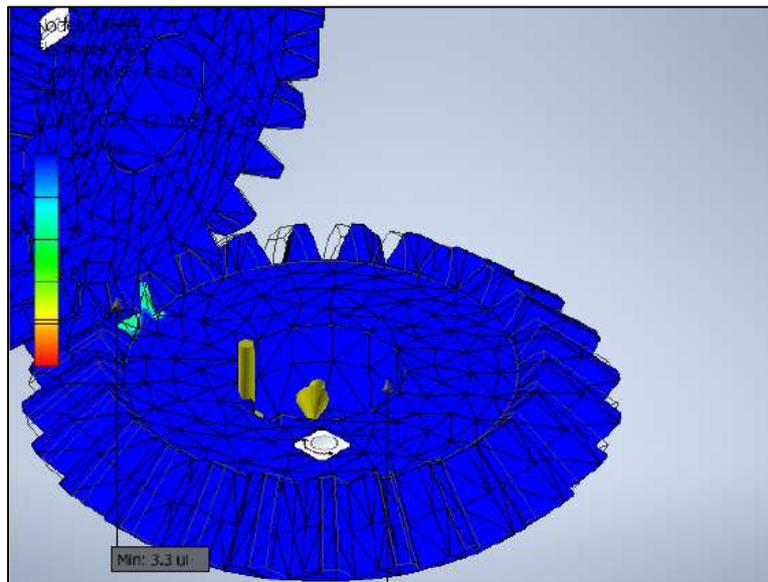


Figura 106. Análisis estático factor de seguridad de engranajes cónicos

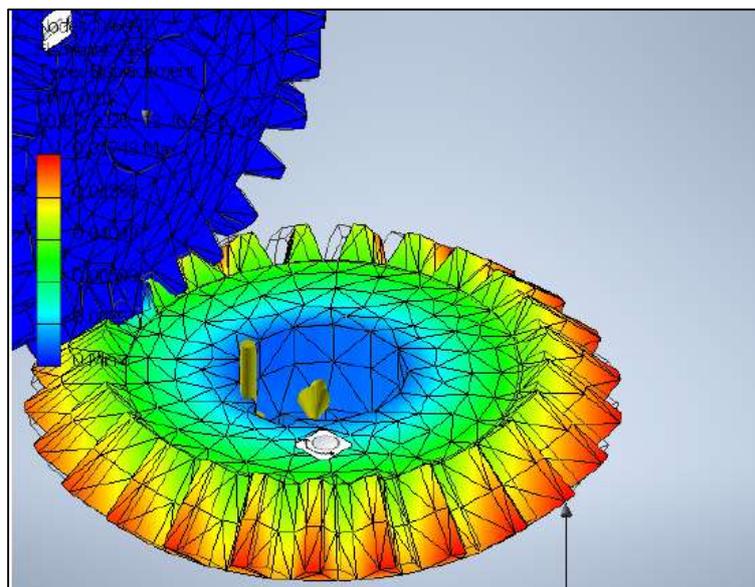


Figura 107. Análisis estático desplazamiento de engranajes cónicos

- **Resultados del estudio**

Tabla 42.
Parámetros de diseño de engranaje cónico recto

Gear Ratio	i	1.0000 ul
Tangential Module	m_{et}	4.500 mm
Helix Angle	β	0.00 deg
Tangential Pressure Angle	α_t	20.0000 deg
Shaft Angle	Σ	90.00 deg
Normal Pressure Angle at End	α_{ne}	20.0000 deg
Contact Ratio	ϵ	1.6887 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0.0110 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0.0055 mm
Virtual Gear Ratio	i_v	1.000 ul
Equivalent Center Distance	a_v	139.599 mm
Virtual Center Distance	a_n	139.599 mm
Pitch Cone Radius	R_e	79.550 mm
Pitch Cone Radius in Middle Plane	R_m	69.800 mm

Gears

	Gear 1	Gear 2
Type of model	Component	Component
Number of Teeth	z 25.000 ul	25.000 ul
Unit Correction	x 0.000 ul	-0.0000 ul
Tangential Displacement	x_t 0.0000 ul	-0.0000 ul
Pitch Diameter at End	d_e 112.500 mm	112.500 mm
Pitch Diameter in Middle Plane	d_m 98.711 mm	98.711 mm
Outside Diameter at End	d_{ae} 118.864 mm	118.864 mm
Outside Diameter at Small End	d_{ai} 89.727 mm	89.727 mm
Root Diameter at End	d_{fe} 104.863 mm	104.863 mm
Vertex Distance	A_e 53.068 mm	53.068 mm
Vertex Distance at Small End	A_i 40.059 mm	40.059 mm
Pitch Cone Angle	δ 45.0000 deg	45.0000 deg

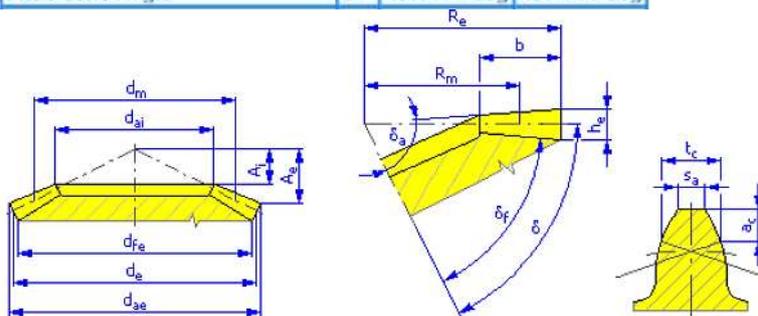


Tabla 43.

Cargas que actúan los engranajes cónicos

		Gear 1	Gear 2
Power	P	0.176 kW	0.176 kW
Speed	n	20.00 rpm	20.00 rpm
Torque	T	84.034 N m	84.034 N m
Efficiency	η	1.000 ul	
Tangential Force	F_t	1702.616 N	
Normal Force	F_n	1811.886 N	
Radial Force (direction 1)	F_{r1}	438.195 N	438.195 N
Radial Force (direction 2)	F_{r2}	438.195 N	438.195 N
Axial Force (direction 1)	F_{a1}	438.195 N	438.195 N
Axial Force (direction 2)	F_{a2}	438.195 N	438.195 N
Circumferential Speed	v	0.103 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	13479.333 rpm	

Conclusión: en el análisis estático los engranajes cónicos rectos sometidos a un torque de 84 N.m, muestra un factor de seguridad mínimo de 3.3 y un desplazamiento máximo de 0.017 mm, estableciendo así que la geometría calculada en el inciso (4.3.5) y el material utilizado para el diseño es el adecuado.

5.4 Simulación de Ejes

5.4.1 Simulación Eje A

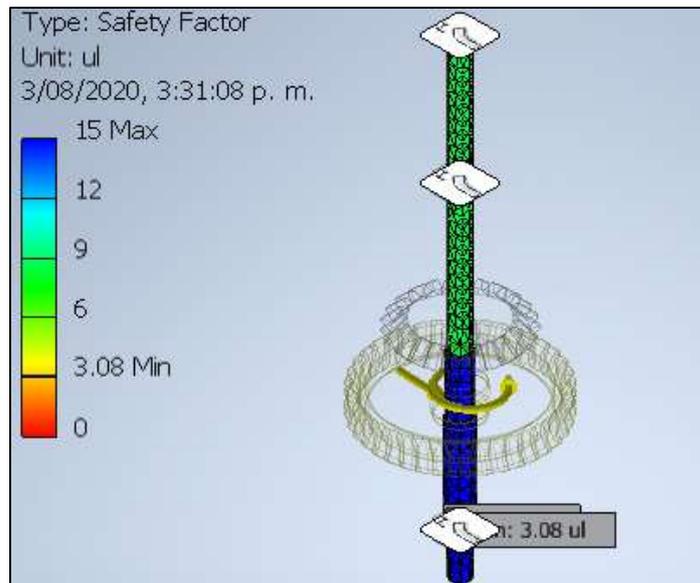


Figura 108. Análisis estático factor de seguridad eje A

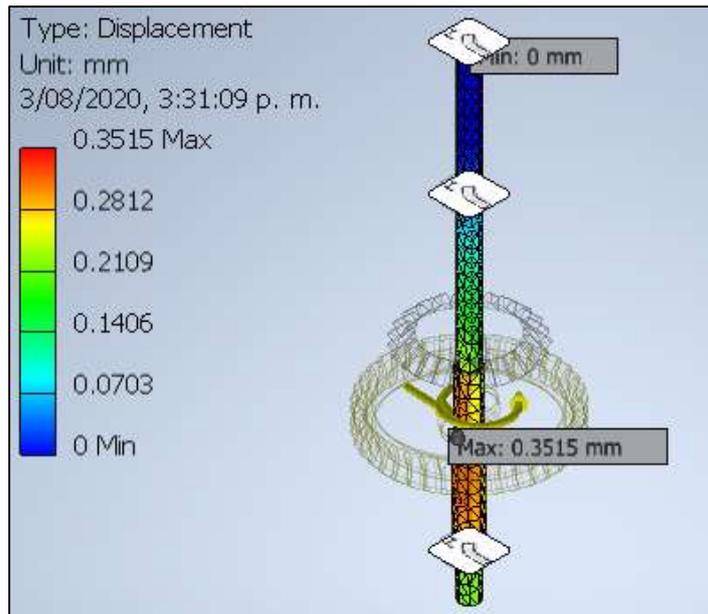


Figura 109. Análisis estático desplazamiento del eje A

- Resultados del estudio

Tabla 44.

Fuerzas de reacción que actúan en el eje A

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	383.903 N	1.77516 N	102.897 N m	59.5024 N m
		383.899 N		-0.59616 N m
		0 N		-83.9459 N m

Load Type	Force
Magnitude	384.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	-384.000 N
Vector Z	0.000 N

Load Type	Moment
Magnitude	84000.000 N mm
Vector X	0.000 N mm
Vector Y	0.000 N mm
Vector Z	84000.000 N mm

Conclusión: en el análisis estático del eje A, de $\phi = 19$ mm sometido a un torque de 84 N.m, y una fuerza de 384 N se muestra un factor de seguridad mínimo de 3.08 y un desplazamiento máximo de 0.3515 mm, fundando así que el diámetro calculado en el inciso (4.3.3) y el material utilizado para el diseño es el apropiado.

5.4.2 Simulación Eje B

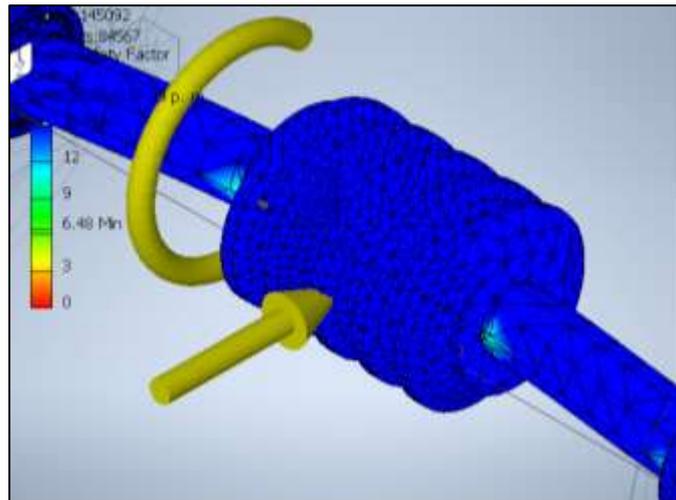


Figura 110. Análisis estático factor de seguridad de eje B

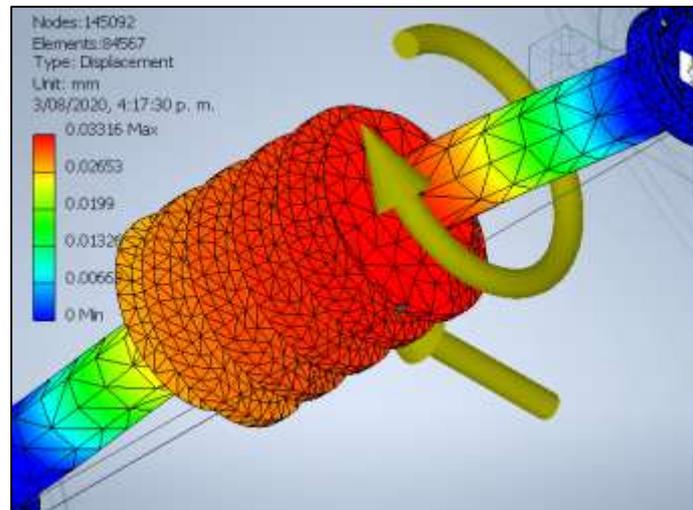


Figura 111. Análisis estático desplazamiento de eje B

- Resultados del estudio

Tabla 45.
Fuerzas de reacción que actúan en el eje B

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	1053.02 N	0 N	105.323 N m	105.302 N m
		1053.02 N		0 N m
		0 N		-2.09402 N m

Load Type	Force
Magnitude	1053.230 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	-1053.230 N
Vector Z	0.000 N

Load Type	Moment
Magnitude	2099.000 N mm
Vector X	0.000 N mm
Vector Y	0.000 N mm
Vector Z	2099.000 N mm

Conclusión: en el análisis estático del eje B, de $\phi = 17$ mm sometido a un torque de 2.099 N.m y a una fuerza de 1053 N se muestra un factor de seguridad mínimo de 6.48 y un desplazamiento máximo de 0.033 mm, implantando así que el diámetro calculado (4.3.3) y el material utilizado para el diseño es el apropiado.

5.4.3 Simulación Eje C

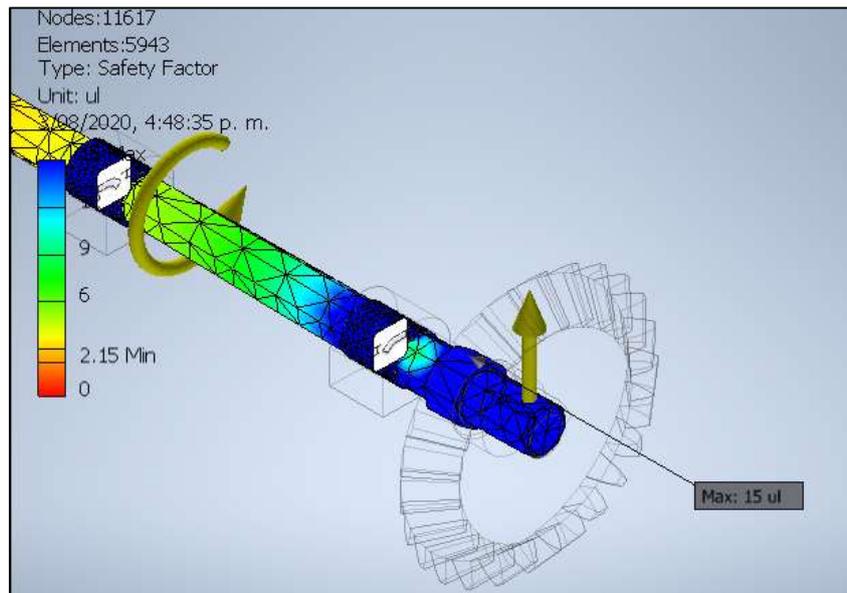


Figura 112. Análisis estático factor de seguridad eje C

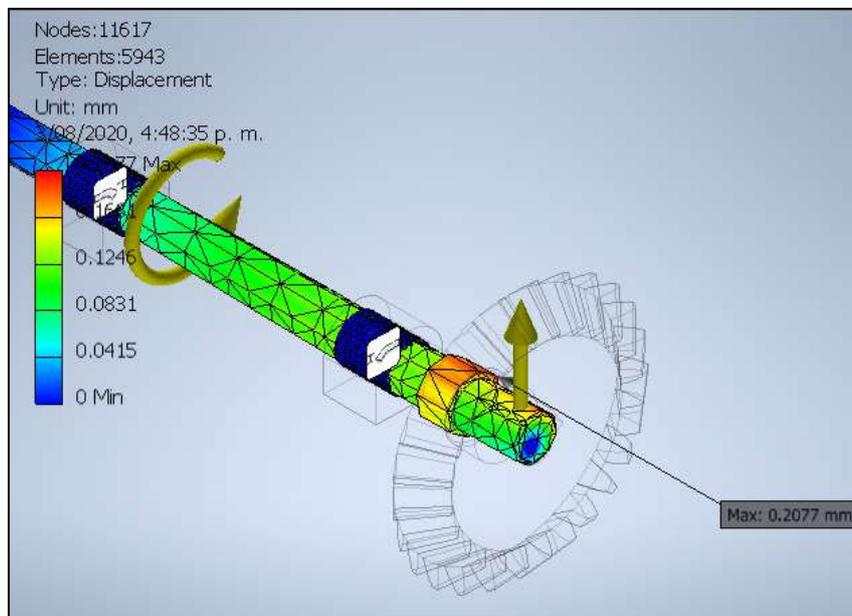


Figura 113. Análisis estático desplazamiento eje C

- Resultados del estudio

Tabla 46.

Fuerzas de reacción que actúan en el eje C

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	0 N	0 N	83.9109 N m	0 N m
		0 N		0 N m
		0 N		83.9109 N m
Pin Constraint:1	385.628 N	1.52635 N	17.3404 N m	-17.3404 N m
		-385.621 N		-0.0113425 N m
		-1.83728 N		0 N m

Load Type	Force
Magnitude	385.660 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	385.660 N
Vector Z	0.000 N

Load Type	Moment
Magnitude	84000.000 N mm
Vector X	0.000 N mm
Vector Y	0.000 N mm
Vector Z	-84000.000 N mm

Conclusión: en el análisis estático del eje C, de $\phi = 17$ mm sometido a un torque de 84 N.m, y una fuerza de 385.66 N se muestra un factor de seguridad mínimo de 2.15 y un desplazamiento máximo de 0.2 mm, estableciendo así que el diámetro calculado (4.3.3) y el material utilizado para el diseño es el conveniente.

5.5 Simulación de Componentes de Roladora

5.5.1 Simulación de Rodillo Superior

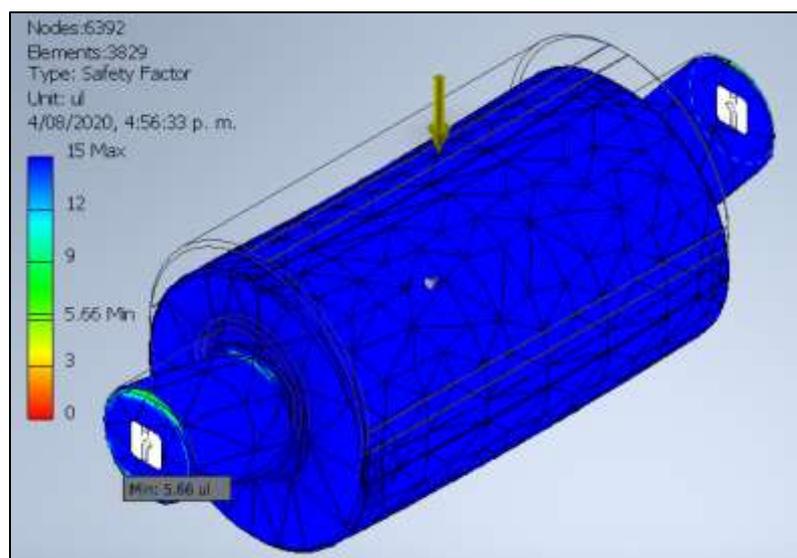


Figura 114. Análisis estático factor de seguridad de rodillo superior

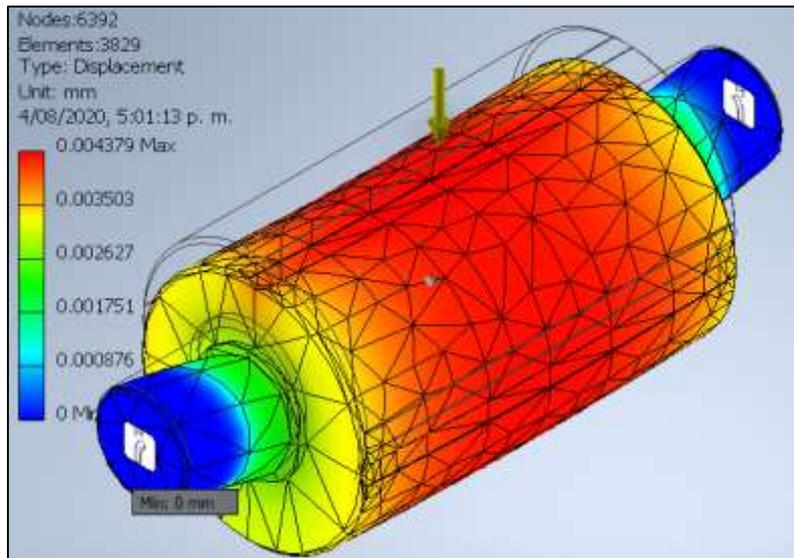


Figura 115. Análisis estático desplazamiento rodillo superior

- Resultados del estudio

Tabla 47.

