



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

AUTOR: RECALDE VILLALBA, DANIEL ALEXANDER

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ESTACIÓN DE
ABSORCIÓN DE IMPACTO Y BASTIDOR PARA EL ALINEADOR DE LAS
LÁMINAS DE ASFALTO EN LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE
CUBIERTAS IMPERMEABILIZANTES DE LA EMPRESA CHOVA DEL
ECUADOR PLANTA INGA**

DIRECTOR: ING. POZO, JAVIER

CODIRECTOR: ING. TUMIPAMBA, EMILIO

SANGOLQUÍ, OCTUBRE 2014

CERTIFICADO DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ESTACIÓN DE ABSORCIÓN DE IMPACTO Y BASTIDOR PARA EL ALINEADOR DE LAS LÁMINAS DE ASFALTO EN LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE CUBIERTAS IMPERMEABILIZANTES DE LA EMPRESA CHOVA DEL ECUADOR PLANTA INGA**” fue realizado en su totalidad por el señor Daniel Alexander Recalde Villalba, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniería Mecánica.

Ing. Javier Pozo

DIRECTOR

Ing. Emilo Tumipamba

CODIRECTOR

Sangolquí, 2014-10-22

AUDITORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, DANIEL ALEXANDER RECALDE VILLALBA

DECLARO QUE:

La tesis / proyecto de grado titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ESTACIÓN DE ABSORCIÓN DE IMPACTO Y BASTIDOR PARA EL ALINEADOR DE LAS LÁMINAS DE ASFALTO EN LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE CUBIERTAS IMPERMEABILIZANTES DE LA EMPRESA CHOVA DEL ECUADOR PLANTA INGA**”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros , conforme las citas y notas que constan en los párrafos correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía. Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico de la tesis/ proyecto de grado en mención.

Sangolquí, 22 de octubre del 2014

Daniel Alexander Recalde Villalba

1719730705

AUTORIZACIÓN

Yo, DANIEL ALEXANDER RECALDE VILLALBA

Autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE) la publicación, en la biblioteca virtual de la institución del proyecto de grado titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ESTACIÓN DE ABSORCIÓN DE IMPACTO Y BASTIDOR PARA EL ALINEADOR DE LAS LÁMINAS DE ASFALTO EN LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE CUBIERTAS IMPERMEABILIZANTES DE LA EMPRESA CHOVA DEL ECUADOR PLANTA INGA**”, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 22 de octubre del 2014

Daniel Alexander Recalde Villalba

1719730705

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a Dios, a mi familia, a mis amigos y todos quienes formaron parte de mi vida durante este proceso de aprendizaje.

Daniel Alexander Recalde Villalba

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por darme la vida y la salud para poder desarrollarme personal e intelectualmente, permitiéndome así culminar esta etapa de estudios y mi proyecto de tesis.

Agradezco a mis padres Rodolfo Recalde y María Esther Villalba por ser mi apoyo, guía, por enseñarme a tener criterio y por brindarme en todo momento los recursos necesarios.

Agradezco a mi tío Maurice Recalde quien me guió para ser parte de la ESPE.

Agradezco a Christian Estévez, Irina Garcés y Fausto Reyes, que fueron mis compañeros, de quienes aprendí mucho y con quienes compartí muy buenos momentos lo cual hizo más fácil y divertido el proceso de estudios.

Agradezco al Ingeniero Javier Pozo y al Ingeniero Emilio Tumipamba por tomarse el tiempo para guiarme en el desarrollo del proyecto.

Agradezco a la Universidad de las fuerzas armadas – ESPE y mis profesores que me han enseñado a hacer las cosas bien y con calidad, además a esforzarme y persistir para lograr cumplir mis metas.

Agradezco a Chova del Ecuador S.A. que me abrió las puertas y confió en mí para realizar el proyecto.

Daniel Alexander Recalde Villalba

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICADO DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	i
AUDITORÍA DE RESPONSABILIDAD	ii
AUTORIZACIÓN	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	v
ÍNDICE DE FIGURAS	ix
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
LISTA DE ANEXOS	xix
NOMENCLATURA	xx
RESUMEN	xxviii
ABSTRACT	xxix
CAPITULO 1	1
GENERALIDADES	1
1.1 ANTECEDENTES	1
1.2 MARCO INSTITUCIONAL- CHOVA DEL ECUADOR S.A.	13
1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	14
1.4 OBJETIVOS	15
1.4.1 OBJETIVO GENERAL	15
1.4.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	15
1.5 JUSTIFICACION	15
1.6 ALCANCE	16
CAPITULO 2	17
FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA	17
2.1 SISTEMAS DE ABSORCION DE IMPACTO	17

	vii
2.2 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS	20
2.2.1 PARÁMETROS DE DECISIÓN	20
2.2.2 ALTERNATIVAS DE COMPONENTES	21
2.2.3 MATRIZ COMBINEX	27
2.2.4 MATRIZ DE DECISIÓN	28
2.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	31
CAPITULO 3	32
DISEÑO	32
3.1 DISEÑO ESTRUCTURAL	32
3.1.1 ESTACIÓN DE ABSORCIÓN DE IMPACTO	32
3.1.2 REJAS DE SEGURIDAD	58
3.1.3 PASAMANOS	75
3.2 DISEÑO MECÁNICO	88
3.2.1 JUNTAS EMPERNADAS	88
3.2.2 PLACAS	157
3.2.3 RODILLO MOTRIZ Y MOTOR	169
3.2.4 CADENA Y PIÑONES	175
3.2.5 EJES	177
3.2.6 CHUMACERAS Y RODAMIENTOS	189
3.3 DISEÑO ELECTRICO Y ELECTRONICO	200
3.3.1 INSTRUMENTACION	200
3.3.2 CONTROL	202
3.3.3 SISTEMA ELECTRICO	202
CAPITULO 4	203
CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN	203
4.1 PLANOS DEL SISTEMA	203

4.2 CONSTRUCCIÓN DE LA ESTACIÓN	203
4.3 IMPLEMENTACIÓN DE ACCESORIOS E INSTRUMENTACIÓN	216
CAPITULO 5	227
PRUEBAS	227
5.1 PROTOCOLO DE PRUEBAS	227
5.2 PARÁMETROS DE EVALUACIÓN	227
5.3 VERIFICACIÓN DE FUNCIONAMIENTO	228
5.4 EVALUACIÓN DE RESULTADOS	228
5.5 MANUAL DE OPERACIÓN	229
CAPITULO 6	230
ESTUDIO ECONOMICO Y FINANCIERO	230
6.1 ESTUDIO FINANCIERO	230
6.1.1 COSTO DE MATERIALES DIRECTOS	230
6.1.2 COSTO DE MANO DE OBRA DIRECTA	233
6.2.3 COSTOS INDIRECTOS DE PRODUCCIÓN	234
6.2.4 COSTO TOTAL DEL PROYECTO	234
6.2 ESTUDIO ECONOMICO	235
CAPITULO 7	239
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	239
7.1 CONCLUSIONES	239
7.2 RECOMENDACIONES	241
BIBLIOGRAFÍA	242
ANEXOS	244

ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 1: Lamina asfáltica Imperpol	1
Ilustración 2 : Máquina laminadora	3
Ilustración 3: Desbobinador, empalmador	4
Ilustración 4: Acumulador	5
Ilustración 5: Alineador	6
Ilustración 6: Balsa de saturación	7
Ilustración 7: Balsa de impregnación	8
Ilustración 8: Tolva de aplicación de gránulo mineral	9
Ilustración 9: Enfriador	10
Ilustración 10: Acumulador	12
Ilustración 11: Enrolladora	13
Ilustración 12: Amortiguador MONROE	17
Ilustración 13: Resortes de tracción	17
Ilustración 14: Espuma de Polietileno	18
Ilustración 15: Defensa vial	18
Ilustración 16: Amortiguador de estructura	19
Ilustración 17: Protector estructural de Puentes	19
Ilustración 18: Accesorios de impacto	20
Ilustración 19: Estructura – Un bastidor	21
Ilustración 20: Estructura – Dos bastidores	21
Ilustración 21: Junta Soldada	22
Ilustración 22: Junta empernada	22
Ilustración 23: Estructura-Ascenso con contrapeso	23
Ilustración 24: Estructura-Descenso con motor	23
Ilustración 25: Sistema de deslizamiento- Mesa	24
Ilustración 26: Sistema de deslizamiento- Carriles	24
Ilustración 27: Transmisión de potencia- Banda	25
Ilustración 28: Transmisión de potencia- Cadena a rodillos	25
Ilustración 29: Estación con control manual	26
Ilustración 30: Estación con control PLC Wago	26
Ilustración 31: Modelo de la estructura	33

Ilustración 32: Disposición del tubo rectangular	34
Ilustración 33: Cotas – Tubo rectangular	34
Ilustración 34: Posición de los puntos- Tubo rectangular	35
Ilustración 35: Nodos de la estructura	42
Ilustración 36: Puntos de anclaje de la estructura	42
Ilustración 37: Aplicación de cargas en la estructura	43
Ilustración 38: Deformación de la estructura	44
Ilustración 39: Desplazamiento Estructura - Eje X	44
Ilustración 40: Desplazamiento Estructura –Eje Y	45
Ilustración 41: Desplazamiento Estructura – Eje Z	45
Ilustración 42: Fuerza axial – Estructura	46
Ilustración 43: Esfuerzo pto.1 – Estructura	47
Ilustración 44: Esfuerzo pto.2 – Estructura	47
Ilustración 45: Esfuerzo pto.3 – Estructura	48
Ilustración 46: Esfuerzo pto.4 – Estructura	48
Ilustración 47: Resultado caso crítico 1	49
Ilustración 48: Aplicación de carga- Caso critico 2	50
Ilustración 49: Reacciones- Caso critico 2	51
Ilustración 50: Momentos- Caso critico 2	51
Ilustración 51: Resultados – Caso crítico 2	52
Ilustración 52: Esquema- Viga con dos apoyos simples un voladizo	52
Ilustración 53: Resultados – Caso crítico 3	53
Ilustración 54: Carga critica en columna empotrada - articulada.	54
Ilustración 55: Resultados – Caso crítico 4	55
Ilustración 56: Resultados – Caso crítico 5	56
Ilustración 57: Reja de seguridad – Modelo 1	59
Ilustración 58: Reja de seguridad – Modelo 2	59
Ilustración 59: Reja de seguridad – Modelo 3	59
Ilustración 60: Reja de seguridad – Modelo 4	60
Ilustración 61: Cotas – Tubo cuadrado	60
Ilustración 62: Posición de los puntos – Tubo cuadrado	61
Ilustración 63: Nodos de la reja de seguridad	64

Ilustración 64: Puntos de anclaje de la reja de seguridad	64
Ilustración 65: Aplicación de cargas a la reja de seguridad	65
Ilustración 66: Deformación de la reja de seguridad – Modelo 1	65
Ilustración 67: Deformación de la reja de seguridad – Modelo 2	66
Ilustración 68: Deformación de la reja de seguridad – Modelo 3	66
Ilustración 69: Deformación de la reja de seguridad – Modelo 4	67
Ilustración 70: Desplazamiento reja de seguridad – Modelo 1	67
Ilustración 71: Desplazamiento reja de seguridad – Modelo 2	68
Ilustración 72: Desplazamiento reja de seguridad – Modelo 3	68
Ilustración 73: Desplazamiento reja de seguridad – Modelo 4	68
Ilustración 74: Esfuerzo reja de seguridad – Modelo 1	69
Ilustración 75: Esfuerzo reja de seguridad – Modelo 2	69
Ilustración 76: Esfuerzo reja de seguridad – Modelo 3	70
Ilustración 77: Esfuerzo reja de seguridad – Modelo 4	70
Ilustración 78: Pasamano – Modelo A	75
Ilustración 79: Pasamano – Modelo B	76
Ilustración 80: Nodos Pasamano	78
Ilustración 81: Puntos de anclaje pasamano	79
Ilustración 82: Aplicación de cargas al pasamano	79
Ilustración 83: Deformación Pasamano- Modelo A	80
Ilustración 84: Deformación Pasamano- Modelo B	81
Ilustración 85: Deformación Pasamano, Eje Y- Modelo A	82
Ilustración 86: Deformación Pasamano, Eje Y- Modelo B	82
Ilustración 87: Esfuerzo pasamano- Modelo A	83
Ilustración 88: Esfuerzo pasamano- Modelo B	83
Ilustración 89: Esquema – Placa E	88
Ilustración 90: Distancia del centro de gravedad a cada perno	93
Ilustración 91: Esquema PE – Fuerzas en el perno	94
Ilustración 92: Distancias – Momento	95
Ilustración 93: Esquema- Esfuerzo fluctuante	97
Ilustración 94: Esquema – Placa C	101
Ilustración 95: Distancia del centro de gravedad a cada perno	104

Ilustración 96: Esquema PC– Fuerzas en el perno	105
Ilustración 97: Distancias – Momento	107
Ilustración 98: Esquema- Esfuerzo fluctuante	108
Ilustración 99: Esquema – Placa K	112
Ilustración 100: Distancia del centro de gravedad a cada perno	115
Ilustración 101: Esquema PK – Fuerzas en el perno	116
Ilustración 102: Distancias – Momento	117
Ilustración 103: Esquema- Esfuerzo fluctuante	119
Ilustración 104: Esquema – Placa J	123
Ilustración 105: Distancia del centro de gravedad a cada perno	126
Ilustración 106: Esquema PJ – Fuerzas en el perno	127
Ilustración 107: Distancias – Momento	128
Ilustración 108: Esquema- Esfuerzo fluctuante	129
Ilustración 109: Esquema – Placa C	134
Ilustración 110: Distancia del centro de gravedad a cada perno	137
Ilustración 111: Esquema PC – Fuerzas en el perno	138
Ilustración 112: Distancias – Momento	140
Ilustración 113: Esquema- Esfuerzo fluctuante	141
Ilustración 114: Esquema – Placa B	145
Ilustración 115: Distribución de fuerzas en el bastidor del alineador	147
Ilustración 116: Reacciones apoyos- Fuerza mínima	147
Ilustración 117: Reacciones apoyos- Fuerza máxima	147
Ilustración 118: Distancia del centro de gravedad a cada perno	150
Ilustración 119: Esquema PB – Fuerzas en el perno	151
Ilustración 120: Distancias – Momento	152
Ilustración 121: Esquema- Esfuerzo fluctuante	153
Ilustración 122: Esquema – Placa base	158
Ilustración 123: Esquema – Aplicación de fuerza	159
Ilustración 124: Cotas- Placa base	160
Ilustración 125: Esfuerzo cortante por torque – Placa base	160
Ilustración 126: Esfuerzo cortante directo - Placa base	161
Ilustración 127: Esquema esfuerzo cortante resultante - Placa base	161

Ilustración 128: Esquema – Aplicación de fuerza	162
Ilustración 129: Cotas- Placa base	163
Ilustración 130: Esquema- Esfuerzo fluctuante	164
Ilustración 131: Esquema- Sistema de arrastre	171
Ilustración 132: Esquema – Movimiento de Rodillos	172
Ilustración 133: Posición inicial de los rodillos móviles	172
Ilustración 134: Selección de motorreductor	174
Ilustración 135: Esquema – Cadena y piñones	175
Ilustración 136: Esquema- Eje y piñones	178
Ilustración 137: Esquema - Aplicación de fuerza mínima	180
Ilustración 138: Diagrama de fuerza cortante- Fuerza mínima	180
Ilustración 139: Diagrama de momento flector- Fuerza mínima	180
Ilustración 140: Esquema - Aplicación de fuerza máxima	181
Ilustración 141: Diagrama de fuerza cortante- Fuerza máxima	181
Ilustración 142: Diagrama de momento flector - Fuerza máxima	181
Ilustración 143: Deformación del eje	185
Ilustración 144: Resultado desplazamiento Eje	186
Ilustración 145: Esquema – Eje sometido a vibración	186
Ilustración 146: Esquema - cuña estándar cuadrada	188
Ilustración 147: Chumacera SKF	189
Ilustración 148: Tabla 3 – Catalogo SKF	190
Ilustración 149: Tabla 2 – Catalogo SKF	191
Ilustración 150: Tabla 1 – Catalogo SKF	192
Ilustración 151: Características de la chumacera SY 30 TF	193
Ilustración 152: Tabla 3 – Catalogo SKF	195
Ilustración 153: Tabla 2 – Catalogo SKF	195
Ilustración 154: Tabla 1 – Catalogo SKF	197
Ilustración 155: Características de la chumacera SY 50 TF	197
Ilustración 156: Características de rodamiento 6306-2RS1	198
Ilustración 157: Características de rodamiento 6206-2RS1	199
Ilustración 158: Encoder BCG13-K1KM05PP	200
Ilustración 159: Sensor de proximidad IM30-10BPO-ZC1	201

Ilustración 160: Variador de frecuencia marca EATON	201
Ilustración 161: PLC Wago	202
Ilustración 162: Materiales – Tubos rectangulares	205
Ilustración 163: Materiales - Planchas	205
Ilustración 164: Materiales- Ángulos y canales U	205
Ilustración 165: Corte de Placas	207
Ilustración 166: Esmerilado de placas	207
Ilustración 167: Placas- previo a la perforación	207
Ilustración 168: Corte de placas roscadas	209
Ilustración 169: Machuelado de placas roscadas	209
Ilustración 170: Corte de Tubos rectangulares	211
Ilustración 171: Medición de partes	211
Ilustración 172: Trazado de partes	211
Ilustración 173: Taladrado de partes	212
Ilustración 174: Transporte de partes	212
Ilustración 175: Corte de Cajón – Panel alineador	212
Ilustración 176: Protectores	213
Ilustración 177: Ensamble de Base –Columna A y B	213
Ilustración 178: Montaje soporte superior izquierdo	213
Ilustración 179: Montaje soporte A y B	214
Ilustración 180: Ensamble andenes	214
Ilustración 181: Pintado de partes – Pintura de fondo	214
Ilustración 182: Transporte – Partes pintadas	215
Ilustración 183: Estación pintada con pintura de fondo	215
Ilustración 184: Estación- Pintado final	215
Ilustración 185: Protectores pintados	216
Ilustración 186: Abrazaderas	216
Ilustración 187: Chumaceras y Placas R6 armadas	217
Ilustración 188: Loctite 609	217
Ilustración 189: Esquema rodillo estándar	217
Ilustración 190: Rodillos estándar	217
Ilustración 191: Alineador instalado	218

Ilustración 192: Esquema - Posición de sensores de alineador	218
Ilustración 193: Sensor de alineador	219
Ilustración 194: Panel de control	219
Ilustración 195: UPN izquierda y Derecha –Rodillos móviles	220
Ilustración 196: Ensamblaje de Rodillos móviles	220
Ilustración 197: Rodillos móviles	221
Ilustración 198: Sensor de proximidad IM30-10BPO-ZC1 instalado	221
Ilustración 199: Grating instalado	222
Ilustración 200: Piñones	222
Ilustración 201: Conjunto piñones	222
Ilustración 202: Instalación del Conjunto Piñones	223
Ilustración 203: Pernos de Cadena	223
Ilustración 204: Cadenas	223
Ilustración 205: Cadenas Instaladas	224
Ilustración 206: Encoder BCG13-K1KM05PP	224
Ilustración 207: Instalación del Motorreductor	225
Ilustración 208: Motorreductor instalado.	225
Ilustración 209: Cajón contrapeso	225
Ilustración 210: Cajón contrapeso instalado	226
Ilustración 211: Tensor de cadena Instalado	226

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Partes de la maquina laminadora	3
Tabla 2: Matriz combinex	27
Tabla 3: Matriz de decisión- Forma de la estructura	28
Tabla 4: Matriz de decisión- Tipo de unión de la estructura	29
Tabla 5: Matriz de decisión- Sistema de absorción de impacto	29
Tabla 6: Matriz de decisión- Sistema de deslizamiento	30
Tabla 7: Matriz de decisión- Sistema transmisor de potencia	30
Tabla 8: Matriz de decisión- Unidad de control	31
Tabla 9: Datos – Tubo estructural rectangular 150 x 50 x 3mm	33
Tabla 10: Propiedades del acero ASTM A 36	35
Tabla 11: Peso de los elementos	36
Tabla 12: Peso en el bastidor de los piñones	36
Tabla 13: Detalle - Peso en el bastidor de los piñones	37
Tabla 14: Peso en el bastidor del rodillo motriz	37
Tabla 15: Detalle - Peso en el bastidor del rodillo motriz	38
Tabla 16: Peso en el bastidor del alineador	38
Tabla 17: Detalle- Peso en el bastidor del alineador	38
Tabla 18: Peso en el bastidor del motor	39
Tabla 19: Detalle - Peso en el bastidor del motor	39
Tabla 20: Peso en los andenes	39
Tabla 21: Detalle - Peso en los andenes	40
Tabla 22: Nodos de la estructura	40
Tabla 23: Resumen de desplazamiento	46
Tabla 24: Fuerza Axial	46
Tabla 25: Resumen de Esfuerzos	49
Tabla 26: Datos - Tubo estructural cuadrado 30 x 2 mm	60
Tabla 27: Peso en las rejás	61
Tabla 28: Detalle - Peso en las rejás	62
Tabla 29: Nodos de la reja – Modelo 1	62
Tabla 30: Nodos de la reja – Modelo 2	62
Tabla 31: Nodos de la reja – Modelo 3	63

Tabla 32: Nodos de la reja – Modelo 4	63
Tabla 33: Peso en los pasamanos	76
Tabla 34: Detalle – Peso en los pasamanos	77
Tabla 35: Nodos – Pasamano modelo A	77
Tabla 36: Nodos – Pasamano modelo B	78
Tabla 37: Datos - Pernos SAE Grado 8	88
Tabla 38: Centro de gravedad – Placa E	88
Tabla 39: Torque mínimo en el bastidor del alineador	89
Tabla 40: Torque mínimo en el bastidor del rodillo motriz	89
Tabla 41: Torque máximo en el bastidor del alineador	91
Tabla 42: Torque máximo en el bastidor del rodillo motriz	91
Tabla 43: Momentos en la placa E	92
Tabla 44: Centro de gravedad de la placa C	101
Tabla 45: Torque mínimo en el bastidor de los piñones	102
Tabla 46: Torque máximo en el bastidor de los piñones	103
Tabla 47: Momentos en la placa C	104
Tabla 48: Centro de gravedad – Placa K	112
Tabla 49: Torque mínimo en el bastidor del alineador	113
Tabla 50: Torque máximo en el bastidor del alineador	114
Tabla 51: Momento en la placa K	115
Tabla 52: Centro de gravedad – Placa J	123
Tabla 53: Torque mínimo en el andén frontal	124
Tabla 54: Torque máximo en el andén frontal	125
Tabla 55: Momento en la placa J	126
Tabla 56: Centro de gravedad – Placa C	134
Tabla 57: Torque mínimo en la placa C	135
Tabla 58: Torque máximo en la placa C	136
Tabla 59: Momentos en la placa C	137
Tabla 60: Centro de gravedad – Placa B	145
Tabla 61: Fuerza mínima en el bastidor del alineador	146
Tabla 62: Fuerza máxima en el bastidor del alineador	146
Tabla 63: Fuerza mínima total	148

Tabla 64: Fuerza máxima total	148
Tabla 65: Torque en la placa B	148
Tabla 66: Momentos en la placa B	149
Tabla 67: Fuerzas en la placa base	158
Tabla 68: Torque en la placa base	158
Tabla 69: Momentos en la placa base	162
Tabla 70: Datos – Cadena ANSI 80	175
Tabla 71: Piñones utilizados	177
Tabla 72: Datos – Eje AISI 4340	178
Tabla 73: Cargas en el Eje	178
Tabla 74: Fuerza mínima en los puntos B, C, D, E.	179
Tabla 75: Fuerza máxima en los puntos B, C, D, E.	179
Tabla 76: Fuerza en el punto F	179
Tabla 77: Resumen – Deformación en el eje (Diámetro 30 mm)	185
Tabla 78: Resumen – Deformación en el eje (Diámetro 50 mm)	186
Tabla 79: Lista de materiales y herramientas	204
Tabla 80: Elementos del conjunto Rodillos móviles	220
Tabla 81: Costo de materiales de la estructura	231
Tabla 82: Costos de accesorios	232
Tabla 83: Costos de consumibles	233
Tabla 84: Costo de mano de obra	233
Tabla 85: Costo total del proyecto	234
Tabla 86: Costo total – Estación	235
Tabla 87: Valor de inversión	235
Tabla 88: Beneficio	236
Tabla 89: Análisis económico proyectado a 10 años	237
Tabla 90: Resultado de índices económico/ financieros	237

