



UNIVERSIDAD ALAS PERUANAS

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y SIMULACIÓN DE UNA RUEDA HIDRÁULICA,
PARA GENERAR ENERGÍA MECÁNICA ROTACIONAL Y ELÉCTRICA, EN
SOLUCIONES PRÁCTICAS – ITDG, CAJAMARCA, 2015.**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO**

**PRESENTADO POR EL BACHILLER:
JACOME GIRALDO, JHON KENEDY**

CAJAMARCA – PERÚ

2017

DEDICATORIA

A mis padres, por darme su apoyo incondicional, quienes tuvieron la paciencia de formarme y por su amor incomparable.

A mis hijos Leonard y Dayana, mi esposa; quienes me inspiraron para enfrentar y cumplir los retos de la vida; sobre todo un ejemplar trabajo para ellos.

A la memoria mi hermano Marlon Jácome quien en vida me apoyó y me enseñó a seguir sin rendirse.

A mis hermanos María, Luis, Aldo, Paul y Ana. Por la ayuda brindada en todo momento.

A la familia Rodríguez Cerquín por el gran afecto y ayuda que me brindaron durante mi época de estudio.

-EL AUTOR-

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Elohim, ha massiah y a Ruaj jacodesh, por guiarme en esta tesis y por su amor eterno.

De forma muy especial al Ing. Roland Ordinola Luján por la enseñanza durante el curso de Diseño mecánico I-II.

A mi asesora Mg. Karina Aguilar Julca por la orientación y apoyo brindado para la realización de esta tesis.

A las autoridades de la Universidad Alas Peruanas por darme la oportunidad de formarme como profesional.

A la institución Soluciones Prácticas – ITDG, por la consideración y por brindarme un lugar para instalar y apreciar el funcionamiento de la Rueda hidráulica.

-EL AUTOR-

RECONOCIMIENTO

Un reconocimiento muy especial a los Ingenieros Roland Ordinola, Ediván Alarcón, Freddy Medina y a los que enseñaron diferentes cursos que comprenden a esta tesis.

A los integrantes de Soluciones Prácticas (ITDG), quienes me brindaron un lugar en sus instalaciones para el ensayo de la Rueda hidráulica.

Reconocimiento especial al coordinador de ingeniería mecánica; Ing. Alex Villegas Jiménez y Lic. Socorro Rudas Gallardo por su apoyo brindado.

-EL AUTOR-

ÍNDICE	Pág.
DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTO	iii
RECONOCIMIENTO	iv
INDICE	v
INDICE DE FIGURAS	ix
INDICE DE TABLAS	xv
RESUMEN	xvii
ABSTRACT	xviii
INTRODUCCIÓN	xix
CAPITULO I: PLANTEAMIENTO METODOLÓGICO	1
1.1 Descripción de la realidad problemática	1
1.2 Delimitación de la investigación	4
1.3 Problemas de la investigación	5
1.4 Objetivos de la investigación	6
1.5 Hipótesis y variables de la investigación	7
1.6 Metodología de la investigación	9
1.6.1. Tipo y nivel de investigación	9
1.6.2. Método y Diseño de investigación	9
1.6.3. Población y Muestra de la investigación	13
1.6.4. Técnicas e instrumentos de la recolección de datos	13
1.6.5. Justificación e importancia y limitaciones de la investigación	14
CAPITULO II: MARCO TEÓRICO	16
2.1. ANTECEDENTES DEL PROBLEMA	16
2.1.1. Antecedentes a nivel internacional	16
2.1.2. Antecedentes a nivel nacional	18
2.1.3. Antecedentes a nivel local	18
2.2. BASES TEÓRICAS	20
2.2.1. RUEDA HIDRÁULICA	20
2.2.1.1. Diseño Mecánico	20
2.2.1.2. Fabricación y Ensamble	20
2.2.1.3. Rueda hidráulica	21
2.2.1.4. Clasificación de Ruedas Hidráulicas	21
2.2.1.5. Ecuación de Euler	23
2.2.1.6. Medición de caudal	25
2.2.1.7. Salto hidráulico	26
2.2.1.8. Dimensionamiento de la Rueda hidráulica	27
2.2.1.9. Velocidad tangencial de la Rueda hidráulica	29
2.2.1.10. Velocidad angular de la Rueda hidráulica	29
2.2.1.11. Fuerza del chorro que impacta en álabe	29
2.2.1.12. Ruedas dentadas helicoidales	30
2.2.1.13. Soldadura	33
2.2.1.14. Factor de seguridad	38
2.2.1.15. Material AISI 1045 / ASTM A108	39

	Pág.
2.2.1.16. Ajustes y Tolerancias (UNE–EN-ISO 286-2 (1988))	40
2.2.1.17. Acabado superficial	44
2.2.1.18. Análisis por elementos finitos	45
2.2.1.19. Principio de la mecánica de fluidos computacional (CFD)	48
2.2.2. ENERGIA MECÁNICA ROTACIONAL Y ELÉCTRICA	51
2.2.2.1. Transmisión mecánica	51
2.2.2.2. Multiplicador de velocidad	51
2.2.2.3. Generador eléctrico	52
2.2.2.4. Principio de funcionamiento del Alternador	53
2.2.2.5. Energía renovable	54
2.2.2.6. Energía hidráulica en la rueda	54
2.2.2.7. Momento de inercia	55
2.2.2.8. Multiplicador de velocidades de la Rueda hidráulica	56
2.2.2.9. Transmisión por poleas	57
2.2.2.10. Potencia útil y disipada en los ejes o arboles	58
2.2.2.11. Torque útil en los ejes o arboles	59
2.3. DEFINICIÓN DE TÉRMINOS BÁSICOS	59
CAPITULO III: DISEÑO MECANICO DE LA RUEDA HIDRÁULICA	61
3.1. DISEÑO CONCEPTUAL	61
3.1.1. Lista de exigencias y criterios de evaluación	61
3.1.2. Estructura de Funciones	62
3.1.3. Procesos Técnicos	63
3.1.4. Estructura de funciones	64
3.1.5. Matriz Morfológica	65
3.1.6. Consideraciones sobre los portadores de solución y descripción	66
3.1.7. Determinación del concepto de solución óptimo	68
3.1.7.1. Evaluación técnica cualitativa	69
3.1.7.2. Evaluación cualitativa económica	70
3.1.7.3. Diagrama de evaluación según vdi 2225	71
3.2. DISEÑO PRELIMINAR	73
3.2.1. Calculo de la demanda de una casa rural común	73
3.2.2. Estudio hidráulico	74
3.2.3. Cálculos de los parámetros energéticos y dimensionamiento	79
3.2.3.1. Dimensión de la rueda	80
3.2.3.2. Cálculo de dimensiones de los alabes	82
3.2.3.3. Análisis de comportamiento de chorro con respecto al alabe	84
3.2.3.4. Cuadro general de los parámetros de la Rueda hidráulica	87
3.2.4. Diseño del eje de trasmisión	88
3.2.4.1. Cálculo de masa, volumen y peso de la Rueda hidráulica	88
3.2.4.2. Cálculo estático en el eje	95
3.2.4.3. Cálculo del diámetro del eje para rueda	98
3.2.5. Diseño de un multiplicador de velocidades	100
3.2.5.1. Determinación de geometría engrane helicoidal de rueda (R1)	101
3.2.5.2. Determinado la geometría del engranaje segunda rueda (r2).	102

	Pág.
3.2.5.3. Cálculo de las fuerzas en rueda motriz y piñón (primer tren)	105
3.2.5.4. Primer tren de engranaje, cálculo de par torsional y rpm (salida)	108
3.2.5.5. Cálculo de las fuerzas del piñón y engrane (segundo tren)	109
3.2.5.6. Cálculo de durabilidad en hp	112
3.2.5.7. Selección y diseño de multiplicación mediante una polea	114
3.2.5.8. Diseño y cálculo de los ejes	120
3.2.5.9. Cálculo de diámetro del eje	125
3.2.5.10. Cálculo de momentos y cortantes del eje de r4 y p1	128
3.2.5.11. Cálculo del diámetro del eje de r4 y p1	132
3.2.6. Selección de soportes para la Rueda Hidráulica	133
3.2.7. Diseño de chavetas de los ejes r2 y r3 y eje r4	135
3.2.8. Cálculo de la soldadura en los elementos soldados	138
3.2.9. Cálculo de soportes laterales	146
3.2.10. Tolerancias y ajustes según norma ISO 286-2	149
3.2.11. Selección de máquina generadora de energía eléctrica	157
3.3. DISEÑO DE DETALLE	158
3.3.1. Lista de planos	159
CAPITULO IV: CONSTRUCCIÓN Y SIMULACIÓN DE LA RUEDA HIDRÁULICA	160
4.1. CONSTRUCCIÓN	160
4.1.1. Materiales	160
4.1.2. Construcción de la Rueda hidráulica	161
4.1.3. Fabricación del eje de la Rueda hidráulica	166
4.1.4. Fabricación de multiplicador de velocidad	167
4.1.4.1. Fabricación de ruedas dentadas helicoidales	167
4.1.4.2. Mecanización de los ejes de multiplicador de velocidad	170
4.1.5. Ensamble de ejes y Chumaceras	171
4.1.6. Construcción de soportes laterales y bases de caja de velocidad	171
4.1.7. Soldadura del eje de la Rueda hidráulica y discos de fijación	173
4.1.8. Montaje de la Rueda hidráulica	174
4.1.9. Acabado superficial y pintura de la Rueda hidráulica	175
4.1.10. Pintura de componentes soldadas	176
4.1.11. Montaje general de la máquina	177
4.2. SIMULACIÓN DE COMPONENTES COSMOS MOTION (SOLIDWORKS)	178
4.2.1. Eje de la Rueda hidráulica	178
4.2.1.1. Elección de material	179
4.2.1.2. Aplicación del procedimiento y resultados	181
4.2.2. Simulación de los soportes laterales	185
4.2.2.1. Elección de material	187
4.2.2.2. Aplicación del procedimiento y resultados	188
4.3. SIMULACIÓN DEL FLUIDO (COSMOS FLOW - SOLIDWORKS)	193
4.3.1. Procedimiento para simulación del fluido del sistema	193

4.3.2. Visualización de resultados y análisis	Pág. 195
4.3.3. Trayectoria del fluido en varias condiciones	199
CAPITULO V: PRESENTACIÓN, ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	202
5.1. ENSAYOS DE LA RUEDA HIDRÁULICA	202
5.2. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	212
5.2.1. Parámetros de la Rueda hidráulica	212
5.2.2. Curvas características	216
5.3. ANÁLISIS TÉCNICO FINANCIERO	219
5.3.1. Sistema de generación mediante la Rueda hidráulica	219
5.3.2. Análisis del sistema	219
5.3.3. Factores del sistema de Rueda hidráulica como generador	220
5.4. COSTO DE LA RUEDA HIDRÁULICA	221
5.2.1. Costo de fabricación	221
5.5. ANÁLISIS FINANCIERO DEL SISTEMA	224
5.5.1. Mantenimiento y costo total de operación	224
CAPITULO VI	228
CONCLUSIONES	228
RECOMENDACIONES	230
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	231
ANEXOS	236
ANEXO 1: MATRIZ DE CONSISTENCIA	237
ANEXO 2: FICHA DE CAMPO	238
ANEXO 2.1: PROTOCOLO DE ENSAYO	239
PLANOS	240 - 263
ANEXO 4: NOMENCLATURA	264
ANEXO 5: CAPÍTULOS	267 - 282

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura1. Generación a través de combustibles fósiles	2
Figura 2. Consumo de energía por tipo de combustible	2
Figura 3. Balance de energía 2009	3
Figura 4. Coeficiente de electrificación según departamento	4
Figura 5: Esquema de diseño experimental	9
Figura 6. Fases del diseño mecánico	10
Figura 7. Procesos de la metodología de diseño	12
Figura 8. Fotografía de instalación de sistemas fotovoltaicos en caserío de Pauquilla	19
Figura 9. Fotografía de instalación de un aerogenerador en caserío Campo Alegre, Namora, Cajamarca en el año 2011	19
Figura 10. Rueda hidráulica con admisión superior	22
Figura 11. Alimentación en la altura del eje	22
Figura 12. La rueda es alimentada inferiormente	23
Figura 13. Detalle de las fuerzas en rodete	24
Figura 14. Triangulo de velocidades con la segunda ecuación	25
Figura 15. Método de Aforo	25
Figura 16. Método de flotantes en un tramo del río	26
Figura 17. Medida de altura útil con manguera de nivel	27
Figura 18. Dimensiones de la Rueda hidráulica alimentación superior	28
Figura 19. Engranaje helicoidal de ejes paralelos	30
Figura 20. Helicoide de envolvente	31
Figura 21. Geometría de engranaje helicoidal	31
Figura 22. Ilustración de corte de un cilindro por un plano oblicuo	32
Figura 23. Ilustración de la nomenclatura de los engranes helicoidales	32
Figura 24. Procesos de soldadura	34
Figura 25. Soldadura por oxiacetilénica	35
Figura 26. Tipos de llamas producidas por soplete	36
Figura 27. Soldadura por arco eléctrico	36
Figura 28. Algunos tipos de uniones soldadas	38
Figura 29. Ejemplo de una pieza de 10 mm de altura, con tolerancia bilateral	41
Figura 30. Ajuste en agujero único	43
Figura 31. Ajuste en eje único	43
Figura 32. Ajuste mixto de eje y agujero	44

	Pág.
Figura 33. Desviaciones de superficie nominal	45
Figura 34. Secciones dimensionales para MEF	46
Figura 35. Desratización de un elemento	47
Figura 36. Resultados de análisis con MEF en software (Solidworks)	48
Figura 37. Tipos de transmisión mecánica	51
Figura 38. Multiplicador de velocidad	52
Figura 39. Principio de funcionamiento de un generador eléctrico	52
Figura 40. Partes de un generador	53
Figura 41. Frecuencia de alternador (un ciclo),	53
Figura 42. Partes de un alternador	54
Figura 43. Momento de inercia	55
Figura 44. Caja de velocidad de la Rueda Hidráulica	56
Figura 45. Transmisión por poleas	57
Figura 46. Estructura de funciones	64
Figura 47. Concepto de solución 1: Rueda alimentado superior	66
Figura 48. Concepto de solución 2: Rueda alimentado a la altura del eje	67
Figura 49. Concepto de solución 3: Rueda alimentado por inferior	68
Figura 50. Grafica de dispersión de las alternativas de solución	71
Figura 51. Sistema de generación de energía en zona rural	72
Figura 52. Mapa político de Cajamarca y la zona de Autoridad Local de Agua (ALA)	74
Figura 53. Caudales del Rio Grande del año 2013	76
Figura 54. Caudales del Rio Grande del año 2014	76
Figura 55. Rio grande (tramo para medir caudal)	77
Figura 56. Medición de caudal en rio grande	77
Figura 57. Sección transversal del rio con respecto la medida de altura	79
Figura 58. Dimensionamiento de la Rueda hidráulica e Instalación	80
Figura 59. Velocidades dentro del álabe	80
Figura 60. Comportamiento del chorro en alabe de la rueda	84
Figura 61. Velocidad de entrada, velocidad tangencias y el ángulo de salida	85
Figura 62. Corona circular de la Rueda hidráulica	88
Figura 63. División para los alabes	89
Figura 64. Características de un álabe	90
Figura 65. Detalle de ángulos del álabe de la Rueda hidráulica	90
Figura 66. Corona inferior de la rueda	91

	Pág.
Figura 67. Detalles en vista superior de la corona	92
Figura 68. Mediadas de la platina	93
Figura 69. Detalle del disco para fijación de los radios	93
Figura 70. Vista trimétrico del disco	94
Figura 71. Diagrama de fuerzas sobre el eje	95
Figura 72. Diagrama de fuerza cortante	97
Figura 73. Diagrama de momentos	97
Figura 74. Esquema del multiplicador de velocidades	101
Figura 75. Geometría y fuerzas de engranaje helicoidal	105
Figura 76. Fuerzas en el eje (xyz)	106
Figura77. Fuerza resultante	107
Figura 78. Ilustración de las fuerzas que actúan en rodamiento	107
Figura 79. Esquema del multiplicador de velocidades	112
Figura 80. Esquema de transmisión por poleas y faja	115
Figura 81. Fuerzas que actúan en el eje	121
Figura 82. Diagrama de fuerzas en el eje de R2 y R3	121
Figura 83. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos	125
Figura 84. Diagrama de fuerzas que actúan en R4	128
Figura 85. Diagrama de momentos y cortantes	131
Figura 86. Fuerzas sobre la chaveta	135
Figura 87. Chavetero en el eje de las ruedas dentadas de 30 mm y 25.6 mm	136
Figura 88. Algunos tipos de soldadura, con su preparación de orillas	138
Figura 89. Detalle de soldadura en los álabes	139
Figura 90. Soldadura en los álabes	140
Figura 91. Algunos tipos de soldadura	140
Figura 92. Detalle de área de soldadura en la Rueda hidráulica	141
Figura 93. Factor geométrico de la soldadura	141
Figura 94. Detalle de las medidas para el cordón	141
Figura 95. La fuerza resultante	142
Figura 96. Notación del tamaño de garganta	143
Figura 97. Detalle de soldadura en las platinas	143
Figura 98. Vista de Disco de fijación y eje para la soldadura	144
Figura 99. Dimensionamos la soldadura para el cálculo del cordón en el eje.	144
Figura 100. Factor geométrico de soldadura	144

	Pág.
Figura 101. Vista de soldadura en el eje y disco de fijación	146
Figura 102. Sección del soporte lateral	147
Figura 103. Posición de tolerancias para ejes	149
Figura 104. Posición de tolerancia para agujeros	149
Figura 105. Vista de posesión de chumacera	150
Figura 106. Detalle de diámetro para posesión de rueda dentada helicoidal	151
Figura 107. Eje principal y rueda dentada (R1)	152
Figura 108. Detalle del eje del primer tren	152
Figura 109. Detalle de posesión de R4 y P1	154
Figura 110. Ensamble del eje de R4 y P1 con tolerancias y ajustes	156
Figura 111. Plancha de acero ASTM A36 (1.5x1200x2400)	161
Figura 112. Dimensiones de las tapas laterales para el corte	161
Figura 113. Tapas laterales cortados	162
Figura 114. Tratamiento térmico de sección rectangular en la fragua	162
Figura 115. Aplicación de fuerza en roladora manual para dar la forma del álabe	162
2Figura 116. Disposición del álabe para la soldadura	163
Figura 117. Trazado de radios y segmentos para la colocación de los álabes	163
Figura 118. Soldeo de tapas laterales y álabes	164
Figura 119. Soldado de tapa inferior	164
Figura 120. Detalle soldadura de platinas y disco de fijación	165
Figura 121. Fotos de acabado superficial de la soldadura	165
Figura 122. Eje de la Rueda hidráulica	166
Figura 123. Mecanizado del eje de la Rueda hidráulica	166
Figura 124. Fotos de eje y Rueda hidráulica ensamblado	167
Figura 125. Foto de ruedas dentadas de 84 dientes	167
Figura 126. Mecanizado de engranajes en fresadora mixta	168
Figura 127. Mecanizado de diámetro interior de los engranajes de 18 dientes	169
Figura 128. Fotos de las ruedas dentadas para colocar en los ejes	169
Figura 129. Mecanizado del eje del primer tren	170
Figura 130. Mecanizado del segundo eje de R4 y P1	170
Figura 131. Ensamble de eje de R2 y R3	171
Figura 132. Ensamble de eje de R4 y polea de 8"	171
Figura 133. Fotos de soporte lateral	172
Figura 134. Fotografía de soporte de caja de velocidades y soporte lateral	172

	Pág.
Figura 135. Soldeo del eje de Rueda hidráulica	173
Figura 136. Vista de la Rueda hidráulica con el eje y rueda dentada	173
Figura 137. Detalle de caja de velocidades	174
Figura 138. Pasos de montaje de la Rueda hidráulica	174
Figura 139. Montaje de la Rueda hidráulica y caja de velocidad	175
Figura 140. Acabado superficial de los álabes	175
Figura 141. Soporte lateral con pintura gloss matizado (verde-aluminio)	176
Figura 142. Acabado superficial total de la Rueda hidráulica y del eje.	177
Figura 143. Montaje total de la Rueda hidráulica con pintura	177
Figura 144. Eje de la Rueda hidráulica	178
Figura 145. Chumacera UCP2011-FK	178
Figura 146. Ensamble del eje y los soportes	179
Figura 147. Fuerzas aplicadas en el eje de Rueda hidráulica	180
Figura 148. Mallado del eje y fuerzas sometidas	180
Figura 149. Resultados de análisis de tensión mediante von mises	181
Figura 150. Resultado de desplazamiento estático	182
Figura 151. Resultado por deformaciones unitarias	183
Figura 152. Resultados por verificación de diseño - vonMises- (FStensión)	184
Figura 153. Resultado del eje por tensión normal máximo	185
Figura 154. Armazón 3D para insertar miembro estructural L	186
Figura 155. Soporte lateral derecha del eje y de la caja de velocidad	186
Figura 156. Soporte lateral izquierda del eje	187
Figura 157. Mallado del soporte lateral izquierda	187
Figura 158. Mallado del soporte lateral derecha	188
Figura 159. Resultado de tensión axial y de flexión en límite superior	188
Figura 160. Resultado de tensión axial y flexión de lateral izquierda	189
Figura 161. Resultado por desplazamiento estático	190
Figura 162. Resultado por desplazamiento estático	190
Figura 163. Resultado por factor de seguridad	191
Figura 164. Resultado por factor de seguridad	191
Figura 165. Resultado de pandeo desplazamiento	192
Figura 166. Resultado de pandeo desplazamiento	193
Figura 167. Modelado de volumen de control con tubería y la rueda para ensamble	194
Figura 168. Ensamble con caída de vertedero cuadrado para análisis	194

	Pág.
Figura 169. Vista de Mesh para el análisis (MVF)	195
Figura 170. Trayectoria del fluido (presión Pa) en canal cuadrado	199
Figura 171. Trayectoria del fluido (velocidad m/s) en canal cuadrado	199
Figura 172. Trayectoria del fluido (vorticidad l/s) en canal cuadrado	200
Figura 173. Trayectoria del fluido (Densidad kg/m ³)	200
Figura 174. Trayectoria del fluido (20 L/S)	201
Figura 175. Sistema ensamblado en software	202
Figura 176. Ensamblado en Soluciones Prácticas – ITDG; Cajamarca, 2015.	203
Figura 177. Sistema ensamblado en las instalaciones de Soluciones	203
Figura 178. Instalación del sistema para pruebas	204
Figura 179. Flowsheet de Instalación del sistema	205
Figura 180. Rueda hidráulica en funcionamiento	206
Figura 181. Modelado y acople de sistema y un motor asíncrono	207
Figura 182. Maniobra instalación de tuberías por tramo	208
Figura 183. Procedimiento de instalación	209
Figura 184. Rueda hidráulica instalada	209
Figura 185. Medición de caudal (método volumétrico)	210
Figura 186. Método visual para calcular la revolución en un determinado tiempo	211
Figura 187. Puntos para cambio de grasa y chumaceras	224
Figura 188. Puntos para cambio de grasa y chumaceras	225

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla1: Definición conceptual y operacional de los variables	8
Tabla 2. Descripción de las tres fases del método de diseño descriptivo	11
Tabla 3. Descripción de técnicas e instrumentos de la recolección de datos	13
Tabla 4. Propiedades de los gases de aplicación	35
Tabla 5. Lista de requerimientos y criterios de evaluación	61
Tabla 6. Morfología de los conceptos de solución	65
Tabla 7. Valoración técnica de las alternativas	69
Tabla 8. Evaluación económica de las alternativas	70
Tabla 9: Valores técnico y económico	71
Tabla 10. Consumo energético de una casa rural	73
Tabla 11. Datos de caudal del rio Grande, Caserío de Llushcapampa, Cajamarca, 2015	75
Tabla 12. Caudal promedio del rio Grande, Llushcapampa, Cajamarca, 2015.	75
Tabla 13. Mediciones del tiempo	78
Tabla 14. Mediciones de altura	78
Tabla 15. Características de la Rueda hidráulica	84
Tabla 16. Parámetros de la Rueda hidráulica	87
Tabla 17. Resultados de momento flector	98
Tabla 18. Resultados del tren de engranaje	104
Tabla 19. Resultado de momentos	124
Tabla 20. Resultado de momentos	131
Tabla 21. Selección de diámetros de los ejes en la Rueda Hidráulica	133
Tabla 22.factor f_n con respecto a rpm	134
Tabla 23. Calculo de vida útil en años de las chumaceras	135
Tabla 24. Resistencias según los números de electrodo	139
Tabla 25. Descripción de los planos del proyecto	159
Tabla 26: Tamaños	195
Tabla 27: Condiciones iniciales	195
Tabla 28: Velocidad de entrada	196
Tabla 29: Presión del ambiente	196
Tabla 30: Proceso en computadora	196
Tabla 31: Dimensiones del mallado básico	196

	Pág.
Tabla 32: Número de celdas	196
Tabla 33: Resultados (Goals)	197
Tabla 34: Parámetros Mínimo / Máximo	197
Tabla 35: Variables y dimensiones de la Rueda Hidráulica	206
Tabla 36. Mediciones de caudal	210
Tabla 37: Mediciones de rpm	211
Tabla 38. Tabla de parámetros generales de la Rueda hidráulica	212
Tabla 39. Tabla de resultados de potencia obtenida y potencia del sistema.	213
Tabla 40. Tabla de resultados del torque	214
Tabla 41. Tabla de resultados de rpm de salida y para generado	215
Tabla 42: Costo de materiales de construcción	221
Tabla 43: Costo de mecanizado y otros servicios	222
Tabla 44: Costo de mano de obra	222
Tabla 45. Costos indirectos de la fabricación	223
Tabla 46. Costos de ensayo	223
Tabla 47. Costo total general	223
Tabla 48. Costo de mantenimiento y operación en un año	225
Tabla 49. Costo de funcionamiento del sistema durante 10 años	226
Tabla 50. Costo de implementación	227
Tabla 51. Costo total operativo durante 10 años	227

RESUMEN

La presente tesis, comprende el diseño mecánico de una Rueda hidráulica para generar energía mecánica rotacional y eléctrica, en la Organización No Gubernamental Soluciones Prácticas - ITDG, con la finalidad de contribuir con las necesidades de las comunidades alto andinas alejadas de redes de electrificación. Dado los requerimientos particulares como el lugar de ubicación de los ríos, canales, pequeños embalses, puquiales, riachuelos; donde el caudal sea adaptable a la Rueda hidráulica. Para lo cual es necesario Diseñar, Construir y Simular una Rueda Hidráulica para generar energía Mecánica Rotacional y Eléctrica en la ONG Soluciones Prácticas – ITDG. La máquina está compuesta por una Rueda hidráulica de 1,200 mm de diámetro exterior y 900 mm de interior; el ancho del álabe es de 200 mm para la entrada del chorro con un ángulo de 160°. El multiplicador de velocidad de engranajes helicoidales está acoplado en la flecha de la Rueda hidráulica, para aumentar las revoluciones por minuto (rpm); con la velocidad de salida se puede seleccionar un generador de características similares ya que en el mercado se encuentran diversas máquinas generadoras para la aplicación. El desarrollo de la tesis se trabajó con el tipo de investigación aplicada tecnológica, que se fundamenta con la aplicación directa de conocimientos, para la solución de problemas dentro de la sociedad o el sector productivo con un diseño experimental y se complementó con el diseño mecánico, que parte de un diseño conceptual, preliminar y detallado. En la etapa de construcción se realizó los procedimientos de manufactura en un taller metalmecánica y los servicios de mecanizado para obtener componentes de la Rueda hidráulica; así como las piezas móviles y piezas estáticas. Luego se realizó el montaje de la Rueda hidráulica; como la sincronización de los engranajes y la transmisión por polea. Finalmente, se realizó las pruebas de funcionamiento, con un caudal de 1.56 l/s, donde se obtuvo 21 rpm en el eje de la rueda y la salida en la polea 2469 rpm lo cual esta adecuado para acoplar a un dispositivo para aprovechar la energía mecánica rotacional y eléctrica.

ABSTRACT

This thesis includes the mechanical design of a hydraulic wheel to generate rotational and electrical mechanical energy in the Non-Governmental Organization Practical Solutions - ITDG, in order to contribute to the needs of the high Andean communities away from electrification networks. Given the particular requirements as the location of the rivers, canals, small reservoirs, puquiales, streams; where the flow is adaptable to the hydraulic wheel. For this it is necessary to Design, Build and Simulate a Hydraulic Wheel to generate Rotational and Electrical Mechanical Energy in the NGO Practical Solutions - ITDG. The machine is composed of a hydraulic wheel of 1,200 mm of external diameter and 900 mm of interior; the width of the blade is 200 mm for the entrance of the jet with an angle of 160° . The helical gear speed multiplier is coupled to the hydraulic wheel shaft to increase rpm; with the speed of exit can select a generator of similar characteristics since in the market are diverse generating machines for the application. The development of the thesis was worked with the type of applied technological research, which is based on the direct application of knowledge, for solving problems within the society or the productive sector with an experimental design and was complemented with mechanical design, which starts from a conceptual, preliminary and detailed design. In the construction stage, the manufacturing processes were performed in a metalworking workshop and the machining services to obtain components of the hydraulic wheel; as well as moving parts and static parts. Then the hydraulic wheel was assembled; Such as synchronization of gears and pulley drive. Finally, the performance tests were performed, with a flow rate of 1.56 l / s, where 21 rpm was obtained on the wheel axle and the output on the pulley 2469 rpm which is suitable for coupling to a device to take advantage of the energy Rotational and electrical mechanics.

INTRODUCCIÓN

La presente tesis, es un compendio sobre el aprovechamiento de potencia mecánica a través de la potencial de agua; el cual es un recurso vital en la zona rural del Perú.

En la actualidad existe una variedad de mecanismos para generar electricidad mediante energías renovables. Los mecanismos más destacados para generar energía eléctrica son las turbinas hidráulicas, que se clasifican en tres diseños; Turbinas Pélton, Francis y Kaplan; cada una de ellas están entrelazadas adecuadamente con el caudal y el salto. Cabe mencionar que la turbina de flujo cruzado (Michell Banki), es más utilizado después de los tres mencionados; aunque la eficiencia es menor que los anteriores.

El proceso que se emplea para el diseño, construcción y pruebas de una Rueda hidráulica, que genera energía mecánica rotacional y eléctrica en Soluciones Prácticas - ITDG. Ésta metodología tiene como propósito, obtener un diseño confiable, de alto rendimiento, calidad y seguridad; para suplir adecuadamente las necesidades del servicio eléctrico, en comunidades alto andinas. La electrificación rural en el Perú, es un tema pendiente, que hasta la actualidad ha llegado a un 92.9% a nivel nacional; sin embargo en el departamento de Cajamarca, la zona rural alcanza hasta un 78%, debido a dificultad del acceso por la dispersión de sus ubicaciones de las comunidades Campesinas.

En los capítulos I, II y III; se desarrolló el diseño mecánico de la Rueda hidráulica mediante la norma VDI 2222, que parte desde la elaboración de requerimientos sobre las necesidades existentes en las comunidades alejadas de las redes de electrificación; en la cual se obtuvo un conjunto de soluciones al problema, llamado alternativas de solución, donde se dimensionó la solución más óptima.

En el capítulo IV, se describe el proceso de construcción de la Rueda hidráulica; así como el mecanizado de las piezas móviles; la soldadura de los componentes y pintura apropiado para el funcionamiento. De otra parte se complementó con

la simulación computacional de los componentes y la máquina en funcionamiento mediante un software (Solidworks).

Se observó la prueba realizada en las instalaciones de Soluciones Prácticas (ITDG) y el río (Río Grande), donde se obtuvo datos de información cualitativa y cuantitativa sobre el prototipo.

En el capítulo V se presenta el análisis e interpretación de resultados, y la importancia de la Rueda hidráulica como generador de energía eléctrica y mecánica rotacional para posibles aplicaciones (Análisis técnico financiero).

En el capítulo VI, es portador de conclusiones, recomendaciones, referencias bibliográficas y anexos.

Cabe resaltar que los sistemas de generación de energía eléctrica, utilizando energías renovables es importante para la sociedad; ya que estamos sufriendo cambios climáticos a consecuencia de la contaminación ambiental.

La propuesta presentada busca satisfacer las necesidades de una manera eficaz, a las personas que habitan en lugares alejados del acceso de red de electrificación y orientada al desarrollo de energías renovables a los estudiantes interesados.

CAPITULO I

PLANTEAMIENTO METODOLÓGICO

1.1. DESCRIPCIÓN DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA

Actualmente, la energía eléctrica está ligada a los países desarrollados y países de bajo consumo energético. Desde el comienzo del presente siglo se ha criticado el modelo energético vigente, que está basado preferentemente en los combustibles fósiles, como el petróleo, el carbón mineral, y el gas natural. Resultan cada vez más evidentes los límites de dichos modelos, tanto en orden económico (altos precios de energía), como en el plano social (inequidad y pobreza energética) y ambiental (implicaciones adversas para el entorno). La demanda de electricidad de acuerdo a las previsiones realizadas en 2014, crecería fuertemente entre 2004 y 2030. Esto quiere decir que la producción a escala mundial crecerá un 2.4 % anual, en este periodo; hablamos de 16.424 billones de kilowatts hora (Kwh) a los 30.364 billones de Kwh. Según el informe de Situación de energía en el mundo (IEO, 2014).

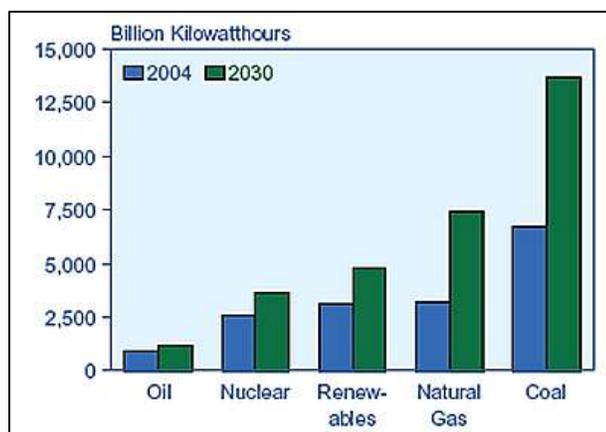


Figura 1. Generación a través de combustibles fósiles

Fuente: IEO (2014)

El consumo de energía de acuerdo a IEO (International Energy Outlook) 2014, el uso de fuentes de energía aumentará durante el periodo 2004 – 2030. (Véase figura 2).

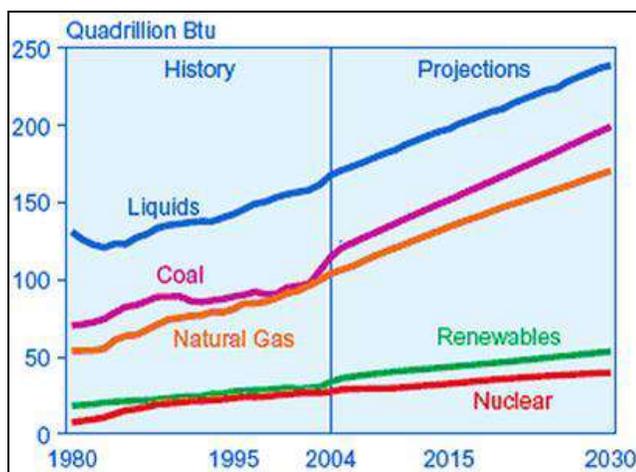


Figura 2. Consumo de energía por tipo de combustible

Fuente: IEO (2014)

En América del sur las necesidades de energía eléctrica crece cada año; como en los países mineros que tienen fuerte demanda de energía. Tenemos recursos naturales que se utiliza como fuente de energía renovable, así como la energía hidráulica que aprovechamos de formaciones geográficas de la tierra creando un potencial en las fuentes de aguas.

En nuestro país el consumo energético per cápita es alrededor de 1200 Kwh por año, mientras que en Chile es el triple y en los Estados Unidos diez veces el nuestro, esto nos indica que tenemos un potencial de crecimiento de capacidad productiva. El nivel de electrificación alcanza a 92.9%, sin embargo, la mayor disparidad en electrificación es rural que alcanza un 78%, debido a dificultad al acceso y por dispersión de sus ubicaciones (MINEM, 2015).

El desarrollo de energías renovables en el Perú es mínima en las comunidades altoandinas, actualmente existen aún la necesidad de suministro de energía eléctrica; pues este servicio es indispensable para desarrollo de los pueblos bajos en la economía.

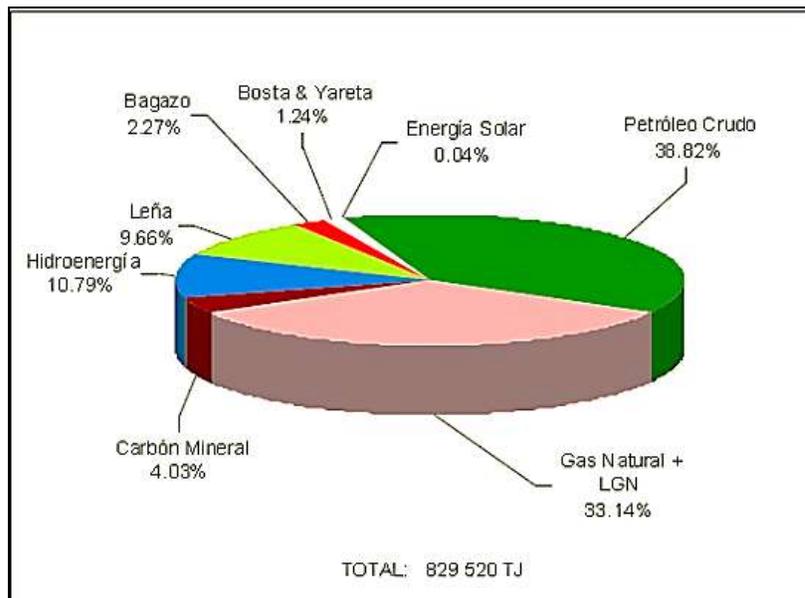


Figura 3. Balance de energía 2009

Fuente: MINEM (2009)

Sin embargo el departamento de Cajamarca, según el informe de INEI en el 2015 es considerado con un coeficiente de 78% (Cámara Nacional de Comercio, 2011).

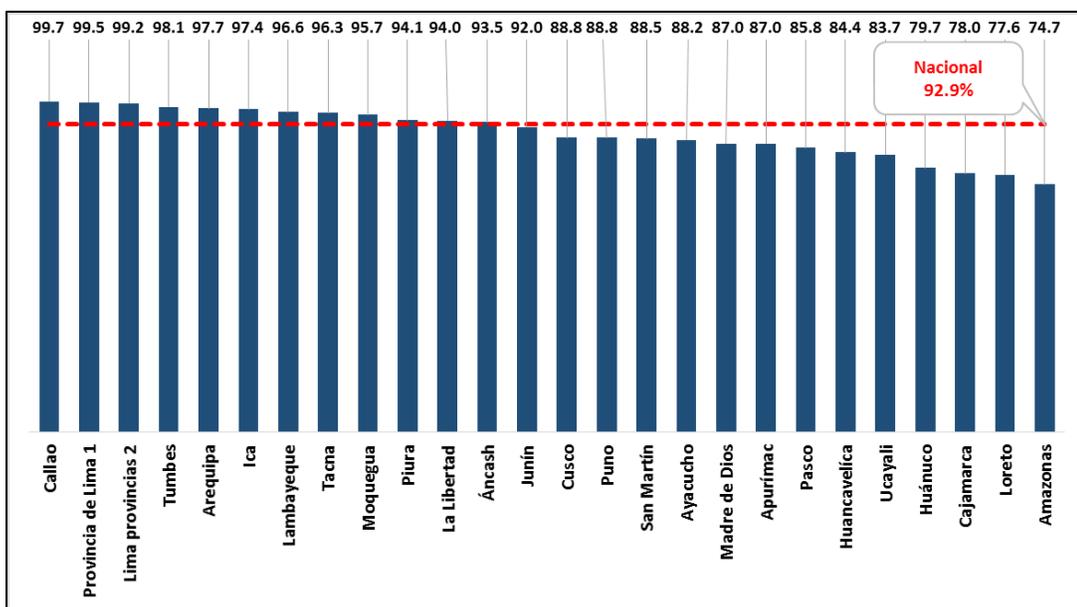


Figura 4. Coeficiente de electrificación según departamento

Fuente: INEI (2015)

Teniendo tales perspectivas que existen en nuestras comunidades alto andinas (alejadas del servicio de energía), debido a los altos costos de electrificación y el déficit energético en Cajamarca; se plantea dicho diseño de una Rueda hidráulica para generar energía eléctrica, utilizando las energías alternativas; como la energía hidráulica.

1.2. DELIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.2.1. Delimitación espacial

En esta tesis, se diseñó, construyó y se realizó la simulación de la Rueda hidráulica incluyéndose una caja de velocidades. La construcción se ejecutó en un taller de metal mecánica de Cajamarca y las pruebas del funcionamiento se realizó en Instalaciones de la Organización No Gubernamental Soluciones Prácticas – ITDG; Rio Grande, que se ubica en la carretera a Bambamarca Km 4.5; zona rural del distrito de Cajamarca y provincia de Cajamarca.

1.2.2. Delimitación social

La tesis presentada, consiste en generar energía mecánica rotacional y eléctrica, para suplir las necesidades de las comunidades alejadas de redes de electrificación. Este tipo de energía renovable es realmente aplicativo y económico.

1.2.3. Delimitación temporal

La tesis del diseño, construcción y simulación de una Rueda hidráulica para generar energía mecánica rotacional y eléctrica en Soluciones Prácticas – ITDG, Cajamarca, 2015.

1.2.4. Delimitación conceptual

En la tesis se desarrolló temas como: Metodología del diseño mecánico, Metodología de simulación computacional, Resistencia de materiales, Maquinas Hidráulicas, Turbo máquinas, Procesos de manufactura, Maquinas eléctricas e Ingeniería de materiales y mantenimiento.

1.3. PROBLEMAS DE LA INVESTIGACIÓN

1.3.1. Definición del problema

Los problemas de suministro de energía eléctrica en los departamentos del Perú, así como en Cajamarca debido al aumento poblacional, el incremento de combustibles y la contaminación nos urge buscar otros métodos de utilización de los recursos naturales como fuente de energía.

Es considerar, que las instituciones públicas, tienen objetivos de electrificar a todo Cajamarca, pero existen varios factores que anteponen al acceso del servicio de electricidad uno de ellos es el alto costo de inversión.

Sabemos que actualmente existen pocas aplicaciones de energías renovables en Cajamarca, así como la energía eólica, solar e hídrica para generar energía eléctrica.

Una alternativa convencional es la Rueda hidráulica que genera energía eléctrica con un caudal mínimo y la altura neta se dimensiona en función del diámetro de la Rueda Hidráulica; la cual hace diferencia el principio entre las centrales hidroeléctricas, éste sistema es apropiado para las comunidades alejadas de electrificación.

1.3.2. Problema principal

¿De qué manera influye el diseño, construcción y simulación de una Rueda Hidráulica para generar energía mecánica rotacional y eléctrica en Soluciones Prácticas - ITDG, Cajamarca, durante el año 2015?

1.4. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.4.1. Objetivo general

Diseñar, construir y simular una Rueda hidráulica para generar energía mecánica y eléctrica en Soluciones Prácticas – ITDG, Cajamarca, durante el año 2015.

1.4.2. Objetivos específicos

- ❖ Evaluar los parámetros hidráulicos para el dimensionamiento de la Rueda hidráulica en Soluciones Prácticas – ITDG, Cajamarca, durante el año 2015.
- ❖ Establecer la metodología de diseño mecánico; Diseño conceptual, preliminar y detallado; según norma VDI 2222,2225. en Soluciones Prácticas – ITDG, Cajamarca, durante el año 2015.
- ❖ Diseñar y Simular los componentes principales mediante el software Solidworks.
- ❖ Realizar la construcción y prueba del funcionamiento de la Rueda hidráulica en Soluciones Prácticas – ITDG; Cajamarca, durante el año 2015.
- ❖ Mostrar curvas y cuadros de los parámetros resultantes de la Rueda Hidráulica en Soluciones Prácticas – ITDG, Cajamarca, durante el año 2015.

1.5. HIPÓTESIS Y VARIABLES DE LA INVESTIGACIÓN

1.5.1. HIPÓTESIS GENERAL

El desarrollo del diseño, construcción y simulación de una Rueda hidráulica, influye de una manera eficaz para generar energía mecánica rotacional y eléctrica, en Soluciones Prácticas – ITDG; durante el año 2015.

1.5.2. VARIABLES

1.5.2.1. Variables independientes

- Rueda Hidráulica

1.5.2.2. Variables dependientes

- Energía mecánica rotacional y eléctrica

1.5.3. VARIABLES (DEFINICIÓN CONCEPTUAL Y OPERACIONAL)

Tabla1: Definición conceptual y operacional de los variables

	Variables	Definición Conceptual	Operacional		
			Dimensiones	Indicadores	Unidad Medida
I N D E P E N D I E N T E	RUEDA HIDRÁULICA	La rueda hidráulica es un dispositivo que sirve para generar energía mecánica rotacional para impulsar una maquinaria o dispositivos para generar energía eléctrica,	Diseño Caudal de alimentación Caudal disponible (Q)	* Mediciones de caudal. * Historial de caudal por año	Litros/seg ó m3/h
			Diseño Altura útil (H) Es la altura que se mide desde el nivel de piso hacia el nivel de agua de entrada	*Evaluación geográfica * Medición	Metros ó pies
			Diseño y construcción de la rueda hidráulica *Dimensiones El sistema está compuesto por una rueda hidráulica de admisión superior y una caja de velocidades	* Diam. rueda * Tamaño de los álabes * N° álabes	* Metros * Metros * Z(rueda)
			Simulación de la rueda hidráulica Simulación : 1) Análisis de componentes (MEF) 1) Análisis de flujo (MEF) 3) Modelado de componentes	* N° de trenes * N° Ruedas dentadas * Relación de velocidades	
				* Análisis estático * Análisis dinámico	* Cargas * Esfuerzos *Fuerzas
D E P E N D I E N T E	ENERGIA MECÁNICA ROTACIONAL Y ELÉCTRICA	Energía mecánica Parte desde la energía potencial de agua que mediante la rueda hidráulica se encarga de producir la energía rotacional en el eje.	Energía de impacto	* Vel. periférica * Fuerza de impacto chorro.	* m/s * N
			Eje de la rueda	* Torque * Velocidad angular	* Nm * RPM
			Caja de velocidades	* Torque * Velocidad angular	* Nm * RPM
		Energía Eléctrica La generación parte de la energía potencial del agua, la energía mecánica y finalmente se acopla un dispositivo para transformación a energía eléctrica . La cual se manifiesta en forma de cargas eléctricas en un conductor para aprovechamiento.	Generador eléctrico/ alternador	* Corriente * Voltaje * Potencia generada	* A * V * KW

Fuente: Elaboración propia

1.6. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

1.6.1. TIPO Y NIVEL DE INVESTIGACIÓN

a. Tipo de investigación

Aplicada tecnológica: Es la investigación que busca la generación de conocimiento con aplicación directa a los problemas de la sociedad o sector productivo. Esta se basa fundamentalmente en los hallazgos tecnológicos de la investigación básica, ocupándose del proceso de enlace entre la teoría y el producto. En la tesis se aplicó la metodología de diseño mecánico basado en los conocimientos de los métodos de diseño mecánico, análisis matemáticos, físicos, hidráulica, procesos de manufactura y diseño computacional para luego construir una máquina y aplicar en la vida cotidiana (Lozada, 2014).

b. Nivel de investigación

- **Correlacional**, porque a la variación de la variable independiente le corresponde el cambio funcional de la variable dependiente

1.6.2. MÉTODO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN

- **Método de Investigación**

Cualitativa: porque su ejecución nos permite recolectar información para analizar las características de las variables.

- **Diseño de Investigación**

Experimental: porque se modifica intencionalmente la variable independiente, para cambiar el comportamiento de la variable dependiente.



Figura 5: Esquema de diseño experimental.

Fuente: (Hernandez, 2016)

1.6.3. METODOLOGÍA DEL DISEÑO MECÁNICO

Modelo descriptivo del diseño

El modelo lineal del proceso de diseño, aunque resulta muy básico, permite identificar las fases del diseño que son comúnmente aceptadas por la mayoría de investigadores. La fig. 1.5 muestra las fases del diseño conceptual, preliminar y detallado (Ramírez, 2013).

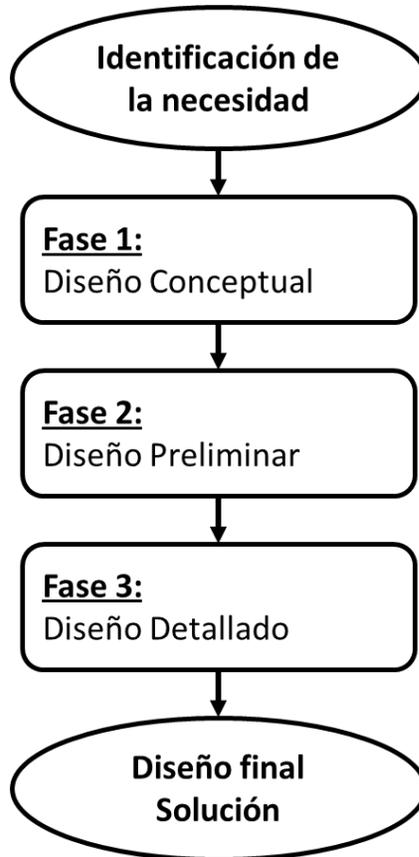


Figura 6. Fases del diseño mecánico

Fuente: (Mott R. , Diseño de elementos de máquinas, 2006)

Tabla 2. Descripción de las tres fases del método de diseño descriptivo.

Fase	Descripción
Diseño conceptual	<p>Se buscan conceptos o principios de solución al problema, para lo cual se analiza el problema identificado, se sintetiza una o varias posibles soluciones y se evalúan con respecto a especificaciones o restricciones impuestas.</p> <p>Se generan principios de solución pero no son lo suficientemente validas como para obtener la respuesta al problema. Esta etapa requiere de abstracción y creatividad del diseñador encaminado a generar estructuras válidas.</p>
Diseño Preliminar	<p>Se obtiene formas específicas, materiales propuestos y planos de conjunto con dimensiones generales, que representan al producto como un conjunto organizado de piezas, componentes, enlaces y acoplamientos.</p>
Diseño de detalle	<p>Generación de todas las especificaciones necesarias para la producción del producto final. La elaboración de planos de detalle, la determinación de etapas de fabricación y la identificación de proveedores. Esta fase es la más desarrollada a nivel empresarial</p>

Fuente: (Ramírez, 2013).

Normas alemanas DIN (Instituto Alemán de Normalización) VDI 2221 ,2222 y 2225 (Asociación de ingenieros alemanes)

Estas normas alemanas son netamente para el diseño de máquinas, donde nos orienta como se debe seguir la metodología. Mediante estas sirven para hacer diseño descriptivo más completo, es decir es un complemento que muchos diseñadores utilizan para obtener una solución óptima para realizar análisis, cálculos y diseño.

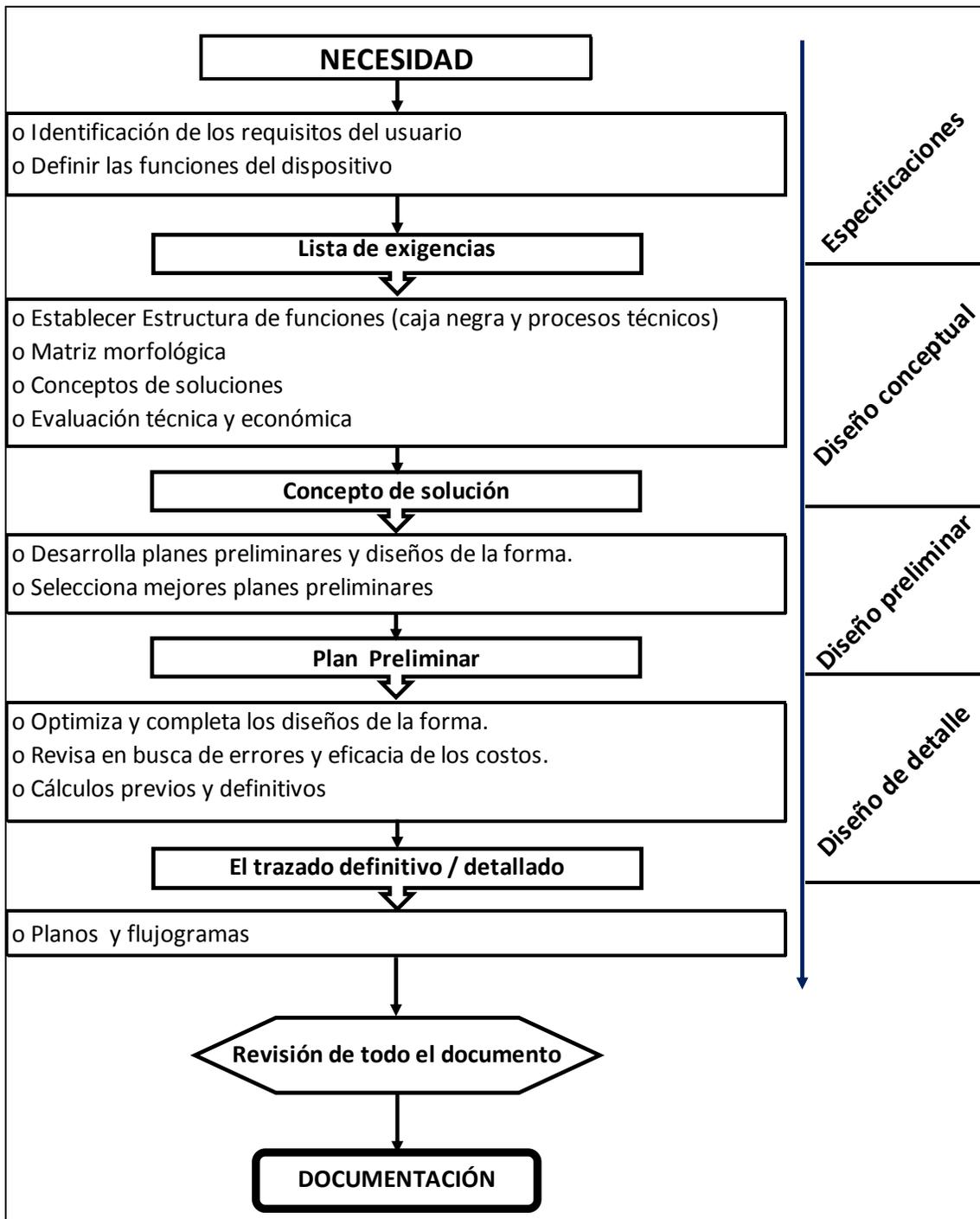


Figura 7. Procesos de la metodología de diseño (Birkhofer, PUCP, & Mott, 2013).

Fuente: Elaboración propia

1.6.4. POBLACIÓN Y MUESTRA DE LA INVESTIGACIÓN

Población: Todas las Ruedas Hidráulicas

Muestra: Rueda Hidráulica de canal de alimentación superior (Overshot)

1.6.5. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE LA RECOLECCIÓN DE DATOS

Tabla 3. Descripción de técnicas e instrumentos de la recolección de datos.

Técnicas	Instrumentos	Información a obtener
Observación directa de campo: Es un recurso principal de la observación descriptiva; se realizan en los lugares donde ocurren los hechos o fenómenos investigados	Ficha de campo	- Caudal disponible - Caudal de trabajo - Potencia eléctrica, hidráulica, par de torsión y rpm.
Documento: Es un testimonio material de un hecho o acto realizado en el ejercicio de sus funciones por instituciones o personas físicas, jurídicas, públicas o privadas, registrado en una unidad de información en cualquier tipo de soporte.	Solicitud de información estadística a Autoridad Local de Agua	✓ Caudal por año y por mes

Recolección de datos de la institución:

La institución de Administración Local de Agua (ALA); brinda los dato de los caudales promedio de los año 2013 y 2015; mediante un documento formal y también la solicitud para pruebas en las instalaciones de Soluciones Prácticas – ITDG.

1.6.6. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA Y LIMITACIONES DE LA INVESTIGACIÓN

a) Justificación

En el presente estudio se obtuvo una Rueda hidráulica para generar energía mecánica rotacional, se parte desde la energía cinética del agua, provocando el par de fuerzas en el eje de la rueda y luego se transmite dicha rotación mecánica a un multiplicador de velocidades y finalmente es aprovechado por un generador de energía eléctrica.

Según INEI (2015), existen problemas de suministro de energía eléctrica en los departamentos del Perú, así como en Cajamarca debido al aumento poblacional, el incremento de combustibles, la contaminación, y el calentamiento global nos urge buscar otros métodos de utilización de los recursos naturales como fuente de energía.

Este proyecto tiene la finalidad de obtener una Rueda hidráulica para aprovechar la energía mecánica rotacional en diferentes actividades que se quiere impulsar sin costo de energía y utilizarlo como generador de energía eléctrica para comunidades altoandinas.

b) Importancia

Lo importante y novedoso de la Rueda hidráulica, que genera energía mecánica con los caudales existentes, las condiciones de los ríos, riachuelos, canales y pequeños embalses. La aplicación de este sistema tiene una inversión al inicio, pero el mantenimiento tiene un costo favorable que otros equipos existentes, a largo plazo es más rentable para generar energía eléctrica en lugares donde se tiene poca caudal y altura. En este proyecto se aplicó los conocimientos logrados en la Universidad Alas Peruanas, lo cual llevan a solucionar problemas en la sociedad altoandina donde existen necesidades complejas y para la cual, ingeniería tiene mil soluciones.

c) limitaciones

En la etapa del diseño mecánico se realizaron los cálculos preliminares de la Rueda hidráulica, donde las dimensiones se adaptaron a los componentes del mercado; así como las chumaceras y eje de la Rueda hidráulica y caja de velocidades.

Para realizar pruebas de la Rueda hidráulica, es importante considerar la altura neta, la construcción de una bocatoma, desarenador, un vertedero de caudal regulable y un canal de resalto hidráulico para el agua turbinada. Durante las pruebas no se contó con una bocatoma adecuada, desarenador y un vertedero de caudal regulable. Sin embargo se condujo un flujo de 1.56 litros por segundo desde un canal mediante tubería de 3 pulgadas hasta el punto. Donde la Rueda hidráulica funcionó con un caudal mínimo de lo requerido. Ya que todo los requisitos demandan alto costo para el autor.

Durante las pruebas de funcionamiento, se realizaron las mediciones de caudal y rpm de una manera empírica. Es importante la obtención de un informe completo de los parámetros reales de la Rueda hidráulica, mediante los equipos de precisión como; sensor de fuerza, tacómetro, vatímetro, potenciómetro y un controlador de energía generada. Y estos equipos de precisión mencionados demandan altos costos para el autor y algunos equipos no existen en el mercado local.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

2.1.1. Antecedentes a nivel internacional

- Saquicela y Velepucha (2008), en su tesis: “Diseño y Construcción de una Rueda hidráulica para abastecimiento de agua para riego a una altura de 120 metros” Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca – Ecuador. Tienen como objetivo reducir el problema del sector rural en la zona de Paute, donde se presentó un prototipo de bombeo de agua a base de Rueda hidráulica, debido a que los sistemas de bombeo de agua convencionales aplicados al riego (combustibles fósiles o eléctricos) poseen un alto costo de funcionamiento (costo de los combustibles o electricidad) en comparación con los bajos recursos económicos con los que cuentan los campesinos. La investigación es aplicada y experimental. Concluyen con nuevos conocimientos sobre la Rueda hidráulica y aporte en energías renovables.

- Ramón y Vallejo (2009), en su tesis: “Diseño y Construcción de un ariete y de una Rueda hidráulica para bombeo de agua en la granja experimental san marcos del HCPP”, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Sangolquí – Ecuador. El presente proyecto tiene como objetivo diseñar y construir un ariete y una Rueda hidráulica para bombeo de agua en la Granja San Marcos, propiedad del Consejo Provincial de Pichincha, utilizando materiales disponibles en el mercado nacional de bajo costo. Utilizaron la investigación aplicada y experimental en dicha granja. Finalmente concluyen que las

ventajas ofrecidas por estos tipos de sistemas son múltiples, como su costo de construcción el cual no es elevado, su confiabilidad ya que no existe una dependencia de la energía eléctrica, ni de cualquier tipo de combustible, además de garantizar una operación continua, facilidad de mantenimiento, y lo más importante, son sistemas alternativos que no expulsan al medio ambiente, ningún tipo de contaminación.

- Cáceres (2015), en su tesis: “Diseño y Construcción de una Rueda hidráulica para impulsar agua desde una vertiente con mediano caudal hacia una vivienda a 300 m de distancia en Puerto Quito, recinto la Magdalena”; Universidad Politécnica Salesiana, Sede Quito, Ecuador. Este trabajo tiene como objetivo principal diseñar y construir una Rueda hidráulica para impulsar agua desde una vertiente hasta una vivienda a 300m; el tipo de investigación es aplicada y experimental; su hipótesis es planteada de la siguiente manera; con una Rueda hidráulica de 1m de diámetro dotada de 50 álabes, se impulsará agua a una casa de 300 m de distancia mediante una manguera de $\frac{3}{4}$ pulgada. Finalmente concluye que se logró bombear 1.5 lit /min y en 12.22 horas se demora para llenar el estanque reservorio de 550 litros.

- Technology (2012), en la tesis: “Design of a Water Wheel For a Low Head Micro Hydropower System (Diseño de una Rueda hidráulica para un sistema Micro Hidroeléctrica de Baja potencia), la Universidad de Daca, Bangladés.”. En este trabajo de investigación se realizó el diseño de una Rueda hidráulica para el sistema de generación de energía eléctrica. Un sistema de apoyo a la red nacional y está diseñado para proporcionar electricidad a una casa cuando la red nacional falla. El tipo de investigación es aplicada y experimental. La Rueda hidráulica se eligió como una turbina para el sistema de generación de energía y la construcción adecuada para el requisito de una geometría que haría minimizar las pérdidas, y retener el agua el mayor tiempo posible en el la máquina.

2.1.2. Antecedentes a nivel nacional

- Heredia (2011) en su tesis: “Construcción y Ensayo de una Rueda hidráulica de corriente libre de 2 m de diámetro”, en la Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima – Perú. El trabajo de investigación tiene como objetivo, establecer relaciones cuantitativas sencillas que permitan ponderar el comportamiento de una Rueda hidráulica basándose en características básicas del mecanismo y la fuente del recurso energético. El tipo de investigación en esta tesis es aplicada, experimental y descriptiva. Utilizan como fuente energética un flujo de corriente de agua, no producen desperdicios significativos en la transferencia energética, ni requieren mayores trabajos de obras civiles que alteren el área donde se instalan. Además, se obtuvo valores del llamado coeficiente de ajuste, que relaciona una expresión teórica ideal con el comportamiento real de la rueda, para una geometría y condiciones de trabajo dadas. Finalmente concluye con los resultados obtenidos como la potencia máxima entregada (29 W), donde se produjo a un régimen de giro entre 2 y 3 rpm; en una rueda de 2 m de diámetro exterior, con 16 paletas de 35 x 35 cm e inclinación de 28°.

2.1.3. Antecedentes a nivel local

No existen antecedentes locales; es decir que en el departamento de Cajamarca aún no existe aplicación eficiente, debido a la falta de investigación y pruebas. Con respecto a energías renovables, el uso es poco y de ellos se puede mencionar la energía solar fotovoltaica como en las provincias de Cajabamba, La Pauquilla (Cachachi), alumbre (Bambamarca) y San pablo. En energía eólica encontramos como pequeños aerogeneradores en caserío de Campo Alegre (Namora) y alumbre (Bambamarca) (DREM, 2011).



Figura 8. Fotografía de instalación de sistemas fotovoltaicos en caserío de Pauquilla

Fuente: Seminario DREM (2011)



Figura 9. Fotografía de instalación de un aerogenerador en caserío Campo Alegre, Namora, Cajamarca en el año 2011.

Fuente: DREM (2011)

2.2. BASES TEÓRICAS

2.2.1. RUEDA HIDRÁULICA

2.2.1.1 Diseño Mecánico

Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema. Si el plan resulta en la creación de algo físicamente real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse. Los ingenieros mecánicos están relacionados con la producción y el procesamiento de energía y con el suministro de los medios de producción, las herramientas de transporte y las técnicas de automatización. Las bases de su capacidad y conocimiento son extensas. Entre las bases disciplinarias se encuentran la mecánica de sólidos, de fluidos, la transferencia de masa y momento, los procesos de manufactura y la teoría eléctrica y de la información. El diseño en la ingeniería mecánica involucra todas las áreas que componen esta disciplina (G. Budynas y Nisbett, 2008).

2.2.1.2 Fabricación y Ensamble

El proceso de fabricación suele suponer una transformación de una o de varias materias primas para así crear un producto que pueda más tarde ser comercializado y utilizado por el consumidor final. Mientras tanto ese proceso puede realizarse de manera manual, hablándose de fabricación artesanal o con máquinas, que estarán instaladas en la fábrica para uso de operarios.

Para la obtención de una maquina se parte de muchos procesos de manufactura y procedimientos que se emplea según normas. Así como el ensamble implica el uso de diferentes métodos de sujeción para sostener juntas en forma mecánica dos (o más) partes. En la mayoría de los casos, los métodos de sujeción implican el uso de componentes de equipo separados (sujetadores), que se agregan a las partes durante el ensamblado. (Eraso, 2012).

2.2.1.3 Rueda Hidráulica

La Rueda hidráulica es el descubrimiento más antiguo por los hombres (hace 5,000 años), los sumerios abastecían agua para los molinos, también los griegos, egipcios y los romanos aplicaron las Ruedas hidráulicas o norias para elevar agua quieta.

Más adelante se transformó en la gran máquina de la Edad Media, utilizándose en molinos harineros, en aserraderos, martillos y bombas, para accionar fuelles, para la batanadura de la lana, para exprimir la caña dulce, fue el primer paso para la fabricación del azúcar; incluso fueron usadas Ruedas hidráulicas para ayudar en el proceso de extracción de los minerales en la famosa mina del Potosí, en Bolivia. Las grandes Ruedas hidráulicas medievales de madera desarrollaban una potencia máxima de cincuenta caballos de fuerza. En este tiempo se las empleó tanto en posición vertical, como en posición horizontal para mover directamente una estructura vertical (Grewe & Ordoñez, 2010).

Siendo una máquina de tan diversa aplicabilidad, a lo largo de la historia muchos se interesaron en el desarrollo de la Rueda hidráulica. Así, hasta nuestros tiempos las aplicaciones de las Ruedas hidráulicas están desarrollándose en muchos rubros, como la generación de energía eléctrica para las comunidades alto andinas.

2.2.1.4 Clasificación de Ruedas Hidráulicas

- ***Rueda hidráulica con canal de alimentación superior (Overshot)***

Estas ruedas se aplican generalmente para aprovechar grandes saltos de agua. Se componen de dos coronas circulares, unidas interiormente por un fondo cilíndrico o tambor que comprenden las paletas poligonales o curvas que reciben el agua por la parte superior y la conservan hasta alcanzar la parte inferior de la carrera. La forma de los cangilones es muy variable. El rendimiento es bastante alto (80 a 90 %). La rueda es trabajosa en su fabricación (impermeabilidad), (Cardona, 1985).

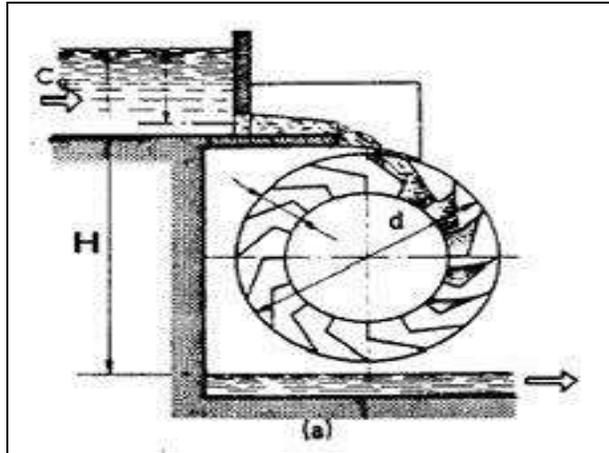


Figura 10. Rueda hidráulica con admisión superior

Fuente: Cardona (2013)

- **Ruedas hidráulica con canal de alimentación en la altura del eje (Breastshot)**

Estas ruedas se aplican en los canales, pequeños embalses donde aprovecha el salto a la mitad. El agua entra en la rueda en la altura del eje. Su eficiencia es menor que en el caso de las ruedas con canal de alimentación superior. Se necesita un empaque entre la rueda y canal de alimentación.

Se usa este tipo de rueda en casos donde hay muchos cambios en el nivel del agua de entrada y de salida (Ortiz, 2013).

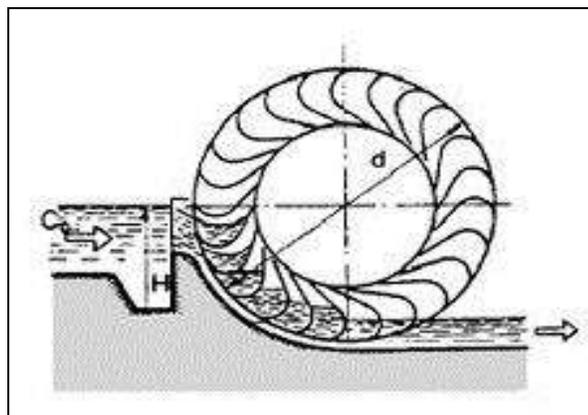


Figura 11. Alimentación en la altura del eje

Fuente: Ortiz (2013)

- **Rueda hidráulica con canal de alimentación inferior (Undershot)**

Este es el tipo de rueda más simple para aplicación en corriente de canales, ríos y riachuelos. Estas, aprovechan solo la impulsión de la corriente del agua, aunque el problema de esta consiste en que no hace uso del peso del agua que cae y, en lugar de eso, depende del flujo de la fuente de agua. Su rendimiento es muy bajo (15 a 20 %) en el caso de un canal de alimentación forzado. En los molinos de barco el rendimiento es aún más bajo porque el agua tiende a desviarse a los lados de la rueda (Ortiz, 2013).

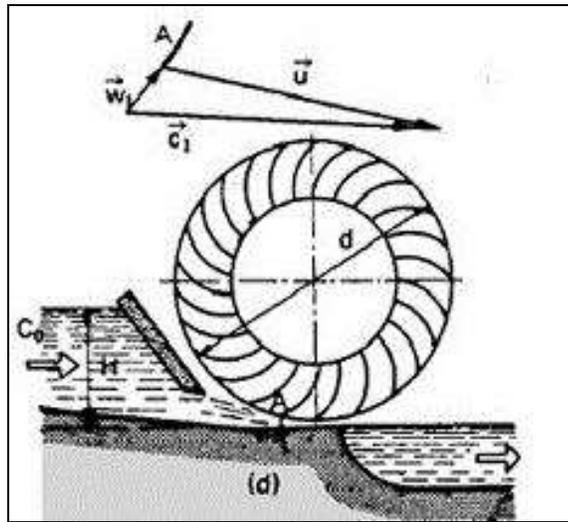


Figura 12. La Rueda es alimentada inferiormente

Fuente: Ortiz (2013)

2.2.1.5 Ecuación de Euler

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de turbomaquinas, describe el comportamiento de una turbomáquina bajo la aproximación de flujo unidimensional y determina la energía intercambiada en el rodete de todas las máquinas (Polo, 2008).