Parámetros aplicados en la simulación

Name	Acero VCL	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	248.211 MPa
	Ultimate Tensile Strength	420 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.29 ul
	Shear Modulus	77.5194 GPa
	Load Type	Force
	Magnitude	3572.900 N
	Vector X	-3572.900 N
	Vector Y	0.000 N
	Vector Z	0.000 N

Conclusión: en el análisis estático del rodillo superior, sometido a una fuerza de 3572.9 N se muestra un factor de seguridad mínimo de 5.66 y un desplazamiento máximo de 0.00437 mm, por lo tanto, las dimensiones calculadas (4.3.6) y el material empleado mantienen sus propiedades y soportan las cargas.

5.5.2 Simulación de Rodillos y Plancha

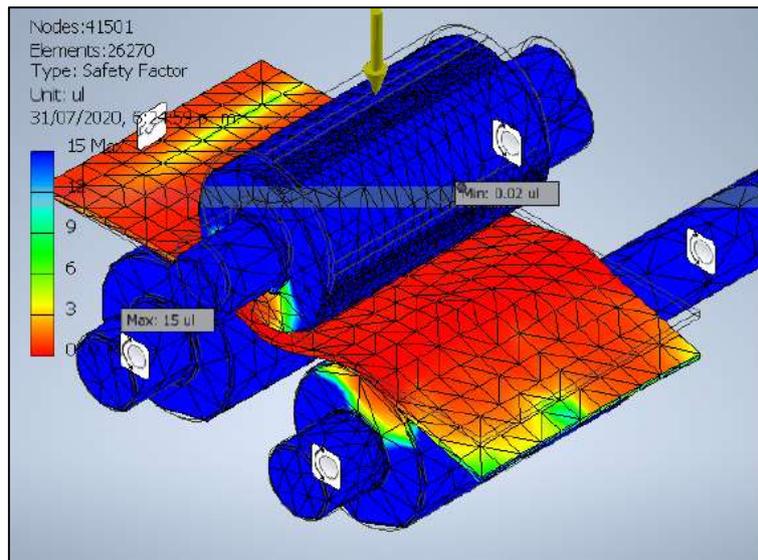


Figura 116. Análisis estático factor de seguridad de rodillos y platina

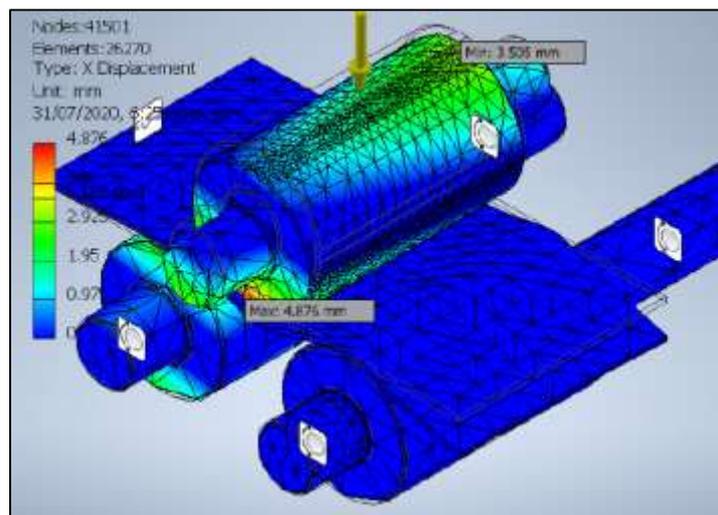


Figura 117. Análisis estático desplazamiento máximo de rodillos y platina

- **Resultados del estudio**

Tabla 48.

Parámetros aplicados en la simulación

Name	Acero VCL	
General	Mass Density	7.85 g/cm ³
	Yield Strength	248.211 MPa
	Ultimate Tensile Strength	420 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.29 ul
	Shear Modulus	77.5194 GPa
Part Name(s)	eje 1.ipt eje 2.ipt eje 3.ipt	
Name	Acero ASTM A53	
General	Mass Density	7.73 g/cm ³
	Yield Strength	240.627 MPa
	Ultimate Tensile Strength	400 MPa
Stress	Young's Modulus	205 GPa
	Poisson's Ratio	0.3 ul
	Shear Modulus	78.8462 GPa
Part Name(s)	PLANCHA PARA ROLAR.ipt	

Magnitude	2540.000 N
Vector X	-0.000 N
Vector Y	-2540.000 N
Vector Z	-0.000 N

Conclusión: en el análisis estático del rodillo y la platina, sometidos a una fuerza de 5240 N se muestra un factor de seguridad mínimo de 0.02 en la platina y un desplazamiento máximo de 4.87 mm, por lo tanto, la platina llega a ser deformada permanentemente y los rodillos soportan la carga aplicada (4.3.6).

5.5.3 Simulación de Bocinas

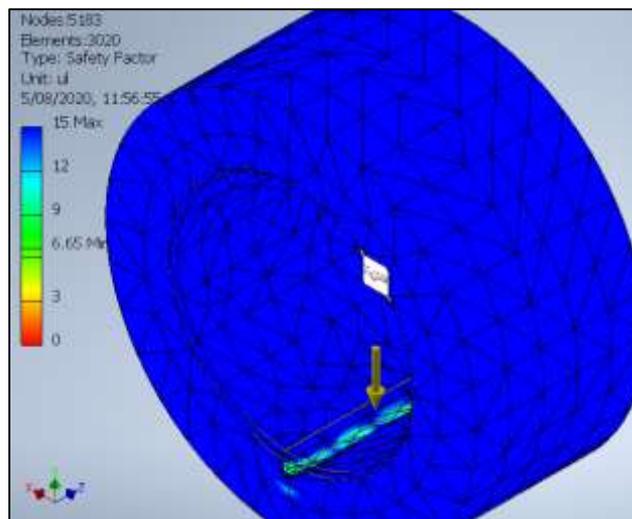


Figura 118. Análisis estático factor de seguridad rodillo superior

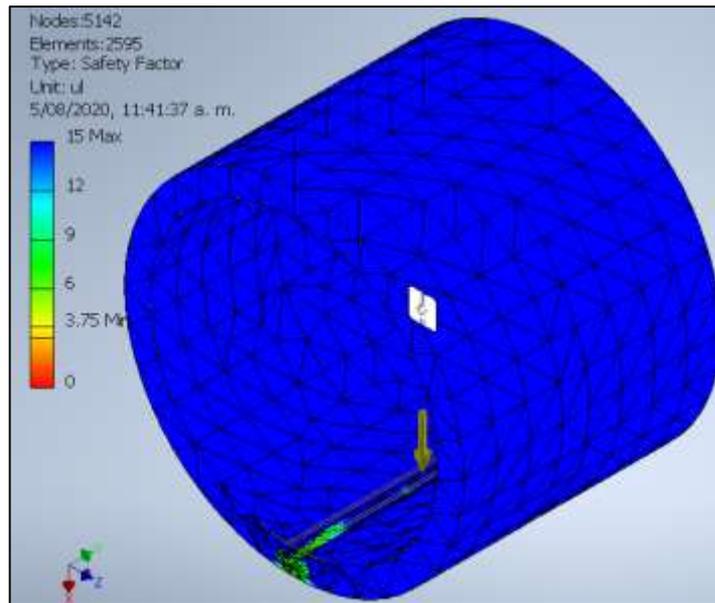


Figura 119. Análisis estático factor de seguridad de bocina rodillos inferiores

Conclusión: en el análisis estático de las bocinas sometidas a una fuerza de 1609.25 N y 1786 N, respectivamente, se muestra un factor de seguridad mínimo de 3.75 y 6.65, por lo tanto, los parámetros son los adecuados.

5.5.4 Simulación de Bridas

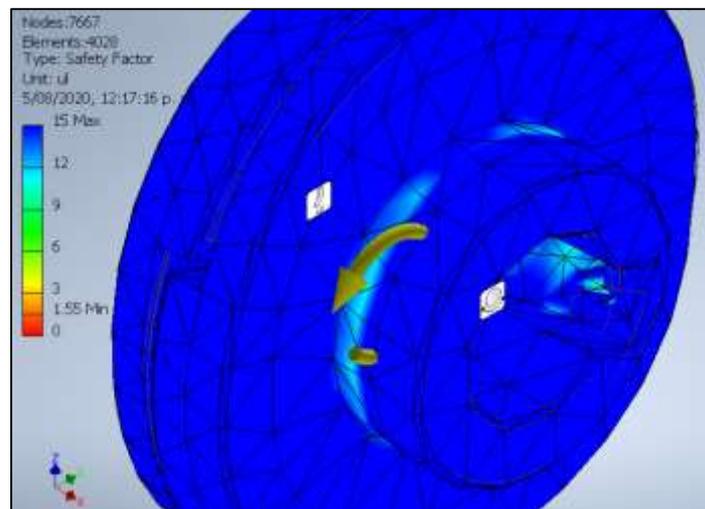


Figura 120. Análisis estático factor de seguridad de brida

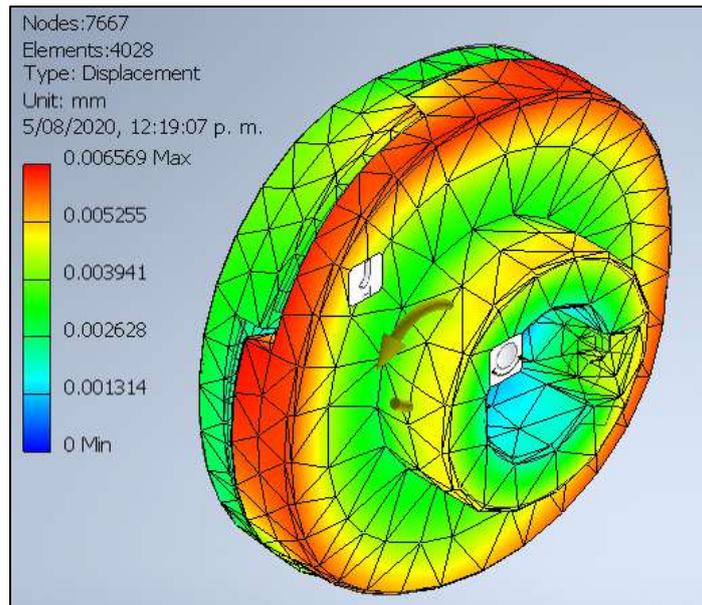


Figura 121. Análisis estático desplazamiento máximo de brida

Conclusión: en el análisis estático de las bridas sometidas a un torque de 84 N.m, se muestra un factor de seguridad mínimo de 1.55, puesto que este componente actúa como fusible ante una sobrecarga, tiene un desplazamiento máximo de 0.006 mm, por lo tanto, las dimensiones y el material empleado son los adecuados.

5.5.5 Simulación de Catarinas

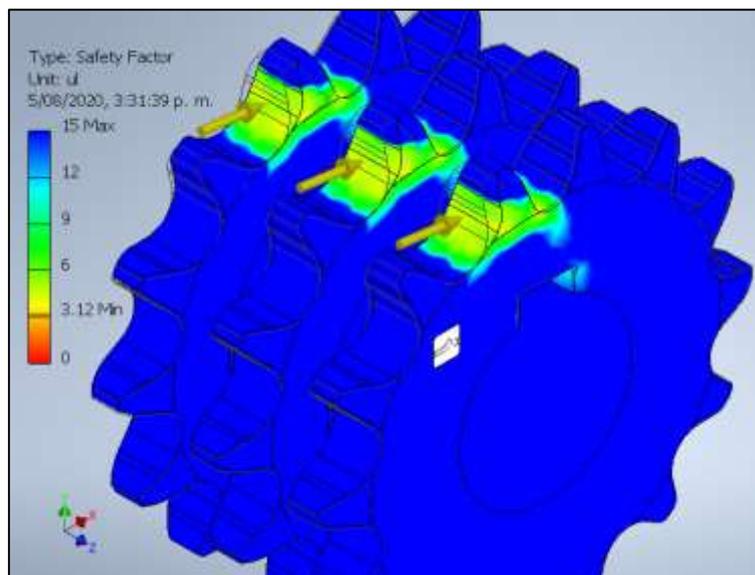


Figura 122. Análisis estático factor de seguridad catarina

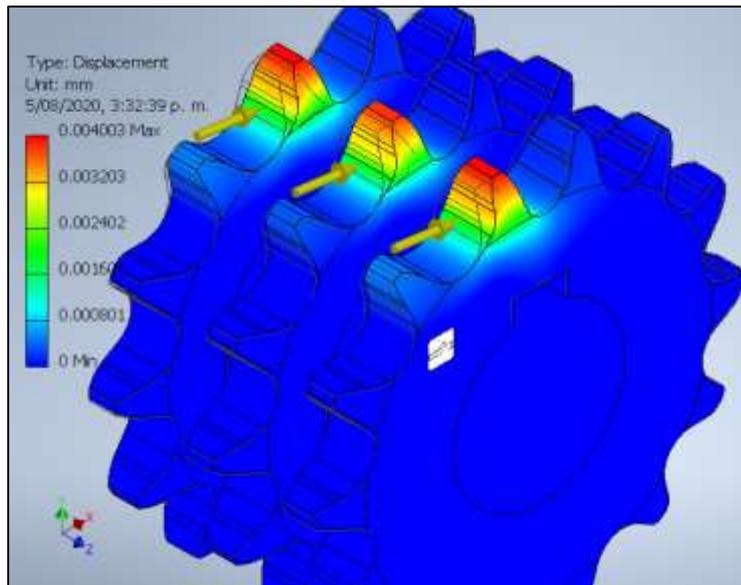


Figura 123. Análisis estático desplazamiento máximo de catarina

Conclusión: en el análisis estático de la catarina sometida a un torque de 84 N.m, se muestra un factor de seguridad mínimo de 3.12 y un desplazamiento máximo de 0.004 mm, por lo tanto, en número de hileras de dientes de la catarina el material empleado son los apropiados.

5.5.6 Simulación de Estructura

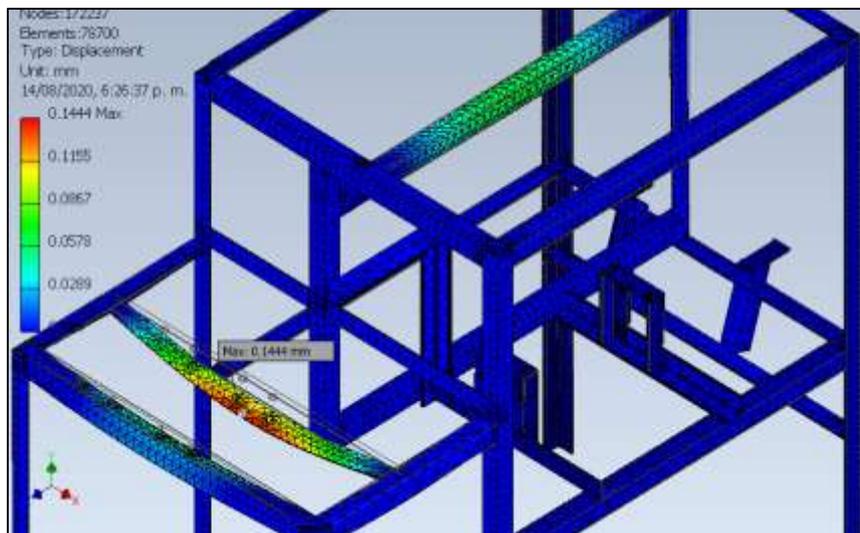


Figura 124. Análisis estático desplazamiento máximo de la estructura

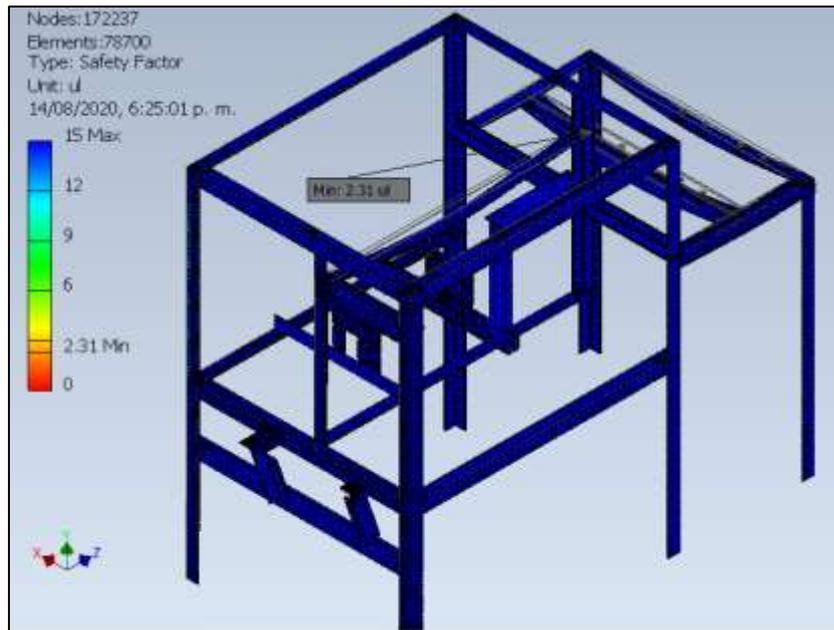


Figura 125. Análisis estático factor de seguridad estructura

Conclusión: en el análisis estático de la estructura sometida a un peso de 10.48 kg y una fuerza de reacción del engranaje cónico de 1811 N, una reacción axial de la corona de 105 N y un peso de la roladora de 20 kg, se muestra un factor de seguridad mínimo de 2.31 y un desplazamiento máximo de 0.1444 mm, por lo tanto, las dimensiones y el material empleado son los apropiados.

CONCLUSIONES

1. Se diseñó una máquina dobladora de estribos y roladora de platinas impulsada por un motor eléctrico monofásico de 220 V, 0.5 HP, obedeciendo a la metodología basada en las recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI).
2. Por diversas situaciones la máquina dobladora de estribos y roladora de platinas será sometida a sobrecarga por encima del límite de elasticidad permisible para realizar el doblado y rolado; para tal efecto, en los cálculos se consideró factores de seguridad 2.5 para el diseño, con la finalidad de acreditar el correcto funcionamiento de la máquina.
3. Los niveles de riesgo de lesiones ocupacionales disminuyeron debido a que los operarios no están sometidos a la acción repetitiva y prolongada del proceso de doblado de estribos.
4. Los principales mecanismos diseñados para la máquina dobladora de estribos y roladora de platinas, fueron validados mediante la simulación con el software CAD (*Autodesk Inventor Professional*), donde se demuestra que los componentes tienen un factor de seguridad mínimo de (2.5).
5. Los planos de diseño de piezas, ensamble y despiece se elaboraron con asistencia del software CAD *Autodesk Inventor Professional*.
6. En el análisis de tiempo de doblado de estribos se muestra que se redujo el tiempo de doblado en 4.68 veces empleando el diseño de la máquina dobladora de estribos y roladora de platinas a comparación del doblado manual.

RECOMENDACIONES

1. La máquina dobladora de estribos y dobladora de platinas solo fue diseñada para doblar aceros de bajo y medio carbono sin tratamiento térmico, preferiblemente no doblar aceros cuya procedencia y propiedades mecánicas se desconocen.
2. Se recomienda no doblar aceros con diámetros mayores a $\frac{1}{2}$ " y platinas con espesores mayores a 2.4 mm de lo contrario la máquina sufrirá deformaciones permanentes en sus componentes.
3. Al manipular la máquina y posicionar las varillas para el doblado se deben usar guantes para proteger las manos de los filos cortantes resultantes del corte de las varillas.
4. Usar lentes durante el proceso de doblado ya que los aceros forman óxido en su superficie y al ser doblados salen expulsados.
5. Si alguna vez se cambia de motor, reemplazar por otro de iguales características en cuanto a torque y rpm, de lo contrario, no cumplirá con el doblado o se dañarán los componentes de la máquina.

TRABAJOS FUTUROS

1. Se realizará la fabricación y puesta a prueba del prototipo del diseño de una máquina dobladora de estribos y roladora de platinas.
2. Se implementarán sistemas de seguridad eléctricos en el prototipo de la máquina dobladora de estribos y roladora de platinas según los requerimientos del mercado.
3. Se implementarán una serie de rodillos y dados intercambiables en la roladora para una multifuncionalidad.
4. En base al diseño de la máquina dobladora de estribos y roladora de platinas se podrá fabricar nuevas máquinas para la conformación de perfiles metálicos de mayor capacidad.