LISTA DE ANEXOS

Anexo A: Ficha técnica – Encoder BCG13-K1KM05PP

Anexo B: Ficha técnica – Sensor de proximidad IM30-10BPO-ZC1

Anexo C: Planos Eléctricos

Anexo D: Planos del sistema

Anexo E: Plano de instalación del Alineador

Anexo F: Reportes técnicos de prueba

Anexo G: Manual de operación

NOMENCLATURA

Símbolo	Definición
W.F.	Factores de ponderación (Weighting Factors)
R.F.	Factores de calificación (Rating Factors)
I_{yy}	Momento de inercia con respecto al eje yy
I_{zz}	Momento de inercia con respecto al eje zz
J_{zz}	Constante de torsión
b	Longitud de la base del tubo estructural rectangular 150x50x3 mm
h	Longitud de la altura del tubo estructural rectangular 150x50x3 mm
t_1	Espesor en la base del tubo estructural rectangular 150x50x3 mm
t_2	Espesor en la altura del tubo estructural rectangular 150x50x3 mm
A_{sec}	Área de la sección del tubo estructural rectangular 150x50x3 mm
E	Módulo de elasticidad
σ_{ce}	Esfuerzo de cedencia del ASTM A36
δ_{cl}	Deflexión máxima en columnas
M_{max0}	Momento máximo (Caso: Anden derecho)
σ_{max1}	Esfuerzo máximo (Caso: Anden derecho)
L_2	Longitud de la Columna (Caso: Carga crítica)
P_{cr}	Carga crítica permitida en cada columna
q_2	Carga en el bastidor de los piñones
L_3	Claro de cada bastidor de los piñones
S_1	Módulo de sección del tubo estructural Rectangular 150x50x3 mm
M_{max}	Momento Máximo
σ_{perm}	Esfuerzo permitido (Caso: Bastidor de los piñones)
σ_{cr}	Esfuerzo crítico en cada columna
σ_{max}	Esfuerzo máximo del bastidor
FS	Factor de seguridad del bastidor
q_3	Carga en la reja Modelo 1 y 2
L_4	Claro de la Reja Modelo 1 y 2
S_2	Módulo de sección del tubo estructural cuadrado 30 x 2 mm
M_{maxc12}	Momento Máximo de la Reja Modelo 1 y 2
$\sigma_{permc12}$	Esfuerzo permitido de la Reja Modelo 1 y 2
δ_{c12}	Deflexión máxima Rejas Modelo 1 y 2
q_4	Carga en la reja Modelo 3 y 4
L_5	Claro mayor de la Reja Modelo 3 y 4
M_{maxc34}	Momento Máximo de la Reja Modelo 3 y 4
$\sigma_{permc34}$	Esfuerzo permitido de la Reja Modelo 3 y 4
δ_{c34}	Deflexión máxima Rejas Modelo 3 y 4
σ_{maxr}	Esfuerzo máximo de las rejas de seguridad
FS_r	Factor de seguridad de las rejas de seguridad
q_5	Carga en la Pasamano Modelo A

Continúa

L₆	Claro largo del Pasamano Modelo A
M_{maxcA}	Momento Máximo del Pasamano Modelo A
σ_{permcA}	Esfuerzo permitido del Pasamano Modelo A
q₆	Carga en la Pasamano Modelo B
L₇	Claro largo del Pasamano Modelo B
M_{maxcB}	Momento Máximo del Pasamano Modelo B
σ_{permcB}	Esfuerzo permitido del Pasamano Modelo B
δ_A	Deflexión máxima Pasamano Modelo A
δ_B	Deflexión máxima Pasamano Modelo B
σ_{maxP}	Esfuerzo máximo de los Pasamanos
FS_P	Factor de seguridad de los Pasamanos
C.G.	Centro de Gravedad
T_{min1}	Torque mínimo (Placa Alineador - Rodillo)
T_{max1}	Torque máximo (Placa Alineador - Rodillo)
T_A	Torque mínimo - lado alineador
T_B	Torque mínimo – Lado rodillo Motriz
T_C	Torque máximo - lado alineador
T_D	Torque máximo – Lado rodillo Motriz
V_{min1}	Carga cortante mínima (Placa Alineador - Rodillo)
V_{max1}	Carga cortante máxima (Placa Alineador - Rodillo)
V_{1,2,3min1}	Carga cortante mínima c/perno (Placa Alineador - Rodillo)
V_{1,2,3max1}	Carga cortante máxima c/perno (Placa Alineador - Rodillo)
F_{tmin1}	Fuerza mínima por torque (Placa Alineador - Rodillo)
F_{tmax1}	Fuerza máxima por torque (Placa Alineador - Rodillo)
d_{1,2,3}	Distancia del C.G. a cada perno
V_{tmin3a}	Fuerza resultante mínima por torque (Placa Alineador - Rodillo)
V_{tmax3a}	Fuerza resultante máxima por torque (Placa Alineador - Rodillo)
T_{min3a}	Esfuerzo Cortante mínimo (Placa Alineador - Rodillo)
T_{max3a}	Esfuerzo Cortante máximo (Placa Alineador - Rodillo)
A_{aesf}	Área de esfuerzo para Perno 5/8
dm1	Diámetro para Perno 5/8
M_{min1}	Momento mínimo (Placa Alineador - Rodillo)
M_{max1}	Momento máximo (Placa Alineador - Rodillo)
da,b,c	Distancia del extremo. a cada perno
FM_{cmin1}	Fuerza mínima por momento (Placa Alineador - Rodillo)
FM_{cmax1}	Fuerza máxima por momento (Placa Alineador - Rodillo)
σ_{min1c}	Esfuerzo por Momento mínimo (Placa Alineador - Rodillo)
σ_{max1c}	Esfuerzo por Momento máximo (Placa Alineador - Rodillo)
T_{a1}	Esfuerzo Cortante Alternante (Placa Alineador - Rodillo)
T_{m1}	Esfuerzo Cortante Medio (Placa Alineador - Rodillo)
T_{alt1}	Esfuerzo Cortante Alternante Corregido(Placa Alineador - Rodillo)
T_{med1}	Esfuerzo Cortante Medio Corregido (Placa Alineador - Rodillo)
K_f	Factor de concentración de esfuerzo a fatiga

Continúa

K_{fm}	Factor de concentración de esfuerzo medio
σ_{a1}	Esfuerzo por momento Alternante (Placa Alineador - Rodillo)
σ_{m1}	Esfuerzo por momento Medio (Placa Alineador - Rodillo)
σ_{alt1}	Esfuerzo por momento Alternante Corregido(Placa Alineador - Rodillo)
σ_{med1}	Esfuerzo por momento Medio Corregido (Placa Alineador - Rodillo)
σ_{eqalt1}	Esfuerzo equivalente Alternante (Placa Alineador - Rodillo)
σ_{eqmed1}	Esfuerzo equivalente Medio (Placa Alineador - Rodillo)
S_{ep}	Límite de resistencia a la fatiga
C_{carga}	Factor de Carga
C_{tamaño}	Factor de Tamaño (Perno 5/8 in)
C_{superficie}	Factor de Superficie
C_{temperatura}	Factor de Temperatura
C_{confiabilidad}	Factor de Confiabilidad
S_e	Límite de resistencia a la fatiga Corregido
FS_{p1}	Factor de seguridad (Placa Alineador - Rodillo)
T_{min2}	Torque mínimo (Placa Piñones)
T_{max2}	Torque máximo (Placa Piñones)
V_{min2}	Carga cortante mínima (Placa Piñones)
V_{max2}	Carga cortante máxima (Placa Piñones)
V_{1,2min2}	Carga cortante mínima c/perno (Placa Piñones)
V_{1,2max2}	Carga cortante máxima c/perno (Placa Piñones)
F_{tmin2}	Fuerza mínima por torque (Placa Piñones)
F_{tmax2}	Fuerza máxima por torque (Placa Piñones)
V_{tmin2b}	Fuerza resultante mínima por torque (Placa Piñones)
V_{tmax2b}	Fuerza resultante máxima por torque (Placa Piñones)
T_{min2b}	Esfuerzo Cortante mínimo (Placa Piñones)
T_{max2b}	Esfuerzo Cortante máximo (Placa Piñones)
M_{min2}	Momento mínimo (Placa Piñones)
M_{max2}	Momento máximo (Placa Piñones)
F_{Mbmin2}	Fuerza mínima por momento (Placa Piñones)
F_{Mbmax2}	Fuerza máxima por momento (Placa Piñones)
σ_{min2b}	Esfuerzo por Momento mínimo (Placa Piñones)
σ_{max2b}	Esfuerzo por Momento máximo (Placa Piñones)
T_{a2}	Esfuerzo Cortante Alternante (Placa Piñones)
T_{m2}	Esfuerzo Cortante Medio (Placa Piñones)
T_{alt2}	Esfuerzo Cortante Alternante Corregido (Placa Piñones)
T_{med2}	Esfuerzo Cortante Medio Corregido (Placa Piñones)
σ_{a2}	Esfuerzo por momento Alternante (Placa Piñones)
σ_{m2}	Esfuerzo por momento Medio (Placa Piñones)
σ_{alt2}	Esfuerzo por momento Alternante Corregido (Placa Piñones)
σ_{med2}	Esfuerzo por momento Medio Corregido (Placa Piñones)
σ_{eqalt2}	Esfuerzo equivalente Alternante (Placa Piñones)
σ_{eqmed2}	Esfuerzo equivalente Medio (Placa Piñones)
FS_{p2}	Factor de seguridad (Placa Piñones)
T_{min3}	Torque mínimo (Placa Alineador)

Continúa

T_{max3}	Torque máximo (Placa Alineador)
V_{min3}	Carga cortante mínima (Placa Alineador)
V_{max3}	Carga cortante máxima (Placa Alineador)
V_{1,2min3}	Carga cortante mínima c/perno (Placa Alineador)
V_{1,2max3}	Carga cortante máxima c/perno (Placa Alineador)
F_{tmin3}	Fuerza mínima por torque (Placa Alineador)
F_{tmax3}	Fuerza máxima por torque (Placa Alineador)
V_{tmin3a}	Fuerza resultante mínima por torque (Placa Alineador)
V_{tmax3a}	Fuerza resultante máxima por torque (Placa Alineador)
T_{min3a}	Esfuerzo Cortante mínimo (Placa Alineador)
T_{max3a}	Esfuerzo Cortante máximo (Placa Alineador)
M_{min3}	Momento mínimo (Placa Piñones)
M_{max3}	Momento máximo (Placa Piñones)
F_{Ma}min3	Fuerza mínima por momento (Placa Alineador)
F_{Ma}max3	Fuerza máxima por momento (Placa Alineador)
σ_{min3a}	Esfuerzo por Momento mínimo (Placa Alineador)
σ_{max3a}	Esfuerzo por Momento máximo (Placa Alineador)
T_{a3}	Esfuerzo Cortante Alternante (Placa Alineador)
T_{m3}	Esfuerzo Cortante Medio (Placa Alineador)
T_{alt3}	Esfuerzo Cortante Alternante Corregido (Placa Alineador)
T_{med3}	Esfuerzo Cortante Medio Corregido (Placa Alineador)
σ_{a3}	Esfuerzo por momento Alternante (Placa Alineador)
σ_{m3}	Esfuerzo por momento Medio (Placa Alineador)
σ_{alt3}	Esfuerzo por momento Alternante Corregido (Placa Alineador)
σ_{med3}	Esfuerzo por momento Medio Corregido (Placa Alineador)
σ_{eq}alt3	Esfuerzo equivalente Alternante (Placa Alineador)
σ_{eq}med3	Esfuerzo equivalente Medio (Placa Alineador)
F_Sp3	Factor de seguridad (Placa Alineador)
T_{min4}	Torque mínimo (Placa Anden Frontal)
T_{max4}	Torque máximo (Placa Anden Frontal)
V_{min4}	Carga cortante mínima (Placa Anden Frontal)
V_{max4}	Carga cortante máxima (Placa Anden Frontal)
V_{1,2min4}	Carga cortante mínima c/perno (Placa Anden Frontal)
V_{1,2max4}	Carga cortante máxima c/perno (Placa Anden Frontal)
F_{tmin4}	Fuerza mínima por torque (Placa Anden Frontal)
F_{tmax4}	Fuerza máxima por torque (Placa Anden Frontal)
V_{tmin4a}	Fuerza resultante mínima por torque (Placa Anden Frontal)
V_{tmax4a}	Fuerza resultante máxima por torque (Placa Anden Frontal)
A_besf	Área de esfuerzo para Perno 1/2
dm2	Diámetro para Perno 1/2
T_{min4a}	Esfuerzo Cortante mínimo (Placa Anden Frontal)
T_{max4a}	Esfuerzo Cortante máximo (Placa Anden Frontal)
M_{min4}	Momento mínimo (Placa Anden Frontal)
M_{max4}	Momento máximo (Placa Anden Frontal)
F_{Ma}min4	Fuerza mínima por momento (Placa Anden Frontal)

Continúa

FM_{max4}	Fuerza máxima por momento (Placa Anden Frontal)
σ_{min4a}	Esfuerzo por Momento mínimo (Placa Anden Frontal)
σ_{max4a}	Esfuerzo por Momento máximo (Placa Anden Frontal)
T_{a4}	Esfuerzo Cortante Alternante (Placa Anden Frontal)
T_{m4}	Esfuerzo Cortante Medio (Placa Anden Frontal)
T_{alt4}	Esfuerzo Cortante Alternante Corregido (Placa Anden Frontal)
T_{med4}	Esfuerzo Cortante Medio Corregido (Placa Anden Frontal)
σ_{a4}	Esfuerzo por momento Alternante (Placa Anden Frontal)
σ_{m4}	Esfuerzo por momento Medio (Placa Anden Frontal)
σ_{alt4}	Esfuerzo por momento Alternante Corregido (Placa Anden Frontal)
σ_{med4}	Esfuerzo por momento Medio Corregido (Placa Anden Frontal)
σ_{eqalt4}	Esfuerzo equivalente Alternante (Placa Anden Frontal)
σ_{eqmed4}	Esfuerzo equivalente Medio (Placa Anden Frontal)
C_{tamaño}	Factor de Tamaño (Perno 5/8 in)
FS_{p4}	Factor de seguridad (Placa Anden Frontal)
T_{min5}	Torque mínimo (Placa Andenes)
T_{max5}	Torque máximo (Placa Andenes)
V_{min5}	Carga cortante mínima (Placa Andenes)
V_{max5}	Carga cortante máxima (Placa Andenes)
V_{1,2min5}	Carga cortante mínima c/perno (Placa Andenes)
V_{1,2max5}	Carga cortante máxima c/perno (Placa Andenes)
F_{tmin5}	Fuerza mínima por torque (Placa Andenes)
F_{tmax5}	Fuerza máxima por torque (Placa Andenes)
V_{tmin5b}	Fuerza resultante mínima por torque (Placa Andenes)
V_{tmax5b}	Fuerza resultante máxima por torque (Placa Andenes)
T_{min5b}	Esfuerzo Cortante mínimo (Placa Andenes)
T_{max2b}	Esfuerzo Cortante máximo (Placa Andenes)
M_{min5}	Momento mínimo (Placa Andenes)
M_{max5}	Momento máximo (Placa Andenes)
F_{Mbmin5}	Fuerza mínima por momento (Placa Andenes)
F_{Mbmax5}	Fuerza máxima por momento (Placa Andenes)
σ_{min5b}	Esfuerzo por Momento mínimo (Placa Andenes)
σ_{max5b}	Esfuerzo por Momento máximo (Placa Andenes)
T_{a5}	Esfuerzo Cortante Alternante (Placa Andenes)
T_{m5}	Esfuerzo Cortante Medio (Placa Andenes)
T_{alt5}	Esfuerzo Cortante Alternante Corregido (Placa Andenes)
T_{med5}	Esfuerzo Cortante Medio Corregido (Placa Andenes)
σ_{a5}	Esfuerzo por momento Alternante (Placa Andenes)
σ_{m5}	Esfuerzo por momento Medio (Placa Andenes)
σ_{alt5}	Esfuerzo por momento Alternante Corregido (Placa Andenes)
σ_{med5}	Esfuerzo por momento Medio Corregido (Placa Andenes)
σ_{eqalt5}	Esfuerzo equivalente Alternante (Placa Andenes)

Continúa

σ_{eqmed5}	Esfuerzo equivalente Medio (Placa Andenes)
FS_{p5}	Factor de seguridad (Placa Andenes)
T_{min6}	Torque mínimo (Placa Base)
T_{max6}	Torque máximo (Placa Base)
V_{min6}	Carga cortante mínima (Placa Base)
V_{max6}	Carga cortante máxima (Placa Base)
$V_{1,2min6}$	Carga cortante mínima c/perno (Placa Base)
$V_{1,2max6}$	Carga cortante máxima c/perno (Placa Base)
F_{tmin6}	Fuerza mínima por torque (Placa Base)
F_{tmax6}	Fuerza máxima por torque (Placa Base)
V_{tmin6b}	Fuerza resultante mínima por torque (Placa Base)
V_{tmax6b}	Fuerza resultante máxima por torque (Placa Base)
T_{min6b}	Esfuerzo Cortante mínimo (Placa Base)
T_{max6b}	Esfuerzo Cortante máximo (Placa Base)
M_{min6}	Momento mínimo (Placa Base)
M_{max6}	Momento máximo (Placa Base)
F_{Mbmin6}	Fuerza mínima por momento (Placa Base)
F_{Mbmax6}	Fuerza máxima por momento (Placa Base)
σ_{min6b}	Esfuerzo por Momento mínimo (Placa Base)
σ_{max6b}	Esfuerzo por Momento máximo (Placa Base)
T_{a6}	Esfuerzo Cortante Alternante (Placa Base)
T_{m6}	Esfuerzo Cortante Medio (Placa Base)
T_{alt6}	Esfuerzo Cortante Alternante Corregido (Placa Base)
T_{med6}	Esfuerzo Cortante Medio Corregido (Placa Base)
σ_{a6}	Esfuerzo por momento Alternante (Placa Base)
σ_{m6}	Esfuerzo por momento Medio (Placa Base)
σ_{alt6}	Esfuerzo por momento Alternante Corregido(Placa Base)
σ_{med6}	Esfuerzo por momento Medio Corregido (Placa Base)
σ_{eqalt6}	Esfuerzo equivalente Alternante (Placa Base)
σ_{eqmed6}	Esfuerzo equivalente Medio (Placa Base)
$C_{confiabilidad1}$	Factor de Confiabilidad (Placa Base)
FS_{p6}	Factor de seguridad (Placa Base)
T_{min7}	Torque mínimo (Placas)
T_{max7}	Torque máximo (Placas)
$T_{xymin7a}$	Esfuerzo cortante por torque mínimo (Placas)
$T_{xymax7a}$	Esfuerzo cortante por torque máximo (Placas)
T	Torque (Placas)
Q	función de la geometría de la sección transversal (Placas)
$T_{yXmin7b}$	Esfuerzo cortante directo mínimo (Placas)
$T_{yXmax7b}$	Esfuerzo cortante directo máximo (Placas)
V_{min7}	Carga cortante mínima (Placas)
V_{max7}	Carga cortante máxima (Placas)
Área	Área de la cara cortante (Placas)
T_{minT}	Esfuerzo Cortante mínimo (Placas)
T_{maxT}	Esfuerzo Cortante máximo (Placas)
M_{min7}	Momento mínimo (Placas)
M_{max7}	Momento máximo (Placas)

Continúa

$\sigma_{\min 7}$	Esfuerzo por Momento mínimo (Placas)
$\sigma_{\max 7}$	Esfuerzo por Momento máximo (Placas)
T_{m7}	Esfuerzo Cortante Medio (Placas)
T_{a7}	Esfuerzo Cortante Alternante (Placas)
σ_{a7}	Esfuerzo por momento Alternante (Placas)
σ_{m7}	Esfuerzo por momento Medio (Placas)
$\sigma_{eq_{alt7}}$	Esfuerzo equivalente Alternante (Placas)
$\sigma_{eq_{med7}}$	Esfuerzo equivalente Medio (Placas)
FS_{p7}	Factor de seguridad (Placas)
D_{mm}	Diámetro mínimo del tambor motriz
F_u	Fuerza tangencial
C_3	Factor, Material de la lámina Vs Superficie del Rodillo
β	Angulo de contacto en el rodillo motriz
b_o	Ancho de la Banda
u_t	Coeficiente de fricción para marcha sobre mesa
m_t	Masa de la mercadería
m_B	Masa de la banda
u_R	Coeficiente de fricción para marcha sobre rodillo
m_R	Masa de todos los Rodillos, excepto el Rodillo motriz
P_{lam}	Peso de la lamina
L_{acum}	Longitud de la lámina en el acumulador
L_{ebi}	Longitud de la lámina en la estación de absorción de impacto
A_{lam}	Ancho de la lámina
N_{racum}	Numero de rodillos en el acumulador
N_{rebi}	Numero de rodillos en la estación de absorción de impacto
M_{rest}	Masa de rodillos estándar
P_{mRm}	Potencia en el motor del rodillo motriz
V_1	Velocidad de la lamina
P_{mt}	Potencia del Motor
N_{mt}	Velocidad del motor
P_d	Potencia de diseño
K_s	Factor de servicio
P_c	Potencia corregida
K_1	Factor de corrección para los dientes
K_2	Factor para cadenas de cordones múltiples
H_r	Potencia nominal de la cadena
FS_{cp}	Factor de servicio para la cadena
$P_{1,2,3,4}$	Fuerza en los puntos B,C,D,E respectivamente. (Eje)
P_5	Fuerza en el punto F (Eje)
$M_{\min D}$	Momento Flexionante mínimo (Eje)
$M_{\max D}$	Momento Flexionante máximo (Eje)
M_{aD}	Momento Flexionante alternante (Eje)
M_{mD}	Momento Flexionante medio (Eje)
S_{e1}	Límite de resistencia a la fatiga (Eje)
C_{Conf}	Factor de confiabilidad (Eje)
C_s	Factor de corrección por tamaño (Eje)

Continúa

C_F	Factor de corrección por acabado de la superficie (Eje)
K_f	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga (Eje)
S_e	Límite de resistencia a la fatiga corregido (Eje)
K_{sb}	Factor de choque por flexión (Eje)
D_D	Diámetro de flecha que no falla a fatiga (Eje)
δ	Deflexión en el piñón (Eje)
W	Paso del piñón (Eje)
n	Frecuencia forzada (Eje)
gr	Gravedad
W_n	Frecuencia crítica (Eje)
W	Ancho de la cuña
P_{rest}	Carga dinámica equivalente (Rodillo estándar)
F_{r1}	Fuerza dinámica radial (Rodillo estándar)
F_{a1}	Fuerza dinámica axial (Rodillo estándar)
X₁	Factor radial (Rodillo estándar)
Y₁	Factor axial (Rodillo estándar)
P_erest	Peso del rodillo estándar
F_{lam}	Fuerza que soporta la lámina antes de romperse
f_o	Factor para rodamientos rígidos de bolas
C_o	Capacidad de carga estática
L_{h10}	Vida nominal del rodamiento
n₁	Velocidad (Rodillo estándar)
C₁	Carga dinámica equivalente (Rodillo estándar)
P_{rmot}	Carga dinámica equivalente (Rodillo motriz)
F_{r2}	Fuerza dinámica radial (Rodillo motriz)
F_{a2}	Fuerza dinámica axial (Rodillo motriz)
X₂	Factor radial (Rodillo motriz)
Y₂	Factor axial (Rodillo motriz)
P_emot	Peso del rodillo motriz
F_{lam}	Fuerza que soporta la lámina antes de romperse
f_{o2}	Factor para rodamientos rígidos de bolas
C_{o2}	Capacidad de carga estática
L_{h10}	Vida nominal del rodamiento
n₂	Velocidad (Rodillo motriz)
C₂	Carga dinámica equivalente (Rodillo motriz)

RESUMEN

Chova del Ecuador en su interés de crecer como empresa y producir láminas asfálticas de calidad de manera eficiente, decidió implementar tecnología de punta en la maquina laminadora REISER. Actualmente la empresa produce aproximadamente 86 880 rollos anuales de lámina impermeabilizante, con un desperdicio del 0.2%. La ruptura de las láminas se debe principalmente a los arranques y paros súbitos de la enrolladora manual, lo cual representa pérdidas económicas considerables. En el presente proyecto se ha diseñado y construido una estación de absorción de impacto con la finalidad de evitar la ruptura de la lámina por choques inerciales fuertes. La estación de absorción permitirá reducir material no conforme y adicionalmente se podrá implementar una nueva enrolladora automática que eliminara la intervención de un operador y aumentar el volumen de producción. La estación cuenta con un par de rodillos móviles que ascienden deslizándose por unas rieles con el objetivo de absorber el impacto. Un sensor de posición comunica constantemente al PLC la ubicación de los rodillos con la finalidad de accionar el rodillo motriz y controlar el ascenso. Los rodillos móviles están conectados a un contrapeso mediante un sistema de cadenas y piñones. La estación cuenta con un sensor de proximidad al inicio y otro al final de la carrera de los rodillos móviles, los cuales se comunican con el PLC y este sincroniza los motores de la línea para recuperar o aliviar tensión de lámina. Además estos sensores encienden una alerta roja en las balizas. Finalmente la estación cuenta con un alineador de producto terminado el cual garantiza el correcto enrollado de la lámina.