En el caso más general de turbomaquinas de reacción ($p_1 \neq p_2$), la fuerza sobre los álabes del rodete sería,

$$F = p_1 \cdot S_1 + p_2 \cdot S_2 + \dot{m} \cdot (\vec{c}_1 - \vec{c}_2) \quad \text{Ec. (2.1)}$$

Las fuerzas $p_1 \cdot S_1$ y $p_2 \cdot S_2$ que actúan sobre las secciones de entrada y de salida del rodete. El par motor es pues provocado, en cualquier caso, sólo por las fuerzas, $\dot{m} \cdot \bar{c}_1$ y $\dot{m} \cdot \bar{c}_2$:

$$M = M_1 - M_2 = \dot{m} \cdot c_{u1} \cdot r_1 - \dot{m} \cdot c_{u2} \cdot r_2 \quad \text{Ec. (2.2)}$$

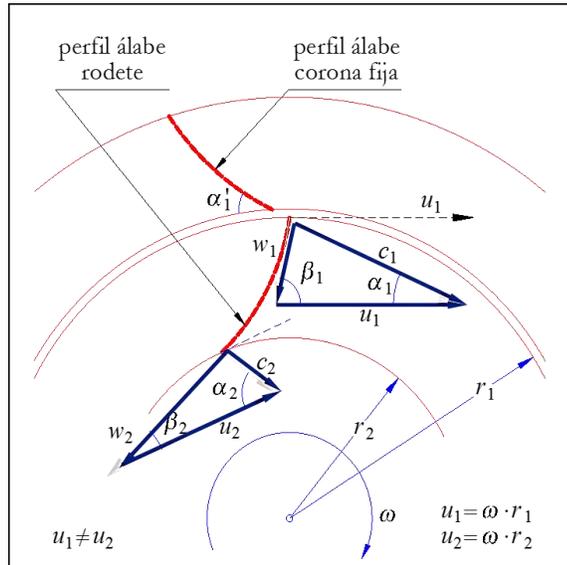


Figura 13. Detalle de las fuerzas en rodete

Fuente: Polo (1975)

Por lo tanto, tendríamos que el trabajo interior en el eje del rodete que se consigue por cada kg de fluido que pasa por su interior es:

$$W_i = u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad \text{Ec. (2.3)}$$

Segunda forma de la ecuación de Euler:

Diferentes condiciones de trabajo originan diferentes triángulos de velocidades. Sea cual fuere su forma:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad \text{Ec. (2.4a)}$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad \text{Ec. (4.4b)}$$

$$\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad \text{Ec. (2.5)}$$

Donde:

Turbinas: W_t es positivo: centrípetas ($u_1 > u_2$)

Bombas: W_t es negativo: centrífugas ($u_1 < u_2$)

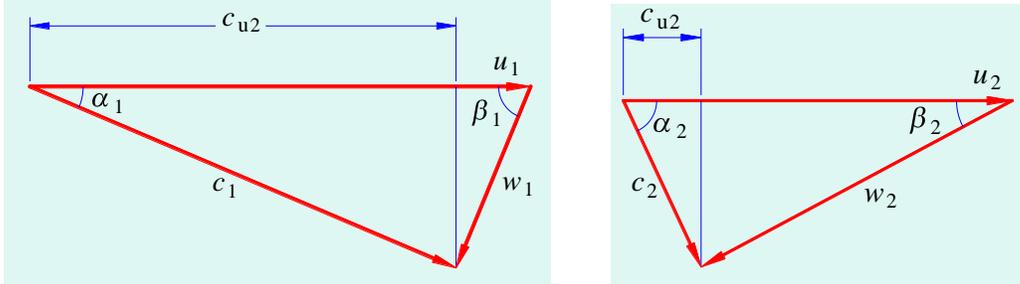


Figura 14. Triangulo de velocidades con la segunda ecuación

Fuente: Polo (1975)

2.2.1.6 Medición de caudal

- **Método de aforo**

Este método más practico consiste en llenarlo agua en un recipiente en un determinado tiempo. Es decir la cantidad de agua se deposita en la unidad de tiempo.

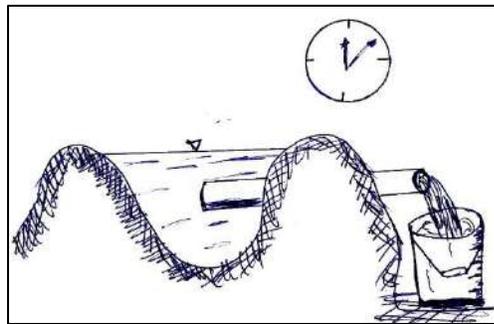


Figura 15. Método de Aforo

Fuente: Elaboración propia

$$Q = \frac{V}{t} \quad \text{Ec. (2.6)}$$

Donde:

Q: caudal (m^3/seg).

V: volumen (litros)

.t: tiempo (seg)

- **Método de flotador**

Este método permite medir el caudal de un río, donde se utiliza valores promedios con las dimensiones de la profundidad de del río, distancia donde corre los flotantes, la velocidad del agua y el tiempo.

Es decir la cantidad de agua que pasa por el área transversal del río en un determinado tiempo.

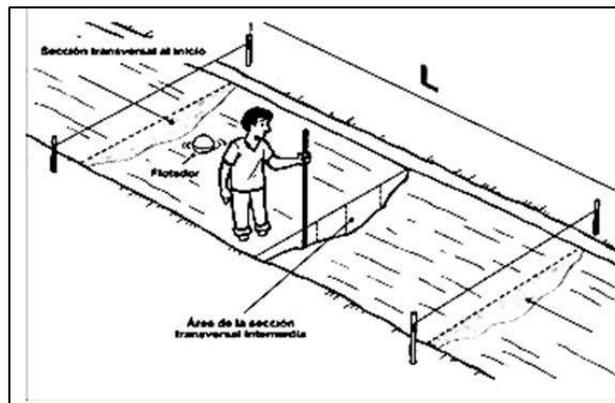


Figura 16. Método de flotantes en un tramo del río

Fuente: Soluciones Prácticas (2010)

2.2.1.7 Salto Hidráulico

El salto hidráulico es un salto de agua que es utilizada para la conversión de la energía con su peso de agua; en respecto a este trabajo la energía potencial del agua se conecta con una tubería PVC para conectar a la rueda de la parte superior; por ello debemos medir el salto hidráulico que será aprovechada por la rueda, y esta medida es expresada en metros.

Método de manguera nivel:

Este es un método muy práctico y sencillo para medir la altura del salto hidráulico. Consiste en colocar una manguera de nivel y llenarlo de agua para medir del nivel del suelo hasta el nivel del agua que salta.

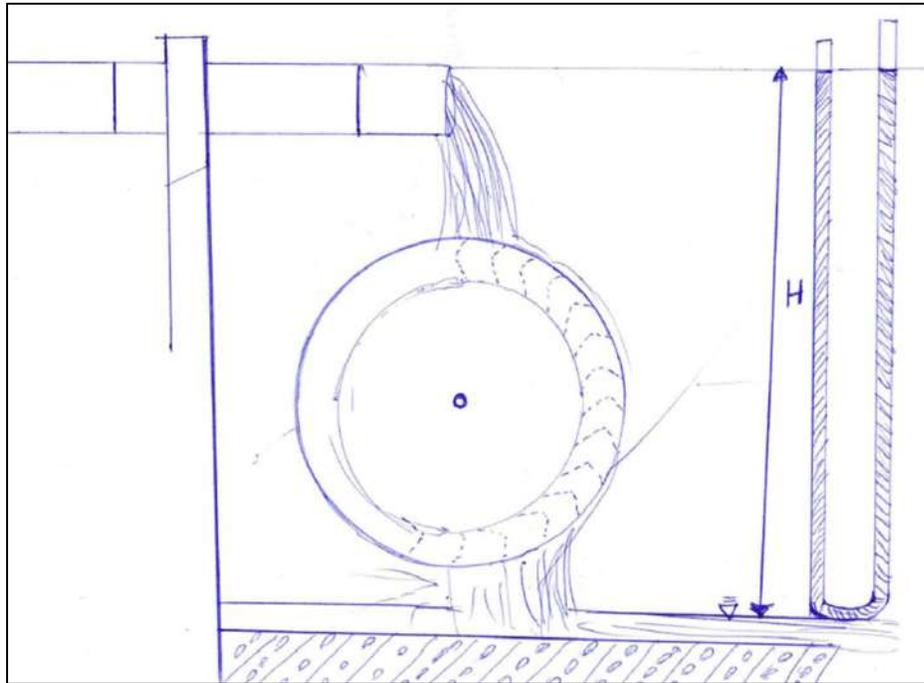


Figura 17. Medida de altura útil con manguera de nivel

Fuente: Elaboración propia

Con el método logramos una medida de 1.7 metros.

2.2.1.8 Dimensionamiento de la Rueda hidráulica

La Rueda hidráulica se constituye por un árbol horizontal y alabes distribuidos en toda la periferia del anillo. El agua se coloca a la parte más alta de la rueda, o en una parte intermedia entre la superior y el diámetro horizontal. La rueda puede ser llenada a los cajones o en el vértice pero las más utilizadas y efectivas son las llenadas en el vértice, porque aprovecha un mayor salto y el sentido de la rotación es opuesto al movimiento del agua en la descarga.

Las dimensiones importantes en la Rueda hidráulica es el diámetro, ancho, número de alabes, salto hidráulico útil y caudal de trabajo. En la parte superior es indispensable conseguir un pequeño remanso o un flujo continuo y uniforme. Donde el agua alcanza una velocidad de salida "c1". Cabe mencionar que se debe dejar una altura libre de 10 a 20 centímetros, para impedir pérdidas de energía por la diversidad en la dirección de

movimiento de la ruda y del agua que se descarga en el canal. La velocidad periférica o tangencial “u”, Debe estar alrededor de 1.5 y 2.5 m/seg. Es decir para evitar las descargas prematuras del agua por fuerzas centrifugas; y como consecuencia los revoluciones por minuto varía entre 4 y 8. Esta velocidad varia con el diámetro de la ruda y es comprendida entre 0.75 m/s en los diámetros menores y 3 m/s para diámetros mayores. Las rudas se adaptan a cargas entre 2.4 y 22.5 metros y a caudales de 100 a 1000 litros por segundo.El mayor rendimiento se encuentra entre 3 a 6 metros de carga. El diámetro de la ruda se determina de acuerdo con la caída total (H) y la carga h1, necesario para producir la velocidad requerida “u” a la entrada del agua en los cajones. La velocidad de entrada es siempre mayor que la velocidad periférica de la ruda y varía entre “1.5 u” y “2 u”. Como en la esclusa y la compuerta hay pérdidas por rozamiento, la carga “h1” para producir la velocidad “v” debe ser 1.1 veces la carga de velocidad $\frac{v^2}{2g}$ esto es, $h1 = 1.1x \frac{v^2}{2g}$ (Müller, 1899).

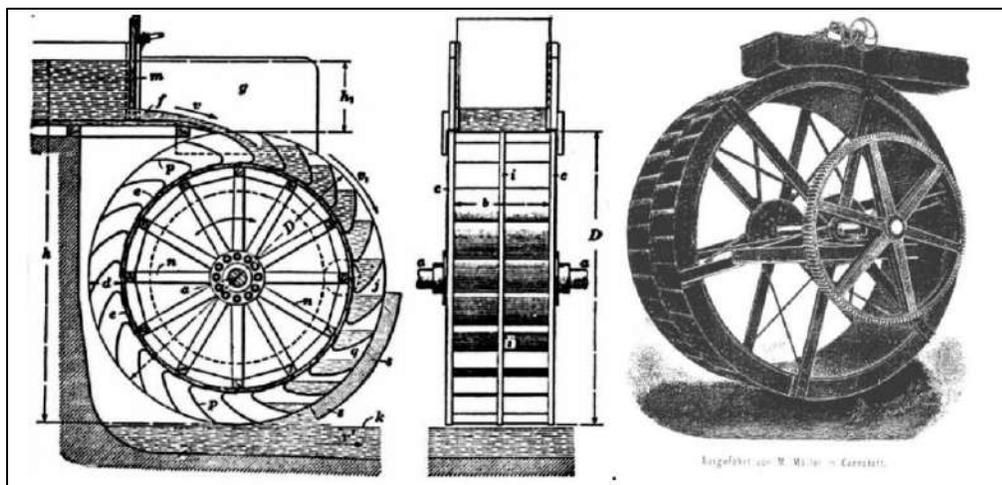


Figura 18. Dimensiones de la Rueda hidráulica alimentación superior

Fuente: Müller (1899)

2.2.1.9 Velocidad tangencial de la rueda hidráulica

La velocidad periférica o tangencial de la rueda (u) teóricamente vale $0.5v$, donde v es la velocidad a la salida del vertiente. Esto nos permite encontrar el mejor rendimiento del sistema Rueda hidráulica (Cardona, 1985).

$$u = \frac{v}{2} \quad \text{Ec. (Ec.2.7)}$$

2.2.1.10 Velocidad angular de la Rueda hidráulica

Es la velocidad de la Rueda hidráulica, cuando está en funcionamiento la energía cinética del agua y el peso del mismo hace que gire la rueda para transformación de energía. Se expresa en radianes por segundo (rpm) (Cardona, 1985).

$$n = \left(\frac{u}{R_{rueda}} \right) \left(\frac{60}{2\pi} \right) \quad \text{Ec. (2.8)}$$

2.2.1.11 Fuerza del chorro que impacta en álabe

La mecánica de transferencia de trabajo, energía de chorros y fluidos en alabes en movimiento estudia una aplicación de los principios de cantidad de movimiento, cuando un chorro libre golpea a un alabe liso, se desvía y cambia su cantidad de movimiento por lo tanto ejerce una fuerza sobre alabe. La fuerza que impacta el alabe tiene factores importantes como el caudal de alimentación, una diferencia de velocidades de entrada con la periférica y el ángulo de salida del chorro (Cardona, 1985).

$$F_x = \delta * Q * (V_o - u)(1 - \cos \theta) \quad \text{Ec. (2.9)}$$

, donde:

- δ : Peso específico del agua (1000 kg/m^3)
- Q : Caudal que impacta al chorro
- u : Velocidad periférica
- V_o : Velocidad del agua

2.2.1.12 Ruedas dentadas helicoidales

En estos engranajes el movimiento se transmite de modo igual que en los cilíndricos de dentado recto, pero con mayores ventajas. Los ejes de engranajes helicoidales pueden ser paralelos o cruzados, generalmente a 90° . Para eliminar el empuje axial, el dentado puede hacerse doble helicoidal.

En la figura (19) se ilustra los engranajes helicoidales utilizados para transmitir movimiento entre ejes paralelos. El ángulo de hélice es el mismo en cada engrane, pero uno debe tener una hélice a la derecha y el otro, una a la izquierda. Al desarrollar la tira, cada punto del borde mencionado genera una envolvente. La superficie obtenida cuando todo punto del borde tiene este efecto se denomina *hélice envolvente* (Shigley & Mitchell, 1990).

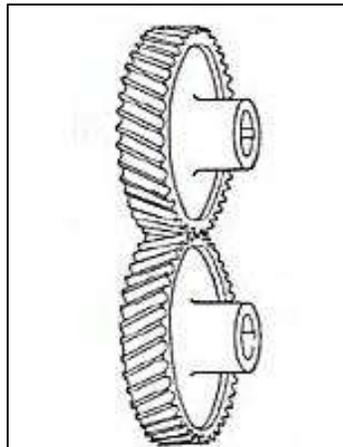


Figura 19. Engranaje helicoidal de ejes paralelos

Fuente: Shigley & Mitchell (1990)

Los engranajes helicoidales someten a los cojinetes de su eje a la acción de cargas radiales y axiales. Cuando estas últimas llegan a ser elevados o son objetables por otras razones, tal vez convenga emplear engranajes helicoidales dobles.

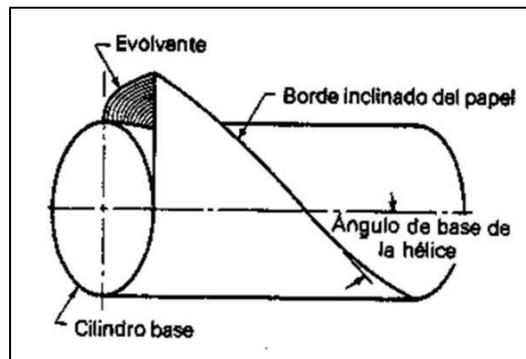


Figura 20. Helicoide de envolvente

Fuente: Shigley & Mitchell (1990)

Ventajas:

- ✓ Presentan un comportamiento más silencioso que el de los dientes rectos usándolos entre ejes paralelos.
- ✓ Poseen una mayor relación de contacto debido al efecto de traslape de los dientes.
- ✓ Transmiten mayores cargas a mayores velocidades debido al embonado gradual de poseen.

Desventaja:

- ✓ La principal desventaja de utilizar este tipo de engranaje, es la fuerza axial que este produce, para contrarrestar esta reacción se tiene que colocar una chumacera que soporta axialmente y transversalmente al árbol.

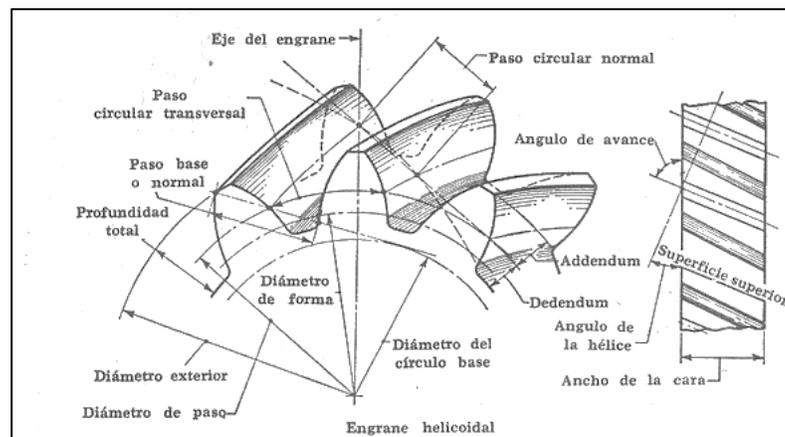


Figura 21. Geometría de engranaje helicoidal

Fuente: (Faires, 2008)

Paso circular:

Es la distancia medida sobre la circunferencia de paso entre determinado punto de un diente y el correspondiente de uno inmediato, es decir la suma del grueso del diente y el ancho del espacio ente dos consecutivos.

Circunferencia de paso.- es un círculo teórico en el que generalmente se basan todos los cálculos; su diámetro es el diámetro de paso.

Supongamos que un plano oblicuo (a; b) corta al engrane según ψ en un arco, este arco tiene radio de curvatura R , si $\psi = 0$ entonces $R = D/2$; si ψ crece hasta llegar a 90° entonces $R = \infty$; por lo tanto se entiende que cuando ψ crece R también.

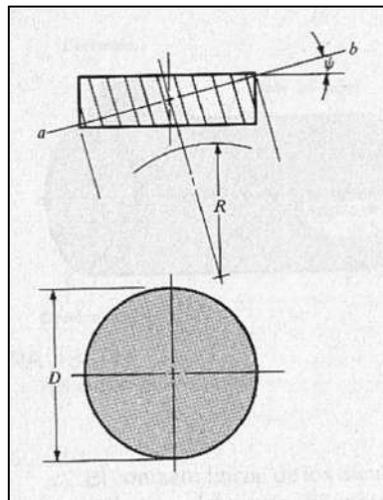


Figura 22. Ilustración de corte de un cilindro por un plano oblicuo

Fuente: Shigley & Mitchell (1990)

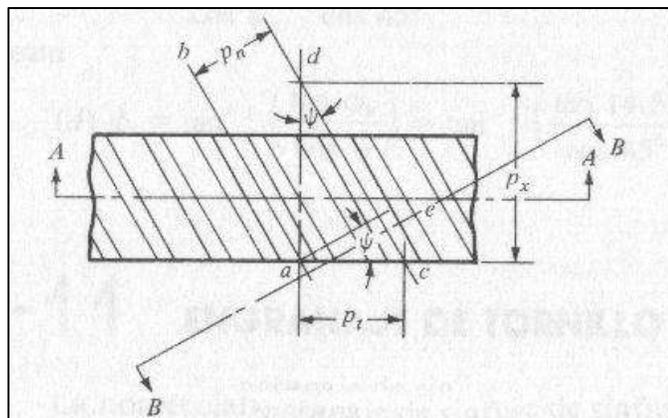


Figura 23. Ilustración de la nomenclatura de los engranes helicoidales

Fuente: Shigley & Mitchell (1990)

2.2.1.13 Soldadura

La soldadura es un proceso de fabricación y se realiza la unión de dos o más piezas de un material, usualmente se ha logrado a través de la coalescencia (fusión), en la cual las piezas son soldadas fundiendo; en el cual se funden las superficies de contacto mediante la aplicación de calor o presión. En algunos casos se agrega un material de aporte o relleno para facilitar la fusión. La soldadura se asocia con partes metálicas, pero el proceso también se usa para unir plásticos (Monroy, 2014).

- **Clasificación de los tipos de soldadura**

Soldadura heterogénea: Se efectúa entre materiales de distinta naturaleza, con o sin metal de aportación; o entre metales iguales, pero con distinto metal de aportación. Puede ser blanda o fuerte.

Soldadura homogénea: Los materiales que se sueldan y el metal de aportación, si lo hay, son de la misma naturaleza. Puede ser oxiacetilénica, eléctrica (por arco voltaico o por resistencia).

Si no hay metal de aportación, las soldaduras homogéneas se denominan autógenas.

Proceso de soldadura en los metales en la siguiente figura de detalla.

PROCESOS DE SOLDADURA

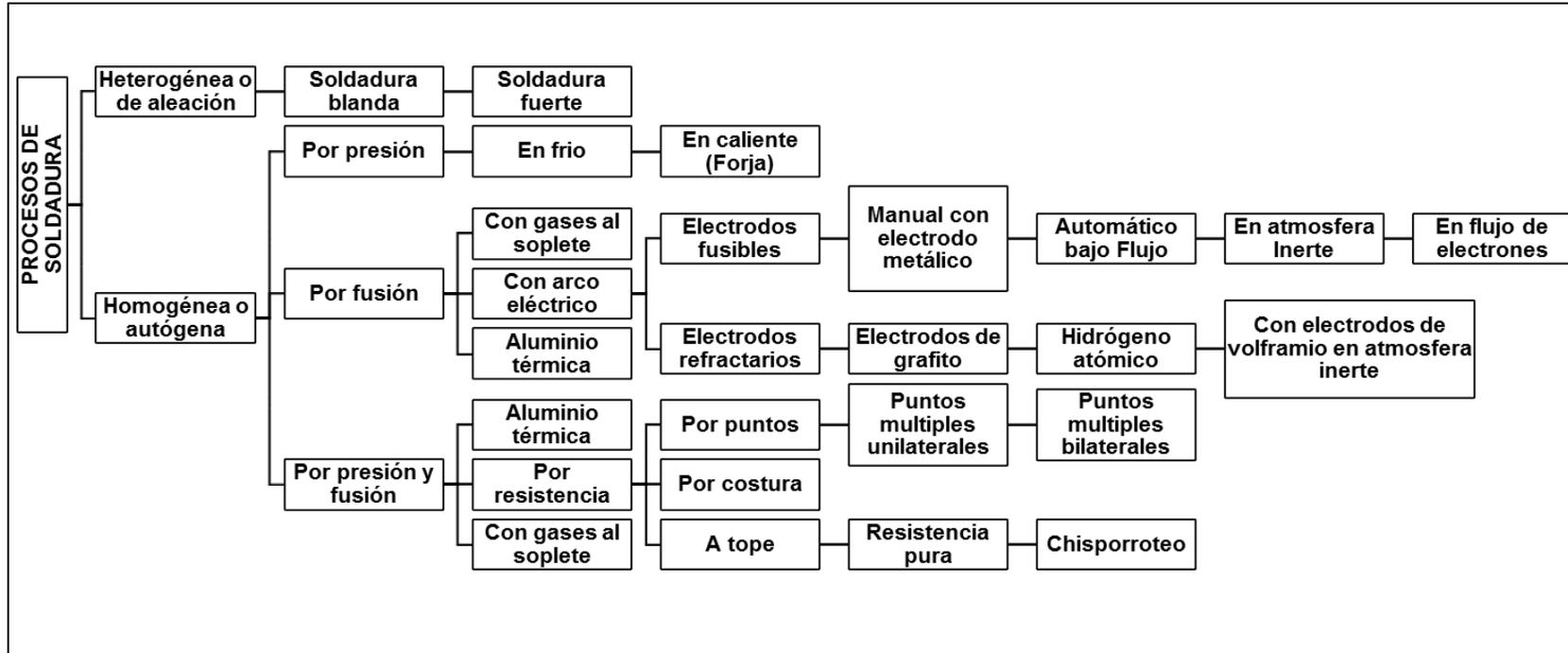


Figura 24. Procesos de soldadura

Fuente: Monroy (2014)

Soldadura oxiacetilénica (con gases al soplete)

El calor aportado en este tipo de soldadura se debe a la reacción de combustión del acetileno (C_2H_2) que resulta ser fuertemente exotérmica, pues se alcanzan temperaturas de orden de los 3500 °C.

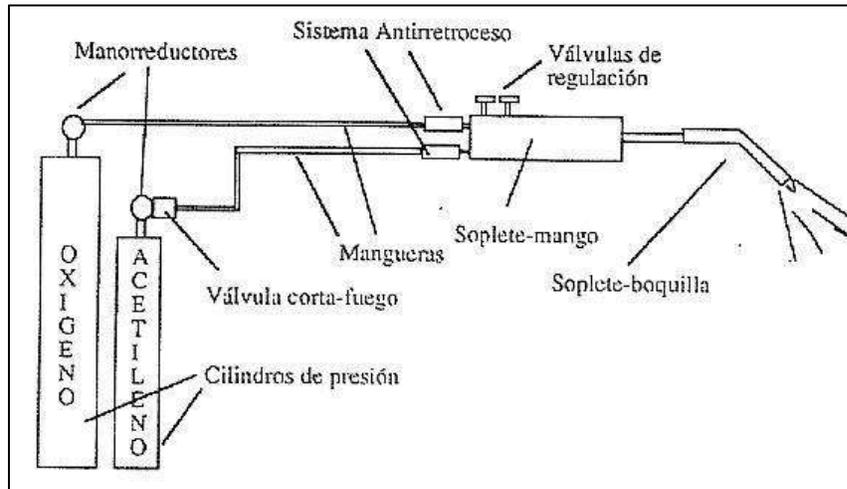


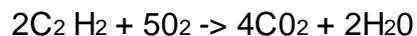
Figura 25. Soldadura por oxiacetilénica

Fuente: Monroy (2014)

Tabla 4. Propiedades de los gases de aplicación

Denominación del gas	Formula química	Densidad con relación al aire	m ³ de O ₂ para la combustión de 1m ³ de gas	Temperatura de combustión, en O ₂ en °C _o
Acetileno	C ₂ H ₂	0.9058	2.5	3200
Propano	C ₃ H ₈	1.53	5	2750
Hidrógeno	H ₂	0.0695	0.5	2200
Gas natural (metano)	CH ₄	0.56	2	2000

Fuente: Monroy (2014)



Ec. 2.10

En la llama se distinguen diferentes zonas, claramente diferenciadas: Una zona fría a la salida de la boquilla del soplete donde se mezclan los gases, a continuación el dardo que es la zona más brillante de la llama y tiene forma de tronco de cono, posteriormente se encuentra la zona reductora que es la parte más importante de la llama, donde se encuentra la mayor temperatura (puede llegar a alcanzar los 3150 °C).

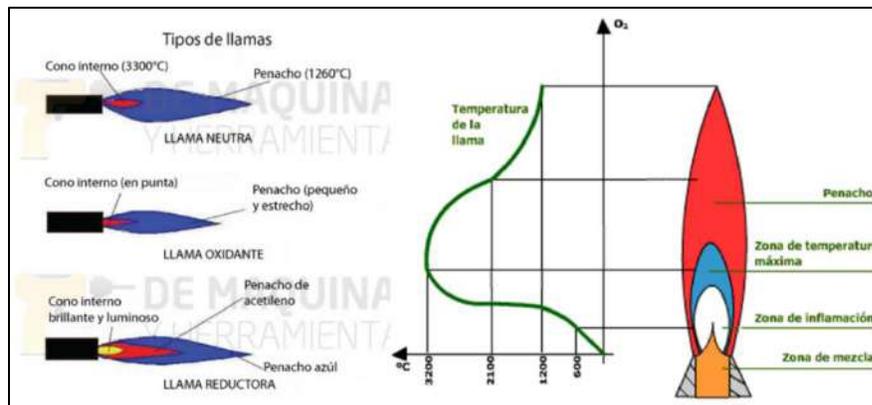


Figura 26. Tipos de llamas producidas por soplete

Fuente: Monroy (2014)

Soldadura por arco eléctrico

La soldadura se basa en someter a dos conductores que están en contacto a una diferencia de potencial, por lo que termina estableciéndose una corriente eléctrica entre ambos. Posteriormente se separan ambas piezas, se provoca una chispa que va a ionizar el aire circundante, permitiendo el paso de corriente a través del aire, aunque las piezas no estén en contacto. El procedimiento consiste en provocar la fusión de los bordes que se desea soldar mediante el calor intenso desarrollado por un arco eléctrico. Los bordes en fusión de las piezas y el material fundido que se separa del electrodo se mezclan íntimamente formando y al enfriarse es una pieza única, resistente y homogénea (Monroy, 2014).

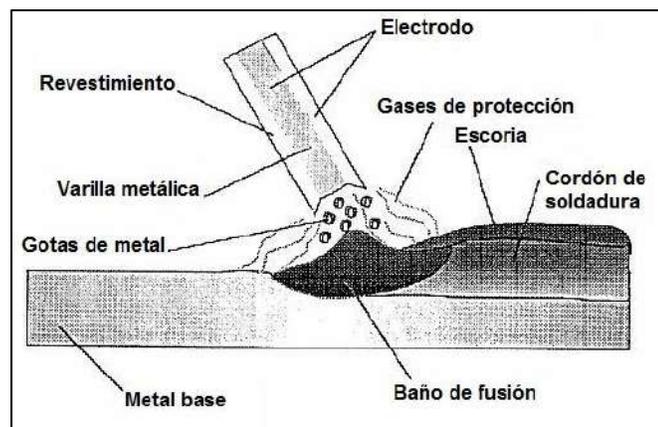


Figura 27. Soldadura por arco eléctrico

Fuente: Monroy (2014)

Los motivos principales de utilizar el establecimiento de un arco eléctrico son:

- Genera una concentración de calor en una zona muy delimitada;
- Se alcanzan temperaturas muy elevadas (> 5.000 °C);
- Se puede establecer en atmósferas artificiales;
- Permite la posibilidad de establecerse en forma visible (arco descubierto) o invisible (arco sumergido o encubierto);
- Permite la posibilidad de establecerse de diversas formas, estableciendo diferentes métodos de soldeo según sea el caso.

Arco descubierto:

- Soldadura por arco manual con electrodos revestidos;
- Soldadura bajo gas protector con electrodo no fusible (TIG, TIG Orbital, Plasma).
- Soldadura bajo gas protector con electrodo fusible (MIG, MAG, Oscilador, Electrogás)

Arco encubierto:

- Soldadura por arco sumergido;
- Soldadura por electroescoria (este procedimiento, aunque en realidad es un procedimiento de soldadura por resistencia, el comienzo del proceso se realiza mediante un arco eléctrico).

Realmente que para el caso de la soldadura por arco eléctrico, su aplicación es todo el sector industrial, debido a las opciones que presentan tanto su automatización como su gran productividad.

Tipos de uniones en soldadura

- 1) Unión a tope o empalmada
- 2) Unión de solapado, superpuesta o traslape
- 3) Unión de esquina o ángulo exterior
- 4) Unión en T o ángulo interior
- 5) Unión de borde
- 6) Soldadura de recargue o de superficie
- 7) Unión de ranura

En la siguiente figura se muestra algunos tipos de uniones en soldadura

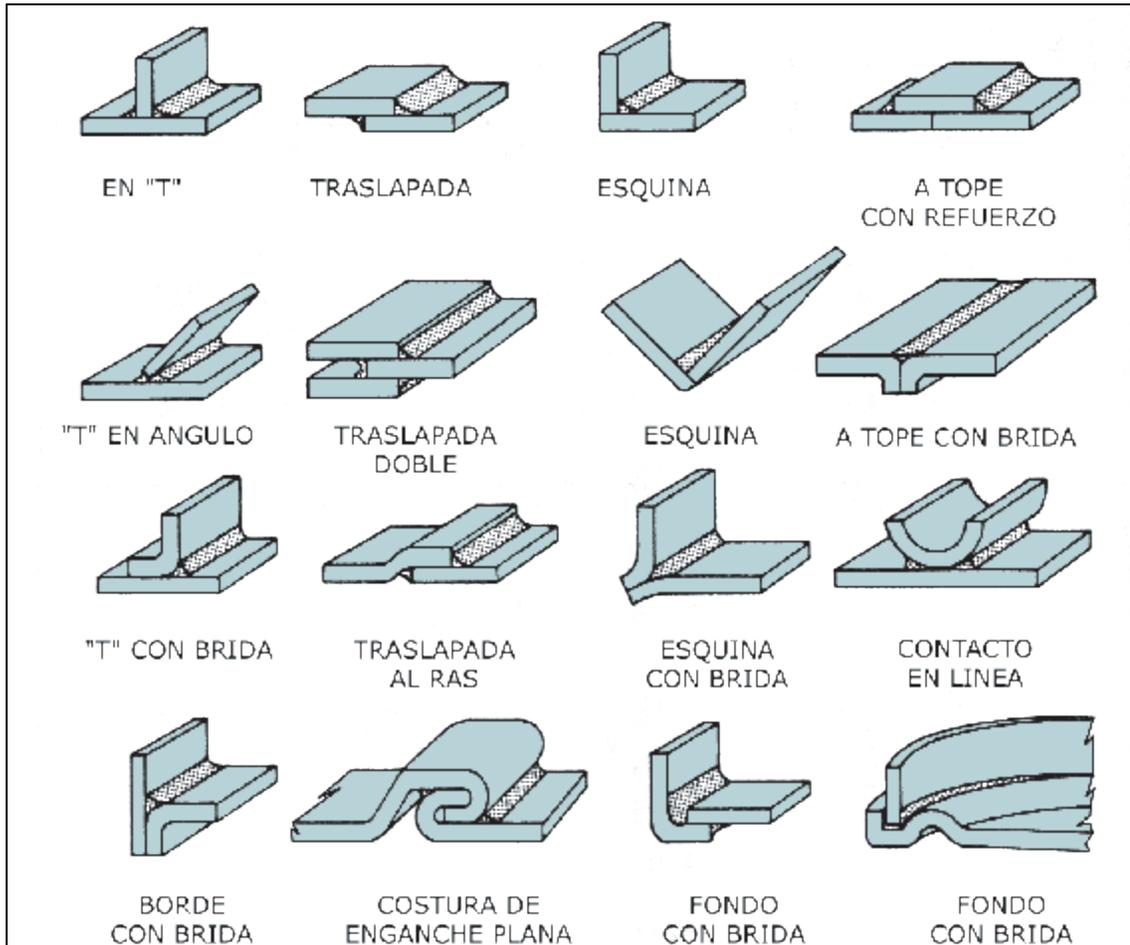


Figura 28. Algunos tipos de uniones soldadas

Fuente: Monroy (2014)

2.2.1.14 Factor de seguridad

Si se tiene que evitar una falla estructural, las cargas que una estructura es capaz de soportar deben ser mayores que las cargas a las que se va a someter cuando este en funcionalidad. Como la resistencia es la capacidad de una estructura para resistir cargas, el criterio anterior se puede replantear como sigue: la resistencia real de una estructura debe ser mayor que la resistencia requerida (Mott, 2006).

La relación de la resistencia real entre la resistencia requerida se llama factor de seguridad "n":

$$n = \frac{Fu}{F} \quad Ec. (2.11)$$

, ó $Factor\ de\ seguridad\ (n) = \frac{RE}{RA} \quad Ec. (2.12)$

Donde; RE: Resistencia de estructura; RA: Resistencia aplicada

2.2.1.15 Material AISI 1045 / ASTM A108

Es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarios en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurada. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada (SUMITEC S.A., 2015).

Según norma AISI-SAE 1045 (UNS G10450), los usos principales para este acero son piñones, cuñas, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.

Propiedades mecánicas:

- Dureza 163 HB (84 HRb)
- Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
- Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)
- Elongación 16% (en 50 mm)
- Reducción de área (40%)
- Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
- Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

Tratamientos térmicos: normalizado a 900°C y recocido a 790°C

2.2.1.16 Ajustes y Tolerancias (UNE–EN-ISO 286-2 (1988))

Tolerancia: se puede definir como la variación total admisible del valor de una dimensión.

Se utilizará la siguiente terminología en el estudio de este tipo de problemas:

Eje: Elemento macho del acoplamiento.

Agujero: Elemento hembra en el acoplamiento

Dimensión: Es la cifra que expresa el valor numérico de una longitud o de un ángulo.

Las magnitudes de todas las tolerancias de cotas se expresan en μ ($1\mu = 0.001$ mm) y se derivan de la Unidad de tolerancia internacional i :

$$i = 0.45\sqrt[3]{D} + 0.001D \quad (i \text{ en } \mu; D \text{ en } mm) \quad \text{Ec. 2.13}$$

Siendo válido este cálculo para las calidades IT5 hasta IT16; para las calidades de IT01 hasta IT4, existen fórmulas particulares. El valor de D se calcula como la media geométrica de los dos valores límites de un escalón de cotas nominales:

$$D = \sqrt{80 \times 120} \quad \text{Ec. 2.14}$$

ISO Sistemas de tolerancia para los límites y ajustes

Según la norma UNE-EN-ISO 286-2 (1988), este estándar es descrito en EE.UU. como ANSI (ANSI B4.2-1978). Estándar Nacional Americano (ANSI B4.2-1978), describe la norma ISO métricas de ajustes y límites para la máquina de acoplamiento a las piezas homologadas para el uso general de la ingeniería. Este estándar se utiliza como una norma internacional para las tolerancias de dimensiones lineales. Este sistema es la norma ISO idéntica a la norma europea (EN 20286:1993) y define un sistema de tolerancias, desviaciones y ajustes reconocido internacionalmente. Este sistema ha sido aceptado en la mayoría de los países industrialmente desarrollados en idénticas o modificando el sistema redacción como la norma nacional como Japón, British, EE.UU. (JIS B 0401, DIN ISO 286, BS EN 20286, EN 20286 CSN) Condiciones generales de eje y el agujero también se pueden tomar para hacer

referencia al espacio contenida por dos caras paralelas de cualquier parte, por ejemplo, ataques de llaves en surcos.

A continuación se dan algunas definiciones referentes al concepto de tolerancia. Estas definiciones se ilustran con el ejemplo de la figura 29.

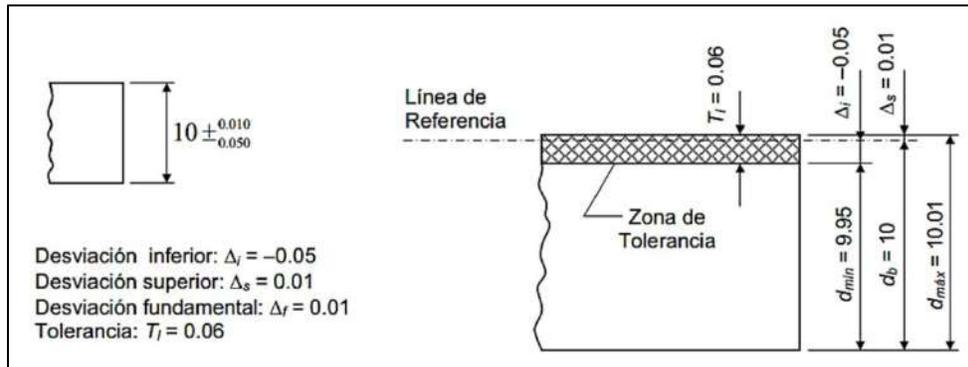


Figura 29. Ejemplo de una pieza de 10 mm de altura, con tolerancia bilateral

Fuente: UNE-EN-ISO 286-2 (1988)

Tamaño básico o dimensión básica (d_b): es la dimensión que se elige para la fabricación. Esta dimensión puede provenir de un cálculo, una normalización, una imposición física, o aconsejada por la experiencia. También se le conoce como dimensión teórica o exacta y es la que aparece en el plano como medida identificativa.

Tolerancia (T_I): es la variación máxima permisible en una medida, es decir, es la diferencia entre la medida máxima y la mínima que se aceptan en la dimensión. La referencia para indicar las tolerancias es la dimensión básica.

Tolerancia unilateral: ocurre cuando la dimensión de una pieza puede ser sólo mayor o sólo menor que la dimensión básica.

Tolerancia bilateral: ocurre cuando la dimensión de una pieza puede ser mayor o menor que la dimensión básica.

Dimensión máxima o medida máxima ($d_{m\acute{a}x}$): es la máxima medida que puede tener la pieza después de su fabricación.

Dimensión mínima o medida mínima ($d_{m\acute{i}n}$): es la mínima medida que puede tener la pieza después de su fabricación.

Dimensión práctica o medida efectiva (Δp): es la medida real de la pieza después de su fabricación.

Desviación o diferencia superior (Δs): es la diferencia algebraica entre la medida máxima y la medida básica.

Desviación o diferencia inferior (Δi): es la diferencia algebraica entre la medida mínima y la básica.

Desviación o diferencia fundamental (Δf): es la menor entre la desviación superior y la inferior (para la selección, no tenga en cuenta los signos de las desviaciones).

Desviación o diferencia real o efectiva (Δp): es la diferencia entre la dimensión real y la básica.

Línea de referencia o línea cero: es la línea a partir de la cual se miden las desviaciones superior e inferior; por lo tanto, representa a la dimensión básica.

Ajustes: Dada la imposibilidad de elaborar una pieza con las medidas rigurosamente exactas, debido a diversos errores producidos principalmente por el grado de precisión de la máquina, habilidad del operario, aparatos de medida y dilataciones; es necesario dar unos valores máximos y mínimos en las cotas, dentro de los cuales, las medidas de las piezas serán aceptadas. La diferencia entre el valor máximo y mínimo de la medida es lo que se denomina tolerancia.

A. Sistemas ISO de ajuste

Sistema de agujero base o agujero único

El sistema del agujero base o agujero único es un sistema de ajuste en el que las diferencias fundamentales de todos los agujeros son iguales (agujero único). El sistema ISO elige un agujero cuya diferencia inferior es nula, es decir, la zona de tolerancia está en posición H. De esta forma los diferentes ajustes (juegos y aprietos) se obtienen a partir de un agujero con la zona de tolerancia en posición H y un eje con posición

variable en función del tipo de ajuste. La calidad del agujero también puede ser variable.

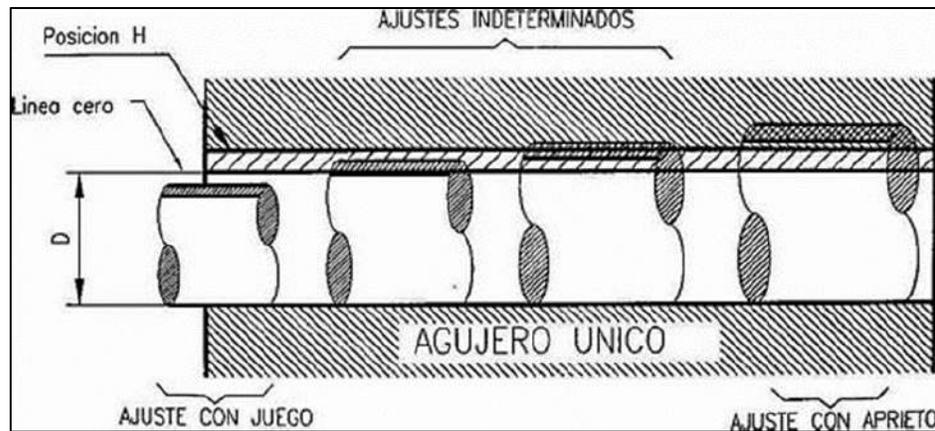


Figura 30. Ajuste en agujero único

Fuente: UNE-ISO (1988)

B. Sistema de eje base o eje único

El sistema de eje base o eje único es un sistema de ajuste en el que las diferencias fundamentales de todos los ejes son iguales. El sistema ISO elige un eje cuya diferencia superior es nula, es decir, la zona de tolerancia está en posición h . De esta forma los diferentes ajustes (juegos o aprietos) se obtienen a partir de un eje con la zona de tolerancia de posición h y un agujero con posición variable en función del tipo de ajuste. La calidad del eje también puede ser variable.

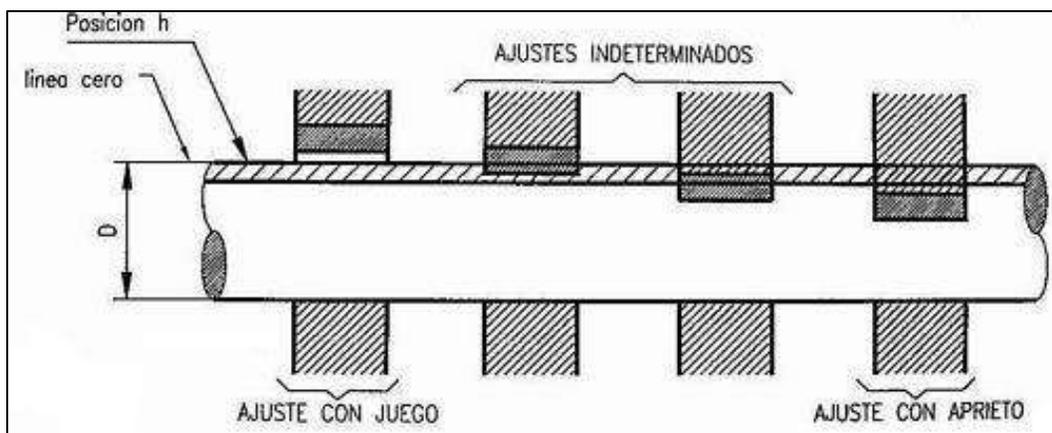


Figura 31. Ajuste en eje único

Fuente: UNE-ISO (1988),

C. Sistema mixto

Se denomina sistema mixto a un ajuste en el que las posiciones del agujero y del eje no son ni la H ni la h. Únicamente se debe recurrir a este sistema cuando por algún motivo no se puedan utilizar los agujeros, ni el eje base.

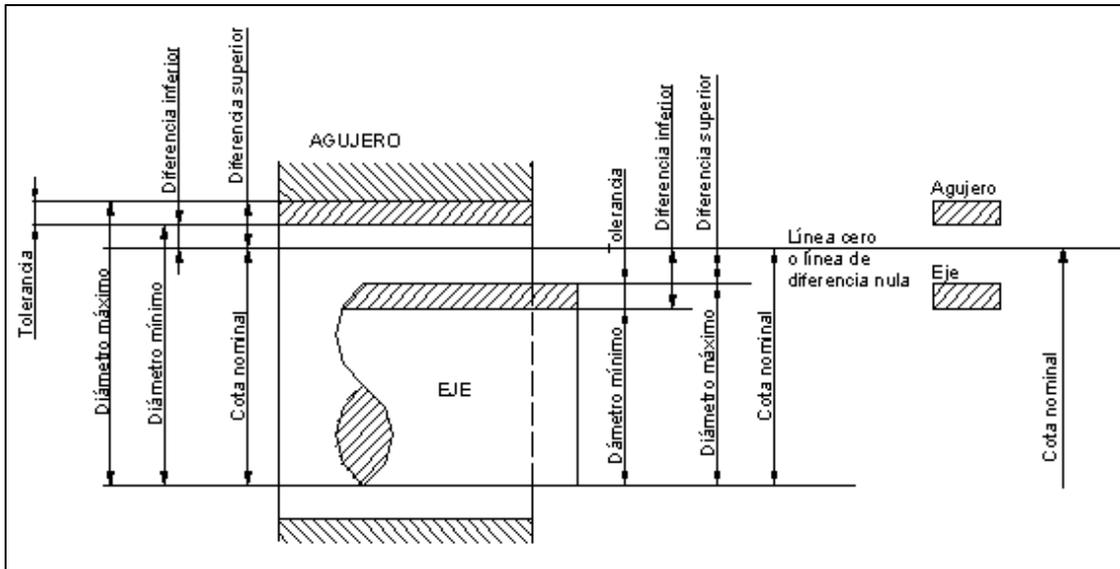


Figura 32. Ajuste mixto de eje y agujero

Fuente: UNE-EN-ISO 286-2 (1988),

2.2.1.17 Acabado superficial

Es un proceso de fabricación empleado en la manufactura cuya finalidad es obtener una superficie con características adecuadas para la aplicación particular del producto que se está manufacturando; esto incluye mas no es limitado a la cosmética de producto. En algunos casos el proceso de acabado puede tener la finalidad adicional de lograr que el producto entre en especificaciones dimensionales.

Rugosidad (Ra)

Llamada también aspereza, escabrosidad, rugosidad media, aspereza media, desviación aritmética media o rugosidad micro geométrica, es la huella que se produce en la superficie de los componentes como consecuencia de los procesos de elaboración. Es la rugosidad adoptada por la ISO y, corresponde a la media aritmética de las alturas, en valor

absoluto, comprendidas entre el perfil medido y el perfil medio. Se mide en micras (Nieto, 2007).

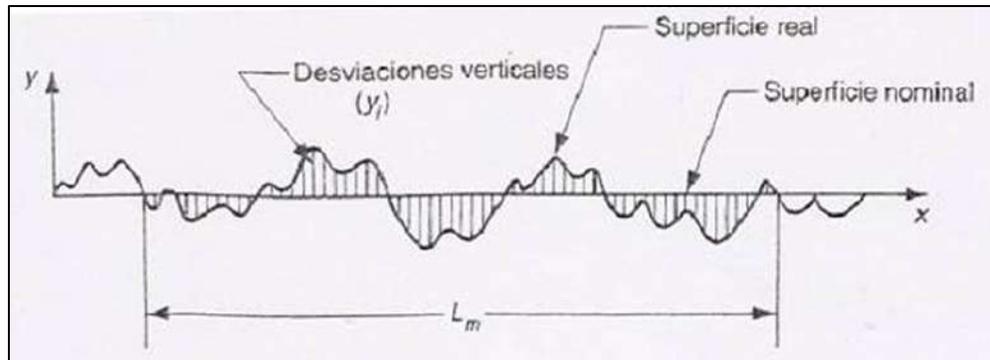


Figura 33. Desviaciones de superficie nominal

Fuente: Nieto (2007)

En forma de ecuación es:

$$R_a = \int_0^{L_m} \frac{|y|}{L_m} dx \quad \text{Ec.2.15}$$

2.2.1.18 Análisis por elementos finitos

Según, Medina, Salas, Luco y Bertram (2005), el análisis por elementos finitos (FEA, siglas en inglés de Finite Element Analysis) es una técnica de simulación por computador usada en ingeniería. Usa una técnica numérica llamada método de los elementos finitos (FEM). Existen muchos paquetes de software, tanto libres como no libres. El desarrollo de elementos finitos en estructuras, suele basarse en análisis energéticos como el principio de los trabajos virtuales. El MEF hay problemas físicos que pueden ser expresados mediante alguna de las siguientes ecuaciones:

$$[k]\{a\} = \{f\} \quad \text{Ec.(2.16)}$$

$$[C]\{\dot{a}\} + [k]\{a\} = \{f\} \quad \text{Ec.(2.17)}$$

$$[M]\{\ddot{a}\} + [C]\{\dot{a}\} + [k]\{a\} = \{f\} \quad \text{Ec.(2.18)}$$

Donde:

$$[k] = \text{matriz de rigidez}$$

$[M]$ = matriz de masa

$[C]$ = matriz de amortiguamiento

$\{a\}$ = es el valor de desplazamientos nodales

$\{\dot{a}\}$ = es el vector de velocidades nodales

$\{\ddot{a}\}$ = es el vector de aceleraciones nodales

$\{f\}$ = es el vector de fuerzas externas

Etapas de Aplicación

La estructura básica de los programas de aplicación del elemento finito al cálculo directo de estructuras, consta de tres módulos principales:

Pre-proceso: etapa en la cual se define el problema a resolver mediante las siguientes etapas:

Selección del Tipo de elemento finito, dentro de las librerías de los software se encuentra una gran variedad de tipos de elementos uni-, bi- y tridimensionales, con los cuales simulamos barras, vigas, cáscaras, placas, y elementos sólidos, como se puede observar en la Figura 34.

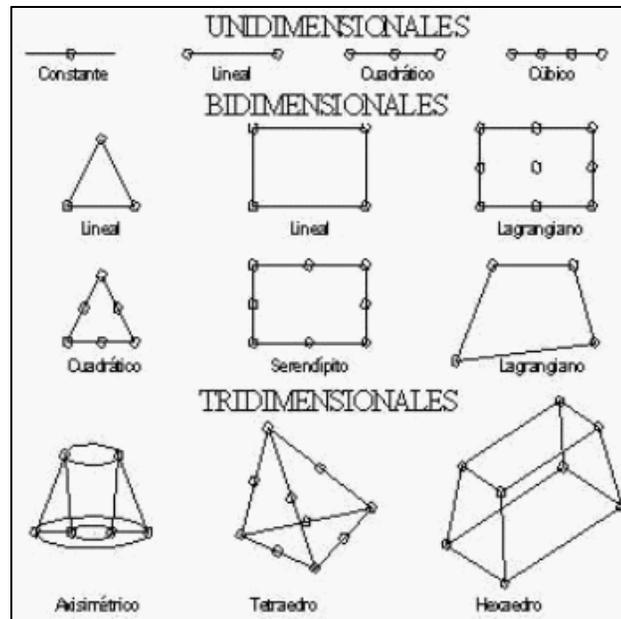


Figura 34. Secciones dimensionales para MEF

Fuente : Medina, Salas, Luco, y Bertram (2005)

Selección de las características geométricas y mecánicas del material, en esta etapa son asignados alturas, momentos de inercia, espesores,

áreas transversales, módulos de elasticidad, coeficiente de poisson y para cada tipo de elemento que del modelo.

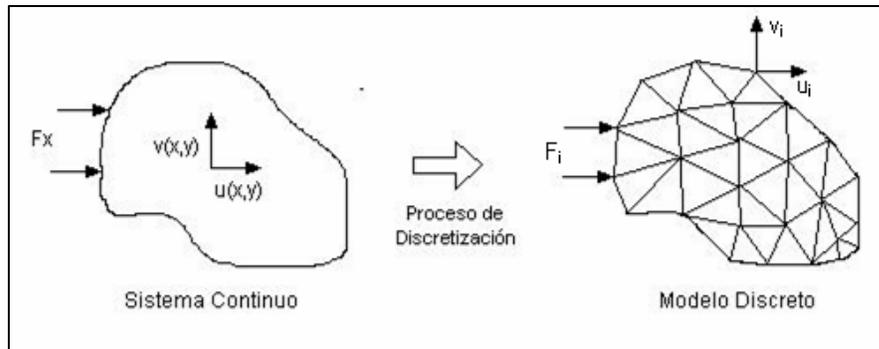


Figura 35. Desratización de un elemento

Fuente : Medina, Salas, Luco, y Bertram (2005)

Solución: Durante la fase de solución se asigna el tipo de análisis aplicado a la estructura, las condiciones de contorno del modelo, las cargas aplicadas, y por último se procede a resolver los sistemas de ecuaciones resultantes de la etapa anterior. Dentro de los tipos de análisis podemos destacar:

- Análisis estático, determina desplazamientos, tensiones, deformaciones, y en la estructura analizada.
- Análisis modal, incluye la determinación de frecuencias naturales y modos de vibración
- Análisis armónicos, usado para determinar la respuesta de una estructura sometida a cargas que varían armónicamente en el tiempo.
- Análisis de pandeo, usado para calcular cargas críticas y deformaciones debidas a pandeo.
- En el caso de las condiciones de contorno, éstas son restricciones de desplazamientos y rotaciones que se aplican a la matriz de rigidez completa resultante, la cual relaciona las cargas aplicadas al sólido elástico con los desplazamientos.

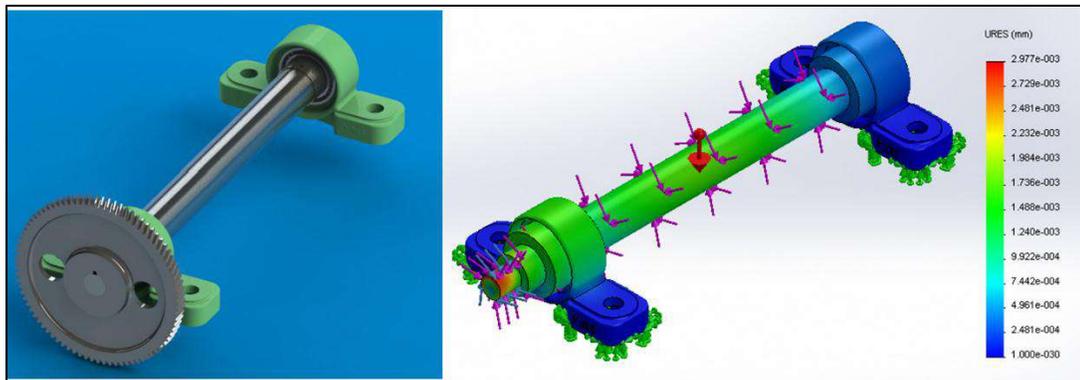


Figura 36. Resultados de análisis con MEF en software (Solidworks)

Fuente: Elaboración propia

2.2.1.19 Principio de la mecánica de fluidos computacional (CFD)

Es la ciencia que predice el comportamiento del flujo de fluidos, transferencia de calor, transferencia de masa, reacciones químicas, y fenómenos conexos mediante la resolución de las ecuaciones matemáticas que gobiernan estos procesos. Utiliza métodos numéricos y algoritmos para resolver y analizar las etapas del proceso de diseño, como: estudios conceptuales de nuevos diseños, desarrollo de productos, solución de problemas, rediseño. El análisis complementa las pruebas y experimentación por la reducción total del esfuerzo y el costo requerido para la adquisición de la experimentación y los datos. El solucionador CFD está basado en el método de los Volúmenes Finitos (FVM). Uno de los padres de este método de análisis fue Suhas Patankar que es actualmente profesor emérito de la Universidad de Minesota.

En este proyecto se utilizó la herramienta Cosmos Flow ó Flow Simulation de Solidworks; que nos brinda resultado de predicciones de velocidad de flujo, temperatura, fase, presión y turbulencias para cualquier región donde el flujo se produce. Los resultados del comportamiento del fluido se presentan en 3D.

1. SolidWorks Flow Simulation

Esta herramienta tiene variedad de modelos físicos y de funciones de flujos de fluidos, para obtener más información sobre el comportamiento del producto es fundamental para el éxito del diseño.

Solidworks Flow simulation cubriendo una amplia gama de aplicaciones, como por ejemplo:

- Flujo de líquido y gas con transferencia de calor
- Flujo de fluidos externo e interno
- Flujos laminares, turbulentos y de transición
- Flujo dependiente del tiempo
- Regímenes subsónicos, transónicos y supersónicos
- Mezcla de gas, mezcla de líquido
- Conjugación de la transferencia de calor
- Transferencia de calor en sólidos
- Líquido incompresible y compresible
- Gas compresible
- Gases reales
- Vapor de agua
- Fluidos no newtonianos como: la sangre, miel, plásticos fundidos.

Los ingenieros de una amplia variedad de sectores pueden beneficiarse de la dinámica de fluidos computacional (CFD), como en sectores de automoción, aeroespaciales, defensa, ciencias de la vida, maquinaria y alta tecnología. De hecho, casi todos los diseños encuentran dinámicas de fluidos en algún momento de su ciclo de vida, ya sea por calor o líquidos, de forma interna o externa (Solidworks, 2015).

2. Ecuaciones de conservación de masa, momento y energía

La ecuación general de conservación de masa o continuidad es válida para flujos compresibles e incompresibles. La alimentación S_m es la masa

añadida a la fase continua desde una segunda fase dispersa y cualquier otra alimentación definida.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla * (\rho \bar{v}) = S_m \quad \text{Ec. (2.19)}$$

La ecuación de conservación de momento en un marco de referencia inercial es descrita por la siguiente expresión:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{v}) + \nabla * (\rho * \bar{v} * \bar{v}) = -\nabla p + \nabla * (\bar{\bar{t}}) + \rho * \bar{g} + \bar{F} \quad \text{Ec. (2.20)}$$

, donde:

.p = presión estática;

($\bar{\bar{t}}$) = tensor de tensión;

$\rho * \bar{g}$ = fuerza gravitatoria del cuerpo;

\bar{F} = las fuerzas externas del cuerpo;

Ecuación de tensor de tensión:

$$\bar{\bar{t}} = \mu \left[(\nabla \bar{v} + \nabla \bar{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla * \bar{v} \bar{I} \right] \quad \text{Ec. (2.21)}$$

, donde:

\bar{I} = Tensor unitario

, μ = viscosidad molecular

La ecuación de conservación de energía:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla * (\bar{v} (\rho E + P)) = \nabla * \left[k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \bar{J}_j + (\bar{\bar{t}}_{eff} \bar{v}) \right] + S_h \quad \text{Ec. (2.22)}$$

Los tres primeros términos del lado derecho de la ecuación representan la transferencia de energía por conducción, difusión de especies y la disipación viscosa, respectivamente. El último término S_h incluye calor de reacción química y otras fuentes de calor volumétrica añadida.

2.2.2. ENERGIA MECÁNICA ROTACIONAL Y ELÉCTRICA

2.2.2.1. Transmisión mecánica

Es un mecanismo que se encarga de transmitir la energía mecánica generado en la rueda a otro dispositivo para aprovechamiento de dicho energía. Es la parte fundamental o elemento de una máquina para cumplir su funcionamiento.

Tipos de transmisión:

- Transmisión por Engranajes
- Transmisión por Ruedas de fricción, que transmiten movimiento perimetral, como las ruedas de un vehículo.
- Transmisión por Discos de fricción, que transmiten movimiento axial, como un disco de embrague.
- Transmisión por cadena
- Transmisión por Poleas

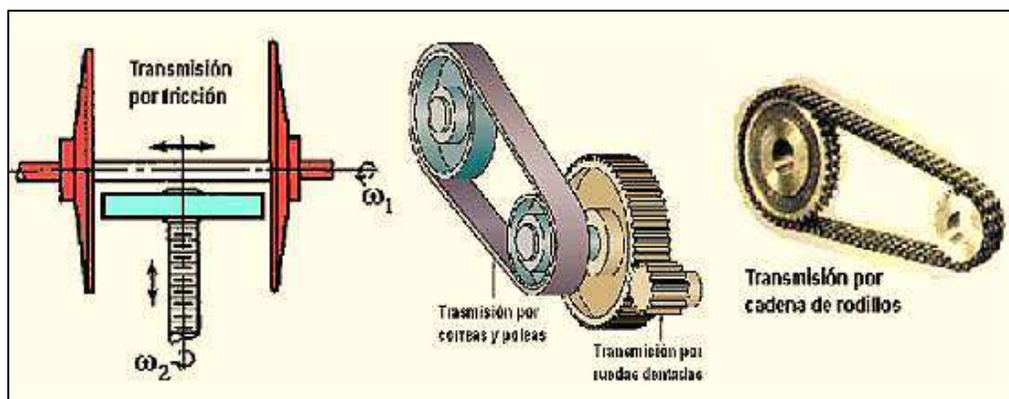


Figura 37. Tipos de transmisión mecánica

Fuente: (Vanegas, 2012)

2.2.2.2. Multiplicador de velocidad

Es un sistema de transmisión caracterizado porque su velocidad de salida es mayor que la de entrada. Ejemplo, Si la polea conductora tiene mayor diámetro que la conducida, la velocidad de giro aumenta.

$D_1 > D_2$

$N_1 < N_2$

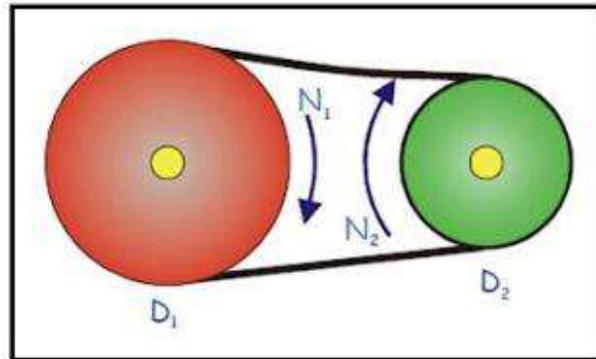


Figura 38. Multiplicador de velocidad

Fuente: Vanegas (2012)

2.2.2.3. Generador eléctrico

Es todo dispositivo capaz de mantener una diferencia de potencial eléctrico entre dos de sus puntos, es decir polos y terminales. Su principal función es transformar energía mecánica en energía eléctrica, ésta se logra con la acción de un campo magnético sobre los conductores eléctricos y el estator. La corriente que genera es alterna, aunque se puede obtener corriente continua mediante rectificación (Endesa S.A., 2015)

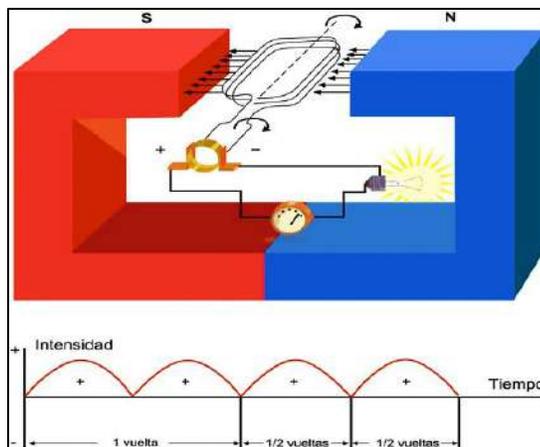


Figura 39. Principio de funcionamiento de un generador eléctrico

Fuente: (Endesa, 2015)

Partes de un generador:

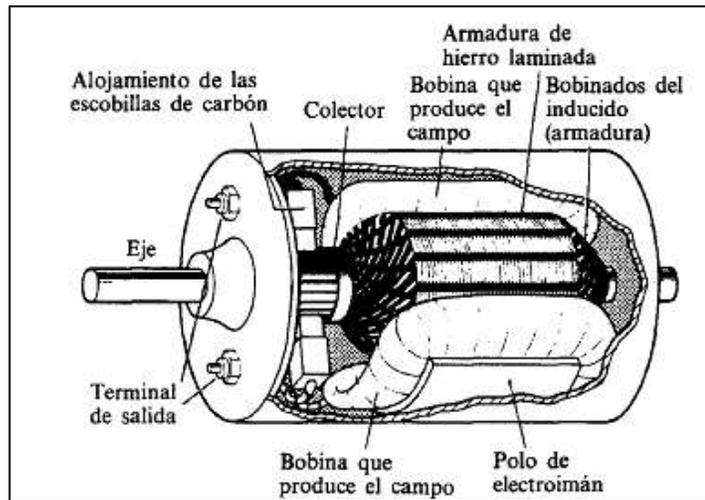


Figura 40. Partes de un generador

Fuente: (Sapieman, 2014)

2.2.2.4. Principio de funcionamiento del Alternador

Es una maquina eléctrica, capaz de transformar energía mecánica en energía eléctrica, generando corriente alterna mediante la inducción electromagnética. Cuando las líneas de fuerza producidas por un campo magnético cortan un conductor en movimiento, se obtiene una diferencia de tensión inducida en los extremos, si se conecta en los dichos extremos a un circuito provocará una circulación de corriente eléctrica (Tecnología, 2015).

Una revolución completa de la espira (de 0 a 360)

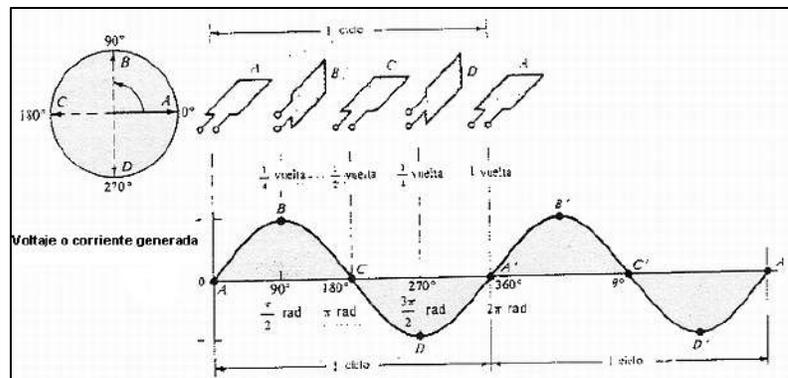


Figura 41. Frecuencia de alternador (un ciclo),

Fuente: Tecnología (2015).

Partes de un alternador:

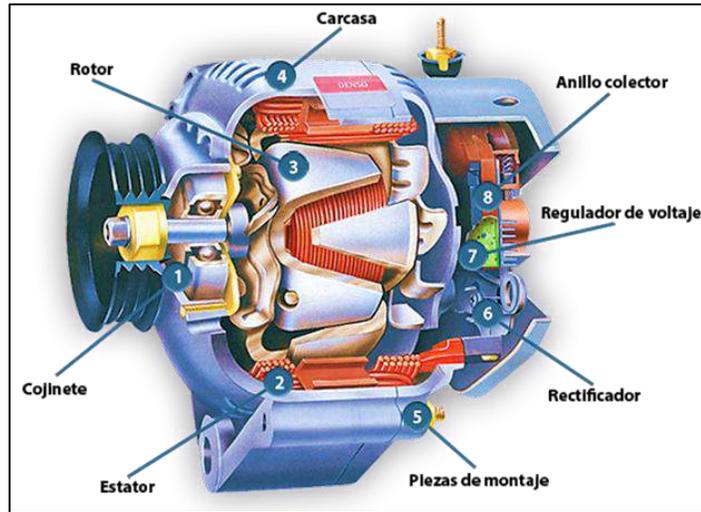


Figura 42. Partes de un alternador

Fuente: (Sapieman, 2014)

2.2.2.5. Energía renovable

Es la energía que se obtiene de fuentes naturales virtualmente inagotables, ya sea por la inmensa cantidad de energía que contienen, o porque son capaces de regenerarse por medios naturales (Linares y López, 2005)

2.2.2.6. Energía hidráulica en la rueda

Es la energía potencia del agua que se mueve en velocidad de agua, cayendo de una cierta altura (energía cinética). Que puede ser aprovechada para diversos fines. Se trata de una energía renovable. La unidad de medida de la potencia eléctrica “P” es el “watt”, y se representa con la letra “W”.

Fórmula para cálculo de energía hidráulica:

$$Pot(W) = 7 * Q \left(\frac{l}{s} \right) * H(m) \quad Ec. (2.23)$$

$$1m^3 = 1,000 \text{ litros}$$

$$Pot(KW) = 7 * Q \left(\frac{m^3}{s} \right) * H(m) \quad Ec. (2.24)$$

2.2.2.7. Momento de inercia

El momento de inercia es una medida rotacional de un cuerpo y en el sistema ISO el momento de inercia se expresa en [kg-m²]. En el S.I. la unidad básica es la libra fuerza [lb]. El momento de inercia de un cuerpo puntual de masa “m”, que gira a una distancia fija “r”, alrededor de un eje (Martínez, 2009).

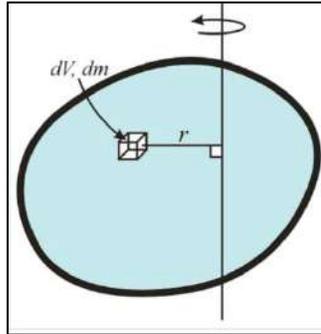


Figura 43. Momento de inercia

Fuente: Martínez (2009)

Ecuaciones conocidas de momentos de inercia:

$$I = \sum m_i r_i^2 \quad \text{Ec. (2.25)}$$

Para un cuerpo de masa continua (Medio continuo), se generaliza como:

$$I = \int_m r^2 dm = \int_V \rho r^2 dV \quad \text{Ec. (2.26)}$$

La masa inercial es la resistencia que presenta un cuerpo a ser acelerado en traslación y el Momento de Inercia es la resistencia que presenta un cuerpo a ser acelerado en rotación

$$\tau = I\alpha \quad \text{Ec. (2.27)}$$

, donde:

- T es el momento aplicado al cuerpo.
- I es el momento de inercia del cuerpo con respecto al eje de rotación.

$\alpha = \frac{d^2\theta}{dt^2}$ Es la aceleración angular.

2.2.2.8. Multiplicador de velocidades de la Rueda hidráulica

La transmisión o caja de velocidades es la parte del tren motriz que aprovecha el torque y las revoluciones por minuto que desarrolla la Rueda hidráulica para modificarlos mediante una serie de engranes y transmitirlos a un generador eléctrico.

Relación de transmisión de la caja multiplicadora de velocidades

La caja de velocidades consiste básicamente en una combinación de dos trenes de engranajes de las mismas dimensiones; es decir que hay dos ruedas helicoidales de 84 dientes y dos de 18 dientes.

Los trenes de engranajes están conformado por cuatro ruedas dentadas y por dos ejes para multiplicar la velocidad de R1 con el primer tren (eje R2-R3) y el segundo tren (R4-P1). A la salida del eje del segundo tren se aloja una polea de 8" así como se muestra en la figura, de tal manera que el movimiento que pueda ser transmitido desde el eje de entrada (R1) al eje de salida (P4), y finalmente es conectado al P2 (generador).