LISTA DE REFERENCIAS

1. **ACEROS BÖHLER DEL PERÚ S. A.** *Manual de aceros especiales*. Lima, [s. f.].
2. **ALEGRE, V. Marco.** *Diseño de elementos de máquinas tornillo sinfín rueda dentada*. Tercera edición. 1998.
3. **BARRIGA GAMARRA, Benjamín.** *Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica*. Lima : s.n. 1985.
4. **HIBBELER, Russell.** *Mecánica de materiales*. México : s.n. Octava Edición. 2011.
5. **LÓPEZ CASILLAS, Arcadio.** *Máquinas Cálculos de Taller*. Madrid : Artes Gráficas Enco, 1997. I.S.B.N. 84-400-7216-3.
6. **COCHA, Luis y JUMBO, Darwin.** *Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática para planchas de 2400 mm de longitud con espesores desde 2 mm hasta 12 mm*. Universidad Politécnica Salesiana sede Quito. Quito : s.n. 2015. Tesis.
7. **CRISPIN BARZOLA, Pedro.** *Diseño de un sistema de desplazamiento vertical y posicionamiento de trabajo de un soporte sujetor para motores de combustión interna de capacidad máxima de 1300 kg*. Huancayo : s.n. 2018.
8. **ESPINOZA, Ciro.** *Investigacion Tecnológica*. Huancayo : Soluciones Gráficas S.A.C. 2014. 978-612-00-1667-1.
9. **FARFÁN, Alexander.** *Diseño de una máquina dobladora de tubería ASTM A-192 para calderas acuatubulares*. Trujillo : s.n. 2019.
10. **FERNINAND P., Beer y RUSSELL, Jhonston.** *Mecánica de Materiales*. México : McGraw Hill, 2010.
11. **BUDYNAS, Richard y NISBETT, J.** *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Octava edición. México, D. F. : McGraw-Hill / Interamericana Editores, S. A. DE C.V. 2008.
12. **GAMARRA, Eduin.** *Diseño de una máquina roladora hidráulica con cuatro rodillos para planchas de hasta 20 mm de espesor y radio máximo de 250 mm para la empresa Metal Sur E. I. R. L.* Universidad Cesar Vallejo. Trujillo, Peru : s.n, 2016. Tesis.
13. **GRUPO SKF.** [En línea] octubre de 2015. [Citado el: 20 de agosto de 2019.]

14. **GUERRERO, Diego.** *Máquina dobladora para fabricar estribos cuadrados de varilla trefilada de acero de 6 mm de diámetro.* Universidad Técnica del Norte. Ibarra-Ecuador : s.n., 2017. Tesis.
15. **JAÉN TLAZARO, Emmanuel.** *Cálculo y diseño de engranes helicoidales.* Ingeniería Mecánica Eléctrica, Universidad Veracruzana. Xapala, Ver : s.n., 2011. Monografía.
16. **WEG.NET.** *Motores eléctricos monofásicos.* [En línea] [Citado el 12 de febrero de 2020.]. Disponible en: [https:// www.weg.net](https://www.weg.net).
17. **MOTT, Robert.** *Diseño de elementos de máquina.* Cuarta edición. México D.F : Pearson Educación, 2006. ISBN 970-26-0812-0.
18. **ODAR, Julio.** *Diseño de máquina electrohidráulica automática con sistema de corte y empaquetado para optimizar doblado de estribos en taller Blackline – Chiclayo 2017.* Universidad César Vallejo. Chiclayo, Peru : s.n., 2017. Tesis.
19. **SANDBAL, Sergio y GONZALES, Daniel.** *Diseño de mecanismo de tornillo sinfín para máquina llenadora de bolsas de lavatrastes en polvo.* Azcapotzalco D. F. : s.n. 2015. Tesis.
20. **TRUJILLO, Óscar.** *Diseño y construcción de una máquina para cortar y doblar estribos en serie para columnas de hormigón armado.* Universidad Politécnica Salesiana-sede Quito. Quito : s.n. 2014. Tesis.
21. **GERE, James.** *Timoshenko resistencia de materiales.* México. 5.^a edición. Thomson. 2009.

ANEXOS

Anexo 1

Catálogo motores monofásicos Weg

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (kgfm)	Corriente con rotor trabado In	Par con rotor trabado Tn	Par Máximo Tb/Tn	Momento de Inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)	Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	% de la potencia nominal						Corriente nominal In (A)	
												Rendimiento			Factor de potencia			220V	440V
KW	HP											50	75	100	50	75	100	220V	440V
II polos																			
0,12	0,16	63	0,034	5,9	2,0	2,9	0,0002	6	11,0	50	3400	35,8	44,4	40,9	0,52	0,60	0,68	1,61	0,804
0,18	0,25	63	0,050	6,1	2,2	2,8	0,0003	6	11,7	50	3400	42,3	50,8	55,8	0,51	0,61	0,69	2,12	1,06
0,25	0,33	63	0,070	5,5	2,9	3,2	0,0002	6	11,7	50	3400	42,5	51,6	57,2	0,44	0,54	0,62	3,20	1,60
0,37	0,5	71	0,102	7,2	2	3,1	0,0005	7	13,0	60	3520	51,7	59,9	64,2	0,53	0,64	0,72	3,64	1,82
0,55	0,75	80	0,152	7,7	2,1	3	0,0008	10	16,5	65	3525	58,8	67,9	72,8	0,77	0,85	0,91	3,78	1,89
0,75	1	80	0,208	7,0	2,3	2,7	0,0009	9	17,5	65	3520	58,0	66,0	71,0	0,75	0,83	0,88	5,46	2,73
1,1	1,5	90S	0,303	8,1	2,1	2,9	0,0020	9	24,0	69	3535	70,8	77,2	79,8	0,79	0,87	0,91	6,88	3,44
1,5	2	90L	0,415	8,4	2,1	2,7	0,0022	8	25,0	69	3520	68,4	74,9	77,7	0,83	0,89	0,92	8,54	4,27
2,2	3	100L	0,608	8,7	2,3	3	0,0064	9	37,0	72	3525	72,7	79,2	81,8	0,97	0,98	0,98	12,5	6,24
3	4	112M	0,830	8,0	2,6	2,5	0,0061	6	45,0	72	3520	77,4	81,6	82,1	0,96	0,97	0,98	16,9	8,47
3,7	5	112M	1,02	8,0	2,6	2,5	0,0091	6	47,0	72	3525	81,0	82,3	83,4	0,89	0,96	0,97	20,8	10,4
5,5	7,5	132S	1,52	8,5	2,8	2,9	0,0234	5	69,0	72	3515	74,7	80,2	82,4	0,82	0,95	0,96	31,6	15,8
7,5	10	132M	2,07	8,0	2,2	3,1	0,0223	8	71,0	72	3525	80,9	82,9	83,9	0,83	0,90	0,94	43,2	21,6
9,2	12,5	132M	2,55	8,8	1,9	3	0,0285	7	79,0	72	3515	86,0	88,2	88,3	0,94	0,96	0,97	48,8	24,4
11	15	132ML	3,04	8,5	2,2	3,5	0,0339	6	92,0	72	3530	84,7	87,7	88,5	0,89	0,94	0,95	59,4	29,7
Carcasas Opcionales																			
2,2	3	90L	0,612	7,5	2,0	2,1	0,0028	7	27,5	69	3500	72,0	77,0	78,5	0,96	0,97	0,98	13,0	6,50
IV Polos																			
0,12	0,16	63	0,068	5,0	2,3	2,0	0,0007	7	9,8	47	1730	32,5	40,0	44,2	0,52	0,61	0,69	1,79	0,894
0,18	0,25	71	0,101	5,0	2,8	2,1	0,0008	15	12,7	55	1730	49,6	57,0	60,4	0,43	0,53	0,61	2,22	1,11
0,25	0,33	71	0,141	5,0	2,6	2,2	0,0009	18	13,2	55	1725	45,1	52,4	56,2	0,46	0,55	0,64	3,16	1,58
0,37	0,5	80	0,207	6,8	2,1	2,5	0,0030	10	17,8	55	1740	51,7	61,0	66,1	0,79	0,86	0,90	2,82	1,41
0,55	0,75	80	0,308	5,8	2,1	2,3	0,0034	9	18,5	55	1740	54,5	63,0	67,8	0,65	0,76	0,85	4,34	2,17
0,75	1	90S	0,414	8,5	2,3	2,4	0,0055	7	24,0	58	1765	55,8	65,1	70,3	0,85	0,89	0,91	5,32	2,66

Tomada de Motores eléctricos monofásicos (16)

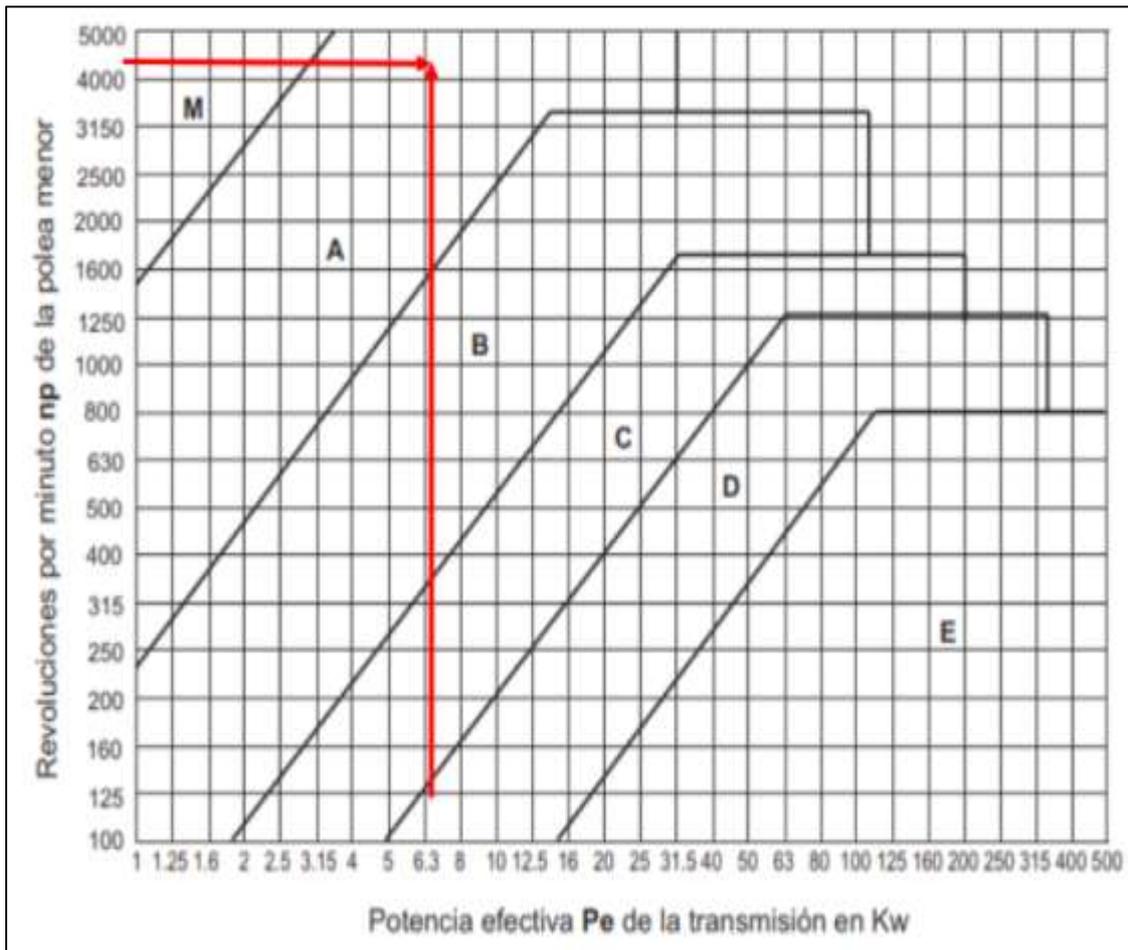
Anexo 2

Factor de servicio de correas trapezoidales

CLASE DE TRABAJO	EJEMPLOS DE MÁQUINAS ACCIONADAS	TIPOS DE MÁQUINAS MOTRICES					
		Motores de Corriente Alterna con par de Arranque <i>Normal</i>			Motores de Corriente Alterna con par de Arranque <i>Elevado</i>		
		Horas de Servicio Diarias			Horas de Servicio Diarias		
		Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16	Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16
Ligero	Agitadores para líquidos. Aspiradores. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de cinta para carga ligera. Ventiladores y bombas hasta 7,5 Kw.	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Mediano	Amasadoras. Cizallas y prensas. Cribas rotativas y vibrantes. Generadores y excitatrices. Máquinas herramientas. Maquinaria para artes gráficas. Maquinaria para lavanderías. Transportadores de cinta para carga pesada. Ventiladores y bombas a partir de 7,5 Kw.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Pesado	Ascensores. Bombas de desplazamiento positivo. Centrifugadores. Compresores de pistón. Maquinaria para labrar madera. Maquinaria para cerámicas. Maquinaria para papeleras. Maquinaria Textil. Molinos de martillos. Sierras alternativas. Elevadores de cangilones. Transportadores de Tornillo.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Extra Pesado	Grúas Montacargas. Machacadoras y molinos (mandíbulas, conos, bolas, barras, etc). Maquinaria para caucho y plásticos.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Tomada del Portalelectromecánico.com

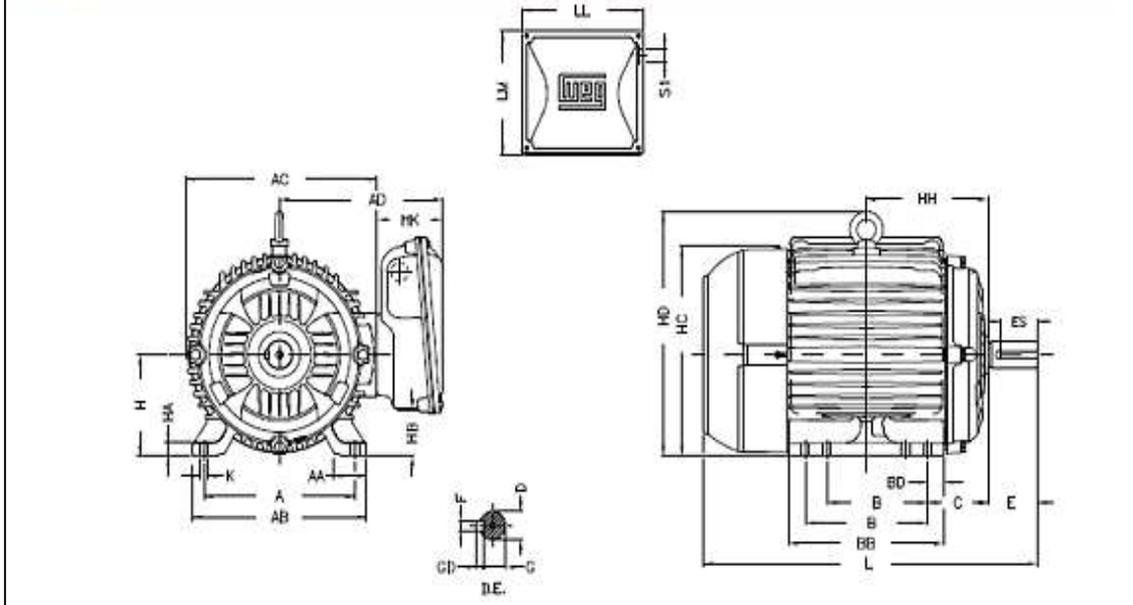
Anexo 3 Sección de la correa



Anexo 4

Dimensiones de motor eléctrico

Carcasa	A	AA	AB	AC	AD	B	BB	BD	C	Esp					
										D	E	ES	F	G	GD
63	100	26	116	129	128	80	95	7,5	40	11,6	23	14	4	8,5	4
71	112	29	132	145	136	90	114	11,75	45	14,8	30	18	5	11	5
80	125	31	149	163	145	100	126	12,75	50	19,6	40	28	6	15,5	6
90S	140	37	164	182	155		131	15,5	56	24,6	50	36	8	20	7
90L					181	156									
100L	160	40	188	203	191	140	173	16,5	63	28,6	60	45	8	24	8
112M	190	41	220	226	206	140	177	18,5	70						
132S	216	46	248	274	234	140	187	23,5	89	38,6	80	63	10	33	8
132M						178	225								
132MA						178/203	250								



Tomada de Motores eléctricos monofásico (16)

Anexo 5 Potencia base

Sección Z																																
Nº R.P.M. De la polea menor	Prestación Base (en HP)													Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)																		
	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)													1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35	1.52	2.00										
	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	al 1.04	al 1.08	al 1.12	al 1.18	al 1.24	al 1.34	al 1.51	al 1.99	Y sobre									
1160	0.15	0.24	0.32	0.40	0.49	0.57	0.65	0.74	0.82	0.89	0.97	1.05	1.13	1.28	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07	0.07									
1750	0.19	0.31	0.43	0.55	0.67	0.79	0.91	1.02	1.14	1.25	1.36	1.47	1.58	1.80	0.01	0.03	0.05	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.11									
3450	0.22	0.44	0.66	0.88	1.08	1.28	1.48	1.67	1.86	2.04	2.22	2.39	2.55	2.85	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.18	0.20	0.22	0.22									
200	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.20	0.23	0.25	0.28	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01									
400	0.07	0.11	0.14	0.17	0.21	0.24	0.27	0.30	0.33	0.36	0.39	0.42	0.45	0.51	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02									
600	0.10	0.15	0.19	0.24	0.29	0.33	0.38	0.42	0.47	0.51	0.56	0.60	0.64	0.73	0.00	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.04									
800	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60	0.65	0.71	0.77	0.82	0.94	0.00	0.01	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05	0.05									
1000	0.14	0.21	0.29	0.36	0.43	0.51	0.58	0.65	0.72	0.79	0.86	0.93	1.00	1.13	0.00	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.06	0.06									
1200	0.15	0.24	0.33	0.42	0.50	0.59	0.67	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.32	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07	0.07									
1400	0.17	0.27	0.37	0.47	0.57	0.66	0.76	0.86	0.95	1.05	1.14	1.23	1.32	1.50	0.01	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.09									
1600	0.18	0.29	0.41	0.52	0.63	0.74	0.85	0.95	1.06	1.16	1.27	1.37	1.47	1.67	0.01	0.03	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.10									
1800	0.19	0.31	0.44	0.57	0.68	0.81	0.93	1.05	1.16	1.28	1.39	1.51	1.62	1.84	0.01	0.03	0.05	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.11									
2000	0.20	0.34	0.47	0.61	0.74	0.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.99	0.01	0.04	0.06	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13									
2200	0.20	0.36	0.51	0.65	0.80	0.94	1.08	1.22	1.36	1.50	1.63	1.76	1.89	2.14	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14	0.14									
2400	0.21	0.37	0.54	0.69	0.85	1.00	1.16	1.30	1.45	1.60	1.74	1.88	2.01	2.28	0.02	0.05	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.15	0.15									
2600	0.22	0.39	0.56	0.73	0.90	1.06	1.22	1.38	1.54	1.69	1.84	1.99	2.13	2.41	0.02	0.05	0.08	0.10	0.12	0.13	0.15	0.16	0.16									
2800	0.22	0.41	0.59	0.77	0.95	1.12	1.29	1.46	1.62	1.78	1.94	2.09	2.24	2.53	0.02	0.05	0.08	0.10	0.13	0.15	0.16	0.17	0.18									
3000	0.22	0.42	0.61	0.80	0.99	1.17	1.35	1.53	1.70	1.87	2.03	2.19	2.35	2.64	0.02	0.06	0.09	0.11	0.14	0.16	0.18	0.19	0.19									
3200	0.22	0.43	0.64	0.84	1.03	1.22	1.41	1.60	1.77	1.95	2.12	2.28	2.44	2.74	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.17	0.19	0.20	0.20									
3400	0.22	0.44	0.66	0.87	1.07	1.27	1.47	1.66	1.84	2.02	2.20	2.37	2.53	2.83	0.03	0.07	0.10	0.13	0.15	0.18	0.20	0.21	0.22									
3600	0.22	0.45	0.68	0.90	1.11	1.32	1.52	1.72	1.91	2.09	2.27	2.44	2.61	2.91	0.03	0.07	0.11	0.14	0.16	0.19	0.21	0.22	0.23									
3800	0.22	0.46	0.70	0.92	1.14	1.36	1.57	1.77	1.97	2.15	2.34	2.51	2.67	2.97	0.03	0.07	0.11	0.15	0.17	0.20	0.22	0.24	0.24									

Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

Anexo 6

Factor de corrección de longitud

Sección de la correa						
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-

Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

Anexo 7

Factor de corrección de arco de contacto

Factor de corrección		
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84
137°	0.88	0.85
134°	0.87	0.85
130°	0.86	0.86
127°	0.85	0.85

Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

Anexo 8

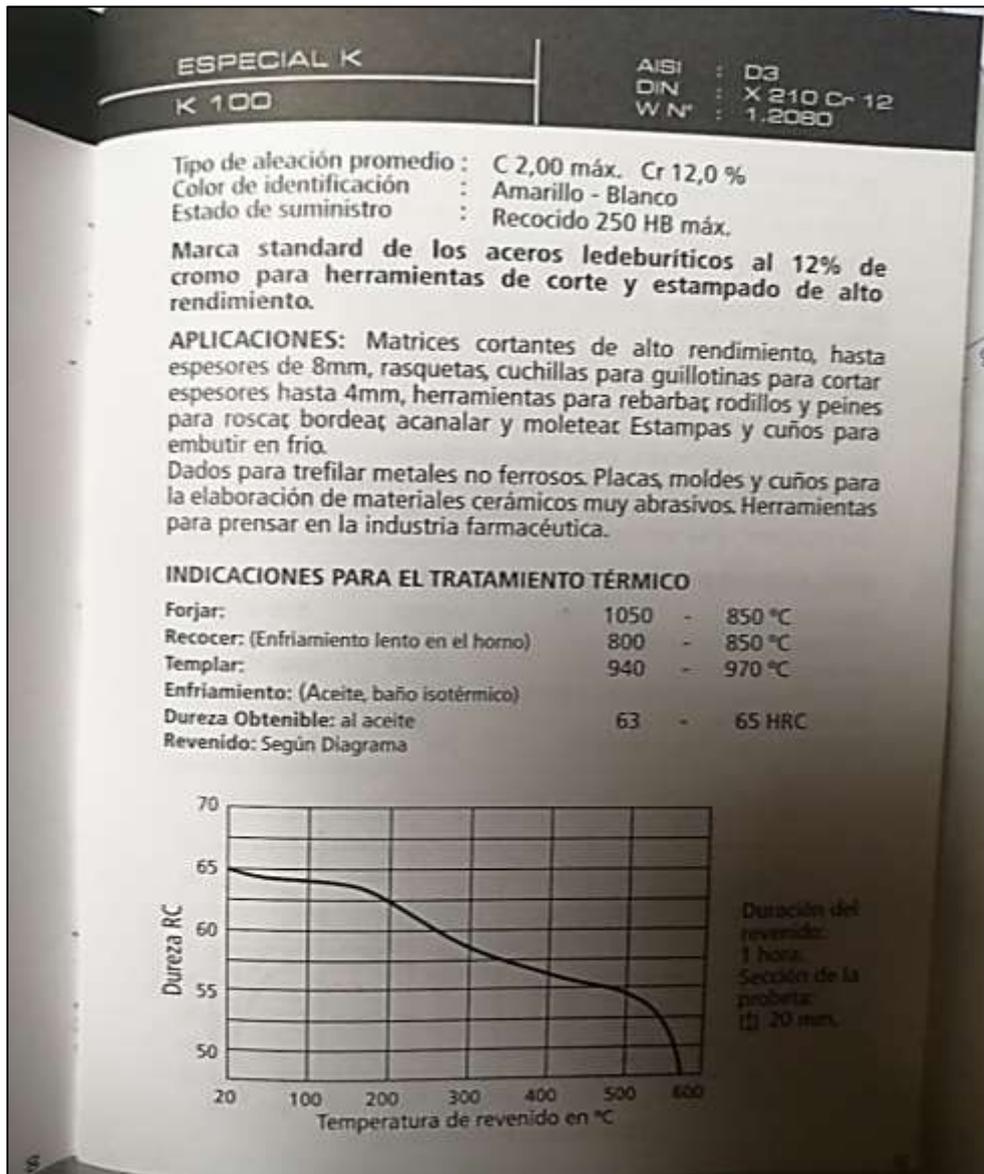
Dimensiones de chavetas paralelas

Pasadores y chavetas		CHAVETAS PARALELAS SERIE NORMAL						TABLA 18 . 13							
		(De UNE 17.102 h1)													
		CHAVETA													
Sección b x h	Ancho b		Altura h		Chafán b ₁		Longitud l								
	Nominal	Toler. \pm	Nominal	Toler. \pm y h1)	Máximo	Mínimo	De...	...a							
4 x 4	4	0	4	0	0,16	0,25	8	45							
5 x 5	5	-0,030	5	0	0,25	0,40	10	56							
6 x 6	6	0	6	-0,030	0,25	0,40	14	70							
8 x 7	8	0	7	0	0,25	0,40	18	90							
10 x 8	10	-0,036	8	0	0,40	0,60	22	110							
12 x 8	12	0	8	0	0,40	0,60	28	140							
14 x 9	14	0	9	-0,050	0,40	0,60	36	180							
16 x 10	16	-0,043	10	0	0,40	0,60	45	180							
18 x 11	18	0	11	0	0,40	0,60	50	200							
20 x 12	20	0	12	0	0,40	0,60	56	220							
22 x 14	22	0	14	0	0,60	0,80	63	250							
25 x 14	25	-0,052	14	-0,110	0,60	0,80	70	280							
28 x 16	28	0	16	0	0,60	0,80	80	320							
32 x 18	32	0	18	0	0,60	0,80	90	300							
36 x 20	36	0	20	0	0,60	1,20	100	400							
40 x 22	40	-0,062	22	0	1,00	1,20	—	—							
45 x 25	45	0	25	0,130	1,00	1,20	—	—							
50 x 28	50	0	28	0	1,00	1,20	—	—							
56 x 32	56	0	32	0	1,00	2,00	—	—							
63 x 32	63	0	32	0	1,60	2,00	—	—							
70 x 36	70	-0,074	36	0	1,60	2,00	—	—							
80 x 40	80	0	40	-0,160	2,50	3,00	—	—							
90 x 45	90	0	45	0	2,50	3,00	—	—							
100 x 50	100	-0,087	50	0	2,50	3,00	—	—							
CHAVETERO															
Diámetro del eje d	Sección de la chaveta b x h	Ancho b, tolerancia						Profundidad				Chafán R ₁			
		Clase de ajuste del enchavetado						Eje h ₁				Cubo h ₂		R ₁	
		Nominal	Libre		Normal		Ajustado	Eje y cubo pg		Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Min.	Máx.
Mar.	usa	Eje h8	Cubo D10	Eje N9	Cubo js9	Eje y cubo pg	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Min.	Máx.	Min.	Máx.	
10	12	4 x 4	4	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16	
12	17	5 x 5	5	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3	0	2,3	0	0,16	0,25	
17	22	6 x 6	6	0	0	0	±0,018	0	3,6	0	2,8	0	0,16	0,25	
22	30	8 x 7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4	0	3,3	0	0,16	0,25	
30	38	10 x 8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	-0,051	5	0	3,3	0	0,25	0,40	
36	44	12 x 8	12	0	0	0	±0,0215	0	5	0	3,3	0	0,25	0,40	
44	50	14 x 9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5	0	3,8	0	0,25	0,40	
50	58	16 x 10	16	0	+0,050	-0,043	±0,0215	-0,061	6	0	4,3	0	0,25	0,40	
58	66	18 x 11	18	0	0	0	±0,026	0	7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40	
66	75	20 x 12	20	0	0	0	±0,026	0	7,5	0	4,9	0	0,40	0,60	
75	85	22 x 14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9	0	5,4	0	0,40	0,60	
85	95	25 x 14	25	0	+0,065	-0,052	±0,026	-0,074	9	0	5,4	0	0,40	0,60	
95	110	28 x 18	28	0	0	0	±0,031	0	10	0	6,4	0	0,40	0,60	
110	130	32 x 18	32	0	0	0	±0,031	0	11	0	7,4	0	0,40	0,60	
130	150	36 x 20	36	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	12	0	8,4	0	0,70	1,00	
150	170	40 x 22	40	0	+0,080	-0,062	±0,031	-0,088	13	0	9,4	0	0,70	1,00	
170	200	45 x 25	45	0	0	0	±0,037	0	15	0	10,4	0	0,70	1,00	
200	230	50 x 28	50	0	0	0	±0,037	0	17	0	11,4	0	0,70	1,00	
230	260	56 x 32	56	0	0	0	±0,037	0	20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00	
260	290	63 x 32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60	
290	330	70 x 36	70	0	+0,100	-0,074	±0,037	-0,106	22	0	14,4	0	1,20	1,60	
330	380	80 x 40	80	0	0	0	±0,0435	0	25	0	15,4	0	2,00	2,50	
380	440	90 x 45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28	0	17,4	0	2,00	2,50	

Tomada de Diseño y construcción de una máquina baroladora semiautomática (6)

Anexo 9

Acero especial K, características.



Tomada de Manual de aceros especiales (1)

Anexo 10

Bronce rojo al estaño

BRONCE B - 10ZN		ASTM B505	C90500 (SAE 62)
		DIN 1705	:Rg10
		ISO 1338	:CuSn10Zn2

Bronce Rojo al estaño con adición de plomo para mejorar maquinabilidad y muy buenas propiedades de auto lubricación. Resistente a la fatiga. Las condiciones de trabajo no deben exceder los 200 °C.

APLICACIONES: Material duro. El Bronce B-10ZN es muy estable mostrando gran resistencia al desgaste y al ataque de ácidos. Recomendado para engranes, coronas, bujes, casquillos, tornillos sinfin, elementos de máquinas, cojinetes soporte, anillos de guía, impulsor de bomba, aros de pistón, componentes de válvula, herrajes de vapor y en general para piezas que requieren de un bronce muy fino.

COMPOSICIÓN QUÍMICA (%):

	Cu	Sn	Pb	Zn	P	Fe	Ni ⁽¹⁾	Sb	S
Min.	Resto	9		1,0					
Max.		11	2,0	3,0	0,2	0,25	2,0	0,3	0,1

(1) Ni cuenta como Cu

PROPIEDADES MECÁNICAS:

Proceso	Limite Elástico R _{e,2} (Mpa)	Carga de Rotura R _m (Mpa)	Elongación A5 (%)	Dureza HBW 10/1000	Módulo Elástico (GPa)
Continuo (GC)	140	280	8	90	75-110
Centrifugo (GZ)	150	280	5	95	75-110

Valores mínimos

PROPIEDADES FÍSICAS:

Proceso	Densidad kg/dm ³	Calor Especifico J/kg °K	Expansión Térmica 10-6 m. °K/m	Conductividad Térmica W/m. °K	Conductividad Eléctrica (Ω ⁻¹ m/mm ²)
GC - GZ	8,70	352	18,50	56	6,50

Tomada de Manual de aceros especiales (1)

Anexo 11 Acero VCL

VCL

Tipo de aleación promedio : C 0,41 Cr 1,1 Mo 0,2 Si 0,2 Mn 0,7 %
 Color de identificación : Verde - Blanco
 Estado de suministro : Bonificado 250-310 HB Típico. Ver tabla inf.
 Largo Standard : 3,5 - 5 metros

Acero especial de bonificación con aleación de cromo molibdeno.

Muy resistente a la tracción y a la torsión, como también a cambios de flexión. Se suministra en estado bonificado, lo que permite, en la mayoría de los casos, su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de dimensiones medianas, con grandes exigencias en las propiedades arriba mencionadas y también ciertos elementos para la construcción de motores, engranajes, pernos, tuercas, pines, émbolos, árboles de transmisión, ejes de bombas, cañones de armas para la cacería.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado: 1050 - 850 °C
 Normalizado: 840 - 880 °C
 Recocido: 690 - 720 °C
 Enfriamiento lento en el horno
 Temple: al aceite 830 - 860 °C
 al agua 820 - 850 °C
 Dureza Obtenible: 52 - 56 HRC
 Revenido: 540 - 680 °C
 Nitrurar: 580 °C

AISI : 4140
 DIN : 42 Cr Mo 4
 W N° : 1.7223/25

DIAGRAMA DE BONIFICACIÓN

Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm²	Resistencia a la tracción N/mm²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resiliencia según DVM Joule
		desde	hasta					
770	241	16	40	835	1030 - 1250	10	40	34
		40	100	715	930 - 1130	11	45	41
		100	160	595	830 - 1030	12	50	41
		160	250	530	730 - 900	13	55	41
				490	690 - 840	14	55	41

Soldadura: Consultar con nuestro Departamento Técnico

Tomada de Manual de aceros especiales (1)

Anexo 12

Acero SAE 1045

Barras Redondas Lisas



DIMENSIONES

Sistema Inglés (pulgadas)	
3/8	1 1/4
1/2	1 3/8
5/8	1 1/2
3/4	1 3/4
7/8	2
1	2 1/4
1 1/8	2 1/2

NORMAS TÉCNICAS:

Composición Química : ASTM A36, SAE 1045

Tolerancias Dimensionales

- Barras de diámetros \leq a 1" : ISO 1035/4

- Barras de diámetros $>$ a 1" : ASTM A6 / A6M

PRESENTACIÓN:

Se produce en longitudes de 6 metros.

Las barras de diámetros mayores a 1" se entregan además pulidas. Se suministra en varillas y en paquetones de 2 TM, los cuales están formados por 2 paquetes de 1 TM c/u. La calidad 1045 se identifica con los colores blanco, o blanco y negro.

USOS:

Estructuras metálicas de todo tipo, construcción de puertas, portones, cercos, marcos de ventanas, rejas de protección y decorativas, barandas, carpintería metálica artística, muebles, mesas, sillas, adornos, herramientas (martillos, tenazas, cinceles, etc), pernos, tuercas (por recalado o mecanizado), ejes, pines, pasadores, etc.

PROPIEDADES MECÁNICAS:

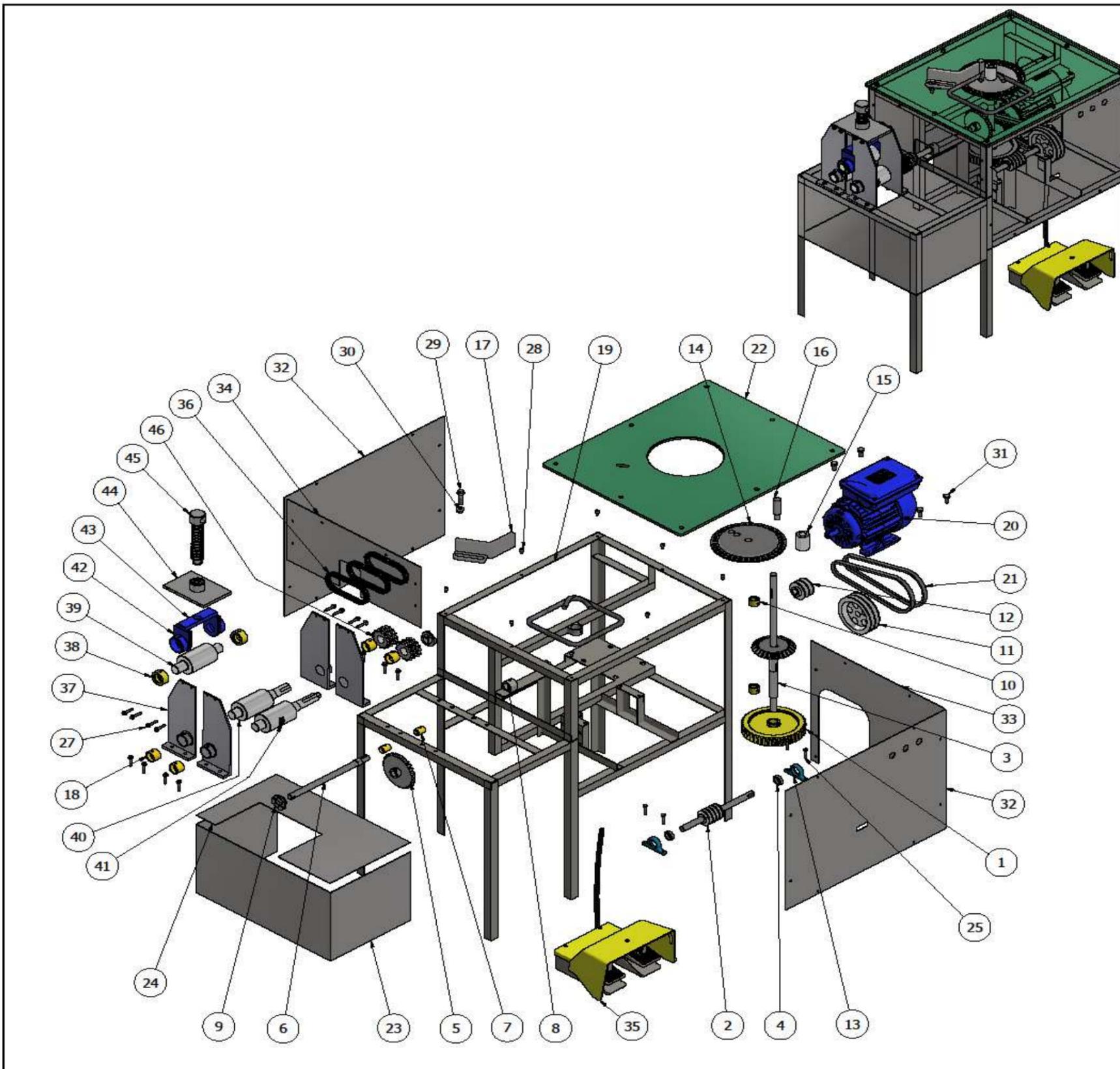
ASTM A36: Límite de Fluencia mínimo = 2,530 kg/cm² (*)
 Resistencia a la Tracción = 4,080 - 5,620 kg/cm² (*)
 Alargamiento en 200 mm = 20.0 % mínimo

SAE 1045 : Límite de Fluencia mínimo = 4,000 - 5,500 kg/cm² (*)
 Resistencia a la Tracción = 6,700 - 8,200 kg/cm² (*)
 Alargamiento en 200 mm = 12.0 % mínimo

(*) Valores referenciales.