PALABRAS CLAVES: ESTACIÓN DE ABSORCIÓN DE IMPACTO, ALINEADOR, LAMINAS ASFÁLTICAS, LAMINADORA REISER, CHOVA DEL ECUADOR.

ABSTRACT

Chova del Ecuador in its interest of industrial growth and producing high quality laminated asphalt plates in the most efficient way, the company decided to implement cutting edge technology in the REISER machine. Currently the machine produces approximately 868 80 rolls annually of asphalt laminated waterproof plates with a waste of 0.2%. The main cause of asphalt laminate rupture is the harsh and sudden starts and stops of the manual winding, which represents in a considerable economic lost. In the present project, a shock absorbing station has been designed and built with the purpose of avoiding the asphalt laminated plates to rupture due to the strong inertial crashes. The shock damper permits to reduce unwanted material and also to implement a new automatic winding machine that will eliminate the operator's intervention and increase productions' volume. The station counts with a pair of moveable rolls that slide upwards over railings with the objective of absorbing the impact. A position sensor communicates constantly the location of the rolls to the PLC with the purpose of activating the driver roller and controlling the elevation. The mobile rolls are connected to a counterweight with a system of chains and pinions. The station has an inductive proximity sensor at the top and at the bottom of the line the movable rolls, which communicate to the PLC, synchronizing all the engines in order to recuperate or make the tension better of the asphalt laminated plates. It also has a red alert switch turns on at the Beacon. Finally the station has an alignment system that guarantees the correct winding of the asphalt-laminated plates.

KEYWORDS: ABSORBING STATION OF IMPACT, WEB ALIGNMENT SYSTEM, ASPHALT LAMINATED PLATES, REISER MACHINE, CHOVA DEL ECUADOR.

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1 ANTECEDENTES

Chova del Ecuador es una empresa comprometida con el mejoramiento continuo por lo cual ofrece productos fabricados bajo especificaciones que cumplen normas tanto nacionales como internacionales, y gracias a su afán de lograr el liderazgo en el mercado, actualmente comercializa productos para la impermeabilización, la construcción, la vialidad, y otros sectores industriales.

Los productos para la impermeabilización son láminas asfálticas las cuales son prefabricadas a base de asfalto modificado con polímeros elastoméricos tipo SBS y cargas minerales. En la cara inferior las láminas contienen polietileno antiadherente y termofusible con la finalidad de poder realizar la aplicación a una superficie utilizando un soplete a gas. La cara superior es recubierta según la aplicación que se requiera por lo cual existen las siguientes opciones: granulo mineral, foil de aluminio, film de polietileno o arena.

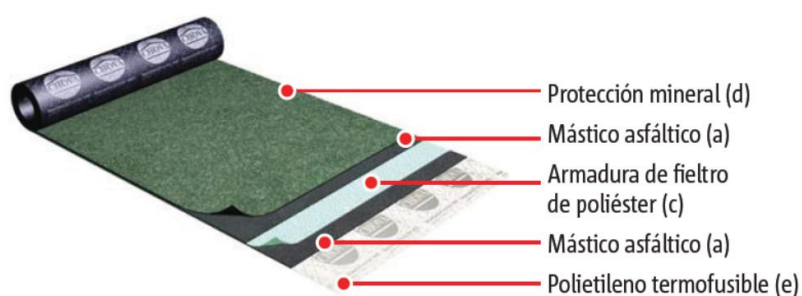


Ilustración 1: Lamina asfáltica Imperpol

Fuente: (Imptek, 2014)

El campo de aplicación de las láminas es en la impermeabilización y según la composición de la cara superior se usan en techos los cuales pueden ser: planos, inclinados, bóvedas entre otros. Además se usan en terrazas, pretilas, muros, cimientos y piscinas.

Las láminas asfálticas son fabricadas en la maquina laminadora que se encuentra localizada en planta de Chova del Ecuador, a las láminas se las clasifica en autoprotegida que son las que en su cara superior contienen ya sea foil de aluminio, granulo mineral o arena. Y también existen las láminas sin autoprotección que en sus dos caras tienen polietileno.

Las láminas sin autoprotección se producen 3 días a la semana en turnos diarios de 8 horas. Se realizan dos cargas de asfalto, cada una con una capacidad de 3 500 m² de lámina, con un total de 7 000 m² de lámina diaria y 84 000 m²/mes. El costo directo de producir un metro cuadrado de este tipo de lámina es \$ 2.12 y el costo indirecto es de \$ 0.17, con un total de \$ 2.29 el metro.

Las láminas autoprotegida se producen 2 días a la semana en turnos diarios de 8 horas. Se realizan dos cargas de asfalto, cada una con una capacidad de 3 800 m² de lámina con un total de 7 600 m² de lámina diaria y 60 800 m²/mes. El costo directo de producir un metro cuadrado de este tipo de lámina es \$ 2.37 y el costo indirecto es de \$ 0.17, con un total de \$ 2.54 el metro.

Entre estos dos tipos de láminas se producen en promedio 72 400 m² de lámina impermeabilizante al mes, con la intervención de 5 obreros. Entre el estado de parada y el estado de funcionamiento la máquina enrolladora ocasionalmente somete a la lámina a una fuerza de tracción que provoca que el material supere el esfuerzo de fluencia, generando 0.2% de desperdicios por ruptura de la lámina. Se crea la necesidad de la implementación de una estación de absorción de impacto para aliviar el jalón producido por la enrolladora.

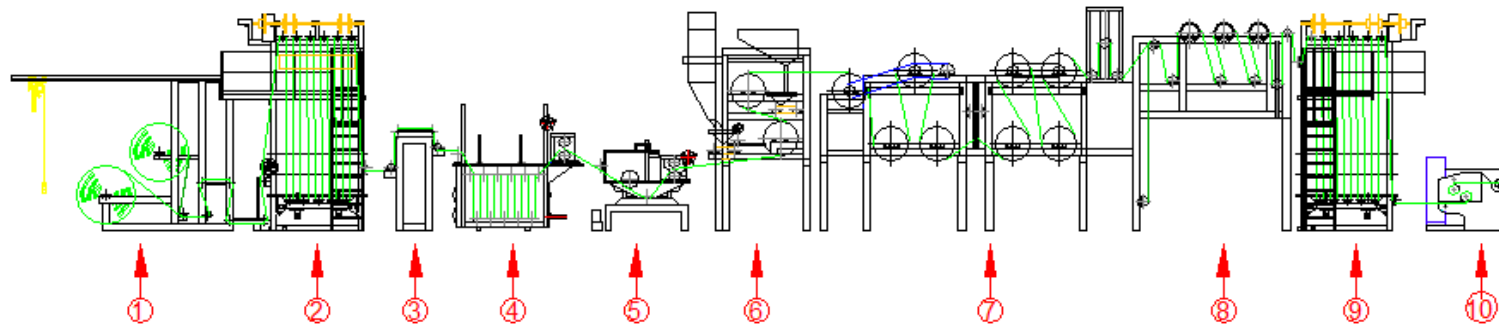


Ilustración 2 : Máquina laminadora

**Tabla 1:
Partes de la maquina laminadora**

1	Desbobinador, empalmador de armadura	6	Tolva de aplicación de gránulo mineral
2	Acumulador de armadura	7	Enfriador de lámina
3	Alineador de armadura	8	Estación Motriz Master
4	Balsa de saturación	9	Acumulador de producto terminado
5	Balsa de impregnación	10	Enrolladora

La máquina de laminación cuenta con 10 estaciones las cuales se detallan a continuación:

Desbobinador, empalmador de armadura

El Desbobinador está formado por una estructura que cuenta con un tecele encargado de reemplazar el rollo de armadura terminado por uno nuevo, los rollos de armadura están montados sobre unos ejes con frenos neumáticos que permiten controlar la tensión de la lámina.

La empalmadora cuenta con una mesa en la cual se realiza la unión de la armadura que está por terminarse con la nueva armadura permitiendo así que la línea de producción trabaje de forma continua.

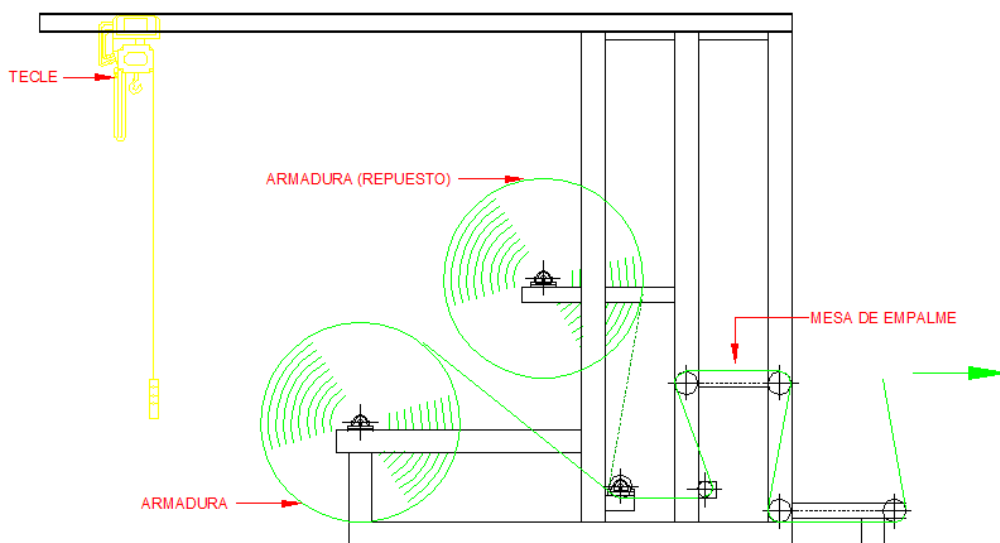


Ilustración 3: Desbobinador, empalmador

Acumulador de armadura

El acumulador es una estructura que cuenta con un juego de rodillos fijos y un bastidor móvil que asciende o desciende según las necesidades de lámina, este es capaz de almacenar alrededor de 40 m de armadura, y permite que la línea de producción trabaje continuamente.

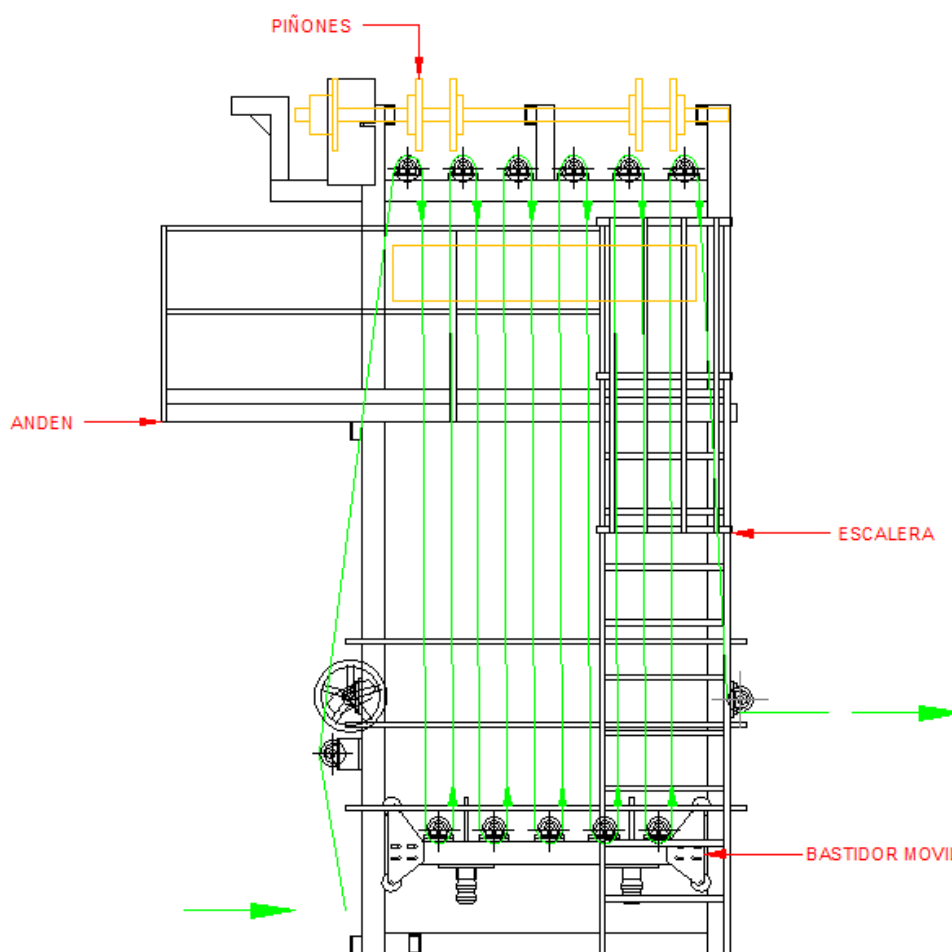


Ilustración 4: Acumulador

Alineador de armadura

Es un sistema automático de alineación de la lámina que corrige una desviación de $\pm 7^\circ$ en promedio con respecto al eje central de la línea de producción, con la finalidad de eliminar producto no conforme debido a la mala impregnación o las deformaciones.

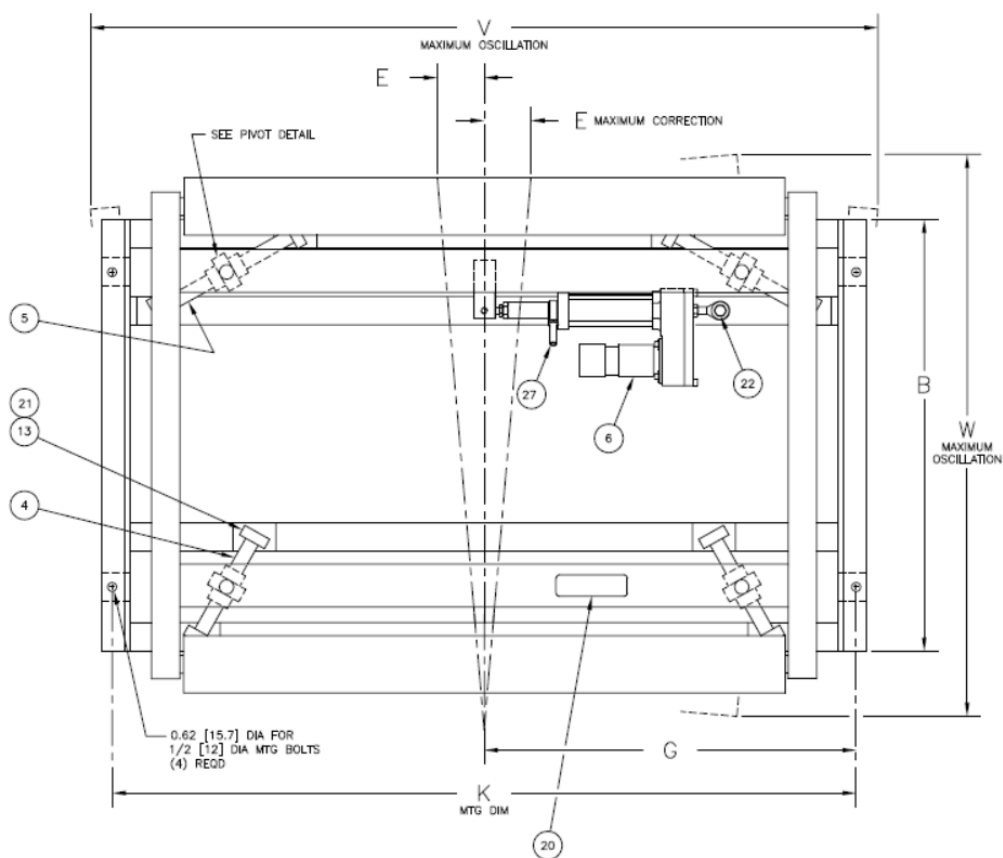


Ilustración 5: Alineador

Fuente: (Maxcess, s.f.)

Balsa de saturación

La balsa de saturación es un recipiente con rodillos que contiene asfalto puro para impregnar, de este modo la armadura está preparada para recibir el asfalto modificado con polímero SBS.

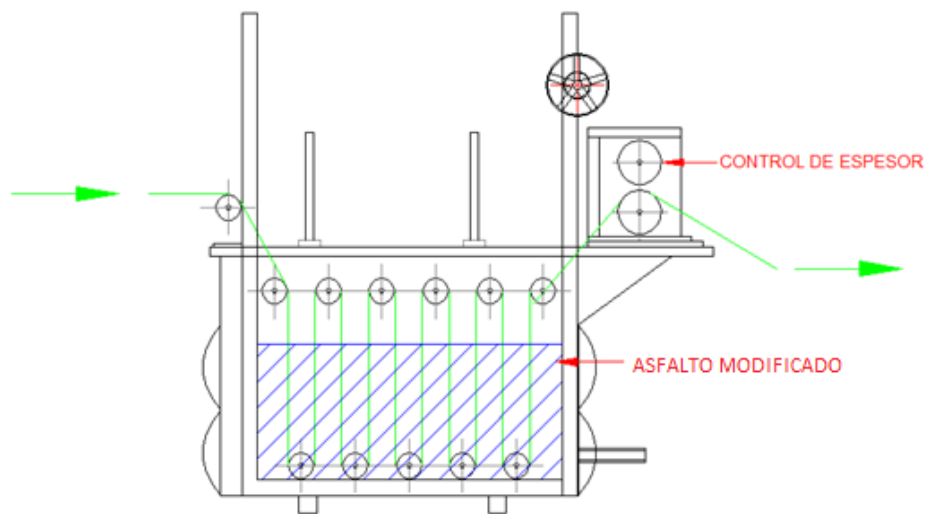


Ilustración 6: Balsa de saturación

Balsa de impregnación

El impregnador es un depósito que contiene asfalto modificado, el cual es calentado por medio de un sistema de tuberías por las cuales fluye aceite caliente constantemente, el depósito cuenta con una salida de descarga para facilitar la limpieza.

La lámina ingresa al impregnador y pasa a través de un rodillo ajustable verticalmente, sumergiéndose en el asfalto modificado para posteriormente pasar por un par de rodillos motrices que se encuentran calientes con la finalidad de garantizar la perfecta impregnación del material a las láminas, adicionalmente a estos rodillos se les puede ajustar el espacio de separación mediante un sistema de árbol de levas acoplado a una caja reductora, con la finalidad de controlar el espesor de lámina.

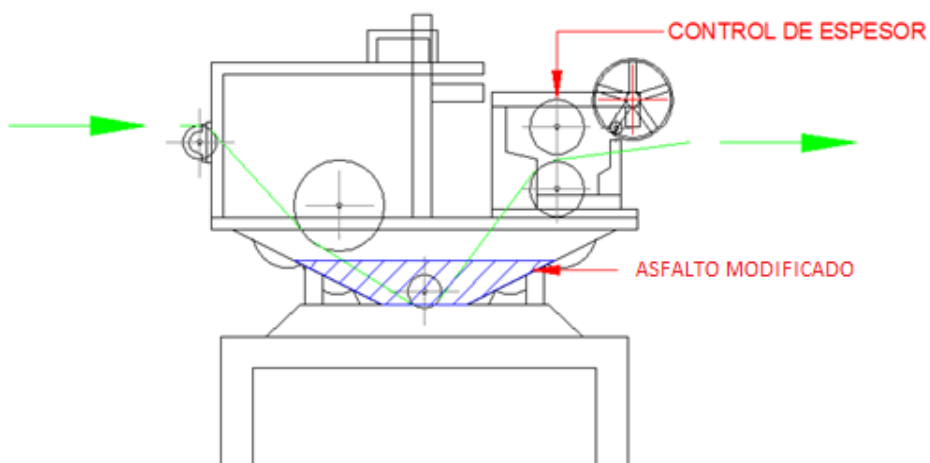


Ilustración 7: Balsa de impregnación

Tolva de aplicación de gránulo mineral

El impregnador de granulo (Diámetro: 0.6 mm) es una estructura con dos tolvas y rodillos dosificadores que permite aplicar la cantidad de material requerida a la lámina. El excedente de granito cae en un tornillo sin fin y este lo acumula para su reutilización.

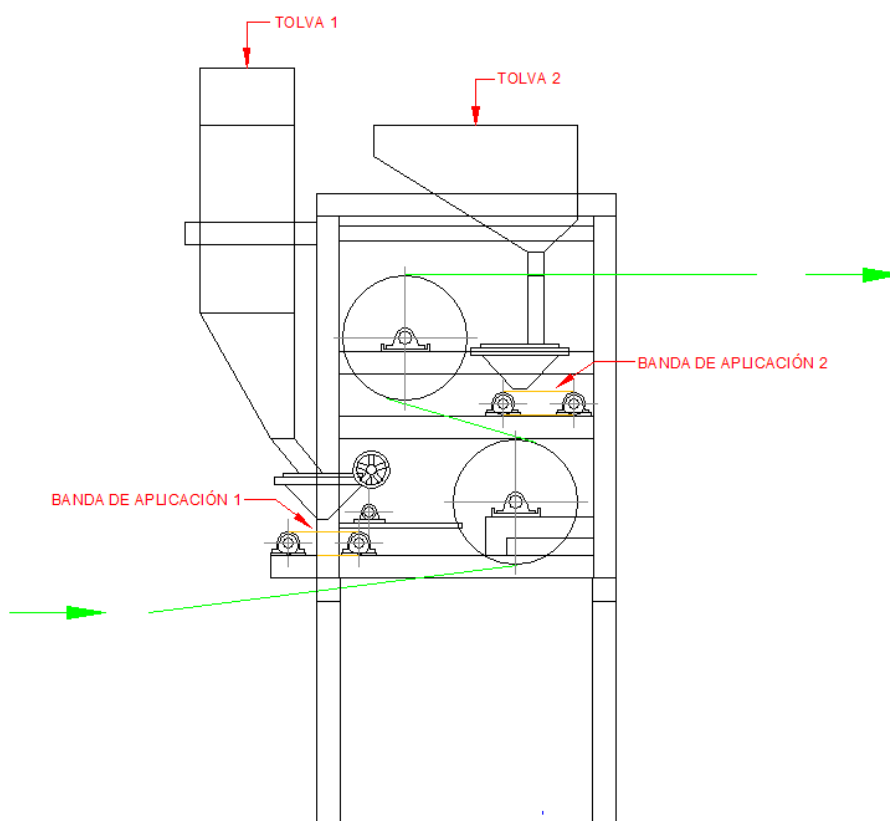


Ilustración 8: Tolva de aplicación de gránulo mineral

Enfriador de lámina

El enfriador es una estructura que cuenta con rodillos por dentro de los cuales circula agua, además este se encuentra expuesto al aire el cual baja la temperatura de la lámina mediante convección.