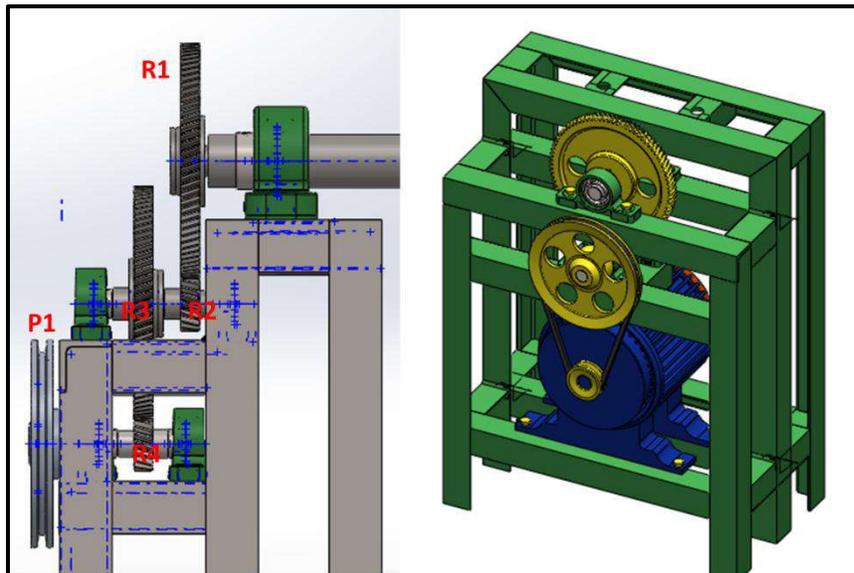


Figura 44. Caja de velocidad de la Rueda Hidráulica

Fuente: Elaboración propia

Relación de transmisión del mecanismo

$$i = i1 * i2 * i3 \quad (\text{Ec.2.28})$$

Relación $i1$ en el primer tren

$$i1 = \frac{(R1)Z1}{(R2)Z2} = \frac{\omega1}{\omega2} \quad (\text{Ec.2.29})$$

Relación del segundo tren

$$i2 = \frac{(R3)Z3}{(R4)Z4} = \frac{\omega3}{\omega4} \quad (\text{Ec.2.30})$$

Relación de poleas para la salida

$$i3 = \frac{D1(P1)}{D2(P2)} \quad (\text{Ec.2.31})$$

2.2.2.9. Transmisión por poleas

Los sistemas de transmisión de poleas y correas se emplean para transmitir la potencia mecánica proporcionada por el eje del segundo tren de engranajes. La transmisión del movimiento por correas se debe al rozamiento de éstas sobre las poleas, de manera que sólo será posible cuando el movimiento de torsión que se ha de transmitir entre ejes sea inferior a la fuerza de rozamiento (González, 2013).

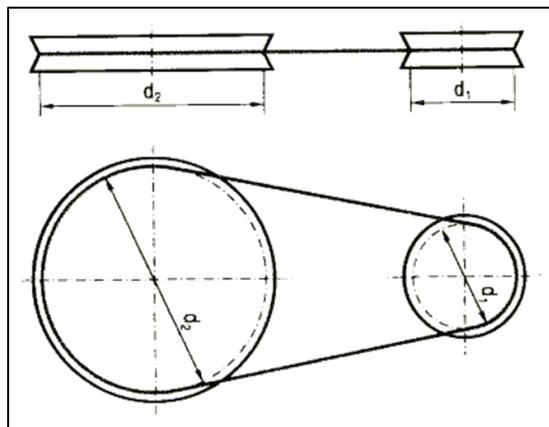


Figura 45. Transmisión por poleas

Fuente: Gonzales (2013)

Relación de transmisión (i)

$$i = \frac{\text{velocidad desalida}}{\text{velocidad de entrada}} \quad (\text{Ec. 2.32})$$

$$i = \frac{n2}{n1} = \frac{d1}{d2} \quad (\text{Ec. 2.33})$$

Cuando i es mayor que 1 es un sistema multiplicador.

Cuando i es menor que 1 es un sistema reductor.

2.2.2.10. Potencia útil y disipada en los ejes o arboles

La potencia útil se calcula con los rendimientos de transmisión mecánica. Según la figura (44), la cual tiene potencia en R1 (rueda hidráulica), y dos árboles de engranajes y polea en la caja.

Se considera: $n_m = 0.99$ (Mecanismo con rodamientos); $n_e = 0.98$ (Trasmisión por engranajes); $n_c = 0.97$ (Trasmisión por fajas) (Sarkis, 2009).

Potencia útil en la Rueda hidráulica

$$P_{u1} = P_{rueda} * n_m \quad \text{Ec. (2.34)}$$

Potencia útil en primer tren (R2-R3)

$$P_{u2} = P_{rueda} * n_e * n_m^2 \quad \text{Ec. (2.35)}$$

Potencia útil en segundo tren (R4-P1)

$$P_{u3} = P_{rueda} * n_e^2 * n_m^3 \quad \text{Ec. (2.36)}$$

Potencia útil para acoplamiento por polea (Generador)

$$P_{u4} = P_{rueda} * n_c * n_e^2 * n_m^3 \quad \text{Ec. (2.37)}$$

Potencia disipada primer tren

$$P_{d1} = P_{u1} - P_{u2} \quad \text{Ec. (2.37)}$$

Potencia disipada en segundo tren

$$P_{d2} = P_{u2} - P_{u3} \quad \text{Ec. (2.38)}$$

Potencia disipada en acoplamiento

$$P_{d3} = P_{u3} - P_{u4} \quad \text{Ec. (2.39)}$$

2.2.2.11. Torque útil en los ejes o arboles (Sarkis, 2009)

Rueda hidráulica

$$MT1 = \frac{Pu1}{\omega1} = \frac{30 * Pu1}{\pi * n1} \quad Ec. (2.40)$$

Primer tren

$$MT2 = \frac{Pu2}{\omega2} = \frac{30 * Pu2}{\pi * n2} \quad Ec. (2.41)$$

Segundo tren

$$MT3 = \frac{Pu3}{\omega3} = \frac{30 * Pu3}{\pi * n3} \quad Ec. (2.42)$$

Torque de acoplamiento

$$MT4 = \frac{Pu4}{\omega4} = \frac{30 * Pu4}{\pi * n4} \quad Ec. (2.43)$$

2.3. DEFINICIÓN DE TÉRMINOS BÁSICOS

- ✓ **Álabe:** es la paleta curvada de una Rueda hidráulica o un turbomaquina y que forma parte del rodete que es elemento principal para generar energía mecánica (Ortiz,2013)
- ✓ **Angulo de presión (engranaje):** el que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso, ϕ (20° o 25° son los ángulos normalizados (Mott R. , Elementos de maquinas, 2006).
- ✓ **Alesómetro:** Es un instrumento de medición de diámetros interiores.es un reloj comparador anexo a un eje que en el extremo de éste, se encuentra el contacto que hace girar las agujas y de este modo comparar las medidas con la del patrón (Díaz del Castillo, 2010).
- ✓ **Chorro:** Golpe de un líquido que sale o cae con fuerza y continuidad (Ortiz, 2013).
- ✓ **Torque o momento de fuerza:** Considerando que se cumple la “Ley de Conservación de Energía”, en un mecanismo que transforma una fuerza de entrada en otra de salida (Mott R. , Diseño de Elementos de Máquinas, 2006).

- ✓ **Relación de contacto:** Cuando dos engranajes se acoplan, es esencial, para su funcionamiento uniforme, que haya un segundo diente que comience a hacer contacto antes de que determinado diente desengrane. El término relación de contacto se usa para indicar el número promedio de dientes en contacto durante la transmisión de potencia. Una relación recomendada es 1.2 (Mott R. , Diseño de Elementos de Máquinas, 2006).
- ✓ **Rendimiento:** Relación entre el trabajo útil obtenido y el trabajo consumido (Mott R. , Diseño de Elementos de Máquinas, 2006).
- ✓ **Superficie ideal:** Es la superficie indicada en el plano, aquella la que prácticamente carece de imperfecciones. Está delimitada por las dimensiones nominales del componente (Zavaleta, 1990).
- ✓ **Superficie técnica:** Es la superficie obtenida con un instrumento de medida microgeométrica (rugosímetro) con un explorador terminado en punta esférica de 25 mm de radio (Zavaleta, 1990).
- ✓ **Superficie real:** Es la superficie obtenida después de la fabricación, y coincide prácticamente con la obtenida con un instrumento de medida microgeométrica con punta esférica de 0.00 mm de radio (Zavaleta, 1990).
- ✓ **Micrómetro:** Es un instrumento de medición que se basa en un tornillo micrométrico que sirve para valorar el tamaño de un objeto con gran precisión, en un rango del orden de centésimas o de milésimas de milímetro (0,01 mm y 0,001 mm respectivamente) (Díaz del Castillo, 2010).
- ✓ **Calibrador con vernier:** El calibrador con vernier es un instrumento de medición indirecta, que se usa ampliamente debido a su versatilidad de aplicación de aquél es posible utilizarlo para medir exteriores, interiores y profundidades dentro de su capacidad lectura y la legibilidad del mismo (Díaz del Castillo, 2010).

CAPITULO III

DISEÑO MECANICO DE LA RUEDA HIDRÁULICA

3.1. DISEÑO CONCEPTUAL

3.1.1. Lista de exigencias y criterios de evaluación

La lista de exigencias es un acuerdo o compromiso entre el usuario y el diseñador, donde el diseñador busca la satisfacción del cliente y se encarga de recopilar información sobre requerimientos y criterios de evaluación para suplir la necesidad. Por consiguiente al capítulo I, se orientó a dimensionar la máquina. Según la norma alemana DIN VDI 2222 que nos indica como comenzar un diseño con lista de requerimientos y según aplicaciones en las tesis de la PUCP (Alencastre y Malpartida de la Cruz, 2012).

Tabla 5. Lista de requerimientos y criterios de evaluación

Proyecto: Diseño, construcción y simulación de una Rueda hidráulica, para generar energía mecánica rotacional y eléctrica, en soluciones prácticas – itdg, Cajamarca, 2015.			
Universidad Alas Peruanas 		Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica	Fecha: 15/02/15 Autor: Jhon Jácome G.
N°	Deseo/ Exigencia	Descripción	Responsable: (I/C)
<i>Función principal</i>			
1	E	Generar energía eléctrica de baja potencia y abastecer a una familia.	I
2	E	El sistema debe funcionar solamente con el agua; es decir se utilizará como la fuente.	I
3	E	El diseño debe ser resistente en el trabajo de 24 horas.	I
<i>Geometría</i>			
4	E	La dimensión del sistema no debe alterar el espacio de trabajo o aplicación.	I
<i>Energía</i>			
5	E	Tener como fuente a la energía potencial y cinética del agua.	I
<i>Ergonomía</i>			
6	E	El usuario debe ser capaz de manipular el sistema y sin tener complicaciones.	I

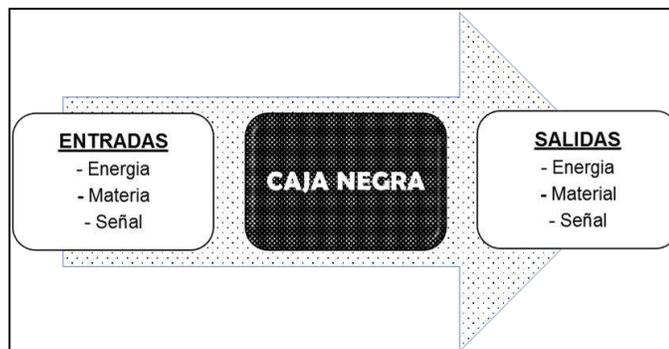
7	E	Debe inspeccionar al sistema una persona capacitada de la misma zona.	C
Seguridad			
8	E	La máquina deberá cumplir con la seguridad en sus aplicaciones.	I
9	D	Debe garantizar al usuario	I
Uso			
10	D	Debe ser de operación sencilla y el usuario debe ser capacitado.	I
Fabricación			
11	E	Debe ser fabricado en un taller, con el uso de máquinas herramientas, sin equipos de precisión y componentes accesibles en el mercado nacional.	I
12	E	En esta operación no debe exigir al fabricante conocimientos técnicos especializados.	I
Montaje y Desmontaje			
13	E	El diseño debe ser de fácil montaje y desmontaje para hacer el mantenimiento o alguna reparación.	I
Peso			
14	D	Debe ser alrededor de 200 kgf.	I
Mantenimiento			
15	E	Debe ser posible con insumos y accesorios usuales en un taller de Cajamarca.	I
16	E	Debe ser la lubricación, limpieza continua y pintura.	I
Costo			
17	D	El producto debe costar alrededor de 5,000.00 nuevos soles	I/C

Fuente: Elaboración propia

Donde:

C: Cliente; I: Ingeniero; E: Exigencia y D: Deseo

3.1.2. Estructura de Funciones : Caja negra de funciones



Fuente: Elaboración propia

Caja negra:

Sistema para generación de energía eléctrica

Entrada:

Energía : la energía potencial y cinética del agua
Materia : agua
Señal : visual

Salidas:

Energía : Energía mecánica y eléctrica
Materia : Agua turbinada
Señal : indicadores energía eléctrica y visual

3.1.3. Procesos Técnicos

- a) El proceso comienza con el ingreso del agua a una velocidad donde el peso del agua impacta a los álabes de la Rueda hidráulica; es decir el aprovechamiento de la energía cinética del agua.
- b) La Rueda hidráulica genera una fuerza de accionamiento o un par de torsión en la flecha y ésta convierte en la energía mecánica rotacional.
- c) La energía mecánica rotacional es aprovechado por un dispositivo para generar energía eléctrica.
- d) La energía de salida se puede controlar o regular.
- e) La energía generada se almacena en un acumulador o se distribuye.
- f) La energía eléctrica en uso.

3.1.4. Estructura de funciones

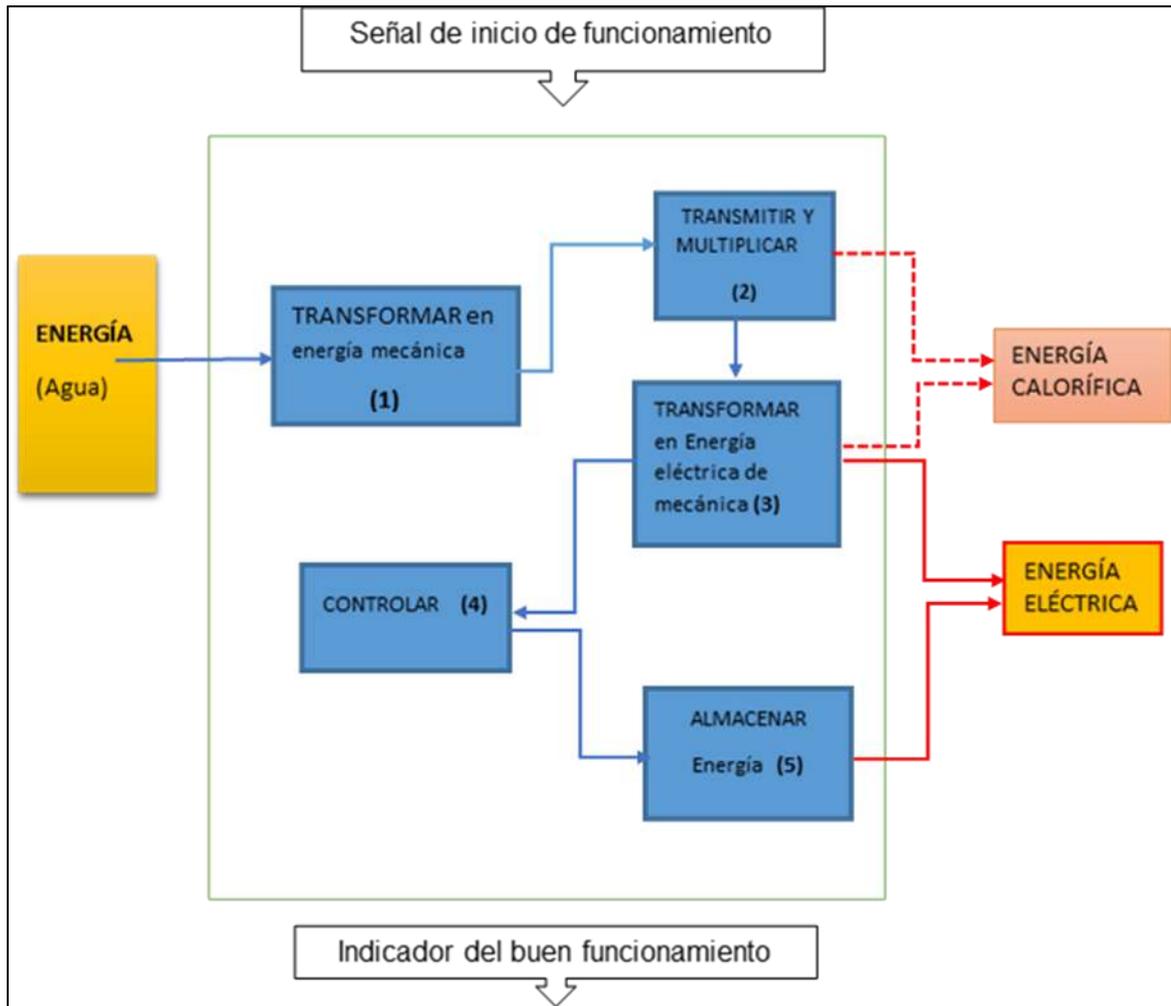
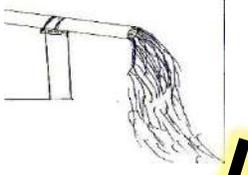
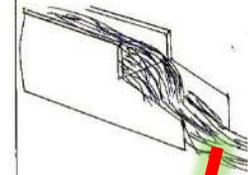
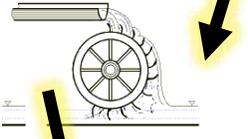
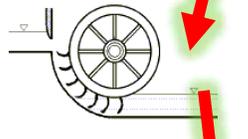
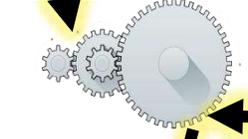
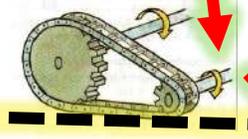
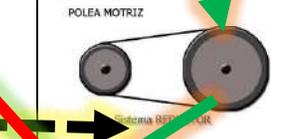
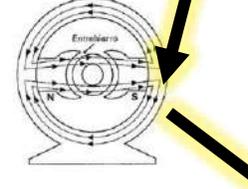
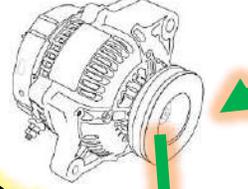
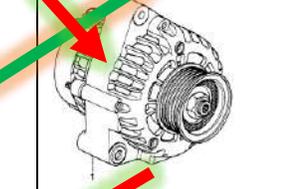
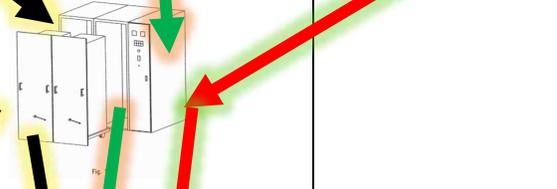


Figura 46. Estructura de funciones

Fuente: Elaboración propia

3.1.5. Matriz Morfológica

Tabla 6. Morfología de los conceptos de solución

FUNCIONES	ALTERNATIVAS		
GENERAR energía cinética			
TRANSFORMAR La energía cinética en energía mecánica			
MULTIPLICAR la velocidad de giro y transmitir la potencia			
TRANSFORMAR de energía mecánica en energía eléctrica			
CONTROLAR la energía que fluye			
ALMACENAR USAR (Energía)			
CONCEPTOS	CONCEPTO 1	CONCEPTO 2	CONCEPTO 3

Fuente: Elaboración propia

3.1.6. Consideraciones sobre los portadores de solución y descripción

En seguida se muestra todas las soluciones que se han hallado mediante el cuadro morfológico y apreciaremos a cada solución que se compone con los elementos alternativos.

a) Concepto de solución 1.

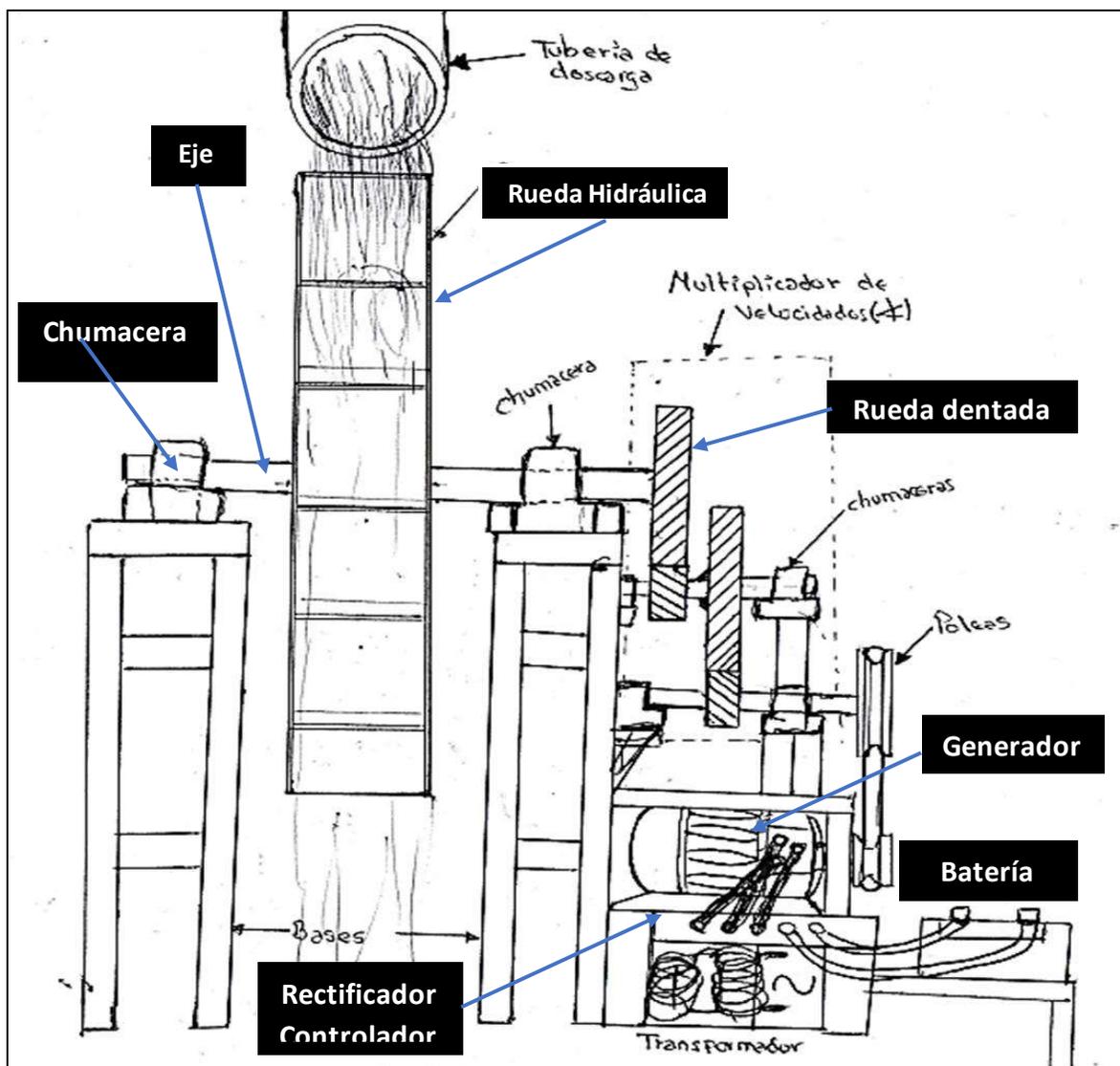


Figura 47. Concepto de solución 1: Rueda alimentado superior

Fuente: Elaboración propia

El agua es conducida mediante una tubería o un canal a la parte superior de la Rueda hidráulica; ésta impacta a los álabes con su propio peso; por consiguiente causa movimiento rotacional en la flecha. La energía mecánica rotacional se multiplica mediante una caja de velocidades, que está conformado por ruedas dentadas helicoidales y finalmente se acopla a un dispositivo genera energía eléctrica o maquinarias que se quiere impulsar mediante energía rotacional adecuada.

b) Concepto de solución 2.

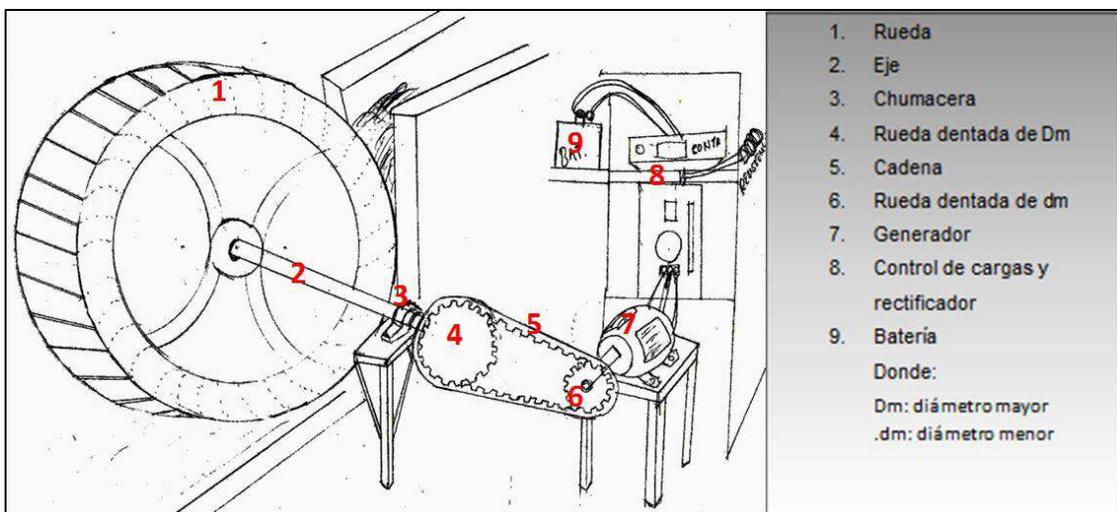


Figura 48. Concepto de solución 2: Rueda alimentado a la altura del eje

Fuente: Elaboración propia

El agua es aprovechada a la mitad del eje de la Rueda hidráulica, el cual acciona a los álabes para lograr movimiento rotacional. Esta energía es transmitida a un generador mediante una cadena y ruedas dentadas. Un alternador es acoplado a la salida de cadena, cual genera energía eléctrica que pasa a un controlador y después se almacena a una batería.

c) Concepto de solución 3

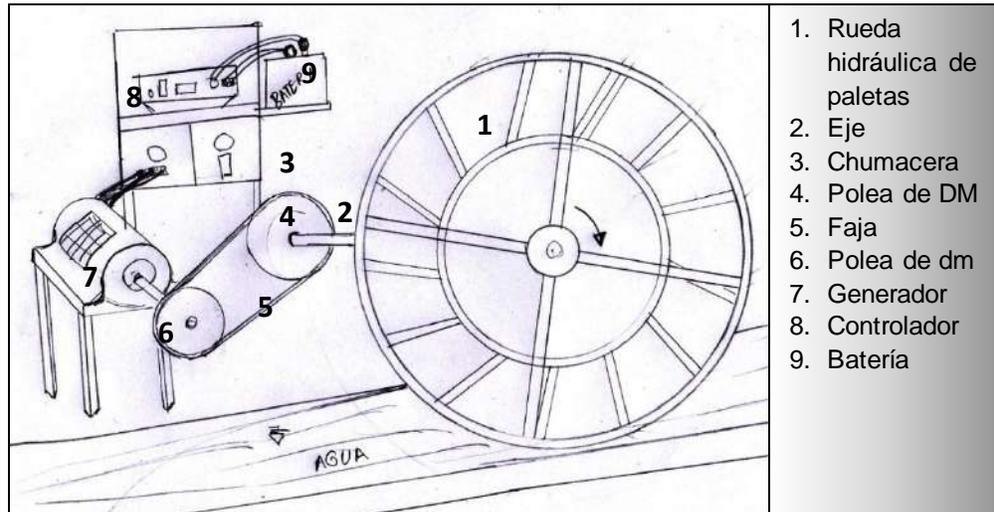


Figura 49. Concepto de solución 3: Rueda alimentado por inferior

Fuente: Elaboración propia

En esta solución la Rueda hidráulica aprovecha la velocidad de agua de los canales, ríos o riachuelos de modo inferior mediante el arrastre del agua para sí producir movimiento rotacional en el eje y transmitir la rotación a las poleas y después al alternador. Finalmente es controlada las cargas y almacenada.

3.1.7. DETERMINACIÓN DEL CONCEPTO DE SOLUCIÓN ÓPTIMO

3.1.7.1. EVALUACIÓN TÉCNICA CUALITATIVA:

Escala y tabla de valores con respecto a la norma VDI 2225, Alencastre y Malpartida de la Cruz, Metodología de diseño aplicada a la obtención de una máquina ventiladora de granos – PUCP, (2012).

Tabla 7. Valoración técnica de las alternativas

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN CUALITATIVA		Diseño mecánico			
Proyecto: Diseño, construcción y simulación de una Rueda hidráulica, para generar energía mecánica rotacional y eléctrica, en soluciones prácticas – itdg, Cajamarca, 2015.					
Escala de Likert con valores según VDI 2225 con puntaje (p) de 0 - 4: 0 = No satisface, 1= aceptable, 2= satisfactorio, 3=buena, 4= muy buena(ideal)					
Conceptos/Alternativas se solución		AS1	AS2	AS3	AS ideal
N°	Criterios de evaluación	p	p	p	p
1	Funcionamiento	3	3	2	4
2	Forma	2	2	1	4
3	Rendimiento	3	2	1	4
4	Seguridad	3	3	2	4
5	Ergonomía	3	2	2	4
6	Fabricación	3	2	3	4
7	Montaje	3	3	3	4
8	Trasporte	3	2	2	4
9	Uso	3	2	1	4
10	Mantenimiento	3	2	2	4
11	Confiabilidad	3	2	2	4
	puntaje máximo $\sum p$	32	25	21	44
	valor técnico $X_i = PU/TPI$	0.73	0.57	0.48	1
A.S.i. solución ideal /A.S Alternativas de Solución / p Puntaje / xi Valor técnico / PU puntaje unitario / TPI total de puntaje ideal/					

Fuente: Elaboración propia

Donde:

AS1: Alternativa de Solución 1

AS2: Alternativa de solución 2

AS3: Alternativa de Solución 3

3.1.7.2. EVALUACIÓN CUALITATIVA ECONÓMICA

La escala de Likert y los valores se coloca de acuerdo a los costos en todas las actividades que se realiza durante el desarrollo del proyecto. Según la norma Asociación de Ingenieros Alemanes (VDI 2225) se acoge la siguiente tabla de evaluación cualitativa económica.

Tabla 8. Evaluación económica de las alternativas

Proyecto: Diseño, construcción y simulación de una Rueda hidráulica, para generar energía mecánica rotacional y eléctrica, en soluciones prácticas – itdg, Cajamarca, 2015.					
Escala de valores según VDI 2225 con puntaje p de 0 – 2:					
0 = costoso , 1= aceptable, 2= Barato					
Conceptos/Alternativas se solución		AS1	AS2	AS3	AS ideal
N°	Criterios de evaluación	p	p	p	p
1	Costos de Diseño	2	2	2	2
2	Costo de materiales	1	1	1	2
3	Costos de Fabricación	2	1	1	2
4	Costos de mano de obra	1	2	1	2
5	Costos de Transporte	2	1	1	2
7	Mantenimiento	2	2	2	2
8	Costos indirectos	2	1	1	2
puntaje máximo £ (p)		12	10	9	16
valor económico Yi = PU/ T.AS ideal		0.75	0.63	0.56	1
Asi solución ideal /AS Alternativas de Solución / p Puntaje / Yi Valor económico					

Fuente: Elaboración Propia

3.1.7.3. DIAGRAMA DE EVALUACIÓN SEGÚN VDI 2225

Grafica de evaluación cualitativa técnica- económica de las alternativas de solución.

Tabla 9: Valores técnico y económico

Evaluación	As1	As2	As3	Asi
valor técnico (Xi)	0.73	0.57	0.48	1
valor económico (Yi)	0.75	0.63	0.56	1

Fuente: Elaboración propia

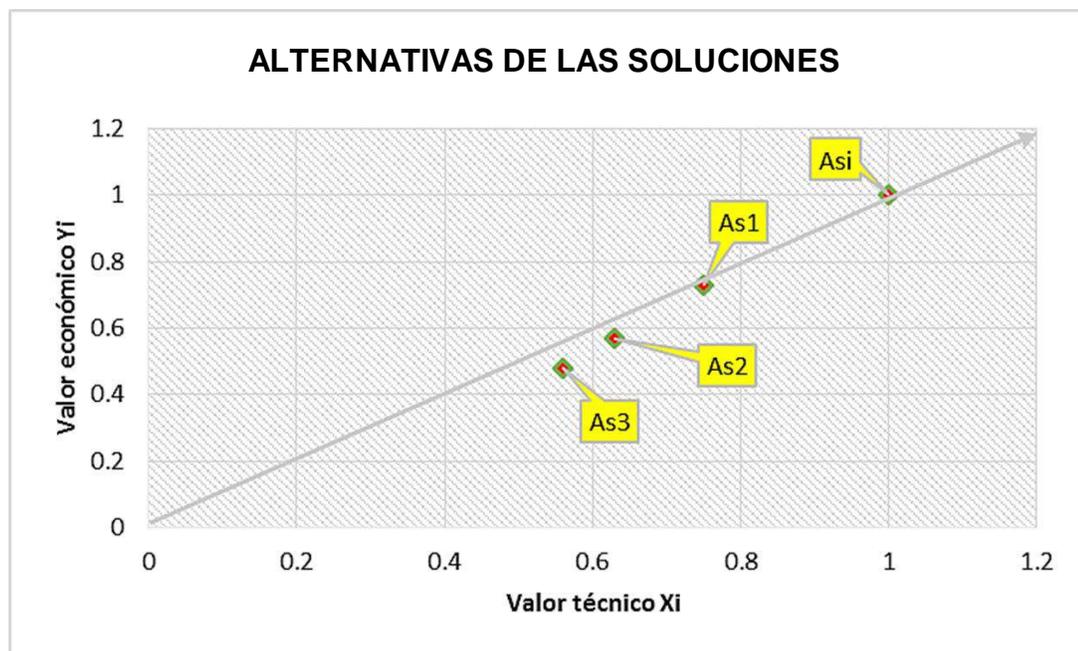


Figura 50. Grafica de dispersión de las alternativas de solución

Fuente: Elaboración propia

La gráfica muestra los puntos de dispersión de las alternativas de solución. Para el presente trabajo se eligió la que está más cercana a la solución ideal.

Por lo tanto la alternativa de solución AS1, es la más cercana y es la mejor opción para hacer diseño de la Rueda hidráulica.

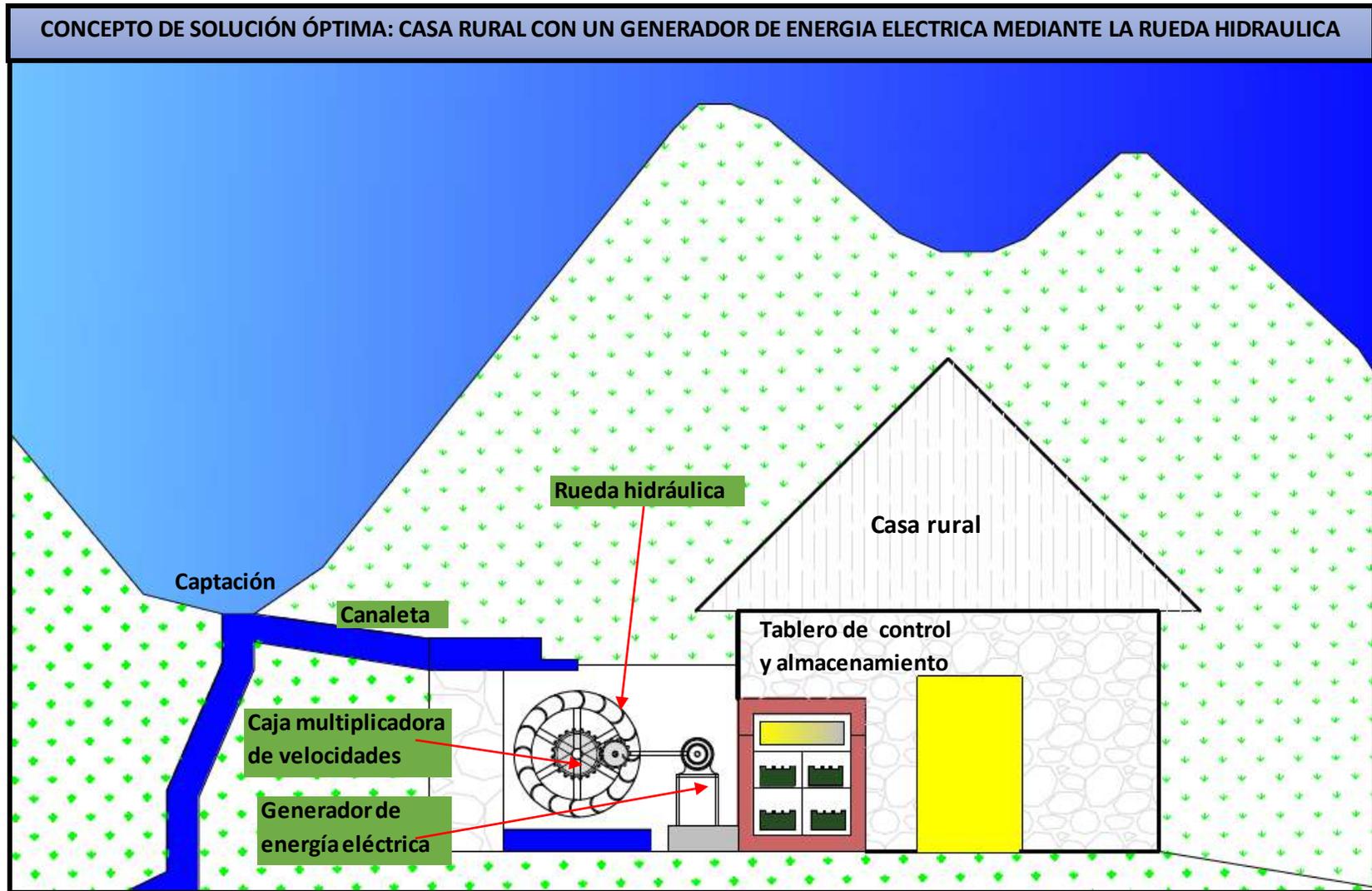


Figura 51. Sistema de generación de energía en zona rural

Fuente: Elaboración propia

3.2. DISEÑO PRELIMINAR

3.2.1. Calculo de la demanda de una casa rural común

La demanda energética de un hogar en una zona rural se estima mediante un método que permite analizar el consumo de energía en potencia (Watts). Según la demanda se dimensiona el sistema y se realiza una estimación futura (Soluciones Prácticas, 2010)

Consumo en una casa rural común:

Tabla 10. Consumo energético de una casa rural

DISPOSITIVOS	POTENCIA (W)	CANTIDAD	N° h.uso/día	ENERGIA (w.h/día)
Focos ahorradores	18	4	3	216
Cargador de luz de manos	2	1	2	4
Tv	60	1	1	60
Cargador de celulares	2	2	2	12
Radio	15	1	1	15
TOTAL				307 w.h/día

Fuente: Elaboración propia

- Consumo promedio diaria:

$$Cpd = \frac{307wh}{dia}$$

- Potencia consumida mensual

$$Pcm = cpd * 30dias \quad Ec. (3.1)$$

$$Pcm = 9.21 kwh$$

3.2.2. ESTUDIO HIDRÁULICO

Estudio de caudales (*Caudal de agua disponible*)

El caudal disponible se obtiene haciendo un estudio hídrico del Río Grande, como su potencial en recurso hídrico que se puede aprovechar para cualquier actividad en la localidad de Llushcapampa. Para tal estudio se midió el caudal disponible y hacer un estudio del caudal disponible.

Medidas directas de caudal

ALA (Administración local de agua), es una institución pública que está realizando estudios sobre los caudales en la cuenca de Río Mascón, fuente Río Grande que está ubicado en la localidad de Llushcapampa, distrito de Cajamarca. Tal institución nos otorga los datos estadísticos de dos años pasados; es decir del año 2013 y 2014; mediante un documento solicitado el caudal promedio de los años para tener como referencia en los cálculos.

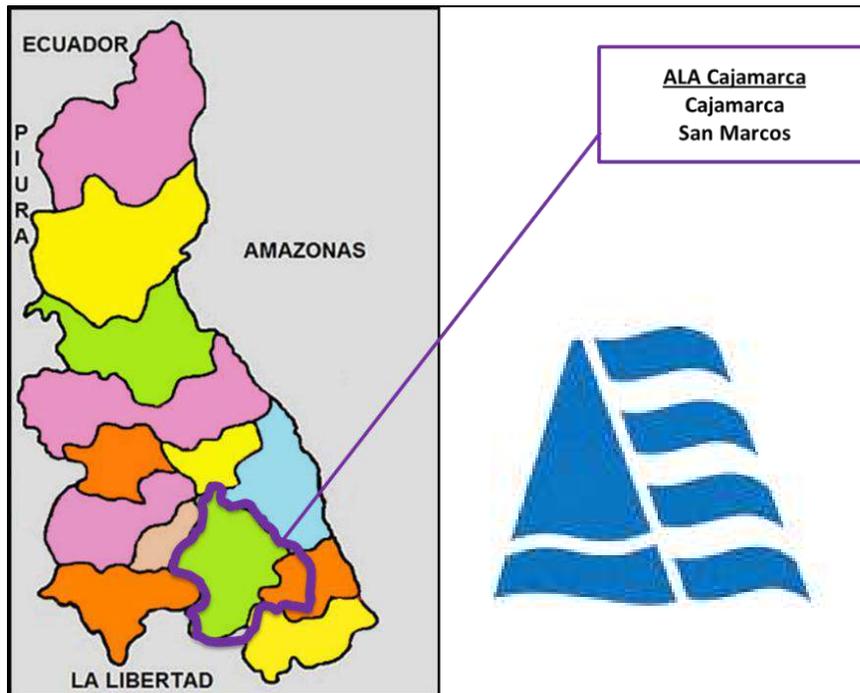


Figura 52. Mapa político de Cajamarca y la zona de Autoridad Local de Agua (ALA)

Fuente: ALA (2015)

DATOS DE CAUDAL DE LOS AÑOS 2013 Y 2014 EN AFORO N°09 DE RIO GRANDE EN LA LOCALIDAD DE LLUSHCAPAMPA

Tabla 11. Datos de caudal del rio Grande, Caserío de Llushcapampa, Cajamarca, 2015.

PUNTO	FUENTE	UBICACIÓN POLITICA				UBICACIÓN POLITICA		CAUDAL (m3/seg)		CAUDAL (m3/seg)		CAUDAL (m3/seg)		CAUDAL (m3/seg)		CAUDAL (m3/seg)		CAUDAL (m3/seg)		CAUDAL (m3/seg)		CAUDAL (m3/seg)				
						COORDENADAS		ABRIL		MAYO		JUNIO		JULIO		AGOSTO		SETIEMBRE		OCTUBRE		NOVIEMBRE		DICIEMBRE		
		CASERIO	DISTRITO	PROV.	DEPTO.	E	N	msnm	1º Fecha	2º Fecha	1º Fecha	2º Fecha														
CUENCA DE RIO MASHCÓN																										
MEDICIONES EN EL AÑO 2013																										
09	Rio Grande-Llushcapampa	Llushcapampa	Cajamarca	Cajamarca	Cajamarca	773824.00	9215857.00	2883.00	3.92	1.33	1.72	2.02	1.48	0.61	0.78	0.72	0.79	0.78	0.59	0.65	0.50	0.91	0.08	1.19	1.54	1.29
CUENCA DE RIO MASHCÓN																										
MEDICIONES EN EL AÑO 2014																										
09	Rio Grande-Llushcapampa	Llushcapampa	Cajamarca	Cajamarca	Cajamarca	773824	9215857	2883	2.283	0.809	0.876	3.410	2.88	1.30	1.30	0.46	0.44	0.62	0.55	0.35	0.30	0.30	0.20	0.18	1.25	0.30

Fuente: Administración Local de Agua (ALA), Cajamarca, (2015).

DATOS DE CAUDAL PROMEDIO

Tabla 12. Datos de caudal promedio del rio Grande, Caserío de Llushcapampa, Cajamarca, 2015.

PUNTO	FUENTE	UBICACIÓN POLITICA				UBICACIÓN POLITICA		Q (m3/seg)									
						COORDENADAS		ALTURA	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SETIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE
		CASERIO	DISTRITO	PROV.	DEPTO.	E	N	msnm	M(Q)								
CUENCA DE RIO MASHCÓN																	
MEDICIONES EN EL AÑO 2013																	
09	Rio Grande-Llushcapampa	Llushcapampa	Cajamarca	Cajamarca	Cajamarca	773824.00	9215857.00	2883.00	2.63	1.87	1.05	0.75	0.79	0.63	0.71	0.64	1.42
CUENCA DE RIO MASHCÓN																	
MEDICIONES EN EL AÑO 2014																	
09	Rio Grande-Llushcapampa	Llushcapampa	Cajamarca	Cajamarca	Cajamarca	773824	9215857	2883	1.600	2.143	2.09	0.88	0.53	0.45	0.30	0.19	0.78

Fuente: Administración Local de Agua (ALA), Cajamarca, (2015).

CAUDAL PROMEDIO AÑO 2013

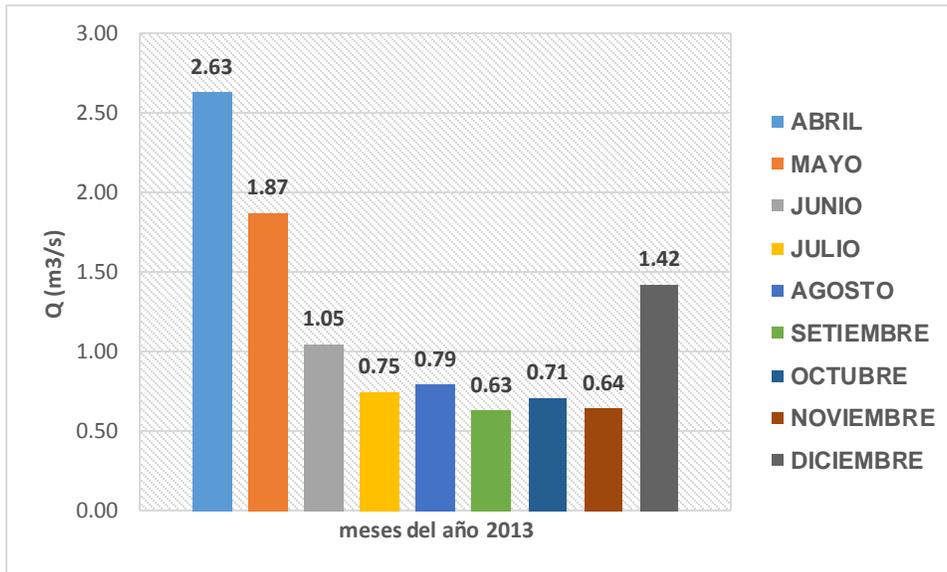


Figura 53. Caudales del Rio Grande del año 2013

Fuente: ALA (2015)

CAUDAL PROMEDIO AÑO 2014

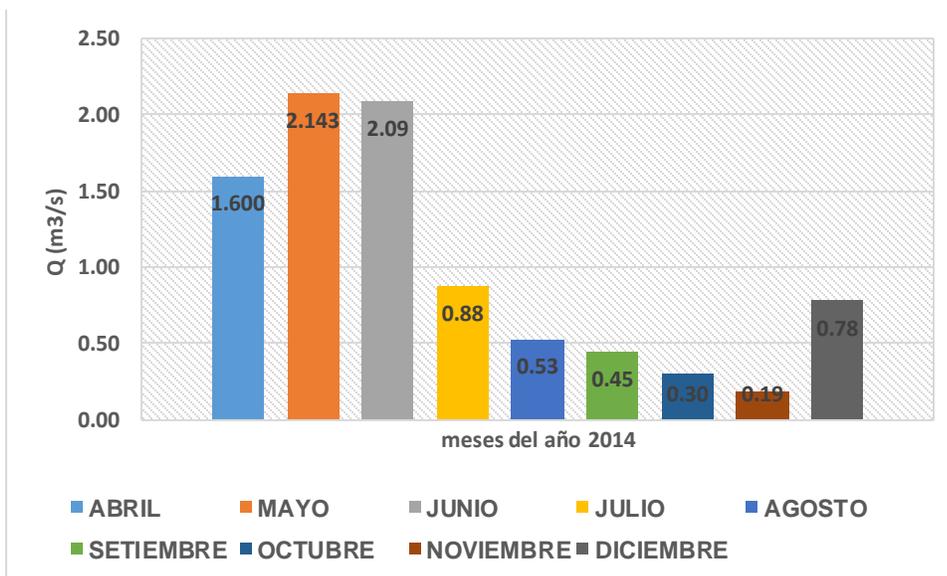


Figura 54. Caudales del Rio Grande del año 2014

Fuente: ALA (2015)

La medición del caudal de agua es preferible realizar en verano (Julio – Noviembre) ya que es un factor importante para el cálculo y la proyección seguro de funcionamiento del sistema (Autoridad Local de Agua (ALA), 2014)

.Ecuación para cálculo del caudal: $Q = A * V * 0.08$ *Ec. (3.2)*

Donde:

A: área de la sección en m².

V: velocidad del flujo en m/s.

F: Factor de irregularidad del río (0.08)



Figura 55. Rio grande (tramo para medir caudal)

Fuente: Elaboración propia



Figura 56. Medición de caudal en rio grande

Fuente: Elaboración propia (2015)

Determinando la velocidad:

$$v = \frac{L}{t} \left(\frac{m}{s} \right) \quad \text{Ec. (3.3)}$$

Donde:

L : es la distancia que recorre el agua

t : es el tiempo que demorra en recorrer el agua

L : 9m

Calculo de tiempo promedio

Tabla 13. Mediciones del tiempo

N°	Tiempos	operación
1	t1	14
2	t2	14
3	t3	13
4	t4	16
5	t5	16
6	t6	14
7	t7	13
8	t8	16
	t promedio:	14.5

Fuente: Elaboración propia

$$v = \frac{9}{14.5} \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$v = 0.62 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Calculo del área transversal:

Tabla 14. Mediciones de altura

N°	Altura	Mediciones
1	h1	6.4
2	h2	15
3	h3	16
4	h4	23.3
5	h5	28
6	h6	26.2
4	h7	39
8	h8	31.5
	Alt. Promedio	23.18

Fuente: Elaboración propia (2015)

Medición transversal de agua

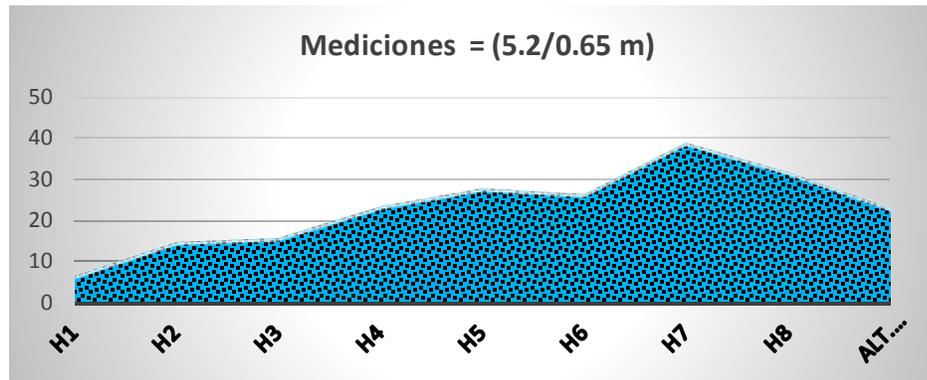


Figura 57. Sección transversal del río con respecto la medida de altura

Fuente: Elaboración propio (2015)

Sacamos la altura promedio:

$$23.2 \text{ cm} = 0.232 \text{ m}$$

$$A = \text{ancho} * \text{alt. prom.} \quad \text{Ec. (3.4)}$$

$$A = 1.21 \text{ m}^2$$

Calculo del caudal del río Grande con la ecuación 3.3:

$$Q = A * V$$

$$Q = 0.750 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} = 750 \frac{\text{litros}}{\text{seg.}}$$

3.2.3. CÁLCULOS DE LOS PARÁMETROS ENERGÉTICOS Y DIMENSIONAMIENTO DE LA RUEDA HIDRÁULICA

3.2.3.1. Dimensión de la rueda

Energía debido a un salto hidráulico (energía potencial)

Para el diseño consideraremos el diámetro de la rueda de 1.2 m.

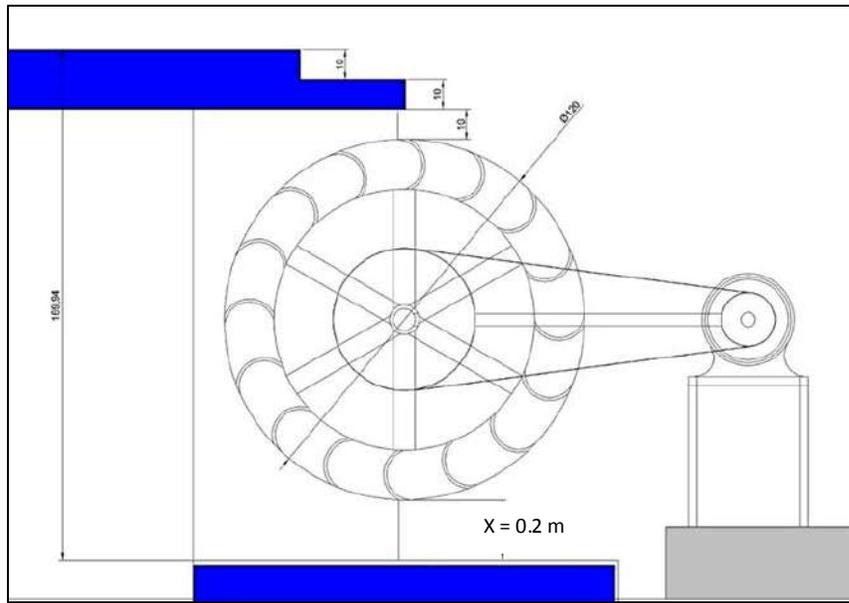


Figura 58. Dimensionamiento de la Rueda hidráulica e Instalación

Fuente: Elaboración propia

Donde:

Diametro de la rueda: 1.2 m

H altura : 1.7 m

h1: 0.2 m

Calculo de la velocidad de entrada (c1)

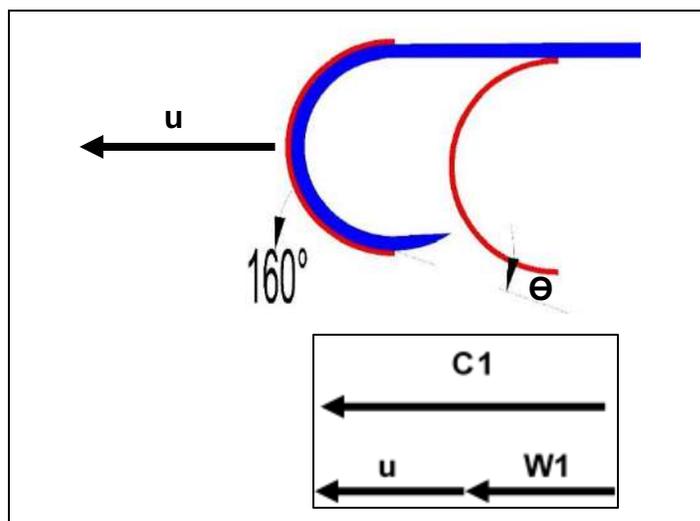


Figura 59. Velocidades dentro del álabe

Fuente: Elaboración propia

Donde:

c_1 : Velocidad de salida del inyector o de la tubería de carga

u : Velocidad periférica de la rueda

W_1 : Velocidad del fluido en el álabe

θ : Ángulo de salida del chorro

Velocidad de la salida (a una altura neta de 1.7 m)

La velocidad de salida se calcula con la teorema de Torricelli; que parte de la ecuación de Bernoulli.

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{Ec. (3.5)}$$

$$z_1 = z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$v_2 = \sqrt{2gh} \quad \text{Ec. (3.6)}$$

Aplicamos para calcular la velocidad del chorro en la boquilla (c_1).

$$c_1 = \sqrt{2 * g * H}$$

$$c_1 = 5.8 \text{ m/seg}$$

Hallamos h_1 :

$$h_1 = 1.1x \frac{c_1^2}{2g} \quad \text{Ec. (3.7)}$$

$$h_1 = 0.33 \text{ m} \equiv 0.33 \text{ m}$$

El diámetro exterior "D" se calcula con la siguiente expresión

$$D_r = H - (h_1 + x) \quad \text{Ec. (3.8) ,}$$

$$D_r = 1.2 \text{ m}$$

Se descuenta el espacio requerido entre la rueda y el saetín. El número n se deduce del diámetro D, según la fórmula establecido (Cardona, 1985).

El número Z de cajones, se hace entre (8D) Y (12D).

$$\text{El } Z_a = 8 D = 8 * 1.2 = 9.6 \text{ cangilones}$$

$$Z_a = 12D = 12 * 1.2 * 1.1 = \underline{16 \text{ alabes}}$$

Donde $Z_a = 16$ será el número de alabes

Velocidad tangencial de la rueda o periférica

Para hallar la velocidad tangencial tenemos que observar y calcular el coeficiente de velocidad en la rueda.

$$K_{\text{ideal}} = U / C1 \quad \text{Ec. (3.9)}$$

En esta regla se tomara 0.48 y la dimensión de la rueda como 1.2 m

$$\phi = \text{coeficiente de velocidad} = 0.48$$

$$\phi = \frac{V_{\text{rueda}}}{V_{\text{agua}}}$$

Calculamos la velocidad periférica:

$$C1 = \frac{u}{0.48} \quad \text{Ec. (3.10)}$$

$$u = 2.8 \text{ m/s}$$

Velocidad angular de la rueda

$$N = \frac{u * 60}{\pi * D_{\text{rueda}}} \quad \text{Ec. (3.11)}$$

$$N = 45 \text{ rev/min}$$

3.2.3.2. Cálculo de dimensiones de los alabes:

Calculamos la profundidad radial "a" de los álabes; con la siguiente fórmula:

$$a = \left(\frac{1}{4\sqrt[3]{H}} \text{ a } \frac{1}{6\sqrt[3]{H}} \right) \quad \text{Ec. (3.12)}$$

Para nuestro cálculo consideraremos el de ¼ del volumen total será llenado.

$$a = \frac{1}{4\sqrt[3]{H}}$$

$$a = \frac{1}{4\sqrt[3]{1.7}}$$

$$a = 0.208 \text{ m} = 0.20 \text{ m}$$

El ancho “b” de la rueda, depende del caudal Q. Se supone que el agua llena de 1/4 a 1/2 del volumen del cajón, con lo cual se tiene la siguiente ecuación:

$$Q = \left(de \frac{1}{4} a \frac{1}{2} \right) * a * b * u \quad \text{Ec. (3.13)}$$

en $\frac{1}{4}$ de caudal:

$$Q = \left(\frac{1}{4} \right) * 0.2 \text{ m} * 0.15 \text{ m} * 2.8 \text{ m/s}$$

$$Q = 21 \frac{l}{seg}$$

en $\frac{1}{2}$ de caudal: 7

$$Q = \left(\frac{1}{2} \right) * 0.2 \text{ m} * 0.15 \text{ m} * 2.8 \text{ m/s}$$

$$Q = 42 \frac{l}{seg}$$

Calculo de diámetro del chorro:

$$di = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * u}} \quad \text{Ec. (3.14.)}$$

$$di = \sqrt{\frac{4 * 0.021 \frac{m^3}{s}}{3.14 * 2.8 \frac{m}{s}}}$$

$$di = 0.075 \text{ m} \equiv 3 \text{ a } 4 \text{ pulg.} = 101.6 \text{ mm}$$

Recolección de Datos:

Tabla 15. Características de la Rueda hidráulica

Caudal máximo(1/2)	42 litros/seg.
Diámetro de la rueda:	1.2 m
Ancho de la rueda:	0.2 m
Salto hidráulico:	1.7 m
Altura de alabe:	0.15 m

Fuente: Elaboración propia

3.2.3.3. Análisis de comportamiento del chorro con respecto al álabe y cálculos de parámetros

En la teoría de Turbomaquinas se estudia la relación del chorro y los alabes como una aplicación en principio de cantidad de movimiento y se ejerce una fuerza sobre el área. Donde el chorro va tangencialmente al alabe de curva y la cual empuja, la resistencia de fricción entre el chorro y alabe se desprecia.

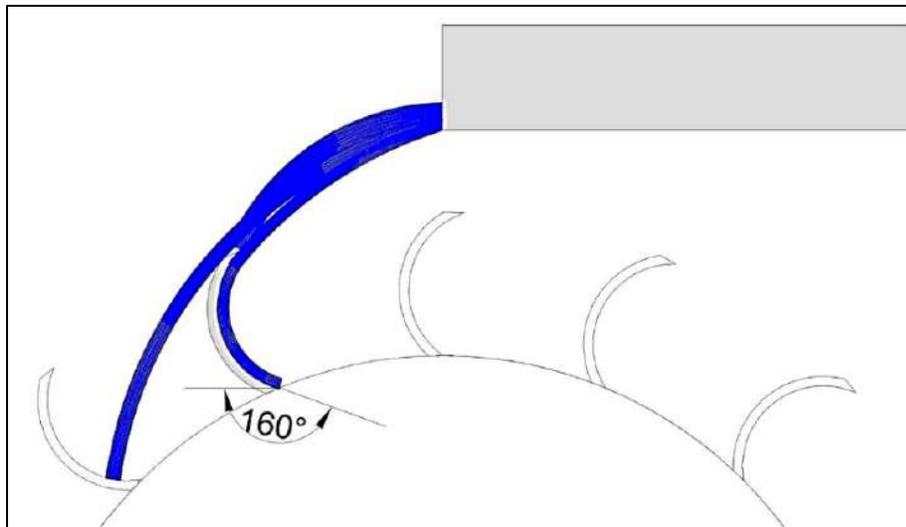


Figura 60. Comportamiento del chorro en alabe de la rueda

Fuente: elaboración propia

Triangulo de velocidades:

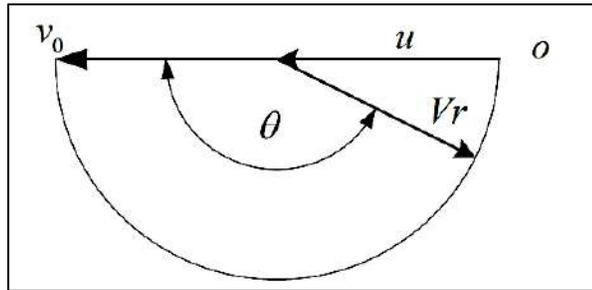


Figura 61. Velocidad de entrada, velocidad tangencias y el ángulo de salida

Fuente: Saquicela y Velepucha (2008)

$$F_x = \rho * Q * (V_o - u) * (1 - \cos\left(\frac{\theta * \pi}{180}\right)) \quad \text{Ec. (3.15)}$$

Donde:

ρ : Peso específico del agua (1000 kg/ m³)

Q: Caudal que está impactando al chorro.

V_o: Velocidad de chorro (c1)

u: Velocidad periférica

θ : Ángulo de la salida del chorro

F_x: Fuerza que impacta al chorro

$$F_x = \rho * Q * (c1 - u) (1 - \cos\theta)$$

$$F_x = 1000 \frac{kg}{m^3} * \frac{0.021m^3}{seg} * \left(\frac{5.8 m}{s} - \frac{2.8 m}{s}\right) (1 - \cos 160^\circ)$$

$$F_x = 122.3 kg \cdot \frac{m}{s^2}$$

Según la teoría de los alabes; mientras más mayor sea el ángulo de salida del chorro, mayor será la fuerza que impacta al alabe.

No obstante si el ángulo de salida es de 180° impactará al siguiente alabe y la eficiencia podría disminuir. Por ende tomare el ángulo de salida de 160° para facilitar el desfogue del agua de la rueda.

Potencia obtenida:

$$P = \frac{dW}{dt} = \tau \frac{d\theta}{dt} = \tau\omega \quad \text{Ec. (3.16)}$$

$$P = Fx * u$$

$$P = 122.3 \text{ kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 2.8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P = 339.1 \text{ W}$$

Torque generado en la Rueda hidráulica:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad \text{Ec. (3.17)}$$

$$T = \frac{P}{\frac{\pi * n}{30}}$$

$$T = 71.94 \text{ N} * \text{m}$$

Calculo con caudal (42 l/s)

Fuerza del impacto:

$$Fx = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{0.042 \text{m}^3}{\text{seg}} * \left(\frac{5.8 \text{ m}}{\text{s}} - \frac{2.8 \text{ m}}{\text{s}} \right) (1 - \cos 160^\circ)$$

$$Fx = 245 \text{ N}$$

Potencia:

$$P = 245 \text{ kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 2.8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P = 678.2 \text{ W}$$

Torque:

$$T = \frac{P}{\frac{\pi * n}{30}}$$

$$T = 144 \text{ N} * \text{m}$$

3.2.3.4. Cuadro general del resultado de los parámetros de la Rueda Hidráulica

La tabla muestra los resultados de las variables necesarios para su correcto funcionamiento; considerando los caudales de 10-42 l/s y salto de 1.7m; el ángulo de salida del chorro es considerado 160° para todo el cálculo.

Tabla 16. Parámetros de la Rueda hidráulica

Q caudal	Salto Hidraulico	h1(altra de carga)	Dr (Diámetro de la rueda)	C1 (velocidad de entrada)	u (velocidad periferica de la rueda)	n (numero de revoluciones por minuto de la rueda)	Din (Diámetro del chorro)	θ(Angulo de salida del chorro)	Fx (Fuerza tangencial)	Potencia	Torque
L/s	Hn (m)	m	m	m/s	m/s	rpm	m	° c	N	W	N.m
10	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.07	160.00	58.25	161.48	34.26
12	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.07	160.00	69.90	193.78	41.11
14	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.08	160.00	81.55	226.08	47.96
16	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.09	160.00	93.20	258.37	54.81
18	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.09	160.00	104.85	290.67	61.66
19	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.09	160.00	110.68	306.82	65.09
20	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.10	160.00	116.50	322.97	68.52
21	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.10	160.00	122.33	339.11	71.94
22	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.10	160.00	128.15	355.26	75.37
26	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.11	160.00	151.46	419.85	89.07
28	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.11	160.00	163.11	452.15	95.92
30	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.12	160.00	174.76	484.45	102.77
40	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.14	160.00	233.01	645.93	137.03
42	1.7	0.32	1.18	5.78	2.77	45.04	0.14	160.00	244.66	678.23	143.88

Fuente: Elaboración propia

3.2.4. Diseño del eje de transmisión

3.2.4.1. Cálculo de masa, volumen y peso de la Rueda hidráulica

Cálculo de masa de la corona

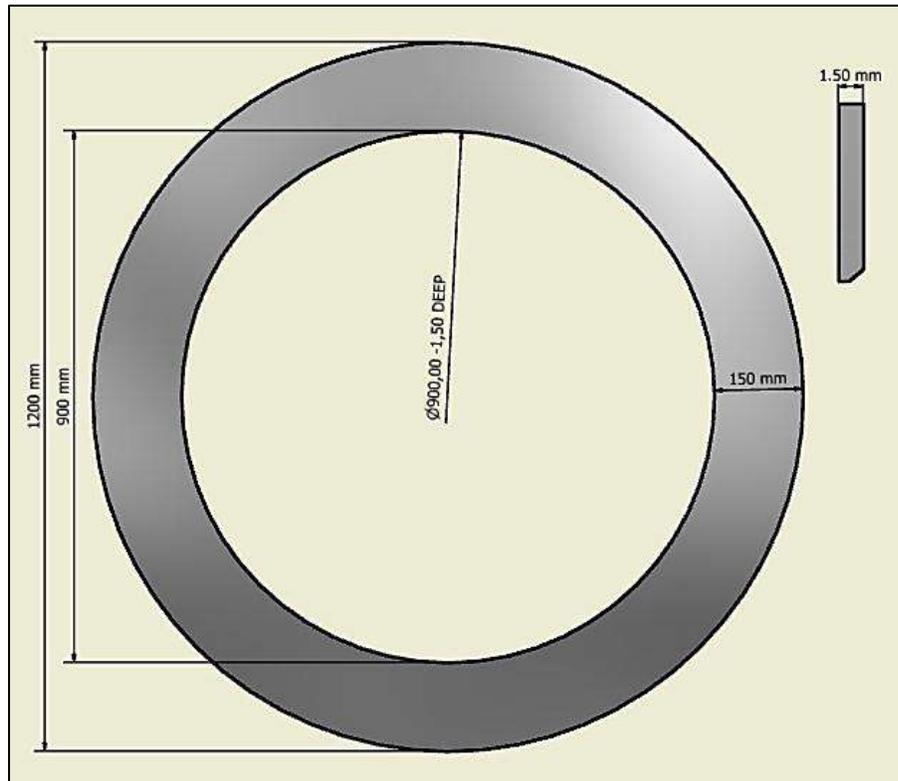


Figura 62. Corona circular de la Rueda hidráulica

Fuente: Elaboración propia

Calculo del área y el volumen:

$$Acc = \pi(R^2 - r^2) \quad Ec. (3.18)$$

$$Acc = 1.98 \text{ m}^2$$

calculo del volumen:

$$Vcc = Acc * e \quad Ec. (3.19)$$

, dónde: e: espesor (m)

$$Vcc = 1.98 \text{ m}^2 * 1.5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$Vcc = 2.97 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Hallamos el volumen total, considerando sólo las dos coronas:

$$Vtcc = 2.97 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \times 2$$

$$Vtcc = 5.94 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Calculamos la masa de las dos coronas:

$$\text{masa} = \gamma_{\text{acero}} * V_{tcc}$$

$$\text{masa} = 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 5.94 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\text{masa de la corona} = 46.3 \text{ kg}$$

Donde: γ : peso específico del acero

Cálculo de la masa de los alabes

Conformación de la rueda con respecto perímetro

$$P = \frac{(2 * \pi * r)}{16} \quad \text{Ec. (3.20)}$$

$$P = \frac{(2 * 3.14 * 0.6)}{16}$$

$$\text{longitud del segmento} = 0.234.1 \text{ m}$$

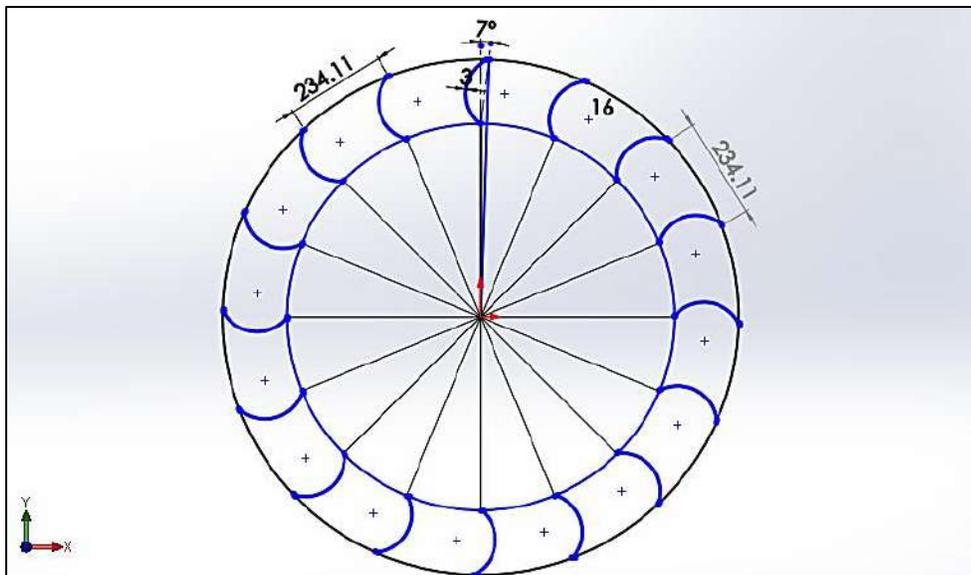


Figura 63. División para los alabes

Fuente: Elaboración propia

Calculamos la masa de un alabe para calcular el peso total

Dimensiones del alabe para calcular el peso.