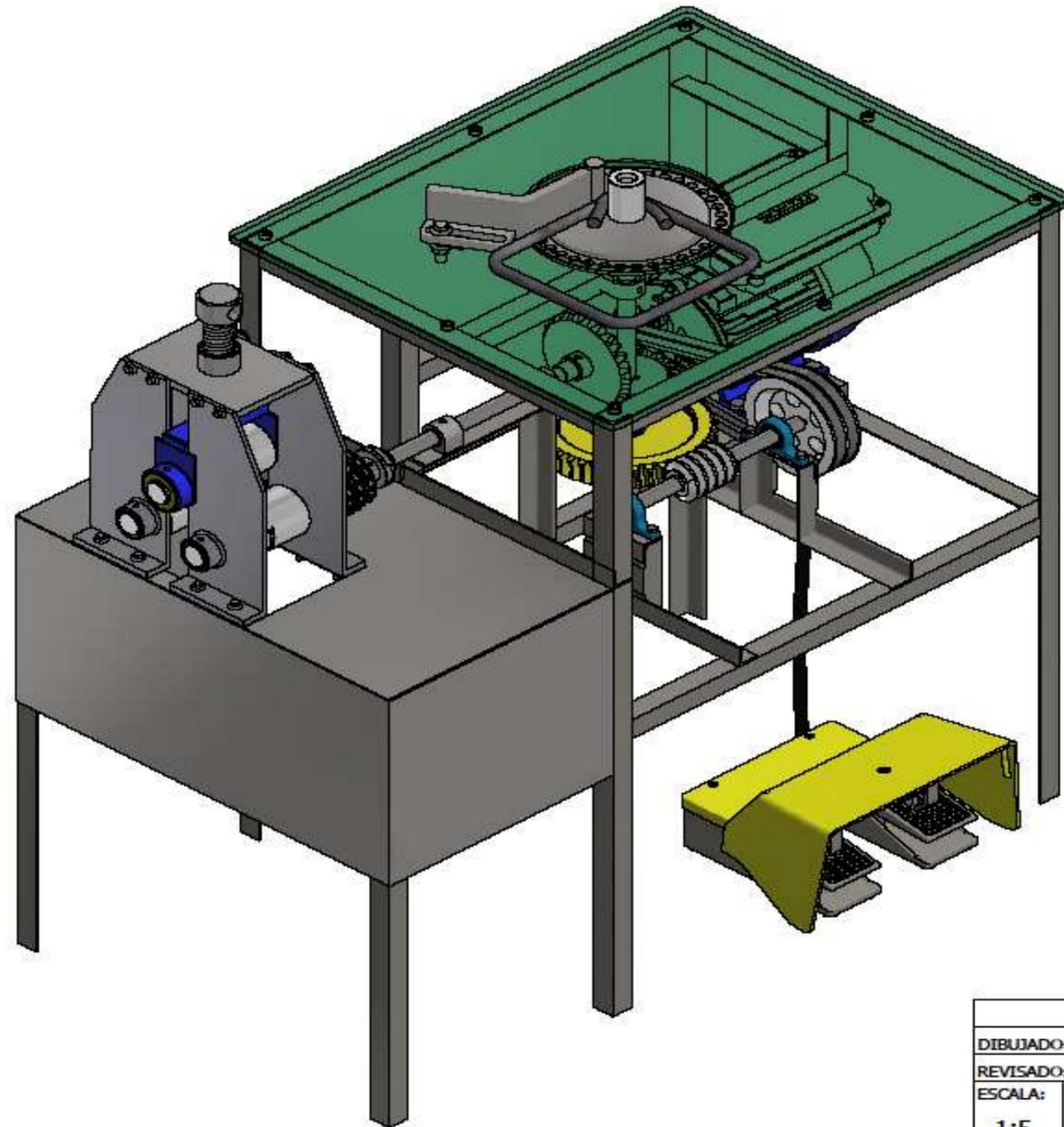
Tomada de Acerosarequipa.com

Anexo 13
Planos

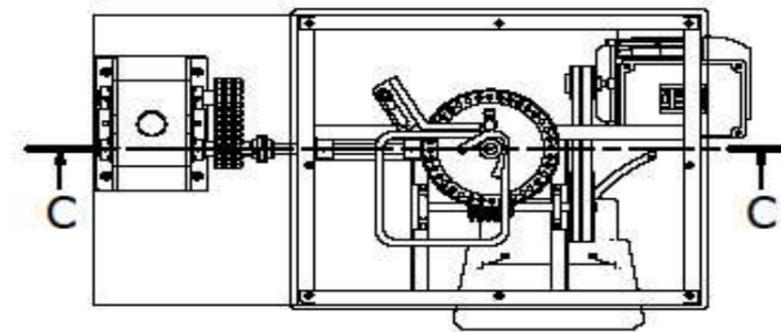
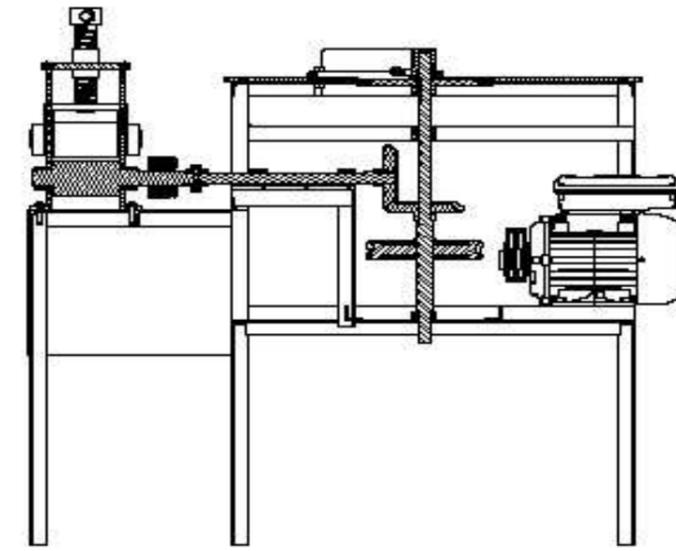


ITEM	CODIGO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
1	SF2	CORONA	1	SAE 62	3,999 kg
2	SF1	TORNILLO SIN FIN	1	VCL	1.2 kg
3	EJ1	EJE A	2	VCL	1.27 kg
4	RM1	RODAMIENTO	2	STEEL	0,017 kg
5	EN1	ENGRANAJE CÓNICO	2	VCL	3,988 kg
6	EJ2	EJE C	1	VCL	0,531 kg
7	EO2	BOCINA 1	2	SAE 62	0,025 kg
8	TO9	SOPORTE DE BOCINA	4	SAE 1045	0.5 kg
9	EB2	BRIDA	2	VCL	0.207kg
10	BC5	BOCINA EJE A	2	SAE 62	0,050 kg
11	PM5	POLEA MAYOR	1	ALUMINIO	0,490 kg
12	PM6	POLEA MENOR	1	ALUMINIO	0,126 kg
13	CH2	CHUMASERA	2	SAE 1045	0,053 kg
14	DO1	DISCO	1	SAE 1045	2,225 kg
15	DO3	CHAQUETA	1	VCL	0,266 kg
16	DO2	PIN DE DOBLADO	1	VCL	0,155 kg
17	EB3	TOPE DE DOBLADO	1	VCL	1,008 kg
18	TO8	BOCINA ROLADORA	4	SAE 62	18,199 kg
19	EO1	ESTRUCTURA	1	ASTM A36	26,136 kg
20	MT1	MOTOR ELÉCTRICO	1	STEEL	13 kg
21	FV2	FAJA EN V	2	NYLON	0,049 kg
22	PO1	MESA	1	ASTM A36	18,167 kg
23	PO2	TAPA DE ROLADORA	1	ASTM A653	3,247 kg
24	PO3	TAPA BASE ROLADORA	1	ASTM A653	1,314 kg
25	PC1	PERNO CHUMASERA	4	STEEL	0,009 kg
26	PO5	TAPA TRASERA	1	ASTM A653	3,424 kg
27	TO5	PERNOS M6	16	STEEL	0,011 kg
28	PA8	PERNO ALLEN	8	STEEL	0,005 kg
29	PT1	PERNO TOPE	1	STEEL	0,041 kg
30	TP1	TUERCA PERNO TOPE	1	STEEL	0,015 kg
31	PM10	PERNO MOTOR M10	4	STEEL	0,023 kg
32	PO4	TAPA FRONTAL	1	ASTM A653	3,412 kg
33	PO7	TAPA DERECHA	1	ASTM A653	1,934 kg
34	PO6	TAPA IZQ. DOBLADORA	1	ASTM A653	1,211 kg
35	IN2	INTERRUPTOR TIPO PEDAL	1	PVC	1.75 kg
36	CD1	CADENAS	3	STEEL	0,315 kg
37	TO6	COLUMNA DE ROLADORA	4	SAE 1045	6.59 kg
38	BR2	BOCINA RODILLO SUPERIOR	2	SAE 62	0.15 kg
39	TO8	RODILLO SUPERIOR	1	K 100	2.722 kg
40	TO2	RODILLO IZQUIERDO	1	K 100	2.968 kg
41	TO7	RODILLO DERECHO	1	K100	3.08 kg
42	TO3	GUIA	2	SAE 1045	0.798 kg
43	TO4	SEPARADOR	1	SAE 1045	0.383 kg
44	BS6	BASE SUPERIOR	1	SAE 1045	1.812 kg
45	TO1	TORNILLO DE POTENCIA	1	VCL	0.829 kg
46	CD2	CATARINA	2	VCL	0.844 kg

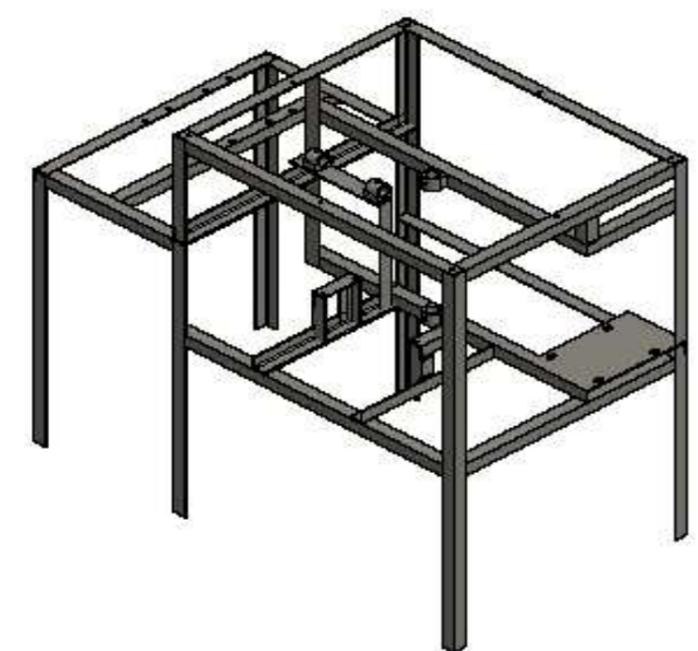
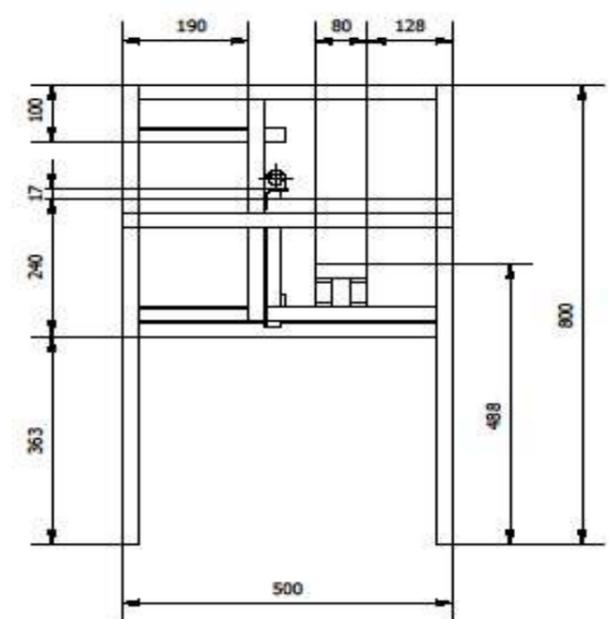
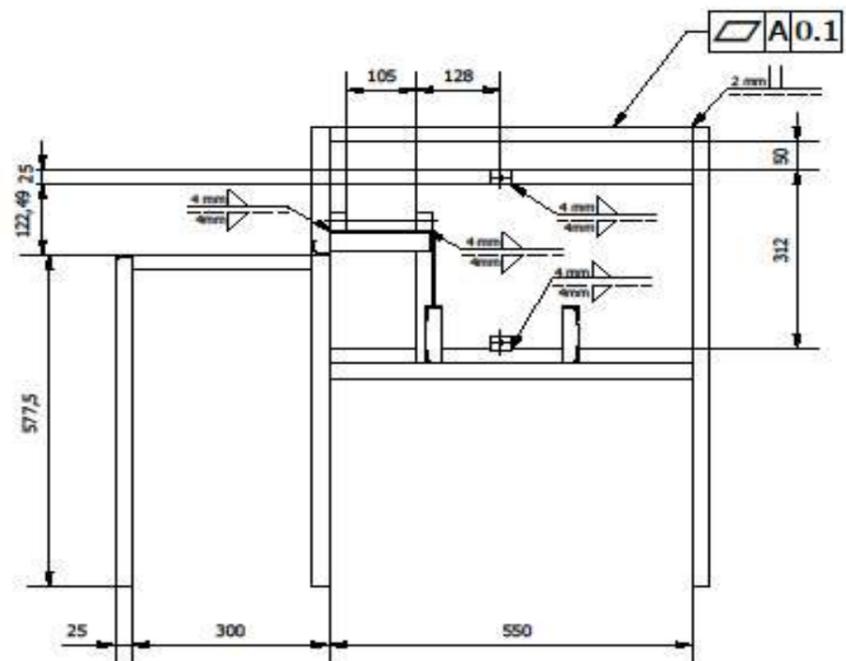
FECHA:	12/03/2020	NOMBRE:	BACH. HUARI CH.	FIRMA:	
DIBUJADO:	12/03/2020	REVISADO:	ING. POMA T.	 UNIVERSIDAD CONTINENTAL	
ESCALA:	1:10	TÍTULO:	PLANO DE EXPLOSIÓN		
TÍTULO DEL PROYECTO:				MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA	
				FORMATO:	A2



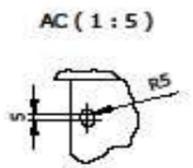
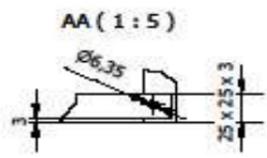
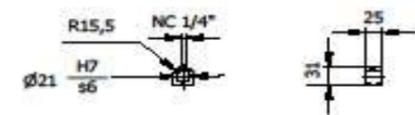
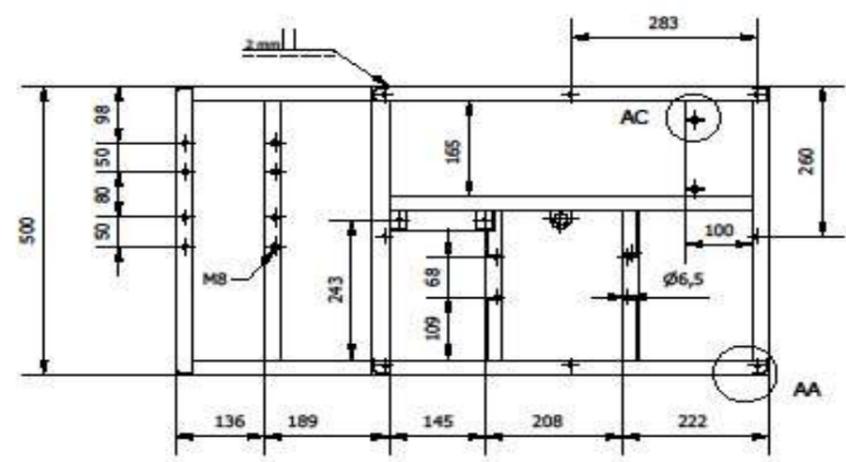
C-C (1:10)



	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	 UNIVERSIDAD CONTINENTAL
DIBUJADO:	12/03/2020	BACH. HUARI CH.		
REVISADO:	12/03/2020	ING. POMA T.		
ESCALA:	TÍTULO: PLANO DE ENSAMBLE			HOJA Nº: 1-1
1:5	TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA			FORMATO: A2



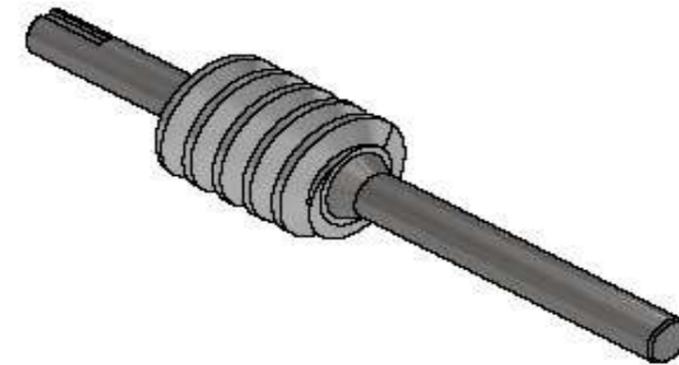
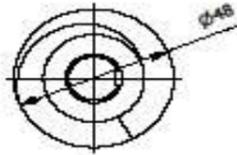
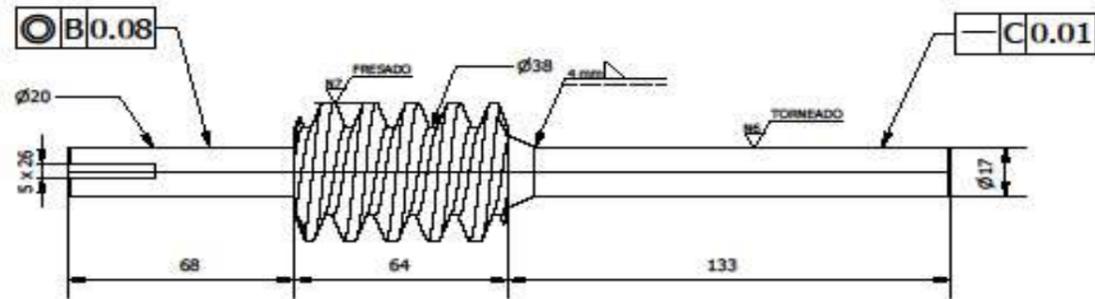
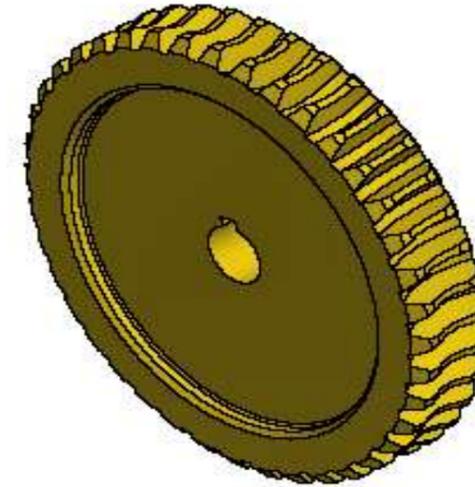
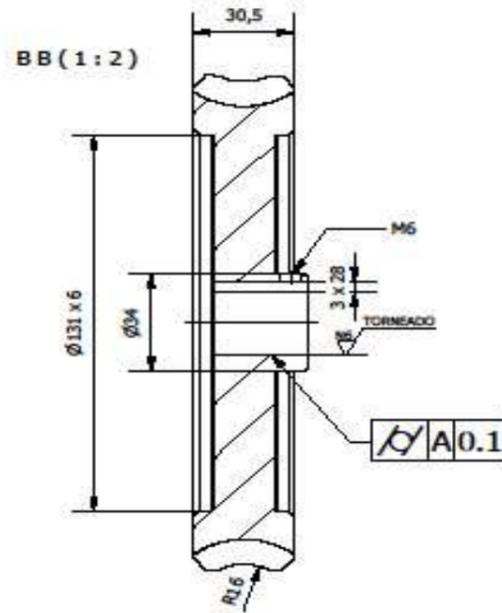
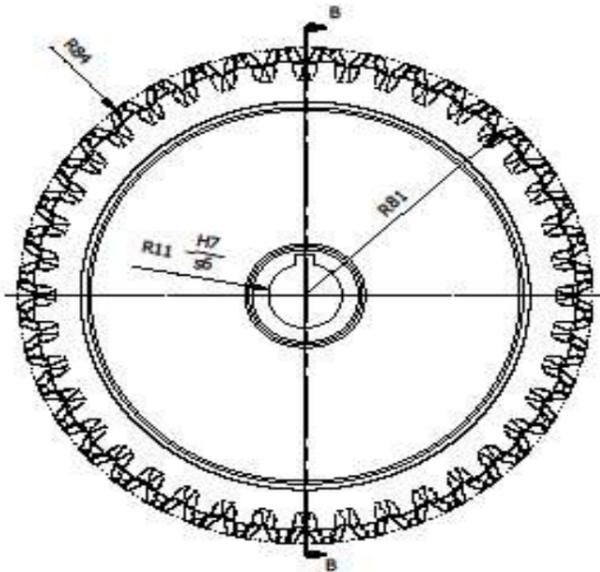
TODAS LAS UNIONES SON POR SOLDADURA A TOPE



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
19	ESTRUCTURA	1	ASTM A36	26.139 kg
8	SOPORTE DE BOCINA	4	SAE 1045	0.5 kg