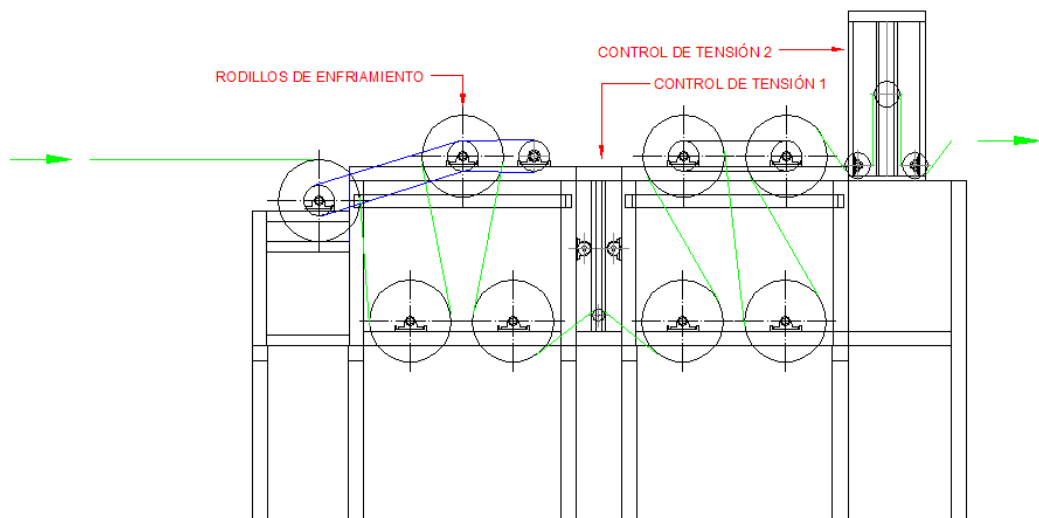


Ilustración 9: Enfriador

Estación Motriz master

Esta estación cuenta con un motor de 7.5 Hp conectado a un rodillo motriz el cual es el encargado de jalar lámina.

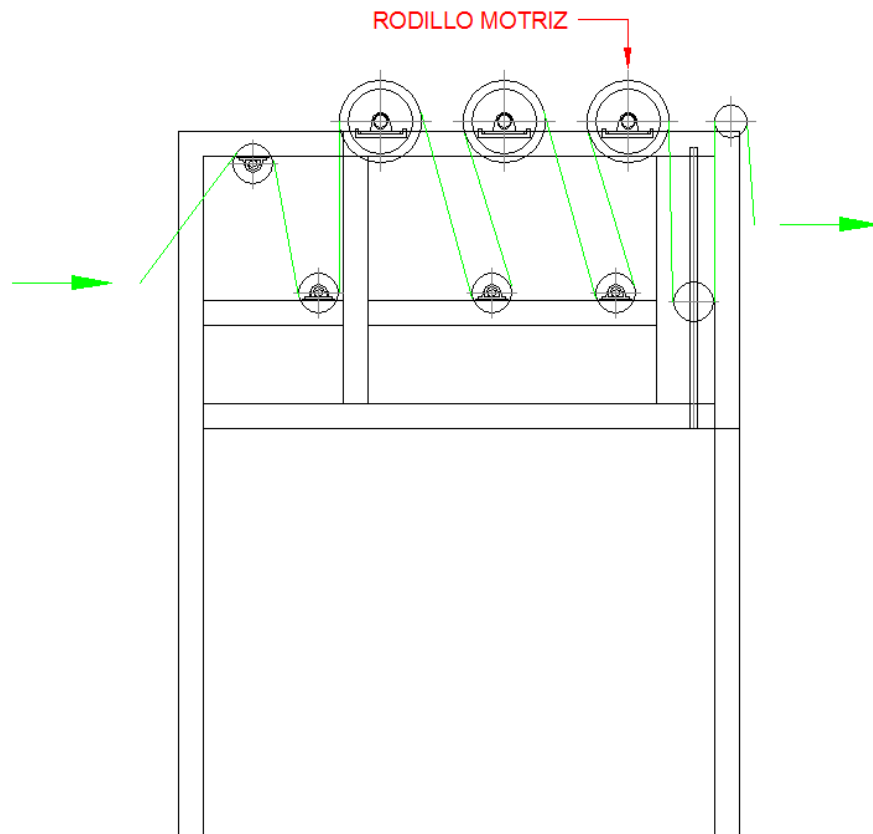


Ilustración 10: Enfriador

Acumulador de producto terminado

El acumulador es una estructura que cuenta con un juego de rodillos fijos y un bastidor móvil que desciende o asciende según las necesidades de lámina, este es capaz de almacenar alrededor de 40 m de lámina terminada, y permite que la línea de producción trabaje continuamente.

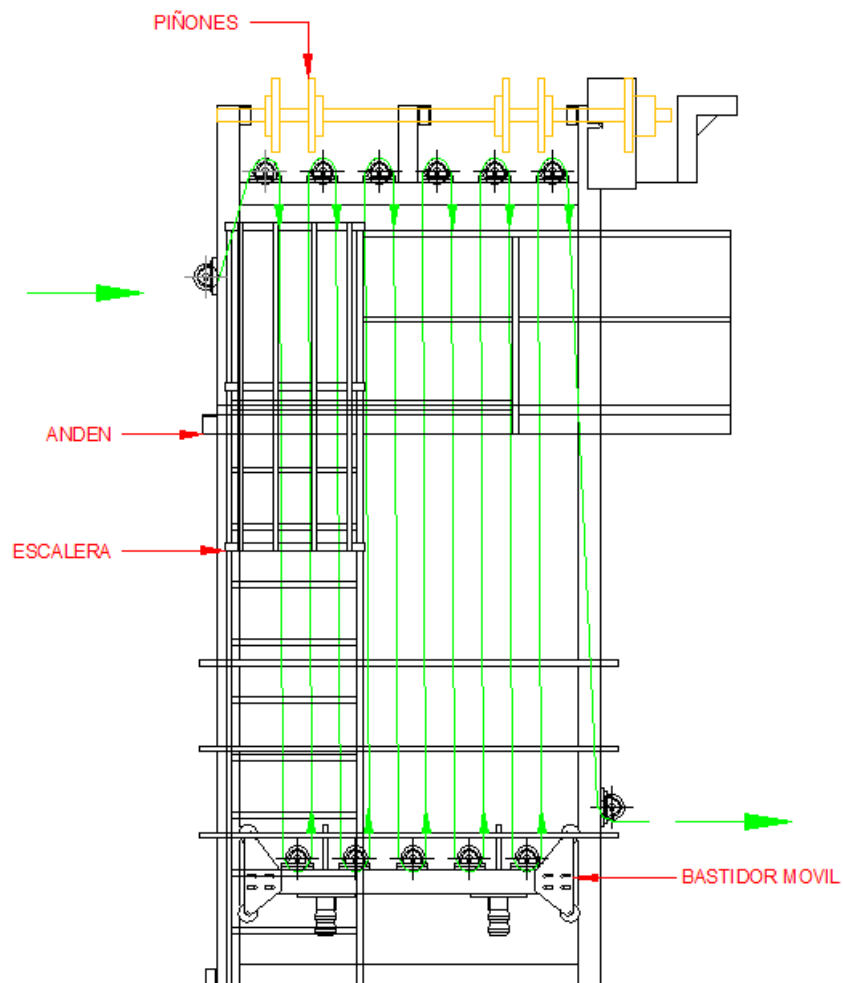


Ilustración 10: Acumulador

Enrolladora

La enrolladora es un equipo conducido por un motor AC con velocidad variable, la unidad conductora consta de dos rodillos uno del tipo inactivo y otro motriz. La membrana es enrollada gracias al torque de un eje controlado por un embrague que regula la tensión de enrollado. El corte de la lámina es transversal y se realiza con una cuchilla controlada por un sistema neumático.

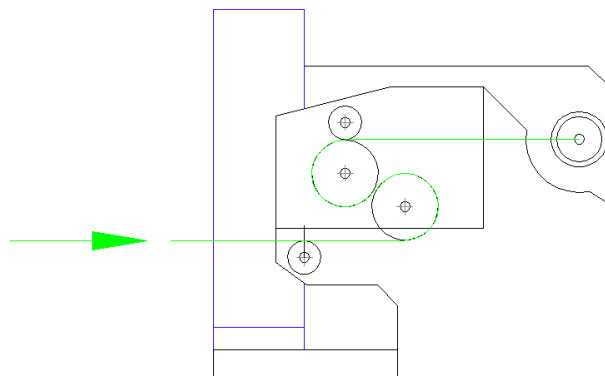


Ilustración 11: Enrolladora

1.2 MARCO INSTITUCIONAL- CHOVA DEL ECUADOR S.A.

Chova del Ecuador, es una empresa fundada en 1979 con la finalidad de producir impermeabilizantes, y gracias a su afán de lograr el liderazgo en el mercado, actualmente cuentan con una gran variedad de láminas asfálticas impermeabilizantes, emulsiones asfálticas y asfaltos modificados para el sector vial, además de productos asfálticos para el sector industrial. La empresa cuenta con una certificación ISO-9000 por lo cual mantiene actualizado el Sistema de Gestión de Calidad.

La empresa está comprometida con el mejoramiento continuo por lo cual ofrece productos fabricados bajo especificaciones que cumplen normas tanto nacionales como internacionales. Ejerciendo practicas éticas de comercio con la finalidad de cumplir con las expectativas de los clientes.

En el año 2008 se crea Imptek la cual es una marca registrada de Chova del Ecuador S.A.

En el año 2009 se realiza la construcción de la nueva planta en el sector INGA y se realizan importantes inversiones de renovación, para que en el 2011 se realicen los primeros trabajos de elaboración de emulsiones asfálticas para lo cual se realizó la construcción de tanques de almacenamiento, planta de tratamiento de aguas y anillo vial.

El propósito de investigación y desarrollo ha llevado a la empresa a un crecimiento comercial importante, alcanzando los 10 millones de dólares en ventas y 14 mil toneladas de asfalto modificado producidas en el año 2011

MISIÓN

“Ser los mejores.” (Imptek, 2014)

VISIÓN

“Ser una empresa líder en la región de la costa del pacifico sur, en el desarrollo, la fabricación y comercialización de productos y sistemas innovadores para la construcción.” (Imptek, 2014)

POLÍTICA DE CALIDAD

“Cumplir con las expectativas de nuestros clientes:

- Entregando productos fabricados bajo especificaciones, para atender al sector de la construcción, vial y automotriz.
- Comprometiéndonos con el mejoramiento continuo y,
- Ejerciendo prácticas éticas de comercio.” (Imptek, 2014)

1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En la línea de producción de láminas impermeabilizantes de la empresa Chova del Ecuador, la estación de enrollado es un cuello de botella ya que la línea de producción tiene la capacidad de abastecer 40 m/min y gracias a que el proceso se realiza de forma manual, esto porque se debe realizar el

arranque y el paro paulatinamente para no romper la lámina, se enrollan aproximadamente 16 m/min.

Aproximadamente un 0.2% de lámina impermeabilizante producida es desperdicio, debido a que entre el estado de parada y el estado de funcionamiento de la enrolladora se somete a la lámina a una fuerza de tracción que supera su resistencia a la tensión estimada en 6 000 N/m. Lo cual significa que en un mes de trabajo de 20 días se producen en promedio 72 400 m² de lámina con un desperdicio aproximado de 144.8 m² representando una pérdida económica mensual promedio de \$ 724 (Pozo, 2014)

La ruptura de lámina provoca que la mesa de los rodillos del acumulador de producto terminado caiga aproximadamente 4 m. de altura, provocando daños y paros de producción, por tanto se requiere constantes intervenciones de mantenimiento.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar, construir e implementar una estación de absorción de impacto para la línea de producción de láminas asfálticas de Chova del Ecuador en la nueva planta el INGA.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Determinar el problema a resolver y proponer la mejor solución.
- Diseñar la estación y planear la construcción.
- Aplicar un plan de pruebas de funcionalidad.
- Realizar un estudio financiero y económico del proyecto.

1.5 JUSTIFICACION

El cuello de botella ocasionado en la estación de enrollado limita la producción dado que se producen 16 m/min de lámina, mientras que la máquina está en capacidad de producir 40 m/min., por lo que la empresa se ve en la necesidad de implementar una estación de absorción de impacto requerida para reducir aproximadamente un 50 % de producto no conforme por ruptura de lámina y para poder implementar una nueva enrolladora automática que permita un proceso de producción continua.

A partir de la resistencia a la tracción de la lámina, se podrá determinar la carga que deben tener los rodillos móviles con la finalidad de obtener un sistema de absorción de impacto, el cual disipará los esfuerzos mecánicos en sentido vertical debido al golpe y en sentido tangencial como consecuencia de la velocidad relativa entre la lámina y el rodillo.

La aplicación de esta estación permitirá tener un incremento en la productividad, debido a que actualmente la empresa produce en promedio 3 620 m² de lámina al día con la intervención de 5 operarios, que cobran 5 \$/h y trabajan 8 horas, lo cual representa un costo por mano de obra de 0.055 \$/m². Con la disminución del cuello de botella se estima llegar producir aproximadamente 9 050 m² de lámina al día con la intervención de 4 operadores lo que representa un costo por mano de obra de 0.018 \$/m². Es decir se tiene un ahorro del 67.27 % en Mano de Obra Directa.

Además, el afán de poner en práctica todos los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera en un proyecto que impulsa el desarrollo de la industria Ecuatoriana, y que me permitirá la obtención del título de grado que me acredite como Ingeniero Mecánico.

1.6 ALCANCE

El presente proyecto tiene como finalidad establecer el problema actual en la empresa respecto a la ruptura de las láminas y proponer una solución viable.

Se realizará un análisis de alternativas, para que en base a ciertos parámetros de decisión relevantes para el proyecto se seleccione la mejor.

Se diseñará, construirá e implementará la alternativa seleccionada para la estación de absorción de impacto y bastidor para el alineador de la máquina de laminación.

Se realizará un protocolo de pruebas de funcionalidad con la finalidad de cerciorarnos que el equipo funcione correctamente y cumpla el propósito para el que fue construido.

Se realizará un estudio económico y financiero del proyecto.

CAPITULO 2

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

2.1 SISTEMAS DE ABSORCION DE IMPACTO

Un sistema de absorción de impacto es un conjunto de componentes que interactúan entre sí con la finalidad de absorber la fuerza generada por un cuerpo, generalmente la energía disipada se convierte en calor, deformación o en energía cinética.

Los sistemas de absorción de impacto más comunes y sencillos son:

Amortiguadores de los vehículos:

Son los encargados de absorber los impactos causados por las irregularidades del camino.



Ilustración 12: Amortiguador MONROE

Fuente: (MONROE, 2013)

Resortes:

Usualmente sirven como complementos de máquinas o equipos y tienen la capacidad de absorber el impacto ya sea por tracción, compresión o torsión.



Ilustración 13: Resortes de tracción

Fuente: (INDURESS SAS, 2012)

Espumas de Polietileno:

Se usan para la manipulación y traslado de piezas frágiles, absorbiendo el impacto frente a caídas o golpes.



Ilustración 14: Espuma de Polietileno

Fuente: (NEFAB, 2003)

Defensas viales:

Son usadas en las carreteras con el fin de absorber el impacto en caso de choque y mantener la seguridad de los usuarios



Ilustración 15: Defensa vial

Fuente: (TRINITY, s.f.)

Los sistemas de absorción de impacto más complejos son:

Amortiguador de estructuras:

Son usados para proteger todo tipo de estructuras, desde estructuras para máquinas hasta estadios olímpicos. Protege a las estructuras de impactos, vibraciones y sismos.



Ilustración 16: Amortiguador de estructura

Fuente: (Maurer Söhne , 2009)

Protectores estructurales:

Son usados para estructuras civiles con el fin de evitar daños graves por impacto y sismos.

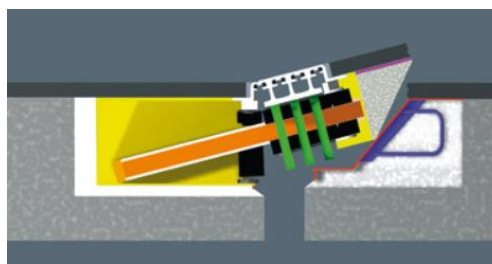


Ilustración 17: Protector estructural de Puentes

Fuente: (Maurer Söhne , 2009)

Accesorios de impacto:

Son usados en equipos pesados de la industria, motores, bombas y maquinaria para absorber el impacto.



Ilustración 18: Accesorios de impacto

Fuente: (BARRY CONTROLS , 2014)

2.2 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS**2.2.1 PARÁMETROS DE DECISIÓN**

La estación de absorción de impacto cuenta con varias alternativas de componentes para lo cual se va a seleccionar la mejor en base a los siguientes parámetros de decisión:

Parámetros técnicos:

- Eficiencia
- Durabilidad
- Dimensiones y espacio
- Uso de partes estándar

Parámetros Económicos:

- Costo de fabricación
- Costo de mantenimiento

Parámetros Operacionales:

- Facilidad de Operación
- Seguridad

2.2.2 ALTERNATIVAS DE COMPONENTES

FORMA DE LA ESTRUCTURA

- **Un bastidor**

Un solo bastidor para el sistema de absorción de impacto y para el alineador lo cual permite ahorrar espacio debido a que el alineador puede colocarse en voladizo y de esta manera colocar la enrolladora debajo del alineador.

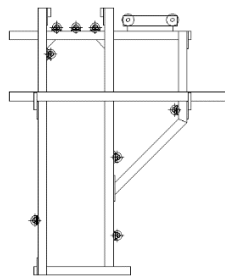


Ilustración 19: Estructura – Un bastidor

- **Dos bastidores**

Dos bastidores separados para en uno poner el sistema de absorción de impacto y en otro poner el alineador lo cual nos daría una estructura estable, pero ocuparíamos más espacio.

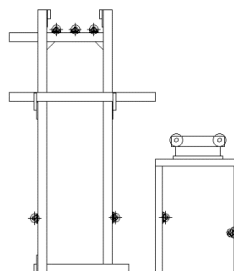


Ilustración 20: Estructura – Dos bastidores

TIPO DE UNIÓN DE LA ESTRUCTURA

- **Unión permanente**

Se define como unión permanente al conjunto mecánico que no se puede desarmar, y nace de la necesidad de ahorrar tiempo y dinero que involucra los sujetadores, los agujeros y el ensamble. Los procesos de unión más comunes son la soldadura, el engargolado, la cementación y pegado.

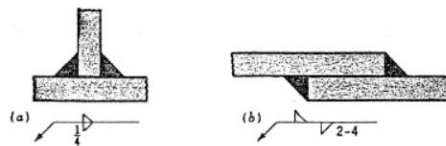


Ilustración 21: Junta Soldada

Fuente: (Joseph E. Shigley C. R., 1983)

- **Unión no permanente**

Cuando se dice unión no permanente se habla de un conjunto ensamblado que por ende se puede desarmar las veces que sean necesarias, para lo cual generalmente se usan pernos. Este tipo de unión nace de la necesidad de crear piezas cuyas formas o dimensiones no las permitían hacer fundidas. La intervención del tornillo de rosca helicoidal constituye una de las más importantes de las uniones no permanentes.

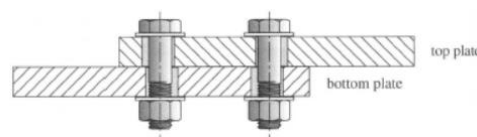


Ilustración 22: Junta empernada

Fuente: (Norton, 2006)

SISTEMA DE ABSORCIÓN DE IMPACTO

- **Ascenso con contrapeso**

El sistema cuenta con dos rodillos móviles y con un contrapeso. Al arrancar la enrolladora se produce una fuerza de tracción en la lámina que rompe el estado de equilibrio mecánico haciendo que los dos rodillos se deslicen verticalmente hacia arriba y el contrapeso baje.

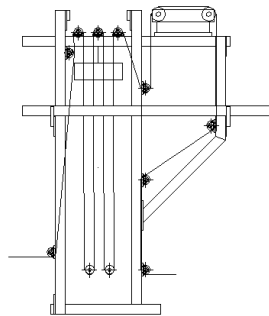


Ilustración 23: Estructura-Ascenso con contrapeso

- **Descenso con motor**

El sistema cuenta con dos rodillos móviles que están unidos mediante un cable a un motor. Al arrancar la enrolladora se produce una fuerza de tracción en la lámina que rompe el estado de equilibrio mecánico haciendo que los dos rodillos se deslicen verticalmente hacia abajo y el motor se enciende enrollando el cable.

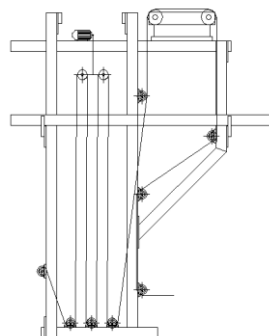


Ilustración 24: Estructura-Descenso con motor

SISTEMA DE DESLIZAMIENTO

- **Mesa**

Es una estructura cuadrada en la cual reposa los rodillos locos y giran sobre chumaceras, la mesa cuenta con rodamientos en las esquinas que ruedan por las columnas del bastidor.

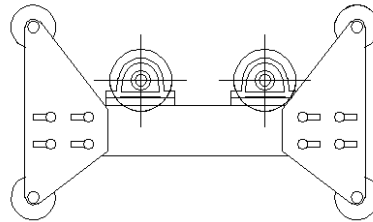


Ilustración 25: Sistema de deslizamiento- Mesa

- **Carriles**

Son ángulos metálicos por donde corren los rodillos móviles equipados de rodamientos en los extremos.

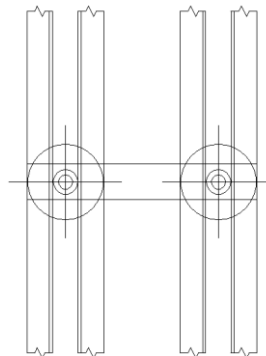


Ilustración 26: Sistema de deslizamiento- Carriles

SISTEMA TRANSMISOR DE POTENCIA

- **Bandas**

Las bandas son elementos de máquinas flexibles que se emplean para transmisión de potencia en distancias largas, estos sistemas son económicos por lo que requieren inspección periódica para verificar desgaste.

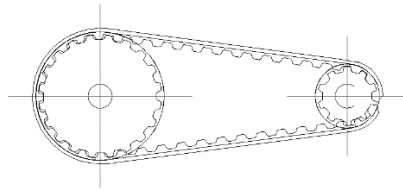


Ilustración 27: Transmisión de potencia- Banda

- **Cadenas a rodillos**

Las cadenas son elementos de transmisión de potencia con relación constante puesto que no ocurre deslizamiento, estos sistemas tienen la capacidad de impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia.

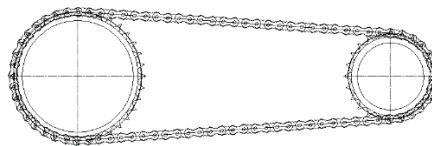


Ilustración 28: Transmisión de potencia- Cadena a rodillos

UNIDAD DE CONTROL

- **Control manual**

El sistema cuenta con una caja de engranes y con un volante que permite controlar y posicionar los rodillos, para este sistema se requiere de un operador durante todo el proceso.

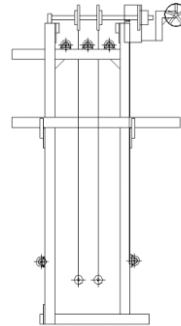


Ilustración 29: Estación con control manual

- **Controlador lógico programable (PLC)**

El sistema cuenta con un controlador lógico programable que recibe la señal de un encoder el mismo que se encarga de determinar la posición de los rodillos móviles durante todo el recorrido, el PLC envía la señal al variador de frecuencia que controla la velocidad del motor para alimentar lamina y posicionar los rodillos.

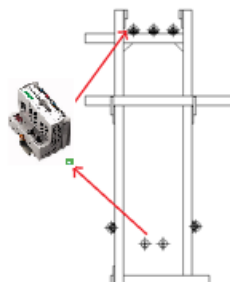


Ilustración 30: Estación con control PLC Wago

Fuente: (WAGO Corporation, 2014)

2.2.3 MATRIZ COMBINEX

Debido a que las opciones no pueden evaluarse con solo una medición de méritos se realiza el proceso de toma de decisiones mediante la matriz combinex con la que se obtiene los factores de ponderación (Weighting Factors) a utilizarse en la matriz de decisión. Para ponderar los parámetros de decisión usamos el número 1 (Uno) como más importante, el 0.5 de igual importancia y 0 (Cero) como el de menor importancia.

A continuación los parámetros en orden descendente:

- Eficiencia, Dimensiones y espacio se considera los más importantes y de equivalor.
- Seguridad.
- Durabilidad y Facilidad de operación de equivalor.
- Partes estándar y costo de fabricación de equivalor.
- Costo de mantenimiento.