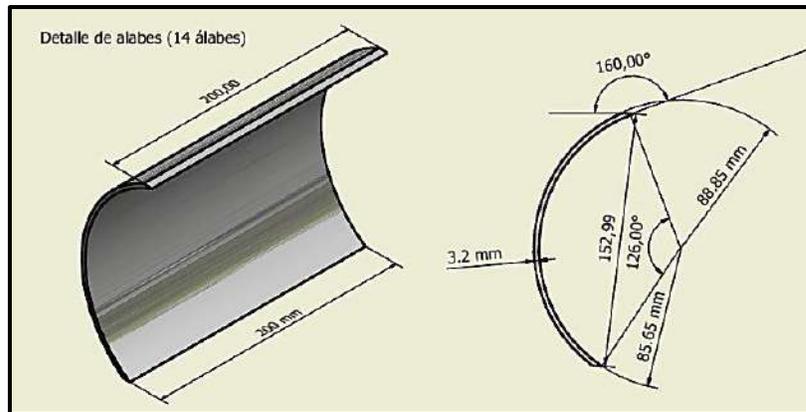


Figura 64. Características de un álabe

Fuente: Elaboración propia

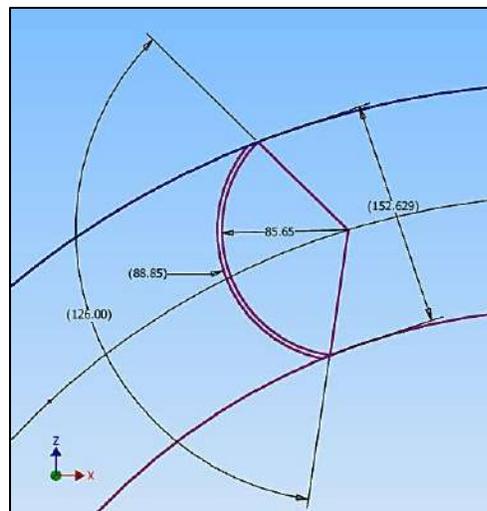


Figura 65. Detalle de ángulos del álabe de la Rueda hidráulica

Fuente: Elaboración propia

Calculamos el área:

$$Aa = \frac{\pi}{360} * \alpha (88.85^2 - 85.65^2)$$

$$Aa = \frac{3.14}{360} * 126((0.08885 \text{ m})^2 - (0.08565)^2)$$

$$Aa = 6.14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Calculamos el volumen del alabe: donde l : 0.20 m de largo

$$Valb = Aa * l$$

$$Valb: 1.23 \times 10^{-4} m^3$$

Calculamos total de volúmenes de los alabes: si la rueda tiene 16 alabes en total

$$Vta = Valb.* N^{\circ}$$

$$Vta = 2.75 \times 10^{-3} m^3$$

La masa de los alabes:

$$masa\ alab. = \gamma_{acero} * Vta$$

$$masa\ alab. = 21.5\ kg$$

Calculamos la masa de la corona inferior:

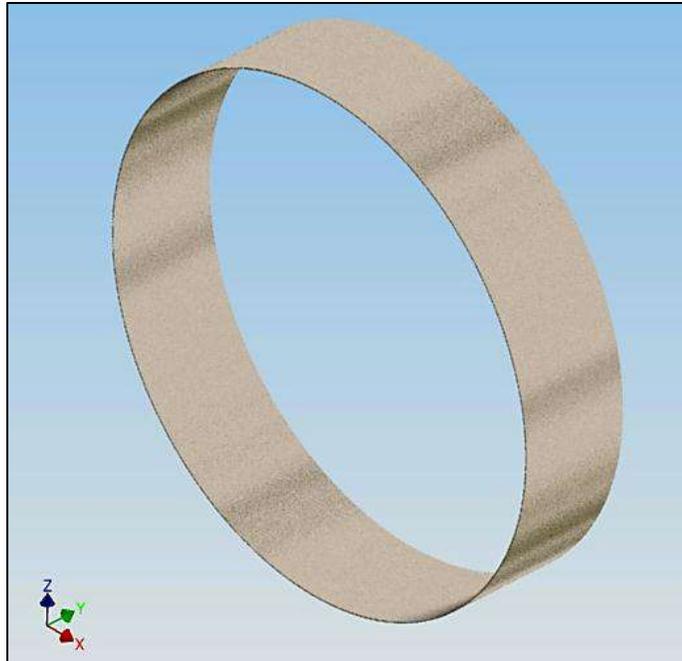


Figura 66. Corona inferior de la rueda

Fuente: elaboración propia

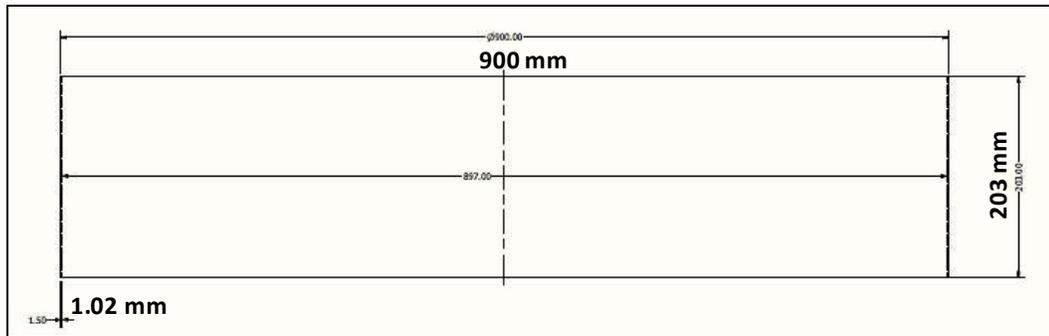


Figura 67. Detalles en vista superior de la corona

Fuente: Elaboración propia

Dónde:

El espesor: $1.02 \times 10^{-3} m$

Ancho: $0.203 m$

Diámetro mayor: $0.9m$

Diámetro menor. $0.898 m$

$$Acc = \pi(R^2 - r^2)$$

$$Accinf. = 0.0113 m^2$$

volumen del aro inferior:

$$Vainf = Accinf * Ancho$$

$$Vainf = 2.26 \times 10^{-3} m^3$$

calculo de la masa del aro:

$$masa = \gamma_{acero} * Vainf.$$

$$masa = 17.63 kg$$

Calculo del peso de las platinas (radios)

La Rueda hidráulica tiene 12 radios, que cumplen funciones importantes en la rueda.

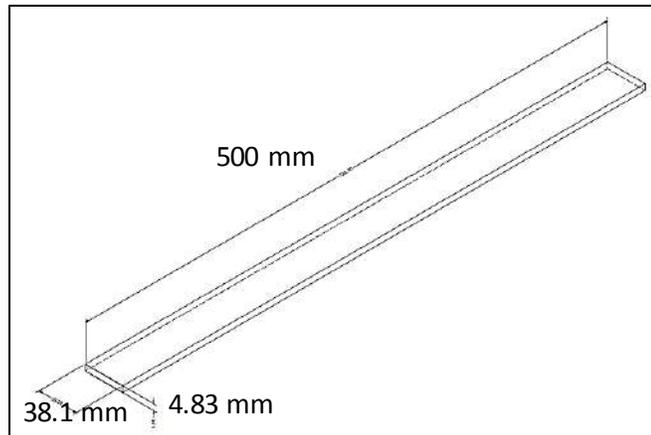


Figura 68. Mediadas de la platina

Fuente: Elaboración propia

calculamos el area de la sección de la platina $1\frac{1}{2} \times \frac{3}{16}$

$$A_{pt} = \text{espesor} * \text{ancho}$$

$$A_{pt} = 1.84 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

calculamos el volumen y el peso de las platinas:

$$V_{pt} = 1.84 \times 10^{-4} \text{ m}^2 * 0.50 \text{ m}$$

$$V_{pt} = 9.2 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

calculo de la masa de las platinas:

$$\text{masa} = \gamma_{\text{acero}} * V_{pt}.$$

$$\text{masa total} = 8.6 \text{ kg}$$

Calculo de la masa de los discos de fijación:

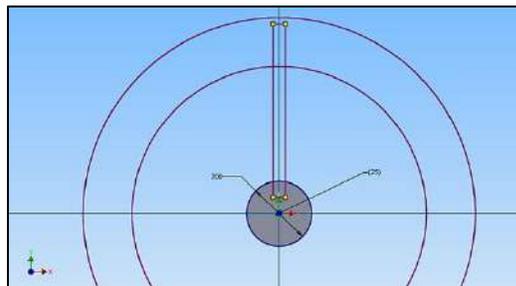


Figura 69. Detalle del disco para fijación de los radios

Fuente: Elaboración propia

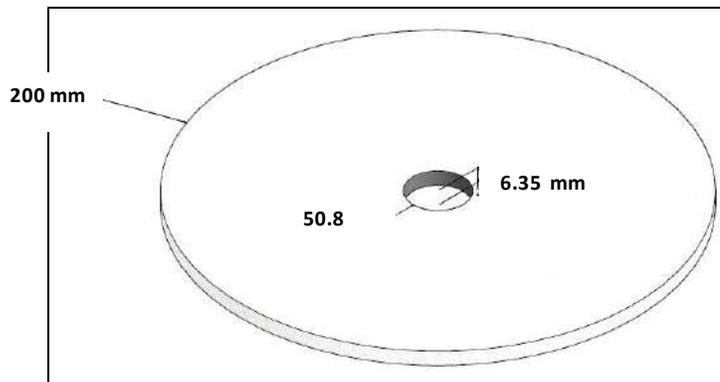


Figura 70. Vista trimétrico del disco

Fuente: Elaboración propia

$$Volumen\ disc. = (\pi((0.2\ m)^2 - (0.0508\ m)^2))(6.35 \times 10^{-3}\ m)$$

$$Vol.\ disc = 7.4 \times 10^{-4}\ m^3$$

Calculo de la masa de discos:

$$masa = \gamma\ acero * V_{pt}(2)$$

$$masa\ total = 11.6\ kg$$

Calculo del peso de la ruad hidráulica:

Donde:

$$g: 9.81\ m/s^2$$

Peso de la rueda: 105.63 kg

$$Frueda = masa\ total \times g$$

$$Frueda = (46.3\ kg + 21.5\ kg + 17.63\ kg + 8.6\ kg + 11.6\ kg) \times \frac{9.81\ m}{s^2}$$

$$Frueda = 1.04\ kN$$

Peso de la rueda dentada: $4.8\ kg = 4.8 \times 9.81 = 47.1\ N$

3.2.4.2. Cálculo estático en el eje

Diagrama de cuerpo libre

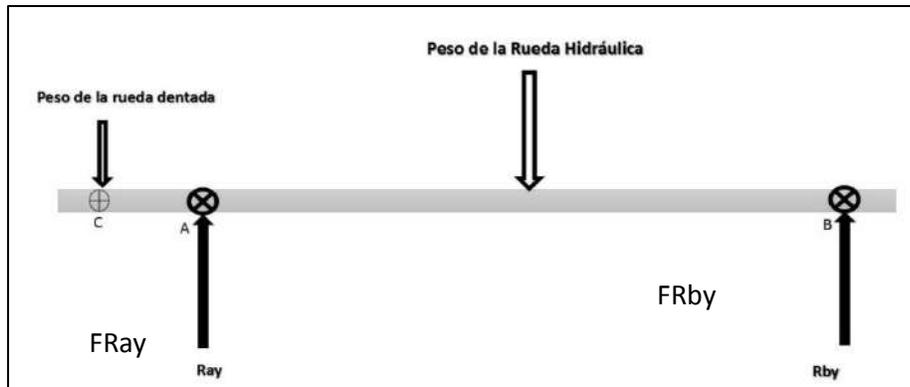
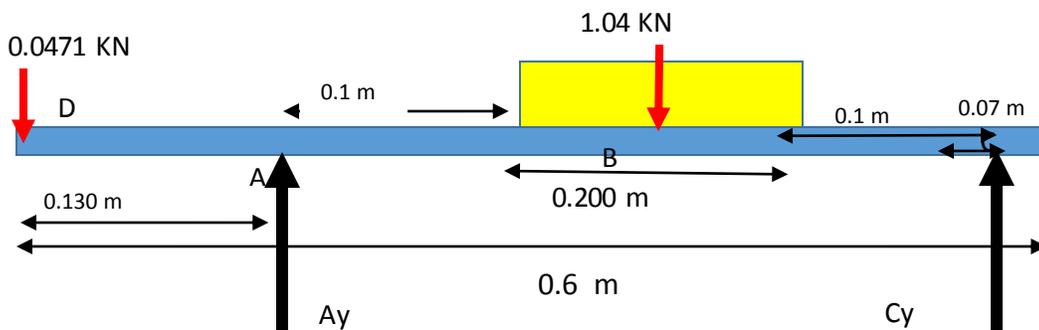


Figura 71. Diagrama de fuerzas sobre el eje

Fuente: Elaboración propia

DCL: fuerzas



Hacemos sumatoria de las fuerzas:

$$\sum f(x) = 0 \quad \text{Ec. (3.20)}$$

$$\sum f(y) = 0 \quad \text{Ec. (3.21)}$$

$$\sum f(y) = 0 = Ay - 1.04 \text{ KN} - 0.0471 + Cy$$

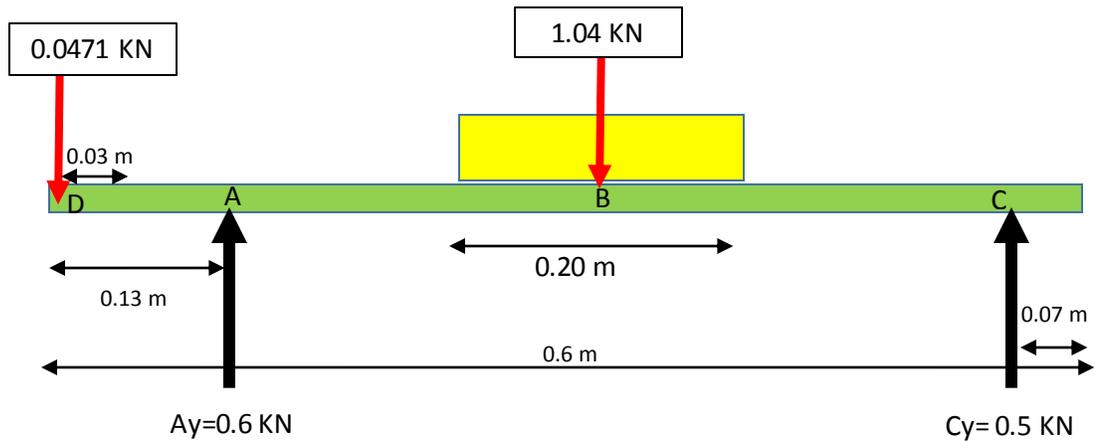
$$\sum M(C) = 0 = -1.04 \text{ KN}(0.2\text{m}) + Ay(0.4) - 0.0471(0.50)$$

Hallamos Ay: $Ay = 0.6 \text{ KN}$

Luego calculamos la reacción en Cy, reemplazando la ecuación de sumatoria de fuerzas en (y).

$$0.6 \text{ KN} - 0.0471 \text{ KN} - 1.04 \text{ KN} + Cy = 0$$

$$Cy = 0.5 \text{ KN}$$



Analizamos por cortes el momento flector y el corte:

Corte D-A con respecto a A

$0 \leq x \leq 0.13 \text{ m}$

$$\begin{aligned} \sum f(x) &= 0 = N = 0 \\ \sum f(y) &= 0 \\ \sum f(y) &= V_1 - 0.0471 \text{ kN} + 0.6 \text{ kN} = 0 \\ V_1 &= -0.55 \text{ kN} \\ \sum M &= 0 && \text{Ec. (3.22)} \\ M_1 &= -0.55 \text{ kN}(x) - 4.71 \times 10^{-3} \text{ kNm} \end{aligned}$$

Corte A-B con respecto en punto A

$0.130 \text{ m} \leq x \leq 0.20 \text{ m}$

$$\begin{aligned} \sum f(x, y) &= 0 = N = 0 \\ V_2 &= 0.6 \text{ kN} \\ \sum M &= 0 \\ M_2 &= 0.6 \text{ kN}(x) \end{aligned}$$

Corte: B-C

$0.200 \text{ m} \leq x \leq 0.400 \text{ m}$

Cortante V3:

$$\begin{aligned} \sum f(x, y) &= 0 = N = 0 \\ V_3 &= -0.44 \text{ kN} \\ \sum M &= 0 \\ M_3 &= 0.44(x) \text{ kN} - 0.21 \text{ kN.m} \end{aligned}$$

Diagrama de fuerza cortante:

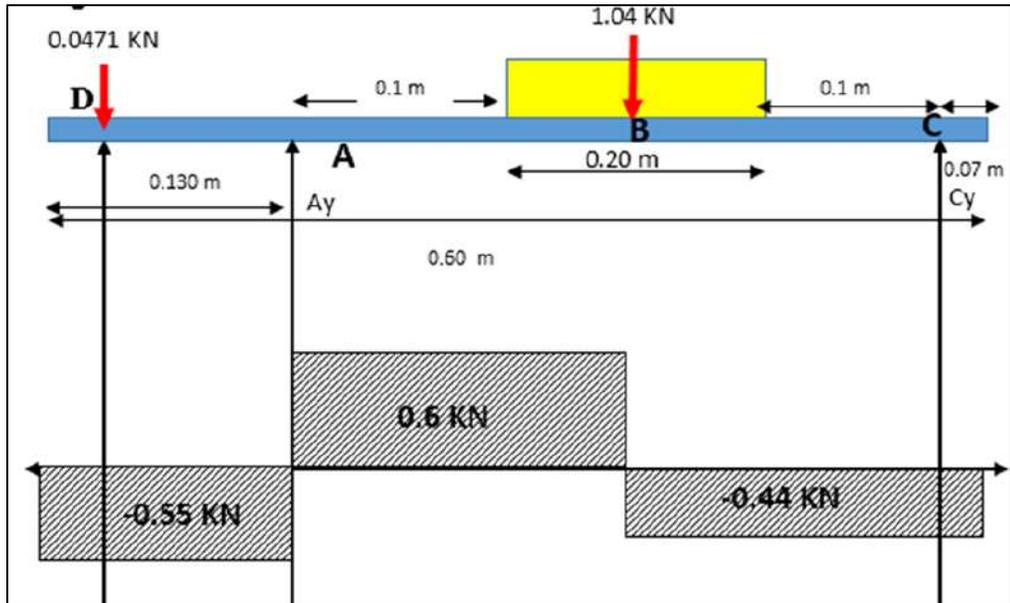


Figura 72. Diagrama de fuerza cortante

Fuente: Elaboración propia

Diagrama de momentos

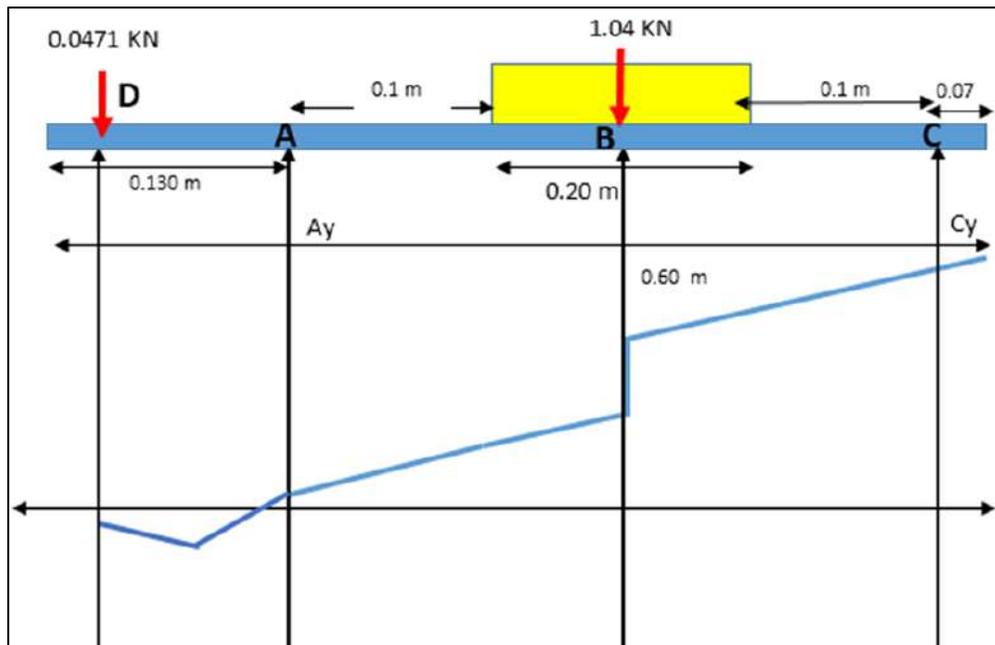


Figura 73. Diagrama de momentos

Fuente: Elaboración propia

Resultado de momentos flectores

Tabla 17. Resultados de momento flector

Momentos	x	Resultado
$M1 = -0.55 KN(x) - 4.71 \times 10^{-3} KNm$	X=0m	$-4.71 \times 10^{-3} KNm$
$M1 = -0.55 KN(x) - 4.71 \times 10^{-3} KNm$	X=0.06 m	-0.04 KNm
$M1 = -0.55 KN(x) - 4.71 \times 10^{-3} KNm$	X=0.130 m	0.1 KNm
$M2 = 0.6 KN(x)$	X=0.130 m	0.1 KNm
$M2 = 0.6 KN(x)$	X=0.200 m	0.12 KNm
$M2 = 0.6 KN(x)$	X=0.33 m	0.2 KNm
$M3 = 0.44(x)KN + 0.21KN.m$	X=0.33 m	0.4 KNm
$M3 = 0.44(x)KN + 0.21KN.m$	X=0.5 m	0.43 KNm
$M3 = 0.44(x)KN + 0.21KN.m$	X=0.6 m	0.5 KNm
Momento promedio		0.2 KNm

Fuente: Elaboración propia

3.2.4.3. Cálculo del diámetro del eje para rueda

3.2.4.3.1. Cálculo de par de torsión en el eje

Según el libro de Mott (2006), la fórmula (12.1-pag.548)

$$\tau = 63000 \left(\frac{p}{n} \right) \quad Ec.(3.23)$$

, donde:

$p = potencia en HP$

$n = RPM$

$$\tau = 63000 \left(\frac{0.91 HP}{45} \right)$$

$$\tau = 1,274.00 Lb.pulg. = 143.96 N.m$$

Calculo de eje con material AISI 1045

Propiedades mecánicas:

- Dureza 163 HB (84 HRb)
- Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
- Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)
- Elongación 16% (en 50 mm)
- Reducción de área (40%)
- Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
- Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

ns: coeficiente de seguridad del material

sy: límite de fluencia del material

M(N.m): momento flector

T(N.m): Torque

N: 2

M(N.m): 500 Nm : 4425.37 lb.pulg

$$D1 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. (3.24.)}$$

$$D = \left[\frac{32(2)}{3.14} \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{4425.37 \text{ lb.pulg}}{45000 \text{ psi}} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 1.3 \text{ pulg}$$

Se calcula con la siguiente formula a causa de que existen los esfuerzos combinados:

Donde:

S_y= 450000 psi

K=2

S_n: 31711.5 psi

$M(N.m)_{max}: 500 Nm :$
 $4425.4 lb.pulg.$

$T(N.m)_{max}: 1274 lb.pulg$

Calculamos S_n :

$$S'_n = S_n * C_s * C_R \quad \text{Ec. (3.25)}$$

$$S'_n = (45000) * (0.87) * (0.81)$$

$$S'_n = 31711.5 \text{ psi}$$

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{k, M}{S_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. (3.26)}$$

$$D = \left[\frac{32(2)}{3.14} \sqrt{\left[\frac{(2)1274 \text{ lb.pulg}}{31711.5 \text{ psi}} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{4425.4 \text{ lb.pulg}}{45000 \text{ psi}} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 1.36 \text{ pulg}$$

El diámetro del eje puede ser de 2 pulgadas en acero AISI 1045 por el diámetro comercial de la chumacera en esta localidad.

3.2.5. DISEÑO DE UN MULTIPLICADOR DE VELOCIDADES MEDIANTE RUEDAS DENTADAS HELICOIDALES

El cálculo según la norma AGMA: El cálculo de la resistencia de ruedas cilíndricas helicoidales. Para el factor dinámico y el factor de anchura las propuestas se calculan mediante esta norma; aunque alternativamente también pueden introducirse factores propios.

Nótese que cuando $\psi = 0$ entonces $P_n = P_t$

Donde ψ es el ángulo de hélice

Consideraciones para el diseño

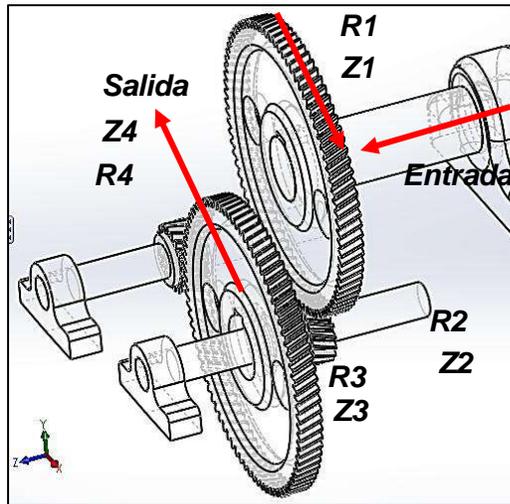


Figura 74. Esquema del multiplicador de velocidades

Fuente: Elaboración propia

3.2.5.1. Determinación de geometría engrane helicoidal de rueda (R1)

Norma AGMA (TC60), (1988-1993), **cálculo para eje piñón**

En los engranes helicoidales, por su naturaleza (dientes en hélice), va a tener dos pasos.

Relación de velocidad: $Rv = 4.6$

Angulo de presión: $\psi = 20^\circ$

Diámetro exterior = 9 pulg = 228.48 mm

Paso diametral o diámetro primitivo: $P_d = 8.8$ pulg

Diámetro de paso:

$$P_{dn} = P_{nd} * \cos(20) \quad \text{Ec. (3.27)}$$

$$P_{dn} = 8.8 * \cos(20)$$

$$P_{dn} = 8.27 \text{ pulg}$$

Para $N_p=84$ dientes

Diámetro del paso del piñón:

$$D_p = \frac{N}{P_{dn}} = \frac{84}{8.27} = 10.2 \text{ pulg}$$

$$D_p = 10.2 \text{ pulg}$$

Addendum

$$ad = \frac{1}{P_d} = \frac{1}{8.8} = 0.1136 \text{ pulg}$$

Dedendum

$$b = \frac{1.157}{Pd} = \frac{1.157}{8.8} = 0.131 \text{ pulg}$$
$$ht = \frac{2.167}{Pd} = \frac{2.167}{8.8}$$
$$ht = 0.25$$

Paso axial:

$$Px = \frac{\pi}{Pd * \tan(\varphi)} = \frac{3.14}{8.27 * \tan(20^\circ)} \quad \text{Ec. (3.28)}$$
$$Px = 1.05 \text{ pulg}$$

NOTA: el ancho de la rueda dentada se tomara 0.71 pulgadas que equivale a 18 mm

3.2.5.2. Determinando la geometría del engranaje helicoidal en la segunda rueda (R2)

En los engranes helicoidales, por su naturaleza (dientes en hélice), va a tener dos pasos;

Relación de velocidad: $Rv = 4.6$

Angulo de presión: $\psi = 20^\circ$

Paso diametral: $P_d = 8.8$

Paso diametral normal:

$$Pdn = Pd * \cos(\psi)$$

$$Pdn = 8.8 * \cos(20)$$

$$Pdn = 8.27 \text{ pulg}$$

Addendum

$$ad = \frac{1}{Pd} = \frac{1}{8.8} = 0.114 \text{ pulg}$$

Dedendum

$$b = \frac{1.157}{Pd} = \frac{1.157}{8.8} = 0.131 \text{ pulg}$$

Altura del diente:

$$ht = \frac{2.167}{Pd} = \frac{2.167}{8.8}$$
$$ht = 0.25$$

Paso axial:

$$Px = \frac{\pi}{Pdn * \tan(\varphi)} = \frac{3.14}{8.27 * \tan(20^\circ)}$$
$$Px = 1.05 \text{ pulg}$$

Diámetro del engrane:

$$Dg = \frac{Dp}{4.6} = \frac{9.6}{4.6} = 2.08 \text{ pulg}$$
$$Dg = 2.08 \text{ pulg}(2.208)$$

Calcula el número de dientes en el engranaje:

$$NG1 = \frac{Np1}{mG1} = \frac{84}{4.6} = 18$$
$$NG1 = 18 \text{ dientes}$$

Para $Np=18$ dientes

Diámetro del paso del piñón:

$$Dp = \frac{N}{Pn} = \frac{18}{8.27} = 2.18 \text{ pulg}$$
$$Dp = 2.18 \text{ pulg}$$

Paso axial:

$$Px = \frac{\pi}{Pn * \tan(20)} = \frac{3.14}{8.27 * \tan(20^\circ)} = 1.05 \text{ pulg}$$
$$Px = 1.05 \text{ pulg}$$

Ancho de cara:

$$F \equiv 0.71 \text{ pulg} = 18 \text{ mm}$$

Distancia entre centros:

$$C1 = \frac{DG1 + Dp1}{2} \quad \text{Ec. (3.29)}$$

$$C1 = 5.345 \text{ pulg}$$

Módulo:

$$M = \frac{8.8}{84} = 0.105 = 2.5$$

$$M = \frac{1.89}{18} = 0.105 = m = 2.5$$

TABLA DE RESULTADOS DE PRIMER TREN DE ENGRANES**Tabla 18.** Resultados del tren de engranaje 1

Rueda 1	motriz		Rueda 2	piñón
Numero de dientes	84		Numero de dientes	18
Paso diametral	8.8 pulg		Paso diametral	1.89 pulg
Angulo de presión	20°		Angulo de presión	20°
Paso diametral normal	8.27		Paso diametral normal	8.27
Addendum	0.114 pulg		Addendum	0.114 pulg
Dedendum	0.131 pulg		Dedendum	0.131 pulg
Relación de velocidad	4.6		Relación de velocidad	4.6
Ancho de cara	0.71 pulg		Ancho de cara	0.71 pulg
Angulo de hélice	15°		Angulo de hélice	15°
Módulo	0.105		Módulo	0.105
Hélice	Mano izquierda		Hélice	Mano derecha

Fuente: Elaboración propia

Condiciones en las ruedas dentadas para velocidad:

Tenemos las ruedas como R1, R2, R3 y R4. De acuerdo a la tabla se muestra las especificaciones de las ruedas como de motriz y el piñón; en la segunda tren de engranajes que sincroniza en la primera y sigue la secuencia tiene las mismas especificaciones; es decir que R1 = R3 y R2 = R4.

3.2.5.3. Cálculo de las fuerzas en rueda motriz y piñón (primer tren) análisis de fuerzas

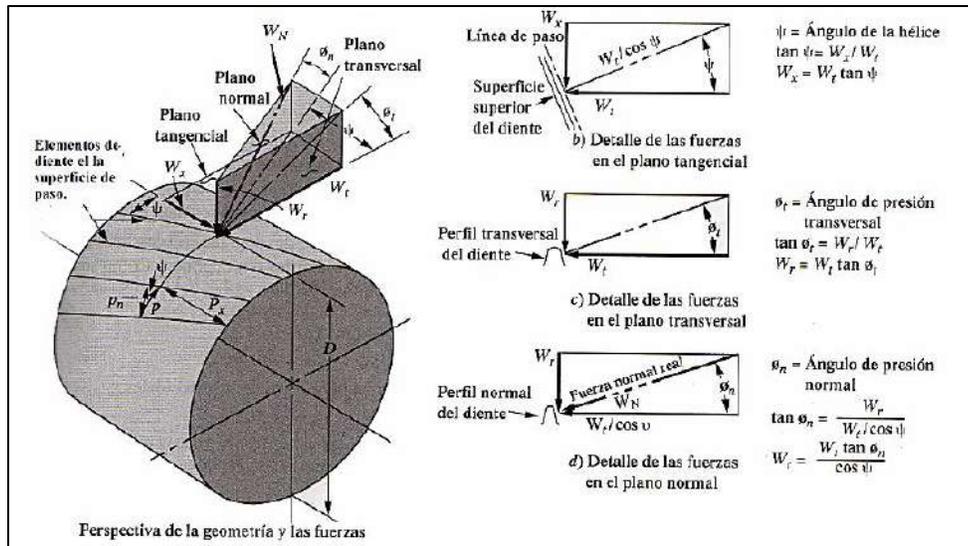


Figura 75. Geometría y fuerzas de engranaje helicoidal

Fuente: Mott (2006)

La fuerza resultante que actúa sobre el engranaje es considerada como aplicada sobre la cara del diente de la siguiente manera:

Datos:

$$Potencia = 0.46 \text{ HP}$$

$$n = 45 \text{ rpm}$$

Par torsional según (Mott R. , Diseño de elementos de maquinas, 2006):

$$T = 63025 \left(\frac{HP}{n} \right) \quad \text{Ec. (3.30)}$$

$$T = 63025 \left(\frac{0.46}{45} \right)$$

$$T = 644.25 \text{ Lb} - \text{pulg}$$

Un diagrama de fuerzas actuales descomponen sobre las direcciones radial, tangencial y axial para su mejor entendimiento.

Carga tangencial:

$$W_t = \frac{T}{r} = \frac{644.25}{4.4} = 146.4 \text{ lb}$$

$$W_t = 146.4 \text{ lb}$$

Carga radial:

$$W_r = W_t(\tan\phi)(\sec\psi)$$

$$W_r = 146.4(\tan(20))(\sec(15))$$

$$W_r = 54.9 \text{ lb}$$

Carga axial:

$$W_a = W_t(\tan(20))$$

$$W_a = 146.4(\tan(20))$$

$$W_a = 52.7 \text{ lb}$$

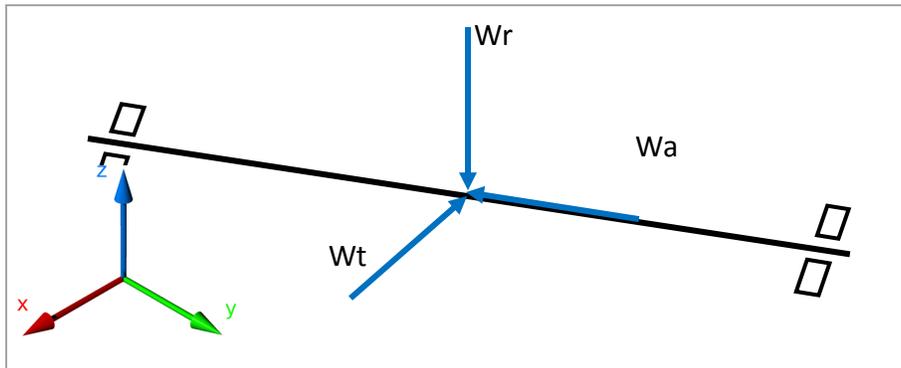
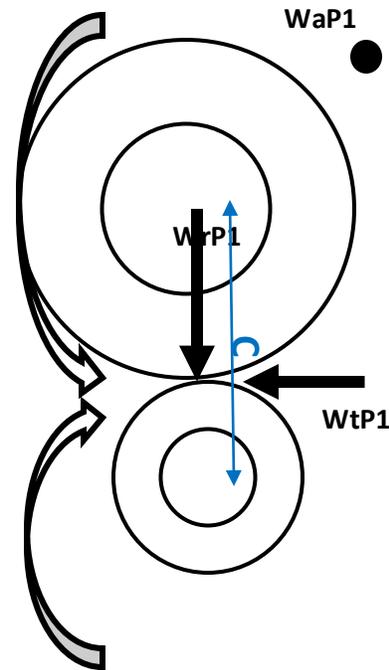


Figura 76. Fuerzas en el eje (xyz)

Fuente: Elaboración pronto

En esta parte de análisis cada rodamiento se ejercerá la mitad de las fuerzas generadas o concentradas en la ruda dentada.

$$\frac{W_t}{2} = \frac{146.4 \text{ lb}}{2} = 73.2 \text{ lb}$$

$$\frac{Wr}{2} = \frac{54.9 \text{ lb}}{2} = 27.45 \text{ lb}$$

Calculamos la carga resultante:

$$WR = \sqrt{(73.2)^2 + (27.45)^2}$$

$$WR = 78.2 \text{ lb}$$

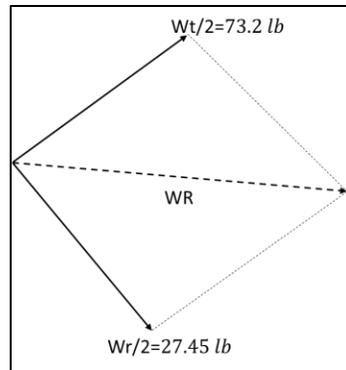


Figura77. Fuerza resultante

Fuente: Elaboración propia

Las fuerzas que actúan en rodamiento

Fuerza radial:

$$WR = 78.2 \text{ lb} = 35.6 \text{ kg} = 349.1 \text{ N}$$

$$WR = 349.1 \text{ N}$$

Fuerza axial:

$$Wa = 52.7 \text{ lb} = 24 \text{ kg} = 72.4 \text{ N}$$

$$Wa = 143.6 \text{ N}$$

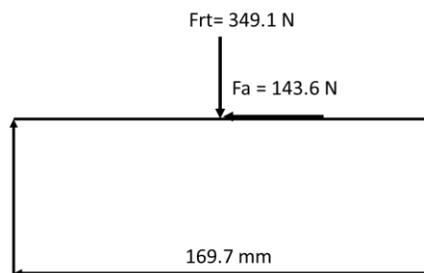


Figura 78. Ilustración de las fuerzas que actúan en rodamiento

Fuente: Elaboración propia

La fuerza axial F_a genera un par en el eje y se expresa de la siguiente manera:

$$F_a \left(\frac{Px}{2} \right) = 143.6 \left(\frac{0.024}{2} \right) = 1.72$$

$$\frac{1.72}{0.1697} = 10$$

Se toma el punto más crítico, por lo tanto se le agrega al rodamiento.

$$\frac{Wt + 5.13}{2} = \frac{143.6 + 5.13}{2} = 74.36 \text{ lb}$$

$$\frac{Wr}{2} = \frac{54.9}{2} = 27.45 \text{ lb}$$

$$WR = \sqrt{(74.36)^2 + (27.45)^2} = 79.3 \text{ lb} = 36 \text{ kg}$$

$$WR = 353.6 \text{ N}$$

Como resultado tenemos:

$$\mathbf{FR = 353.6 \text{ N}}$$

$$\mathbf{Fa = 143.6 \text{ N}}$$

3.2.5.4. Para el primer tren de engranaje, cálculo de par torsional y rpm (salida)

$$Potencia = 0.46 \text{ HP}$$

$$n = 45 \text{ RPM}$$

Multiplicación de RPM con la relación de velocidad que es 4.6

$$np = 45 * 4.6 = 207 \text{ RPM}$$

$$np = 207 \text{ RPM}$$

Calculo de par torsional:

$$T = 63025 \left(\frac{Hp}{n} \right)$$

$$T = 644.3 \text{ lb - pulg}$$

Calculo de fuerza del engranaje del primer tren

Carga tangencial:

$$Wt = \frac{T}{r} = \frac{644.3}{0.945} = 681.8 \text{ lb}$$

$$Wt = 681.8 \text{ lb}$$

Carga radial:

$$Wr = Wt * \tan(\varphi) * \sec(\psi)$$

$$= 681.8 * \tan(20^\circ) * \sec(15^\circ)$$

$$Wr = 255.7 \text{ lb}$$

Carga axial:

$$Wa = Wt * \tan(\psi)$$

$$= 681.8 * \tan(15^\circ)$$

$$Wa = 245.4 \text{ lb}$$

Como tenemos las ruedas R1=R3 y R2=R4 las dimensiones son las mismas de par de engranajes.

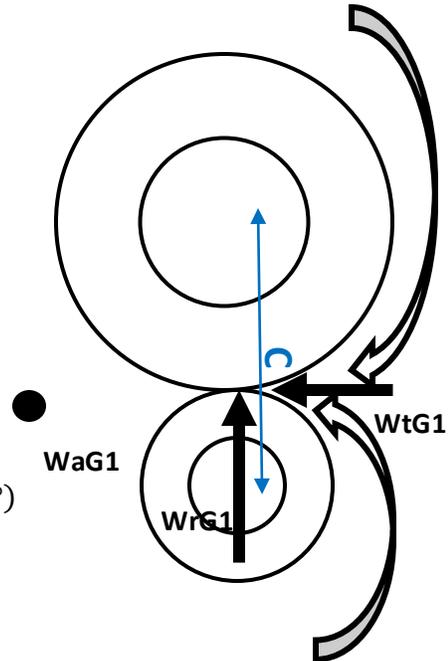
3.2.5.5. Calculo de las fuerzas del piñón y engrane (segundo tren)

Potencia: 0.46 HP

$n = 207 \text{ RPM}$

Par torsional:

$$T = 63025 \left(\frac{0.46 \text{ HP}}{207} \right) = 140 \text{ Lb-pulg}$$



Las fuerzas que actúan

Carga tangencial:

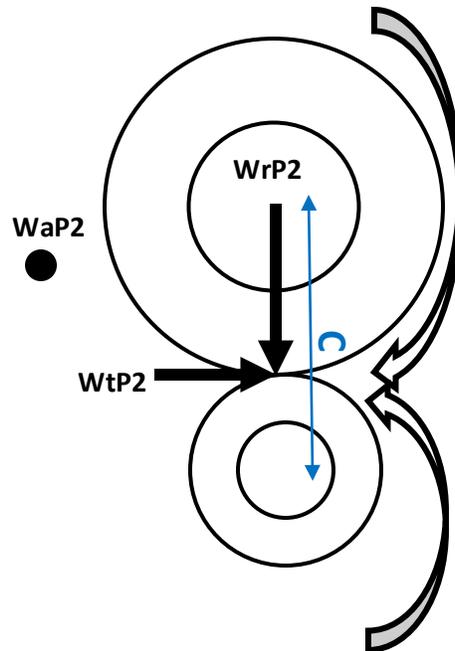
$$W_t = \frac{T}{r} = \frac{140}{4.4} = 31.8 \text{ lb}$$

Carga radial:

$$\begin{aligned} W_r &= W_t * \tan(\varphi) * \sec(\psi) \\ &= 31.8 * \tan(20^\circ) * \sec(15^\circ) \\ W_r &= 11.93 \text{ lb} \end{aligned}$$

Carga axial:

$$\begin{aligned} W_a &= W_t * \tan(\psi) \\ &= 31.8 * \tan(15^\circ) \\ W_a &= 11.45 \text{ lb} \end{aligned}$$



Con los datos anteriores se procede al cálculo del siguiente tren de engranaje (salida)

$$\text{Potencia} = 0.46 \text{ HP}$$

$$mG2 = 4.6$$

$$\psi = 15^\circ$$

$$P_{nd}=8.8$$

Numero de revoluciones para el eje de salida:

$$nG2 = 207 * 4.6 = 952.2 \text{ RPM}$$

Calculo de par torsional:

$$T = 63025 \left(\frac{HP}{n} \right)$$

$$T = 30.45 \text{ lb-pulg}$$

Las cargas que actúan en el segundo tren

Cargas tangencial:

$$Wt = \frac{T}{r} = \frac{30.45}{0.945} = 32.2 \text{ lb}$$

Carga radial:

$$Wr = Wt * \tan(\varphi) * \sec(\psi)$$

$$Wr = 32.2 * \tan(20^\circ) * \sec(15^\circ)$$

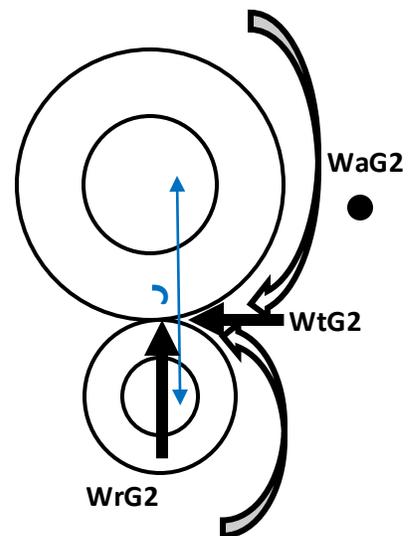
$$Wr = 12.1 \text{ lb}$$

Carga axial:

$$Wa = Wt * \tan(\psi)$$

$$Wa = 32.2 * \tan(15^\circ)$$

$$Wa = 11.6 \text{ lb}$$



Entonces tenemos datos con respecto al diseño de multiplicador:

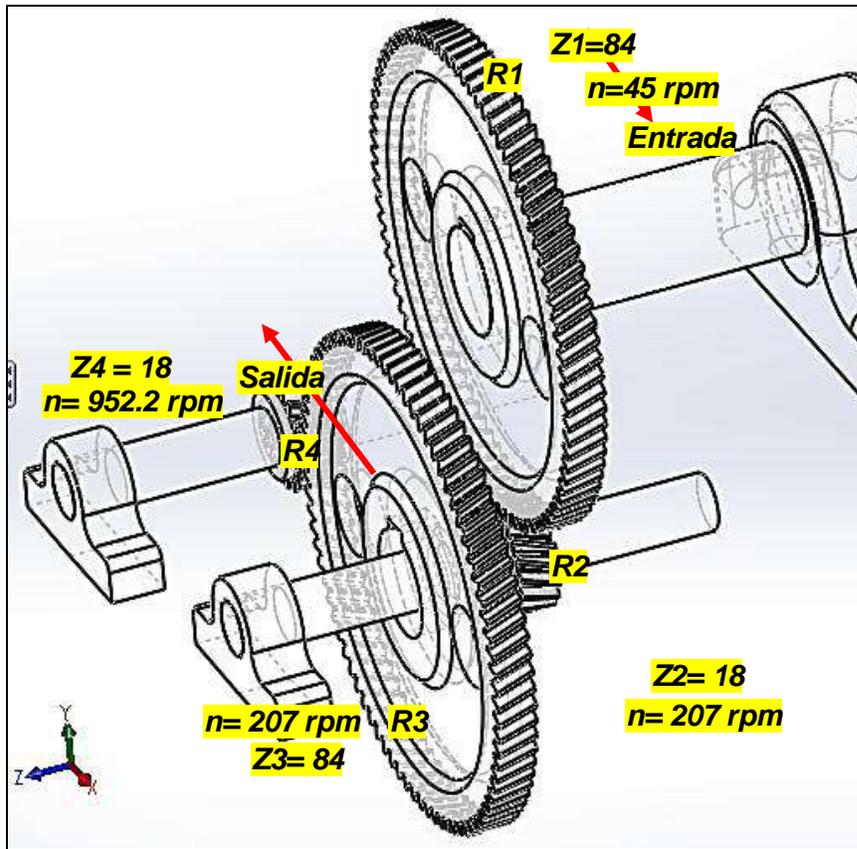


Figura 79. Esquema del multiplicador de velocidades

Fuente: Elaboración propia

3.2.5.6. *Calculo de durabilidad en hp*

Usando la tabla de anexo 1C, para engranajes helicoidales

$$Pac = \left[np * d1^2 * \frac{Cv}{126000} \right] \left(\frac{F}{Cm} \right) * I * \left(\frac{Sac}{Cp} \right) * CL^2 * CH^2 \quad Ec.(3.31)$$

Determinando variables:

Factor dinámico de la durabilidad:

$$Cv = \frac{78}{78 + \sqrt{v}} \quad Ec.(3.32)$$

Donde la velocidad es:

$$v = 0.262 * np * dp$$

$$v = 0.262 * 45 * 8.8$$

$$v = 103.75 \text{ rpm}$$

$$Cv = \frac{78}{78 + \sqrt{103.75}}$$

$$Cv = 0.88$$

Geometría del factor de durabilidad:

$$I = 0.235 \left(\frac{RV}{RV + 1} \right) \quad \text{Ec. (3.33)}$$

$$I = 0.235 \left(\frac{4.6}{4.6 + 1} \right)$$

$$I = 0.19$$

Sustituimos datos de tabla 1G en anexo G, para $\left(\frac{S_{ac}}{C_p}\right)^2$ de 1750

Conductora 210 BHN

Conducida 180 BHN

Para conocer el valor de la resistencia a la fatiga superficial (SC), AGMA ha publicado valores de algunos materiales empleados en la construcción de engranajes. (Ver tabla G2 del anexo G).

180 HB: 530MPa / 77 PSI x 10³

210 HB: 630 MPa / 103 PSI x10³

A continuación se pasa a determinar la tensión de contacto admisible (σ_C , adm.), empleándose para ello la siguiente expresión empírica, según AGMA:

$$\sigma_{C, adm} = * \frac{S_C * C_L * C_H}{C_T * C_R} \quad \text{Ec. (3.34)}$$

, donde:

Sc: Resistencia a la fatiga superficial (AGMA)

CL: Factor de duración

CH: Factor de dureza

CT: Factor de temperatura

CR: Factor de fiabilidad

Factor de duración (CL), dependiendo del número de ciclos de la vida útil para la cual se diseñe el engranaje, toma los valores (0.8) mostrado en la figura del anexo G.

Factor de dureza: 1.05 según diagrama figura 2G del anexo G.

Factor de temperatura: Cuando la tensión admisible del material que tiene un aumento de la temperatura de lubricación que baña al engranaje.

Para temperaturas 250 °F (121 °C) el factor de temperatura es prácticamente igual a la unidad.

$$C_T = \frac{460 + T}{620} \quad \text{Ec. (3.35)}$$

, donde T es la temperatura pico de operación de lubricante en grados Fahrenheit.

$$C_T = 1.15$$

Factor de fiabilidad; tomamos 1.00 como grado de fiabilidad que se le exija al sistema según la tabla 3G del anexo G.

$$\sigma_{C, adm} = 460.2 \text{ MPa} \quad (210 \text{ HB})$$

$$\sigma_{C, adm} = 387.1 \text{ MPa} \quad (210 \text{ HB})$$

3.2.5.7. Selección y diseño de multiplicación final mediante una polea de 8"/2.5"

El sistema de transmisión por correa es en un conjunto de dos poleas acopladas a la salida del eje; su principal función es transmitir fuerzas y velocidades angulares entre los ejes paralelos que se presentan dentro de la máquina de diseño. Así mismo éste sistema sirve para multiplicar la velocidad en rpm.

Se eligió las poleas de aluminio de perfil A1 de un solo canal; las medidas de diámetros son de 8 pulgadas y 2.5 pulgadas. Sus especificaciones y características (ver en anexo PA1).

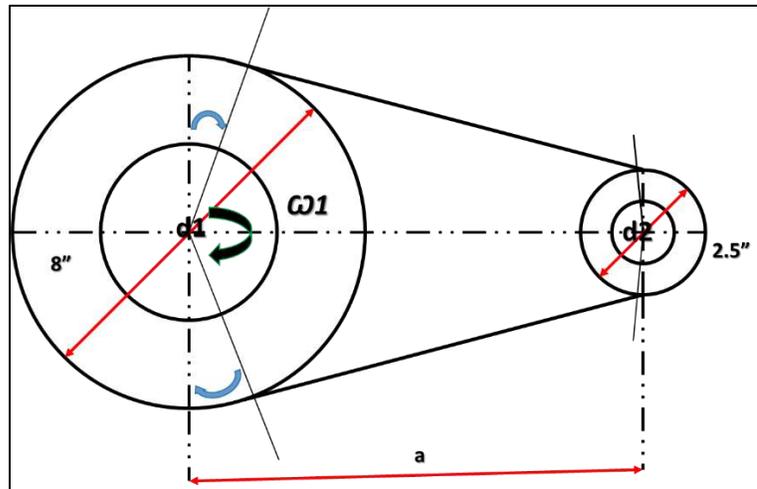


Figura 80. Esquema de transmisión por poleas y faja

Fuente: Mott (2006)

Datos para el dimensionamiento:

Velocidad angular: 99.66 rad/seg

D1: 8 pulgadas

D2: 2.5 pulgadas

T=12.61 lb-pulg

$\rho=2700\text{Kg/m}^3$

n1: 952.2 RPM

Relación de velocidad según, Mott (2006):

La relación de velocidad en este tipo de transmisión está dada por la siguiente ecuación:

$$d2 * n2 = d1 * n1 \quad \text{Ec. (3.36)}$$

Relación:

$$i = \frac{n1}{n2} = \frac{d2}{d1} \quad \text{Ec. (3.37)}$$

, donde:

i = Relación de transmisión

d1 = Diametro de rueda conducida (Pulg)

d2 = Diametro rueda conductora (Pulg)

n1 = Numero de revoluciones en entrada (RPM)

$n_2 =$ Numero de revoluciones de salida (RPM)

$$i = \frac{8 \text{ Pulg}}{2 \frac{1}{2} \text{ Pulg}} = 3.2$$

$$i = 3.2$$

Determinación de la velocidad angular:

$$\omega_i = 2\pi f \quad \text{Ec. (3.38)}$$

, donde:

$\omega_i =$ Velocidad angular

$f =$ Frecuencia

$$\omega_i = 2\pi * 60$$

$$\omega_i = 376.8 \text{ rpm}$$

$$\omega_i = 952.2 \text{ RPM}$$

Despejamos n_2 de la ecuación 3.37 para hallar la multiplicación de la velocidad angular en RPM

$$n_2 = i * n_1$$

$$n_2 = 3,047 \text{ RPM}$$

Aceleración angular:

La aceleración angular está dada por la ecuación:

$$\dot{\alpha} = \frac{\omega}{t} \quad \text{Ec. (3.39)}$$

, donde:

$\dot{\alpha} =$ Aceleración angular $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$

$\omega =$ Velocidad angular $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$

$t =$ tiempo [s]

$$\dot{\alpha} = \frac{376.8 \text{ rad/s}}{3.5 \text{ s}}$$

$$\dot{\alpha} = 107.7 \text{ rad/s}^2$$

Calculo de inercias de las poleas 8 y 2.5:

Inercia en las masas en movimiento:

La determinación de la inercia es por siguiente ecuación

$$I = \frac{m}{8} (d_{ext}^2 + d_{int}^2) \quad \text{Ec. (3.40)}$$

donde:

$I =$ Inercia del cilindro (kg)

$d_{ext} =$ diametro exterior del cilindro hueco (m)

$d_{int} =$ diametro interior del cilindro hueco (m)

$m =$ masa del cilindro hueco (Kg)

$$I = \frac{m * d^2}{8} \quad \text{Ec. (3.41)}$$

Determinación de inercia de polea 1

Datos

$$\gamma = 2700 \text{ Kg/m}^3$$

$$d_{ext} = 0.203 \text{ m}$$

$$d_{int} = 0.022 \text{ m}$$

$$l = 0.020 \text{ m}$$

Se reemplaza los datos en la Ecuación 3.42.

$$V = \frac{\pi}{4} ((0.203)^2 - (0.022)^2) * 0.020 \text{ m}$$

$$V = 6.4 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Reemplazamos en la ecuación 3.43. Masa de un cuerpo:

$$m = \gamma_{Al} * V \quad \text{Ec. (3.43)}$$

, donde:

$m:$ masa

$\gamma_{Al}:$ Peso específico de aluminio

$V:$ volumen (m^3)

$$m = 2700 \frac{kg}{m^3} \times 6.4 \times 10^{-4} m^3$$

$$m = 1.73 kg$$

Se aplica la ecuación 3.35. :

$$I_{p1} = \frac{1.73}{8} kg((0.203)^2 + (0.022)^2)$$

$$I_{p1} = 9.02 \times 10^{-3} kg.m^2$$

Determinación de la inercia de la polea 2

Datos:

$$\gamma = 2700 Kg/m^3$$

$$d_{ext} = 0.0635 m$$

$$d_{int} = 0.010 m$$

$$l = 0.018 m$$

Se reemplazan los datos en la Ecuación 3.42.

$$V = \frac{\pi}{4} ((0.0635)^2 - (0.010)^2) * 0.018 m$$

$$V = 5.6 \times 10^{-5} m^3$$

Reemplazamos en la ecuación 3.38. Masa de un cuerpo:

$$m = \gamma Al * V \quad Ec. (3.43)$$

, donde:

m: masa

γ_{Al}: Peso específico de aluminio

V: volumen (*m*³)

$$m = 0.15 kg$$

Se aplica la ecuación 3.40:

$$I_{p2} = \frac{0.15}{8} kg((0.0635)^2 + (0.01)^2)$$

$$I_{p2} = 7.75 \times 10^{-5} kg.m^2$$

Cálculo de inercia de eje de generador:

Datos

$$\rho = 7850 Kg/m^3$$

$$d = 0.0254 m$$

$$l = 0.07 m$$

Remplazando la Ecuación 3.37.

$$V = \frac{\pi}{4} (0.0254)^2 * 0.07m$$

$$V = 3.55 \times 10^{-5} m^3$$

Remplazando $V=3,55 \times 10^{-5} m^3$ en la siguiente ecuación. Se obtiene:

$$m = 7850 \frac{kg}{m^3} \times 3.55 \times 10^{-5} m^3$$

$$m = 0.28 kg$$

Reemplazamos en la ecuación:

$$I_{ejeG} = \frac{0.28kg(0.0254)^2}{8}$$

$$I_{ejeG} = 2.3 \times 10^{-5} kg.m^2$$

Sumatoria de inercias:

$$\sum I = [I_{p1} + I_{p2} + I_{ejeG}]$$

$$\sum I = 9.1 \times 10^{-3} kg.m^2$$

Cálculo del torque

El cálculo del torque se debe considerar la sumatoria total de las inercias generados en cada uno de los elementos de la máquina y se la reemplaza en la Ecuación 3.38.

$$\tau = I * \alpha \quad Ec. (3.44)$$

Se emplea la ecuación siguiente para poder calcular el torque:

$$.n=3047$$

$$\tau = I * \frac{\omega}{t}$$

$$\tau = 0.97 Nm$$

Calculo de potencia

$$P = 0.97 Nm * 318.92 \frac{rad}{seg}$$

$$P = 0.415 HP$$

Calculo de la longitud de la banda

Según el libro de diseño mecánico de SHIGLEY (G. Budynas & Nisbett, 2008) , Para el cálculo de la distancia entre centros utilizamos la siguiente ecuación:

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) * \frac{D - d}{4C} \quad Ec.(3.45)$$

Donde:

L =Longitud de paso (o efectiva) de la banda [m]

D = Diámetro de la polea mayor. [m]

d = Diámetro de la polea menor. [m]

c =Distancia entre centros de la polea. [m]

Para tener un rango del valor de la distancia entre centros utilizamos:

$$D2 < C < 3(D2+D1)$$

$$0.0635 \text{ m} < C < 0.8001 \text{ m}$$

Por condiciones de $C = 0.35\text{m}$

$$L = 2(0.35) + \frac{3.14}{2} (0.2032 + 0.0635) * \frac{0.2032 - 0.0635}{4(0.35)} \quad Ec.(3.46)$$

$$L = 0.742 \text{ m}$$

3.2.5.8. Diseño y cálculo de los ejes

Calculo de eje para la rueda (R1) en el eje de la Rueda hidráulica

Datos:

$$n: 45 \text{ rpm}$$

$$\tau: 644.3 \text{ lb} - \text{pulg}$$

$$Wt: 146.4 \text{ lb}$$

$$Wr: 54.9 \text{ lb}$$

$$Wa: 52.7 \text{ lb}$$

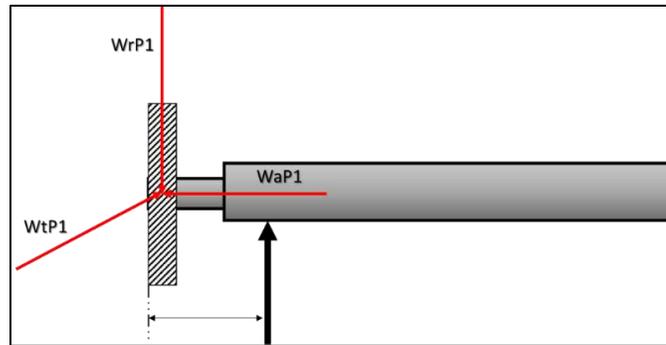


Figura 81. Fuerzas que actúan en el eje

Fuente: Elaboración propia

Cálculo de momentos y cortantes del eje de r2 y r3

R2

$n: 207 \text{ rpm}$

$\tau: 644.3 \text{ lb - pulg} = 72.8 \text{ Nm}$

$Wt: 681.8 \text{ lb} = 3032 \text{ N}$

$Wr: 255.7 \text{ lb} = 1137 \text{ N}$

$Wa: 245.4 \text{ lb} = 1091.54 \text{ N}$

R3

$n: 207 \text{ rpm}$

$\tau: 644.3 \text{ lb - pulg} = 72.8 \text{ Nm}$

$Wt: 31.8 \text{ lb} = 141.4 \text{ N}$

$Wr: 11.93 \text{ lb} = 53.1 \text{ N}$

$Wa: 11.45 \text{ lb} = 50.93 \text{ N}$

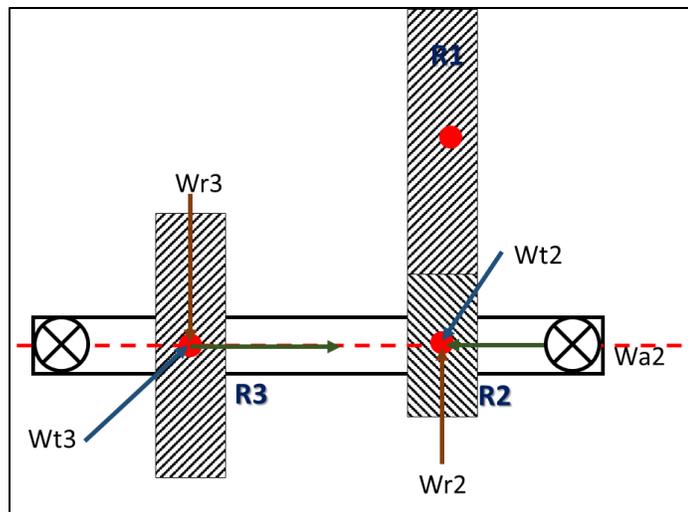
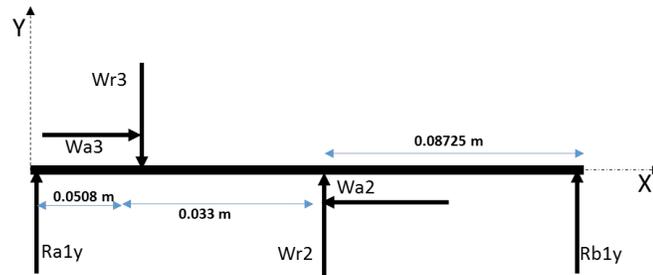


Figura 82. Diagrama de fuerzas en el eje de R2 y R3

Fuente: Elaboración propia

DCL en XY



$$\sum f(x) = 0$$

$$Wa3 - Wa2 = 0$$

$$50.93 N - 1091.5 N = 0$$

$$\sum f(x) = -1040.57 N$$

$$\sum f(y) = 0$$

Momento en punto Ra1y

$$\sum M(Ra1Y) = 0$$

$$= -53.1N(0.0508 m) + 1137 N(0.0833m) + Rb1Y(0.17105 m)$$

$$Rb1Y(0.17105 m) = 2.7 Nm - 95.3 Nm$$

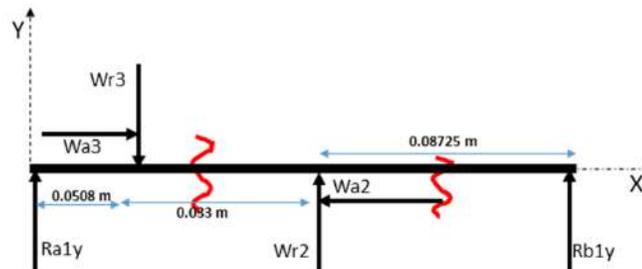
$$Rb1Y = -541.4 N$$

Reemplazamos en la ecuación siguiente:

$$Ra1y - 53.1 N + 1137 N + Rb1 = 0$$

$$Ra1y - 53.1 N + 1137 N - 541.4 N = 0$$

$$Ra1y = -542.5 N$$



Analizamos por cortes el momento flexor y cortante:

Corte: $0 \leq x \leq 0.0838$ m

$$\sum f(x) = 0 = 50.93 N$$

$$\sum f(y) = 0 = -542.5 N - 53.1 N + Ve1a$$

$$Ve1a = 595.6 N$$

$$\sum M = 0 = -53.1 N(x - 0.0508 m) - 542.5(x) - Me1a = 0$$

$$Me1a = -595.6 N(x) + 2.7 Nm$$

Corte: 0.0838 m $\leq x \leq 0.17105$ m

$$\sum f(x) = 0 = 50.93 N - 1091.54 N + = -1040.6 N$$

$$\sum f(y) = 0 = -542.5 N - 53.1 N + 1137 N - Ve1b$$

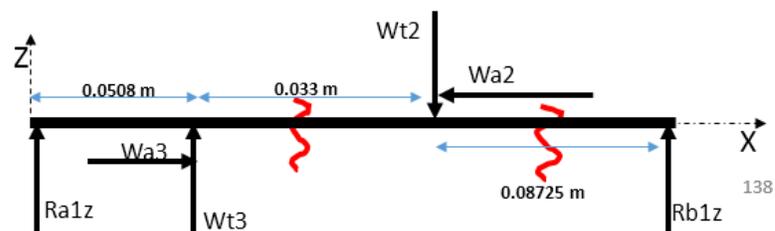
$$Ve1b = -541.4 N$$

$$\sum M = -542.5 N(x) - 53.1 N(x - 0.0508 m) + 1137 N(x - 0.0838) + Me1b = 0$$

$$Me1b = -541.4 Nm(x) + 92.6 Nm$$

Analizamos los momentos y cortantes en plano XZ

DCL en XZ



$$\sum f(x) = 0 = 50.93 N - 1091.54 N = -1040.6 N$$

$$\sum f(z) = Ra1z + Wt3 - Wt2 + Rb1z = 0$$

Momento en punto Ra1z

$$\sum M(Ra1z) = 141.4 N(0.0508 m) - 3032 N(0.0838 m) + Rb1z(0.17105 m)$$

$$Rb1z = 1443.3 N$$

Reemplazamos en la ecuación siguiente:

$$Ra1z + Wt3 - Wt2 + Rb1z = 0$$

$$Ra1z = 1447.3 N$$

Analizamos por cortes el momento flexor y cortante:

Corte: $0 \leq x \leq 0.0838$ m

$$\sum f(x) = 0 = 50.93 N$$

$$\sum f(z) = 0 = 1443.3 N + 141.4 N - Ve1c$$

$$Ve1c = 1584.7 N$$

$$\sum M = 1447.3(x) + 141.4 N(x - 0.0508m) - Me1c = 0$$

$$Me1c = 1588.7 N(x) - 7.2 Nm$$

Corte: 0.0838 m $\leq x \leq 0.17105$ m

$$\sum f(x) = 0 = 50.93 N - 1091.54 N = -1040.6 N$$

$$\sum f(z) = 0 = 1447.3 N + 141.4 N - 3032 N + Ve1d$$

$$Ve1d = 1443.3 N$$

$$\sum M = 1447.3 N(x) + 141.4 N(x - 0.0508m) - 3032 N(x - 0.0838) - Me1d = 0$$

$$Me1d = -1443.3 Nm(x) + 246.9 Nm$$

Tabla 19. Resultado de momentos

MOMENTOS (XY)	X	RESULTADO (y)
$Me1a = -595.6 N(x) + 2.7 Nm$	X=0m	2.7Nm
$Me1a = -595.6 N(x) + 2.7 Nm$	X=0.0508 m	-27.56 Nm
$Me1a = -595.6 N(x) + 2.7 Nm$	X=0.0838 m	-47.2 Nm
$Me1b = -541.4 Nm(x) + 92.6 Nm$	X=0.0838 m	47.2 Nm
$Me1b = -541.4 Nm(x) + 92.6 Nm$	X=0.12 m	27.6 Nm
$Me1b = -541.4 Nm(x) + 92.6 Nm$	X=0.17105 m	-0.00647 Nm

MOMENTOS (ZX)	X	Z
$Me1c = 1588.7 N(x) - 7.2 Nm$	X=0m	-7.2 Nm
$Me1c = 1588.7 N(x) - 7.2 Nm$	X=0.0508 m	73.51 Nm
$Me1c = 1588.7 N(x) - 7.2 Nm$	X=0.0838 m	125.9 Nm
$Me1d = -1443.3 Nm(x) + 246.9 Nm$	X=0.0838 m	125.95 Nm
$Me1d = -1443.3 Nm(x) + 246.9 Nm$	X=0.12 m	73.7 Nm
$Me1d = -1443.3 Nm(x) + 246.9 Nm$	X=0.17105 m	0.024 Nm

DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

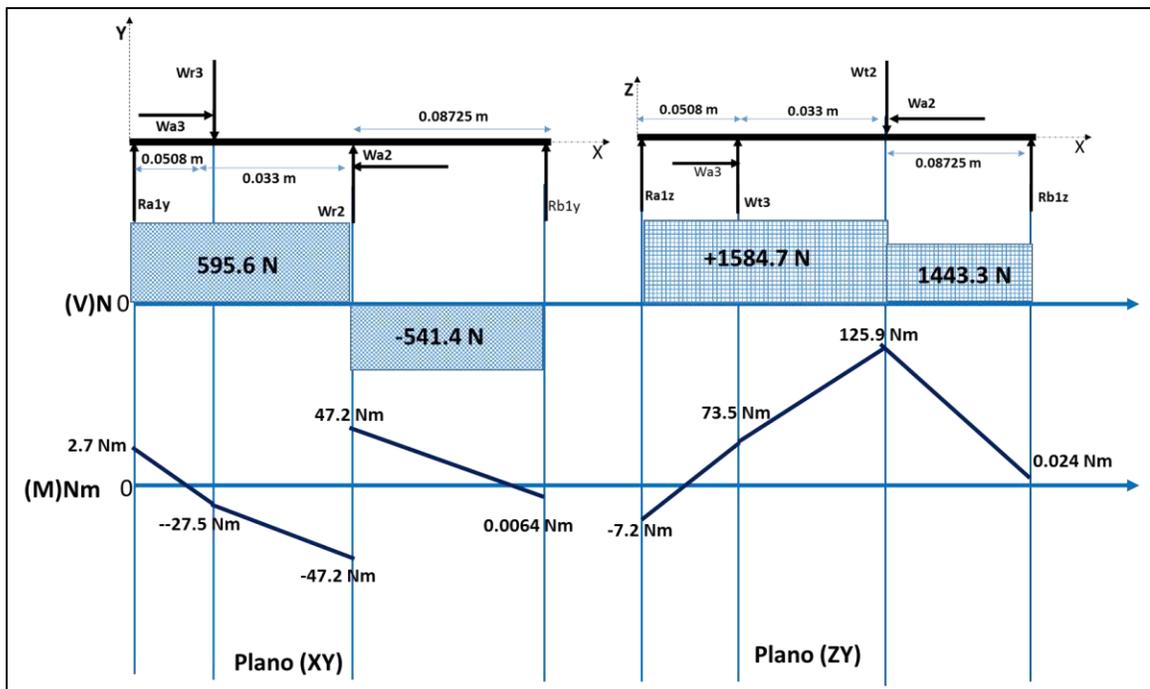


Figura 83. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos

Fuente: Elaboración propia

3.2.5.9. Cálculo de diámetro del eje

Material AISI 1045 / ASTM A108

Propiedades mecánicas:

- Dureza 163 HB (84 HRb)
- Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
- Esfuerzo de fluencia máximo 565 MPa (81900 PSI)

- Elongación 16% (en 50 mm)
- Reducción de área (40%)
- Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
- Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

Según el material que tiene buena ductilidad. Mediante la figura del anexo D1, se puede estimar que $S_n=45000$ psi.

También tiene que especificar un factor de confiabilidad de 0.99; tabla D1 (anexo) y se manejará $C_R=0.81$. Ya se puede calcular la resistencia a la fatiga modificada (Mott R. , Diseño de elementos de maquinas, 2006).

$$S'_n = S_n * C_s * C_R \quad \text{Ec. (3.47)}$$

$$S'_n = (45000) * (0.87) * (0.81)$$

$$S'_n = 31711.5 \text{ psi}$$

Se supondrá que el factor de seguridad de diseño es $N=2$. No se espera que el soplador tenga choque o impacto inusual.