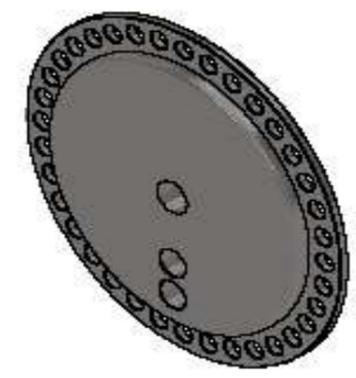
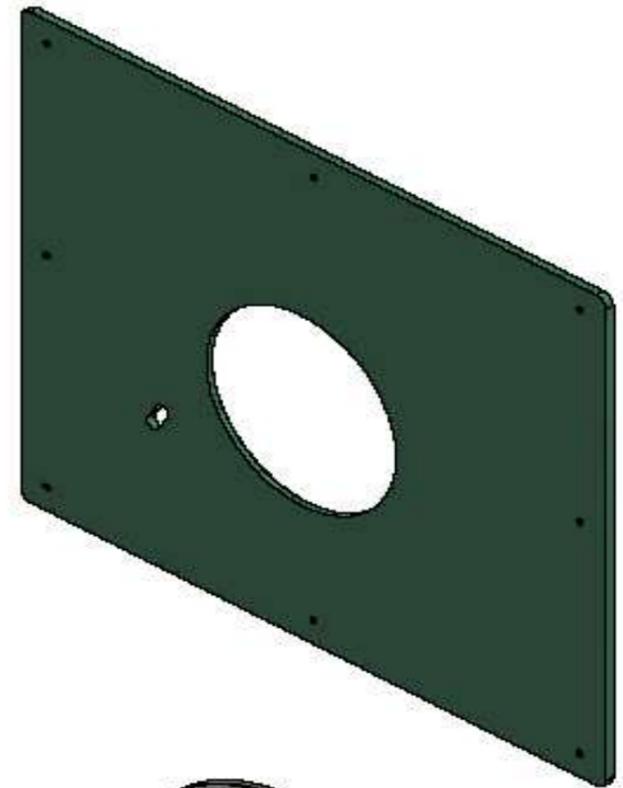
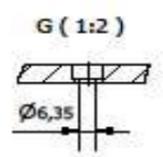
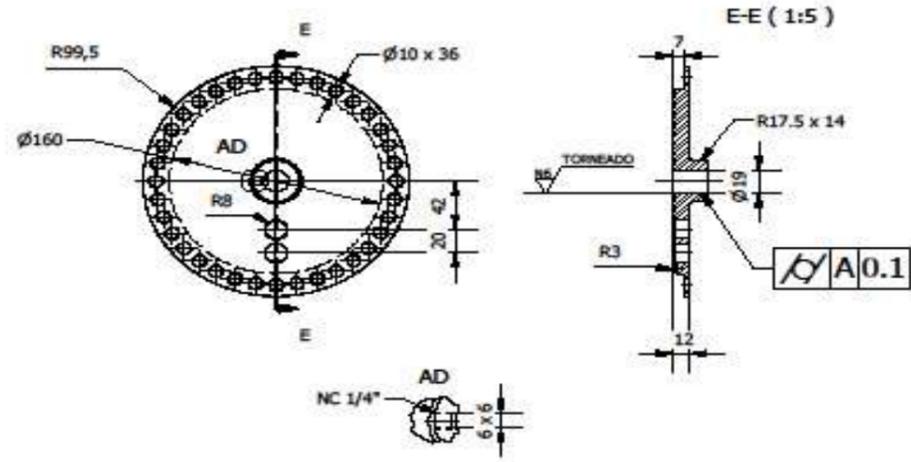
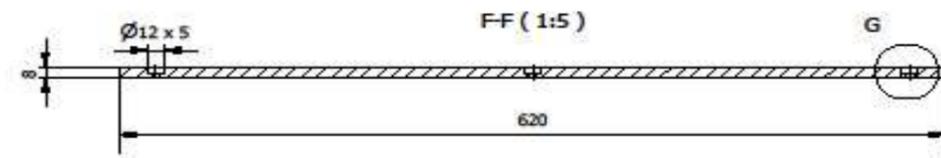
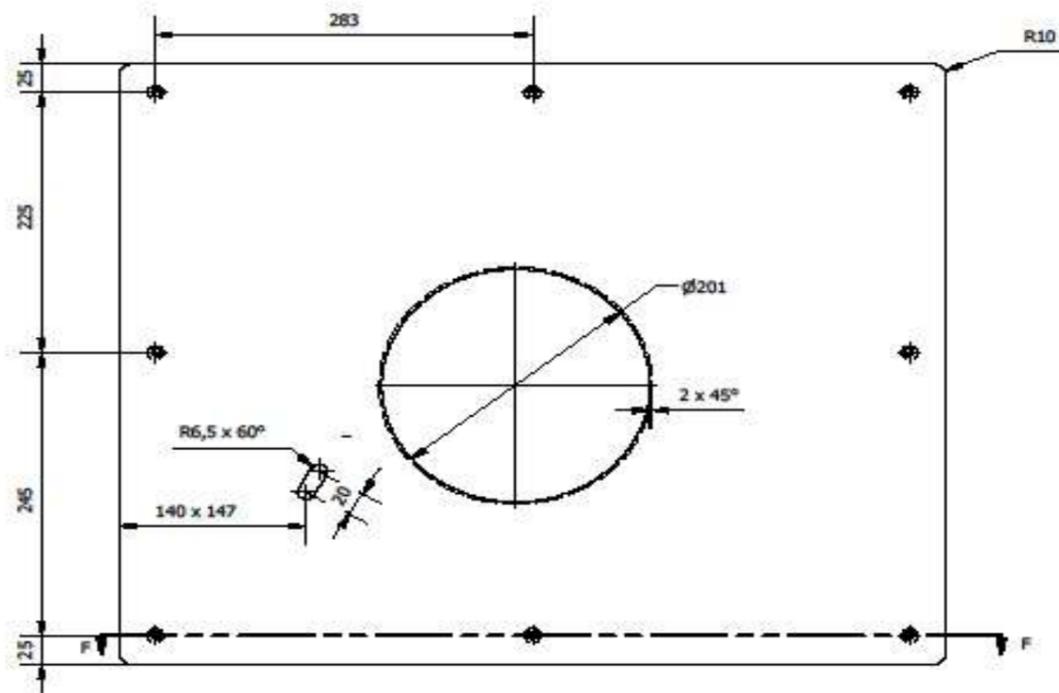
DIBUJADO:	FECHA: 12/03/2020	NOMBRE: BACH. HUARI CH.	FIRMA:	 UNIVERSIDAD CONTINENTAL
REVISADO:	12/03/2020	ING. POMA T.		
ESCALA: 1:10	TÍTULO: ESTRUCTURA DE MÁQUINA			HOJA Nº: 2
TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA				FORMATO: A3

TORNILLO SIN FIN - CORONA		
DATOS	SIN FIN	CORONA
MÓDULO	4	4
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°	20°
SENTIDO DE HÉLICE	IZQUIERDA	IZQUIERDA
Nº DE DIENTES	1	40
DISTANCIA ENTRE CENTROS	100 mm	100 mm
DIAMETRO EXTERIOR	48 mm	168 mm



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
1	CORONA	1	SAE 62	3.999 kg
2	TORNILLO SIN FIN	1	VCL	1.2 kg

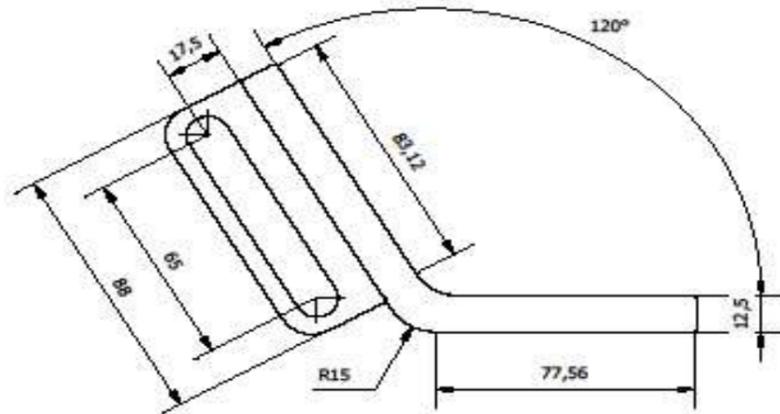
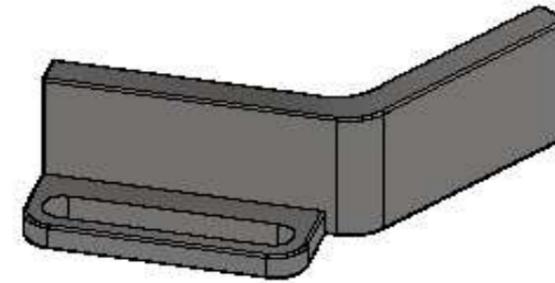
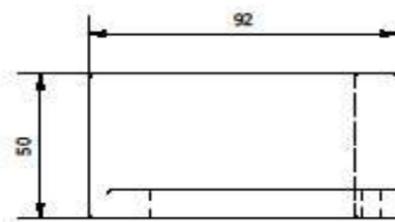
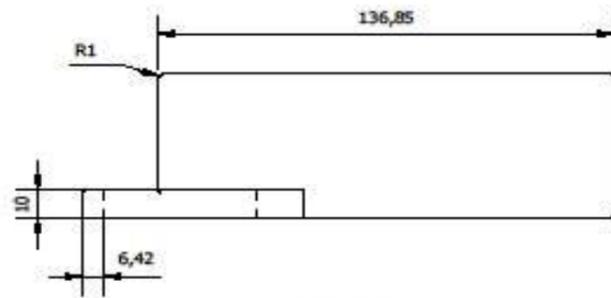
DIBUJADO:	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	
REVISADO:	12/03/2020	BACH. HUARI CH.		
ESCALA:	1:2	TÍTULO: SISTEMA SIN FIN - CORONA		HOJA Nº: 3
TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA				FORMATO: A3



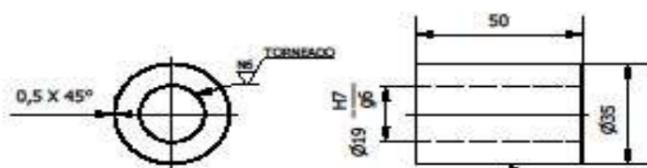
ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
22	MESA	1	ASTM A36	18.167 kg
14	DISCO	1	SAE 1045	2.225 kg
28	PERNOS ALLEN	8	STEEL	0.05 kg

DIBUJADO:	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	
REVISADO:	12/03/2020	BACH. HUARI CH.		
ESCALA:	1:5	ING. POMA T.		

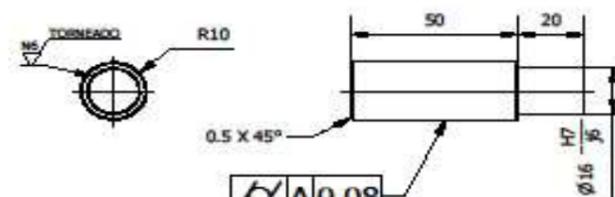
TÍTULO: MESA DE DOBLADO Y DISCO	HOJA Nº: 4
TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA	FORMATO: A3



M10



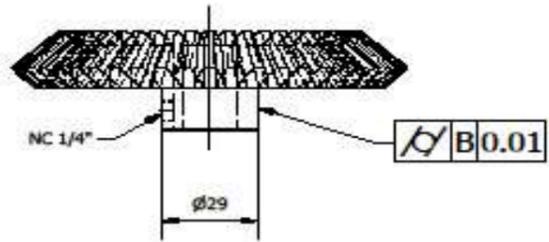
$\sqrt{A}0.08$



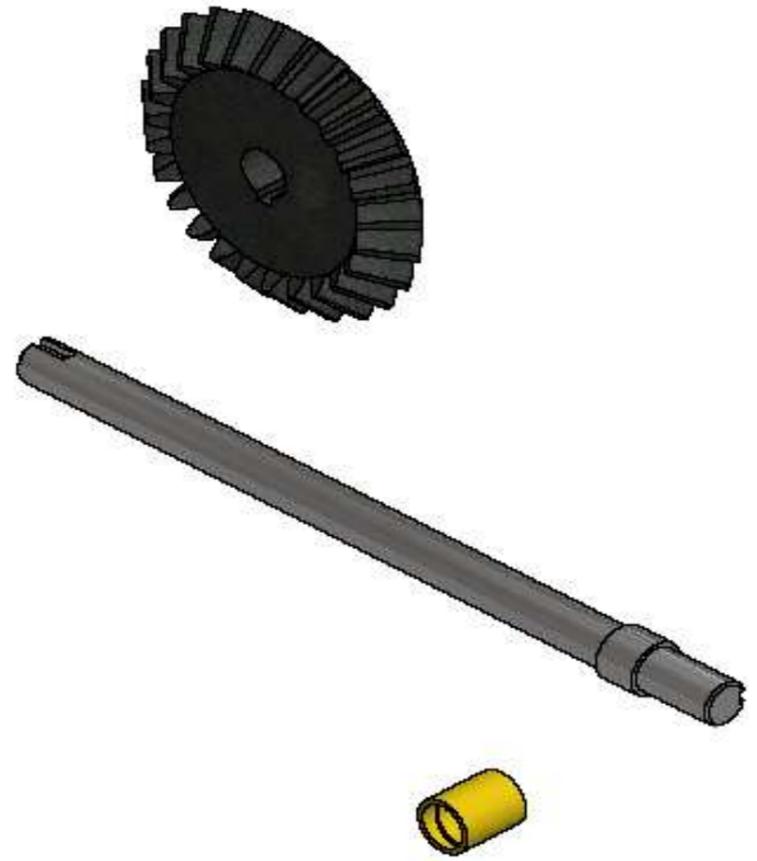
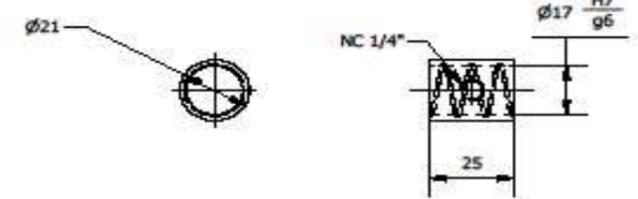
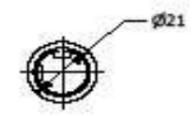
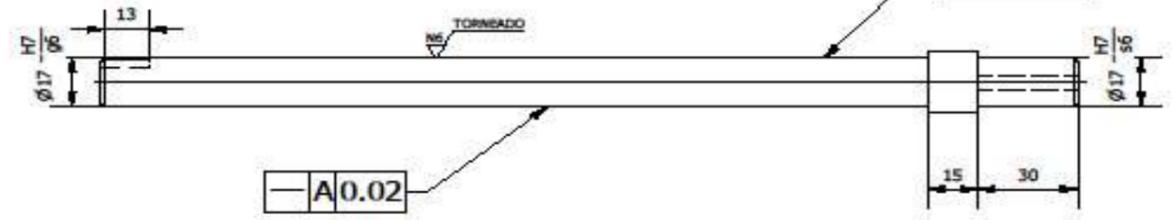
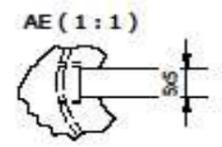
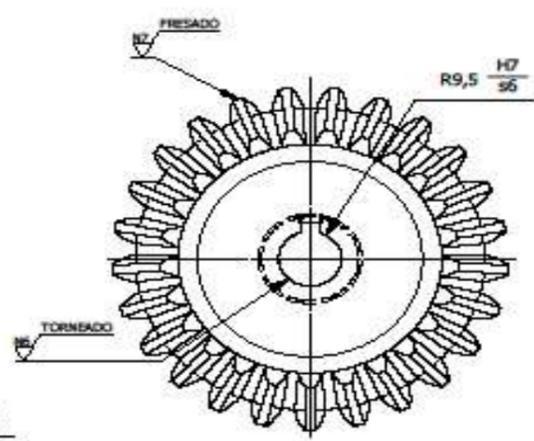
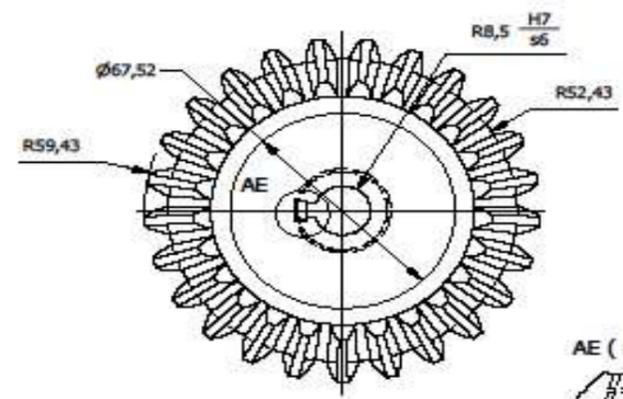
$\sqrt{A}0.08$

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
16	PIN DE DOBLADO	1	VCL	0.155 kg
15	CHAQUETA	1	VCL	0.266 kg
17	TOPE DE DOBLADO	1	SAE 1045	1.008 kg
29	PERNO TOPE	1	STEEL	0.041 kg
30	TUERCA PERNO TOPE	1	STEEL	0.015 kg

FECHA:		NOMBRE:		FIRMA:	
DIBUJADO:		BACH. HUARI CH.		 UNIVERSIDAD CONTINENTAL	
REVISADO:		ING. POMA T.			
ESCALA:	TÍTULO: ACCESORIOS DE DOBLADO				HOJA Nº: 5
1:2	TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA				FORMATO: A3



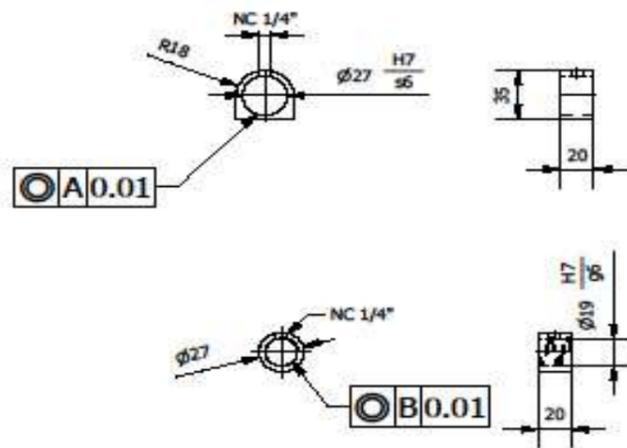
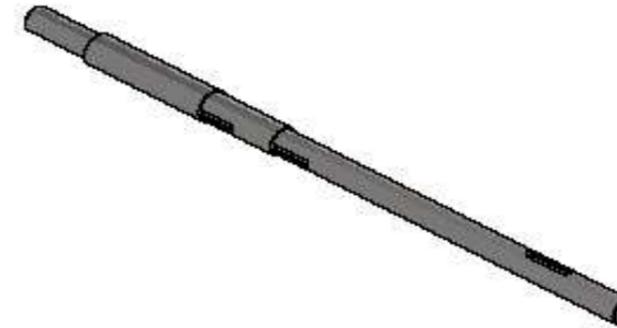
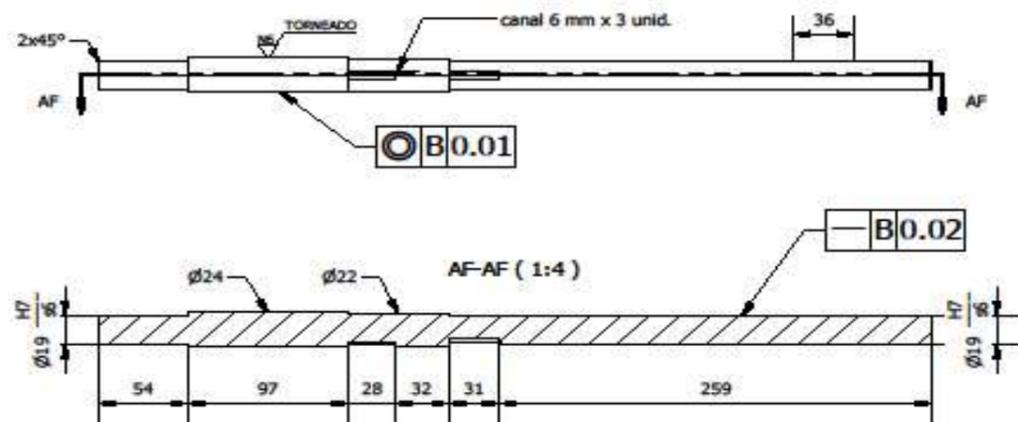
ENGRANAJE CÓNICO RECTO				
MÓDULO	Dp	D.ext	Z	Ang.Presión
4.5 mm	112.5 mm	118.86 mm	25	20°



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
5	ENGRANAJE CÓNICO	2	VCL	5.88 kg
6	EJE C	1	VCL	1.638 kg
7	BOCINA 1	2	SAE 62	0.150 kg