Tabla 2:

Matriz combinex

No .	Parámetros de decisión	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Punt	Índice	W.F.
1	Eficiencia	0	0.5	1	1	1	1	1	1	1	7.5	0.208	0.21
2	Dimensiones y espacio	0.5	0	1	1	1	1	1	1	1	7.5	0.208	0.21
3	Seguridad			0	1	1	1	1	1	1	6	0.167	0.17
4	Durabilidad				0	0.5	1	1	1	1	4.5	0.125	0.13
5	Facilidad de Operación				0.5	0	1	1	1	1	4.5	0.125	0.13
6	Uso de partes estándar						0	0.5	1	1	2.5	0.069	0.07
7	Costo de fabricación						0.5	0	1	1	2.5	0.069	0.07
8	Costo de mantenimiento								0	1	1	0.028	0.03
	SUMA =										36	1.000	1.00

2.2.4 MATRIZ DE DECISIÓN

En la matriz de decisión se conjugan los factores de ponderación con los factores de calificación (Rating Factor) para obtener el puntaje de cada alternativa y determinar la mejor opción. Los factores de calificación son valores del 1 al 10, donde 1 es la ponderación más baja y 10 la más alta.

FORMA DE LA ESTRUCTURA

Tabla 3:

Matriz de decisión- Forma de la estructura

No.	Parámetros de decisión	W.F.	Alt. A		Alt. B	
			R.F.	Puntaje	R.F.	Puntaje
1	Eficiencia	0.21	9	1.88	5	1.04
2	Dimensiones y espacio	0.21	10	2.08	1	0.21
3	Seguridad	0.17	8	1.33	9	1.50
4	Durabilidad	0.13	7	0.88	8	1.00
5	Facilidad de operación	0.13	8	1.00	8	1.00
6	Uso de partes estándar	0.07	7	0.49	7	0.49
7	Costo de fabricación	0.07	8	0.56	7	0.49
8	Costo de mantenimiento	0.03	8	0.22	8	0.22
	SUM=	1.00		8.43		5.94

Donde:

Alternativa A: Una bastidor

Alternativa B: Dos bastidores

TIPO DE UNIÓN DE LA ESTRUCTURA

Tabla 4:

Matriz de decisión- Tipo de unión de la estructura

No.	Parámetros de decisión	W.F.	Alt. A		Alt. B	
			R.F.	Puntaje	R.F.	Puntaje
1	Eficiencia	0.21	6	1.25	9	1.88
2	Dimensiones y espacio	0.21	9	1.88	9	1.88
3	Seguridad	0.17	8	1.33	7	1.17
4	Durabilidad	0.13	9	1.13	8	1.00
5	Facilidad de operación	0.13	8	1.00	9	1.13
6	Uso de partes estándar	0.07	5	0.35	7	0.49
7	Costo de fabricación	0.07	9	0.63	6	0.42
8	Costo de mantenimiento	0.03	6	0.17	9	0.25
	SUM=	1.00		7.72		8.19

Donde:

Alternativa A: Unión permanente

Alternativa B: Unión no permanente

SISTEMA DE ABSORCIÓN DE IMPACTO

Tabla 5:

Matriz de decisión- Sistema de absorción de impacto

No.	Parámetros de decisión	W.F.	Alt. A		Alt. B	
			R.F.	Puntaje	R.F.	Puntaje
1	Eficiencia	0.21	9	1.88	7	1.46
2	Dimensiones y espacio	0.21	7	1.46	9	1.88
3	Seguridad	0.17	9	1.50	6	1.00
4	Durabilidad	0.13	9	1.13	6	0.75
5	Facilidad de operación	0.13	9	1.13	7	0.88
6	Uso de partes estándar	0.07	8	0.56	8	0.56
7	Costo de fabricación	0.07	9	0.63	7	0.49
8	Costo de mantenimiento	0.03	8	0.22	7	0.19
	SUM=	1.00		8.49		7.19

Donde:

Alternativa A: Ascenso con contrapeso

Alternativa B: Descenso con motor

SISTEMA DE DESLIZAMIENTO

Tabla 6:

Matriz de decisión- Sistema de deslizamiento

No.	Parámetros de decisión	W.F.	Alt. A		Alt. B	
			R.F.	Puntaje	R.F.	Puntaje
1	Eficiencia	0.21	6	1.25	9	1.88
2	Dimensiones y espacio	0.21	7	1.46	9	1.88
3	Seguridad	0.17	7	1.17	9	1.50
4	Durabilidad	0.13	7	0.88	8	1.00
5	Facilidad de operación	0.13	7	0.88	9	1.13
6	Uso de partes estándar	0.07	6	0.42	9	0.63
7	Costo de fabricación	0.07	6	0.42	9	0.63
8	Costo de mantenimiento	0.03	5	0.14	8	0.22
	SUM=	1.00		6.60		8.85

Donde:

Alternativa A: Mesa

Alternativa B: Carriles

SISTEMA TRANSMISOR DE POTENCIA

Tabla 7:

Matriz de decisión- Sistema transmisor de potencia

No.	Parámetros de decisión	W.F.	Alt. A		Alt. B	
			R.F.	Puntaje	R.F.	Puntaje
1	Eficiencia	0.21	6	1.25	9	1.88
2	Dimensiones y espacio	0.21	8	1.67	8	1.67
3	Seguridad	0.17	6	1.00	9	1.50
4	Durabilidad	0.13	5	0.63	9	1.13
5	Facilidad de operación	0.13	9	1.13	8	1.00
6	Uso de partes estándar	0.07	8	0.56	8	0.56
7	Costo de fabricación	0.07	9	0.63	6	0.42
8	Costo de mantenimiento	0.03	6	0.17	9	0.25
	SUM=	1.00		7.01		8.39

Donde:

Alternativa A: Bandas

Alternativa B: Cadenas a rodillos

UNIDAD DE CONTROL

Tabla 8:

Matriz de decisión- Unidad de control

No.	Parámetros de decisión	W.F.	Alt. A		Alt. B	
			R.F.	Puntaje	R.F.	Puntaje
1	Eficiencia	0.21	7	1.46	9	1.88
2	Dimensiones y espacio	0.21	6	1.25	9	1.88
3	Seguridad	0.17	6	1.00	8	1.33
4	Durabilidad	0.13	9	1.13	6	0.75
5	Facilidad de operación	0.13	5	0.63	9	1.13
6	Uso de partes estándar	0.07	8	0.56	8	0.56
7	Costo de fabricación	0.07	9	0.63	6	0.42
8	Costo de mantenimiento	0.03	9	0.25	6	0.17
	SUM=	1.00		6.89		8.10

Donde:

Alternativa A: Control manual

Alternativa B: Controlador lógico programable (PLC)

2.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Una vez realizado el procedimiento para proceso de toma de decisiones mediante la matriz de preferencia se llegó a la siguiente conclusión:

- **Forma de la estructura:** Un solo bastidor para el sistema de absorción de impacto y para el alineador.
- **Tipo de unión de la estructura:** Unión no permanente, estructura empernada, totalmente desarmable.
- **Sistema de absorción de impacto:** Sistema de ascenso con contrapeso.
- **Sistema de deslizamiento:** Sistema con carriles.
- **Sistema transmisor de potencia:** Piñones y cadenas.
- **Unidad de control:** Controlador lógico programable (PLC).

CAPITULO 3

DISEÑO

3.1 DISEÑO ESTRUCTURAL

Las estructuras a continuación mencionadas son simuladas usando el preprocesador y postprocesador del software GiD-Xplore.

GiD es un sistema de Diseño asistido por computador que nos permite realizar varias formas y superficies de manera muy fácil ya que cuenta con una amplia gama de herramientas. A las estructuras realizadas en Gid se les puede asignar materiales, cargas, restricciones, entre muchas cosas más, con la finalidad de realizar una simulación. Gid nos permite generar mallas para el análisis de manera rápida y eficiente ya sea en superficies o volúmenes. Posteriormente el postprocesador nos permite ver todos los resultados de fuerzas, deformaciones, esfuerzos entre muchos más.

Xplore es un software desarrollado y patentado por el Doctor Sergio Gallegos Caza profesor del Instituto tecnológico y de estudios Superiores de Monterrey- México. Este software es el tipo de problema que utiliza GiD para hacer posible postproceso.

3.1.1 ESTACIÓN DE ABSORCIÓN DE IMPACTO

Dado que en el análisis y selección de alternativas se vio que lo que más conviene es una estructura con un solo bastidor para el sistema de absorción de impacto y el alineador se procede a analizar el siguiente modelo realizado en el software SolidWorks.

MODELO

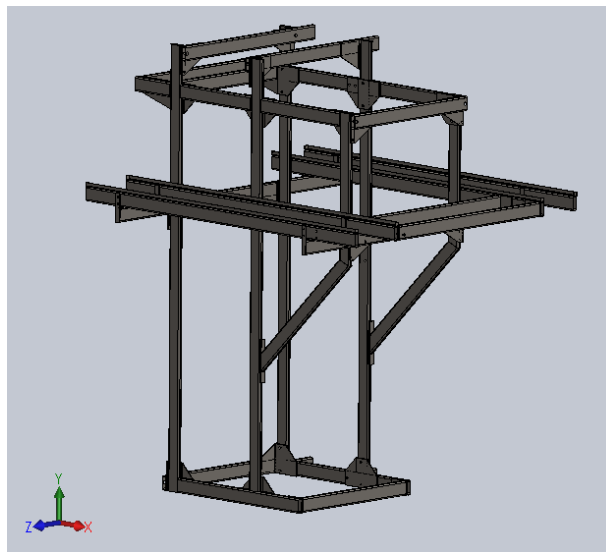


Ilustración 31: Modelo de la estructura

Fuente: (SolidWorks, 2013)

DATOS

El material utilizado en la estructura es Tubo estructural rectangular de 150 x 50 x 3 mm, el cual cuenta con las siguientes especificaciones de fabricante:

Tabla 9:

Datos – Tubo estructural rectangular 150 x 50 x 3mm

Parámetro	Dimensión
Área sección transversal	1141mm ²
I _{yy}	525400 mm ⁴
I _{zz}	2983500 mm ⁴

Tomando en cuenta la disposición del tubo:

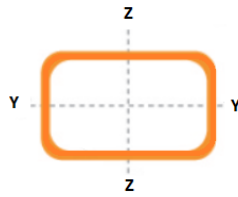


Ilustración 32: Disposición del tubo rectangular

Además para los cálculos se requiere la constante de torsión, la cual se calcula con la siguiente formula: (Gere, Mecánica de Materiales , 2003)

$$J_{ZZ} := \frac{2 \cdot b^2 \cdot h^2 \cdot t_1 \cdot t_2}{b \cdot t_1 + h \cdot t_2}$$

Datos:

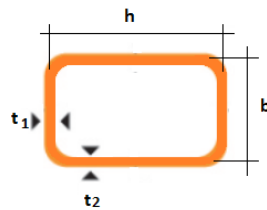


Ilustración 33: Cotas – Tubo rectangular

$$b := 47 \text{ mm}$$

$$h := 147 \text{ mm}$$

$$t_1 := 3 \text{ mm}$$

$$t_2 := 3 \text{ mm}$$

$$J_{ZZ} = 1.476 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Tabla 10:

Propiedades del acero ASTM A 36

Esfuerzo de cedencia	250 MPa	250 N/mm ²
Resistencia a la tensión	400 MPa	400 N/mm ²
Módulo de elasticidad	200 GPa	200e3 N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.26	0.26
Densidad	7.87 g/cm ³	7.87e-6 Kg/mm ³
Gravedad	9.81 m/s ²	9810 mm/s ²

Se define la posición de los puntos 1 a 4 del tubo, para obtener el esfuerzo en cada uno.

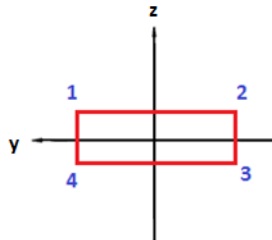


Ilustración 34: Posición de los puntos- Tubo rectangular

Stress P1= -75; 25

Stress P2= 75; 25

Stress P3= 75; -25

Stress P4= -75; -25

Peso de los elementos montados en el sistema

Para la estructura se considera carga muerta a todos los elementos que son permanente parte de la estructura, a los cuales se les da un factor de carga de 1.2. Y se considera en este caso a las personas como carga viva dado que no se encuentran permanentemente sobre la estructura, a los cuales se les da un factor de carga de 1.6

Tabla 11:

Peso de los elementos

No.	Descripción	Masa [Kg]	Factor de carga	Total [Kg]
1	Tubo Estructural	9.17 Kg/m	1.2	11 Kg/m
2	Alineador	222	1.2	266.4
3	Piñón 36 Dientes	10.60	1.2	12.7
4	Piñón 35 Dientes	9.30	1.2	11.2
5	Piñón 24 Dientes	5.50	1.2	6.6
6	Piñón 20 Dientes	3.60	1.2	4.3
7	Cadena	2.50 Kg/m	1.2	3 Kg/m
8	Eje AISI 4340	16.4	1.2	19.7
9	Rodillo estándar	25	1.2	30
10	Rodillo motriz	49.5	1.2	59.4
11	Motorreductor	30	1.2	36
12	Operario	80	1.6	128

Tabla 12:

Peso en el bastidor de los piñones

No.	Descripción	Cantidad	Peso unitario [Kg]	Peso total [Kg]
1	Piñón 36 Dientes	6	12.7	76.2
2	Piñón 35 Dientes	2	11.2	22.4
3	Cadena	24 m	3 Kg/m	72
4	Eje AISI 4340	2	19.7	39.4
5	Rodillo estándar	2	30	60
			TOTAL	270

Los **270Kg** se dividen para los dos tubos estructurales, por lo que a cada tubo le corresponde una carga de 135 Kg. Además a este peso que le corresponde a cada parte se le debe sumar el peso del mismo tubo (0.11 N/mm) dándonos así la carga total.

Tabla 13:

Detalle - Peso en el bastidor de los piñones

Parte	Longitud [mm]	Carga de Elementos	Justificación	Fuerza Total
Tubo anterior	1870	$135+(3*25)=210$ kg =2060 N	Se le Carga el peso de los tres rodillos ubicados en la columna.	$(2060/1870)+0.11$ =1.21 N/mm
Tubo posterior	1870	$135+25=160$ kg =1570 N	Se le carga el peso de un rodillo ubicado en la columna.	$(1570/1870)+0.11$ =0.95 N/mm

Tabla 14:

Peso en el bastidor del rodillo motriz

No.	Descripción	Cantidad	Peso unitario [Kg]	Peso total [Kg]
1	Rodillo estándar	3	30	90
2	Rodillo Motriz	1	59.4	59.4
3	Piñón 20 Dientes	1	4.3	4.3
TOTAL				153.7

Los **153.7 Kg** se dividen para los dos tubos estructurales, por lo que a cada tubo le corresponde una carga de 77 Kg. Además a este peso que le corresponde a cada parte se le debe sumar el peso del mismo tubo (0.11 N/mm) dándonos así la carga total.

Tabla 15:

Detalle - Peso en el bastidor del rodillo motriz

Parte	Longitud [mm]	Carga de Elementos	Justificación	Fuerza Total
Tubo lateral Izquierdo y Derecho	1000	77 kg+25Kg =102 Kg =1000 N	Se le Carga el peso de un rodillo ubicado en el inferior del tubo	$(1000/1000)+0.11 = 1.11$ N/mm

Tabla 16:

Peso en el bastidor del alineador

No.	Descripción	Cantidad	Peso unitario [Kg]	Peso total [Kg]
1	Alineador	1	266.4	266.4
			TOTAL	266.4

Los **266.4 Kg** se dividen para los dos tubos estructurales, por lo que a cada tubo le corresponde una carga de 133.2 Kg. Además a este peso que le corresponde a cada parte se le debe sumar el peso del mismo tubo (0.11 N/mm) dándonos así la carga total.

Tabla 17:

Detalle- Peso en el bastidor del alineador

Parte	Longitud [mm]	Carga de Elementos	Justificación	Fuerza Total
Tubo lateral Izquierdo y Derecho	1117	133.2 kg = 1307 N	-----	$(1307/1117)+0.11 = 1.28$ N/mm
Tubo anterior	1620	30 kg = 294 N	Se le carga el peso de un rodillo ubicado en la columna	$(294/1620)+0.11 = 0.29$ N/mm

Tabla 18:

Peso en el bastidor del motor

No.	Descripción	Cantidad	Peso unitario [Kg]	Peso total [Kg]
1	Motorreductor	1	36	36
2	Piñón 24 Dientes	1	6.6	6.6
TOTAL				42.6

Los **42.6 Kg** se coloca en un solo tubo estructural dado que por las dimensiones del mismo no se puede apoyar en más tubos. Además a este peso que le corresponde se le debe sumar el peso del mismo tubo (0.11 N/mm) dándonos así la carga total.

Tabla 19:

Detalle - Peso en el bastidor del motor

Parte	Longitud [mm]	Carga de Elementos	Justificación	Fuerza Total
Tubo lateral derecho	500	46 kg =451 N	-----	$(451/500)+0.11 = 1 \text{ N/mm}$

Tabla 20:

Peso en los andenes

No.	Descripción	Cantidad	Peso unitario [Kg]	Peso total [Kg]
1	Operario	1	128	128
TOTAL				128

Los **128 Kg** corresponden a una persona que eventualmente circula por el andén con el propósito de supervisar el proceso. El peso se distribuye a lo largo de todo el andén. Además a este peso que le corresponde se le debe sumar el peso del mismo tubo (0.11 N/mm) dándonos así la carga total.

Tabla 21:

Detalle - Peso en los andenes

Parte	Longitud [mm]	Carga	Justificación	Fuerza Total
Tubos Anden	19360	128 kg =1255 N	-----	$(1255/19360)+0.11 = 0.17 \text{ N/mm}$

SIMULACIÓN

Dada la forma de la estructura se obtiene los nodos de conexión.

Tabla 22:

Nodos de la estructura

NODO	X	Y	Z
1	0	0	0
2	0	0	2835
3	0	0	4050
4	0	0	4450
5	-550	0	4050
6	-100	0	4050
7	0	1570	0
8	0	1570	2835
9	0	1570	4050
10	0	1570	4450
11	-100	1570	4050
12	-550	1570	4050
13	1150	0	0
14	1150	0	4050
15	1150	0	4450
16	1150	1570	0
17	1150	1570	4050
18	1150	1570	4450
19	1785	0	0

Continúa

20	1785	1570	0
21	2417	0	2560
22	2417	1570	2560
23	2417	0	4050
24	2417	1570	4050
25	2417	1570	2835
26	2417	0	2835
27	-455	-675	2835
28	-455	-125	2835
29	0	-675	2835
30	0	-125	2835
31	2417	-675	2835
32	3227	-675	2835
33	2417	-125	2835
34	2677	-125	2835
35	3227	-125	2835
36	3227	2020	2835
37	2677	2020	2835
38	2417	2020	2835
39	3227	2485	2835
40	2417	2485	2835
41	0	2485	2835
42	-455	2485	2835
43	-455	2020	2835
44	0	2020	2835
45	0	1820	0
46	1150	1820	0
47	0	1820	4450
48	1150	1820	4450
49	1150	0	1425
50	1150	1570	1425

Se grafican los nodos y se trazan las líneas

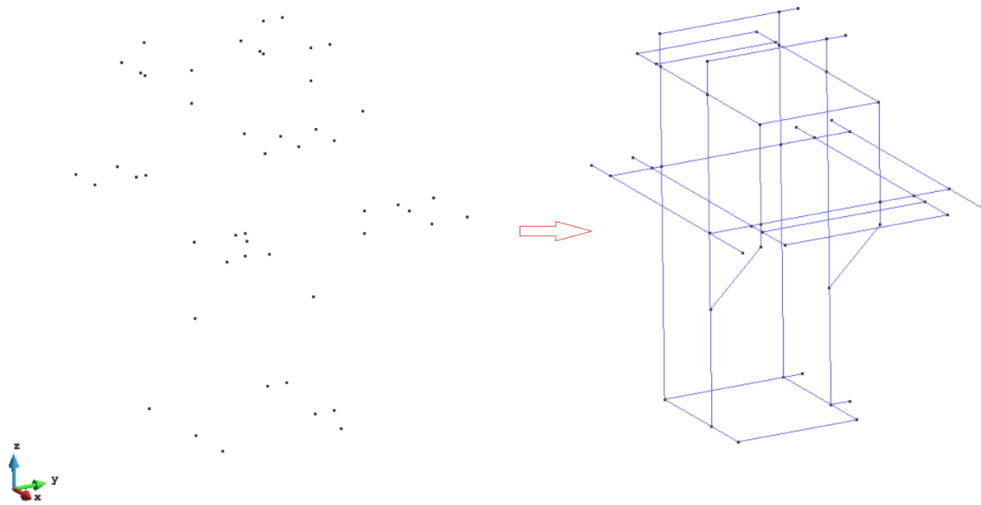


Ilustración 35: Nodos de la estructura

Fuente: (GiD, 2014)

La estructura va anclada al piso y a la maquina anterior, que es el acumulador de producto terminado, por lo que en el programa se restringe el movimiento en los ejes X, Y, Z para los nodos mostrados en color verde a continuación.

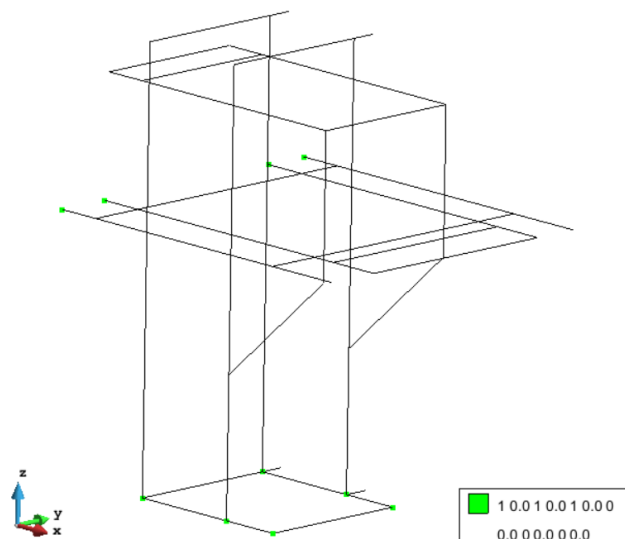


Ilustración 36: Puntos de anclaje de la estructura

Fuente: (GiD, 2014)

Se aplican las fuerzas calculadas a cada parte de la estructura, además el peso de la misma.

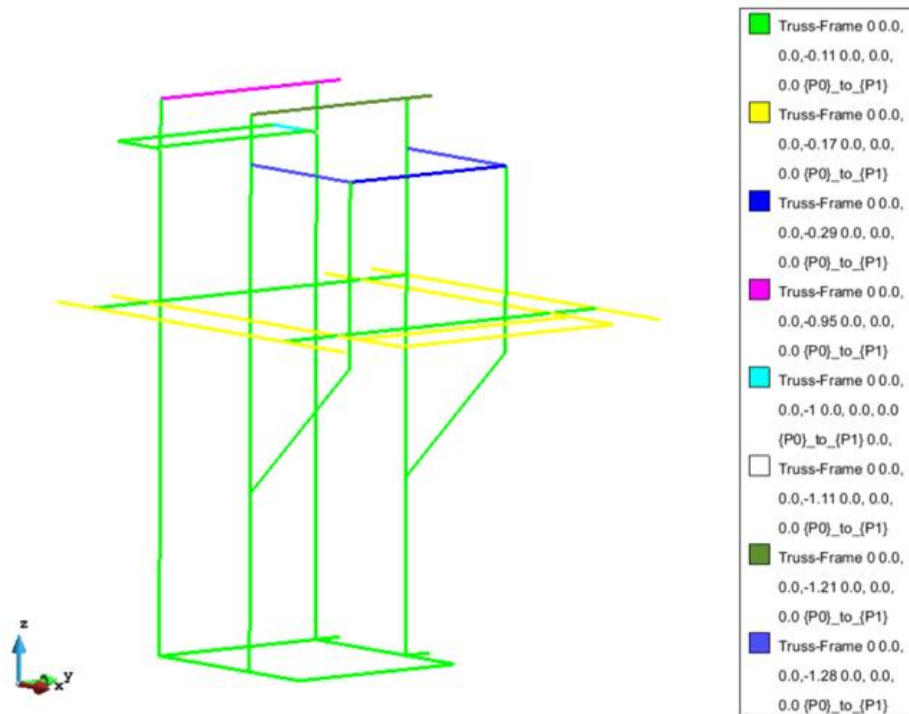


Ilustración 37: Aplicación de cargas en la estructura

Fuente: (GiD, 2014)

Generadas las líneas se asignó los parámetros y propiedades del material, además se definió los ejes locales con la finalidad de lograr la disposición correcta de los tubos.