Par torsional en el eje:

$$\tau = 63000 \left(\frac{P}{n} \right) \quad \text{Ec. (3.48)}$$

$$\tau = 63000 \left(\frac{0.46}{207} \right)$$

$$\tau = 140 \text{ lb.pulg}$$

El momento flexionante en R2 es la resultante del momento en los planos Z y Y.

$$MRr2 = \sqrt{MR2y^2 + MR2z^2} \quad \text{Ec. (3.49)}$$

$$MRr2 = \sqrt{(414.7)^2 + (1114.2)^2}$$

$$MRr2 = 1188.9 \text{ Lb.pulg}$$

$k_1: 2.5$ (para chaflan agudo)

Se emplea la ecuación (3.25), a causa de la condición de esfuerzo combinado.

$$D_2 = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{\left(\frac{k_1 * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_2 = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{\left[\frac{2.5(1188.9)}{31711.5} \right]^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{70}{81900} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_2 = 1.2 \text{ pulg}$$

Analizamos en punto R3, para el diámetro de la rueda dentada de diámetro mayor.

Par torsional en el eje:

$$\tau = 63000 \left(\frac{P}{n} \right)$$

$$\tau = 140 \text{ lb.pulg}$$

El momento flexor en R3 es la resultante del momento en los planos X y Y.

$$MR_{r2} = \sqrt{MR_{2y}^2 + MR_{2z}^2}$$

$$MR_{r2} = \sqrt{(243.4)^2 + (650.4)^2}$$

$$MR_{r2} = 694.5 \text{ Lb.pulg}$$

$k_1: 2.5$ (para chaflan agudo)

Se emplea la ecuación (3.25), a causa de la condición de esfuerzo combinado.

$$D_3 = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{\left(\frac{k_1 * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_3 = 1 \text{ pulg}$$

Analizamos en punto máximo, para el diámetro del eje

Par torsional en el eje:

$$\tau = 63000 \left(\frac{P}{n} \right)$$

$$\tau = 140 \text{ lb.pulg}$$

El momento flexionante en el punto máximo es la resultante del momento en los planos Z y Y.

$$MRr2 = \sqrt{MR2y^2 + MR2z^2}$$

$$MRr2 = 1189 \text{ Lb.pulg}$$

k1: 2.5 (para chaflan agudo)

Se emplea la ecuación (3.25), a causa de la condición de esfuerzo combinado.

$$Dmin = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{ \left(\frac{k1*M}{s'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{Sy} \right)^2 } \right]^{1/3}$$

$$Dmin = 1.25 \text{ pulg}$$

3.2.5.10. Cálculo de momentos y cortantes del eje de R4 y P1

Datos:

$$n: 952.2 \text{ rpm}$$

$$Wr: 11.93 \text{ lb} = 53.1$$

$$\tau: 30.4 \text{ lb} - \text{pulg}$$

$$Wa: 11.45 \text{ lb} = 50.9$$

$$Wt: 31.8 \text{ lb} = 141.4$$

$$m \text{ polea}: 1.73 \text{ kg}$$

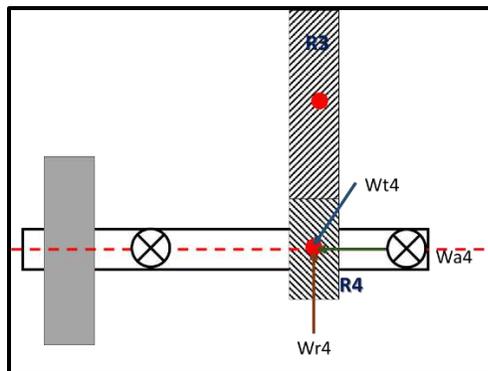
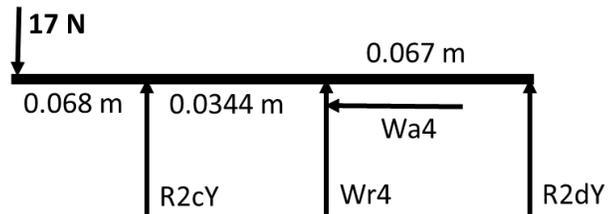


Figura 84. Diagrama de fuerzas que actúan en R4

Analizamos las fuerzas, momentos y cortantes en plano XY



$$\sum f(x, y) = 0$$

$$\sum f(x) = -50.9 \text{ N}$$

Momento en punto R2dy

$$\sum M(R2dY) = 53.1(0.067 \text{ m}) + R2cY(0.1014 \text{ m}) - 17\text{N}(0.169 \text{ m})$$

$$R2cY = 8.6 \text{ N}$$

Reemplazamos en la ecuación siguiente:

$$-17 \text{ N} + 8.6 + 29.8 \text{ N} + R2dy = 0$$

$$R2dy = -21.4 \text{ Nm}$$

Realizamos cortes para analizar por tramo:

Tramo $0 \leq x \leq 0.1024 \text{ m}$

$$\sum f(x) = 0$$

$$\sum f(y) = 0 = -17 \text{ N} + 8.6 \text{ N} - Ve2a$$

$$Ve2a = -8.4 \text{ N}$$

$$\sum M = 0 = 8.6(x - 0.068\text{m}) - 17(x) + Me2a = 0$$

$$Me2a = 8.4 \text{ N}(x) + 0.58 \text{ Nm}$$

Tramo: $0.1024 \text{ m} \leq x \leq 0.169 \text{ m}$

$$\sum f(x) = -50.9$$

$$\sum f(y) = 0 = -17 \text{ N} + 8.6 \text{ N} + 53.1 \text{ N} + Ve2b$$

$$Ve2b = -44.7 \text{ N}$$

$$\sum M = -17(x) + 8.6(x - 0.068m) + 53.1(x - 0.1024) - Me2b = 0$$

$$Me2b = 44.7 N(x) - 6 Nm$$

Analizamos en plano XZ

$$\sum f(x,y) = 0$$

$$\sum f(x) = -50.9 N$$

Momento en punto R2dy

$$\sum M(R2dY) = 0 = -17(0.169 m) + R2cz(0.1014 m) - 141.4 N(0.067 m)$$

$$R2cz = 121.7 N$$

Reemplazamos en la ecuación siguiente:

$$-17 N + 121.7 N - 141.4 N + R2dz = 0$$

$$R2cz = 2.7 N$$

Realizamos cortes para analizar por tramo:

Tramo $0 \leq x \leq 0.1024$ m

$$\sum f(x) = 0$$

$$\sum f(y) = 0 = -17 N - 2.7 N - Ve2c$$

$$Ve2c = -14.3 N$$

$$\sum M = 0 = 2.7(x - 0.068m) - 17(x) + Me2c = 0$$

$$Me2c = 14.3 N(x) + 0.18 Nm$$

Tramo: 0.1024 m $\leq x \leq 0.169$ m

$$\sum f(x) = -50.9$$

$$\sum f(y) = 0 = -17 N + 2.7 N - 141.4 N + Ve2d$$

$$Ve2d = 121.7 N$$

$$\sum M = 0 = -17(x) - 2.7(x - 0.068m) - 141.4(x - 0.1024) - Me2d = 0$$

$$Me2d = -161 N(x) + 14.3 Nm$$

Tabla 20. Resultado de momentos

MOMENTOS (XY)	X	RESULTADO (y)
$Me2a = 8.4 N(x) + 0.58 Nm$	X=0m	0.58 Nm
$Me2a = 8.4 N(x) + 0.58 Nm$	X=0.05 m	1 Nm
$Me2a = 8.4 N(x) + 0.58 Nm$	X=0.1024 m	1.44 Nm
$Me2b = 44.7 N(x) - 6 Nm$	X=0.1024 m	-1.42 Nm
$Me2b = 44.7 N(x) - 6 Nm$	X=0.13 m	-0.189 Nm
$Me2b = 44.7 N(x) - 6 Nm$	X=0.169 m	1.55 Nm
MOMENTOS (ZX)	X	Y
$Me2c = 14.3 N(x) + 0.18 Nm$	X=0m	0.18 Nm
$Me2c = 14.3 N(x) + 0.18 Nm$	X=0.05 m	0.89 Nm
$Me2c = 14.3 N(x) + 0.18 Nm$	X=0.1024 m	1.64 Nm
$Me2d = -161 N(x) + 14.3 Nm$	X=0.1024 m	2.2 Nm
$Me2d = -161 N(x) + 14.3 Nm$	X=0.13 m	-6.6 Nm
$Me2d = -161 N(x) + 14.3 Nm$	X=0.169 m	-12.9 Nm

Fuente: Elaboración propia

Diagrama de fuerzas, cortante y momento flector

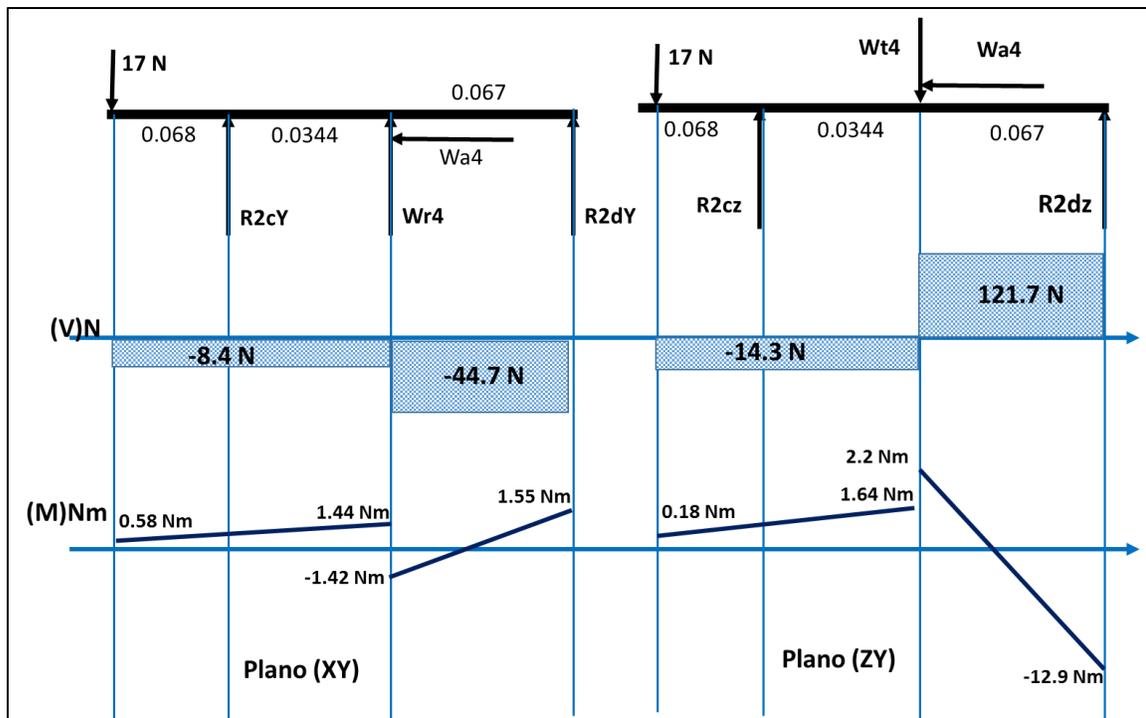


Figura 85. Diagrama de momentos y cortantes

Fuente: Elaboración propia

3.2.5.11. Calculo del diámetro del eje de R4 y P1

Se supondrá que el factor de seguridad de diseño es $N=2$. No se espera que el soplador tenga choque o impacto inusual.

$$n = 952.2 \text{ RPM}$$

Par torsional en el eje:

$$\tau = 63000 \left(\frac{P}{n} \right) \quad \text{Ec. (3.50)}$$

$$\tau = 30.4 \text{ lb.pulg}$$

El momento flexor en R4 es la resultante del momento en los planos Z y Y.

$$MRr2 = \sqrt{MR2y^2 + MR2z^2} \quad \text{Ec. (3.51)}$$

$$MRr2 = 115 \text{ Lb.pulg}$$

$$k1: 2.5 \text{ (para chaflan agudo)}$$

Se emplea la ecuación (3.25), a causa de la condición de esfuerzo combinado.

$$D4 = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{\left(\frac{k1*M}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. (3.52)}$$

$$D4 = 0.57 \text{ pulg}$$

Analizamos en punto máximo, para el diámetro del eje

Par torsional en el eje:

$$\tau = 30.4 \text{ lb.pulg}$$

El momento flexionante en el punto máximo es la resultante del momento en los planos Z y Y.

$$MRr2 = \sqrt{MR2y^2 + MR2z^2} \quad \text{Ec. (3.53)}$$

$$MRr2 = 115.9 \text{ Lb.pulg}$$

$$k1: 2.5 \text{ (para chaflan agudo)}$$

Se emplea la ecuación (3.25), a causa de la condición de esfuerzo combinado.

$$D_{min2} = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{\left(\frac{k_1 * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad Ec. (3.54)$$

$$D_{min2} = 0.57 \text{ pulg}$$

TABLA DE SELECCIÓN DE DIAMETROS DE LA CAJA DE VELOCIDADES

Tabla 21. Selección de diámetros de los ejes en la Rueda Hidráulica

Elementos	D. Diseño	D. Selección
Rueda dentada (R1)	30 - 33 mm	32 mm
Rueda dentada (R2)	25.4 mm	25.4 mm
Rueda dentada (R3)	30 mm	30 mm
Rueda dentada (R4)	15 mm	25.6
Diámetro chumacera	25.4	25.4
Diámetro polea 1	15 mm	22 mm

Fuente: Elaboración propia

Nota: se seleccionó el diámetro del eje; tomando las consideraciones al diámetro comercial de las chumaceras de una pulgada. Y para las ruedas dentadas se seleccionó como de 30 mm y 25.6 mm que es mecanizado según los planos.

3.2.6. Selección de soportes para la Rueda Hidráulica

La Rueda hidráulica está en constante movimiento rotacional y está sometido a cargas radiales. Es muy importante el uso de chumaceras para tener estabilidad y giro normal del eje.

Fuerza total en las chumaceras

La fuerza de completa de las chumaceras depende de las reacciones en punto A en el eje de la Rueda hidráulica; es decir que tomamos en los puntos más críticas como la cortante en reacción en punto A y la fuerza cortante.

$$Fr = \sqrt{FvA^2 + FRAy^2} \quad Ec(3.55)$$

$$Fr = \sqrt{550^2 + 600^2}$$

$$Fr = 814 \text{ N}$$

Calculamos la carga radial equivalente:

$$Pr = F \cdot fs$$

$$Pr = 2.44 \text{ KN}$$

Factor de seguridad: 3, Ver en el cuadro del anexo B2, cuadro para carga radial por impulsos elevados.

Extracción de datos:

Tabla 22. factor f_n con respecto a rpm

ITEM	f_n	RPM	SECUENCIA	N° Rodamientos
1	0.9	45	Rueda	2 / UCP 211
2	0.55	207	Primer tren	2 / UCP 205
3	0.32	953.94	Segundo tren	2 // UCP 205
PROM.	0.59	401.98		

Fuente: Elaboración propia

Donde el factor de velocidad es f_n (ver anexo B1)

Factor de vida f_h :

$$f_h = f_n \cdot \frac{Cr}{Pr} \quad \text{Ec. (3.56)}$$

El diámetro del eje principal es de 2" por lo que son comerciales las chumaceras.

Chumacera P211// Numero del rodamiento: UCP211

Características según catalogo:

D. eje = 50.8 mm; Longitud de chumacera = 55

Cr: Capacidad básica de carga dinámica: 19.5 KN

$$f_h = 0.9 \cdot \frac{19.5 \text{ KN}}{2.44 \text{ KN}}$$

$$f_h = 7.2$$

Vida nominal en horas:

$$L_{10h} = 500 \cdot f_h^3 \quad \text{Ec. (3.57)}$$

$$L_{10h} = 18,6050.95 \text{ horas}$$

Calculo de vida útil de todas las chumaceras con relación rpm y cargas dinámicas:

Tabla 23. Calculo de vida útil en años de las chumaceras

N°	fn	RPM	SECUENCIA	Fh	L10h (Horas)	Días	Años
1	0.9	45	rueda	7.193	186050.948	7752.123	21.239
2	0.55	207	primertren	4.395	42461.216	1769.217	4.847
3	0.32	953.94	segundotren	2.557	8362.850	348.452	0.955
4	0.59	401.98	Promedio	4.715	52415.580	2183.982	5.984

Fuente: Elaboración propia

$$Años = L10h \frac{dias}{24h} * \frac{años}{365 dias} \quad Ec. (3.58)$$

**3.2.7. Diseño de chaveta de los ejes de caja de velocidad eje R2 y R3 y eje R4
Sección y cálculo de chavetas y sus alojamientos**

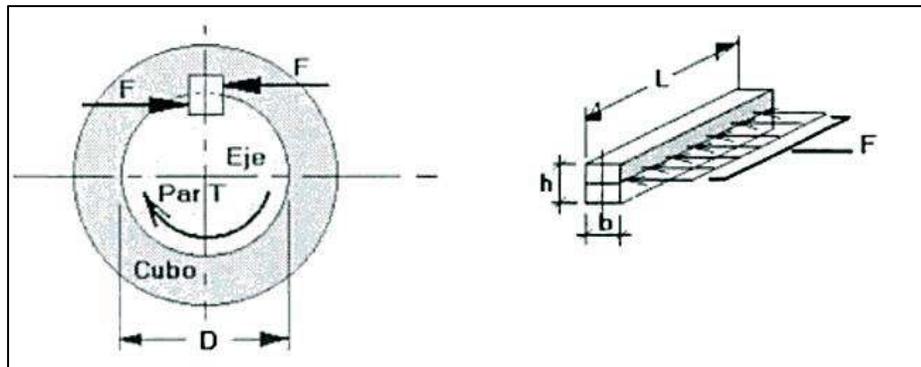


Figura 86. Fuerzas sobre la chaveta

Fuente: Cortizo (2004)

Existen dos modos de fallos en las chavetas que transmiten potencia:

- Cortadura sobre la sección transversal de la chaveta correspondiente a la altura de unión eje cubo.
- Aplastamiento por compresión entre la superficie de asiento entre chaveta y eje o cubo.

L = Longitud de la chaveta, parámetro objeto de cálculo.

D = Diámetro del eje.

, b = Ancho de chaveta y dimensión normalizada en función del diámetro del eje.

, h = altura de la chaveta, dimensión normalizada en función del eje.

T = par a transmitir.

Según estándar milimétrico del anexo CH1, para los diámetros de 25.6 mm y 30 mm se eligió:

Chaveta para 30 mm = (10 x 5) mm

Chaveta para 25.6 mm = (8 x 4) mm

Chavetero para 60 y 25.6 ver la figura 3.52.

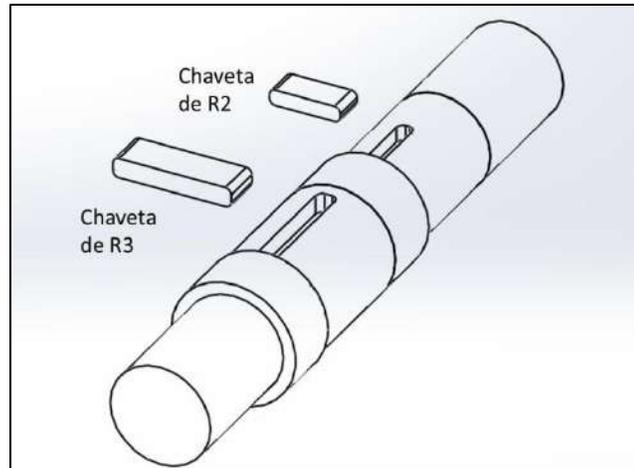


Figura 87. Chavetero en el eje de las ruedas dentadas de 30 mm y 25.6 mm

Fuente: Elaboración propia

Calculo por fallo de cortadura

La fuerza de cortadura que debemos considerar es:

$$F = \frac{\tau}{\left(\frac{D}{2}\right)}; \text{ donde } T = \text{Par transmitido.} \quad \text{Ec. (3.59)}$$

La tensión de cortadura de resultante:

$$\tau_c = \frac{F}{A_s} = \frac{\tau}{\left(\frac{D}{2}\right) * (bL)} = \frac{2\tau}{D * b * L} \quad \text{Ec. (3.60)}$$

La tensión de cortadura para el diseño (acero 1045)

$$\tau_d = 0.5 * \frac{S_y}{N} \quad \text{Ec. (3.61)}$$

$$\tau_d = 11250 \text{ PSI}$$

, donde:

S_y = Tensión de fluencia

N = Coeficiente de seguridad (en aplicaciones industriales es adecuado un coeficiente de 3)

Calculamos la longitud mínima

$$L_{m1} = \frac{2 * \tau}{\tau_d * D * b} \quad Ec. (3.62)$$

$$L_{m1} = 0.1 \text{ pulg}$$

Por aplastamiento

El esfuerzo de compresión y las áreas de la chaveta sometida a este esfuerzo son las mismas en el eje y en la unión. El fallo se producirá sobre la superficie con menor tensión de fluencia del material.

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = 15000 \text{ psi} \quad Ec. (3.63)$$

La compresión debida al estado de carga.

$$\sigma = \frac{F}{A_t} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right) * L * \left(\frac{h}{2}\right)} = \frac{4 * T}{D * L * h} \quad Ec. (3.64)$$

Se iguala esta tensión con la de diseño para obtener la longitud de la chaveta para este modo de fallo.

$$L_{min} = \frac{4 * 70}{15000 * 1.2 * 0.2} = 0.1 \text{ pulg}$$

En las aplicaciones industriales se considera un coeficiente de seguridad de 3. En los cálculos se pueden apreciar que las dimensiones mínimas que pueden tomarse en cuenta para el diseño; por lo tanto en las ruedas dentadas se hace por el espesor de cada una de ellas así como la de R1R3 = 30 mm y R2R4 = 18 mm.

3.2.8. Cálculo de la soldadura en los elementos soldados

Cálculo de soldadura en los alabes

Los álabes están sometidos a esfuerzos cortantes provocados por el peso del agua y el peso de la misma en movimiento. Donde el área de soldadura deberá sujetar a la longitud del cordón.

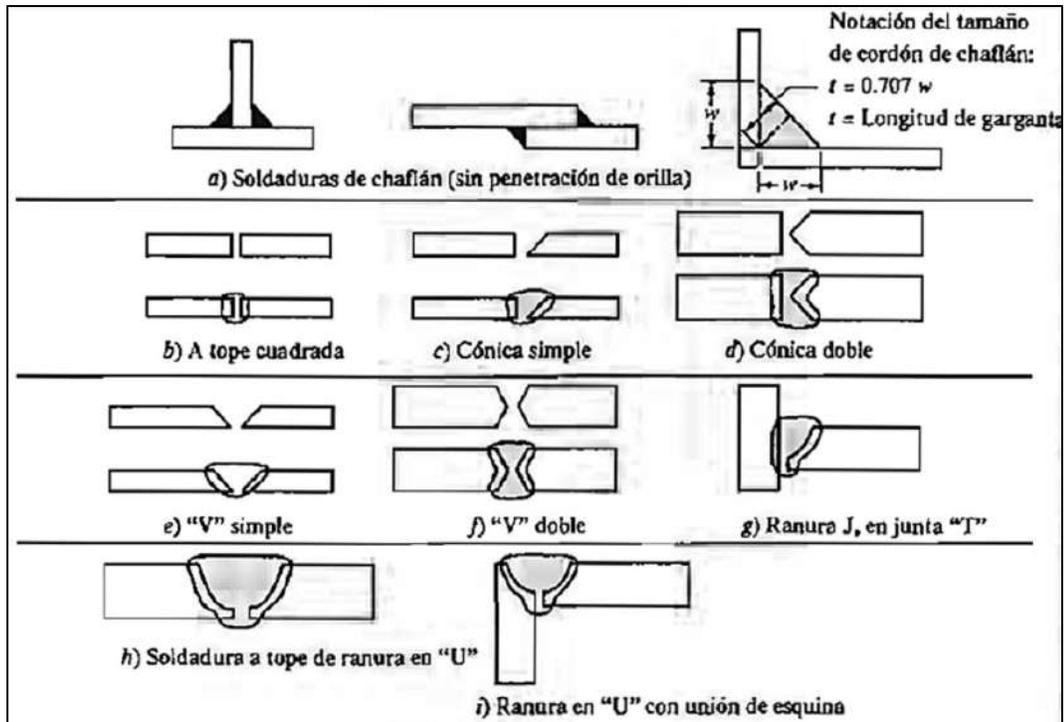


Figura 88. Algunos tipos de soldadura, con su preparación de orillas

Fuente: Mott (2006)

$$\tau = \frac{F_x}{A_{\text{soldadura}}} \quad \text{Ec. (3.65)}$$

La fuerza cortante puede producir un cortante primario en la magnitud de soldadura. La fuerza cortante (F_x), es la fuerza del chorro que impacta al álabes.

$$F_x = 59.2 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante no debe exceder del 0.3 S_y en metal base

Tabla 24. Resistencias según los números de electrodo

Número de electrodo (AWS)	Resistencia a rotura tractiva [ksi]	Resistencia a la fluencia [ksi]	Alargamiento porcentual
E60XX	62	50	17-25
E70XX	70	57	22
E80XX	80	67	19
E90XX	90	77	14-17
E100XX	100	87	13-16
E120XX	120	107	14

Fuente: Monroy (2014).

$$S_y = 50000 \text{ PSI} \equiv 345 \text{ MPa}$$

$$\tau \text{ trabajo} = 0.3 * 345 \text{ MPa}$$

$$\tau \text{ trabajo} = 103.5 \text{ MPa}$$

Calculo de área de soldadura

$$A_{sol} = wt * L \text{ cordón} \quad \text{Ec. (3.66)}$$

$$A_{sol} = w * \text{sen}(45^\circ) * L \text{ cordón}$$

$$A_{sol} = w * 0.707 * L \text{ cordón}$$

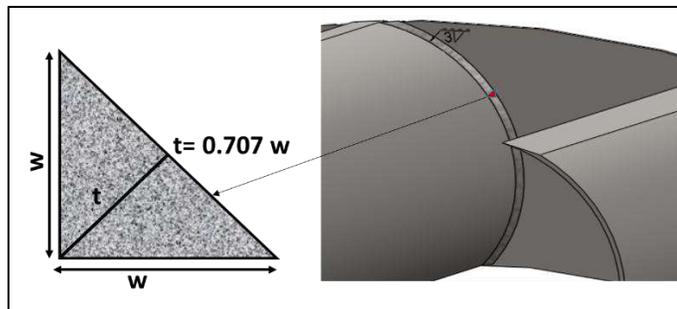


Figura 89. Detalle de soldadura en los álabes

Fuente: Elaboración propia

$$\tau \text{ trabajo} = \frac{Fx}{A_{sol}} \quad \text{Ec. (3.67)}$$

$$A_{sol} = 0.000000572 \text{ m}^2$$

$$A_{sol} = w * 0.707 * L \text{ cordón}$$

$$L \text{ cordón} = \frac{A_{sol}}{w * 0.707} \quad \text{Ec. (3.68)}$$

$$L \text{ cordón} = 1 \text{ mm}$$

El esfuerzo cortante en la soldadura no incide mucho por lo tanto se puede sujetarse a siguiente:

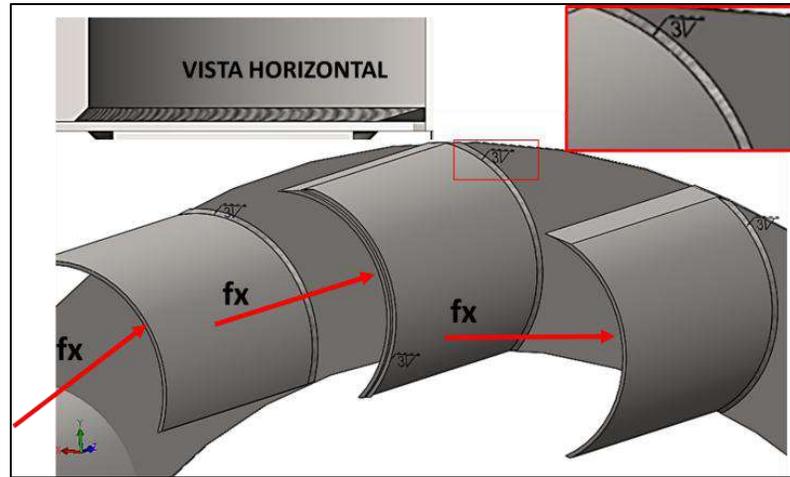


Figura 90. Soldadura en los álaves

Fuente: Elaboración propia

Calculo de soldadura en los radios (platina)

Los radios de la Rueda hidráulica están sujetos a esfuerzos cortantes como se muestra en la fig.91(C). Donde el peso de la rueda y del agua incide en la soldadura.

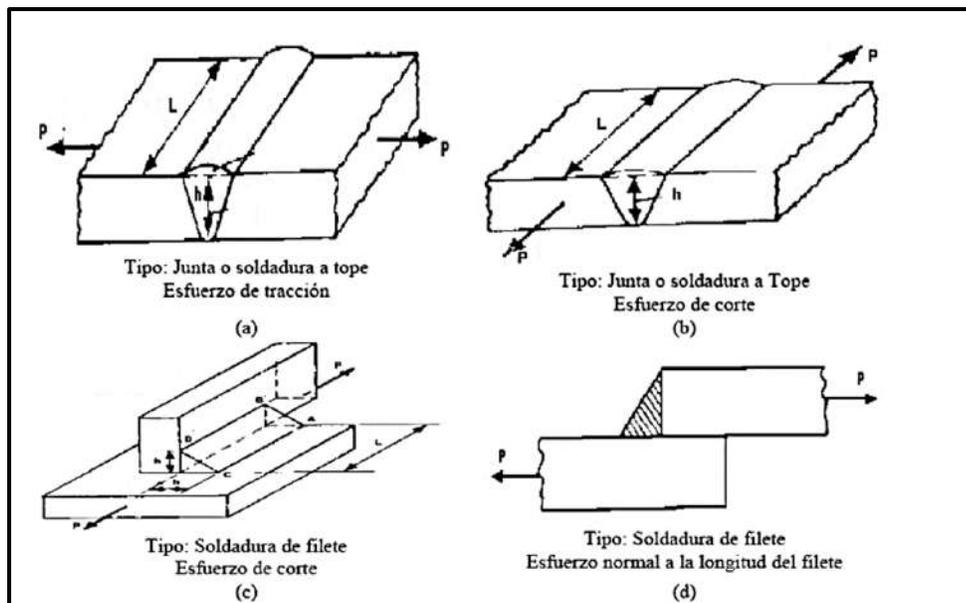


Figura 91. Algunos tipos de soldadura

Fuente: Mott (2006)

Calculo de area de soldadura:



Figura 92. Detalle de área de soldadura en la Rueda hidráulica

Fuente: Elaboración propia

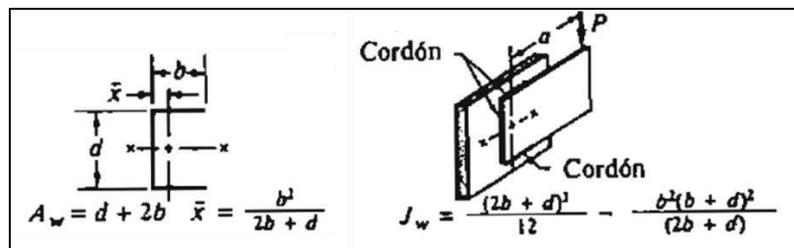


Figura 93. Factor geométrico de la soldadura

Fuente: Mott (2006)

Donde:

$$d = 50.8 \text{ mm} = \varnothing 2" \quad \text{y} \quad b = 123.72 \text{ mm}$$

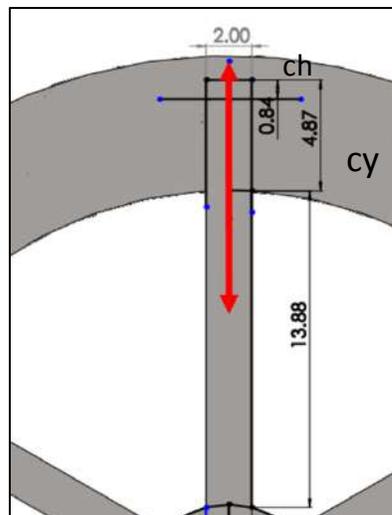


Figura 94. Detalle de las medidas para el cordón

Fuente: Elaboración propia

$$Aw = d + 2b \quad (Ec. 3.69)$$

$$Aw = 11.74 \text{ pulg}$$

Fuerza debido al cortante vertical

$$V = P = 233.8 \text{ Lbf} + fx = 274.1 \text{ lb} \quad Ec. (3.70)$$

$$Fs = \frac{P}{Aw} \quad Ec. (3.71)$$

$$Fs = 23.3 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

Esta fuerza actúa en todas partes de la soldadura lb/pulg.

Fuerza debido al momento de torsión

$$\tau = P[13.88 + (b - x)] \quad Ec. (3.72)$$

$$\tau = 247.1 \text{ lb}[13.88 + (4.87 - 0.84)]$$

$$\tau = 4909 \text{ lb.pulg.}$$

El momento de torsión causa una fuerza sobre la soldadura y en este caso el punto inferior sostiene la máxima fuerza. Lo más conveniente es descomponer la fuerza en componentes horizontal y vertical, para calcular la fuerza resultante.

$$fch = \frac{Tcy}{Jw} = \frac{(4909)(4.03)}{\frac{(2(4.87) + 2)^3}{12} - \frac{4.87^2(4.87 + 2)^2}{(2(4.87) + 2)}}$$

$$fch = 514 \text{ lb/pulg}$$

$$fcy = \frac{Tch}{Jw} = \frac{(4909)(1)}{38.5} \quad Ec. (3.73)$$

$$fcy = 128 \text{ lb/pulg}$$

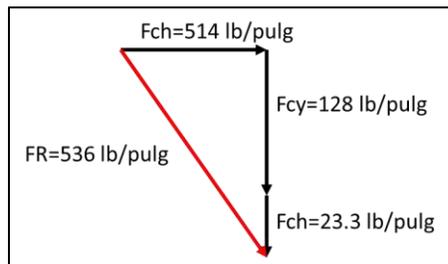


Figura 95. La fuerza resultante

Fuente: Elaboración propia

La figura nos muestra la fuerza máxima es de 536 lb/pulg.

Seleccionamos electrodo E60 para soldar, la fuerza admisible por pulgada de lado es 9600 lb/pulg. Entonces calculamos la longitud necesaria del lado.

$$w = \frac{536 \frac{lb}{pulg}}{9600 \frac{lb}{pulg} \text{ por pulg de lado}} \quad \text{Ec. (3.74)}$$

$$w = 0.06 \text{ pulg}$$

Calculamos la longitud de garganta

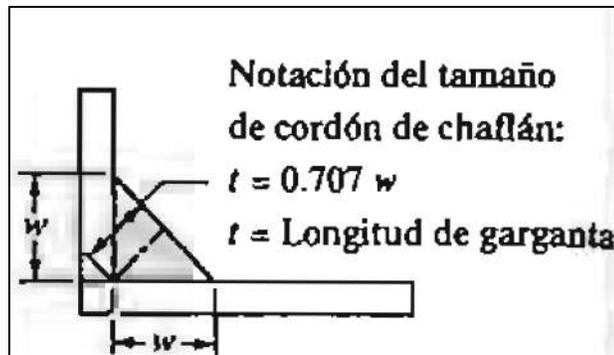


Figura 96. Notación del tamaño de garganta

Fuente: Mott (2006)

$$t = 0.707 * w$$

$$t = 0.042 \text{ pulg}$$

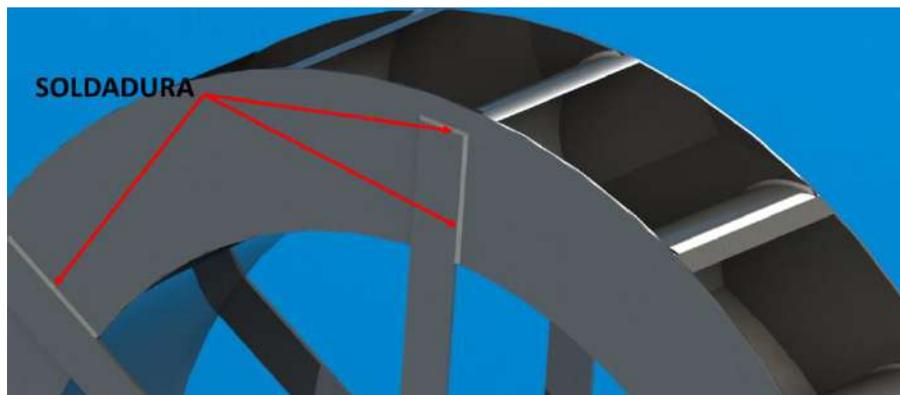


Figura 97. Detalle de soldadura en las platinas

Fuente: Elaboración propia

Calculo de soldadura en disco de fijación y el eje

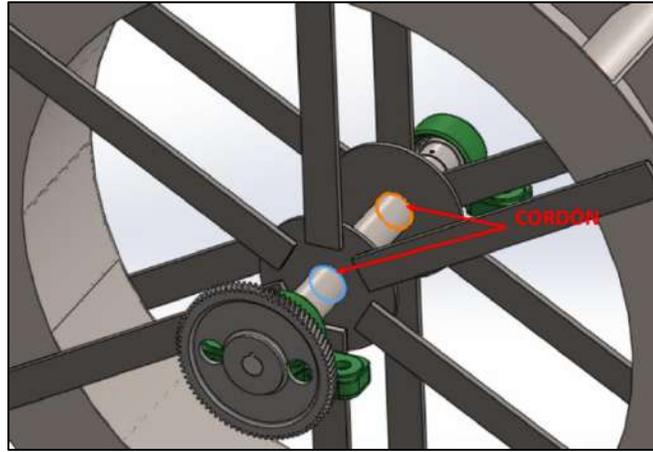


Figura 98. Vista de Disco de fijación y eje para la soldadura

Fuente: Elaboración propia

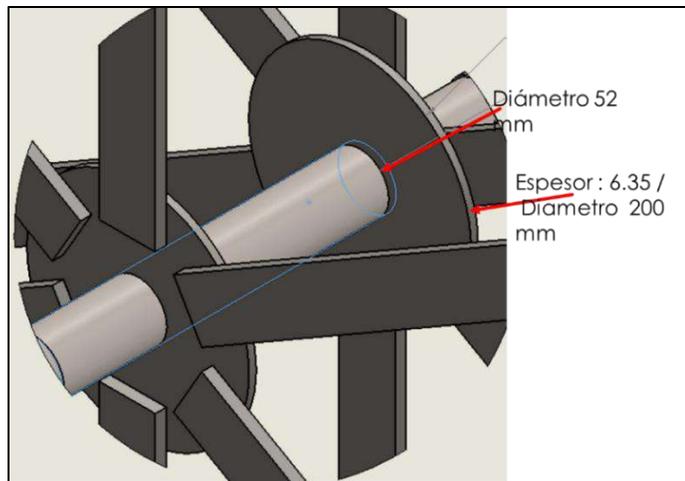


Figura 99. Dimensionamos la soldadura para el cálculo del cordón en el eje.

Fuente: Elaboración propia

Calculamos el área de soldadura según el libro de Mott (ver anexo S1.1)

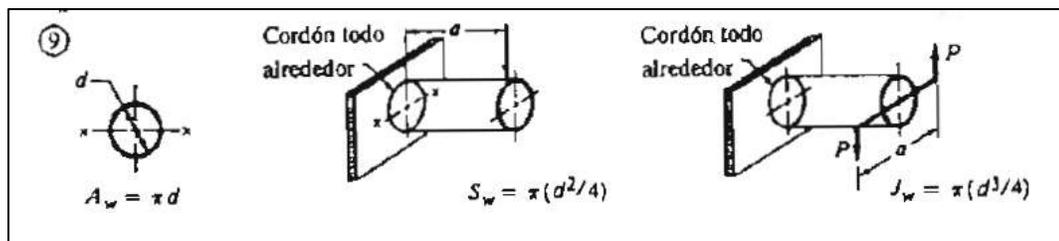


Figura 100. Factor geométrico de soldadura

Fuente: Mott (2006)

$$A_w = \pi d$$

$$A_w = 6.44 \text{ pulg}$$

Fuerza debido al cortante vertical

$$V = P = 233.8 \text{ Lbf}$$

$$F_s = \frac{P}{A_w}$$

$$F_s = 36.3 \text{ lb/pulg}$$

Esta fuerza actúa verticalmente hacia abajo en todas las partes de la soldadura.

Fuerza debido al momento de torsión

$$\tau = P \left[\frac{Dr}{2} \right] \quad \text{Ec. (3.75)}$$

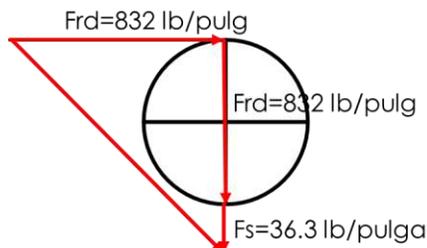
$$\tau = 5517.7 \text{ lb.pulg}$$

El momento de torsión causa una fuerza sobre la soldadura, el momento es respecto con el radio de la Rueda hidráulica para cálculo del cordón. Lo más conveniente para cálculo es tomar consideración de diámetro del eje ya que será soldado en ese lugar.

$$f_d = \frac{T \left(\frac{d}{2} \right)}{J_w} \quad \text{Ec. (3.76)}$$

$$f_d = 832 \text{ lb/pulg}$$

Se hace diagrama de combinación vectorial de las fuerzas que actúan en el eje y calcular la fuerza resultante:



Calculamos la fuerza resultante:

$$Fr = \sqrt{832^2 + 868.3^2}$$

$$Fr = 1203 \text{ lb/pulg}$$

Al seleccionar electrodo E60 para soldar, observe que la fuerza admisible por pulgada de lado es de 9600 lb/pulg. (Ver en anexo S1-la tabla S1.1).

$$w = \frac{1203 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}}{9600 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}} \text{ por pulg de lado}}$$

$$w = 0.13 \text{ pulg}$$

En la tabla S1.2 del anexo S1 se indica que el tamaño del cordón para espesores menores de 1/2" es de 3/16".

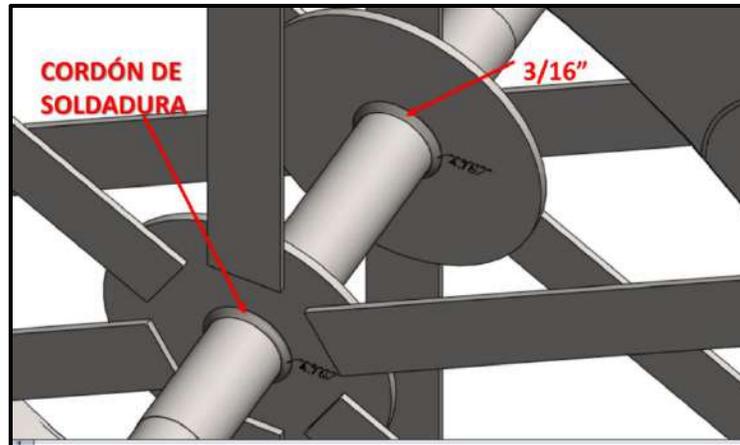


Figura 101. Vista de soldadura en el eje y disco de fijación

Fuente: Elaboración propia

3.2.9. Cálculo de soportes laterales

En la selección del perfil para los soportes se optó por los perfiles L que se ubicarían en lo que soporte de la Rueda hidráulica y la caja de velocidades. Como se ha analizado anteriormente, las fuerzas que interactúan son mayores en funcionamiento, es decir en análisis dinámico.

La magnitud de la carga que actuaría en los soportes sería el peso de la rueda y del de agua.

$$FDG = 59.2N + 1040N = 1099.2N$$

$$\frac{FDG}{2} = 549.6 \text{ por cada soporte lateral}$$

Debida la razón de la característica compresiva de esta carga se procede calcular por pandeo para el perfil L que posee las siguientes características:

Perfil angular L de lados iguales 2" x 2" x 1/4"

Datos:

$$IL = 16.3 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

$$AL = 741 \text{ mm}^2$$

$$iL = 14.8 \text{ mm}$$

$$LL = 7500 \text{ mm}$$

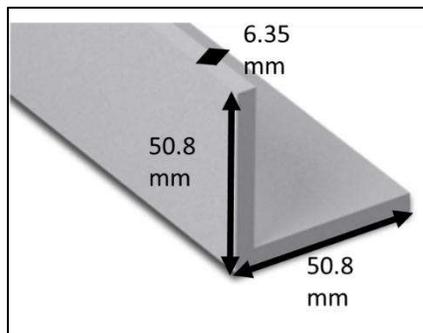


Figura 102. Sección del soporte lateral

Fuente: Elaboración propia

Se define como Fatiga crítica al cociente bruto entre la carga crítica y el área transversal del ángulo (L):

$$\delta C = J \frac{\pi^2 * E * I}{4 * L^2 * A} \quad \text{Ec. (3.77)}$$

Calculo de factor de esbeltez (λL):

$$\lambda L = \frac{L}{i} = \frac{LL}{iL} = 506.8 \quad \text{Ec. (3.78)}$$

Calculo de la tensión crítica:

$$\delta C = J \frac{\pi^2 * E}{4 * \lambda L} \quad \text{Ec. (3.79)}$$

Método del coeficiente del pandeo (COP)

Por lo tanto, en el límite antes de producirse el pandeo se debe cumplir:

$$\omega p \cdot \sigma_{CR} < \sigma_U$$

$$\delta E = \frac{\pi^2 * E}{\lambda L^2} \quad \text{Ec. (3.80)}$$

$$\delta E = 49 \text{ kg/cm}^2$$

$$\omega = 0.5 + 0.65 \cdot \frac{\delta F}{\delta E} + \sqrt{\left(0.5 + 0.65 \frac{\delta F}{\delta E}\right)^2 - \frac{\delta F}{\delta E}} \quad \text{Ec. (3.81)}$$

$$\omega = 0.5 + 0.65 \cdot \frac{3520 \text{ Kg/cm}^2}{49 \text{ Kg/cm}^2} + \sqrt{\left(0.5 + 0.65 \frac{3520 \text{ Kg/cm}^2}{49 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2 - \frac{3520 \text{ Kg/cm}^2}{49 \text{ Kg/cm}^2}}$$

$$\omega = 165$$

Para que el elemento sea aceptable tiene que cumplir:

$$\omega p \times \delta L \leq \delta F_{adm}$$

Como el material de los soportes laterales es acero estructural ASTM A36, y de aquí reemplazando en la relación anterior:

$$\omega p \times \frac{FDG}{AL} \leq \delta_{adm}$$

$$165 \times \frac{549.6 \text{ N} \times \left(\frac{1 \text{ Kg f}}{9.81 \text{ N}}\right)}{741 \text{ mm}^2} \leq 18 \text{ Kg/cm}^2$$

$$12.5 \leq 24 \text{ Kg/cm}^2$$

A partir de los cálculos se puede asegurarse que la estructura de los soportes no sufrirá pandeo en funcionamiento.

3.2.10. Cálculo de tolerancias y ajustes según norma: (UNE-EN (ISO 286-2), 1988); A continuación se muestra las posiciones de tolerancias para ejes y agujeros.

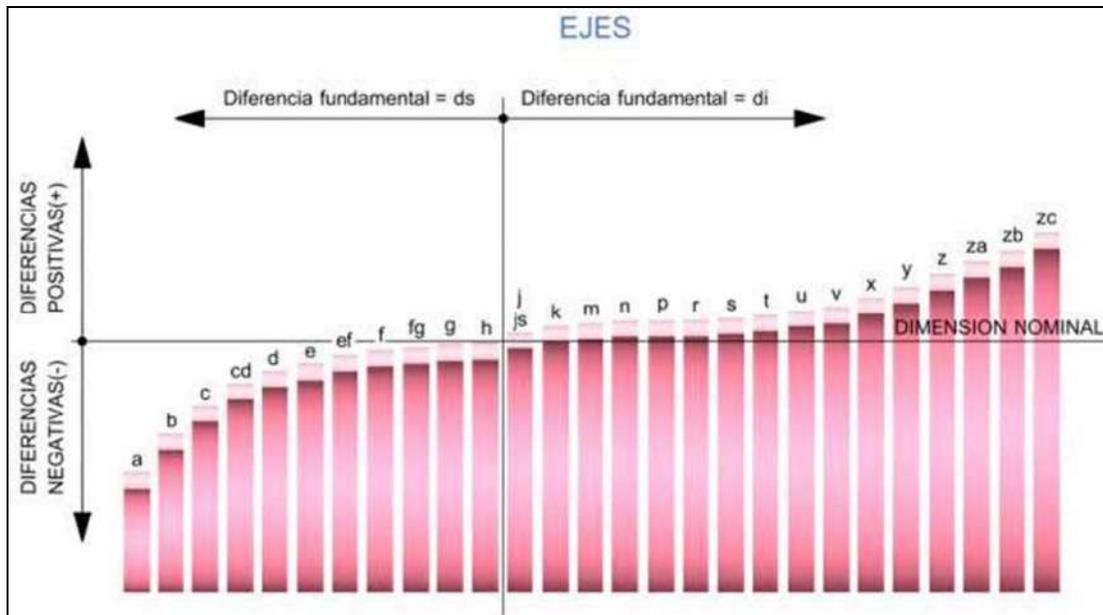


Figura 103. Posición de tolerancias para ejes

Fuente: ISO (1988)

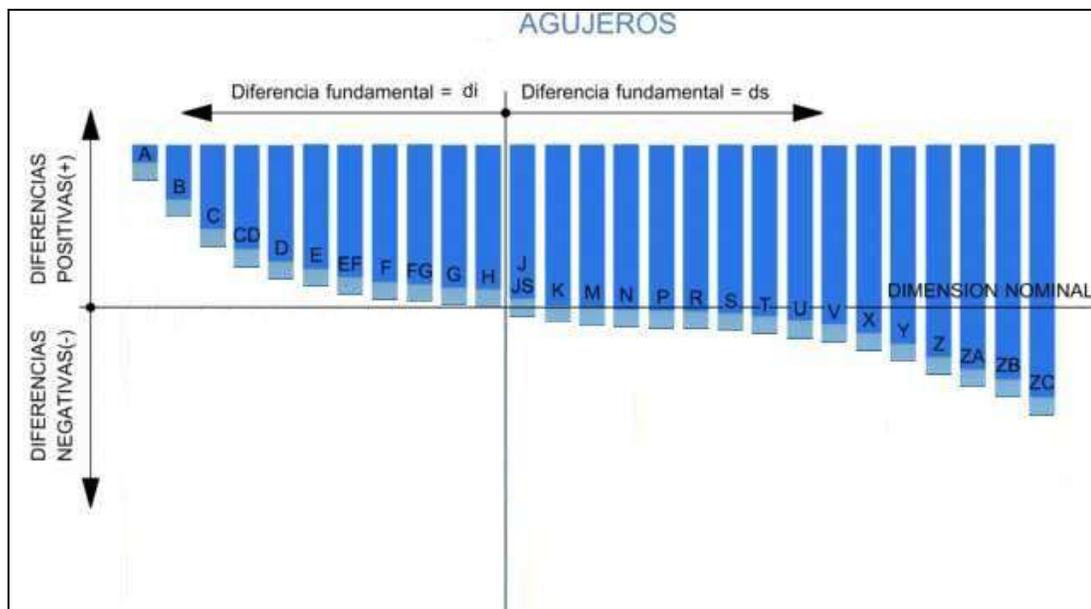


Figura 104. Posición de tolerancia para agujeros

Fuente: ISO (1988)

Calculo de tolerancia y ajuste del eje de la Rueda Hidráulica



Figura 105. Vista de posesión de chumacera

Fuente: Elaboración propia

Se calcula con los datos del diseño, y la teoría que comprende sobre tolerancias, en lo referente a magnitud de tolerancias (ver tabla TA1 del anexo TA), que muestra la ubicación de la zona de tolerancia respecto a la línea cero (véase figura 105-106), (Zavaleta, 1990).

Se tiene: Cota nominal de eje para chumacera de $\varnothing 2'' = 50.8$ mm

Determinación de la designación simbólica del eje según norma

ANSI:

Cota nominal: $\varnothing 2''$

Desviación superior: $ds = -0.0007$ pulg (-0.018 mm)

Desviación Inferior: $di = -0.0004$ pulg (-0.010 mm)

Media geométrica:

$$T_m = (\text{Cot. Max} - \text{Cot Min})/2$$

$$T_m = \varnothing 50.786 \text{ mm}$$

Utilizando la tabla ANSI ver anexo T1ANSI; obtenemos:

Posición de tolerancia : g

Grado de calidad : 4

Por lo tanto el eje se ajustará a la chumacera de 2'', ($\varnothing 2''$ g4).

Para la rueda dentada (R1 que va en el eje de Rueda hidráulica)

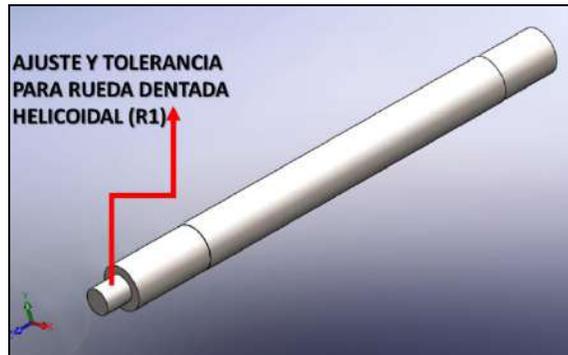


Figura 106. Detalle de diámetro para posesión de rueda dentada helicoidal

Fuente: Elaboración propia

a) Determinación de la designación simbólica del agujero según norma (UNE-EN (ISO 286-2), 1988) :

Cota nominal: Cn: $\varnothing 30$ mm

Desviación inferior: DS = +0.013 mm = 13u

Desviación inferior: DI = 0.00mm = 0u

Tolerancia (T) = (Cot. Max – Cot Min)/2

$$T = 30.013 - 0.00$$

$$= \varnothing 30.013 \text{ mm}$$

Utilizando la tabla ISO ver anexo T1ISO; obtenemos:

Posición de tolerancia : H

Grado de calidad : 6

b) Determinación de la designación simbólica del eje:

Cota nominal: Cn: $\varnothing 30$ mm.

Desviación superior: ds = +0.005 mm

Desviación inferior: di = -0.004 mm

Tolerancia con G.media (T) = (Cot. Max – Cot Min)/2

$$T_m = 30.005 + 29.996 = \varnothing 30.0005 \text{ mm}$$

Utilizando la tabla ISO ver anexo T2ISO; obtenemos:

Posición de tolerancia : j

Grado de calidad : 5

Por lo tanto la designación simbólica del ajuste será: $\text{Ø}30 \text{ H6/j5}$

El ensamble con respecto los ajustes y tolerancias quedaría de esta forma:



Figura 107. Eje principal y rueda dentada (R1)
Fuente: Elaboración propia

Calculo de tolerancias y ajustes para eje de R2 – R3

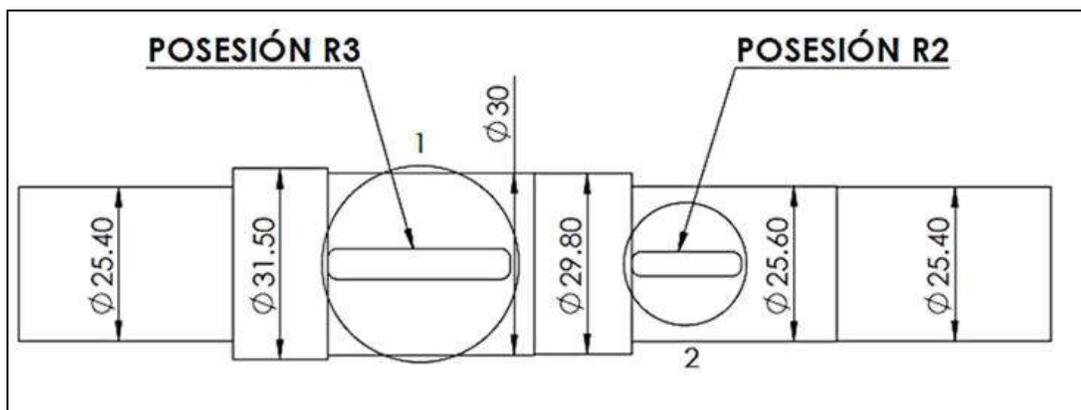


Figura 108. Detalle del eje del primer tren
Fuente: Elaboración propia

Calculo de asignación simbólica de R2:

1) Determinación de la designación simbólica del agujero:

Datos: Cota nominal: Cn: $\varnothing 25$ mm

Desviación Superior: DS = +0.008 mm = 8u

Desviación inferior: DI = -0.005 mm = 5u

Tolerancia media (Tm) = (Cot. Max – Cot Min)/2

Tm = $\varnothing 25.0015$ mm

Utilizando la tabla T1ANSI; obtenemos:

Posición de tolerancia : J

Grado de calidad : 6

2) Determinación de la designación simbólica del eje:

Cota nominal: Cn: $\varnothing 25$ mm.

Desviación superior: ds = -0.016 mm

Desviación Inferior: di = -0.007 mm

Tolerancia media (Tm) = (Cot. Max – Cot Min)/2

Tm = $24.984 - 24.993 = 0.021$ mm = $\varnothing 24.988$ mm

Utilizando la tabla T2ISO; obtenemos:

Posición de tolerancia : g

Grado de calidad : 5

Por lo tanto la designación simbólica del ajuste será: $\varnothing 25$ J6/g5

Calculo de asignación simbólica de R3:

c) Determinación de la designación simbólica del agujero :

Cota nominal: Cn: $\varnothing 30$ mm

Utilizando la tabla ISO ver anexo T1ISO; obtenemos:

Posición de tolerancia : H

Grado de calidad : 6

d) Determinación de la designación simbólica del eje:

Cota nominal: Cn: 30 mm.

Utilizando la tabla ISO ver anexo T2ISO; obtenemos:

Posición de tolerancia : j

Grado de calidad : 5

Por lo tanto la designación simbólica del ajuste será: $\varnothing 30$ H6/j5

Determinación de la designación simbólica para segundo tren (eje de $\varnothing 1''$), según norma ANSI

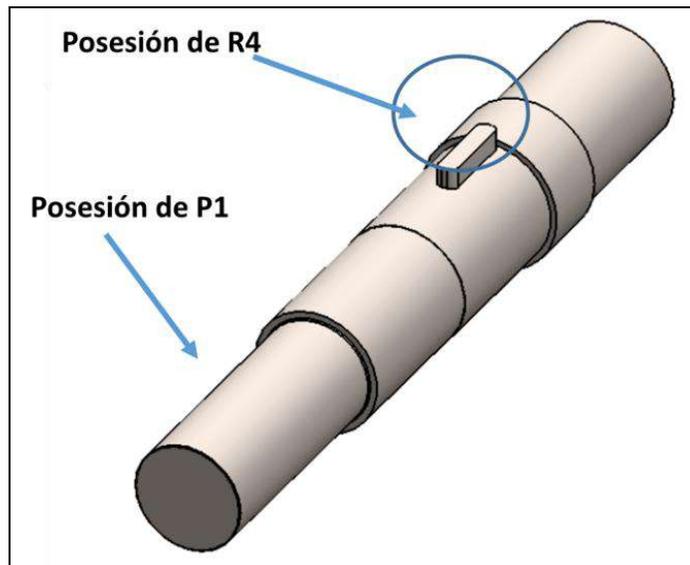


Figura 109. Detalle de posesión de R4 y P1

Fuente: Elaboración propia

Datos: Cota nominal: $\varnothing 1''$

Desviación inferior: $d_i = -0.0003$ pulg (0.0076 mm)

Desviación superior: $d_s = -0.0007$ pulg (0.0177 mm)

Tolerancia med. (T_m) = (Cot. Max – Cot Min)/2

$T_m = 25.382 - 25.392 = \varnothing 25.387$ mm

Utilizando la tabla T1ANSI; obtenemos:

Posición de tolerancia : g

Grado de calidad : 5

Por lo tanto el eje se ajustará a la chumacera de $\varnothing 1''$ (g5)

La asignación que corresponde al R4 es: **$\varnothing 25$ J6/g5**

Calculo de asignación simbólica de P1:

e) *Determinación de la designación simbólica del agujero :*

Datos: Cota nominal: Cn: $\varnothing 22$ mm

Desviación inferior: $D_i = .0.008$ mm

Desviación inferior: $D_i = -0.005$ mm

Tolerancia Med. (T_m) = (Cot. Max – Cot Min)/2

$T = 22.008 - 21.995 = 22.0015$ mm

Utilizando la tabla T1ISO; obtenemos:

Posición de tolerancia : J

Grado de calidad : 6

f) *Determinación de la designación simbólica del eje:*

Cota nominal: Cn: $\varnothing 22$ mm.

Desviación superior: $ds = -0.020$ mm

Desviación inferior: $di = -0.007$ mm

Tolerancia Med. (T_m) = (Cot. Max – Cot Min)/2

$T_m = 21.98 - 21.993 = \varnothing 21.987$ mm

Utilizando la tabla 1 y 2a; obtenemos:

Posición de tolerancia : g

Grado de calidad : 6

Por lo tanto la designación simbólica del ajuste será: $\varnothing 22$ J6/g6

Ensamble con respecto a los ajustes y tolerancias queda de esta manera:



Figura 110. Ensamble del eje de R4 y P1 con tolerancias y ajustes

Fuente: Elaboración propia

3.2.11. Selección de máquina generadora de energía eléctrica

La transformación de la energía mecánica, proveniente del movimiento rotacional de la Rueda hidráulica mediante el peso de agua que la impacta. La conversión se efectuó por medio de un equipo generador trifásico ya que presenta mayor versatilidad.

En este proceso se presenta la selección del equipo generador (dinamo) o también llamado alternador, además los componentes para las pruebas, cómo dispositivos de seguridad e instrumentos de control y medición. Las pruebas se realizaron en vacío (sin carga), en Soluciones Prácticas – ITDG. La cual nos abrió las puertas para realizar las pruebas en sus instalaciones que están ubicado en una zona rural de Cajamarca (Carretera Bambamarca KM4.5 –caserío de Llushcapampa).

A continuación se presenta datos técnicos del alternador trifásico que puede ser seleccionado para pruebas de la Rueda hidráulica.

El generador eléctrico recomendable los que trabajan muy bien a velocidades de giro variables y por lo tanto compatibilizan con las velocidades de giro de la rueda y además son para bajas potencias.

Para el diseño del generador se consideraron los siguientes parámetros:

Según los cálculos preliminares la velocidad de rueda en rpm se multiplica por los trenes de engranajes y poleas que al final se obtiene 952 rpm como máxima velocidad, se puede multiplicar esta velocidad mediante poleas a una velocidad que requiere el generador.

Es recomendable acoplar un generador trifásico 380-440 v a 60 Hz y preferible adaptar un generador de baja revolución y así generar energía eléctrica de manera eficiente.

3.3. DISEÑO DE DETALLE

3.3.1. Planos

Es esta etapa se presentan planos para la fabricación del sistema de generación de energía eléctrica mediante una Rueda hidráulica. se adjunta la lista de planos de despiece y ensamble.

Los planos de la presente tesis tienen por objetivo:

- Mostrar las distintas formas de los componentes, funcionamiento de cada uno de ellos, conexión y relación entre los diversos elementos que conforman lo que es el sistema.
- Alcanzar los detalles, dimensiones, tolerancias, ajustes, escalas y acabados superficiales para cada uno de los elementos con la finalidad de fabricar cada elemento de manera sintetizada para su correcto funcionamiento.

Planos de despiece: son detalles de las dimensiones y datos necesarios de un componente para la fabricación. Para el complemento de este proyecto se compró elementos en el mercado a un proveedor; como: las chumaceras, poleas, engranajes, dínamo entre otros). Y los que se pueden fabricar a base de material bruto como los engranajes helicoidales de diámetro menor, álabes, ejes, entre otros. Los planos de despiece cumplen con todo lo mencionado en el segundo punto de objetivo.

Plano de ensamble: Estos planos tienen el objetivo principal de mostrar la configuración y disposición de los elementos que conforman la máquina. El primer punto de objetivo es la que describe al plano de ensamble.

(Véase planos en anexo)

A continuación el listado de planos de despiece y ensamble:

Tabla 25. Descripción de los planos del proyecto

N°	Descripción	Código	T/h	N° de laminas
Planos generales de la Rueda hidráulica				
1	Eje de la Rueda hidráulica	PERH1-1	A2	1
2	Ensamble del eje de R.H., R1 y chumaceras.	PENRHR1CH-1	A2	1
3	Álabe de la Rueda hidráulica	PPRH-1A	A2	1
4	Radios (platina) y disco de fijación	PPRH-2DP	A2	1
5	Tapa lateral e inferior de la Rueda hidráulica	PPRH-2TLI	A2	1
6	Ensamble de la Rueda hidráulica sin eje	PERHG-SS	A2	1
7	Ensamble de la Rueda hidráulica (eje,R1 y chumacera)	PERHE	A2	1
8	Soporte lateral derecha y multiplicador de velocidad	P-SLD-CMV	A2	1
9	Soporte lateral izquierda	P-SLI-1	A2	1
10	Ensamble general del sistema	PEGSRHPGEE	A2	1
Planos de multiplicador de velocidad				
1	(2)Rueda dentada helicoidal de 84 dientes	PMV (R1=R3)-1	A2	1
2	(2)Rueda dentada helicoidal de 18 dientes	PMV (R2=R4)-2	A2	1
3	Eje del primer tren (R2 YR3)	PMV-ER2R3	A2	1
4	Eje del segundo tren (R4 y P1)	PMV-ER4P1	A2	1
5	Ensamble del primer tren (E1R2R3)	PEMV-ER2R3	A2	1
6	Ensamble del segundo tren (E2R4P1)	PEMV-ER4P1	A2	1
7	Montaje de caja multiplicadora de velocidades	PEMVG-P	A2	1
Planos de soldadura (componentes soldadas)				
1	Soldadura en soporte lateral	PS-SLDI2	A2	1
2	Soldadura en la Rueda hidráulica	PS-RH1	A2	1
Plano de ensambles generales				
1	Vista explosionado general del sistema	PVEEG-SRHPGEE	A2	2
2	Lista de componentes del sistema	PVEEG-SRHPGEE	A2	1
3	Plano de instalación del sistema	PISRHPE	A2	1
Número Total de Planos			23	

Fuente: Elaboración propia

CAPITULO IV

CONSTRUCCIÓN Y SIMULACIÓN DE LA RUEDA HIDRÁULICA

4.1. CONSTRUCCIÓN

4.1.1. Materiales

- Planchas de acero ASTM A 36 de 1.5 mm
- Planchas de acero ASTM A 36 de 3 mm
- Planchas de acero ASTM A 36 de ¼ pulg.
- Planchas de acero ASTM A 36 de 1.25 mm
- Platina de 2x3x3/16 pulg.
- Material para ejes AISI 1045
- Ángulo para bases ASTM A 36 L2X2X1/4 Pulg.
- Material para los piñones AISI 4135
- Material para engranajes conductoras AISI 3415
- Material para aluminio
- Pernos de grado 5
- Tuercas de grado 5



Figura 111. Plancha de acero ASTM A36 (1.5x1200x2400)

Fuente: Elaboración propia

4.1.2. Construcción de la Rueda hidráulica

Se empezó con las tapas laterales; donde se procedió el corte por plasma, que consiste el corte radial mediante una cierra caladora circular a través de la geometría trazada.

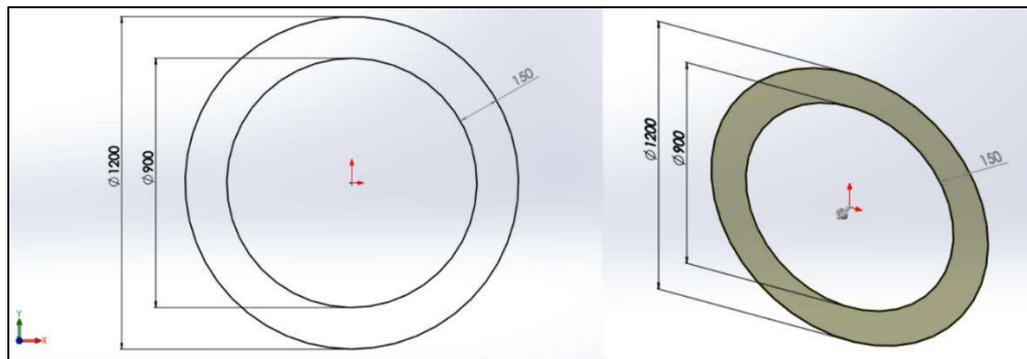


Figura 112. Dimensiones de las tapas laterales para el corte

Fuente: Elaboración propia

Luego las tapas laterales fueron unidas mediante puntos de soldadura de 1/32" para completar con los componentes que se relacionan.



Figura 113. Tapas laterales cortados

Fuente: Elaboración propia

Fabricación de álabes: se cortó las secciones rectangulares para rolar en caliente y se utilizó un tornillo de banco para aplicar la fuerza en un molde en forma de T, es decir que la sección rectangular es curvada hasta lograrlo la forma según el plano (Figura 115).

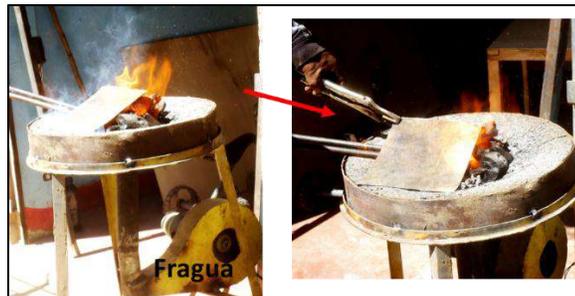


Figura 114. Tratamiento térmico de sección rectangular en la fragua

Fuente: Elaboración propia



Figura 115. Aplicación de fuerza en roladora para dar la forma del álabe

Fuente: Elaboración propia

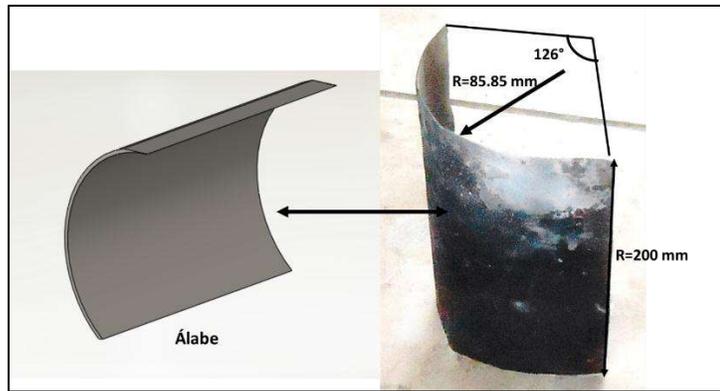


Figura 116. Disposición del álabe para la soldadura

Fuente: Elaboración propia

Conformación de la Rueda hidráulica:

Se realizó el trazado en las tapas laterales para la soldadura de los álbes.

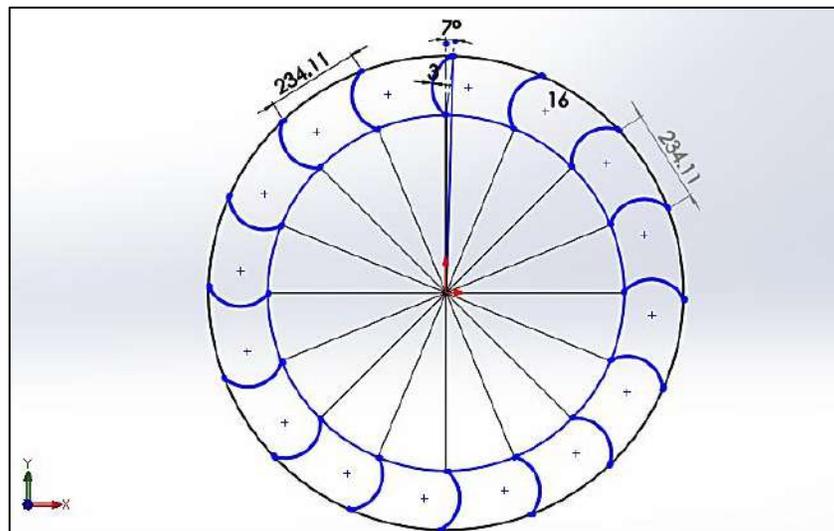


Figura 117. Trazado de radios y segmentos para la colocación de los álbes

Fuente: Elaboración propia

La Rueda hidráulica está conformado por 16 álbes equidistantes y se dividió geoméricamente las tapas laterales.

$$L_{\text{segmento}} = P/16$$

$$P = 2 * \pi * r$$

$$L_{\text{segmento}} = 3768/16$$

$$L_{\text{segmento}} = 234.11$$

Los álabes están inclinados a 7° para formar un ángulo de 160° de salida del chorro y de la misma manera éste facilita a la entrada para realizar su trabajo mejorando la eficiencia.

Luego se realizó el soldeo del cordón respectivo entre la tapa y el alabe (unión a T). En el procedimiento se empleó la varilla E6011 para el cordón en ángulo exterior cóncavo y quedó de la siguiente forma (véase Figura 119).