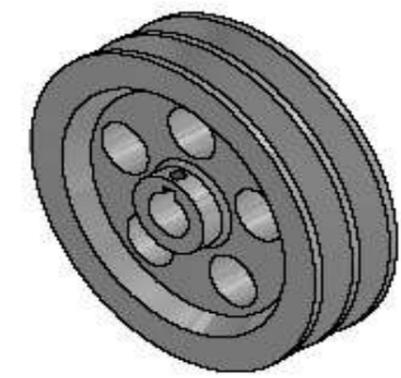
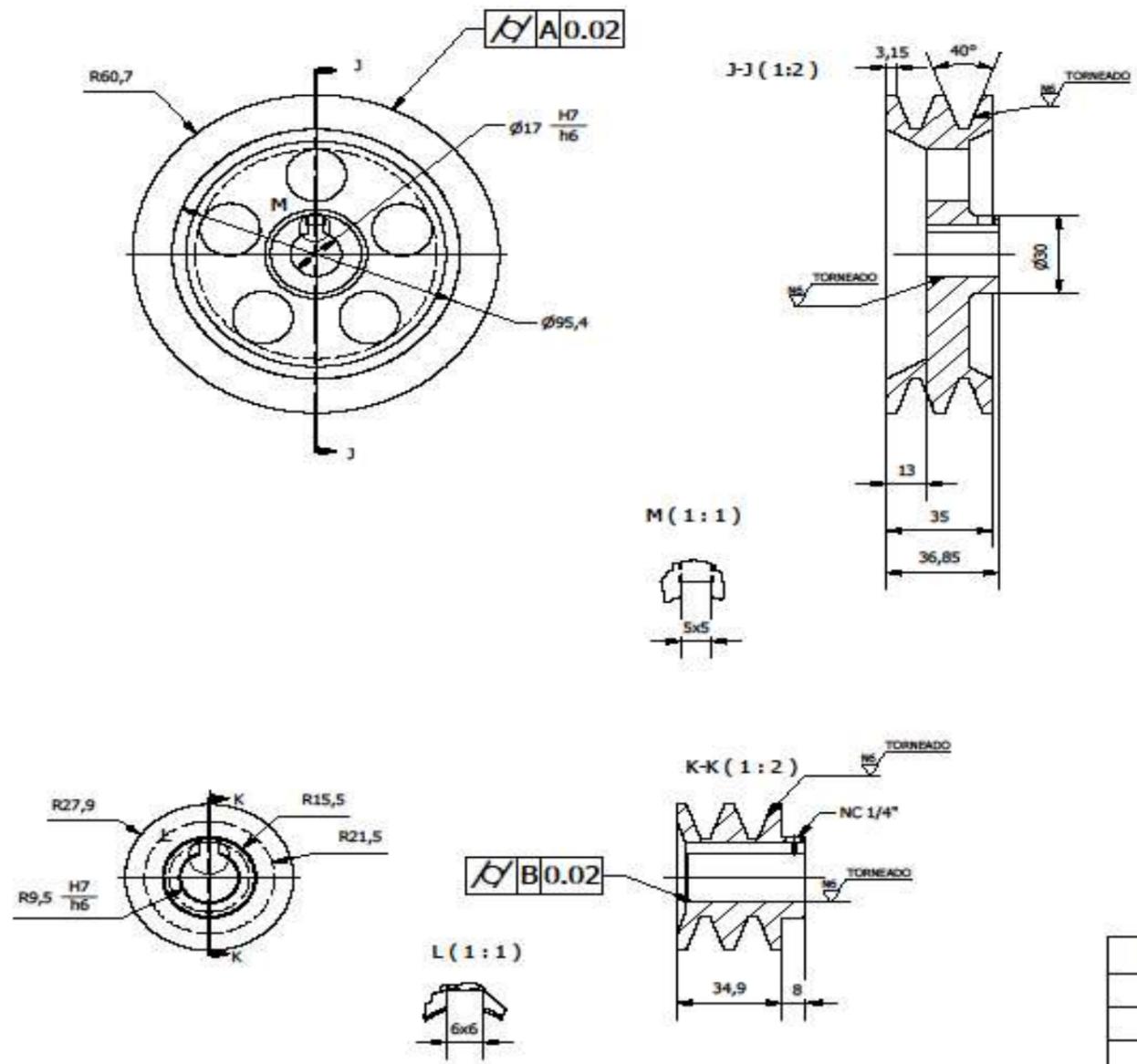
DIBUJADO:	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	
REVISADO:	12/03/2020	BACH. HUARI CH.		
ESCALA:	1:2	ING. POMA T.		

TÍTULO: SISTEMA DE ENGRANAJE CÓNICO	HOJA Nº: 6
TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA	FORMATO: A3



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
8	SOPORTE BOCINA	4	SAE 1045	0.5 kg
10	BOCINA EJE A	2	STEEL	0.05 kg
3	EJE A	1	VCL	1.27 kg

DIBUJADO:	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	 UNIVERSIDAD CONTINENTAL
REVISADO:	12/03/2020	BACH. HUARI CH.		
ESCALA:	1:4	TÍTULO: EJES Y BOCINAS	HOJA Nº: 7	
		TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA	FORMATO: A3	



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
11	POLEA MAYOR	1	ALUMINIO	0.49 kg
12	POLEA MENOR	1	ALUMINIO	0.126 kg

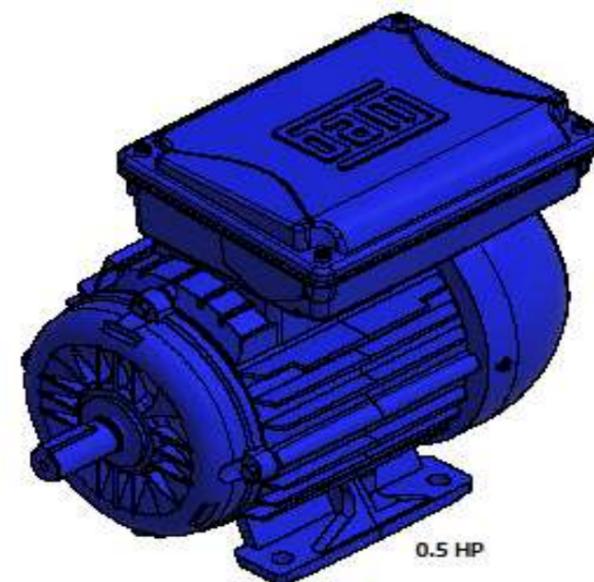
FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	
DIBUJADO: 12/03/2020	BACH. HUARI CH.		
REVISADO: 12/03/2020	ING. POMA T.		
ESCALA:			TÍTULO: POLEAS TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA
			HOJA Nº: 8 FORMATO: A3



61903-2Z



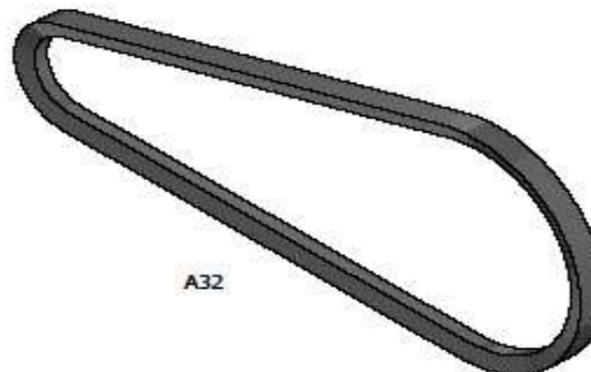
M6



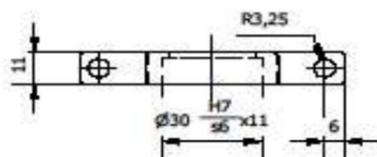
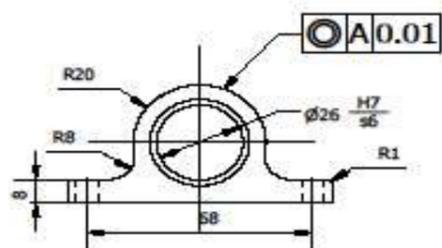
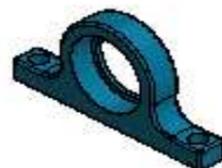
0.5 HP



M10

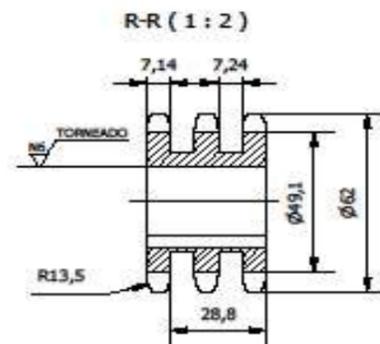
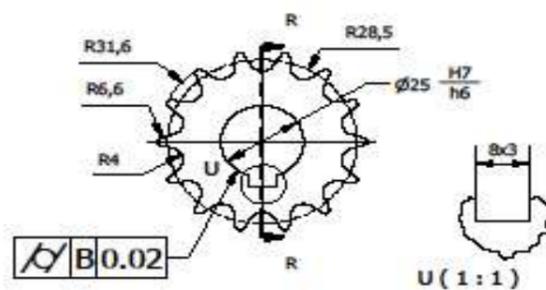
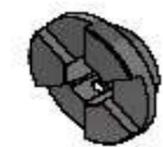
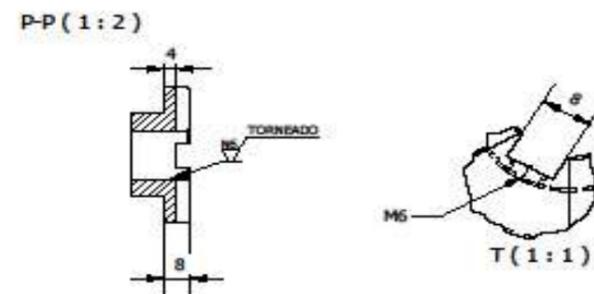
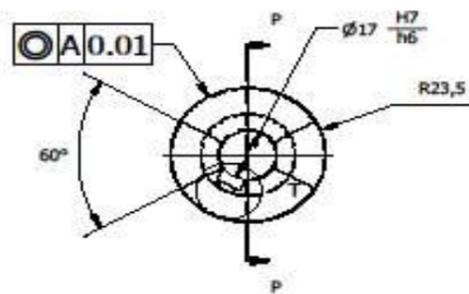


A32



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
4	RODAMIENTO	2	STEEL	0.017 kg
21	FAJA EN V	2	NYLON	0.049 kg
20	MOTOR ELÉCTRICO	1	STEEL	13 kg
13	CHUMASERA	2	SAE 1045	0.053 kg
31	PERNO MOTOR M10	4	STEEL	0.023 kg
25	PERNO CHUMASERA	4	STEEL	0.09 kg

DIBUJADO:		FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	
REVISADO:		12/03/2020	BACH. HUARI CH.		
ESCALA:		12/03/2020	ING. POMA T.		
1:1		TÍTULO: COMPONENTES ADQUIRIDOS			HOJA Nº: 9
TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA					FORMATO: A3

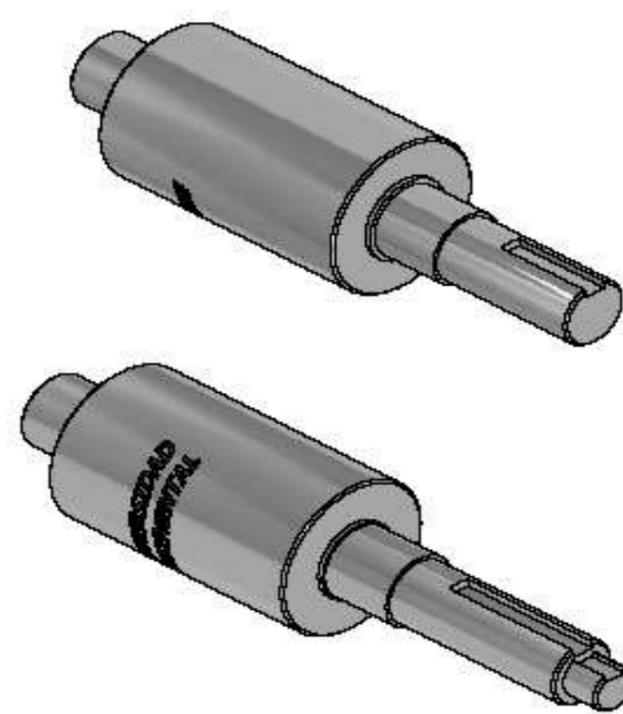
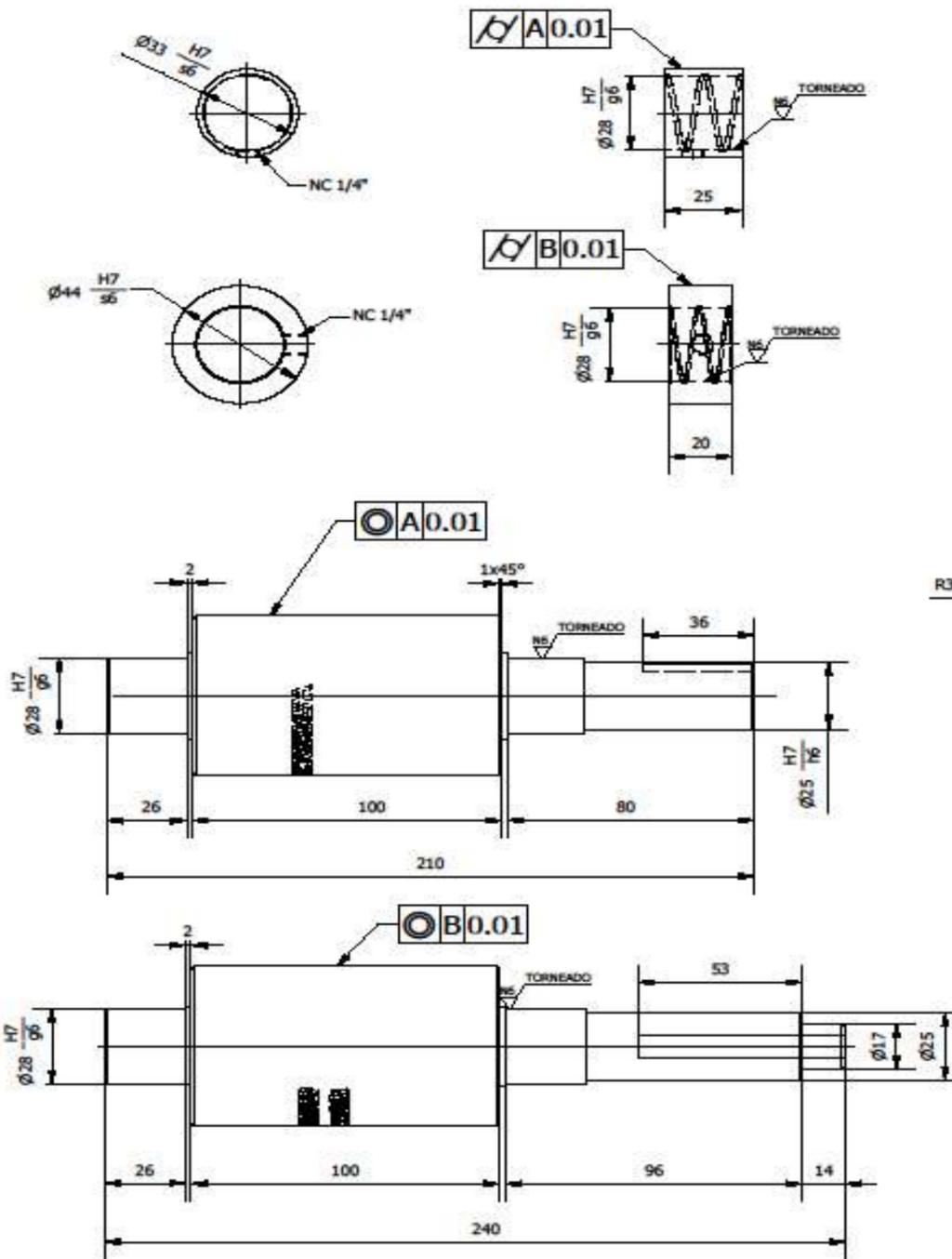


ANSI 40

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
9	BRIDA	2	VCL	0.207 kg
46	CATARINA	2	VCL	0.844 kg
36	CADENA	3	STEEL	0.945 kg

FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	
DIBUJADO: 12/03/2020	BACH. HUARI CH.		
REVISADO: 12/03/2020	ING. POMA T.		

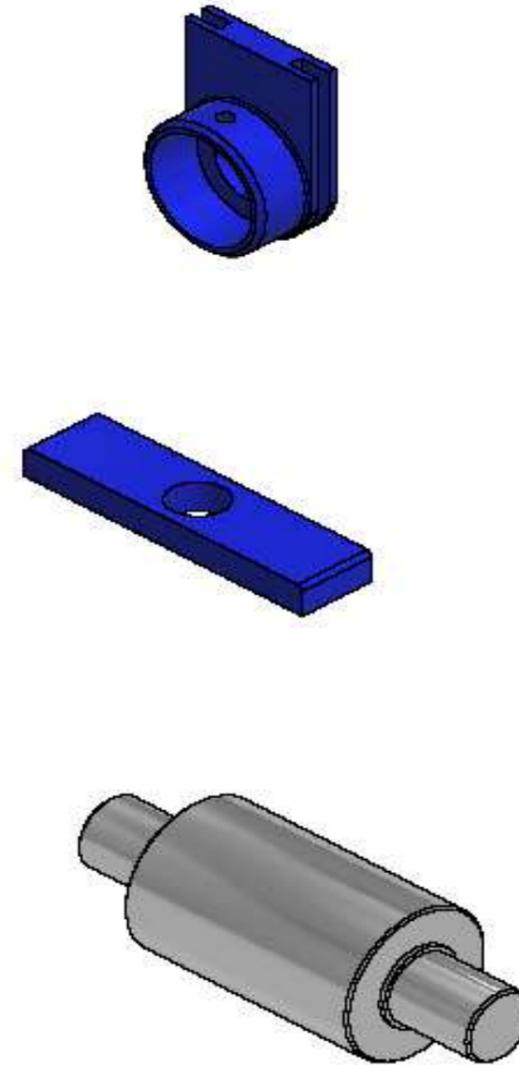
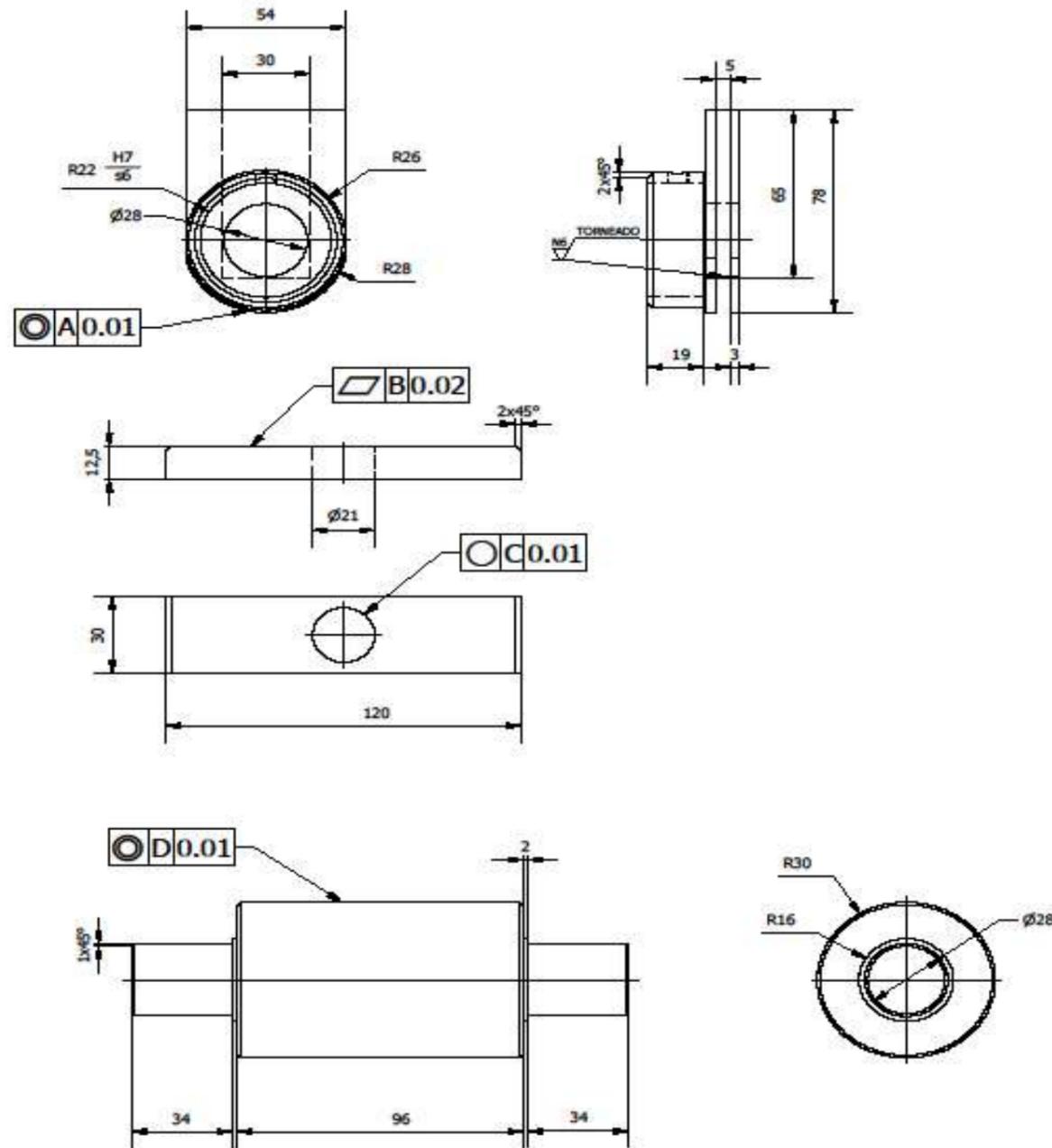
ESCALA:		TÍTULO: SISTEMA DE TRANSMICIÓN DE POTENCIA	HOJA Nº: 10
1:2		TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA	FORMATO: A3