RESULTADOS

- **Deformación**

Los valores mostrados de desplazamiento están en milímetros, y para poder apreciar la deformación se aplicó un factor de escala de 200 a la gráfica.

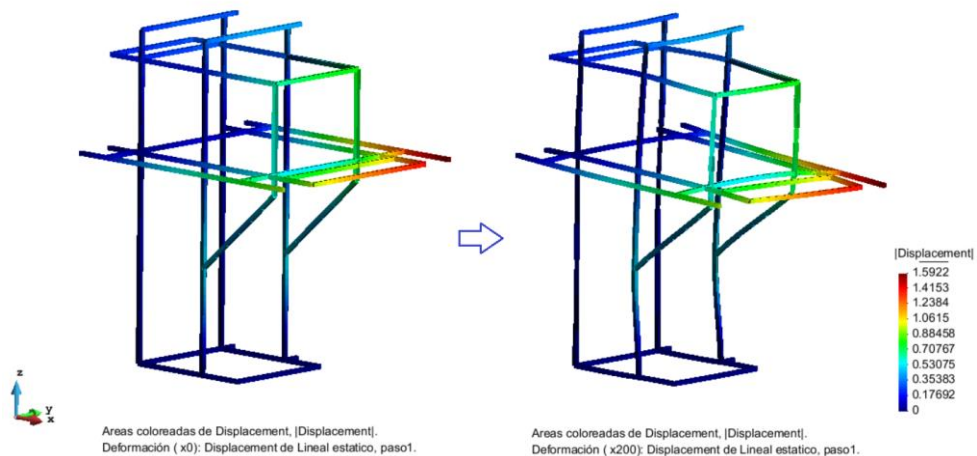


Ilustración 38: Deformación de la estructura

Fuente: (GiD, 2014)

- **Desplazamiento**

Los valores mostrados de desplazamiento están en milímetros, y para poder apreciar la deformación se aplicó un factor de escala de 125 a la gráfica.

Eje X



Ilustración 39: Desplazamiento Estructura - Eje X

Fuente: (GiD, 2014)

Eje Y

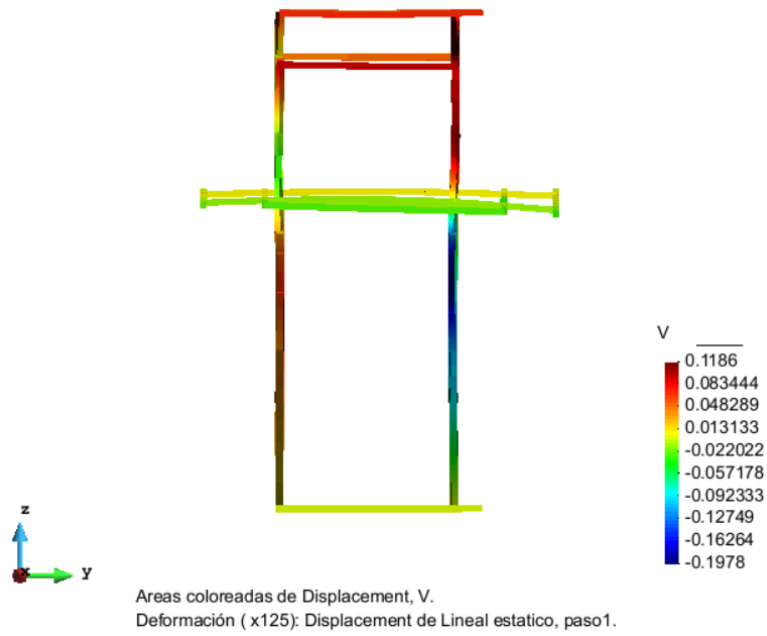


Ilustración 40: Desplazamiento Estructura –Eje Y

Fuente: (GiD, 2014)

Eje Z

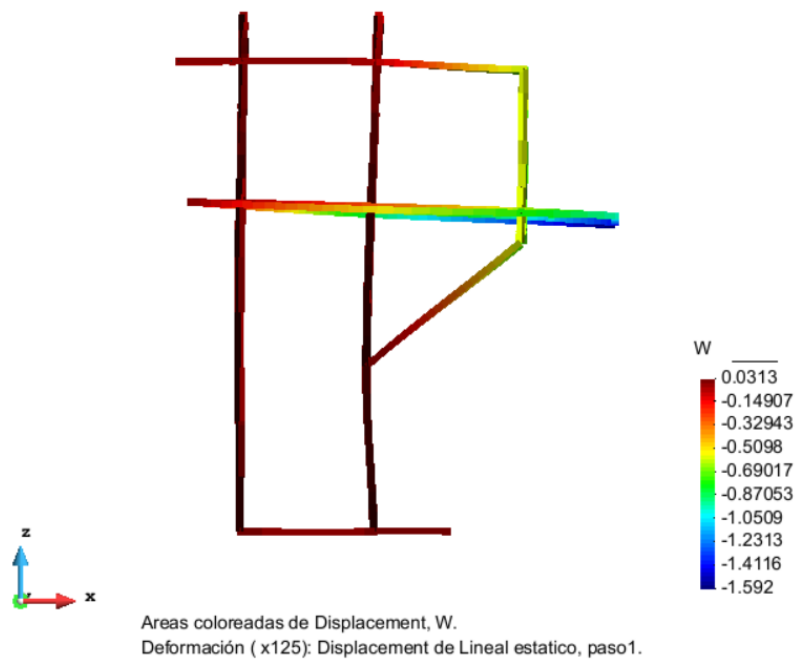


Ilustración 41: Desplazamiento Estructura – Eje Z

Fuente: (GiD, 2014)

Tabla 23:

Resumen de desplazamiento

Desplazamiento	Valor máximo [mm]
Eje X	0.513
Eje Y	0.198
Eje Z	1.59

- **Fuerza Axial**

Los valores mostrados de fuerza están en Newtons.

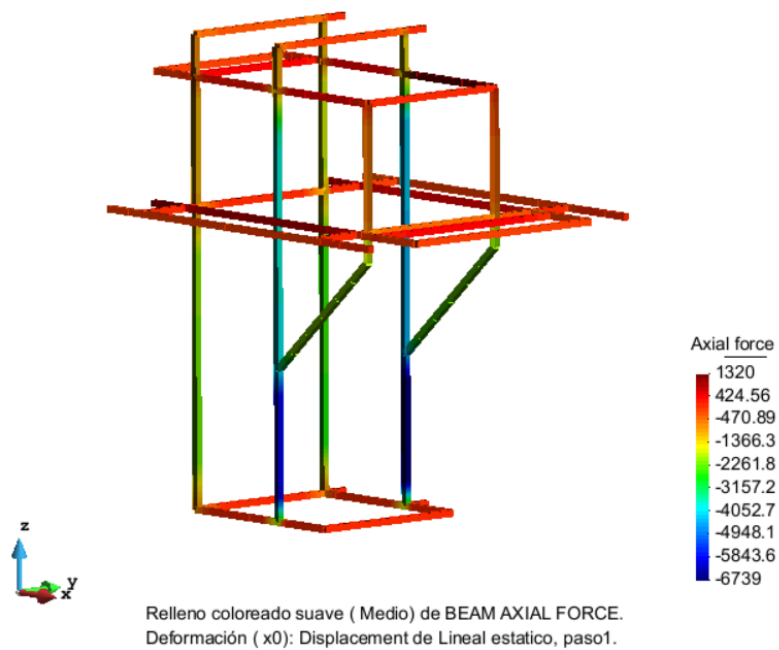


Ilustración 42: Fuerza axial – Estructura

Fuente: (GiD, 2014)

Tabla 24:

Fuerza Axial

Fuerza Axial	Valor máximo [N]
	6739

- **Esfuerzo**

Los valores mostrados de esfuerzo están en N/mm².

Stress P1



Ilustración 43: Esfuerzo pto.1 – Estructura

Fuente: (GiD, 2014)

Stress P2

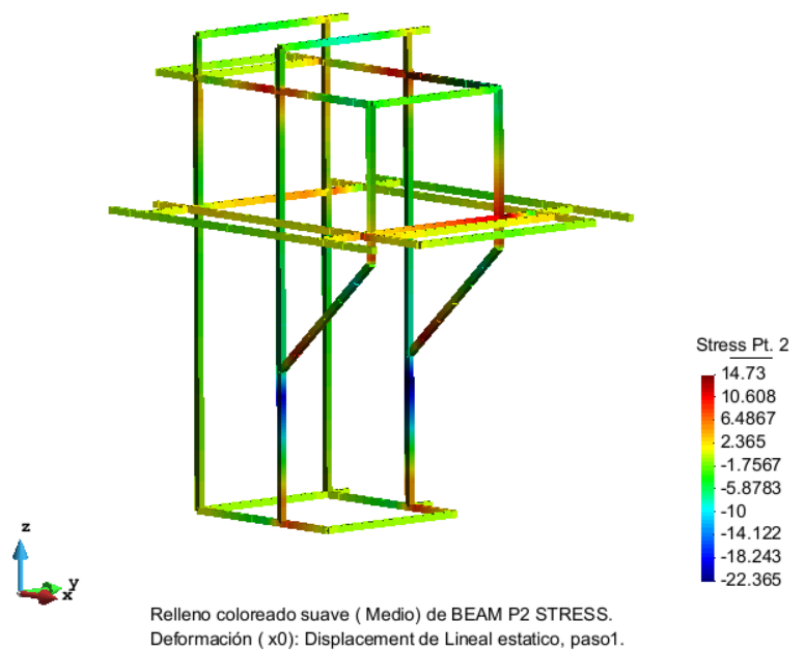


Ilustración 44: Esfuerzo pto.2 – Estructura

Fuente: (GiD, 2014)

Stress P3

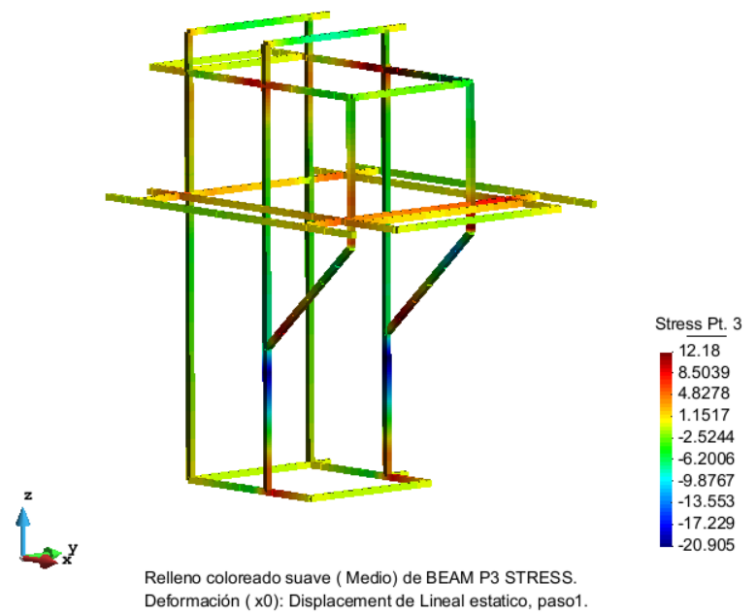


Ilustración 45: Esfuerzo pto.3 – Estructura

Fuente: (GiD, 2014)

Stress P4

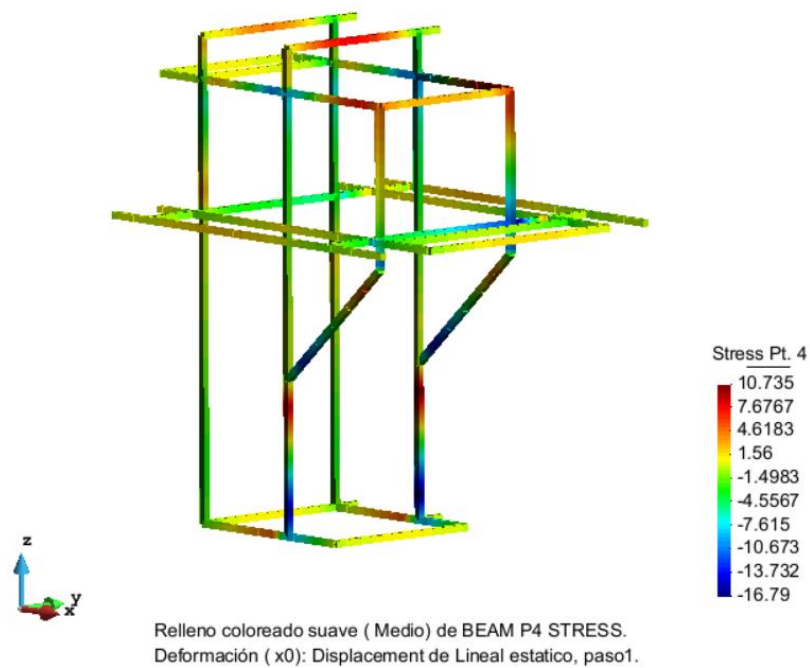


Ilustración 46: Esfuerzo pto.4 – Estructura

Fuente: (GiD, 2014)

Tabla 25:

Resumen de Esfuerzos

Esfuerzo	Valor máximo [N/mm]
Stress P1	16.16
Stress P2	22.36
Stress P3	20.91
Stress P4	16.79

ANALISIS

De los resultados obtenidos se analizan las partes más críticas, verificando que cumplan con los criterios correspondientes.

Caso crítico 1

El mayor desplazamiento en el eje X se la en las dos columnas frontales como se ve:

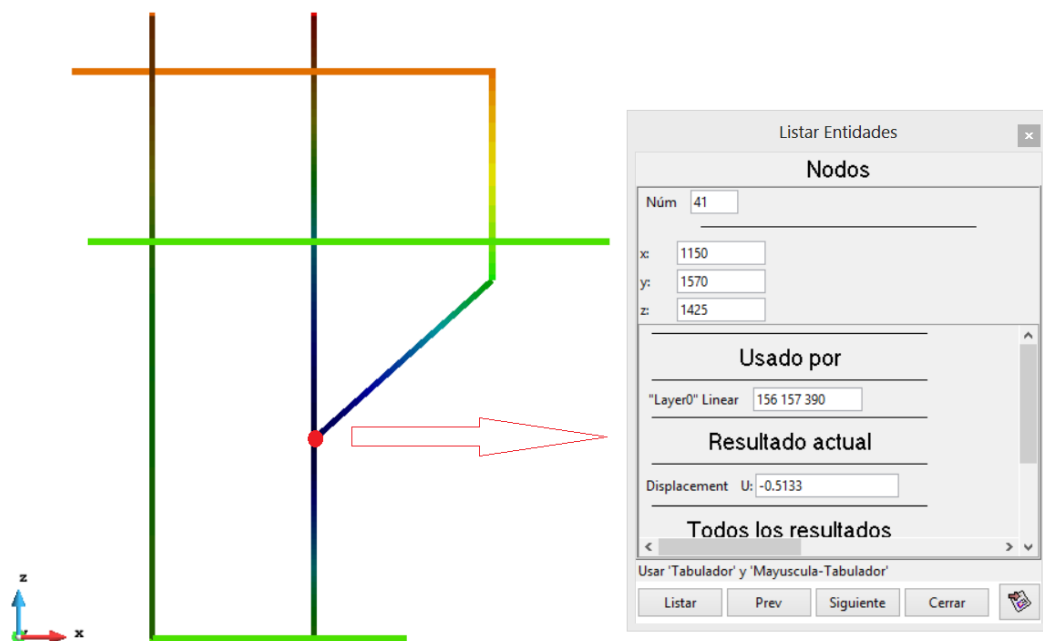


Ilustración 47: Resultado caso crítico 1

Fuente: (GiD, 2014)

Para lo cual se verifica que cumpla con el criterio de máxima deflexión en columnas $L/500$ (AISC, 2004)

$$\delta_{cl} = \frac{4050}{500} = 8.1 \text{ mm}$$

Conclusión: Es desplazamiento calculado es mayor a los 0.5133 mm encontrados en la simulación por lo que se considera una desplazamiento aceptable.

Caso critico 2

El mayor desplazamiento en el eje Z se da en el andén lateral derecho, entonces se analiza el esfuerzo en el tubo lateral derecho con la finalidad de asegurar que los esfuerzos reales en éste no excedan los esfuerzos permisibles del material.

Para determinar el mayor esfuerzo y su ubicación se requiere determinar los momentos flexionantes. Utilizando el software MDSolid 3.5 obtenemos:

Simulación

Aplicamos la carga distribuida (W_1) de 0.17 N/mm.

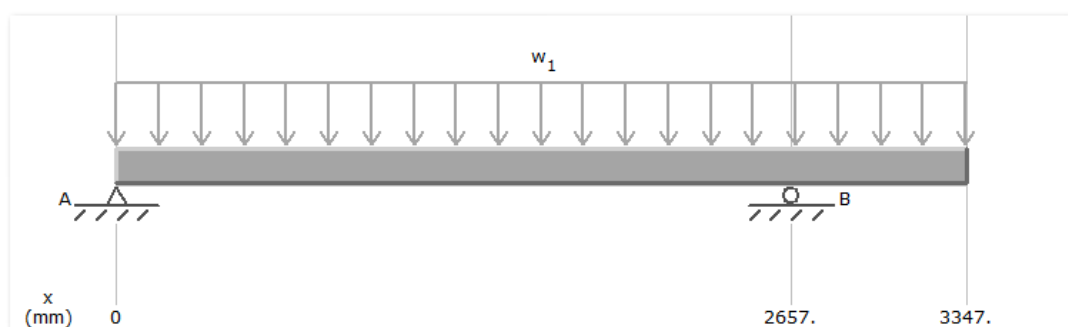


Ilustración 48: Aplicación de carga- Caso critico 2

Fuente: (MDSolid, 2009)

Reacciones

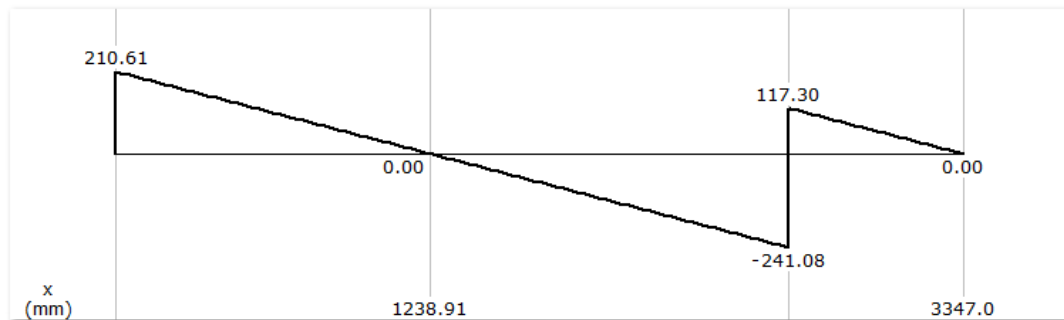


Ilustración 49: Reacciones- Caso critico 2

Fuente: (MDSolid, 2009)

Momentos

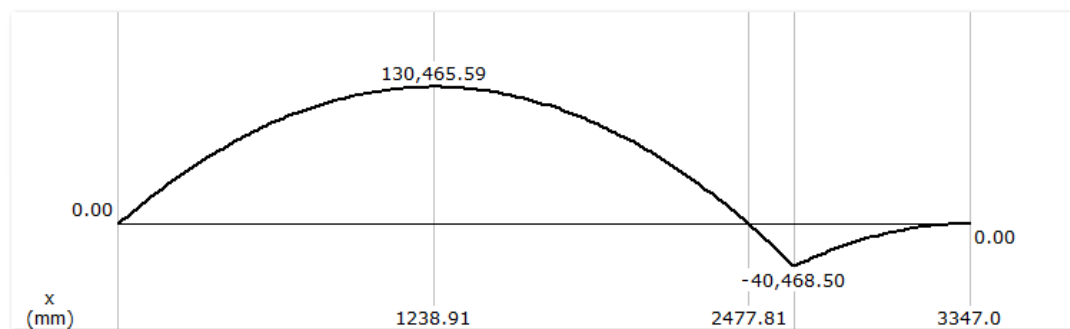


Ilustración 50: Momentos- Caso critico 2

Fuente: (MDSolid, 2009)

Se puede ver que el mayor momento (130465.59 N.mm) se da a 1239 mm del primer apoyo por lo que en el mismo lugar se encontrara localizado el mayor esfuerzo.

El esfuerzo real en ese punto es 2.63 N/mm² como se ve:

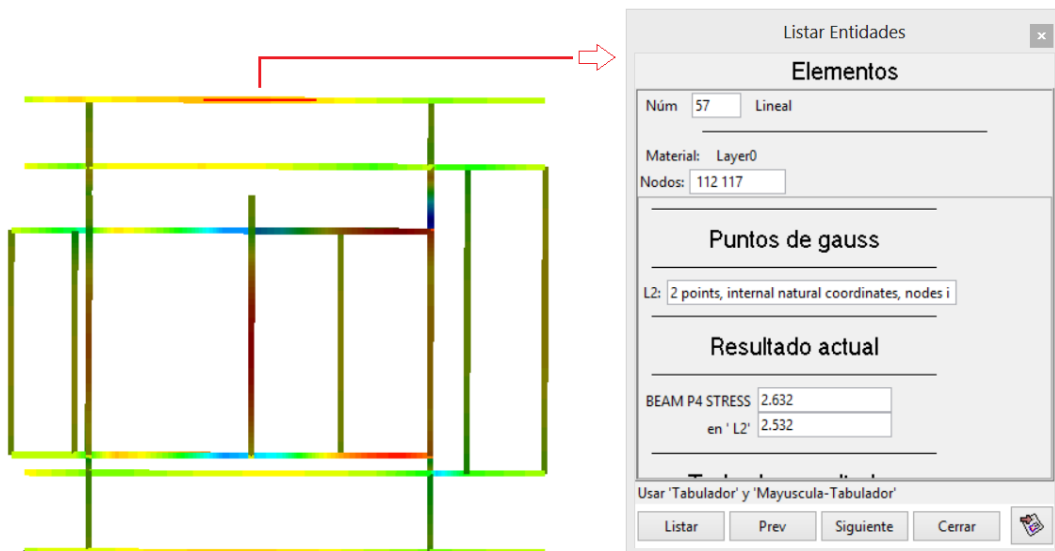
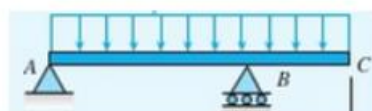


Ilustración 51: Resultados – Caso crítico 2

Fuente: (GiD, 2014)

Se calcula el esfuerzo máximo aplicando la fórmula de una viga con dos apoyos simples y un voladizo que soporta una carga uniforme. (Gere, Mecánica de Materiales , 2003) .



$$\sigma_{\max 1} := \frac{M_{\max 0}}{S_1}$$

Ilustración 52: Esquema- Viga con dos apoyos simples un voladizo

Fuente: (Gere, Mecánica de Materiales , 2003)

Donde:

$$M_{\max 0} := 130465.5 \quad \text{N}\cdot\text{mm}$$

$$S_1 := 39780 \quad \text{mm}^3$$

Entonces el esfuerzo máximo para este caso de viga es:

$$\sigma_{\max 1} = 3.28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Conclusión: Es esfuerzo calculado es mayor a los 2.63 N/mm² encontrados en la simulación, por lo que se considera un esfuerzo aceptable.

Caso crítico 3

La mayor fuerza axial se da en las columnas frontales de la estructura.