Figura 118. Soldeo de tapas laterales y álabes

Fuente: Elaboración propia

Para el soldeo de la tapa inferior se ha punteado mediante soldadura E6011 de 3/32”.

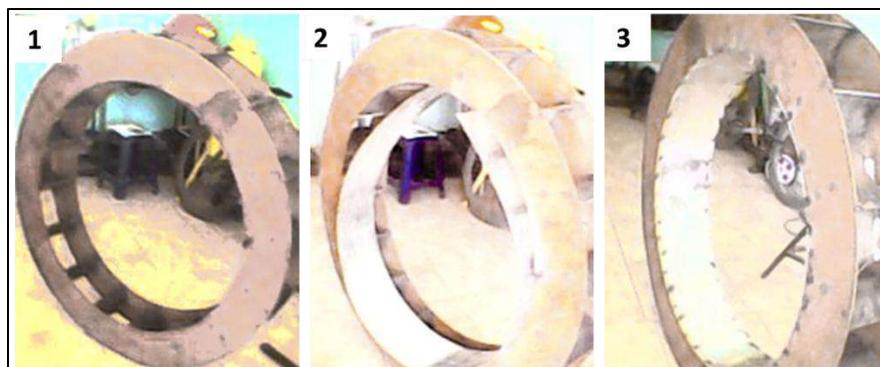


Figura 119. Soldado de tapa inferior

Fuente: Elaboración propia

Soldeo de radios y disco de fijación en la rueda:

Se habilitaron 12 radios de platina de 2"x3/16" y se cortó el disco de 1/4 "de espesor, con un diámetro exterior de 200 mm y diámetro interior de 52 mm (2 discos). Se realizó el trazado y soldeo de los radios con la soldadura E6011 5/32" y el cordón es a unión traslape. De igual manera se empleó en el disco de fijación unión traslape y superpuesta.

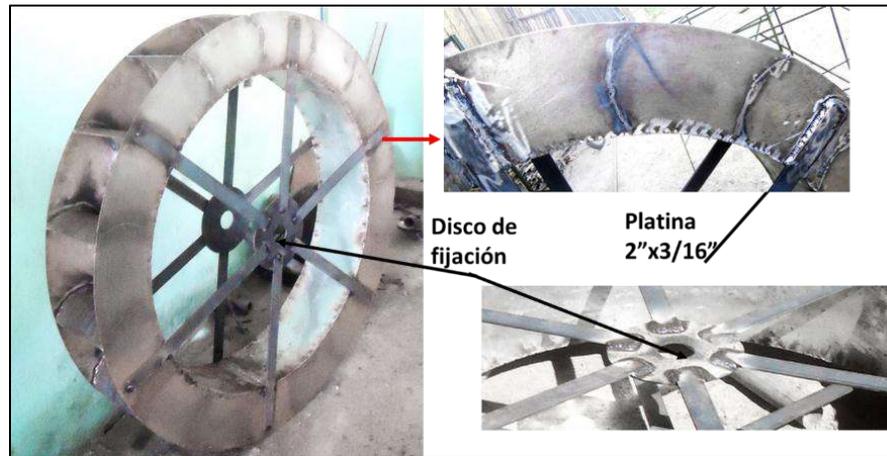


Figura 120. Detalle soldadura de platinas y disco de fijación

Fuente: Elaboración propia

Acabado superficial de los elementos soldados

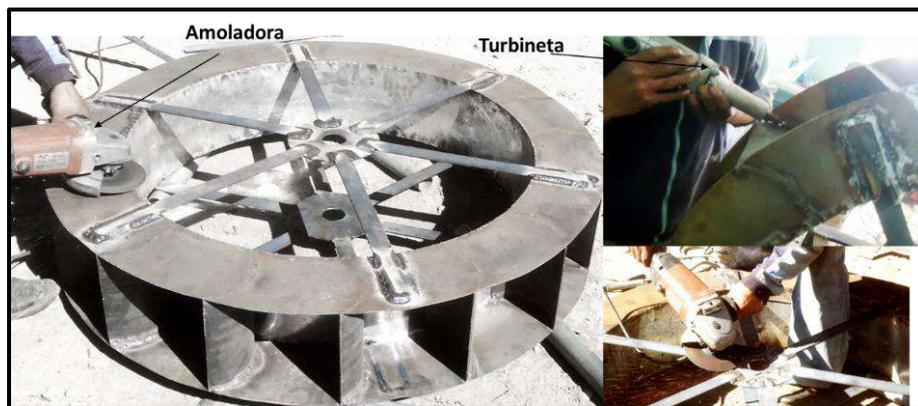


Figura 121. Fotos de acabado superficial de la soldadura

Fuente: Elaboración propia

Los acabados superficiales se realizaron mediante amoladoras en las uniones de piezas donde hay escorias, y se limpió las escorias en los álabes con una turbineta.

4.1.3. Mecanizado del eje de la Rueda hidráulica

El eje se construyó de acero AISI 1045, bajo un diseño de cargas cortantes y momentos flexores que produce en el sistema. El eje tiene 600 mm de longitud, diámetro de 52 mm, consta de dos soportes laterales donde se coloca chumaceras de 2" y al extremo se acopla una caja de velocidades.

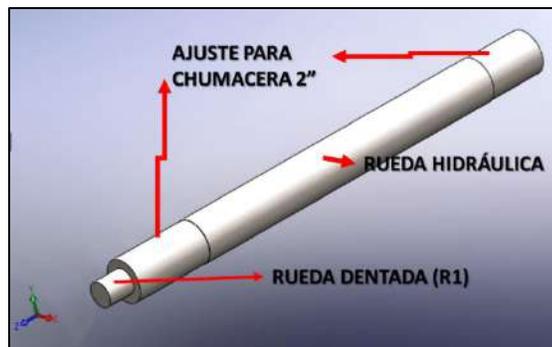


Figura 122. Eje de la Rueda hidráulica

Fuente: Elaboración propia

El mecanizado de eje es por arranque de viruta, que se realizó en un torno horizontal. Con las tolerancias del plano el alojamiento de las chumaceras de 2" (g4) y alojamientos de rueda dentada helicoidal de 30 mm.



Figura 123. Mecanizado del eje de la Rueda hidráulica

Fuente: Elaboración propia

Finalmente se muestra el ensamble con respecto a los ajustes y tolerancias



Figura 124. Fotos de eje y Rueda hidráulica ensamblado

Fuente: Elaboración propia

4.1.4. Fabricación de multiplicador de velocidad mediante engranajes helicoidales.

Ruedas dentadas helicoidales (R1 y R3):

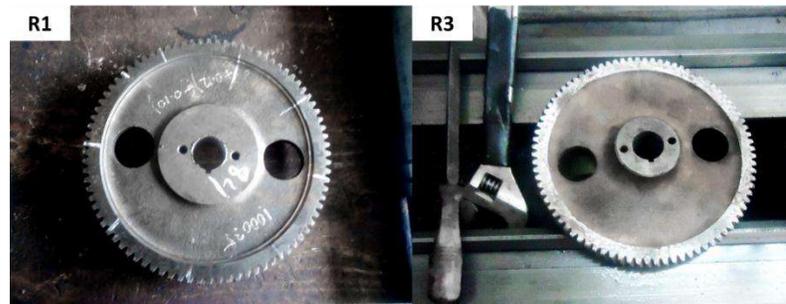


Figura 125. Foto de ruedas dentadas de 84 dientes

Fuente: Elaboración propia

4.1.4.1. Fabricación de ruedas dentadas helicoidales Procedimiento de fabricación

Se compró dos unidades de engranajes helicoidales de 9 pulgadas de diámetro, 84 dientes y espesor de 0.71 pulgadas para la multiplicación de

velocidades. Posteriormente se diseñó ruedas dentadas de 18 dientes de mismo módulo, addendum, dedendum, espesor, ángulo de presión y ángulo de hélice.

Maquinaria y equipo:

- Torno horizontal
- Fresadora mixta
- Punto giratorio
- Cabezal divisor
- Porta fresa
- Goniómetro
- Vernier
- Aceitera
- Cortante de cobalto
- Cabezal modulado
- Llaves coronas
- Llaves Allen
- Lima

Se habilitó un corte de trozo de acero AISI 4135 con 2.08 pulgadas de diámetro y espesor de 0.71 pulgadas. Estas ruedas se fabricaron en dos etapas, primero se mecaniza un cilíndrico en un torno, tomando consideración del diámetro exterior y primitivo. Luego se trasporta a una fresadora donde se presenta con un ángulo de hélice para mecanizar mediante arranque de viruta y método horizontal para el tallado del engrane según el plano.

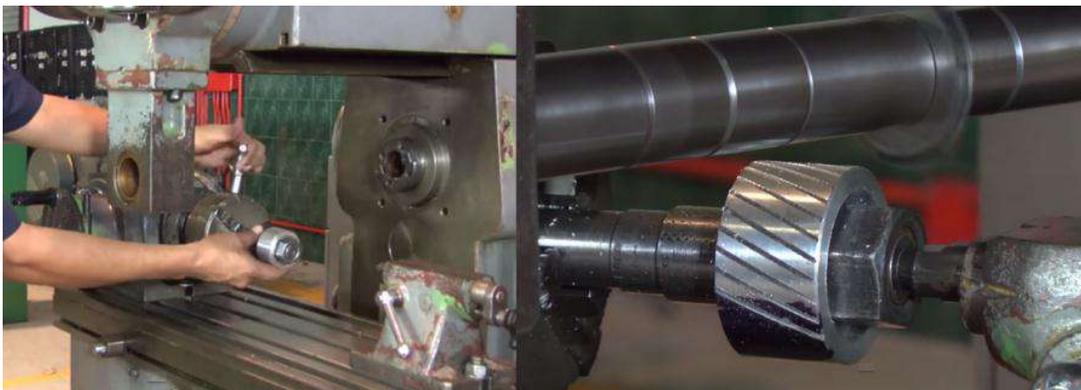


Figura 126. Mecanizado de engranajes en fresadora mixta

Fuente: Elaboración propia



Figura 127. Mecanizado de diámetro interior de los engranajes de 18 dientes

Fuente: Elaboración propia

En seguida se dispuso las ruedas dentadas para acabado superficial en el torno para ser lijado y dejar conforme al plano.



Figura 128. Fotos de las ruedas dentadas para colocar en los ejes de multiplicador de velocidad

Fuente: Elaboración propia

Finalmente los engranajes en medida pasaron al cepillo, para mecanizado de los canales chaveteros según el plano.

4.1.4.2. Mecanización de los ejes de multiplicador de velocidad

Se mecanizó el alojamiento de la rueda dentada helicoidal de 84 dientes y 18 que tienen diámetros de 30 mm y 25.6 mm respectivamente; donde se coloca mediante chavetas.



Figura 129. Mecanizado del eje del primer tren

Fuente: Elaboración propia

Acabado superficial del eje de los trenes

El eje de R4-P1, la rueda dentada helicoidal de 84 dientes y de la polea de 8 pulgadas que se engrana al eje de R2 – R3. Se ha mecanizado en un torno horizontal, así como la rectificación de cilindrad y el corte para la chaveta. Finalmente se hace un acabado superficial del eje.



Figura 130. Mecanizado del segundo eje de R4 y P1

Fuente: Elaboración propia

4.1.5. Ensamble de ejes y chumaceras

Se observa las piezas en vista de explosión y de ensamble del eje R2 y R3.

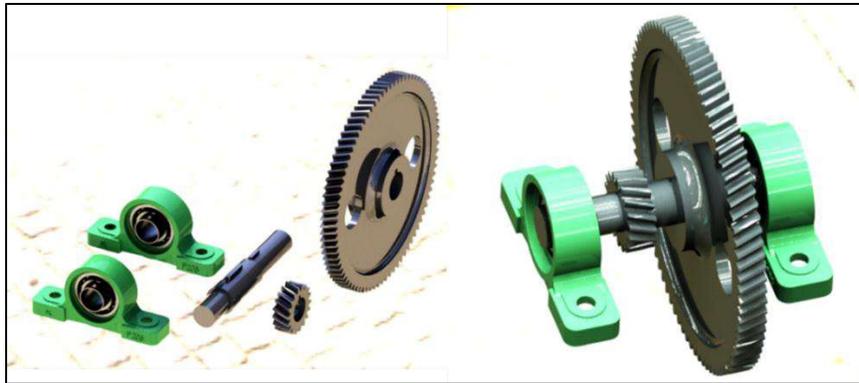


Figura 131. Ensamble de eje de R2 y R3

Fuente: Elaboración propia



Figura 132. Ensamble de eje de R4 y polea de 8"

Fuente: Elaboración propia

4.1.6. Construcción de soportes laterales y bases de caja de velocidad

Los soportes laterales de la Rueda hidráulica están conformado por los ángulos de 2"x2" x ¼". Según el diseño estructural del soporte que es apropiada para la Rueda hidráulica; además se aprovecha a uno de los soportes laterales como el soporte para la caja de velocidad. El soporte lateral se soldó con la soldadura E7018 por el espesor del material y con una máquina de 300 Amperios.

En las figuras 133 y 134 se observa el soporte lateral y soporte de caja de velocidades.



Figura 133. Fotos de soporte lateral

Fuente: Elaboración propia



Figura 134. Fotografía de soporte de caja de velocidades y soporte lateral de la Rueda hidráulica

Fuente: Elaboración propia

4.1.7. Soldadura del eje de la Rueda Hidráulica y discos de fijación

En este proceso se realizó una unión de soldadura por arco eléctrico (E6011), alrededor del eje y el diámetro interior de disco de fijación.

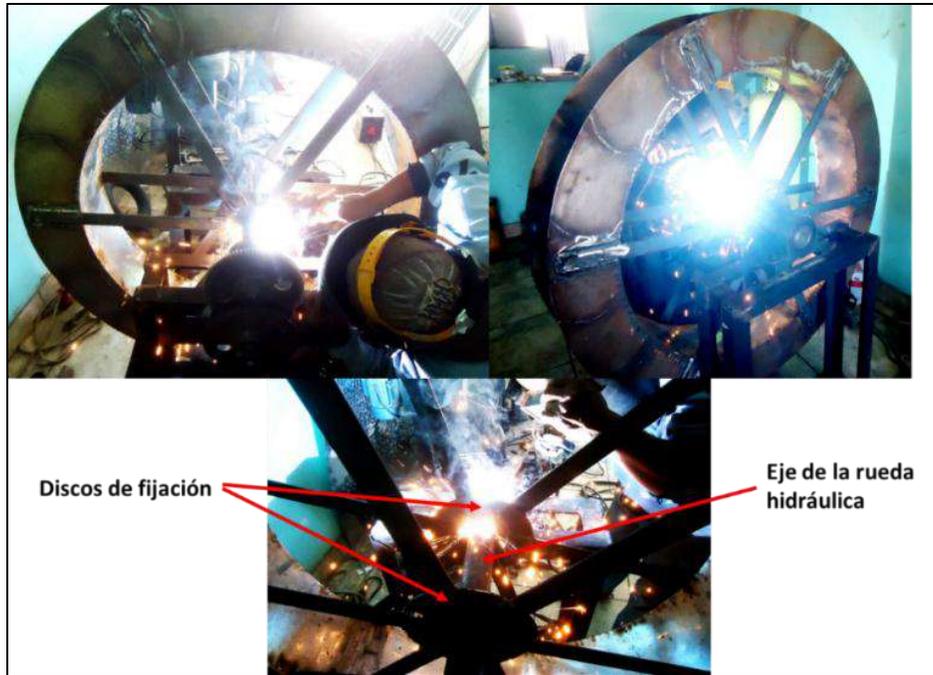


Figura 135. Soldeo del eje de Rueda hidráulica

Fuente: Elaboración propia

En seguida, la Rueda hidráulica con eje quedó de la siguiente manera:



Figura 136. Vista de la Rueda hidráulica con el eje y rueda dentada

Fuente: Elaboración propia

4.1.8. Montaje de la Rueda hidráulica

4.1.8.1. Montaje y ensamble de caja de velocidades

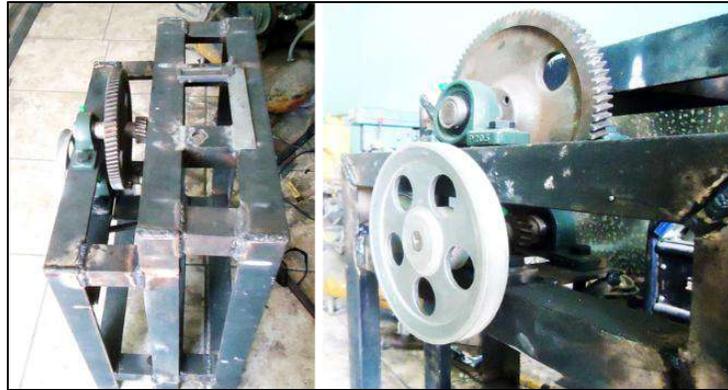


Figura 137. Detalle de caja de velocidades

Fuente: Elaboración propia

4.1.8.2. Montaje de soportes y la Rueda hidráulica



Figura 138. Pasos de montaje de la Rueda hidráulica

Fuente: Elaboración propia

Se observa la Rueda hidráulica con los soportes laterales y sincronización con la caja de velocidades se ensambló con éxito



Figura 139. Montaje de la Rueda hidráulica y caja de velocidad

Fuente: Elaboración propia

4.1.9. Acabado superficial y pintura de la Rueda hidráulica

Acabado superficial



Figura 140. Acabado superficial de los álabes

Fuente: Elaboración propia

4.1.10. Pintura de componentes soldadas

La pintura se aplicó a todo el sistema a través de un compresor de aire que es conducido mediante cañerías hasta un dispositivo de spray que proyecta la pintura de manera uniforme y continúa.

4.1.10.1. Pintura de soportes laterales

En este proceso se aplicó una pintura base para un mejor acabado superficial con la pintura final.



Figura 141. Soporte lateral con pintura gloss matizado (verde-aluminio)

Fuente: Elaboración propia

4.1.10.2. Pintura de la Rueda hidráulica y el eje

Pintura epóxica de color amarillo para los álabes, tapas laterales; ya que tales componentes trabajan constantemente en el agua. Esta pintura es recomendable para resistir la corrosión y oxidación del material construido.



Figura 142. Acabado superficial total de la Rueda hidráulica y del eje.

Fuente: Elaboración propia

4.1.11. Montaje general de la Rueda hidráulica



Figura 143. Montaje total de la Rueda hidráulica con pintura

Fuente: Elaboración propia

4.2. SIMULACIÓN DE COMPONENTES COSMOS MOTION (SOLIDWORKS)

Aplicación del procedimiento (Solidworks, 2015)

A continuación se hará análisis estático y dinámico de los componentes principales del sistema.

4.2.1. Eje de la Rueda hidráulica

Se elaboró una pieza para el modelado del eje; donde el eje presenta diferentes diámetros elegidos para colocación de la Rueda hidráulica, rueda dentada helicoidal y chumaceras. (Figura 144)



Figura 144. Eje de la Rueda hidráulica

Fuente: Elaboración propia

Modelado de las chumaceras de 2"; UCP2011-FK.

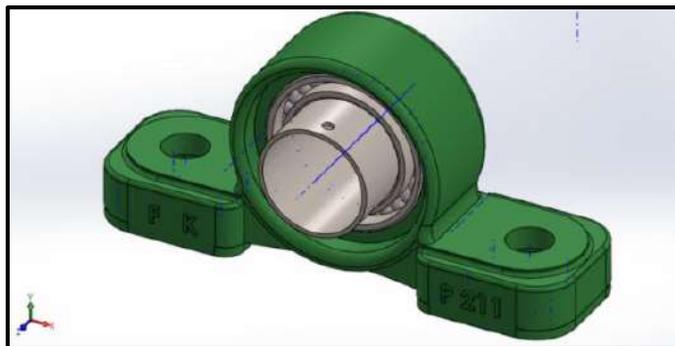


Figura 145. Chumacera UCP2011-FK

Fuente: Elaboración propia

Luego se realizó el ensamble de las chumaceras en el eje.

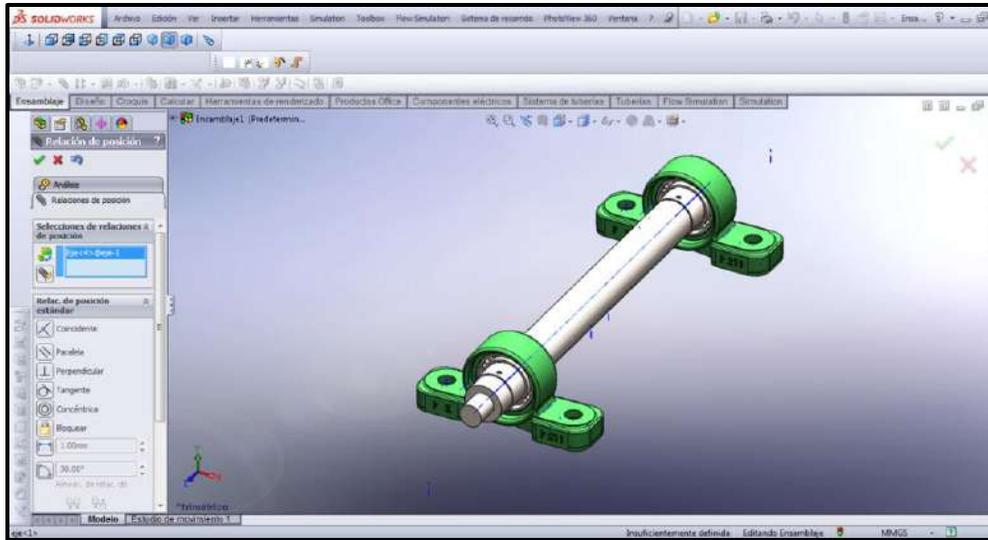


Figura 146. Ensamble del eje y los soportes

Fuente: Elaboración propia

4.2.1.1. Elección de material:

Para poder realizar el estudio estático se asignó los materiales para el eje de la Rueda hidráulica y la chumacera.

Eje de la Rueda hidráulica: según los cálculos realizados se asignó acero AISI 1045.

Chumacera: El material de la chumacera escogida la fundición gris, que es un aleación Fe-C con 2.5% de carbono aproximadamente. Este material es recomendado por SKF, fabricante de las chumaceras instaladas en el sistema de transmisión de potencia.

Aplicación de cargas, fuerzas y restricciones

Las fuerzas que afectan a las chumaceras y al eje:

- Se aplicó una fuerza distribuida para simular el peso del agua y de la rueda. (1099.2 N) y 501 N.
- Se aplicó un momento de torsión al eje. (143.88 N.m), según cálculos en pag. 86.
- Se aplicó la aceleración de gravedad al eje

- En las Chumaceras se considera las restricciones en las bases de las chumaceras (fijas) y en parte del rodaje se aplica una conexión de rodamiento.

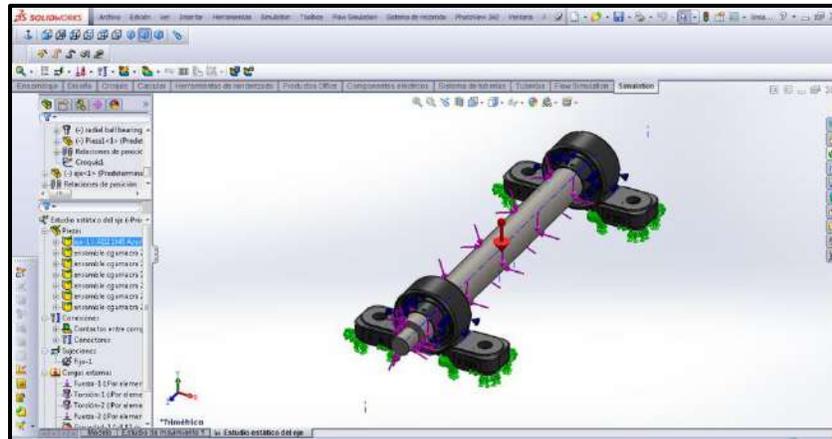


Figura 147. Fuerzas aplicadas en el eje de Rueda hidráulica

Fuente: Elaboración propia

En el mallado se ejecutó con un estándar de 10 mm de tamaño de cada elemento y 0.5 de tolerancia. Fue necesario que la malla sea de elementos cuadráticos de alto orden para poder simular sin ningún problema y los resultados sean más notables.

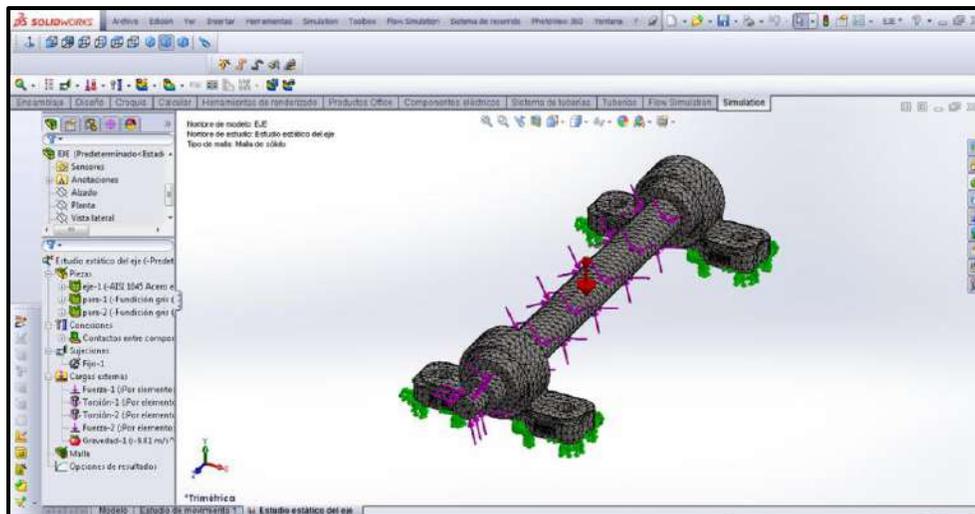


Figura 148. Mallado del eje y fuerzas sometidas

Fuente: Elaboración propia

4.2.1.2. Resultados tensiones (vonMises) (Solidworks, 2015)

El criterio de máxima tensión de von Mises se basa en la teoría de von Mises-Hencky, también conocida como teoría de la energía de cortadura o teoría de la energía de distorsión máxima. En cuanto a las tensiones principales σ_1 , σ_2 , σ_3 , la tensión de von Mises se expresa de la siguiente manera:

$$\sigma_{\text{von Mises}} = \left\{ \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \right] / 2 \right\}^{1/2}$$

En la mayoría de los casos, el límite elástico se utiliza como el límite de tensión. Sin embargo, el software le permite utilizar el límite de tensión de tracción/ruptura o establecer su propio límite de tensión.

$$\sigma_{\text{von Mises}} \geq \sigma_{\text{limit}}$$

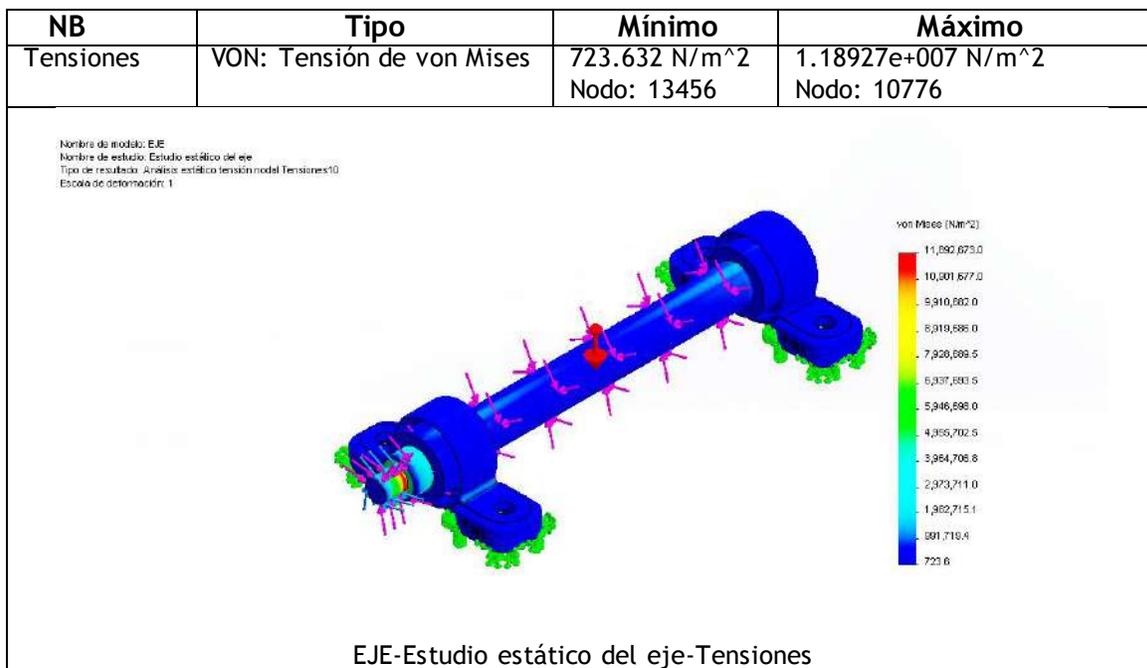


Figura 149. Resultados de análisis de tensión mediante von mises

Fuente: Elaboración propia

4.2.1.3. Resultados por desplazamiento estático (Solidworks, 2015)

La figura 151, muestra los resultados de desplazamiento estático en los elementos, el color rojo indica el máximo desplazamiento de los elementos y la azul indica que no hay desplazamientos.

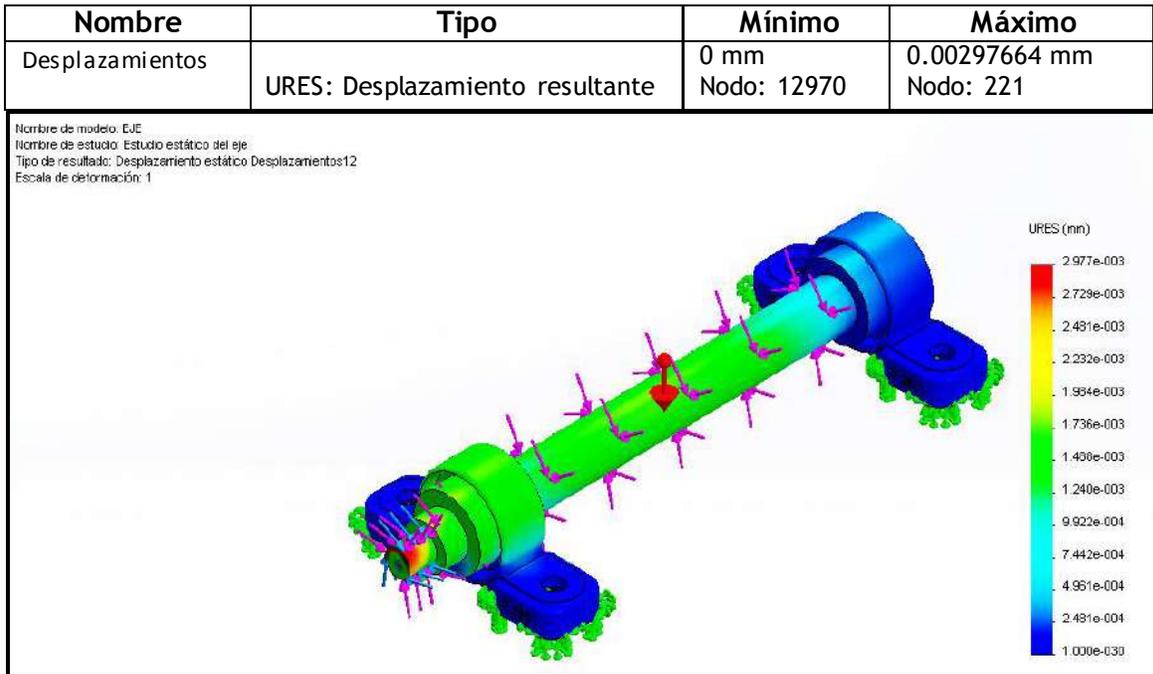


Figura 150. Resultado de desplazamiento estático

Fuente: Elaboración propia

4.2.1.4. Resultados por deformaciones unitarias (Solidworks, 2015)

La figura 152, se expone los resultados debido a las deformaciones unitarias, tiene una barra en la cual se expone el rango de la deformación unitaria en el eje y las chumaceras.

Nombre	Tipo	Mínimo	Máximo
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.46757e-008 Elemento: 14142	4.52004e-005 Elemento: 3122

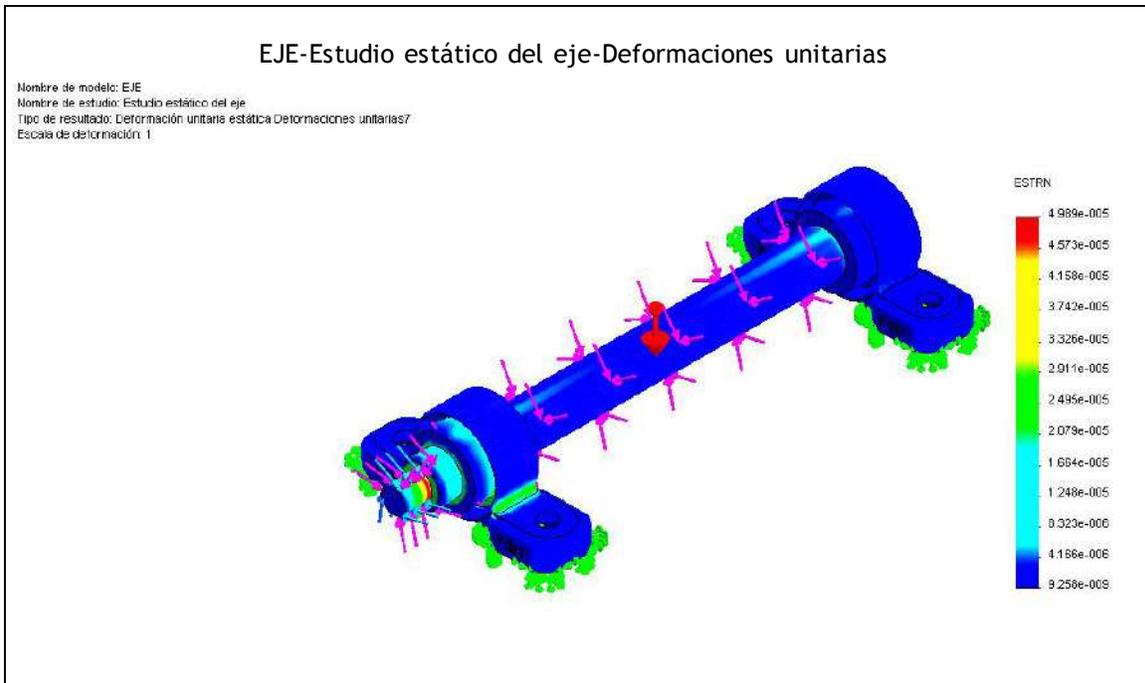


Figura 151. Resultado por deformaciones unitarias

Fuente: Elaboración propia

4.2.1.5. Verificación de diseño (Factor de seguridad) (Solidworks, 2015)

Esta verificación de diseño toma como base la teoría de fallo elástico basado en la tensión de vonMises. El factor de seguridad en una ubicación se calcula a partir de:

$$\frac{\sigma_{vonMises}}{\sigma_{límite}} = < 1$$

Factor de seguridad (FDS) = $\sigma_{límite} / \sigma_{vonMises}$

En el caso de cortadura pura, $\sigma_{12} = \sigma_{21} \neq 0$, mientras el otro $\sigma_{12} = 0$, el criterio de tensión de von Mises se expresa de la siguiente manera: $\sigma_{12 \max} = \sigma_{yield} / \sqrt{3} = 0,5777 \sigma_{yield}$. Esto significa que, al comienzo de la cesión, la tensión de cortadura máxima en el caso de la cortadura pura es $\sqrt{3}$ veces más baja que el límite elástico en el caso de tensión sencilla.

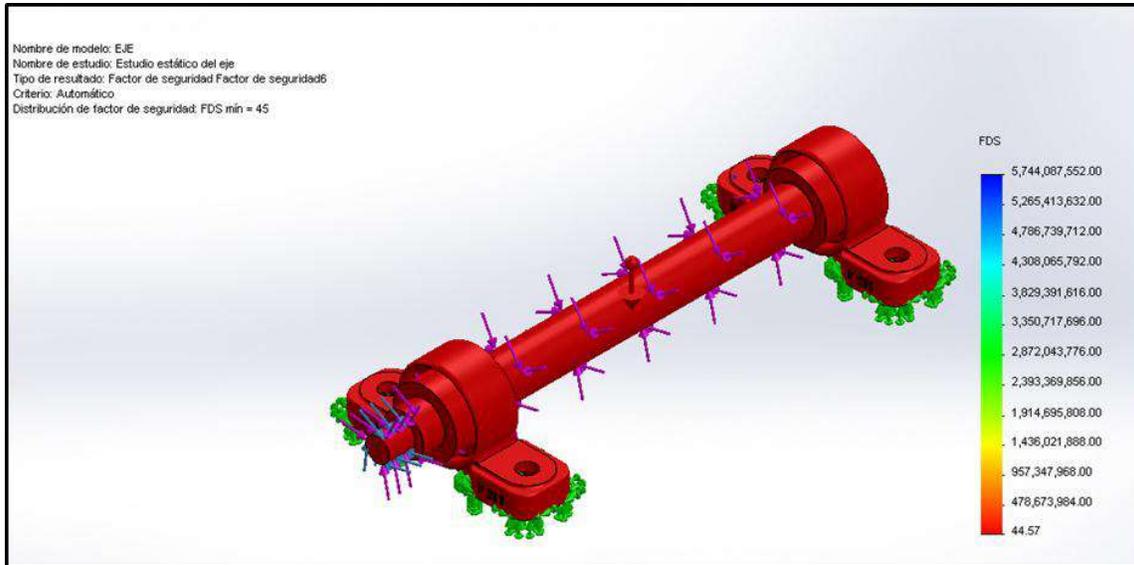


Figura 152. Resultados por verificación de diseño - vonMises- (FStensión)

Fuente: Elaboración propia

4.2.1.6. Verificación por tensión normal máximo (Solidworks, 2015)

Este criterio se utiliza para materiales frágiles. Se supone que el límite de ruptura del material en tensión y compresión es la misma. Esta suposición no es válida en todos los casos. Por ejemplo, las grietas disminuyen considerablemente la resistencia del material a la tensión, mientras que su efecto es mucho menor en la compresión porque tienden a cerrarse.

Esta teoría predice el fallo cuando:

$\sigma_1 \geq \sigma_{limit}$, donde σ_1 es la tensión principal máxima.

El factor de seguridad (FDS) se calcula como:

$$f_{ds} = \frac{\sigma_{limit}}{\sigma_1}$$

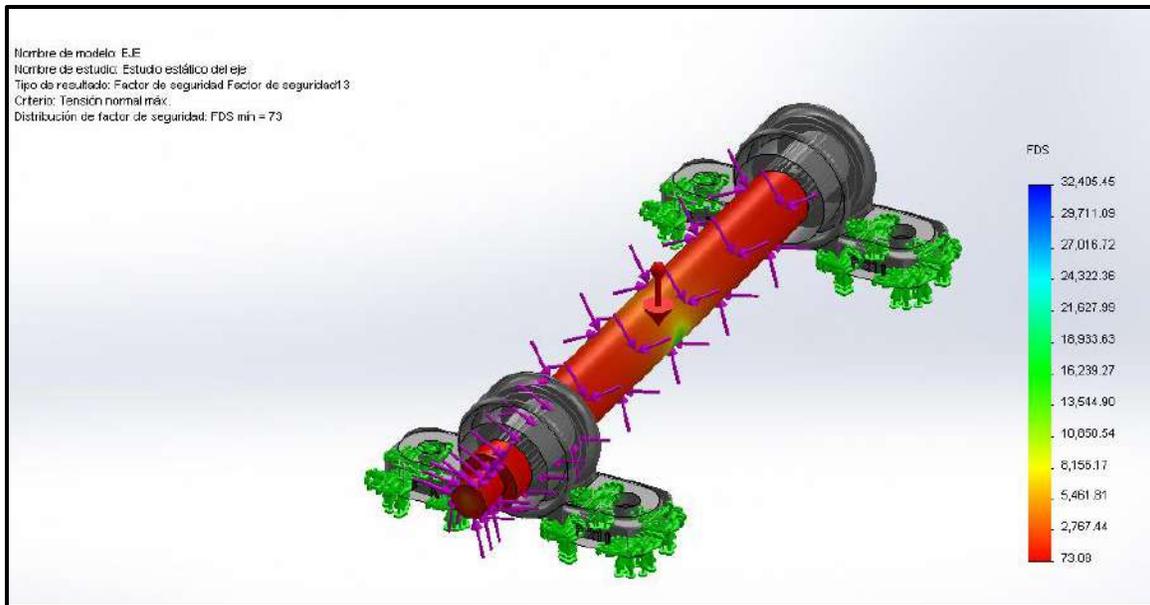


Figura 153. Resultado del eje por tensión normal máximo

Fuente: Elaboración propia

4.2.1.7. Resultados por factor de seguridad

La figura 152, muestra los resultados de estudio para los factores de seguridad encontrados en los diferentes puntos de los elementos.

Algunos valores de factor de seguridad que se pueden ver en la figura son los siguientes:

Factor de Seguridad Mínimo – color rojo: 45

Factor de Seguridad Intermedio – color anaranjado: 368 – 730

Factor de Seguridad Intermedio – color amarillo verdoso: 1092 – 2540

Factor de Seguridad Máximo – color azul: 4350

4.2.2. Simulación de los soportes laterales

Creamos un armazón en 3D (Figura154) para luego insertar el miembro estructural diseñados según la norma ANSI pulgada (Angulo L 2X2X0.25).

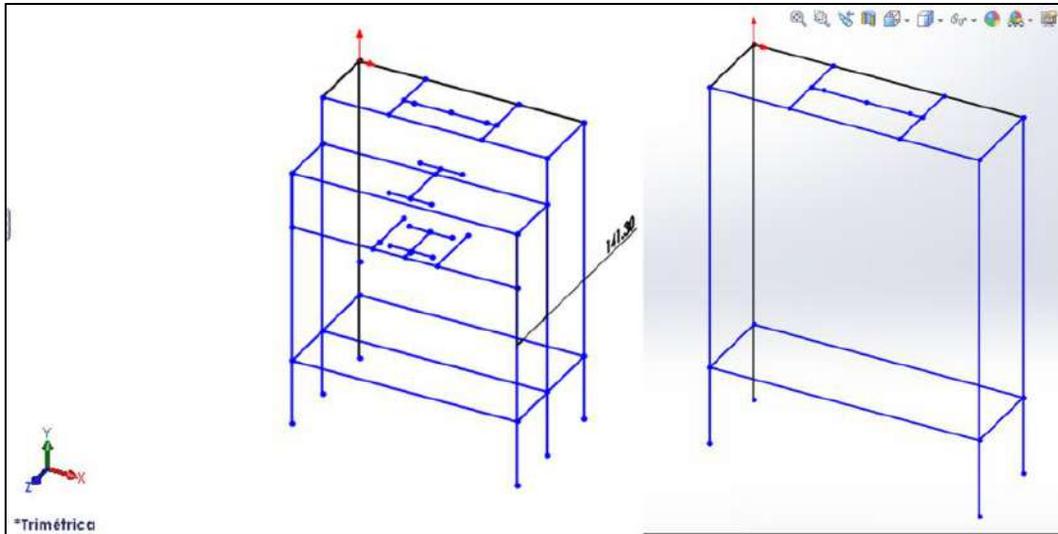


Figura 154. Armazón 3D para insertar miembro estructural L

Fuente: Elaboración propia

En las Figuras 155 y 156, se muestra el desarrollo del soporte mediante miembro estructural L y las perforaciones según los pernos de las chumaceras.

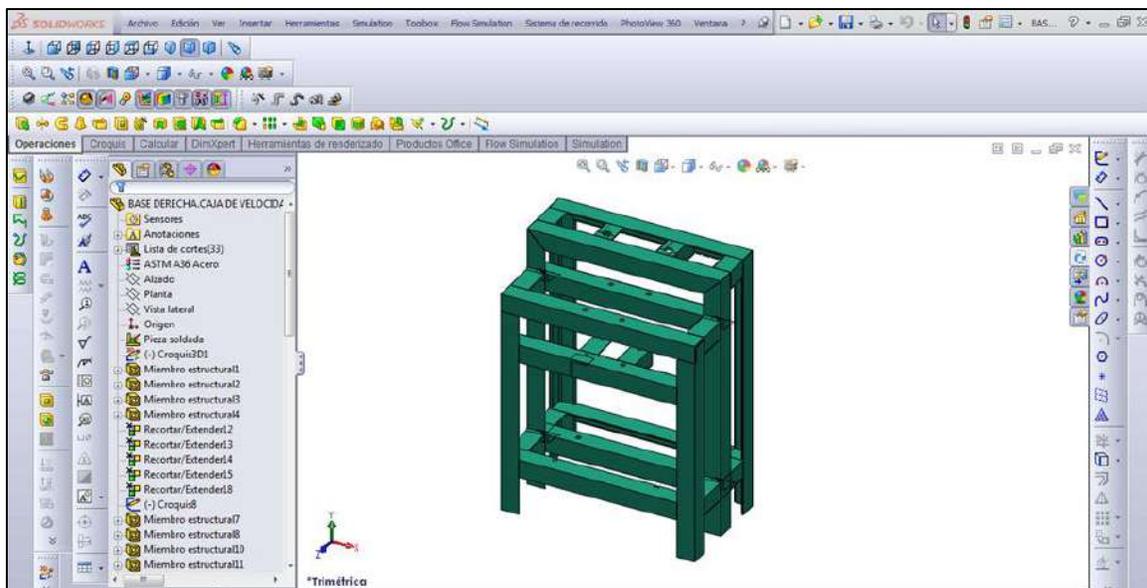


Figura 155. Soporte lateral derecha del eje y de la caja de velocidad

Fuente: Elaboración propia

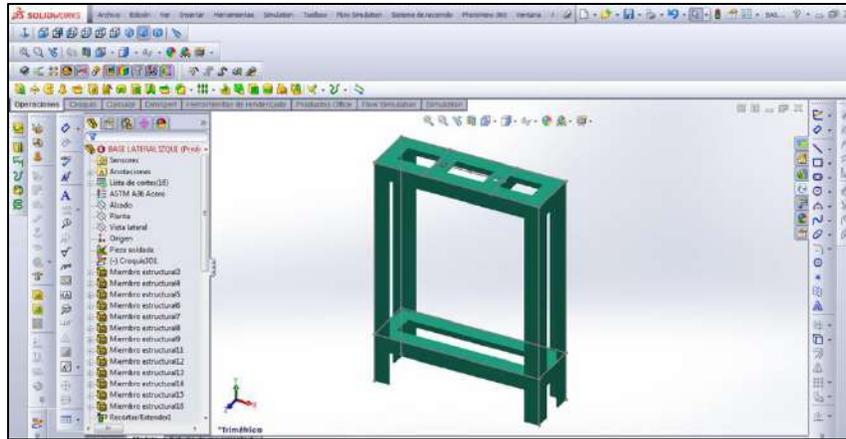


Figura 156. Soporte lateral izquierda del eje

Fuente: Elaboración propia

4.2.2.1. Material:

El ángulo L está fabricado de acero ASTM A36.

Aplicación de cargas, fuerzas y restricciones

Las fuerzas que afectan que interactúan en los soportes son:

- El peso del agua y de la rueda para cada soporte lateral (1099.2 N/2)
- Se aplicó una fuerza resultante en las estructuras de soporte para los ejes de multiplicación de velocidad (187.3 N)
- Al soporte lateral izquierdo solamente corresponde 549.6 N.

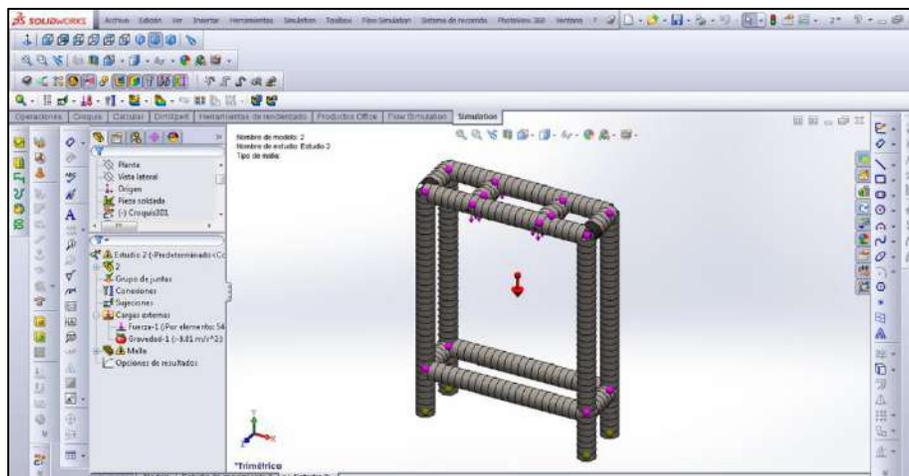


Figura 157. Mallado del soporte lateral izquierda

Fuente: Elaboración propia

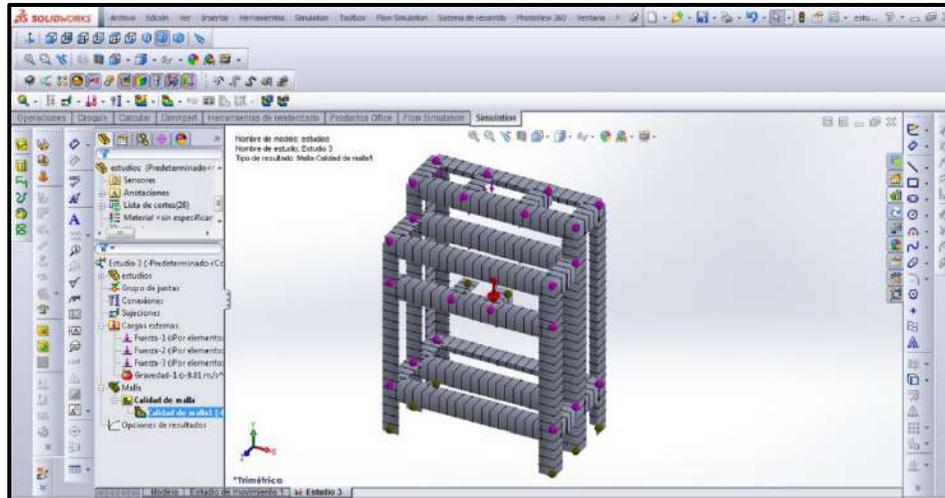


Figura 158. Mallado del soporte lateral derecha

Fuente: Elaboración propia

4.2.2.2. Resultados tensión cortante en YZ (Axial y flexión)

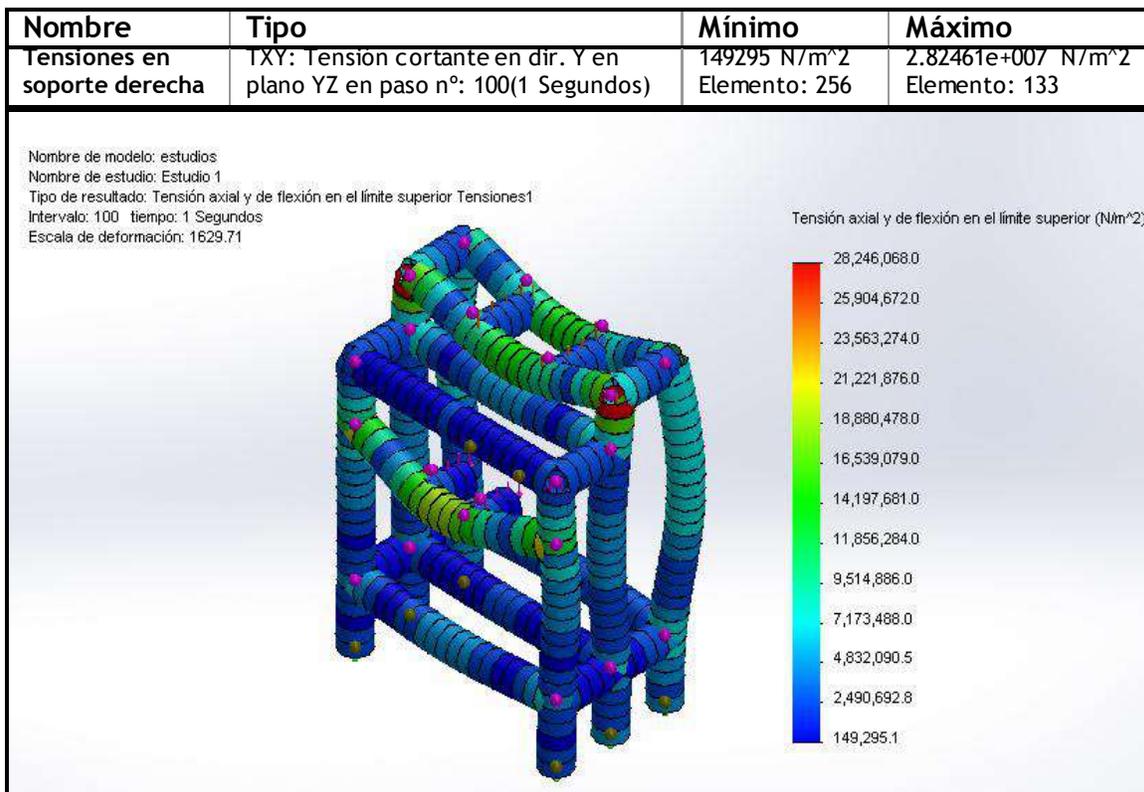


Figura 159. Resultado de tensión axial y de flexión en límite superior

Fuente: Elaboración propia

4.2.2.3. Resultado del soporte lateral izquierda

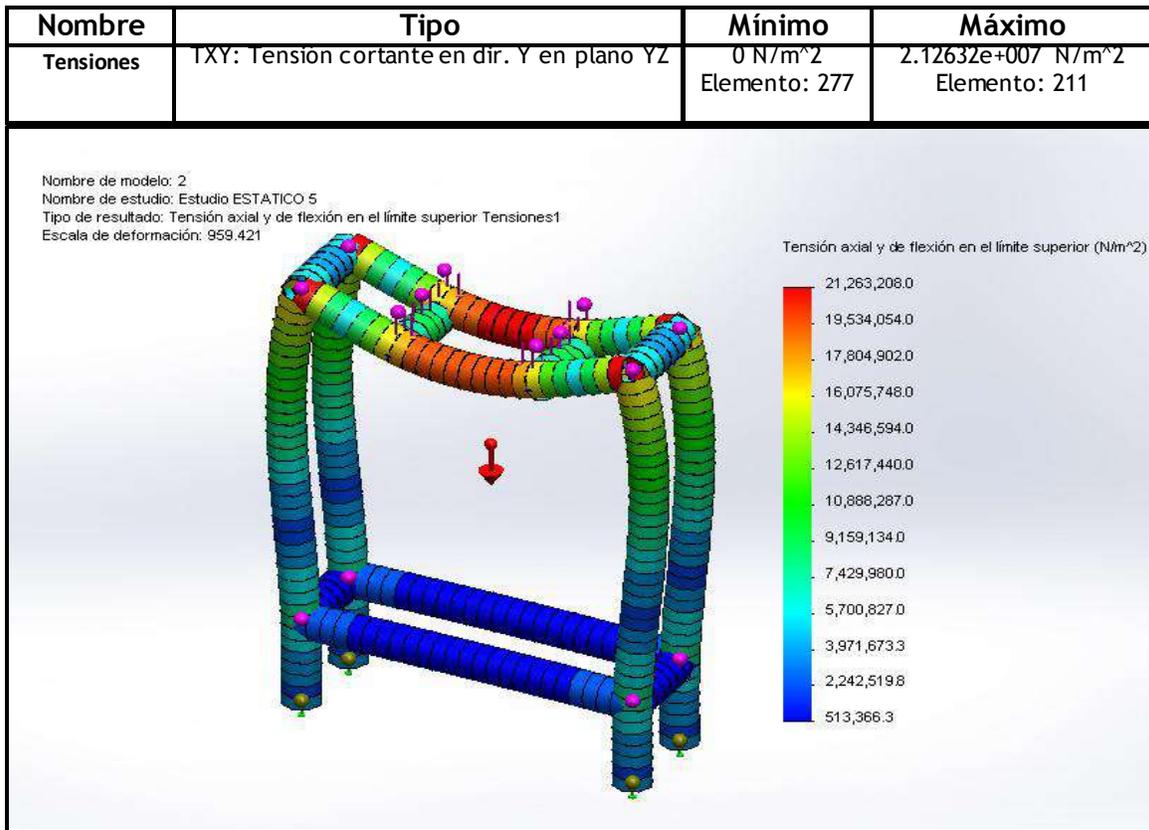


Figura 160. Resultado de tensión axial y flexión de lateral izquierda

Fuente: Elaboración propia

4.2.2.4. Resultados por desplazamiento estático

Nombre	Tipo	Mínimo	Máximo
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante en paso n°: 100(1 Segundos)	0 mm Nodo: 27	0.0458679 mm Nodo: 314

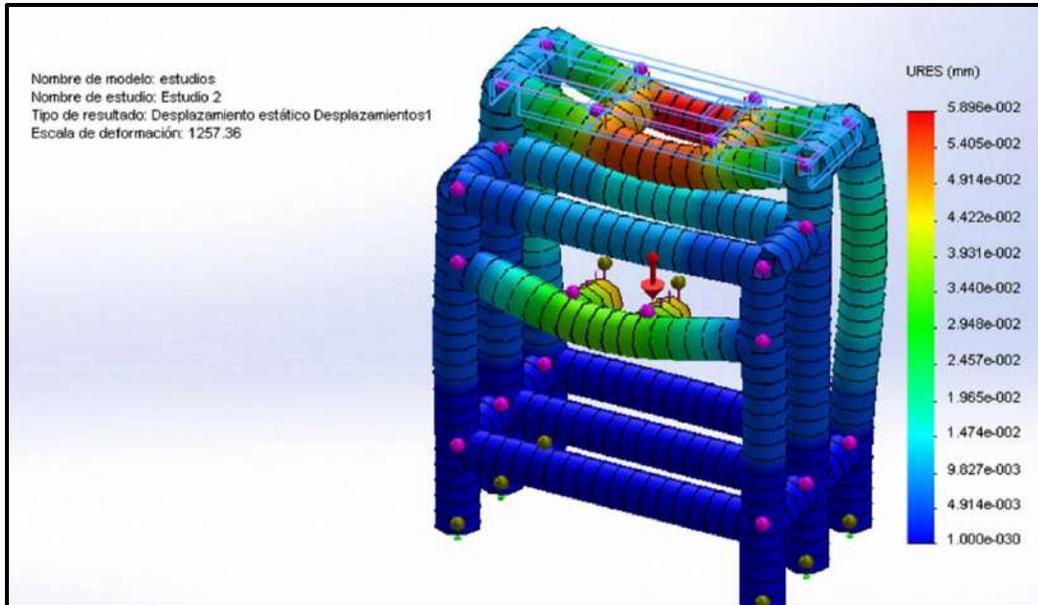


Figura 161. Resultado por desplazamiento estático

Fuente: Elaboración propia

4.2.2.5. Resultado del soporte lateral izquierda

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos2	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 1	0.0774578 mm Nodo: 168

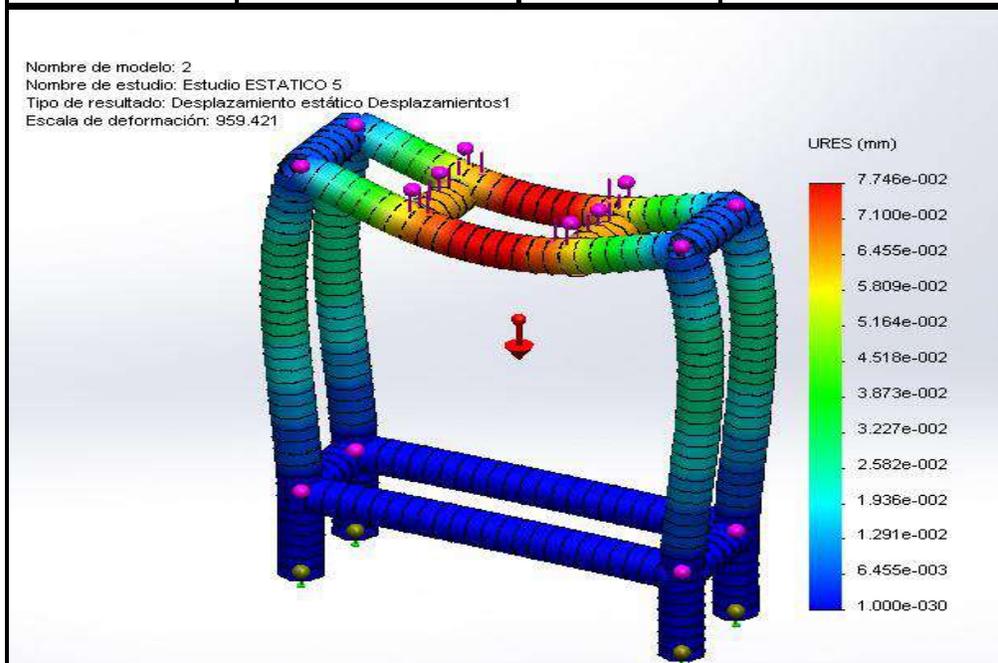


Figura 162. Resultado por desplazamiento estático

Fuente: Elaboración propia

4.2.2.6. Resultados por factor de seguridad

La figura 163 y 164, muestran el factor de seguridad en cada elemento finito que se puede apreciar los colores rojo – azul en mallado del soporte.

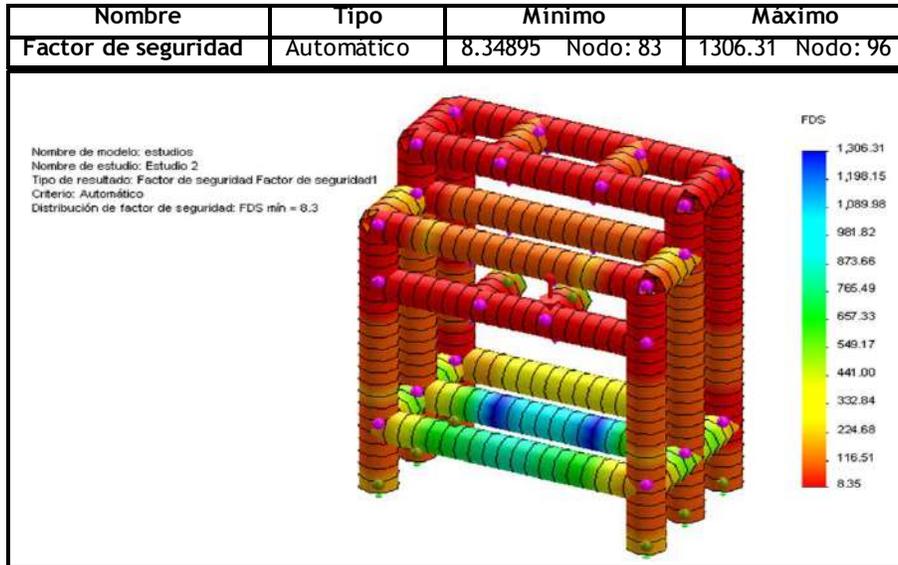


Figura 163. Resultado por factor de seguridad

Fuente: Elaboración propia

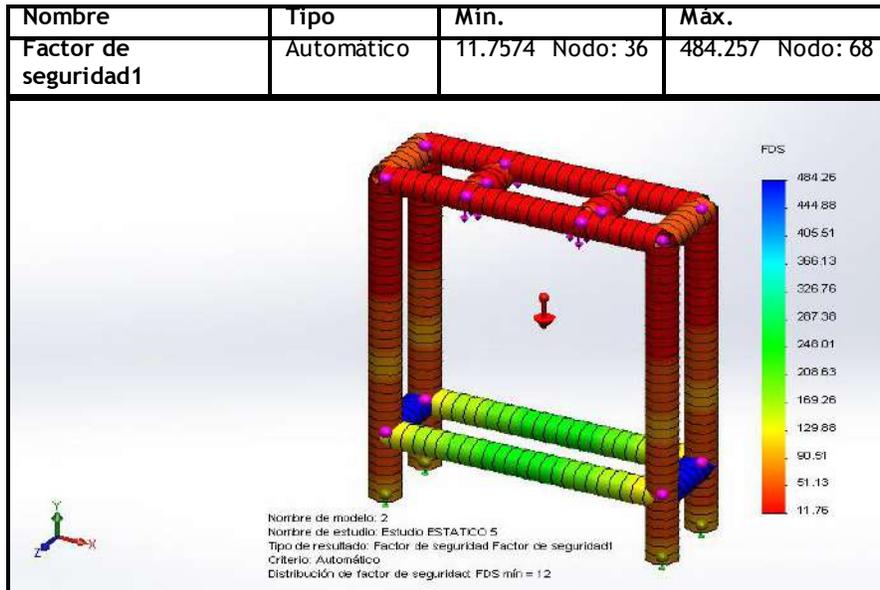


Figura 164. Resultado por factor de seguridad

Fuente: Elaboración propia

4.2.2.7. Resultados de estudio por pandeo

Propiedades:

Nombre:	ASTM A36 Acero	Límite de tracción:	4e+008 N/m ²
Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal	Densidad:	7850 kg/m ³
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises	Módulo elástico:	2e+011 N/m ²
Límite elástico:	2.5e+008 N/m ²	Coefficiente de Poisson:	0.26

Nombre	Tipo	Mínimo	Máximo
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante Plot para forma modal: 1(Factor de carga = 658.979)	0 mm Nodo: 49	11.0285 mm Nodo: 1

Número de modos	Factor de cargas
1	658.98

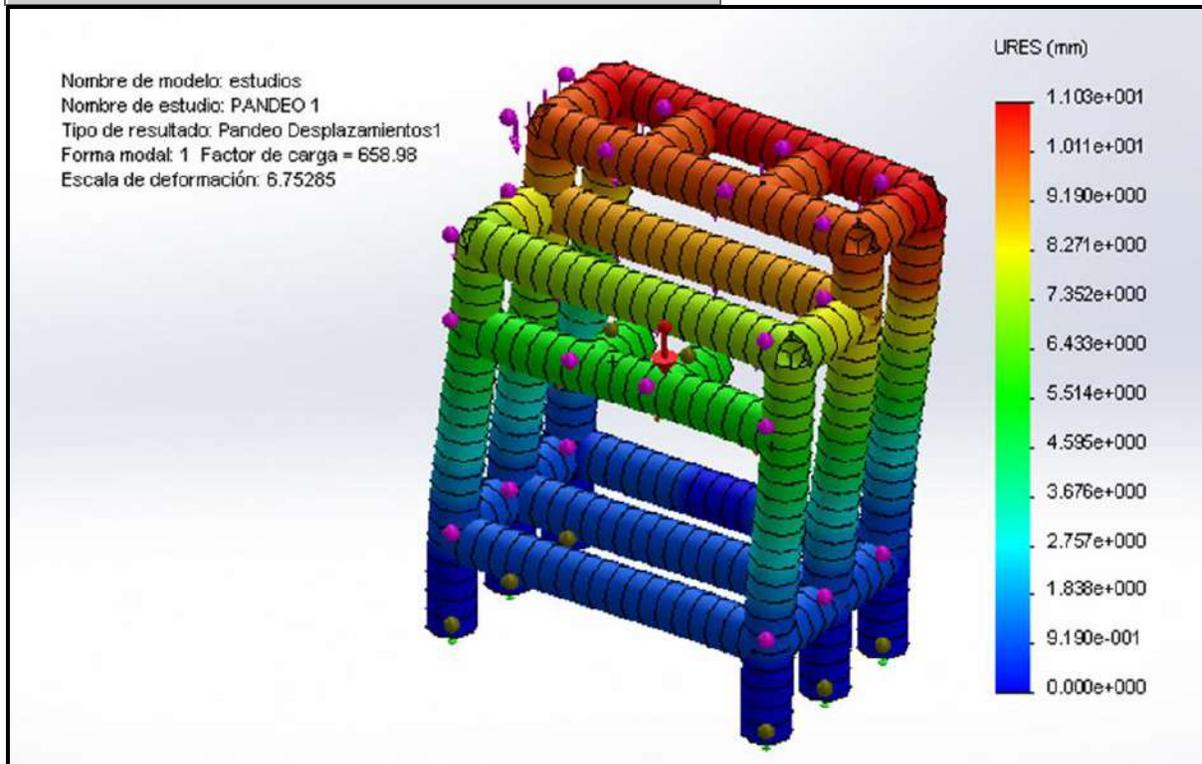


Figura 165. Resultado de pandeo desplazamiento

Fuente: Elaboración propia

Resultado del soporte lateral izquierda

Nombre	Tipo	Mínimo	Máximo
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante Plot para forma modal: 1 (Factor de carga = 382.562)	0 mm Nodo: 1	11.0523 mm Nodo: 73

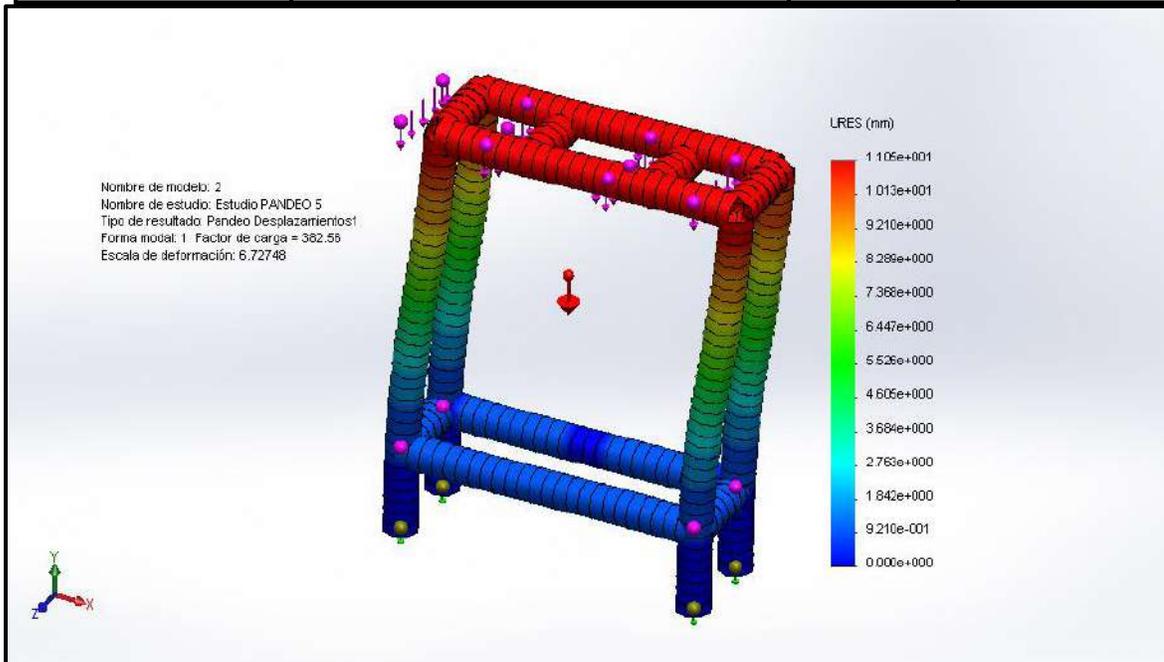


Figura 166. Resultado de pandeo desplazamiento

Fuente: Elaboración propia

4.3. SIMULACIÓN DEL FLUIDO (COSMOS FLOW - SOLIDWORKS)

4.3.1. Procedimiento para simulación del fluido del sistema

El análisis computacional en este proyecto consiste en predecir el comportamiento del fluido en la Rueda hidráulica así como: la velocidad, temperatura y presión.

a. Modelado un volumen de control y la Rueda hidráulica

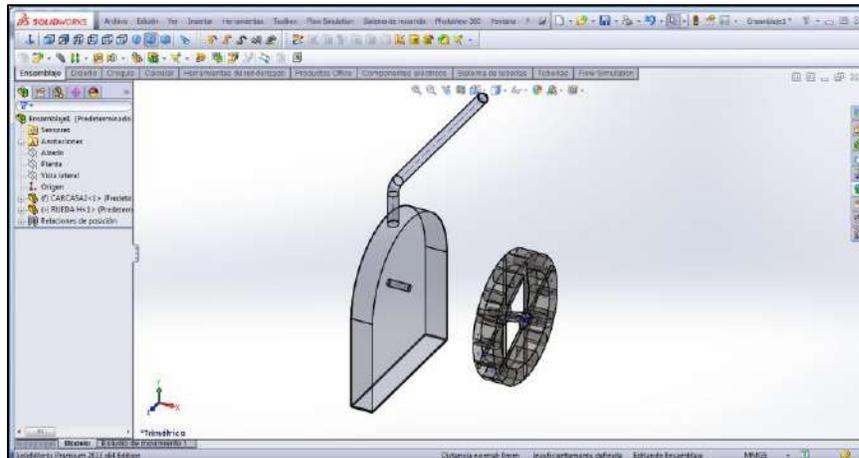


Figura 167. Modelado de volumen de control con tubería y la rueda para ensamble

Fuente: Elaboración propia

b. Ensamble y definición del dominio para el análisis en flow simulation

Se define el dominio de interés para suministrar información al software sobre la región donde se resolverán las ecuaciones de CFD. es necesario que el área de entrada y salida esté completamente cerrada.