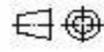


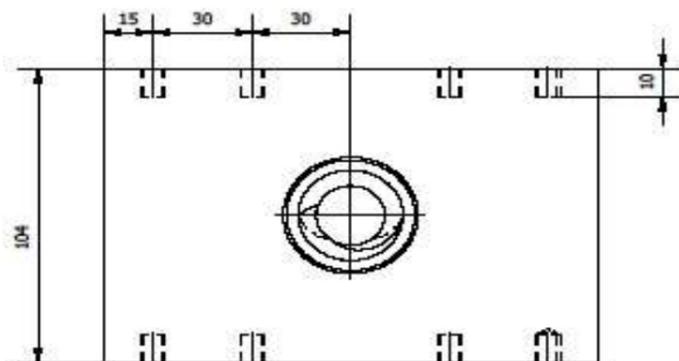
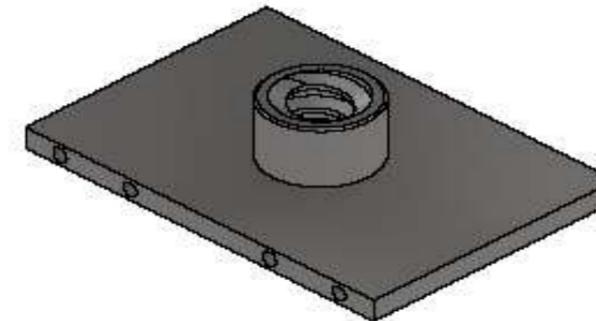
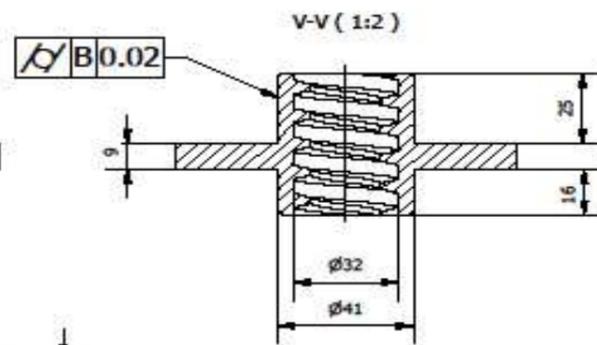
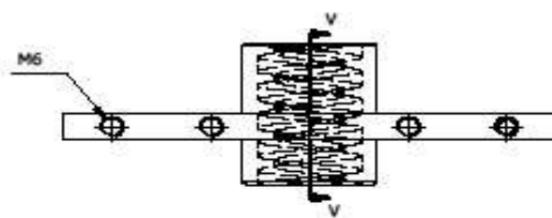
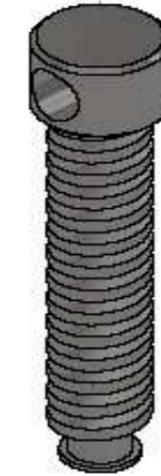
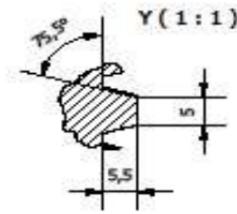
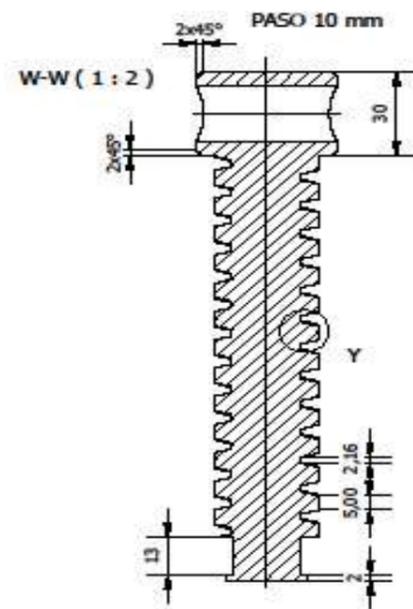
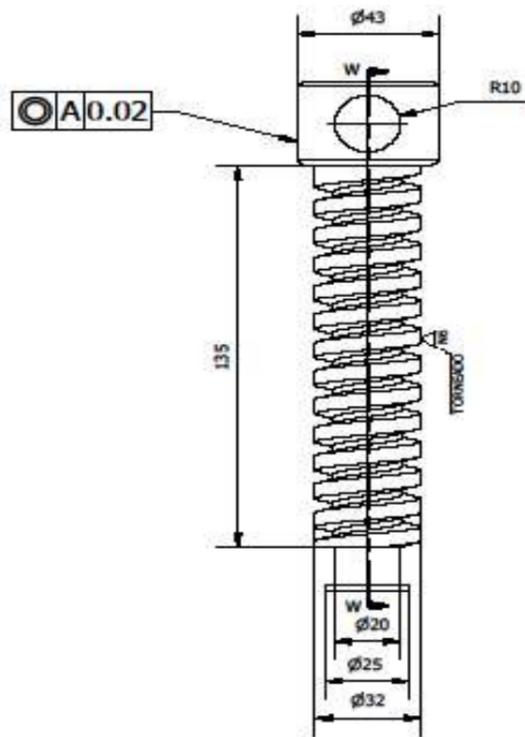
ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
18	BOCINA ROLADORA	4	SAE 62	0.425 kg
38	BOCINA RODILLO SUPERIOR	2	SAE 62	0.15 kg
40	RODILLO IZQUIERDO	1	K 100	2.968 kg
41	RODILLO DERECHO	1	K 100	3.080 kg

FECHA:	12/03/2020	NOMBRE:	BACH. HUARI CH.	FIRMA:	
DIBUJADO:		REVISADO:	12/03/2020	ING. POMA T.	
ESCALA:	1:2	TÍTULO: RODILLOS Y SOPORTE			HOJA Nº: 11
TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA					FORMATO: A3





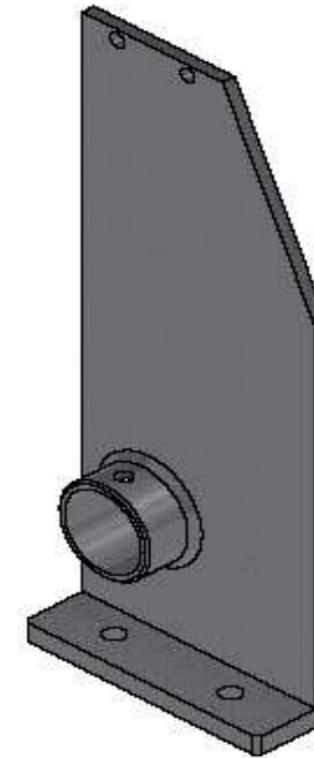
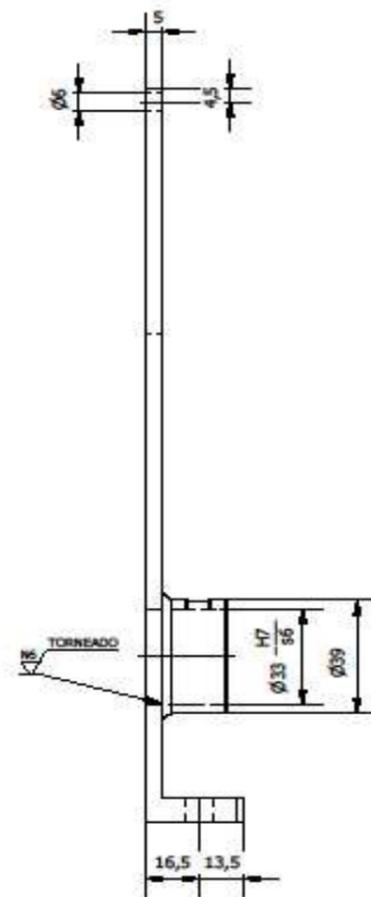
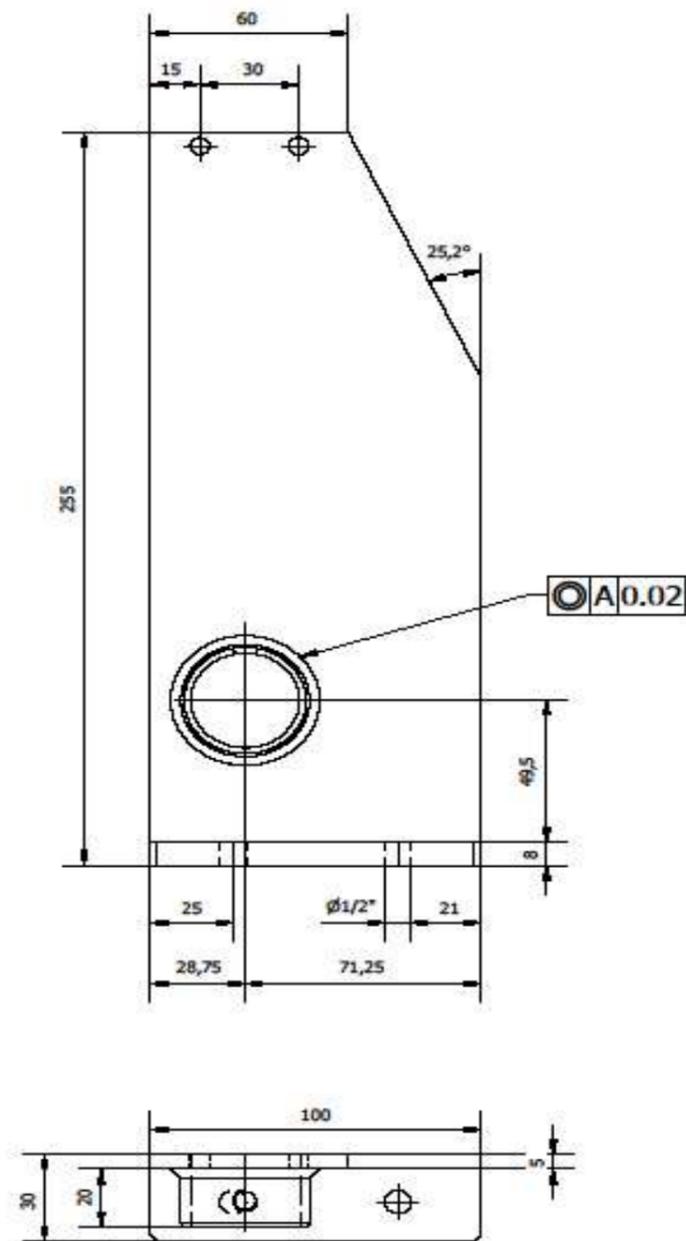
ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
42	GUIA	2	SAE 1045	0.798 kg
43	SEPARADOR	1	SAE 1045	0.383 kg
39	RODILLO SUPERIOR	1	K 100	2.722 kg
FECHA:		NOMBRE:	FIRMA:	 UNIVERSIDAD CONTINENTAL
DIBUJADO:		12/03/2020	BACH. HUARI CH.	
REVISADO:		12/03/2020	ING. POMA T.	
ESCALA:		TÍTULO: COMPONENTES DE RODILLO SUPERIOR		HOJA Nº: 12
1:2		TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA		FORMATO: A3



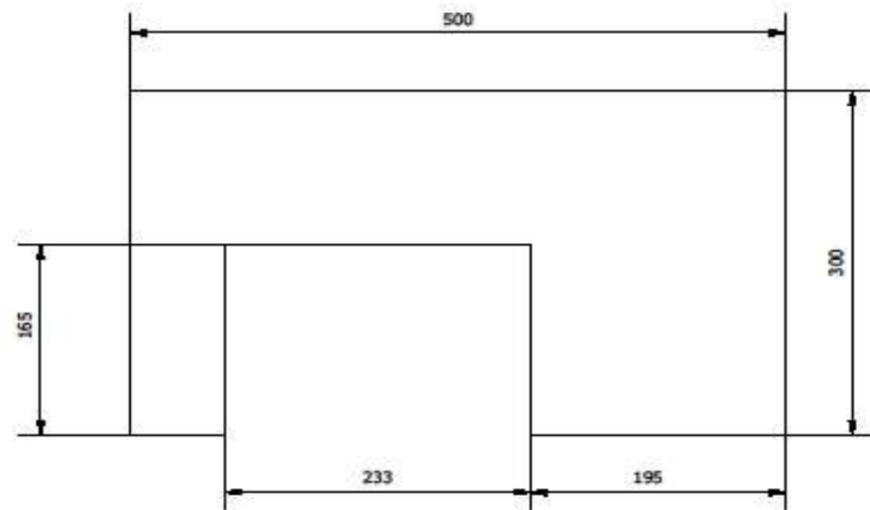
ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
45	TORNILLO DE POTENCIA	1	VCL	0.829 kg
44	BASE SUPERIOR	1	SAE 1045	1.812 kg

FECHA:	12/03/2020	NOMBRE:	BACH. HUARI CH.	FIRMA:	
DIBUJADO:		REVISADO:	12/03/2020	ING. POMA T.	
ESCALA:	1:2	TÍTULO: TUERCA Y TORNILLO DE POTENCIA			HOJA Nº: 13
TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA					FORMATO: A3

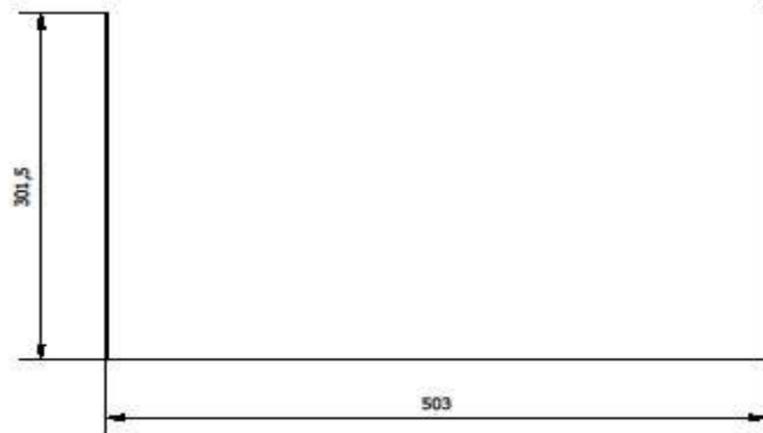
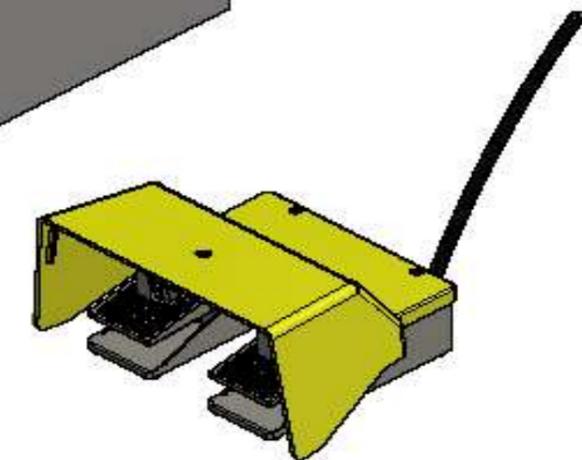
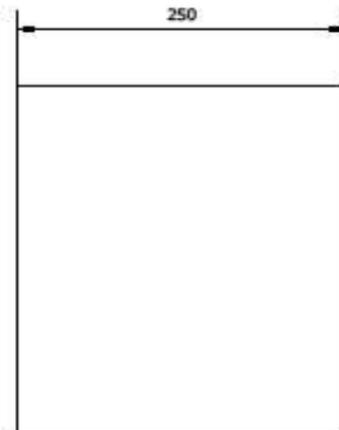
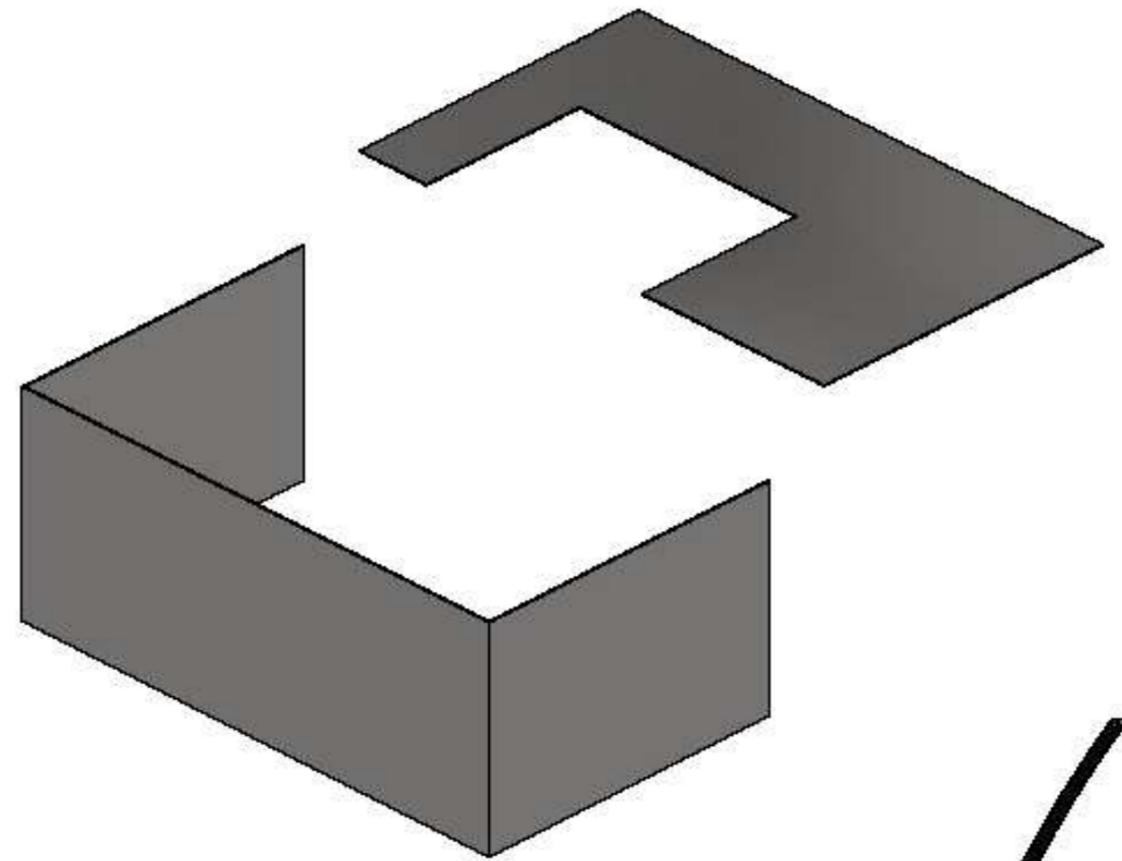




ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
37	COLUMNA DE ROLADORA	4	SAE 1045	6.596 kg
27	PERNOS M6	16	STEEL	0.11 kg
FECHA:		NOMBRE:	FIRMA:	 UNIVERSIDAD CONTINENTAL
DIBUJADO:		BACH. HUARI CH.		
REVISADO:		ING. POMA T.		
ESCALA:	TÍTULO: COLUMNA DE ROLADORA			HOJA Nº: 14
1:2	TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA			FORMATO: A3



ESPESOR 1.5 mm



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	PESO (kg)
24	TAPA BASE DE ROLADORA	1	ASTM A653	0.829 kg
23	TAPA DE ROLADORA	1	ASTM A653	1.812 kg
35	INTERRUPTOR TIPO PEDAL	1	PVC	1.75 kg

FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	 UNIVERSIDAD CONTINENTAL
DIBUJADO: 12/03/2020	BACH. HUARI CH.		
REVISADO: 12/03/2020	ING. POMA T.		

ESCALA:		TÍTULO: CONJUNTO DE PLANCHAS PLEGADAS Y PEDAL	HOJA Nº: 15
1:4		TÍTULO DEL PROYECTO: MÁQUINA DOBLADORA Y ROLADORA	FORMATO: A3