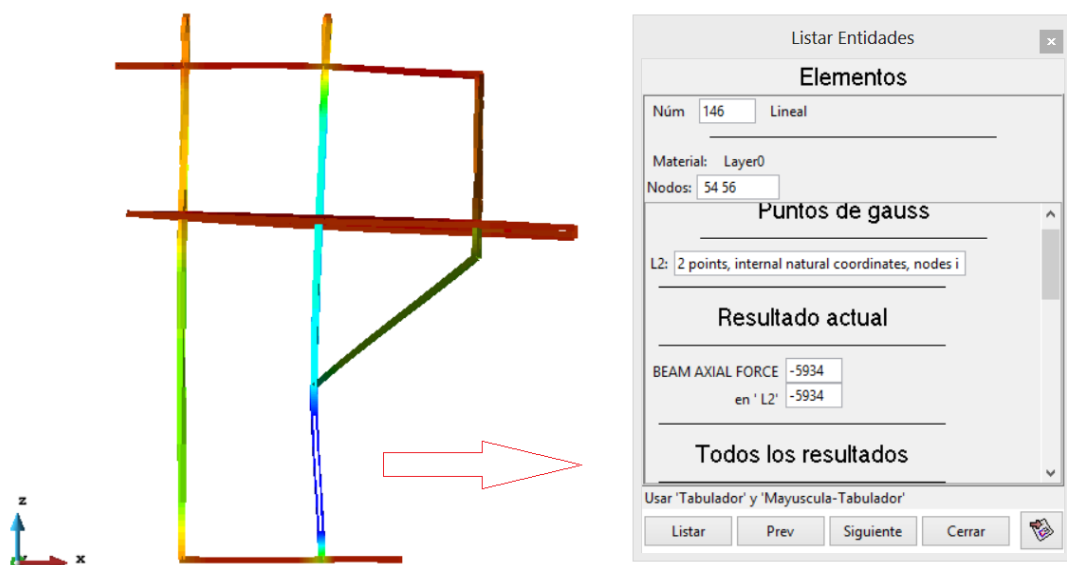


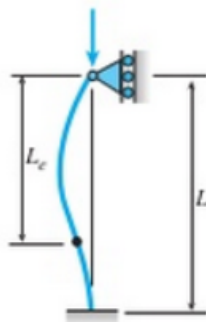
Ilustración 53: Resultados – Caso crítico 3

Fuente: (GiD, 2014)

Por lo cual se aplica la fórmula para calcular la carga crítica correspondiente al caso columna empotrada –articulada. (Gere, Mecánica de Materiales , 2003).

$$P_{cr} := \frac{2.046 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_{ZZ}}{L_2^2}$$

Donde:



$$E := 200 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$$

$$I_{ZZ} := 2983500 \text{ mm}^4$$

$$L_2 := 4050$$

Ilustración 54: Carga crítica en columna empotrada - articulada.

Fuente: (Gere, Mecánica de Materiales , 2003)

Entonces la Carga crítica permitida para en cada columna es de:

$$P_{cr} = 7.346 \times 10^5 \text{ N}$$

Conclusión: La carga crítica calculada es mayor a los 5934 N. encontrados en la simulación por lo que se considera una fuerza axial aceptable.

Caso crítico 4

El mayor esfuerzo en vigas simplemente apoyadas se da en el bastidor de los piñones como se ve:

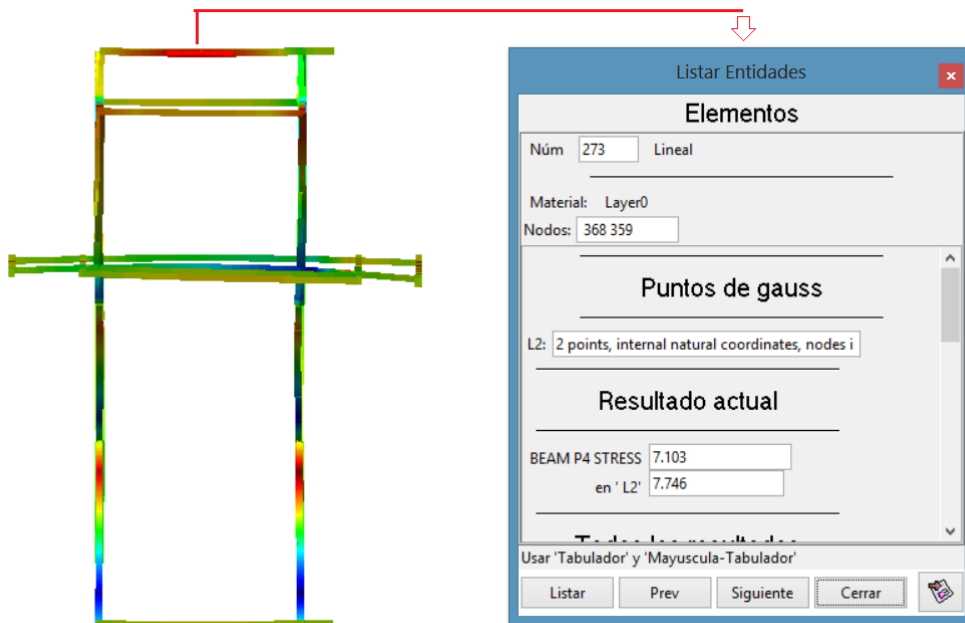


Ilustración 55: Resultados – Caso crítico 4
Fuente: (GiD, 2014)

Por lo cual aplicamos la fórmula para calcular el esfuerzo permisible en vigas simplemente apoyadas. (Gere, Mecánica de Materiales , 2003). Página 336.

$$M_{\max} := \frac{q_2 \cdot L_3^2}{8}$$

$$\sigma_{\text{perm}} := \frac{M_{\max}}{S_1}$$

Donde:

$$q_2 := 1.21 \quad \text{N/mm}$$

$$L_3 := 1570 \quad \text{mm}$$

$$S_1 := 39780 \quad \text{mm}^3$$

Entonces el esfuerzo permitido para el bastidor de los piñones es:

$$\sigma_{perm} = 9.372 \frac{N}{mm^2}$$

Conclusión: El esfuerzo permitido calculado es mayor a los 7.103 N/mm² encontrados en la simulación por lo que se considera un esfuerzo aceptable.

Caso crítico 5

El mayor esfuerzo de la estructura se da en las columnas frontales como se ve:

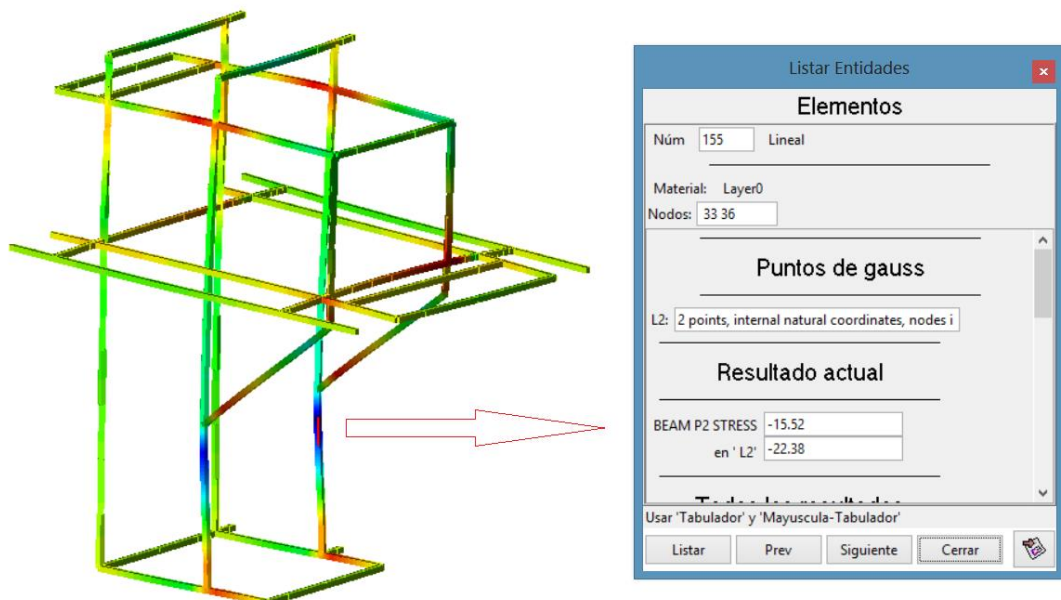


Ilustración 56: Resultados – Caso crítico 5

Fuente: (GiD, 2014)

Por lo cual se aplica la fórmula para calcular el esfuerzo permisible en columnas. (Gere, Mecánica de Materiales , 2003).

$$\sigma_{cr} := \frac{P_{cr}}{A_{sec}}$$

Donde:

$$P_{cr} := 7.346 \cdot 10^5 \quad \text{N}$$

$$A_{sec} := 1141 \quad \text{mm}^2$$

Entonces el esfuerzo permitido para cada columna es:

$$\sigma_{cr} = 643.821 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Conclusión: El esfuerzo permisible calculado es mayor a los 15.52 N/mm² encontrados en la simulación por lo que se considera un esfuerzo aceptable.

FACTOR DE SEGURIDAD

Se calcula el factor de seguridad de toda la estructura dividiendo el esfuerzo de cedencia del material para el esfuerzo máximo encontrado en la simulación.

$$FS := \frac{\sigma_{ced}}{\sigma_{max}}$$

$$FS = 11.181$$

Donde:

$$\sigma_{ced} := 250 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{max} := 22.36 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Conclusión: El máximo valor de esfuerzo que ocurre en la estructura es menor al esfuerzo de cedencia del material por lo que éste no se va a deformar plásticamente.

Lo cual nos da como resultado un factor de seguridad alto el cual es necesario:

- Para asegurar la integridad de los operarios.
- Para asegurar que no falle la estructura al ponerle todos los accesorios.
- Por que muchas veces los operadores incumplen las recomendaciones y cargan a la estructura con materiales y herramientas excesivamente pesadas, además de que exceden en el número de operarios permitidos sobre la estructura.
- Por que se desconoce el trato de la materia prima previo a la recepción.
- Por que se pueden haber dado malas prácticas de soldadura.
- La zona en donde la estación está ubicada es propensa a sismos.
- Por que debajo de la estructura se encuentra ubicado un equipo muy costoso.
- Por que muchas veces no se realiza el mantenimiento adecuado.

3.1.2 REJAS DE SEGURIDAD

La estructura cuenta con cuatro tipos de rejillas las cuales tienen el mismo modelo pero diferentes dimensiones, los cuatro tipos de modelos son:

1. Inferior lateral Izquierda
2. Inferior lateral Derecha
3. Superior lateral Izquierda
4. Superior lateral Derecha

En los modelos superiores se tiene que uno es más largo que el otro, pero se analiza los largos ya que son los más propensos a fallar. Se analiza los modelos que se muestran a continuación.

MODELOS

Los modelos se los realizo en el software SolidWorks.

Modelo 1: Reja Inferior lateral Izquierda

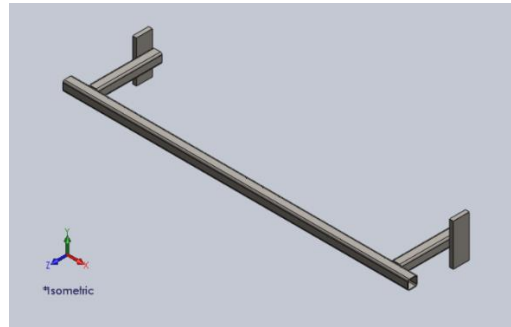


Ilustración 57: Reja de seguridad – Modelo 1

Fuente: (SolidWorks, 2013)

Modelo 2: Reja Inferior lateral Derecha

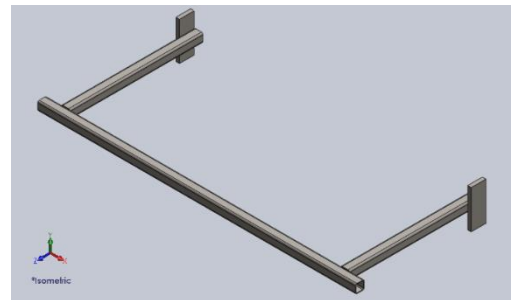


Ilustración 58: Reja de seguridad – Modelo 2

Fuente: (SolidWorks, 2013)

Modelo 3: Reja Superior lateral Izquierda

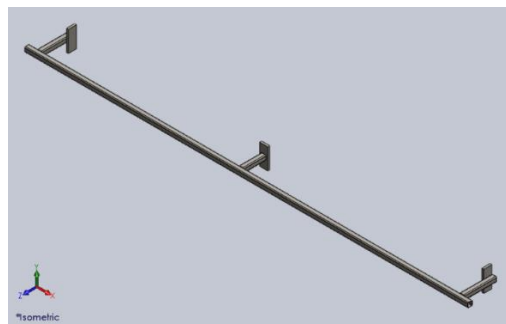


Ilustración 59: Reja de seguridad – Modelo 3

Fuente: (SolidWorks, 2013)

Modelo 4: Reja Superior lateral Derecha

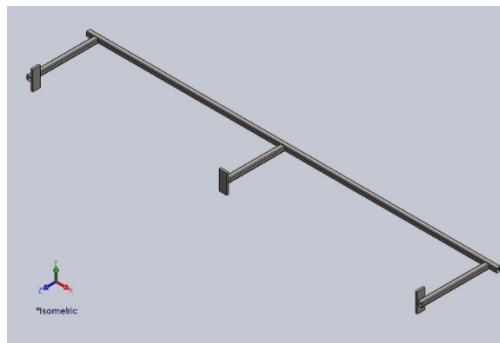


Ilustración 60: Reja de seguridad – Modelo 4
Fuente: (SolidWorks, 2013)

DATOS

El material utilizado en las rejas es Tubo estructural cuadrado de 30 x 2 mm, el cual cuenta con las siguientes especificaciones de fabricante:

Tabla 26:

Datos - Tubo estructural cuadrado 30 x 2 mm

Parámetro	Dimensión
Área sección transversal	214 mm ²
I _{yy}	27100 mm ⁴
I _{zz}	27100 mm ⁴

Además para los cálculos se requiere la constante de torsión, la cual calculamos con la siguiente formula: (Gere, Mecánica de Materiales , 2003)

$$J_{zz1} := b_1^3 t_3$$

Datos:

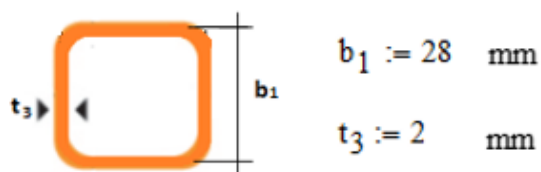


Ilustración 61: Cotas – Tubo cuadrado

$$J_{zz1} = 4.39 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

Se define la posición de los puntos 1 a 4, para obtener el esfuerzo en cada uno.

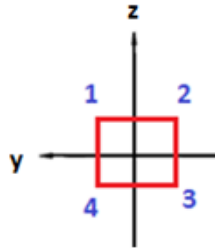


Ilustración 62: Posición de los puntos – Tubo cuadrado

Stress P1= -15; 15

Stress P2= 15; 15

Stress P3= 15; -15

Stress P4= -15; -15

Peso en las rejas

En las rejas se considera carga muerta al peso del material al cual se le da un factor de carga de 1.2. Y se considera en este caso al operario como carga viva dado que no se encuentran permanentemente apoyado en las rejas, al cual se le da un factor de carga de 1.6.

Tabla 27:

Peso en las rejas

No.	Descripción	Masa [Kg]	Factor de carga	Total [Kg]
1	Tubo Estructural	1.78 Kg/m	1.2	2.14 Kg/m
2	Operario	80	1.6	128

Los **128 Kg** del peso de un operario se distribuyen a lo largo de cada reja considerando que el peso es la fuerza de apoyo. Además a este peso que le corresponde a cada parte se le debe sumar el peso del mismo tubo (0.02 N/mm) dándonos así la carga total.

Tabla 28: Detalle - Peso en las rejjas

Modelo	Longitud [mm]	Carga del Operario	Fuerza Total
1	1076	128 kg =1256 N	$(1256/1076)+0.02$ =1.19 N/mm
2	1076	128 kg =1256 N	$(1256/1076)+0.02$ =1.19 N/mm
3	2751	128 kg =1256 N	$(1256/2751)+0.02$ =0.48 N/mm
4	2751	128 kg =1256 N	$(1256/2751)+0.02$ =0.48 N/mm

SIMULACIÓN

Dada la forma de la estructura se obtiene los nodos de conexión para cada modelo:

Tabla 29:

Nodos de la reja – Modelo 1

NODO	X	Y	Z
1	-65	0	0
2	0	0	0
3	0	0	-215
4	946	0	0
5	946	0	-215
6	1011	0	0

Tabla 30:

Nodos de la reja – Modelo 2

NODO	X	Y	Z
1	-65	0	0
2	0	0	0
3	0	0	-465
4	946	0	0
5	946	0	-465
6	1011	0	0

Tabla 31:

Nodos de la reja – Modelo 3

NODO	X	Y	Z
1	-65	0	0
2	0	0	0
3	0	0	-215
4	1252	0	0
5	1252	0	-153
6	2621	0	0
7	2621	0	-215
8	2686	0	0

Tabla 32:

Nodos de la reja – Modelo 4

NODO	X	Y	Z
1	-65	0	0
2	0	0	0
3	0	0	-465
4	1252	0	0
5	1252	0	-403
6	2621	0	0
7	2621	0	-465
8	2686	0	0

A continuación se muestra los pasos solo para el modelo 1 ya que para los cuatro modelos se realiza un procedimiento similar

Se grafican los nodos y se trazan las líneas

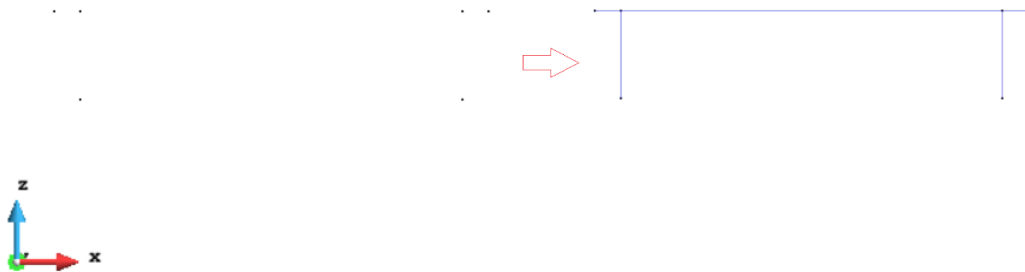


Ilustración 63: Nodos de la reja de seguridad

Fuente: (GiD, 2014)

Las rejas van empernadas a la estructura, por lo que en el programa se restringe el movimiento en los ejes X, Y, Z para los nodos mostrados en color verde a continuación:



Ilustración 64: Puntos de anclaje de la reja de seguridad

Fuente: (GiD, 2014)

Se aplican el peso del operario asumiendo que se apoya en las rejas con todo su peso, además el peso de la de la estructura.

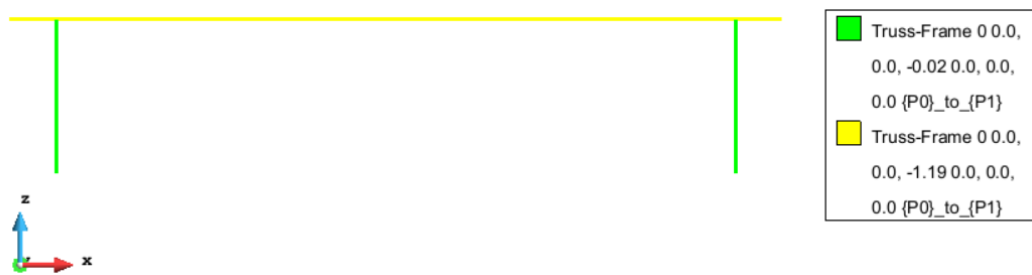


Ilustración 65: Aplicación de cargas a la reja de seguridad

Fuente: (GiD, 2014)

Generadas las líneas se asignó los parámetros y propiedades del material.

RESULTADOS

- **Deformación**

Los valores mostrados de desplazamiento están en milímetros, y para poder apreciar la deformación se aplicó un factor de escala de 50 a la gráfica.

Modelo 1

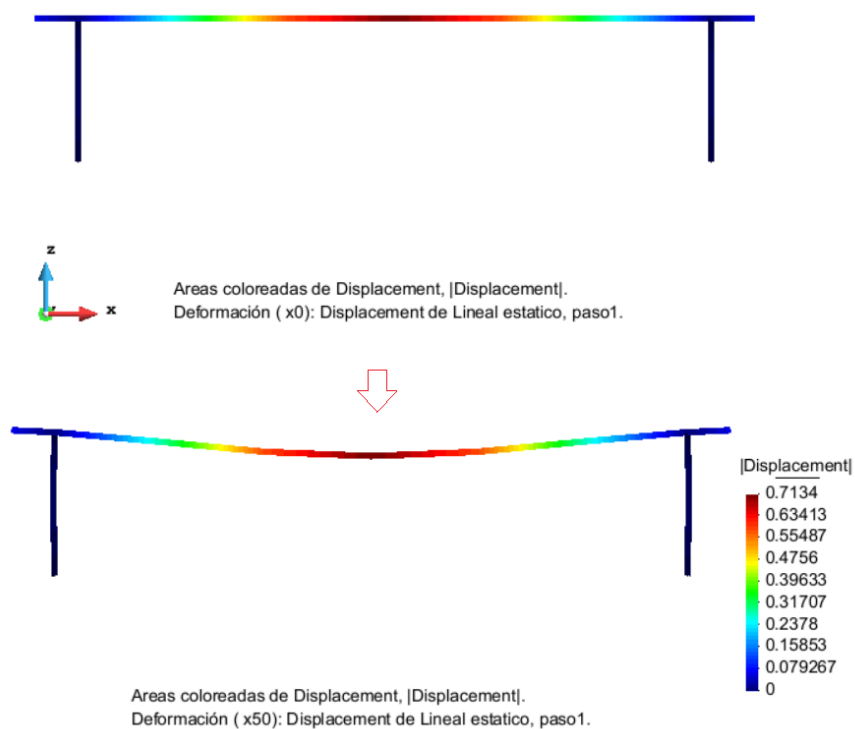


Ilustración 66: Deformación de la reja de seguridad – Modelo 1

Fuente: (GiD, 2014)

Modelo 2

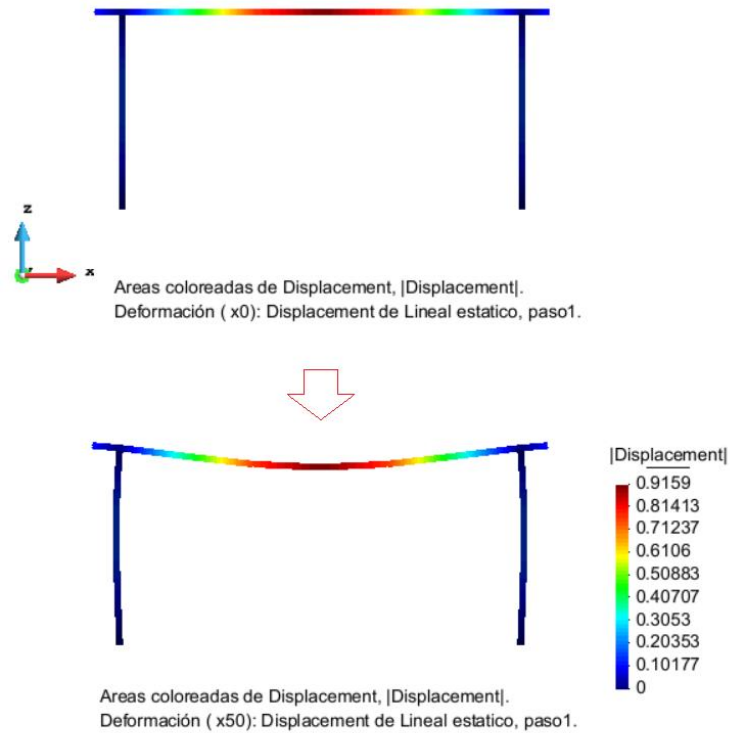


Ilustración 67: Deformación de la reja de seguridad – Modelo 2

Fuente: (GiD, 2014)

Modelo 3

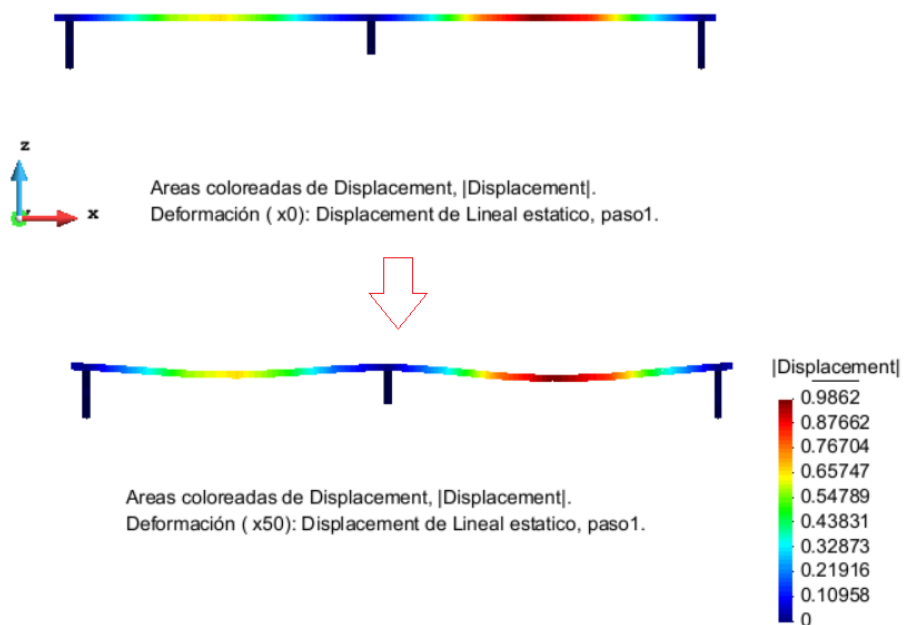


Ilustración 68: Deformación de la reja de seguridad – Modelo 3

Fuente: (GiD, 2014)

Modelo 4

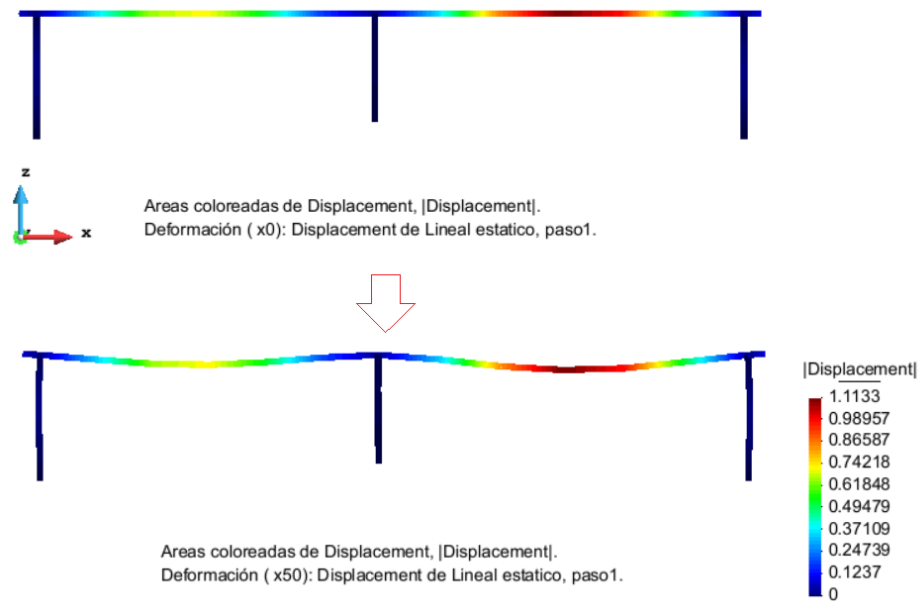


Ilustración 69: Deformación de la reja de seguridad – Modelo 4

Fuente: (GiD, 2014)

- **Desplazamiento**

Los valores mostrados de desplazamiento están en milímetros y son los del eje Z ya que en este se presenta el mayor desplazamiento, para poder apreciar la deformación se aplicó un factor de escala de 50 a la gráfica.