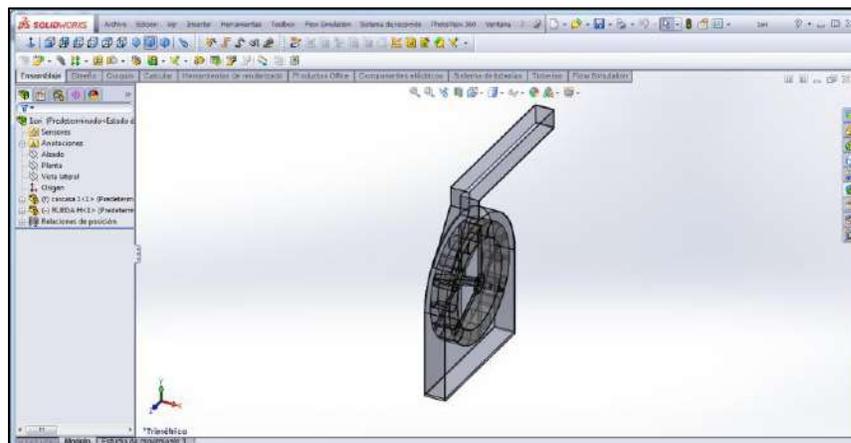


Figura 168. Ensamble con caída de vertedero cuadrado para análisis

Fuente: Elaboración propia

c. Creación de la Malla ó Mesh (Solidworks)

En solidworks es sencillo definir la generación de una malla como: "El proceso de dividir el dominio físico en pequeños sub-dominios (llamados células ó elementos)".

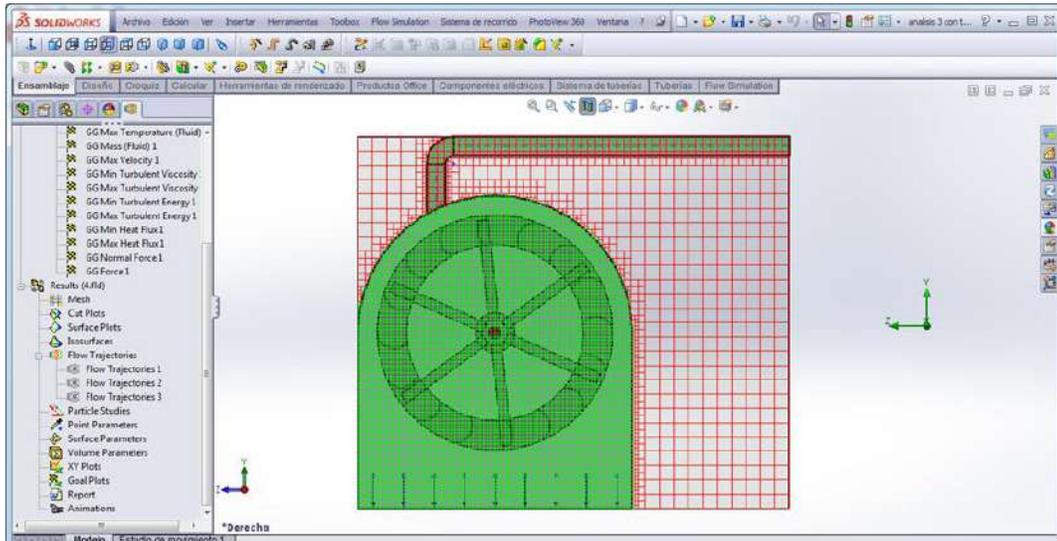


Figura 169. Vista de Mesh para el análisis (MVF)

Fuente: Elaboración propia

4.3.2. Visualización de resultados (Solidworks, 2015)

Dominio Computacional

Tabla 26: Tamaños

X min	-0.414 m
X max	-0.205 m
Y min	-0.838 m
Y max	1.151 m
Z min	1.118 m
Z max	3.312 m

Fuente: Software Solidworks (Elaboración propia)

Tabla 27: Condiciones iniciales

Parámetros termodinámicos	Presión estática: 101325.00 Pa Temperatura: 293.20 K
Parámetros de Velocidad	Velocidad vector : 5 m/s Velocidad en X : 0 m/s Velocidad en Y : 0 m/s Velocidad en Z : 0 m/s
Turbulencia	Intensidad de Turbulencia y espesor Intensidad: 2.00 % Espesor: 0.006 m

Ajustes de materiales / Fluidos: agua

Condiciones de frontera

Tabla 28: Velocidad de entrada 1

Tipo	Velocidad de entrada
Caras seleccionadas	Cara<1>@carcasa 1-1
Sistema de coordenadas	Cara de Sistema de coordenadas
Eje referencial	X
Parámetros del flujo	Vectores de flujo: Normal para cara Velocidad normal para cara: 5.000 m/s Desarrollo : Si
Termodinamica parámetros	Temperatura: 293.20 K

Tabla 29: Presión del ambiente

Tipo	Presión atmosférica
Caras	Cara<2>@carcasa 1-1
Sistema de coordenadas	Cara de Sistema de coordenadas
Eje referencial	X
Parámetros referentes	Presión atm.: 101325.00 Pa Temperatura: 293.20 K
Turbulencia	Intensidad de Turbulencia y espesor Intensidad: 2.00 % Espesor: 0.006 m
Parámetros de la capa de límite	Tipo de capa de límite: Turbulento

Información General

Iteraciones: 144

CPU tiempo: 925 s

Tabla 30: Proceso en computadora

Generación del mallado	15:41:47 , Aug 15
Término normal de la generación del mallado	15:42:06 , Aug 15
Preparación de información para cálculos	15:42:11 , Aug 15
Cálculos estandarizados	15:42:14 , Aug 15
El cálculo ha convergido ya que se cumplen los siguientes criterios: 143	15:57:34 , Aug 15
Las metas son convergentes 143	
Cálculo finalizado 144	15:57:46 , Aug 15

Advertencias: Un vórtice cruza la abertura de la presión Condición del límite: Presión del ambiente 1; Flujo de entrada / flujo de salida = 0.190412.

Cálculo del mallado

Tabla 31: Dimensiones del mallado básico

Número de celdas en X	2
Número de celdas en Y	22
Número de celdas en Z	24

Tabla 32: Número de celdas

Total de células	29308
Células fluidas	13276

Células sólidas	2190
Células parciales	13842
Células irregulares	0
Células recortadas	0

Nivel máximo de refinamiento: 2

Tabla 33: Resultados (Goals)

Nombre	Un it	Valor	Prog.	Uso en convergente	Delta	Criterios
GG Presión dinámica mínima 1	Pa	0	100	On	0	0
GG Max Presión Dinámica 1	Pa	33119.29	100	On	766.855507	6466.06855
GG Temperatura Mínima (Líquido) 1	K	293.20	100	On	0.00013496693	0.00244920714
GG Temperatura máxima (fluido) 1	K	293.21	100	On	0.00363248491	0.00733668484
GG Velocidad minima 1	m/s	0	100	On	0	0
GG Velocidad máxima 1	m/s	8.149	100	On	0.0946387444	0.382646427
GG Fuerza Normal 1	N	1805.115	100	On	22.6163157	25.2680547

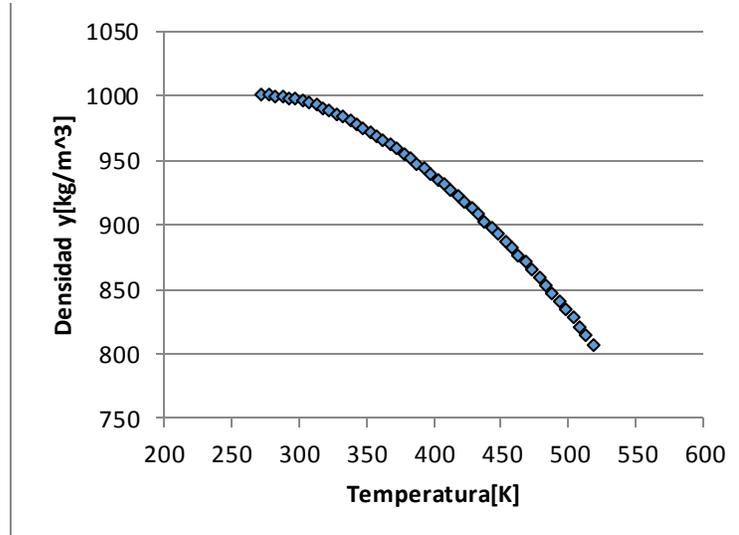
Tabla 34: Parámetros Mínimo / Máximo

Descripción	Mínimo	Máximo
Presión [Pa]	66820.72	130135.56
Temperatura [K]	293.20	293.21
Densidad (Flujo) [kg/m ³]	997.56	997.56
Velocidad [m/s]	0	8.346
Velocidad (X) [m/s]	-2.566	2.063
Velocidad (Y) [m/s]	-7.720	3.412
Velocidad (Z) [m/s]	-6.074	6.266
Temperatura (Flujo) [K]	293.20	293.21
Vorticidad [1/s]	1.536e-023	541.340
Esfuerzo de cizallamiento [Pa]	0	275.43
Presión relativa [Pa]	-34504.28	28810.56
Coefficiente de transferencia [W/m ² /K]	0	0
Flujo de calor superficial [W / m2]	0	0

Base de Datos de Ingeniería (Líquidos: Agua)

Densidad:

Gráfica 1: Densidad vs Temperatura

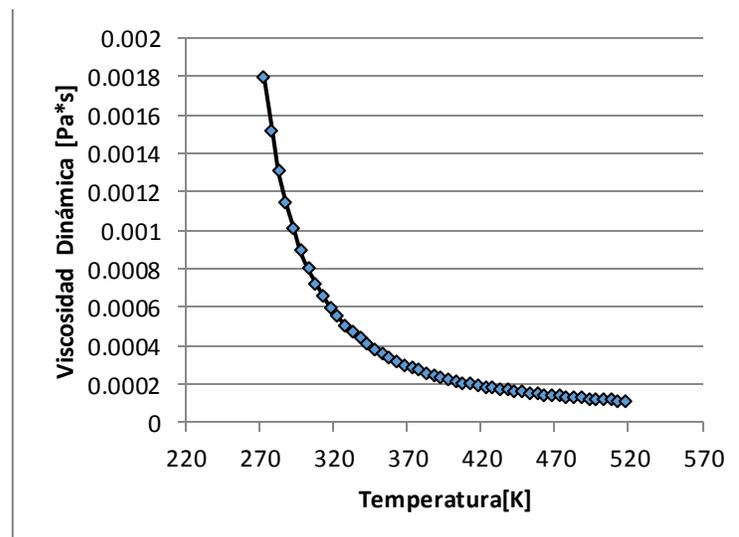


Fuente: Elaboración propia

La densidad del agua baja conforme aumenta la temperatura; así de 1000 a 806 kg/m³, con temperatura de 273.16 a 518 K.

Viscosidad dinámica:

Gráfica 2. Viscosidad dinámica vs Temperatura



Fuente: Elaboración propia

La viscosidad dinámica disminuye conforme aumenta la temperatura; De 18×10^{-3} a 1×10^{-4} Pa*s.

4.3.3. Trayectoria del fluido en varias condiciones (Solidworks, 2015)

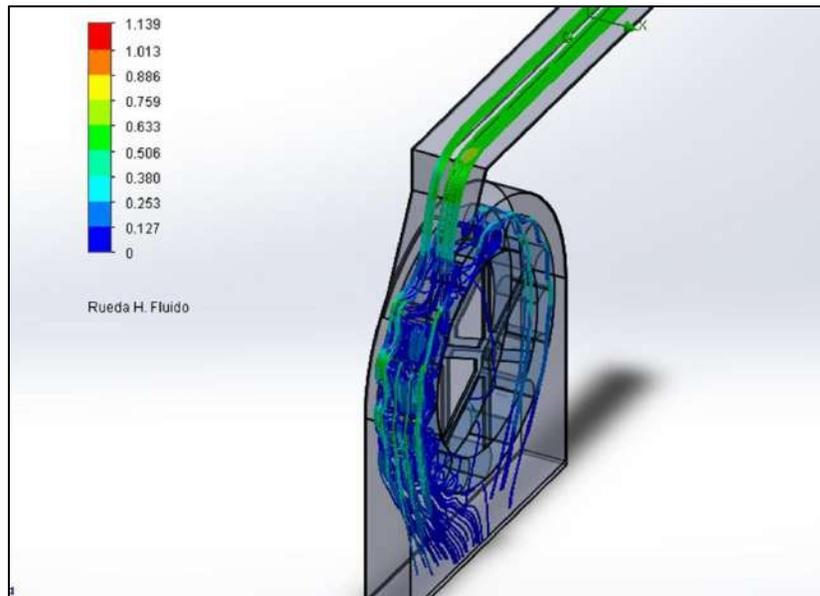


Figura 170. Trayectoria del fluido (presión Pa) en canal cuadrado

Fuente: Software Solidworks (Elaboración propia)

En la figura 170, se aprecia el comportamiento del flujo con respecto a la presión en (Pa), como máximo 0.9 Pa en algunos puntos.

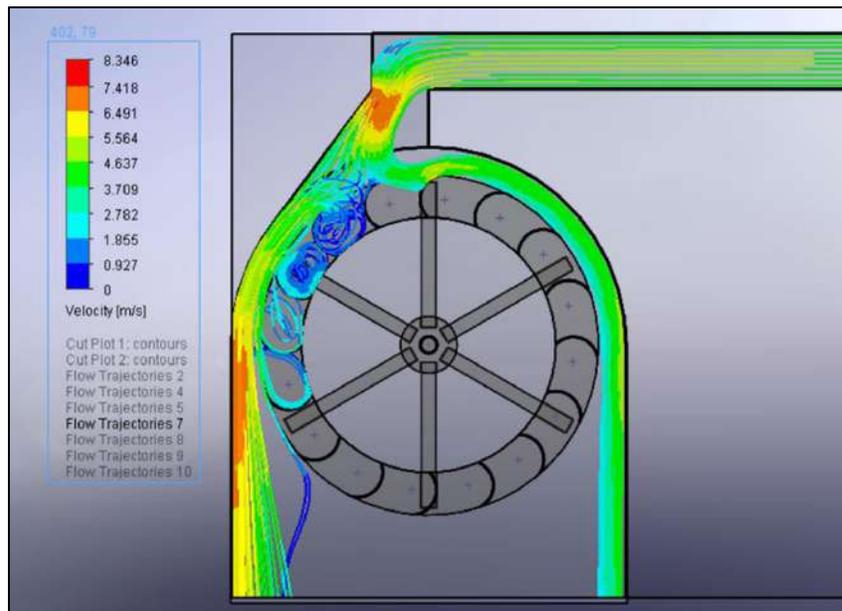


Figura 171. Trayectoria del fluido (velocidad m/s) en canal cuadrado

Fuente: Software Solidworks (Elaboración propia)

En la figura 171, la trayectoria del flujo según la velocidad y el comportamiento máximo de velocidad generada en la salida es de 7.4 m/s.

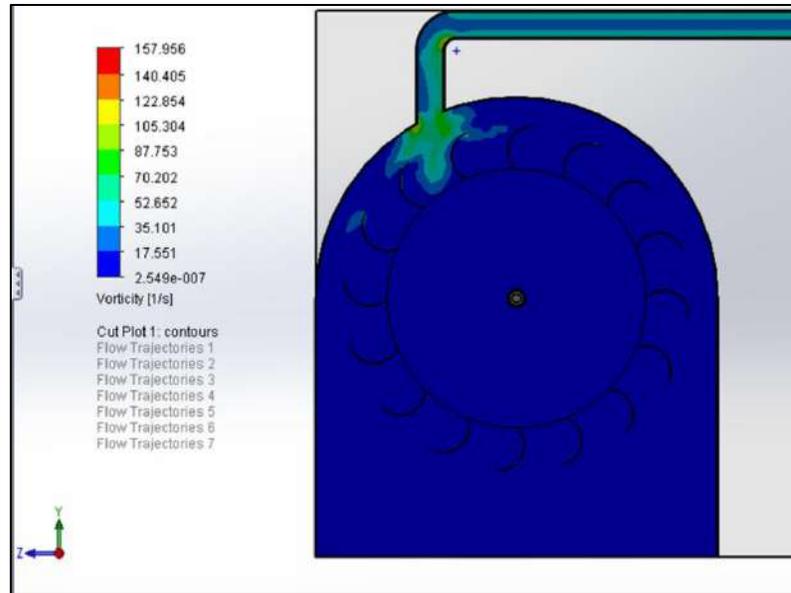


Figura 172. Trayectoria del fluido (vorticidad 1/s) en canal cuadrado

Fuente: Software Solidworks (Elaboración propia)

En la figura 172 se demostró la vorticidad generada en los cangilones, cuando el chorro es impactado y en la salida del siguiente álabe.

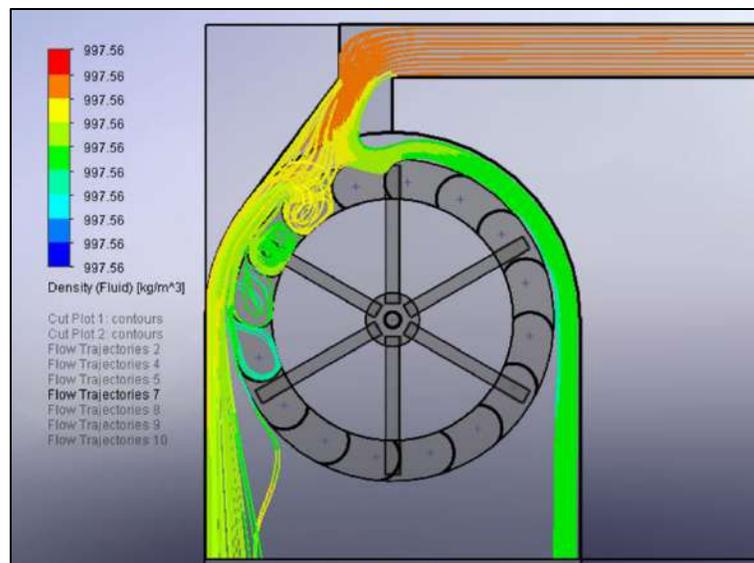


Figura 173. Trayectoria del fluido (Densidad kg/m3)

Fuente: Software Solidworks (Elaboración propia)

En la figura 173, se obtuvo la trayectoria del flujo y la densidad. Donde se incrementa durante la caída del chorro e impacto en los álabes.

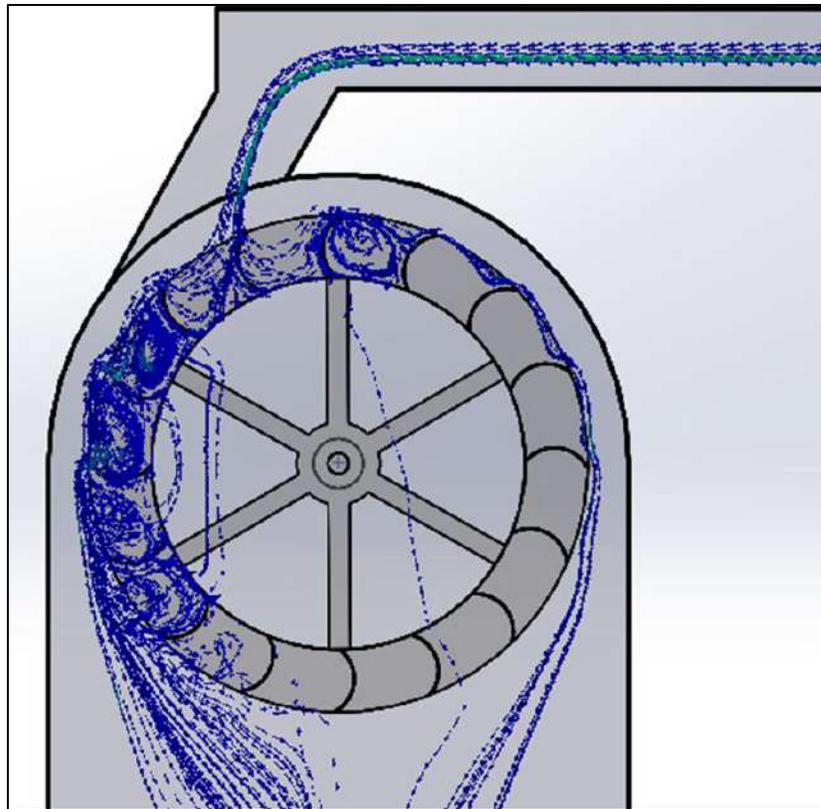


Figura 174. Trayectoria del fluido (20 L/S)

Fuente: Software Solidworks (Elaboración propia)

En la figura 174, se obtuvo el comportamiento del flujo en los álabes de la Rueda hidráulica; durante el funcionamiento se puede apreciar que el chorro impacta los cinco álabes donde el agua empieza caer al piso desde el tercer ábabe y terminando en el quinto ábabe.

CAPITULO V

PRESENTACIÓN, ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

5.1. ENSAYOS DE LA RUEDA HIDRÁULICA

Las pruebas de funcionamiento de realizó en las instalaciones de Soluciones Prácticas – ITDG (ONG), el 18 de julio del año 2015.

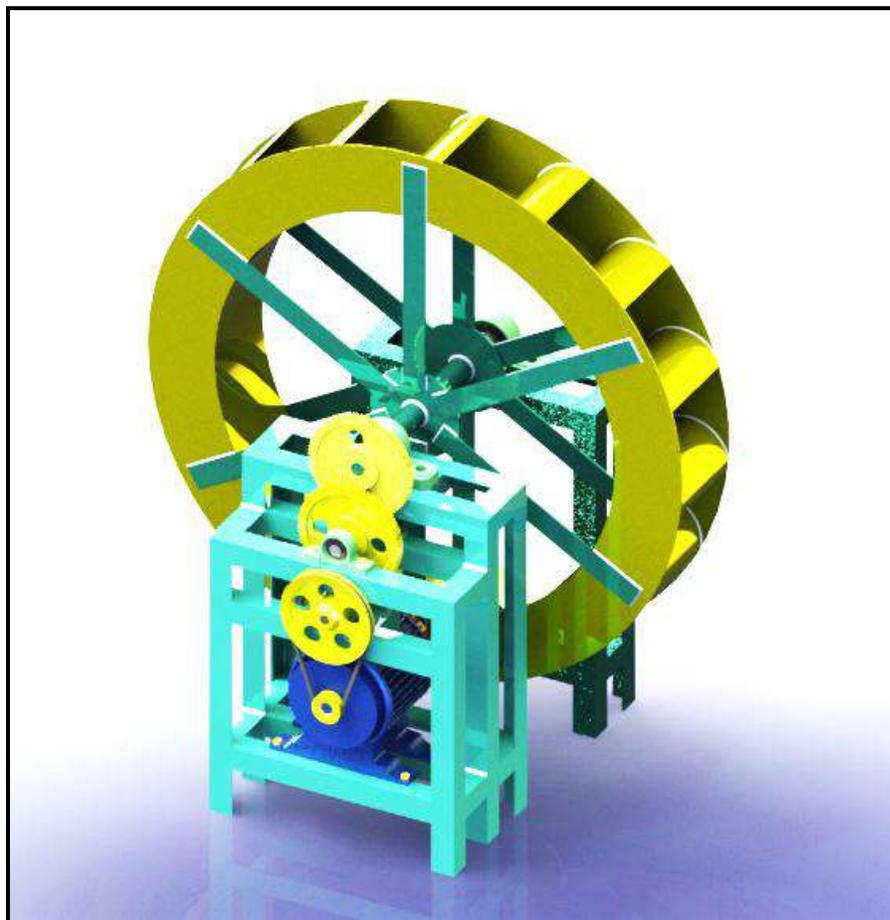


Figura 175. Sistema ensamblado en software

Fuente: Software Solidworks (Elaboración propia)



Figura 176. Ensamblado en Soluciones Prácticas – ITDG; Cajamarca, 2015.

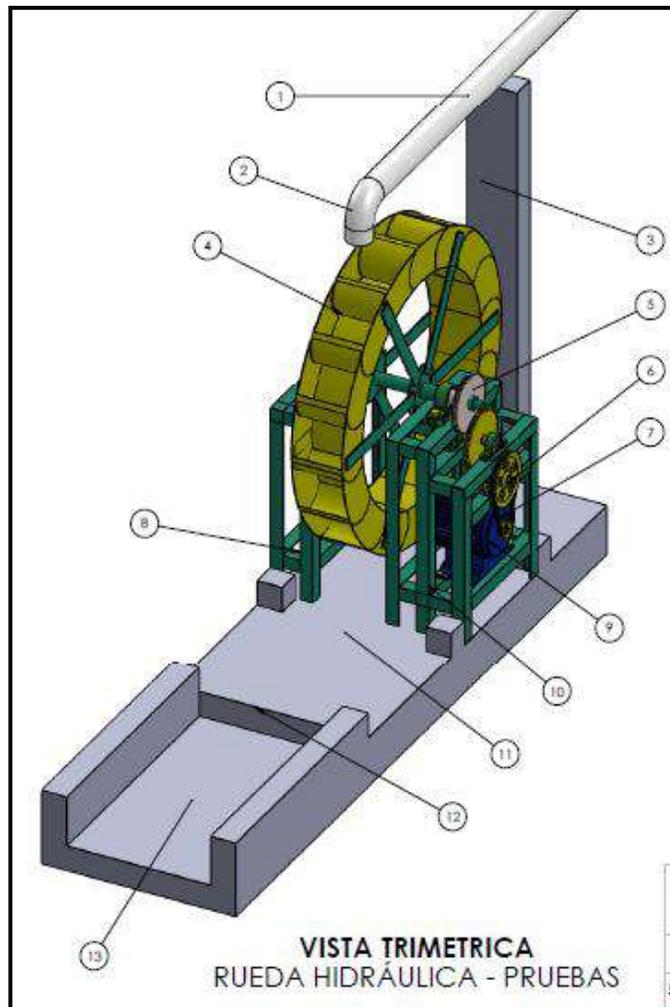
Fuente: Elaboración propia



Figura 177. Sistema ensamblado en las instalaciones de Soluciones Prácticas – ITDG, Cajamarca, en el año 2015.

Fuente: Elaboración propia

ESQUEMA DE LAS PRUEBAS DE LA RUEDA HIDRÁULICA



LISTA DE DETALLES

1. Tubería de descarga de 3 pulgadas
2. Inyector pvc
3. Soporte de la tubería de descarga
4. Rueda hidráulica
5. Rueda dentada de 84 dientes
6. Polea de salida del segundo tren
7. Polea de acople generador
8. Soporte de la Rueda hidráulica
9. Generador
10. Soporte de caja de velocidades
11. Piso de agua turbinada
12. Resalto hidráulico
13. Canal de desvió

Figura 178. Instalación del sistema para pruebas
Fuente: Elaboración propia

FLWSHEET DE INSTALACIÓN DE LA RUEDA HIDRÁULICA

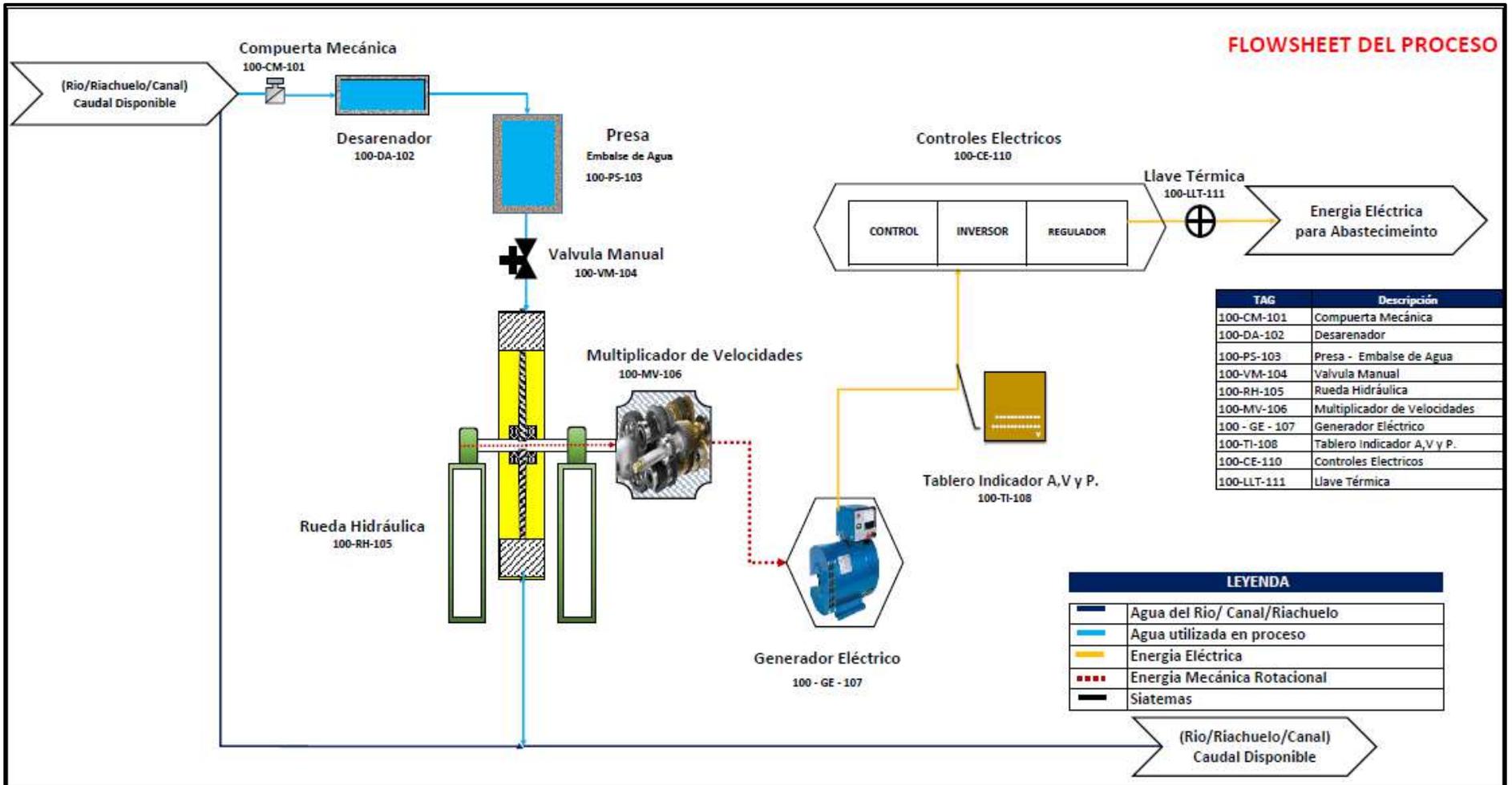


Figura 179. Flowsheet de Instalación del sistema

Fuente: Elaboración propia

DESCRIPCIONES DE EQUIPOS PARA PRUEBAS

a) Sistema de generación de energía eléctrica – características nominales

Tabla 35: Variables y dimensiones de la Rueda Hidráulica

Variables	Dimensiones
Diámetro exterior de la rueda	1.2 m
N° Álabes	16
Ancho del álabe	0.2m
Altura del álabe	0.15m
Angulo de salida del chorro	160°
Velocidad angular en la flecha	45 rpm
Velocidad angular de salida	982 rpm
Caudal de trabajo	21 - 42 L/s
Altura neta diseño	1.7 m
Altura neta prueba	7.14 m
Potencia eléctrica	2 KW
Torque diseño	71.94 – 143.9 N.m



Figura 180. Rueda hidráulica en funcionamiento

Fuente: Elaboración propia

b) Generador adaptable

A continuación se presenta las características técnicas del motor asíncrono Siemens.

Marca	:	Siemens
Modelo	:	1LA5 113-4YB80
Tipo	:	IMB3
Velocidad	:	1745 RPM
Voltaje	:	380YY - 440Δ, Trifásico.
Frecuencia	:	60 Hz
Salida	:	2 KW
Factor de potencia	:	0.82
Peso	:	30.2 Kg



Figura 181. Modelado y acople de sistema y un motor asíncrono

Fuente: Elaboración propia

c) Equipos de medición durante las pruebas

Tubería de 3 pulgadas de diámetro para medición del caudal circulante en la Rueda hidráulica, flexómetro, contador de rpm (Visual).

d) EL PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

- ❖ Se instaló tuberías de 3 pulgadas desde el canal que se ubica en la parte superior de Instalaciones aproximadamente a 50 metros. En la foto se aprecia las instalaciones de tubería de $\varnothing 3''$ hasta el punto donde está el sistema instalado.



Figura 182. Maniobra instalación de tuberías por tramo

Fuente: Elaboración propia

- ❖ También se instaló la Rueda hidráulica para sincronizar mediante poleas al motor asíncrono para generación de energía eléctrica.

Se colocó las dos bases o soportes laterales fijadas por dos platinas, luego se realizó el montaje de la rueda y fijó las chumaceras de pie en los soportes. Los engranajes se sincronizan de manera sencilla para la correcta transmisión de potencia al motor o la polea.

A continuación se demuestra las imágenes de ensamble de los componentes:



Figura 183. Procedimiento de instalación

Fuente: Elaboración propia

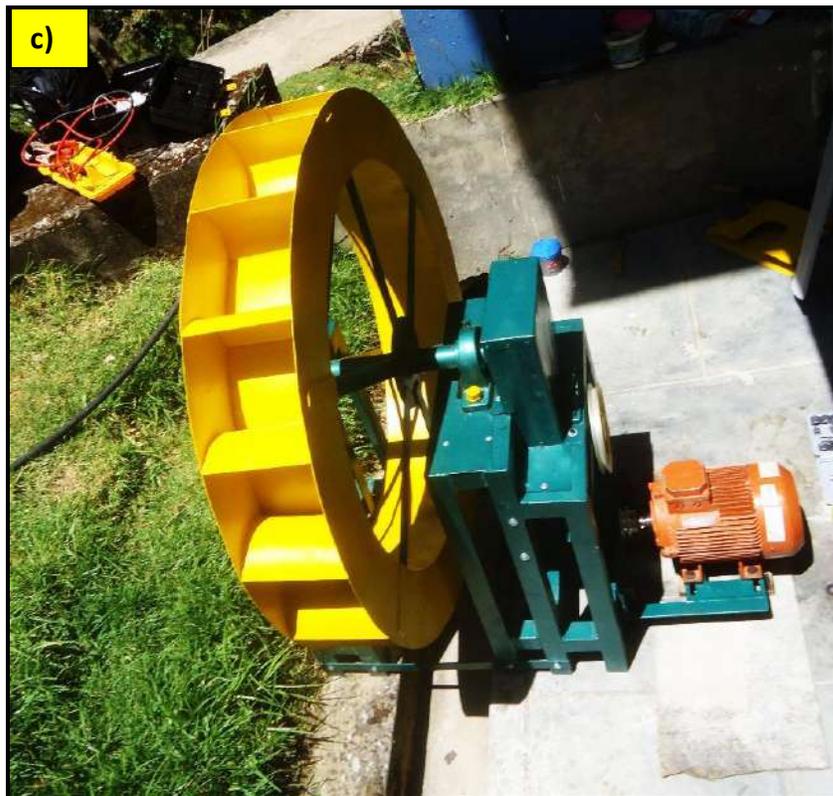


Figura 184. Rueda hidráulica instalada

Fuente: Elaboración propia

Durante las pruebas se verificó:

- ❖ El nivel de agua en el canal sea el adecuado. El agua deberá estar libre de impurezas.
- ❖ Los parámetros en el generador, no se obtuvo la medición por falta de equipo que permita verificar la estabilidad ya que es importante para el funcionamiento.
- ❖ Se midió el caudal, en el vertedero o tubería para verificar las condiciones iniciales del ensayo.

Datos:

- Balde de 20 litros
- Cronómetro

Tabla 36. Mediciones de caudal

Nº	Medición de tiempo	Volumen recipiente
1	14 segundos	20 litros
2	13 segundos	20 litros
3	12 segundos	20 litros
4	12 segundos	20 litros
5	13 segundos	20 litros
Pr.	12.8	20 litros

$$Q = \frac{V}{t}$$

$$Q = 1.56 \text{ L/seg}$$

El caudal medido para las pruebas de funcionamiento es 1.56 L/s.



Figura 185. Medición de caudal (método volumétrico)

Fuente: Elaboración propia

- ❖ Se midió la velocidad de rotación del eje de la Rueda hidráulica y la salida de caja de velocidades.

Se apreció el funcionamiento y se tomó los datos de manera empírica sobre rpm y caudal.

A continuación se aprecia el cálculo de rpm de la rueda:

Tabla 37: Mediciones de rpm

N°	Medición de tiempo	N° Vueltas	RPM
1	2.5 s	1	24
2	3.2 s	1	18.7
3	2.9 s	1	20.7
4	2.7 s	1	22.2
5	3.1 s	1	19.4
Pr.	2.88	Promedio	21

La velocidad angular media de la rueda se obtuvo durante las pruebas; donde se empleó un método visual para calcular el número de revoluciones con un caudal de 1.56 litros por segundo.

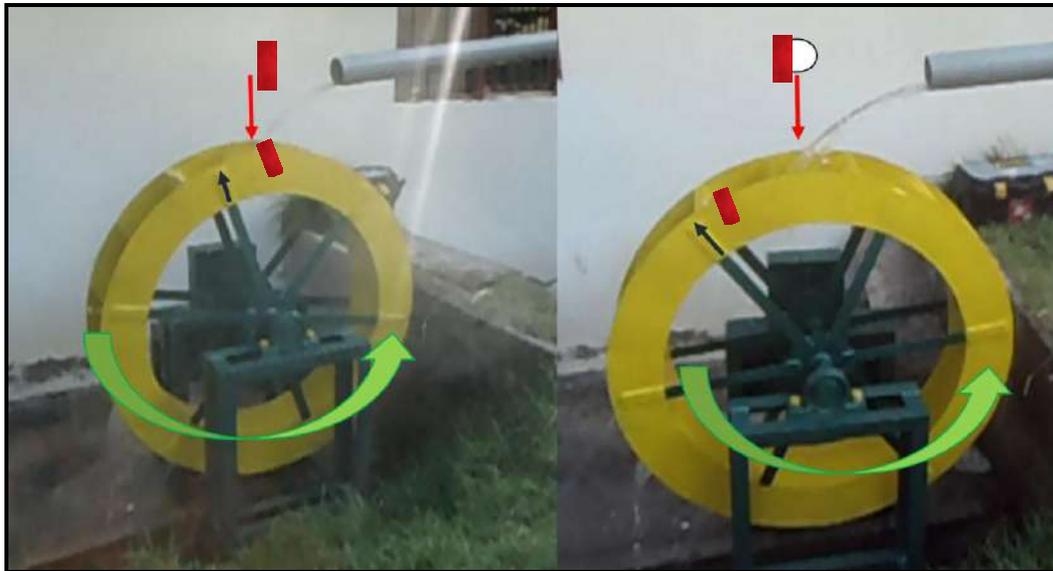


Figura 186. Método visual para calcular la revolución en un determinado tiempo

Fuente: Elaboración propia

5.2. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

5.2.1. PARÁMETROS GENERALES DE LA RUEDA HIDRÁULICA

Tabla 38. Tabla de parámetros generales de la Rueda hidráulica

Q caudal	Salto Hidraulico Hs	Perdidas en tuberia hf	Altura neta Hn	h1(altra de carga)	Dr (Diametro de la rueda)	C1 (velocidad de entrada)	u (velocidad periférica de la rueda)	n (numero de revoluciones por minuto de la rueda)	(Diametro del chorro)	θ(Angulo de salida del chorro)	Fx (Fuerza tangencial)	Potencia	Torque Rueda
L/s	m	m	m	m	m	m/s	m/s	rpm	m	° c	N	W	N.m
1	7.14	0.00017	7.140	0.10	1.20	1.78	0.85	13.57	0.04	160.00	1.79	1.53	1.07
1.56	7.14	0.00042	7.13	0.16	1.20	2.77	1.33	21.16	0.04	160.00	4.36	5.79	2.61
2	7.14	0.00069	7.119	0.20	1.20	3.55	1.70	27.10	0.04	160.00	7.15	12.17	4.29
5	7.14	0.00433	7.096	0.23	1.20	4.13	1.98	31.56	0.06	160.00	20.83	41.28	12.50
6	7.14	0.00623	7.134	0.24	1.20	4.26	2.04	32.55	0.06	160.00	25.78	52.69	15.47
8	7.14	0.01108	7.049	0.32	1.20	5.64	2.71	43.15	0.06	160.00	45.55	123.42	27.33
10	7.14	0.01731	7.023	0.33	1.20	5.87	2.82	44.86	0.07	160.00	59.20	166.77	35.52
15	7.14	0.03896	7.001	0.39	1.20	7.03	3.38	53.75	0.08	160.00	106.39	359.12	63.84
20	7.14	0.06926	6.971	0.46	1.20	8.19	3.93	62.57	0.08	160.00	165.14	648.91	99.08
21	7.14	0.07635	6.964	0.48	1.20	8.59	4.12	65.67	0.08	160.00	181.97	750.43	109.18
25	7.14	0.10821	6.932	0.49	1.20	8.75	4.20	66.85	0.09	160.00	220.55	925.94	132.33
30	7.14	0.15582	6.884	0.59	1.20	10.46	5.02	79.95	0.09	160.00	316.50	1589.04	189.90
40	7.14	0.27702	6.763	0.59	1.20	10.60	5.09	81.00	0.10	160.00	427.57	2174.96	256.54
42	7.14	0.30542	6.735	0.66	1.20	11.83	5.68	90.41	0.10	161.00	501.08	2844.91	300.65

- ✓ El caudal influye directamente con la fuerza tangencial (fx), que impacta el chorro en los álabes o cangilones.
- ✓ La velocidad del chorro o la de entrada (c1), influye en la velocidad periférica (u) de la Rueda hidráulica.
- ✓ Así mismo el salto hidráulico (Hs), está ligado de manera directa con la velocidad periférica (u) de la Rueda hidráulica; la cual nos permite calcular la potencia y torque en el eje.
- ✓ El ángulo de salida del chorro es de 160° según el diseño del prototipo.
- ✓ Durante la prueba del prototipo con un caudal de 1.56 l/s, se logró generar 5.79 w de potencia y 2.61 N.m. de torque en la flecha.

TABLA DE RESULTADOS DE LA POTENCIA

La prueba de la Rueda hidráulica, se realizó con un salto hidráulico es 7.14 m y caudal de 1.56 l/s.

Tabla 39. Tabla de resultados de potencia obtenida y potencia del sistema.

Q caudal	Salto Hidraulico Hs	Perdidas en tuberia hf	Altura neta Hn	C1 (velocidad de entrada)	u (velocidad periférica de la rueda)	Fx (Fuerza tangencial)	Potencia	Potencia útil de rueda hidráulica	Potencia útil en el tren 1	Potencia útil en el tren 2	Potencia útil en el tren 3	Potencia disipada en tren 1	Potencia disipada en tren 2	Rendimiento
L/s	m	m	m	m/s	m/s	N	W	W	W	W	W	W	W	%
1	7.14	0.00017	7.140	1.78	0.85	1.79	1.53	1.51	1.47	1.42	1.34	0.05	0.04	0.94
1.56	7.14	0.00042	7.13	2.77	1.33	4.36	5.79	5.73	5.56	5.39	5.08	0.17	0.17	0.94
2	7.14	0.00069	7.119	3.55	1.70	7.15	12.17	12.05	11.69	11.34	10.68	0.36	0.35	0.94
5	7.14	0.00433	7.096	4.13	1.98	20.83	41.28	40.87	39.65	38.47	36.20	1.22	1.18	0.94
6	7.14	0.00623	7.134	4.26	2.04	25.78	52.69	52.17	50.61	49.10	46.21	1.55	1.51	0.94
8	7.14	0.01108	7.049	5.64	2.71	45.55	123.42	122.18	118.54	115.01	108.23	3.64	3.53	0.94
10	7.14	0.01731	7.023	5.87	2.82	59.20	166.77	165.10	160.18	155.41	146.26	4.92	4.77	0.94
15	7.14	0.03896	7.001	7.03	3.38	106.39	359.12	355.52	344.93	334.65	314.94	10.59	10.28	0.94
20	7.14	0.06926	6.971	8.19	3.93	165.14	648.91	642.42	623.27	604.70	569.08	19.14	18.57	0.94
21	7.14	0.07635	6.964	8.59	4.12	181.97	750.43	742.92	720.78	699.30	658.11	22.14	21.48	0.94
25	7.14	0.10821	6.932	8.75	4.20	220.55	925.94	916.68	889.37	862.86	812.04	27.32	26.50	0.94
30	7.14	0.15582	6.884	10.46	5.02	316.50	1589.04	1573.15	1526.27	1480.79	1393.56	46.88	45.48	0.94
40	7.14	0.27702	6.763	10.60	5.09	427.57	2174.96	2153.21	2089.04	2026.79	1907.40	64.17	62.25	0.94
42	7.14	0.30542	6.735	11.83	5.68	501.08	2844.91	2816.46	2732.53	2651.10	2494.93	83.93	81.43	0.94

- Tabla de resultados se calculó con una altura de 7.14 m, caudal variable de 1 l/s a 42 l/s; donde la potencia útil aumenta conforme el caudal de 1 – 42 l/s.
- La potencia calculada en la rueda es directamente proporcional con el caudal de trabajo.
- La potencia disipada incrementa inversamente proporcional con la velocidad periférica (u).
- En la prueba se obtuvo una potencia útil de 5.39 watts en la salida de caja de velocidades.
- El rendimiento de transmisión es de 94 % en la caja de velocidades.

TABLA DE RESULTADOS DEL TORQUE

Tabla 40. Tabla de resultados del torque

Q caudal	Salto Hidraulico Hs	Perdidas en tuberia hf	Altura neta Hn	C1 (velocidad de entrada)	u (velocidad periferica de la rueda)	n (numero de revoluciones por minuto de la rueda)	Fx (Fuerza tangencial)	Torque Rueda	Torque en rueda hidráulica	Torque en primer tren	Torque en segundo tren
L/s	m	m	m	m/s	m/s	rpm	N	N.m	N.m	N.m	N.m
1	7.14	0.00017	7.140	1.78	0.85	13.57	1.79	1.07	1.06	0.22	0.05
1.56	7.14	0.00042	7.13	2.77	1.33	21.16	4.36	2.61	2.59	0.54	0.11
2	7.14	0.00069	7.119	3.55	1.70	27.10	7.15	4.29	4.25	0.88	0.18
5	7.14	0.00433	7.096	4.13	1.98	31.56	20.83	12.50	12.36	2.57	0.53
6	7.14	0.00623	7.134	4.26	2.04	32.55	25.78	15.47	15.30	3.18	0.66
8	7.14	0.01108	7.049	5.64	2.71	43.15	45.55	27.33	27.04	5.62	1.17
10	7.14	0.01731	7.023	5.87	2.82	44.86	59.20	35.52	35.15	7.31	1.52
15	7.14	0.03896	7.001	7.03	3.38	53.75	106.39	63.84	63.16	13.13	2.73
20	7.14	0.06926	6.971	8.19	3.93	62.57	165.14	99.08	98.04	20.38	4.24
21	7.14	0.07635	6.964	8.59	4.12	65.67	181.97	109.18	108.04	22.46	4.67
25	7.14	0.10821	6.932	8.75	4.20	66.85	220.55	132.33	130.94	27.22	5.66
30	7.14	0.15582	6.884	10.46	5.02	79.95	316.50	189.90	187.91	39.07	8.12
40	7.14	0.27702	6.763	10.60	5.09	81.00	427.57	256.54	253.84	52.77	10.97
42	7.14	0.30542	6.735	11.83	5.68	90.41	501.08	300.65	297.49	61.85	12.86

- Las pruebas en Soluciones Prácticas se realizó con un caudal de 1.56 l/s, velocidad de entrada de 2.77 m/s por el bajo caudal, logrando una fuerza de 4.36 N, torque de 0.11 Nm.
- Se puede apreciar que con una velocidad de entrada máxima 11.83 m/s y 42 l/s logra un torque de 12.83 N.m en la salida de caja de velocidades.

TABLA DE SALIDA DE RPM EN LA CAJA DE VELOCIDADES

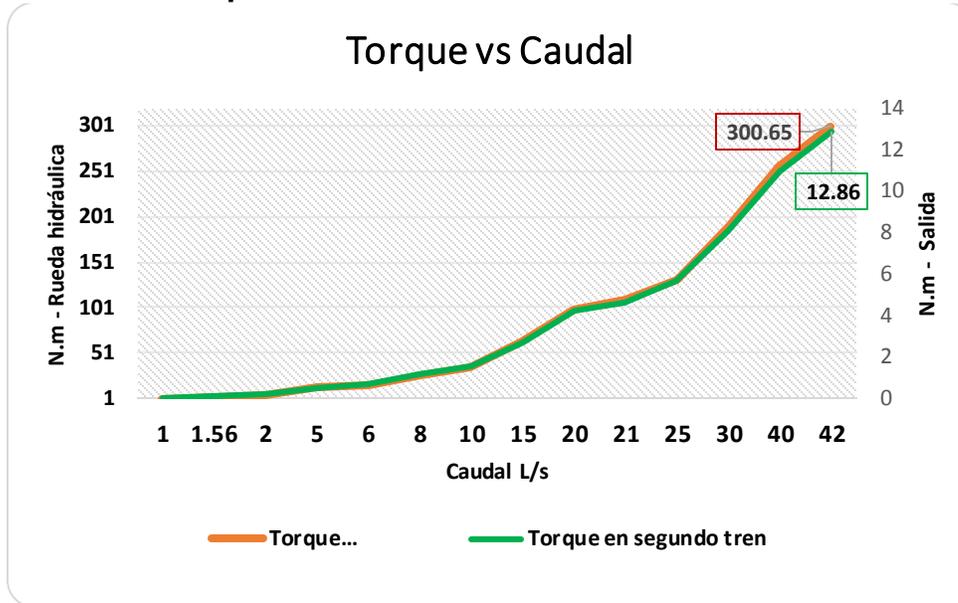
Tabla 41. Tabla de resultados de rpm de salida y para generado

Q caudal	Salto Hidraulico Hs	Perdidas en tuberia hf	Altura neta Hn	Dr (Diametro de la rueda)	C1 (velocidad de entrada)	u (velocidad periferica de la rueda)	n (numero de revoluciones por minuto de la rueda)	velocidad en primer tren	velocidad en el segundo tren
L/s	m	m	m	m	m/s	m/s	rpm	rpm	rpm
1	7.14	0.00017	7.140	1.20	1.78	0.85	13.57	63.32	295.52
1.56	7.14	0.00042	7.13	1.20	2.77	1.33	21.16	98.75	460.83
2	7.14	0.00069	7.119	1.20	3.55	1.70	27.10	126.47	590.18
5	7.14	0.00433	7.096	1.20	4.13	1.98	31.56	147.30	687.40
6	7.14	0.00623	7.134	1.20	4.26	2.04	32.55	151.91	708.94
8	7.14	0.01108	7.049	1.20	5.64	2.71	43.15	201.34	939.61
10	7.14	0.01731	7.023	1.20	5.87	2.82	44.86	209.34	976.94
15	7.14	0.03896	7.001	1.20	7.03	3.38	53.75	250.82	1170.52
20	7.14	0.06926	6.971	1.20	8.19	3.93	62.57	292.00	1362.64
21	7.14	0.07635	6.964	1.20	8.59	4.12	65.67	306.44	1430.05
25	7.14	0.10821	6.932	1.20	8.75	4.20	66.85	311.98	1455.89
30	7.14	0.15582	6.884	1.20	10.46	5.02	79.95	373.08	1741.06
40	7.14	0.27702	6.763	1.20	10.60	5.09	81.00	378.00	1764.01
42	7.14	0.30542	6.735	1.20	11.83	5.68	90.41	421.90	1968.86

- Las pruebas en Soluciones Prácticas se realizó con un caudal de 1.56 l/s, la velocidad en la rueda se obtuvo 21 rpm y en la salida de multiplicador es de 461 rpm. Se puede apreciar que con la caja de velocidades se multiplica dos veces la velocidad (rpm), con una relación de transmisión de 4.6.

5.2.2. CURVAS CARACTERISTICAS

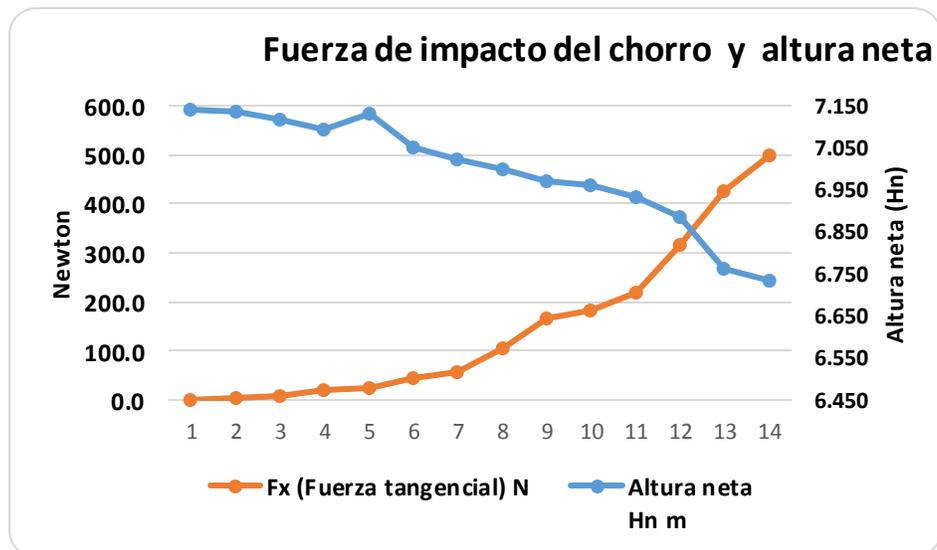
1. Gráfica 4. Torque vs Caudal



Fuente: Elaboración propia

- El torque se comporta de manera ascendente conforme el caudal llega a su trabajo máximo. El torque máximo de la rueda es de 300.65 N.m. y la salida de caja de velocidades máxima es de 12.86 N.m.

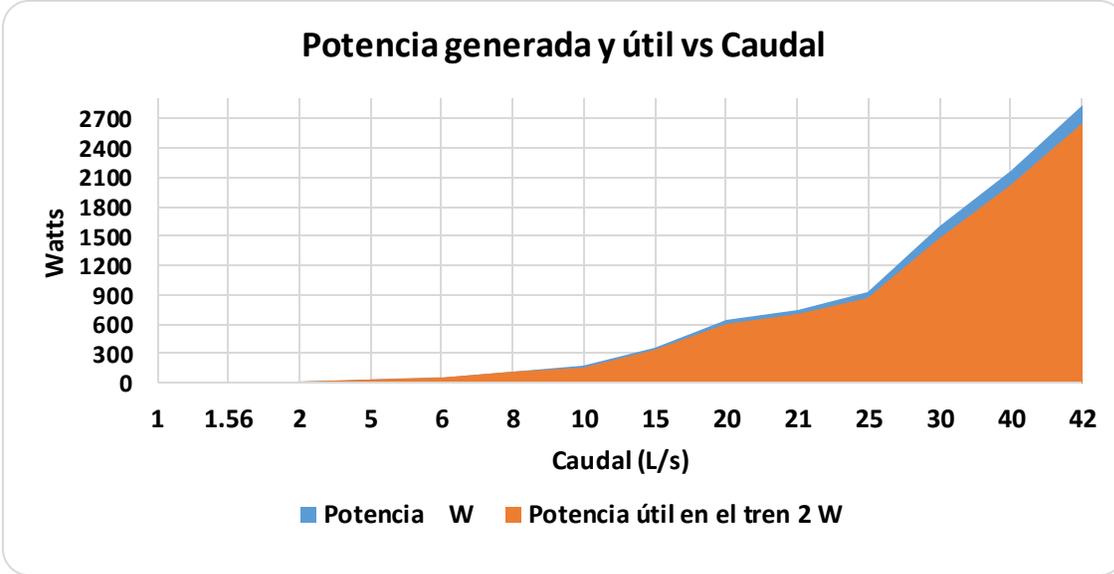
2. Gráfica 5. Fuerza del chorro que impacta vs altura nea (Hn)



Fuente: Elaboración propia

- Altura neta (Hn) disminuye conforme aumenta el caudal y accesorios que generan pérdidas en metros. Mientras la fuerza del impacto del chorro aumenta hasta un máximo 501.8 N.

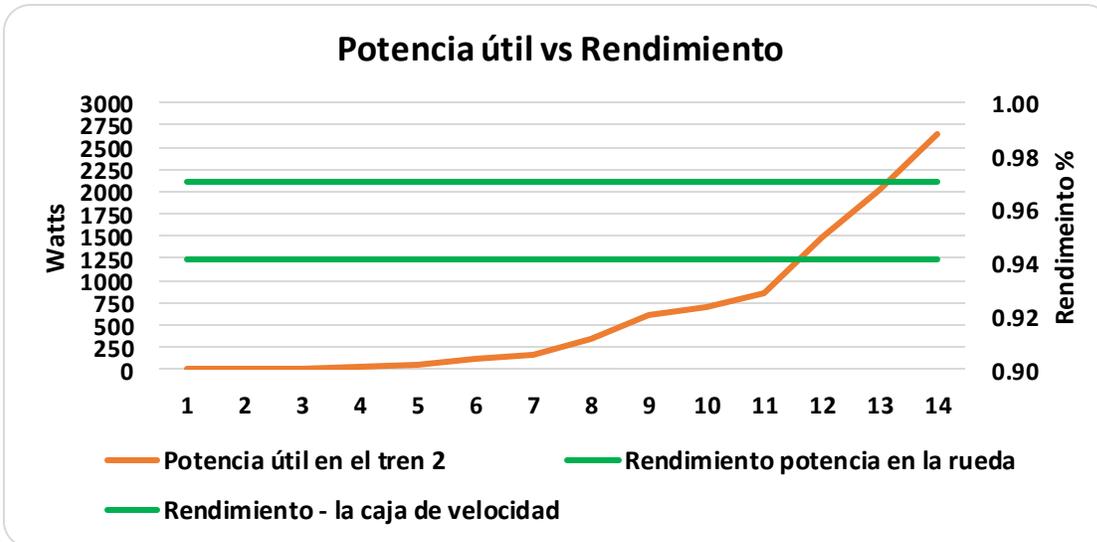
3. Gráfica 6. Potencia eléctrica vs caudal



Fuente: Elaboración propia

- La potencia de color celeste es la que genera la Rueda hidráulica y la de color naranja es la potencia útil o la salida.

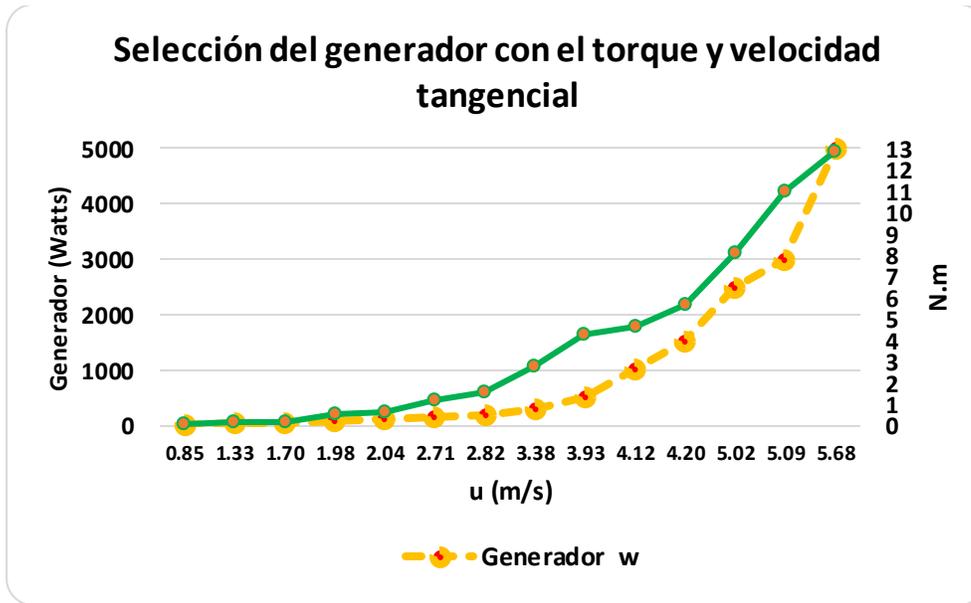
4. Gráfica 7. Rendimiento en la potencia útil



Fuente: Elaboración propia

- El rango de rendimiento abarca la potencia desde 1 Kw a 2 Kw, donde se aprecia un rendimiento mínimo y máximo del sistema (0.94 – 0.97).
- El Rendimiento que está enmarcado en la gráfica es la recomendable para generar energía eléctrica.

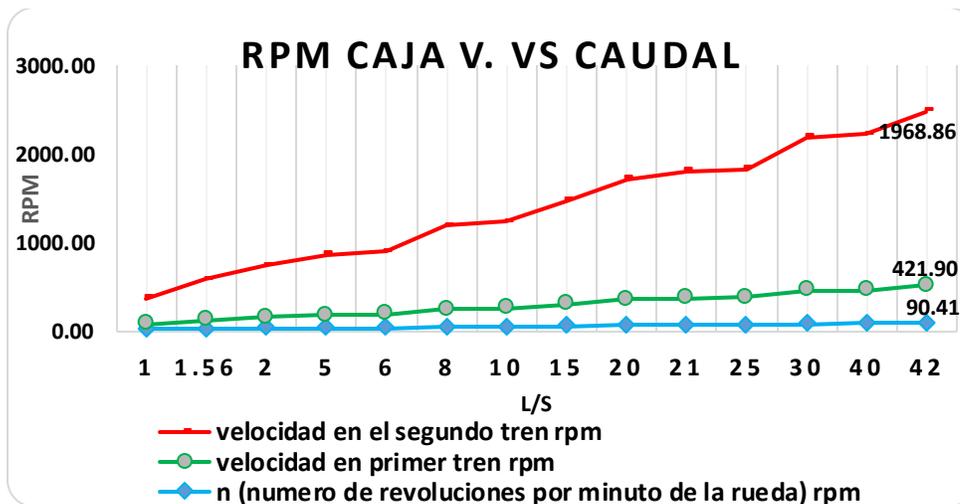
5. Gráfica 8. Selección del generador con torque y velocidad (u)



Fuente: Elaboración propia

- La selección se puede guiar con datos de la velocidad periférica y el torque para optar por un generador adecuado.

6. Gráfica 9. Curvas de rpm's en la caja de velocidades y Caudal



Fuente: Elaboración propia

- La velocidad se multiplica a través de una caja de velocidades la cual tiene dos trenes de engranajes para multiplicar con una relación de 4.6.
- La velocidad en rpm aumenta directamente proporcional con el aumento de caudal de trabajo.

5.3. ANALISIS TÉCNICO FINANCIERO

El análisis técnico financiero es para prever la dirección futura de la rentabilidad de la Rueda hidráulica para generar energía. El análisis toma consideración los parámetros del diseño, construcción, operación, mantenimiento y comercialización.

5.3.1. Sistema de generación de energía eléctrica mediante la Rueda hidráulica

El sistema ha sido diseñado en base a las necesidades de los sectores que existen en Perú; así como en zonas rurales de Cajamarca, donde no existe energía eléctrica en las comunidades alto andinas.

El sistema puede generar energía eléctrica de manera sostenible y respetuosa con el medio ambiente. Además se puede aplicar en la industria peruana de diferentes rubros donde existe la necesidad. Como en las actividades en:

- Industria de madera
- Industria textil
- Agroindustria
- Ecoturismo
- Ganadería

5.3.2. Análisis del sistema

Actualmente existen muchos generadores eléctricos, como grupos electrógenos que funcionan a base de combustibles fósiles. Los generadores de energías alternativas o renovables son muy pocas; así como pico centrales, pequeños aerogeneradores y paneles solares fotovoltaicos.

El objetivo primordial de la ingeniería mecánica en la actualidad es diseñar maquinas amigables al medio ambiente y garantizar la sostenibilidad energética del país.

Sabemos que las energías renovables no necesitan combustible alguno para generar energía sino que aprovecha la energía de los recursos naturales, en este caso como las caídas naturales del agua en los riachuelos, canales, ríos, pequeños embalses y si fuera posible en los puquiales.

5.3.3. Factores del sistema de Rueda hidráulica para generación de energía eléctrica

El diseño de la Rueda hidráulica se basa en el caudal existente en los ríos (21-42 litros por segundo) la cual genera una fuerza (par de torsión) de 6 N.m – 13 N.m y la velocidad angular de 90 rpm. Pero el rpm se mejora con una caja multiplicadora de velocidad se logra multiplicar 67.7 veces la salida en flecha es 1969 rpm.

Mediante los cálculos realizados en el capítulo III, se garantiza el buen funcionamiento y para la selección de un equipo generador de corriente alterna trifásica; logrando generar de 1 - 2.5 K watts.

En seguida se presenta los costos de diseño, construcción y ensayos.

5.4. COSTO DE LA RUEDA HIDRÁULICA

5.4.1. COSTO DE FABRICACIÓN

Costo de materiales de construcción

Son todos los elementos físicos que se adquieren para la fabricación del sistema, tanto como mecanizados y seleccionados.

Tabla 42: Costo de materiales de construcción

Descripción	Cant.	Costo unit. S/	Costo total S/
Plancha PDLAC A36 (1.5x1200x2400) mm	2	85.00	170.00
Platina 3/16" x 2"	2	35.00	70.00
Angulo estructural L2"X2"X1/4"	2 ½ "	110.00	275.00
Plancha PDLAF A1008TB (1.25X1200X2400)mm	1/4	135.00	34.00
Plancha PDLAC A36 3X1200X2400 mm	1/2	150.00	75.00
Plancha PGLAC A36 6.35X1500X6000 mm	1/16	210.00	13.00
Eje de rueda AISI 1045 (ø52 mm x 600mm)	1	131.70	79.00
Engranajes helicoidales grandes	2	250.00	500.00
H-1045 RED (ø52mm x 100mm)	1	145.00	14.50
Cellocord E6011	3kg	12.00	36.00
AWS A5.1 E7018	2Kg	32.00	64.00
Disco de corte 7"	1	7.00	7.00
Disco de corte 12"	1	14.00	14.00
Disco de desgaste 4.5"	1	4.00	4.00
Lijas N°80	2	2.50	5.00
Chumacera de pie FK 2"	2	76.50	153.00
Chumacera de pie 1" FK	4	19.50	78.00
Llave hexagonal 2.5	1	2.50	2.50
Perno ½" x 2" completo	2	1.30	10.40
Perno ¾" x 2" completo	4	2.70	10.80
Perno ½" x 1" completo	8	1.30	10.40

Pintura epóxica (Amarrillo medio)	¼ Gl	320.00	80.00
Pintura glass (Verde – aluminio)	¼ Gl	80.00	20.00
Thinner Acrílico	2L	6.00	12.00
Rueda dentada de 84 dientes	2	120.00	240.00
Polea de 8" tipo 1A	1	45.00	45.00
Polea de 2 ½" tipo 1A	1	20.00	20.00
Faja	1	40.00	40.00
Perno ¼" x ¾" completo	6	0.50	3.00
Plancha PDLAC 1.25x1200x2400mm	1/4	45.00	45.00
Total			S/ 2,130.6

Costo de mecanizado y otros servicios:

Tabla 43: Costo de mecanizado y otros servicios

Descripción	Cant.	C.unit.	Costo total S/.
Mecanizado de las ruedas dentadas helicoidales	2	180.00	360.00
Mecanizado del eje de Rueda hidráulica	1	60.00	60.00
Mecanizado eje del primer tren, chavetas y canales	1	50.00	50.00
Mecanizado eje del segundo tren, chaveta y canal	1	50.00	50.00
Alquiler de maquinaria para soldadura	-	100.00	100.00
Alquiler para acabado superficial - compresor	-	50.00	50.00
Otros		50.00	50.00
Total			S/ 720.00

Costo de mano de obra:

Tabla 44: Costo de mano de obra

N°	Descripción	Cant.	Costo total
1	Construcción (soldadura)	1	700.00
2	Pintura	1	100.00
3	Montaje	1	50.00
Total			S/ 850.00

Costos indirectos de la fabricación:

Tabla 45. Costos indirectos de la fabricación

N°	Descripción	Costo total
1	Transporte	100.00
2	Gastos operativos	50.00
	Total	S/ 150.00

Costos de ensayo:

Tabla 46. Costos de ensayo

N°	Descripción	Cantidad	Costo
1	Ayudante mecánico para montaje	01	30.00
2	Traslado del sistema ida y vuelta	02	80.00
3	Materiales y accesorios para instalación	-----	100.00
4	Otros	50.00
	Total		S/ 260.00

Costo total general:

Tabla 47. Costo total general

N°	Descripción	Costos totales
1	Costo de materiales para construcción	2130.60
2	Costos de mano de obra fabricación	850.00
3	Costo de mecanizado y servicios	720.00
4	Costo Indirecto de Fabricación	150.00
5	Costos de ensayo	260.00
	Total general	S/ 4,110.60

5.5. ANALISIS FINANCIERO DEL SISTEMA

5.5.1. MANTENIMIENTO Y COSTO TOTAL DE OPERACIÓN

Mantenimiento de la Rueda hidráulico

El mantenimiento general de la Rueda hidráulica se realizará una vez al año así como la inspección visual y limpieza.

a) Chumaceras:

Mantenimiento preventivo en chumaceras consiste en cambio de grasa, limpieza y cambio de chumaceras.

- Cada 03 meses se cambiará la grasa (SKF-LGWA2) en todos los puntos del sistema.
- Después de 4000 horas de funcionamiento se deberá cambiar las chumaceras que especifican en la siguiente figura:

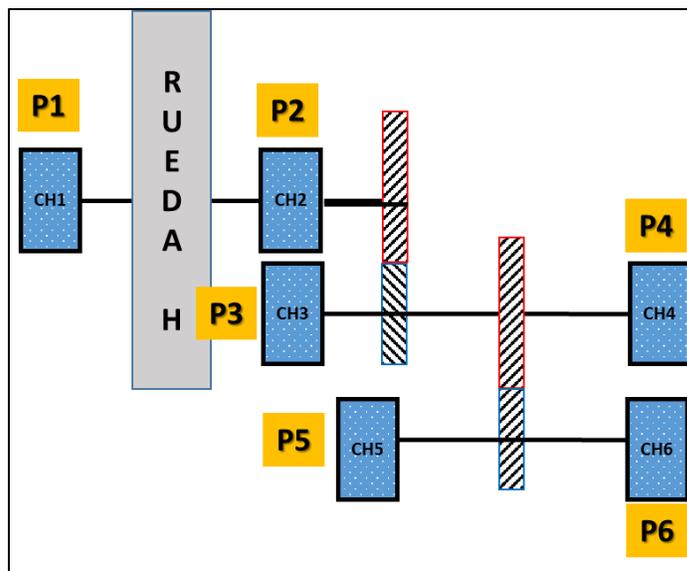


Figura 187. Puntos para cambio de grasa y chumaceras

Fuente: Elaboración propia

b) Caja de engranajes:

El mantenimiento preventivo en la caja de velocidades comprende en cambio de grasa, limpieza y cambio de ruedas dentadas así como; R1. R2, R3 y R4.

- Cada 03 meses se deberá cambiar la grasa (ISO VG 100) en todos los engranajes de la caja.
- Después de 5 años de funcionamiento se deberá cambiar los engranajes o ruedas dentadas helicoidales que se especifican en la siguiente:

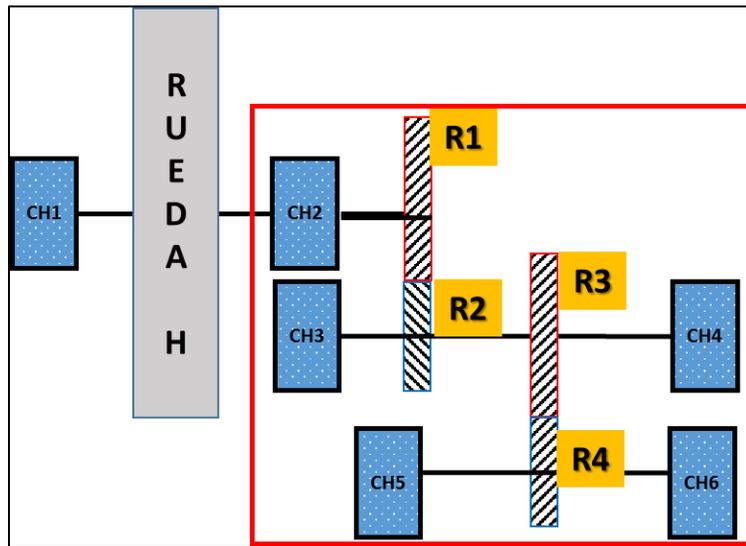


Figura 188. Puntos para cambio de grasa y chumaceras

Fuente: Elaboración propia

Costo de mantenimiento y funcionamiento:

Tabla 48. Costo de mantenimiento y operación en un año

N°	Descripción	Periodo	Costo Unit.	Costo total
1	Costo de mantenimiento de la Rueda hidráulica	1 año	100.00	100.00
2	Costo de mantenimiento de caja de velocidad	1 año	50.00	200.00
3	Costo de mantenimiento de las chumaceras	1 año	50.00	200.00
4	Costo de operación	1 año	100.00	1200.00
			----- Total	S/ 1,700.00

Fuente: Elaboración propia

Calculo de costo de funcionamiento en un año

Se calcula tomando en cuenta el salario del personal y costos de mantenimiento

$$CF = 5000.00 + 1200 = 1700.00 \text{ Soles}$$

La vida útil de la Rueda hidráulica se estima para una duración de 10 años; por lo tanto se toma en consideración los costos por año y se estima en la siguiente tabla:

Tabla 49. Costo de funcionamiento del sistema durante 10 años

PROYECCIÓN COSTO DE FUNCIONAMIENTO	
AÑOS	C. SISTEMA
1	1700.0
2	1785.0
3	1874.3
4	1968.0
5	2066.4
6	2169.7
7	2278.2
8	2392.1
9	2511.7
10	2637.3
TOTAL	S/ 21,382.4

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a la tabla el salario aumentará el 5% cada año y por ello el incremento respectivo.

Costo de implementación:

Tabla 50. Costo de implementación

DESCRIPCIÓN	COSTO
Desarenador y filtro	600.00
Tuberías, anclajes y soportes	400.00
Accesorios	150.00
Tablero	350.00
Generador	2500.00
Total	S/ 4,000.00

Fuente: Elaboración propia

Costo de la máquina (Rueda hidráulica)

Costo de la máquina = (Costo de total de fabricación + 10%) + IGV (18%)

Costo de la máquina = 5,261.568 soles

Costo total de operación durante el periodo de 10 años:

Tabla 51. Costo total operativo del sistema durante 10 años

COSTO TOTAL OPERATIVO DEL SISTEMA	
DESCRIPCIÓN	COSTO TOTAL
Costo de funcionamiento	21,382.400
Costo de la Rueda hidráulica	5,261.568
Costo de implementación	4,000.00
Total	S/ 30,643.97

Costo de operación del sistema se estima en proyección de 10 años, se considera el costo de funcionamiento, costo de la Rueda hidráulica y el costo de implementación.

CONCLUSIONES

- La influencia de diseño, construcción y simulación de una rueda hidráulica en Soluciones Prácticas ITDG, Cajamarca; es una alternativa eficaz para aprovechamiento de la energía potencial de agua para transformar en energía mecánica rotacional y eléctrica.
- Los estudios para recolección de datos se enfocó en medir y evaluar parámetros energéticos, como potencial hídrico en caserío de Lluscapampa, que es una zona rural de departamento de Cajamarca y en las instalaciones de Soluciones Prácticas – ITDG (ONG).
- Se estableció la metodología de diseño mecánico para el dimensionamiento de la Rueda hidráulica.
- Se realizó el diseño de la Rueda hidráulica y caja de velocidades para multiplicar la velocidad (rpm). Mediante la metodología de diseño mecánico se obtuvo la Rueda hidráulica para realizar cálculos y los planos para la fabricación.
- Se realizó la simulación de los elementos de la rueda y el comportamiento de flujo en la Rueda hidráulica, mediante el programa Solidworks.
- La Rueda hidráulica se fabricó en un taller metal mecánica local, donde se empleó el procedimiento de soldadura para uniones de piezas y servicio de mecanizado en máquinas herramientas por arranque de viruta.
- Las pruebas de funcionamiento se realizó en las instalaciones de Soluciones Prácticas – ITDG (ONG), donde se apreció el funcionamiento

de la Rueda hidráulica con un caudal de 1.56 L/s y logrando la velocidad de salida de 461 rpm y una potencia útil de 5 watts.

- Se obtuvo el resultado de la potencia, torque y la velocidad angular en la salida de Rueda hidráulica, se consideró un caudal de 21 – 42 L/s. El resultado máximo de torque es 13 N.m., velocidad de salida 1969 rpm, a una potencia de 2500 watts.
- La velocidad angular de la Rueda hidráulica aumenta conforme el caudal disponible y la velocidad del chorro sea mayor.
- El sistema de la Rueda hidráulica genera energía, se puede utilizar como sistema de bombeo de agua; es decir se acopla una bomba de desplazamiento positivo de doble efecto y se aprovecha el torque generado según el diámetro de la Rueda hidráulica. También se puede utilizar bombas de motor eléctrico y alimentar mediante la energía eléctrica generada por la Rueda hidráulica.
- El costo de la Rueda hidráulica que comprende en el diseño, la construcción, el análisis computacional y ensayos; asciende a los 5,261.568 soles. Donde se considera los costos de equipos, materiales, mano de obra calificada y servicios; la cual es óptima para su producción, en comparación con el mercado.

RECOMENDACIONES

- A la población cajamarquina que se dedica a la ganadería y agricultura, que la Rueda hidráulica puede satisfacer una necesidad generando energía eléctrica, bombeo de agua o impulsar alguna maquinaria sin costo de energía, solamente aprovechando la energía del agua. Y a la vez tomar conciencia de la contaminación ambiental que cada día aumenta; ya que con este sistema de energías renovables es amigable con el medio ambiente.
- A la universidad Alas Peruanas, continuar incentivando a los alumnos en la investigación de los sistemas de energías renovables y ser desarrollados por mismos.
- A las zonas altoandinas de Cajamarca y otros departamentos; que el sistema de Rueda hidráulica aprovecha la energía en los ríos, canales y riachuelos para generar energía eléctrica y mecánica rotacional para bombeo de agua eficientemente en las zonas agrícolas y ganaderas.
- A los investigadores hacer los ensayos con todos los equipos necesarios para obtener mejores resultados para aportación en trabajo de investigación sobre sistemas de energías limpias.
- A los usuarios que requieran generar energía eléctrica es indispensable construir un sistema de alimentación y un control para la energía generada.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- AGMA (TC60). (1993). STANDARDS AGMA 2000-A88. *Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (AGMA)*, 201.
- Alencastre, y Malpartida. (2012). *Metodología de diseño aplicada a la obtención de una máquina venteadora de granos(PUCP)*. Recuperado el 14 de Mayo de 2014, de VII CONGRESO BOLIVARIANO DE INGENIERIA MECANICA: <http://congreso.pucp.edu.pe/vii-cobim/F.1.6.pdf>
- Alencastre, M. J., y Malpartida de la Cruz, I. (2012). *VII CONGRESO BOLIVARIANO DE INGENIERIA MECANICA*. Recuperado el 12 de Marzo de 2015, de METODOLOGÍA DE DISEÑO APLICADA A LA OBTENCIÓN DE UNA MÁQUINA VENTEADORA DE GRANOS: <http://congreso.pucp.edu.pe/vii-cobim/F.1.6.pdf>
- ANSI/AGMA. (2004). *ENGRANAJES HELICOIDALES*. Obtenido de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn151.html>
- Autoridad Local de Agua (ALA). (2014). *Medicion de Caudal por Año en la cuenca de Rio Mashcon, Rio Grande,Lushcapampa. Cajamarca, Cajamarca, Perú.*
- Birkhofer, J. a., PUCP, P. U., y Mott, R. (2013). *THE DEVELOPMENT OF THE GUIDELINE VDI 2221 -2222*. 48,49. Magdalenenstr. 4, 64283 Darmstadt, Germany: Darmstadt, University of Technology, product development and maschine elements (pmd).
- Cáceres, P. A. (2015). *Diseño y construcción de una rueda hidráulica para impulsar agua desde una vertiente con mediano caudal hacia una vivienda a 300 m de distancia en Puerto Quito, recinto la Magdalena*. Recuperado el 25 de Septiembre de 2014, de Universidad Politécnica Salesiana - Depositorio Digital: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/9244>
- Cámara Nacional de Comercio, P. y.P. (2011). *NOTA DE PRENSA- 061/2011*. Lima: Oficina de Prensa e Imagen Institucional.
- Cardona, A. A. (1985). *Rueda hidráulica*. Recuperado el 10 de junio de 2014, de <http://www.bdigital.unal.edu.co/29692/1/28318-101120-1-PB.pdf>: http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/es/maquinashidraulicas/rueda_hidraulica/rueda_hidraulica.html
- Cortizo , r. J., Fernandez rico, José, Fernandez , R. M., Rodriguez , O. E., Sierra , V. J., & Vijande, D. R. (2004). *CALCULO DE CHAVETAS Y CHAVETEROS*. En *ELEMENTOS DE MAQUINAS CALCULOS Y PROBLEMAS* (pág. 396). ESPAÑA: Universidad de Oviedo.

- Díaz del Castillo, R. F. (2010). *METROLOGÍA DIMENSIONAL*. CUAUTITLÁN, IZCALLI : FES-CUAUTITLÁN.
- DREM, C. (2011). *Seminario: "Experiencias en el Uso de Energía Renovables en la Región Cajamarca"*. (OSINERGMIN) Recuperado el 20 de Junio de 2014, de http://www.osinerg.gob.pe/newweb/uploads/Publico/seminario_uso_energia_renovables_cajamarca_2011/Perspectivas_Desarrollo_Energias_Renovables_Region_Cajamarca.pdf
- Endesa S.A. (2015). *Los generadores eléctricos*. Obtenido de Principio de funcionamiento de un generador eléctrico: http://www.endesaeduca.com/Endesa_educarecursos-interactivos/conceptos-basicos/v.-funcionamiento-basico-de-generadores
- Eraso, G. O. (2012). *Procesos de manufactura*. Obtenido de Universidad Nacional Abierta y a Distancia - UNAD: <http://datateca.unad.edu.co/contenidos/332571/332571.pdf>
- Faires. (2008). *Diseño de elementos de maquinas*. Barcelona: Montaner y Simon SA.
- G. Budynas, R., y Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley*, Octava edición. México: McGraw-Hill Companies, Inc.
- González, V. J. (2013). *Mecanismos de Transmisión de Movimiento al nivel de 3º de la E.S.O. - Editorial Donostiarra*. Obtenido de SISTEMA DE POLEAS Y CORREAS.: <http://almez.pntic.mec.es/~jgonza86/Sistemas%20de%20poleas%20y%20correas.htm>
- Grewe, K., y Ordoñez, M. (2010). Historia de la Rueda Hidráulica. *La máquina Romana de serrar piedras*, 381-401.
- Heredia, S. L. (2011). *Pontificia Universidad Católica del Perú, Repositorio digital de tesis PUCP*. Recuperado el 18 de Abril de 2014, de Construcción y ensayo de una rueda hidráulica de corriente libre de 2 m de diámetro: <http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/123456789/390>
- Hernandez, R. (2016). Metodología de Investigación.
- IEO. (2014). *Situación de energía en el mundo*. Recuperado el 2016, de <http://www.energiasrenovables.ciemat.es/especiales/energia/index.htm>
- Linares, L. P., y López, G. Ó. (2005). *Renovables 2050*. Obtenido de <http://www.greenpeace.org/espana/Global/espana/report/other/renovables-2050.pdf>

- Lozada, J. (2014). *Investigación Aplicada*. Obtenido de Centro de Investigación en Mecatrónica y Sistemas Interactivos, Universidad Tecnológica Indoamérica, Quito, Ecuador.:
<http://www.uti.edu.ec/documents/investigacion/volumen3/06Lozada-2014.pdf>
- Martínez, T. A. (2009). *Mecánica cuántica*. Obtenido de Momento de inercia: <http://la-mecanica-cuantica.blogspot.pe/2009/08/el-momento-de-cuadripolo.html>
- Medina, R., Salas, M., Luco, R., y Bertram, V. (2005). *Facultad de Ciencias de la Ingeniería - Universidad Austral de Chile*. Obtenido de ANÁLISIS DE ESTRUCTURAS NAVALES MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS:
http://mingaonline.uach.cl/scielo.php?pid=S0718-025X2005000100004&script=sci_arttext
- MINEM. (04 de Marzo de 2015). *Electrificación y desarrollo*. Lima, Perú.
- Monroy, C. (2014). *Tecnología industrial*. Obtenido de La Soldadura:
<https://tecnologiafuentenueva.wikispaces.com/file/view/Soldadura.pdf>
- Mott. (2006). *Diseño de Ingeniería*. Recuperado el 23 de SEPTIEMBRE de 2014, de CAPITULO II:
<http://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/6837/05Jcb05de16.pdf?sequence=5>
- Mott, R. (2006). Diseño de elementos de maquinas. En R. L. Mott, *Engranajes helicoidales, cónicos y de tornillo* (pág. 453). Mexico: Pearson Educación de México.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. Mexico: Pearson educación de México S.A.
- Mott, R. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. En R. L. Mott, *Cinemática de los engranajes* (págs. 315-333). México: Pearson Educación de México.
- Mott, R. (2006). *Elementos de maquinas*. Mexico: Pearson Educación de México.
- Müller, W. (1899). DIE EISERNEN WASSERRÄDER, BERECHNUNG, KONSTRUKTION UND BESTIMMUNG IHRES WIRKUNGSGRADES . *Rueda Hidráulica de Hierro, Cálculos, Construcción y Determinación de su eficacia.*, 1-75.
- Nieto, Q. A. (2007). Rugosidad. *Elementos de Máquinas, Universidad de Castilla-La Mancha*, 7-8.
- Ortiz, I. C. (2013). *ruedas hidraulicas*. (MUMFORD, Lewis. Técnica y Civilización.) Recuperado el 12 de junio de 2014, de http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/es/maquinashidraulicas/rueda_hidraulica/rueda_hidraulica.html

- Polo, E. M. (2008). *Turbomaquinas Hidraulicas*. Universidad de Texas: Editorial Limusa.
- Ramírez, J. (2013). *Modelos de diseño*. (BLOC SPOTH) Recuperado el 15 de SEPTIEMBRE de 2014, de <http://mecnica-mecatronica.blogspot.com/2013/03/modelos-de-diseno-el-modelo-descriptivo.html>
- Ramón, C. L., y Vallejo, H. D. (2005). *TESIS : Diseño y construcción de un ariete y una rueda hidráulica*. Sangolquí: Publicado por autores.
- Ramón, C. L., y Vallejo, H. D. (2009). *Repositorio digital - ESPE*. Recuperado el 28 de 08 de 2014, de Diseño y construcción de un ariete y de una rueda hidráulica para bombeo de agua en la granja experimental san marcos del HCPP.: <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/969>
- Sánchez, L. F. (2009). *CONSTRUCCIÓN Y ENSAYO DE UNA RUEDA HIDRÁULICA DE CORRIENTE LIBRE DE 2 M DE DIÁMETRO*. Lima: tesis publicado por el autor.
- Sapiensman. (2014). *Generación de energía eléctrica*. Obtenido de Generadores comerciales: http://www.sapiensman.com/tecnoficio/electricidad/generacion_de_electricidad.php
- Saquicela, F. A., y Velepucha, I. R. (2008). *UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA*. Recuperado el 15 de MARZO de 2014, de Diseño y construcción de una rueda hidráulica para abastecimiento de agua para riego a una altura de 120 metros.: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/799>
- Sarkis, M. (2009). *ELEMENTOS DE MAQUINAS*. Brasil: Érica.
- Shigley, J. E., y Mitchell, L. D. (1990). Manual de diseño mecánico. En J. E. Shigley, & L. D. Mitchell, *Engranajes helicoidales, cónicos y de tornillo* (págs. Capítulo 14 , Tomo IV). Chaco Estado de México: MCGRAW-HILL INTERAMERICANA DE MEXICO,SA.CV.
- Solidworks. (2015). *Simulación*. Obtenido de Procedimiento de simulación computacional: <http://www.solidworks.es/sw/products/simulation/finite-element-analysis.htm>
- Solidworks. (2015). Simulación : Trayectoria del fluido. Cajamarca, Cajamarca, Perú. Obtenido de Computational Domain.
- Solidworks. (2015). *Solidworks Simulation - Analisis Dinámico Computacional*. Recuperado el 02 de 07 de 2015, de

<http://www.solidworks.es/sw/products/simulation/computational-fluid-dynamics.htm>

Solidworks corporation. (2015). *Simulación*. Obtenido de Procedimiento: <http://www.solidworks.es/sw/products/simulation/simulation.htm>

Solidworks, C. (2015). *Simulación*. Obtenido de Análisis por elementos finitos: <http://www.solidworks.es/sw/products/simulation/finite-element-analysis.htm>

Soluciones Prácticas. (2010). Manual para la evaluación de la demanda, recursos hídricos, diseño e instalación de microcentrales hidroeléctricas. En C. Dávila, D. Vilar, G. Villanueva, L. Quiroz, & I. Intermediate Technology Development Group, *Estimación de la demanda actual* (págs. 20-32). Lima, Perú: Clasificación SATIS. Descriptores OCDE.

SUMITEC S.A. (2015). ACERO GRADO MAQUINARIA. *AISI 1045*, 3.

Technology, J. B. (2012). *Design of a Water Wheel For a Low Head Micro Hydropower System*. Obtenido de <file:///C:/Users/Usuario/Downloads/54c01ddb0cf21674ce9e1272.pdf>

Tecnología. (2015). *Dinamo y alternador*. Obtenido de Alternador: http://www.areatecnologia.com/La_dinamo.htm

UNE-EN (ISO 286-2). (1988). *Sistema ISO de tolerancias y ajustes*. Madrid, España: AENOR.

Vanegas, U. L. (08 de Septiembre de 2012). *Capítulo 1 Introducción a los accionamientos de máquinas*. Obtenido de Facultad de Ingeniería Mecánica - Diseño II: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap-1-Int-Dis-II.pdf>

Zavaleta, C. J. (1990). *DIBUJO MECÁNICO, UNI, Facultad de Ingeniería Mecánica*. Lima, Perú: EDUNI.

ANEXOS

ANEXO 1: MATRIZ DE CONSISTENCIA

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y SIMULACIÓN DE UNA RUEDA HIDRÁULICA, PARA GENERAR ENERGÍA MECÁNICA ROTACIONAL Y ELÉCTRICA, EN SOLUCIONES PRÁCTICAS – ITDG, CAJAMARCA, 2015.”

Problema	Objetivos	Hipótesis	Variables y Dimensiones	Metodología, Técnica e Instrumento
<p>¿De qué manera influye el diseño, construcción y simulación de una Rueda Hidráulica para generar energía mecánica rotacional y eléctrica en Soluciones Prácticas - ITDG, Cajamarca, durante el año 2015?</p>	<p>Objetivo General: Diseñar, construir y simular una Rueda hidráulica para generar energía mecánica y eléctrica en Soluciones Prácticas – ITDG, Cajamarca, durante el año 2015.</p> <p>Objetivos específicos: * Evaluar los parámetros hidráulicos para el dimensionamiento de la Rueda hidráulica en Soluciones Prácticas – ITDG, Cajamarca, durante el año 2015. * Establecer la metodología de diseño mecánico; Diseño conceptual, preliminar y detallado. * Diseñar y Simular los componentes principales mediante el software Solidworks. * Realizar la construcción y prueba del funcionamiento de la Rueda hidráulica en Soluciones Prácticas – ITDG; Cajamarca, durante el año 2015. * Mostrar curvas y cuadros de los parámetros resultantes de la Rueda Hidráulica en Soluciones Prácticas – ITDG, Cajamarca, durante el año 2015.</p>	<p>Hipótesis General: El desarrollo del diseño, construcción y simulación de una Rueda hidráulica, Influye de una manera eficaz para generar energía mecánica rotacional y eléctrica, en Soluciones Prácticas – ITDG; durante el año 2015.</p>	<p>Variables Independientes: ✓ Rueda Hidráulica</p> <p>Dimensiones: - Diseño de caudal alimentación y altura neta. - Diseño y construcción - Simulación mediante Solidworks.</p> <p>Variables dependientes: ✓ Energía mecánica rotacional y eléctrica.</p> <p>Dimensiones: - Energía de impacto en los alabes. - Torque, rpm y potencia en el eje de la rueda y caja de velocidad. - Dimensionamiento de generador eléctrico.</p>	<p>1. Tipo de investigación - Aplicada Tecnológica</p> <p>Nivel: - Correlacional</p> <p>2. Método de la investigación - Cualitativa</p> <p>3. Diseño de investigación - Experimental</p> <p>4. Población y Muestra Población: Ruedas Hidráulicas Muestra: Rueda Hidráulica de canal de alimentación superior (Overshot)</p> <p>5. Técnica Observación directa en campo</p> <p>• Instrumento - Ficha de campo - Documento (ALA)</p>

ANEXO 2: FICHA DE CAMPO

ITEMS	Q caudal	Salto Hidraulico Hs	Perdidas en tuberia hf	Altura neta Hn	h1(altra de carga)	Dr (Diametro de la rueda)	C1 (velocidad de entrada)	u (velocidad periferica de la rueda)	n (numero de revoluciones por minuto de la rueda)	Din (Diametro del chorro)	Θ(Angulo de salida del chorro)	Fx (Fuerza tangencial)	Potencia	Torque Rueda
N°	L/s	m	m	m	m	m	m/s	m/s	rpm	m	° c	N	W	N.m
1														
2														
3														
4														
5														
6														
7														
8														
9														
10														
11														
12														
13														
14														
		UNIVERSIDAD ALAS PERUANAS					Elaborado por:		JHON JACOME GIRALDO					
		FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA					LUGAR		SOLUCIONES PRÁCTICAS - ITDG					
		ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECÁNICA					FECHA					N° PRUEBA :		

Fuente: Elaboración propia

ANEXO 2.1: PROTOCOLO DE ENSAYO

PROTOCOLO DE PRUEBAS - RUEDA HIDRÁULICA -INSTALACIONES CEDACAP (ITDG)																			
RUEDA HIIDRÁULICA					GENERADOR SINCRONO														
																			
PARAMETROS DE ENSAYO					CURVAS CARACTERISTICAS					INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN					FECHA Y HORA E ENSAYO				
1. Torque producido en la flecha de la rueda hidráulica 2. Velocidad angular desarrollada 3. Potencia Mecánica Desarrollada 4. La velocidad especifica de salida 5. Rpm con diferentes caudales 6. Potencia eléctrica																			
TOMA DE DATOS										CALCULO Y RESULTADOS									
	RUEDA HIDRÁULICA					GENERADOR				RUEDA HIDRÁULICA					GENERADOR				
N°	Q	RPM-r	RPM-s	T	P	RPM	A	V	PS	Tr	RPM-r	RPM-S	P	PS	PE	Ef	T	RPM	PS
1																			
2																			
3																			
4																			
5																			
6																			
7																			
8																			
9																			
10																			

Fuente: Elaboración propia

ANEXO 3

PLANOS

ANEXO 4
NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidad
cpd	Consumo promedio diaria	[Wh/dia]
pcm	Potencia consumida mensual	[KWh]
Q	Caudal	[m ³ /s – L/s]
v	Velocidad de agua	[m/s]
At	Area transversal	[m ²]
C ₁	Velocidad de salida de tubería	[m/s]
u	Velocidad periférica	[m/s]
w ₁	Velocidad del fluido en alabe	[m/s]
Θ	Angulo de salida del chorro	[Grados]
H ₁	Distancia del nivel de agua y rueda	[m]
Z _a	Numero de álabes	---
ω	Velocidad angular de la rueda	[rpm]
a	Ancho de álabe	[mm]
di	Diámetro de tubería	[Pulg]
F _x	Fuerza que impacta el chorro	[Kg.m/s ²]
P	Potencia	[Watts]
T	Torque	[N.m]
A _{cc}	Área de corona circular	[m ²]
V _{cc}	Volumen de corona circular	[m ³]
A _a	Área de álabes	[m ²]
F(x,y)	Fuerzas en X,Y	[KN]
M(c)	Momento en punto C	[KN]
p	Potencia	[hp]
ns	Coefficiente de seguridad del material	–

S_y	Límite de fluencia del material	[Mpa]
σ_y	Esfuerzo de fluencia	[Mpa]
E	Módulo de elasticidad	[Gpa]
HRb	Dureza de material	[HB]
ρ	Densidad	[g/cm ³]
M_f	Momento flector	[N.m]
D_{er}	Diámetro del eje de rueda	[Pulg]
ψ	Angulo de hélice	---
pdn	Paso diametral normal	[Pulg]
ad	Addendum	[Pulg]
b	Dedendum	[Pulg]
ht	Altura de diente	[Pulg]
P_x	Paso axial	[Pulg]
D_g	Diámetro del engranaje	[Pulg]
F	Ancho de cara	[Pulg]
DC_1	Distancia entre centros	[mm]
M	Módulo	[Pulg]
W_t	Carga tangencial	[Lb]
W_r	Carga radial	[Lb]
W_a	Carga axial	[Lb]
WR	Carga resultante	[Lb]
w_i	Velocidad angular en polea	[rpm]
$\dot{\alpha}$	Aceleración angular	[rad/s ²]
I	Inercia de masa en movimiento	[Kg]
L	Longitud de la banda o correa	[m]
F_r	Fuerza en chumaceras	[N]
P_r	Carga radial equivalente	[N]

F_h	Factor de vida útil de rodaje	---
S_o	Factor de seguridad	---
$P_{o\max}$	Carga estática equivalente permisible	[N]
F_c	Fuerza de cortadura en chaveta	[Mpa]
T_c	Tensión de cortadura	[Mpa]
T_d	Tensión de cortadura de diseño	[PSI]
A_{aol}	Área de soldadura	[mm ²]
A_w	Área de soldadura de radios de rueda	[Pulg ²]
F_s	Fuerza debido al cortante vertical	[Lb/pulg]
F_{ch}	Fuerza de chorro	[Lb/pulg]
w	Longitud de soldadura	[Pulg]
t_w	Longitud de garganta	[Pulg]
δ_c	Factor de tensión crítica o fatiga crítica	----
λ_f	Factor de esbeltez	----
ω_p	Coefficiente de pandeo	----
DS/ds	Desviación superior Agujeros/Ejes	[mm - Pulg]
DI/di	Desviación inferior Agujeros/Ejes	[mm - Pulg]
T_m	Tolerancia media o promedio	[mm - Pulg]
i	Grado de tolerancia	[i5,i6,i7]

ANEXO 5: CAPITULOS ANEXO D

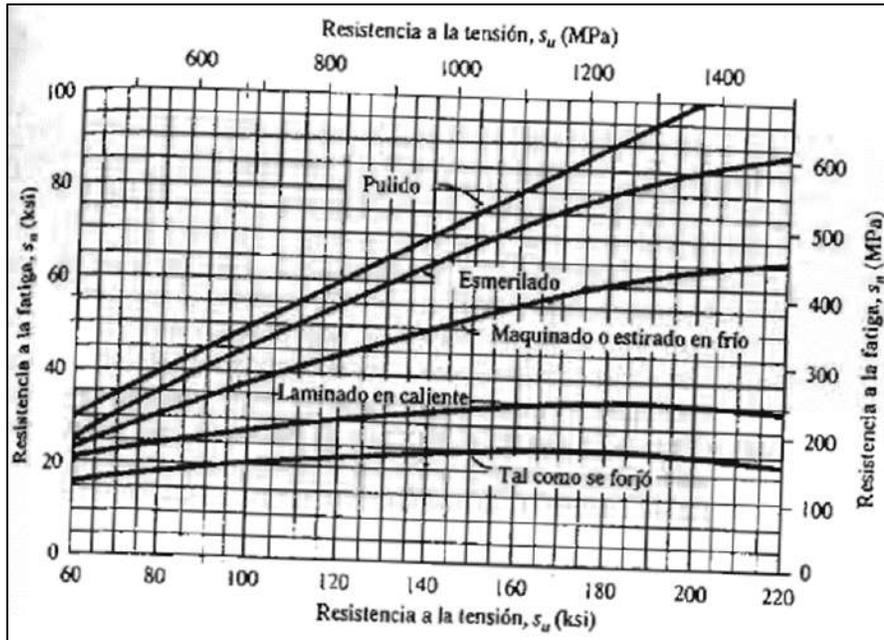


Figura D1: Resistencia a la fatiga S_n en función de la resistencia a la tensión
Fuente: (Mott, 2006)

FIGURA D2

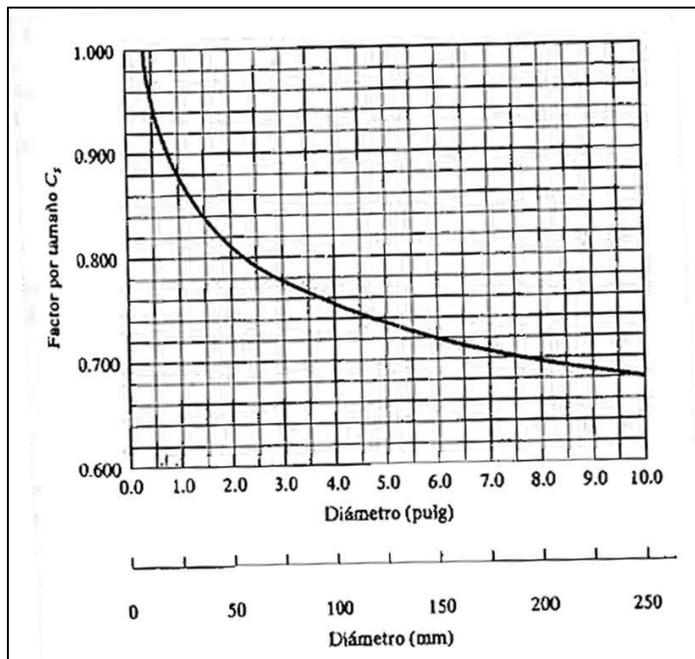


Figura D2: Factor por tamaño, Libro pag.175
Fuente: (Mott, 2006)

ANEXO D3, D4

Factores de confiabilidad; Aproximados C_R y factores de tamaño

Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Figura D3: Confiabilidad C_R

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$

Figura D4: Factores de tamaño

Fuente: Mott (2006), pag.175

ANEXO PA

ANEXO PA1: POLEAS DE ALUMINIO

<u>Poleas perfil "A"</u>								
1 Canal (DIM. EN MM)								
Nº de Parte	Ø A	Ø B	C	D	E	Ø F	Ø G	
1 A 2	50	24	13	21	46	30	10,0	
1 A 2.1/2	63,5	37	13	21	46	30	10,0	
1 A 3	77	51	13	21	46	40	10,0	
1 A 3.1/2	90	64	13	21	46	52	10,0	
1 A 4	102	76	13	21	46	52	12,7	
1 A 4.1/2	112	86	13	21	49	52	12,7	
1 A 5	127	101	13	21	49	60	12,7	
1 A 5.1/2	140	113	13	21	49	60	12,7	
1 A 6	154	128	13	21	49	60	12,7	
1 A 6.1/2	165	137	13	21	49	60	12,7	
1 A 7	180	154	13	23	51	82	12,7	*
1 A 8	203	177	13	23	51	82	12,7	*
1 A 9	229	203	13	23	51	82	12,7	*
1 A 10	254	228	13	23	51	82	12,7	*
1 A 11	280	251	13	23	51	96	17,0	*
1 A 12	305	274	13	23	51	108	17,0	*
1 A 13	330	297	13	23	51	108	17,0	*
1 A 14	356	320	13	23	51	110	17,0	*
1 A 15	381	343	13	23	51	112	17,0	*
1 A 16	406	366	13	23	51	114	17,0	*

Figura PA1: Catálogo de poleas de aluminio perfil A

Fuente: DUCASSE COMERCIAL LTDA (2012)

ANEXO B

FACTOR DE VIDA DE LOS RODAMIENTOS

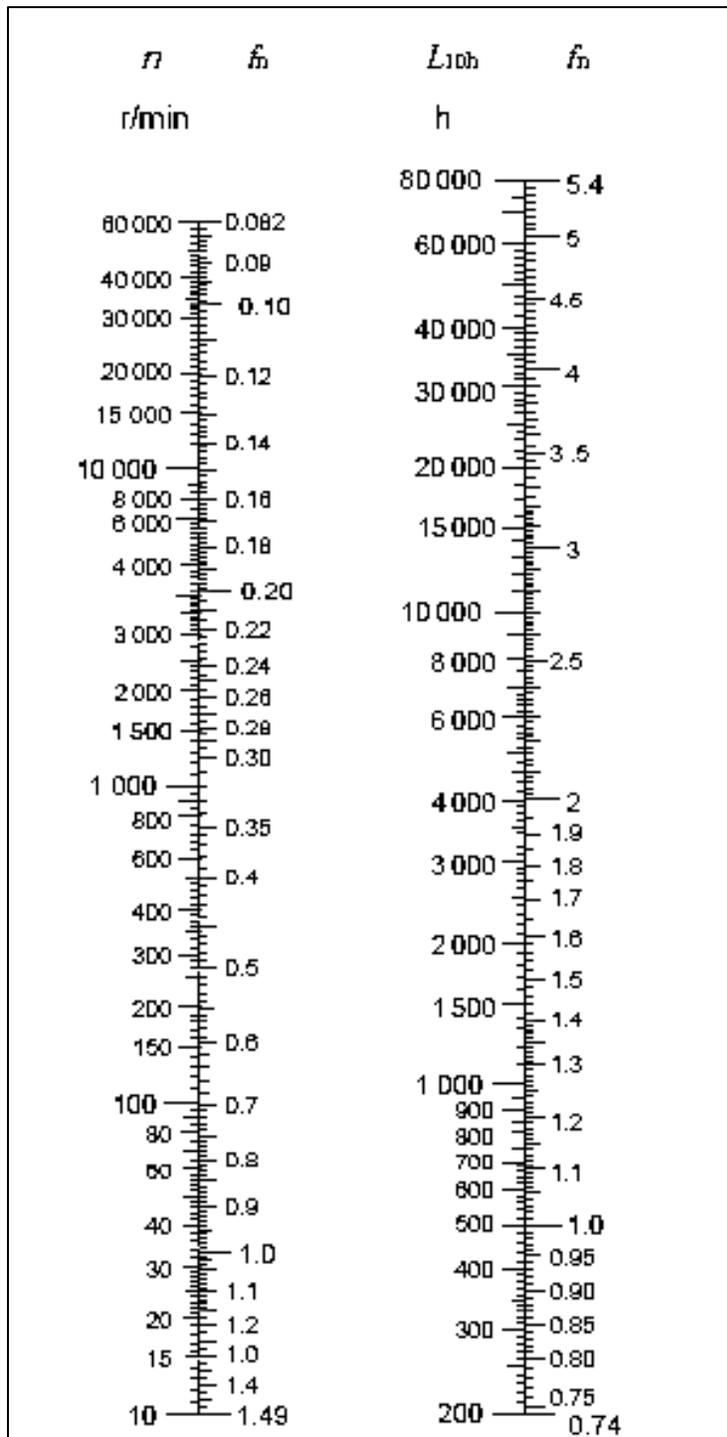


Figura B1.1: Factor de vida de rodamientos

Fuente: (Mott, 2006), pag. 612.

CHUMACERA P211/NUMERO DE RODAMIENTOS UCP2011

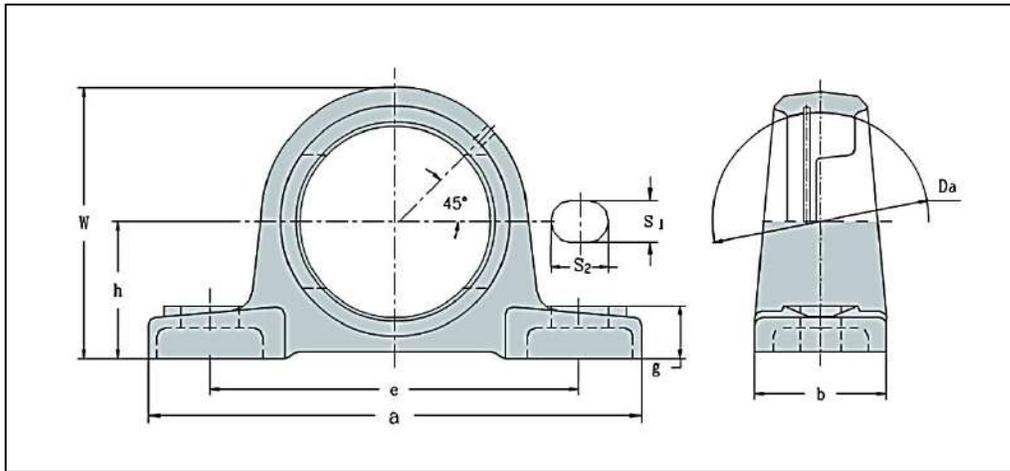


Figura B1.2. Dimensiones de la chumacera P211

Fuente: (UPC, 2015)

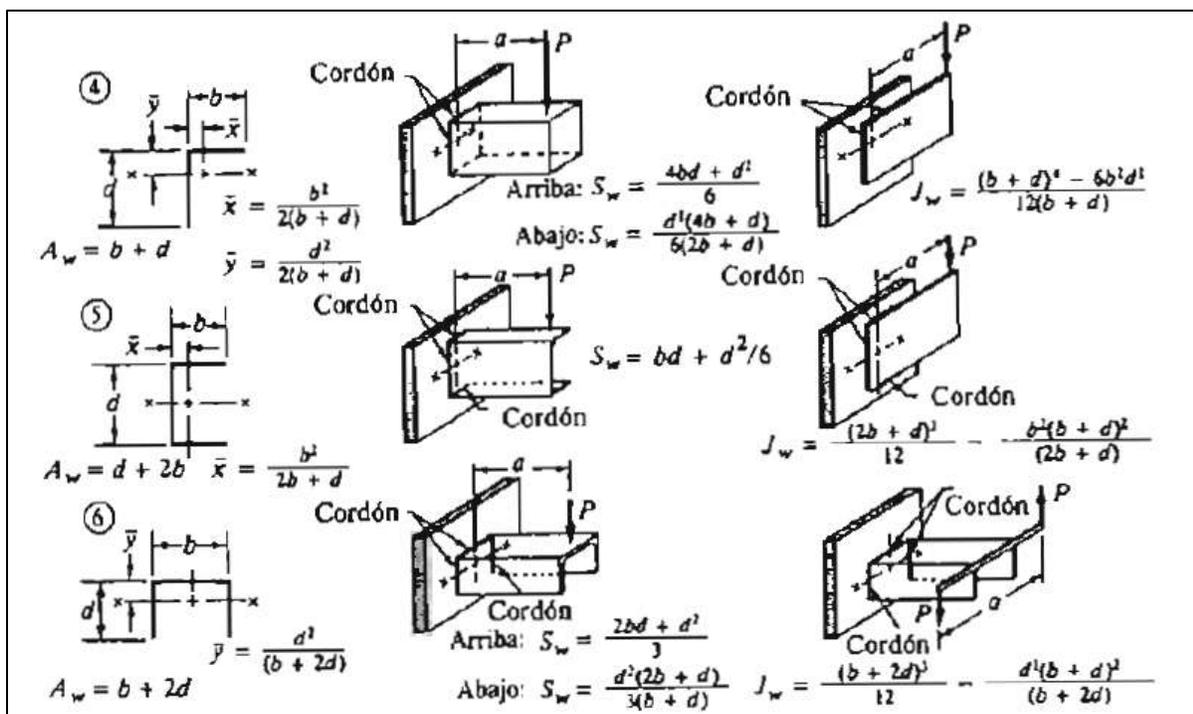
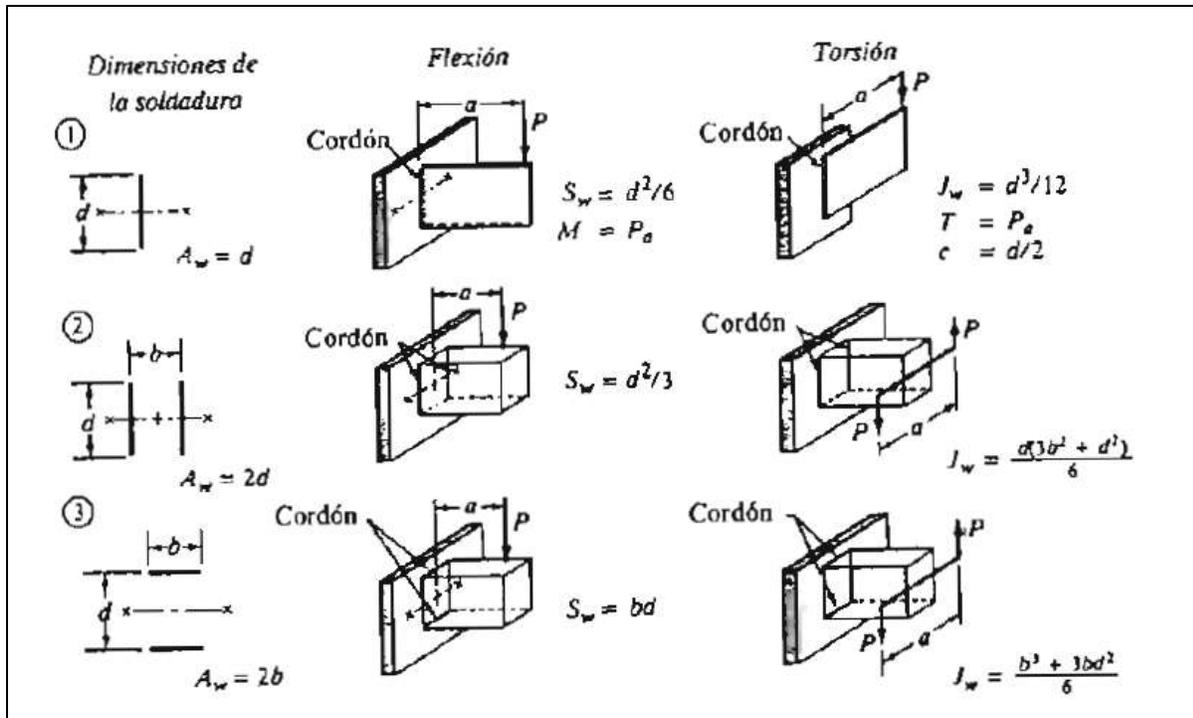
Denominación	Dimensiones (mm)											Tamaño del perno	Rodamiento No.	Cubierta No.	Peso(kg)
	d	h	a	J	N	A1	A2	A0	T	B	S				
UCP201	12	30.2	127	95	12.7	13	19	14	62	31	38	M10	UC201	P203	0.69
UCP202	15	30.2	127	95	12.7	13	19	14	62	31	38	M10	UC202	P203	0.69
UCP203	17	30.2	127	95	12.7	13	19	14	62	31	38	M10	UC203	P203	0.68
UCP204	20	33.3	127	95	14.3	13	19	15	71	34	38	M10	UC204	P204	0.66
UCP205	25	36.5	140	105	14.3	13	19	15	71	34	38	M10	UC205	P205	0.81
UCP206	30	42.9	165	121	15.9	17	20	17	84	38	48	M14	UC206	P206	1.24
UCP207	35	47.6	167	127	17.5	17	20	18	93	43	48	M14	UC207	P207	1.58
UCP208	40	49.2	184	137	19	17	20	18	100	49	54	M14	UC208	P208	1.89
UCP209	45	54	190	146	19	17	20	20	106	49	54	M14	UC209	P209	2.14
UCP210	50	57.2	200	159	19	20	23	21	113	52	60	M16	UC210	P210	2.66
UCP211	55	63.5	219	171	22.2	20	23	23	125	56	60	M16	UC211	P211	3.31
UCP212	60	69.8	241	184	25.4	20	23	25	138	65	70	M16	UC212	P212	4.9
UCP213	65	76.2	265	203	25.4	25	28	27	150	65	70	M20	UC213	P213	5.15
UCP214	70	79.4	266	210	30.2	25	28	27	156	75	72	M20	UC214	P214	6.2

Figura B1.1. Dimensiones de chumaceras

Fuente: (UPC, 2015)

ANEXO S

ANEXO S1



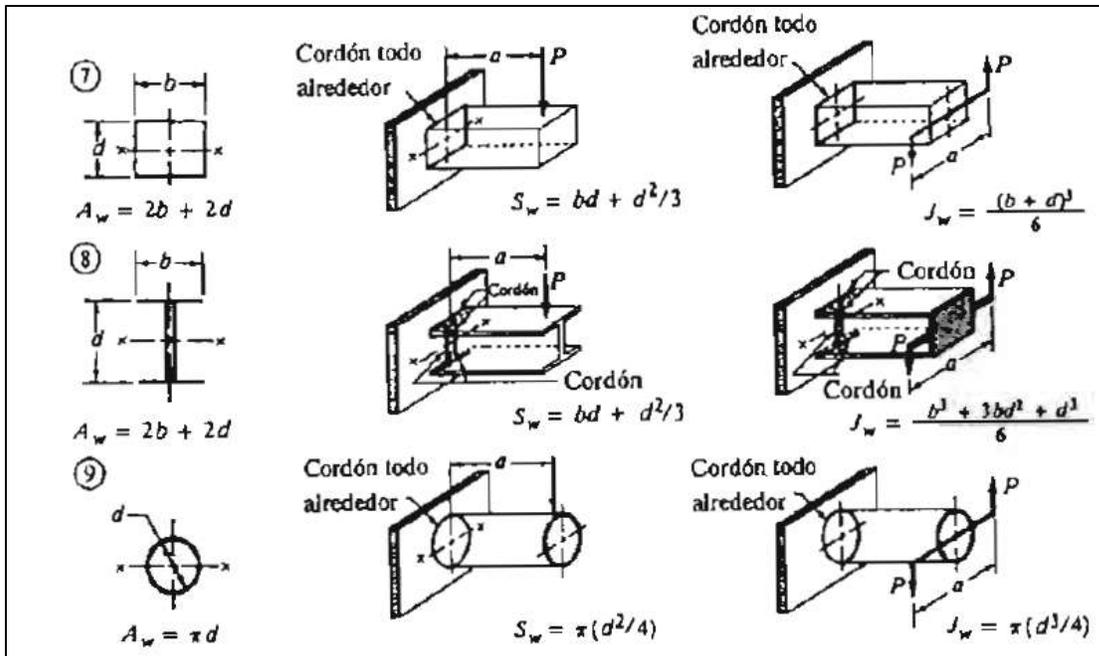


Figura S1.1. Factores geométricos para análisis de soldadura

Fuente: (Mott, 2006)

Tabla S1.1. Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldadura

Grado ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fuerza admisible por pulgada
Estructuras de edificios:			
A36,A441	E60	13,600 psi	9600 lb/pulg
A36,A441	E70	15,800 psi	11,200 lb/pulg
Estructuras de puentes:			
A36	E60	12,400 psi	8,800 lb/pulg
A441,A242	E70	14,700 psi	10,400 lb/pulg

Fuente: Mott (2006), pag-785.

Tabla S1.2. Tamaños mínimos de cordón para placas gruesas

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldadura de chaflán (pulg)
≤ 1/2	3/16
> 1/2 - 3/4	1/4
> 3/4 - 1 ^{1/2}	5/16
> 1 ^{1/2} - 2 ^{1/4}	3/8
> 2 ^{1/4} - 6	1/2
> 6	5/8

Fuente: Mott (2006), pag-787.

ANEXO G

	Thru Hardened					Nitrided	Induction Hardened	Carburized	
Pinion Hardness	210 BHN	285 BHN	310 BHN	340 BHN	375 BHN	49R.*	52R.*	55R.*	58R.*
Gear Hardness	180 BHN	245 BHN	270 BHN	300 BHN	335 BHN	49R.*	52R.*	55R.*	58R.*
S_{ac}	78,300.	116,400.	125,200.	135,300.	149,100.	165,000.	175,000.	181,010.	187,000.
$(\frac{S_{ac}}{C_p})^2$ For Steel	1,750.	2,560.	2,950.	3,460.	4,200.	5,147.	5,790.	6,200.	6,600.
S_{at} (Pinion)									
Spur and Helical (Special Material Heat Treatment and Inspection)	35,300.	46,200.	48,300.	51,100.	53,900.	47,400.	47,400.	55,000.	55,000.
Spur and Helical (General Design Allowable)	28,100.	35,000.	37,000.	38,800.	40,900.	36,000.	36,000.	55,000.	55,000.
Rolling Mill Pinions Grinding Mill Pinions	28,100.	35,000.	37,000.	40,400.	43,000.	36,000.	36,000.	55,000.	55,000.
S_{at} (Gear)									
Spur and Helical (Special Material Heat Treatment and Inspection)	25,100.	42,100.	44,900.	47,400.	50,600.	47,400.	47,400.	55,000.	55,000.
Spur and Helical (General Design Allowable)	24,100.	31,500.	33,800.	36,000.	38,800.	36,000.	36,000.	55,000.	55,000.
Rolling Mill Gears Grinding Mill Gears	25,500.	31,500.	33,800.	36,000.	38,800.	36,000.	36,000.	55,000.	55,000.

*NOTE: If pinion is case hardened and gear is thru hardened use S_{ac} value for gear.

Figura 1G: Esfuerzo de flexión admisible y de contacto admisible para engranajes helicoidales

Fuente: AGMA (2004)

Anexo 2G: Resistencia a la fatiga superficial (AGMA, 1993)

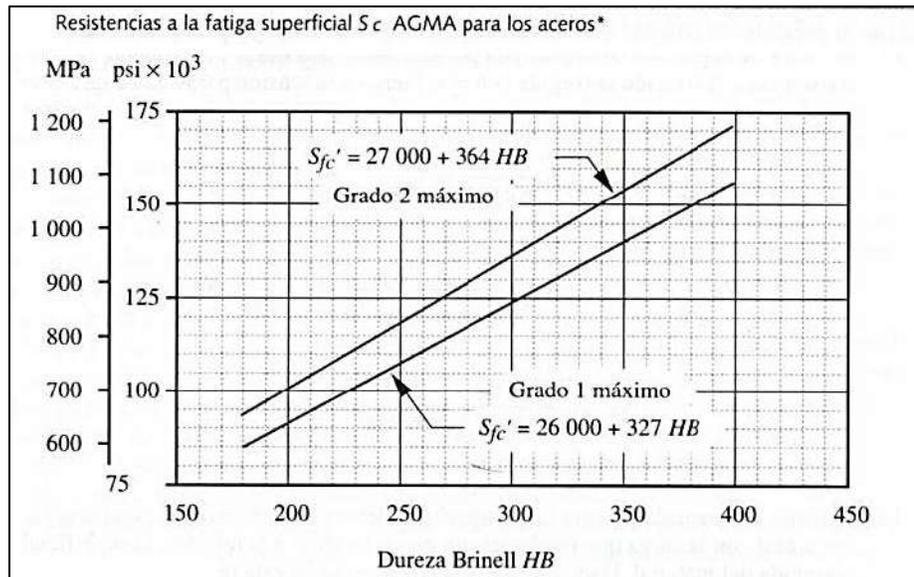


Figura 2G: Resistencia a la fatiga superficial

Fuente: (AGMA, 2004)

ANEXO 2G: RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL (S_c) AGMA

Resistencias S _{fc} ' a la fatiga superficial AGMA para una selección de materiales de engranes*							
Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por flexión		
					psi x 10 ³	MPa	
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	≤ 180 HB	85-95	590-660	
			Endurecido en la masa	240 HB	105-115	720-790	
			Endurecido en la masa	300 HB	120-135	830-930	
			Endurecido en la masa	360 HB	145-160	1000-1100	
			Endurecido en la masa	400 HB	155-170	1100-1200	
			Endurecido con llama o por inducción	50 HRC	170-190	1200-1300	
			Endurecido con llama o por inducción	54 HRC	175-195	1200-1300	
			Carburizado y cementado	55-64HRC	180-225	1250-1300	
			AISI 4140	Nitrurizado	84.6 15N	155-180	1100-1250
			AISI 4340	Nitrurizado	83.5 15N	150-175	1050-1200
			Nitralloy 135M	Nitrurizado	90.0 15N	170-195	1170-1350
			Nitralloy N	Nitrurizado	90.0 15N	195-205	1340-1410
Cromo al 25%	Nitrurizado	87.5 15N	155-172	1100-1200			
Cromo al 25%	Nitrurizado	90.0 15N	192-216	1300-1500			
Hierro fundido	20	Clase 20	Como está fundido		50-60	340-410	
		Clase 30	Como está fundido	175 HB	65-70	450-520	
		Clase 40	Como está fundido	200 HB	75-85	520-590	
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	77-92	530-630	
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	77-92	530-630	
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	92-112	630-770	
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870	
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500	
	A-8-e	50005		180 HB	78	540	
	A-8-f	53007		195 HB	83	570	
	A-8-i	80002		240 HB	94	650	
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión 40 ksi mínima	30	450	
	Al/Br 3	Aleación ASTM B-148 78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión 90 ksi mínimo	65	450	

Figura 1G: Factor de duración (C_L)

Fuente: AGMA (2004)

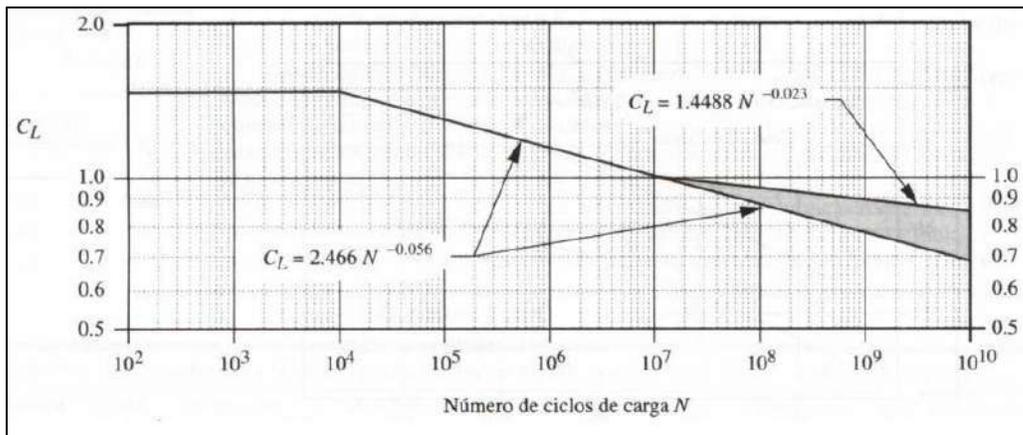


Figura 2G: Curva CL según norma AGMA

Fuente: (AGMA, 2004)

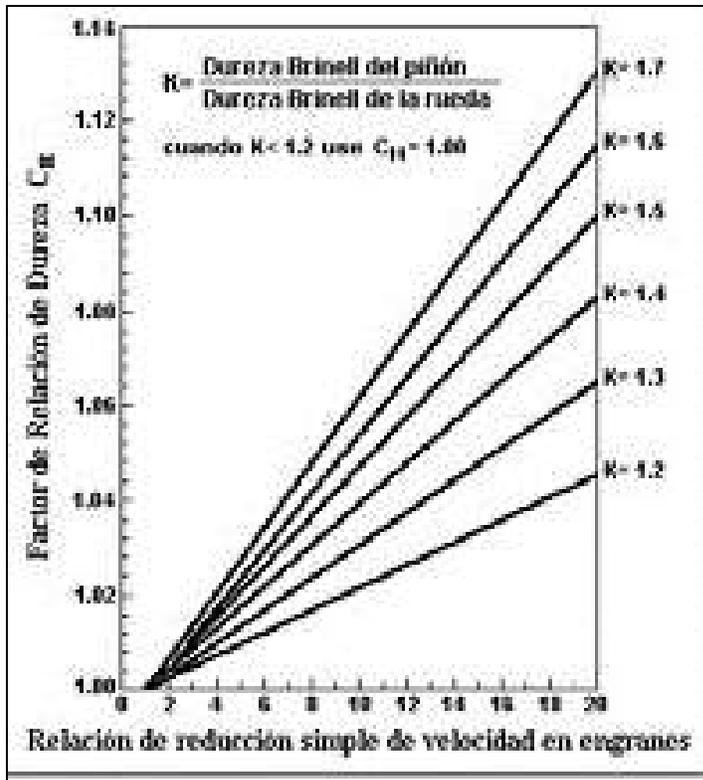


Figura 2G: Factor de dureza (C_H)

Fuente: AGMA (2004)

FACTOR DE FIABILIDAD (C_R)

Grado de Fiabilidad (%)	Factor C_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

Figura 3G: Factor de fiabilidad (C_R)

Fuentes: (ANSI/AGMA, 2004)

ANEXO TA1

Intervalo de cotas nominales en mm		Calidad dimensional ISO																			
		IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
Mayor de	hasta	Tolerancias en micras (1 micra=0.001 mm)																			
0	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000	1400
3	6	0,4	0,6	1,00	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200	1800
6	10	0,4	0,6	1,00	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	2200
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	2700
18	30	0,6	1,00	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	3300
30	50	0,6	1,00	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	3900
50	80	0,8	1,2	2,00	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	4600
80	120	1,00	1,5	2,50	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	5400
120	180	1,2	2,00	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300
180	250	2,00	3,00	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	7200
250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	8100
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	8900
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	9700

Figura TA1: Amplitud de las tolerancias según el grado de calidad en micras (u),

Fuente: ISO 286-2 (1988)

ANEXO TA2

DIFERENCIAS INFERIORES DI PARA AGUJEROS: A – JS

DIFERENCIAS SUPERIORES ds PARA EJES: a – js

		VALORES ABSOLUTOS DE LAS DESVIACIONES FUNDAMENTALES en μm											
Posiciones agujero normal		A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS
Posiciones eje normal		a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	js
MEDIDAS NOMINALES mm	CALIDADES DE TOLERANCIA												
	TODAS												
1 hasta 3		270	140	60	34	20	14	10	6	4	2	0	Desviación límite = $\pm \frac{IT}{2}$
> 3 hasta 6		270	140	70	46	30	20	14	10	6	4	0	
> 6 hasta 10		280	150	80	56	40	25	18	13	8	5	0	
> 10 hasta 14		290	150	95		50	32		16		6	0	
> 14 hasta 18													
> 18 hasta 24		300	160	110		65	40		20		7	0	
> 24 hasta 30													
> 30 hasta 40		310	170	120		80	50		25		9	0	
> 40 hasta 50		320	180	130									
> 50 hasta 65		340	190	140		100	60		30		10	0	
> 65 hasta 80		360	200	150									
> 80 hasta 100		380	220	170		120	72		36		12	0	
> 100 hasta 120		410	240	180									
> 120 hasta 140		460	260	200		145	85		43		14	0	
> 140 hasta 160		520	280	210									
> 160 hasta 180		580	310	230									
> 180 hasta 200		660	340	240		170	100		50		15	0	
> 200 hasta 225		740	380	260									
> 225 hasta 250		820	420	280									
> 250 hasta 280		920	480	300		190	110		55		17	0	
> 280 hasta 315		1050	540	330									
> 315 hasta 355		1200	600	360		210	125		62		18	0	
> 355 hasta 400		1350	680	400									
> 400 hasta 450		1500	760	440		230	135		68		20	0	
> 450 hasta 500		1650	840	480									

Figura TA2: Diferencias superiores e inferiores para ejes y agujeros

Fuente: (Zavaleta, 1990)

NOTAS:

1. Las desviaciones inferiores para agujeros DI deben tomarse de esta tabla con signo positivo (+); por ejemplo: a un diámetro nominal de 25 mm en posición E la correspondiente una DI = +40u = +0.040 mm.
2. Las desviaciones superiores para ejes ds deben tomarse de esta tabla con signo negativo (-): por ejemplo: a un diámetro nominal de 45 mm en posición f la corresponde una ds = -25u = -0.025 mm.

ANEXO TA3

INCREMENTO DELTA (Δ) EN MICRAS (μ)

MEDIDAS NOMINALES mm	CALIDADES DE TOLERANCIA IT					
	3	4	5	6	7	8
De 1 a 3	0	0	0	0	0	0
> 3 a 6	1	1,5	1	3	4	6
> 6 a 10	1	1,5	2	3	6	7
> 10 a 18	1	2	3	3	7	9
> 18 a 30	1,5	2	3	4	8	12
> 30 a 50	1,5	3	4	5	9	14
> 50 a 80	2	3	5	6	11	16
> 80 a 120	2	4	5	7	13	19
> 120 a 180	3	4	6	7	15	23
> 180 a 250	3	4	6	9	17	26
> 250 a 315	4	4	7	9	20	29
> 315 a 400	4	5	7	11	21	32
> 400 a 500	5	5	7	13	23	34

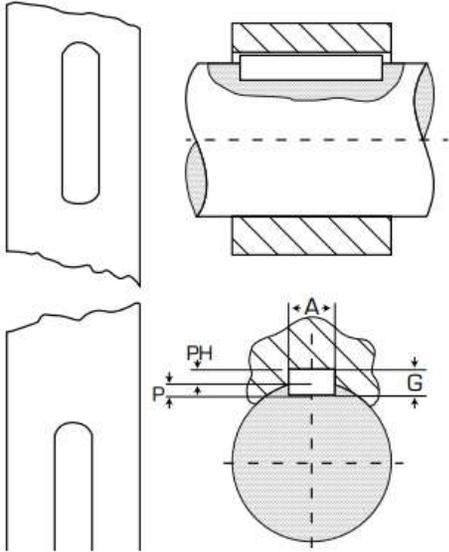
Figura TA3: Incremento delta (δ) en micras (μ)

Fuente: (Zavaleta, 1990)

ANEXO CH1

ESTANDAR DE CHAVETAS Y CHAVETEROS MILIMÉTRICOS

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR MILIMÉTRICOS



Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8+ a 10	3 x 1.6	3 x 3	3
10+ a 12	4 x 2.2	4 x 4	4
12+ a 17	5 x 2.7	5 x 5	5
17+ a 22	6 x 3.2	6 x 6	6
22+ a 30	8 x 3.7	8 x 7	8
30+ a 38	10 x 4.7	10 x 8	10
38+ a 44	12 x 4.7	12 x 8	10
44+ a 50	14 x 5.2	14 x 9	14
50+ a 58	16 x 5.7	16 x 10	14
58+ a 65	18 x 6.6	18 x 11	18
65+ a 75	20 x 7.1	20 x 12	18
75+ a 85	22 x 8.6	22 x 14	22
85+ a 95	25 x 8.6	25 x 14	22
95+ a 110	28 x 8.6	28 x 16	22
110+ a 130	32 x 10.6	32 x 18	30
130+ a 150	36 x 11.6	36 x 20	30
150+ a 170	40 x 12.6	40 x 22	30
170+ a 200	45 x 14.6	45 x 25	30
200+ a 230	50 x 16.6	50 x 28	30

Figura CH1: Estándar de chavetas y chaveteros milimétricos

Fuente: Intermec S.A.C. (2015)

ANEXO ANSI

AJUSTES – NORMA ANSI

Ajustes deslizantes y de rotación libre, Norma Nacional Alemana

Variación del tamaño nominal (pulgadas) ↑	CLASE RC 1			CLASE RC 2			CLASE RC 3			CLASE RC 4		
	Límite del huego	Límite estándar		Límite del huego	Límite estándar		Límite del huego	Límite estándar		Límite del huego	Límite estándar	
		Agujero H5	Flacha g4		Agujero H6	Flacha g5		Agujero H7	Flacha f6		Agujero H8	Flacha f7
De a												
0 - .12	.1	+.2	-.1	.1	+.25	-.1	.3	+.4	-.3	.3	+.6	-.3
	.45	0	.25	.55	0	-.3	.95	0	.55	1.3	0	-.7
.12 - .24	.15	+.2	-.15	.15	+.3	-.15	.4	+.5	-.4	.4	+.7	-.4
	.5	0	-.3	.65	0	-.35	1.12	0	-.7	1.6	0	-.9
.24 - .40	.2	.25	-.2	.2	+.4	-.2	.5	+.6	-.5	.5	+.9	-.5
	.6	0	-.35	.85	0	-.45	1.5	0	-.9	2.0	0	-1.1
.40 - .71	.25	+.3	-.25	.25	+.4	-.25	.6	+.7	-.6	.6	+1.0	-.6
	.75	0	-.45	.95	0	-.55	1.7	0	-1.0	2.3	0	-1.3
.71 - 1.19	.3	+.4	-.3	.3	+.5	-.3	.8	+.8	-.8	.8	+1.2	-.8
	.95	0	-.55	1.2	0	-.7	2.1	0	-1.3	2.8	0	-1.6
1.19 - 1.97	.4	+.4	-.4	.4	+.6	-.4	1.0	+1.0	-1.0	1.0	+1.6	-1.0
	1.1	0	-.7	1.4	0	-.8	2.6	0	-1.6	3.6	0	-2.0
1.97 a 3.15	.4	+.5	-.4	.4	+.7	-.4	1.2	+1.2	-1.2	1.2	+1.8	-1.2
	1.2	0	-.7	1.6	0	-.9	3.1	0	-1.9	4.2	0	-2.4
3.15 - 4.73	.5	+.6	-.5	.5	+.9	-.5	1.4	+1.4	-1.4	1.4	+2.2	-1.4
	1.5	0	-.9	2.0	0	-1.1	3.7	0	-2.3	5.0	0	-2.8
4.73 - 7.09	.6	+.7	-.6	.6	+1.0	-.6	1.6	+1.6	-1.6	1.6	+2.5	-1.6
	1.8	0	-1.1	2.3	0	-1.3	4.2	0	-2.6	5.7	0	-3.2

Figura T1ANSI: Manual de contenido y participante (Tolerancias y Ajustes) empresa Ternium

Fuente: ANSI B4 1 (1967)

ANEXO ISO

TOLERANCIA DE AGUJEROS: TABLA T1ISO

Tolerancias de medida		ZONAS DE TOLERANCIA RECOMENDADAS AGUJERO UNICO									
DESVIACIONES DEL AGUJERO EN MICRAS											
Tolerancia		Diámetros nominales en mm									
Serie	Designación	De 1 a 3	Más de 3 a 6	Más de 6 a 10	Más de 10 a 18	Más de 18 a 30	Más de 30 a 50	Más de 50 a 80	Más de 80 a 120	Más de 120 a 180	Más de 180 a 250
IT - 6	G 6	+3 +10	+4 +12	+5 +14	+6 +17	+7 +20	+9 +25	+10 +29	+12 +34	+14 +39	+15 +44
	H 6	0 +7	0 +8	0 +9	0 +11	0 +13	0 +16	0 +19	0 +22	0 +25	0 +29
	J 6	-4 +3	-4 +4	-4 +5	-5 +6	-5 +8	-6 +10	-6 +13	-6 -16	-7 +18	-7 +22
	K 6	-7 +0	-8 +0	-7 +2	-9 +2	-11 +2	-13 +3	-15 +4	-18 +4	-21 +4	-24 +5
	M 6	-7 0	-9 -1	-12 -3	-15 -4	-17 -4	-20 -4	-24 -5	-28 -6	-33 -8	-37 -8
	N 6	-11 -4	-13 -5	-16 -7	-20 -9	-24 -11	-28 -12	-33 -14	-38 -16	-45 -20	-51 -22
IT - 7	E 7	+14 +23	+20 +32	+25 +40	+32 +50	+40 +61	+50 +75	+60 +80	+72 +107	+85 +125	+100 +146
	F 7	+7 +16	+10 +22	+13 +28	+16 +34	+20 +41	+25 +50	+30 +60	+36 +71	+43 +83	+50 +96
	G 7	+3 +12	+4 +16	+5 +20	+6 +24	+7 +28	+9 +34	+10 +40	+12 +47	+14 +54	+15 +61
	H 7	0 +9	0 +12	0 +15	0 +18	0 +21	0 +25	0 +30	0 +35	0 +40	0 +46
	J 7	-6 +3	-7 +5	-7 +8	-8 +10	-9 +12	-11 +14	-12 +18	-13 +22	-14 +26	-16 +30
	K 7	0 -9	-9 +3	-10 +5	-12 +6	-15 +6	-18 +7	-21 +9	-25 +10	-28 +12	-33 +13
	M 7	-9 0	-12 0	-15 0	-18 0	-21 0	-25 0	-30 0	-35 0	-40 0	-46 0
	N 7	-13 -4	-16 -4	-19 -4	-23 -5	-28 -7	-33 -8	-39 -9	-45 -10	-52 -12	-60 -14
	P 7	-16 -7	-20 -8	-24 -9	-29 -11	-35 -14	-42 -17	-51 -21	-59 -24	-68 -28	-79 -33

Figura T1ISO : Tolerancias recomendadas para agujero único (UNE-EN (ISO 286-2), 1988)

Fuente: ISO (1988)

TOLERANCIA DE EJES: TABLA T2ISO

Tolerancias de medida		ZONAS DE TOLERANCIA RECOMENDADAS AGUJERO UNICO									
DESVIACIONES DEL EJE EN MICRAS											
Tolerancia		Diámetros nominales en mm									
Serie	Designación	De 1 a 3	Más de 3 a 6	Más de 6 a 10	Más de 10 a 18	Más de 18 a 30	Más de 30 a 50	Más de 50 a 80	Más de 80 a 120	Más de 120 a 180	Más de 180 a 250
IT - 5	g 5	-3 -8	-4 -9	-5 -11	-6 -14	-7 -16	-9 -20	-10 -23	-12 -27	-14 -32	-15 -35
	h 5	0 -5	0 -5	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -15	0 -18	0 -20
	j 5	+4 -1	+4 -1	+4 -2	+5 -3	+5 -4	+6 -5	+6 -7	+6 -9	+7 -11	+7 -13
	k 5	+5 +0	+6 +1	+7 +1	+9 +1	+11 +2	+13 +2	+15 +2	+18 +3	+21 +3	+24 +4
	m 5	+7 +2	+9 +4	+12 +6	+15 +7	+17 +8	+20 +9	+24 +11	+28 +13	+33 +15	+37 +17
	n 5	+11 +6	+13 +8	+16 +10	+20 +12	+24 +15	+28 +17	+33 +20	+38 +23	+45 +27	+51 +31
IT - 6	g 6	-3 -10	-4 -12	-5 -14	-6 -17	-7 -20	-9 -25	-10 -29	-12 -34	-14 -39	-15 -44
	h 6	0 -7	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -16	0 -19	0 -22	0 -25	0 -29
	j 6	+6 -1	+7 -1	+7 -2	+8 -3	+9 -4	+11 -5	+12 -7	+13 -9	+14 -11	+16 -13
	k 6	+7 +0	+8 +1	+10 +1	+12 +1	+15 +2	+18 +2	+21 +2	+25 +3	+28 +3	+33 +4
	m 6	+9 +2	+12 +4	+15 +6	+18 +7	+21 +8	+25 +9	+30 +11	+35 +13	+40 +15	+46 +17
	n 6	+13 +6	+16 +8	+19 +10	+23 +12	+28 +15	+33 +17	+39 +20	+45 +23	+52 +27	+60 +31
	p 6	+16 +9	+20 +12	+24 +15	+29 +18	+35 +22	+42 +26	+51 +32	+59 +37	+68 +43	+79 +50
IT - 7	e 7	-14 -23	-20 -32	-25 -40	-32 -50	-40 -61	-50 -75	-60 -90	-72 -107	-85 -125	-100 -146
	f 7	-7 -16	-10 -22	-13 -28	-16 -34	-20 -41	-25 -50	-30 -60	-36 -71	-43 -83	-50 -96
	h 7	0 -9	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46
	j 7	+7 -2	+9 -3	+10 -5	+12 -6	+13 -8	+15 -10	+18 -12	+20 -15	+22 -18	+25 -21
	k 7	+9 +0	+12 +1	+16 +1	+19 +1	+23 +2	+27 +2	+32 +2	+38 +3	+43 +3	+50 +4
	m 7	+11 +2	+18 +4	+21 +6	+25 +7	+29 +8	+34 +9	+41 +11	+48 +13	+55 +15	+63 +17
	n 7	+15 +6	+20 +8	+25 +10	+30 +12	+36 +15	+42 +17	+50 +20	+58 +23	+67 +27	+77 +31

Figura T2ISO : Tolerancias recomendadas para agujero único (UNE-EN (ISO 286-2), 1988)

Fuente: ISO (1988)



Figura PRH: Prueba de la Rueda Hidráulica en Soluciones Prácticas, ITDG, Cajamarca, 2015.

Fuente: Elaboración propia