Modelo 1

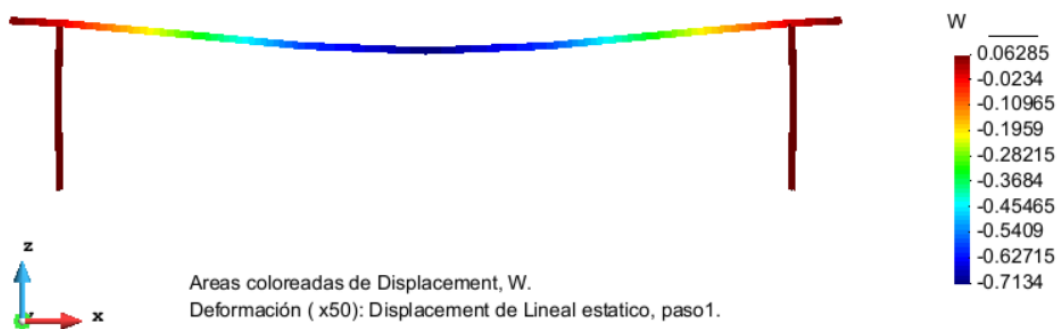


Ilustración 70: Desplazamiento reja de seguridad – Modelo 1

Fuente: (GiD, 2014)

Modelo 2

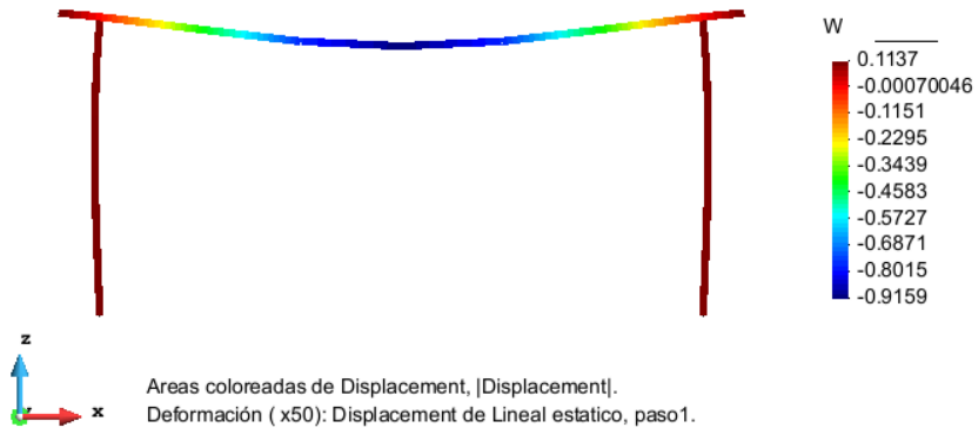


Ilustración 71: Desplazamiento reja de seguridad – Modelo 2

Fuente: (GiD, 2014)

Modelo 3

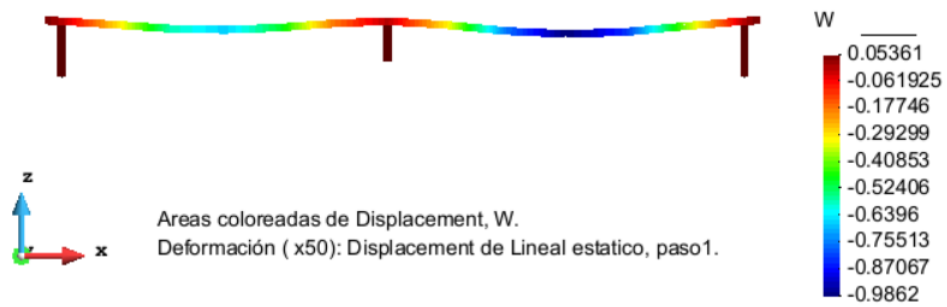


Ilustración 72: Desplazamiento reja de seguridad – Modelo 3

Fuente: (GiD, 2014)

Modelo 4

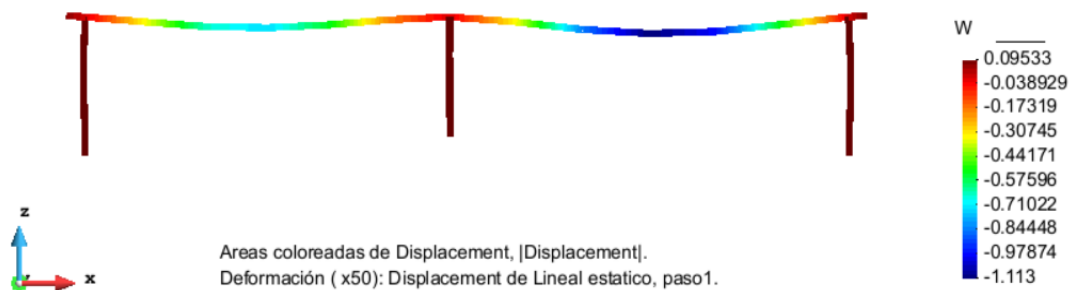


Ilustración 73: Desplazamiento reja de seguridad – Modelo 4

Fuente: (GiD, 2014)

- **Esfuerzo**

Los valores mostrados de esfuerzo están en N/mm^2 y son los del Stress P que presenta los esfuerzos de mayor valor.

Modelo 1

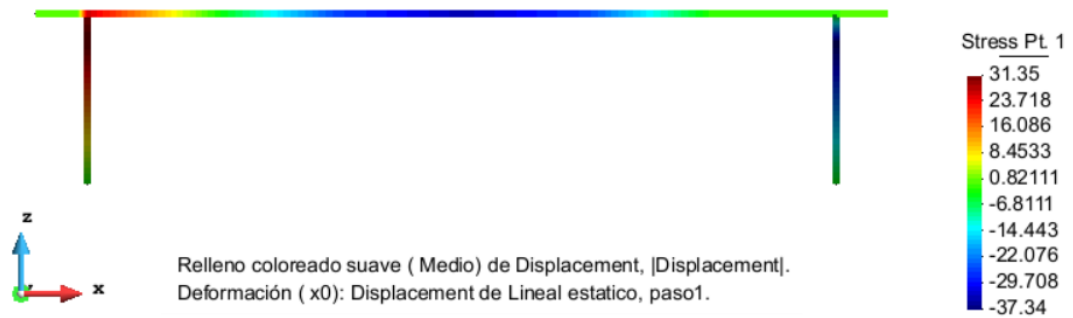


Ilustración 74: Esfuerzo reja de seguridad – Modelo 1

Fuente: (GiD, 2014)

Modelo 2

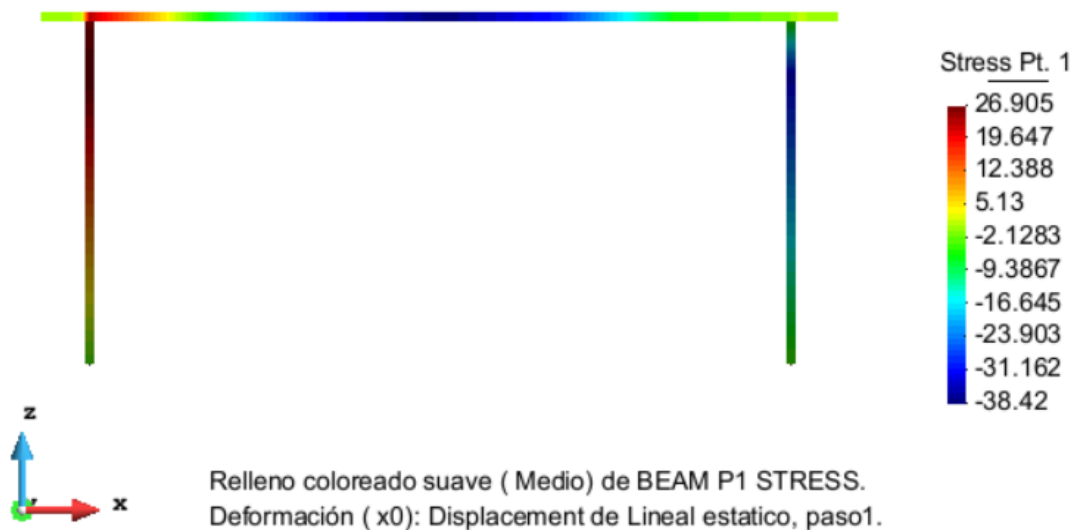


Ilustración 75: Esfuerzo reja de seguridad – Modelo 2

Fuente: (GiD, 2014)

Modelo 3

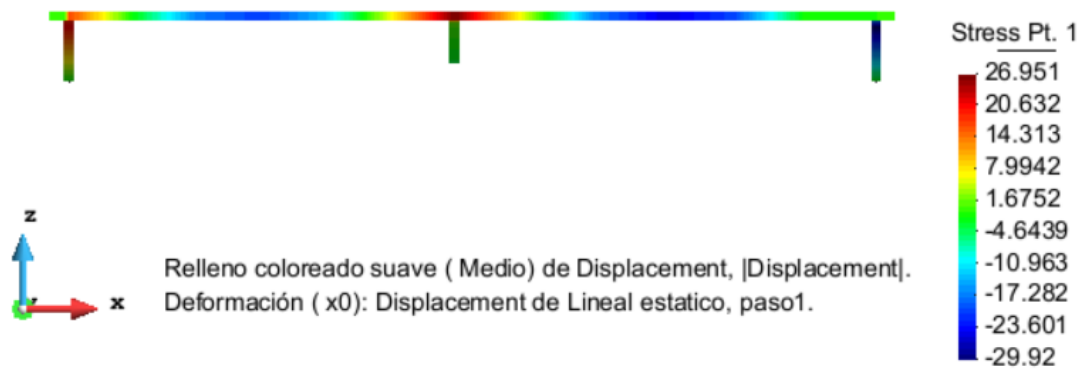


Ilustración 76: Esfuerzo reja de seguridad – Modelo 3

Fuente: (GiD, 2014)

Modelo 4

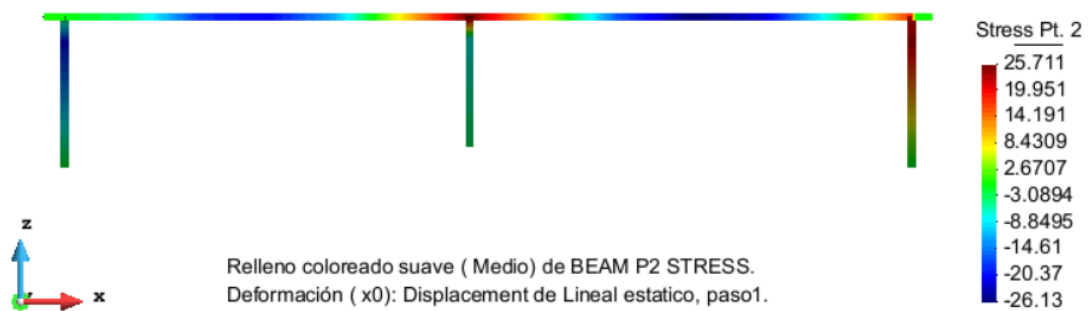


Ilustración 77: Esfuerzo reja de seguridad – Modelo 4

Fuente: (GiD, 2014)

ANALISIS

De los resultados obtenidos se analizan las partes más críticas, verificando que cumplan con los criterios correspondientes.

Caso crítico 1

Modelo 1 y 2

Para el modelo 1 y 2 el mayor esfuerzo se da en la mitad del claro de la reja entonces calculamos el esfuerzo permisible para los dos modelos ya que tienen las mismas dimensiones y carga. Por lo cual aplicamos la fórmula para calcular el esfuerzo permisible en vigas simplemente apoyadas. (Gere, Mecánica de Materiales , 2003).

$$M_{\text{maxc12}} := \frac{q_3 \cdot L_4^2}{8}$$

$$\sigma_{\text{permc12}} := \frac{M_{\text{maxc12}}}{S_2}$$

Donde:

$$q_3 := 1.19 \quad \text{N/mm}$$

$$L_4 := 1076 \quad \text{mm}$$

$$S_2 := 1810 \quad \text{mm}^3$$

Entonces el esfuerzo permitido para el modelo 1 y 2 es:

$$\sigma_{\text{permc12}} = 95.149 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Conclusión: El esfuerzo permitido calculado es mayor a los 37.34 N/mm² en el modelo 1 y 38.42 N/mm² en el modelo 2, encontrados en la simulación por lo que se considera un esfuerzo aceptable.

Modelo 3 y 4

Para el modelo 3 y 4 el mayor esfuerzo se da en la mitad del claro derecho de la reja ya que es el de mayor longitud, entonces calculamos el esfuerzo

permisible en el claro mayor para los dos modelos ya que tienen las mismas dimensiones y carga. Por lo cual aplicamos la fórmula para calcular el esfuerzo permisible en vigas simplemente apoyadas. (Gere, Mecánica de Materiales , 2003).

$$M_{\text{maxc34}} := \frac{q_4 \cdot L_5^2}{8}$$

$$\sigma_{\text{permc34}} := \frac{M_{\text{maxc34}}}{S_2}$$

Donde:

$$q_4 := 0.48 \text{ N/mm}$$

$$L_5 := 1369 \text{ mm}$$

$$S_2 := 1810 \text{ mm}^3$$

Entonces el esfuerzo permitido para el modelo 3 y 4 es:

$$\sigma_{\text{permc34}} = 62.127 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Conclusión: El esfuerzo permitido calculado es mayor a los 29.92 N/mm² en el modelo 3 y 26.13 N/mm² en el modelo 4, encontrados en la simulación por lo que se considera un esfuerzo aceptable.

Caso critico 2

Modelo 1 y 2

Para el modelo 1 y 2 el mayor desplazamiento se da en la mitad del claro de la reja entonces calculamos deflexión permisible para los dos modelos ya que tienen las mismas dimensiones y carga. Por lo cual aplicamos la fórmula

para calcular la deflexión permisible en vigas simplemente apoyadas. (Gere, Mecánica de Materiales , 2003).

$$\delta_{c12} := \frac{5 \cdot q_3 \cdot L_4^4}{384 E \cdot I_{zz}}$$

Donde:

$$q_3 := 1.19 \text{ N/mm}$$

$$L_4 := 1076 \text{ mm}$$

$$E := 200 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$$

$$I_{zz} := 27100 \text{ mm}^4$$

Entonces la deflexión permitida para el modelo 1 y 2 es:

$$\delta_{c12} = 3.832 \text{ mm}$$

Conclusión: La deflexión permitida calculada es mayor a los 0.7134 mm en el modelo 1 y 0.9159 mm en el modelo 2, encontrados en la simulación por lo que se considera una deflexión aceptable.

Modelo 3 y 4

Para el modelo 3 y 4 el mayor desplazamiento se da en la mitad del claro derecho de la reja ya que es el de mayor longitud, entonces calculamos la deflexión permisible para los dos modelos ya que tienen las mismas dimensiones y carga. Por lo cual aplicamos la fórmula para calcular la deflexión permisible en vigas simplemente apoyadas. (Gere, Mecánica de Materiales , 2003).

$$\delta_{c34} := \frac{5 \cdot q_4 \cdot L_5^4}{384 E \cdot I_{zz}}$$

Donde:

$$q_4 := 0.48 \quad \text{N/mm}$$

$$L_5 := 1369 \quad \text{mm}$$

$$E := 200 \cdot 10^3 \quad \text{N/mm}^2$$

$$I_{zz} := 27100 \quad \text{mm}^4$$

Entonces la deflexión permitida para el modelo 3 y 4 es:

$$\delta_{c34} = 4.05 \quad \text{mm}$$

Conclusión: La deflexión permitida calculada es mayor a los 0.9862 mm en el modelo 3, y 1.113 mm en el modelo 4, encontrados en la simulación por lo que se considera una deflexión aceptable.

FACTOR DE SEGURIDAD

Se calcula el factor de seguridad de las rejillas de seguridad dividiendo el esfuerzo de cedencia del material para el esfuerzo de la rejilla (Modelo 2) ya que esta es la de mayor esfuerzo.

$$FS_r := \frac{\sigma_{ced}}{\sigma_{maxr}}$$

$$FS_r = 6.507$$

Donde:

$$\sigma_{ced} := 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{maxr} := 38.42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Conclusión: El valor máximo de esfuerzo que ocurre en las rejillas es menor al esfuerzo de cedencia del material por lo que éste no se va a deformar plásticamente.

3.1.3 PASAMANOS

La estructura cuenta con dos pasamanos laterales y un frontal, los dos pasamanos laterales tienen la misma forma y dimensiones. Se analiza los dos tipos de modelos que se muestran a continuación:

MODELOS

Los modelos se los realizó en el software SolidWorks.

Modelo A: Pasamano lateral

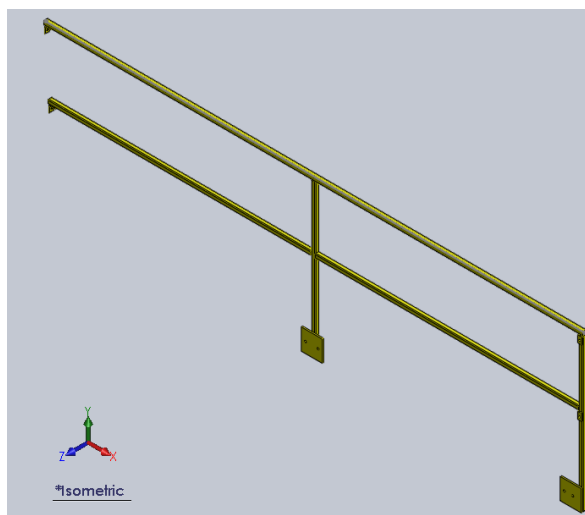
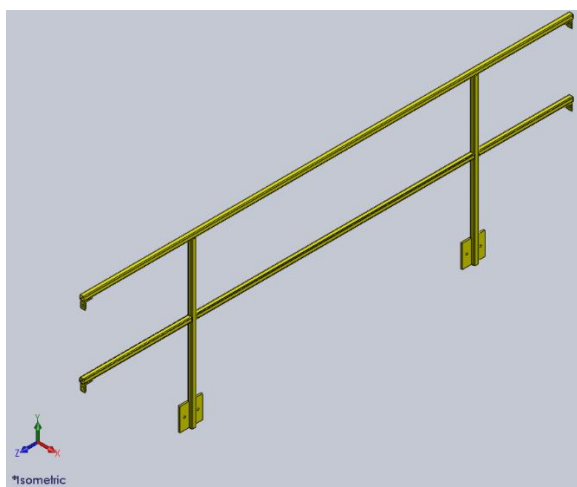


Ilustración 78: Pasamano – Modelo A

Fuente: (SolidWorks, 2013)

Modelo B: Pasamano Frontal**Ilustración 79: Pasamano – Modelo B**

Fuente: (SolidWorks, 2013)

DATOS

El material utilizado en los pasamanos es Tubo estructural cuadrado de 30 x 2 mm, el cual cuenta con especificaciones mencionadas en el análisis de Rejas de seguridad.

Peso en los pasamanos

En el pasamano se considera carga muerta al peso del material al cual se le da un factor de carga de 1.2. Y se considera en este caso al apoyo del operario como carga viva dado que no se encuentran permanentemente apoyado al pasamano al cual se le da un factor de carga de 1.6.

Tabla 33:**Peso en los pasamanos**

No.	Descripción	Masa [Kg]	Factor de carga	Total [Kg]
1	Tubo Estructural	1.78 Kg/m	1.2	2.14 Kg/m
2	Fuerza del Operario	30	1.6	48

Los **48 Kg** de fuerza promedio con la que se podría apoyar un operario se distribuyen a lo largo del tubo superior izquierdo del pasamano para el **MODELO A**. Y para el caso del **MODELO B** se distribuyen a lo largo del tubo superior del pasamano dado que estos son los casos más críticos.

Tabla 34:

Detalle – Peso en los pasamanos

Modelo	Longitud [mm]	Carga del Operario	Fuerza Total
A	1929	48 kg =471 N	(471/1929) =0.24 N/mm
B	1827	48 kg =471 N	(471/1827) =0.26 N/mm

SIMULACIÓN

Dada la forma de la estructura se obtiene los nodos de conexión para cada modelo:

Tabla 35:

Nodos – Pasamano modelo A

NODO	X	Y	Z
1	0	0	0
2	0	0	-475
3	0	0	-1094
4	1929	0	0
5	1929	0	-475
6	1929	0	-1094
7	3827	0	0
8	3827	0	-475
9	3827	0	-1094

Tabla 36:

Nodos – Pasamano modelo B

NODO	X	Y	Z
1	0	0	0
2	710	0	0
3	2537	0	0
4	3247	0	0
5	0	0	-450
6	710	0	-450
7	2537	0	-450
8	3247	0	-450
9	0	0	-1094
10	710	0	-1094
11	2537	0	-1094
12	3247	0	-1094

A continuación se muestra los pasos solo para el **modelo A** ya que para los dos modelos se realiza un procedimiento similar.

Se grafican los nodos y se trazan las líneas

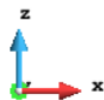
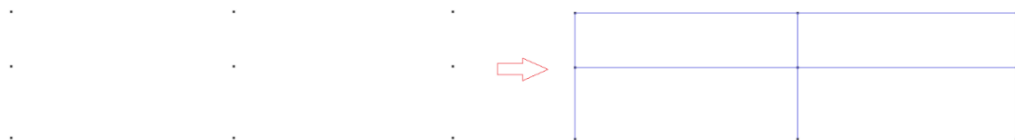


Ilustración 80: Nodos Pasamano

Fuente: (GiD, 2014)

Los pasamanos van empernados a la estructura, por lo que en el programa se restringe el movimiento en los ejes X, Y, Z, además la rotación para los nodos mostrados en color verde a continuación:

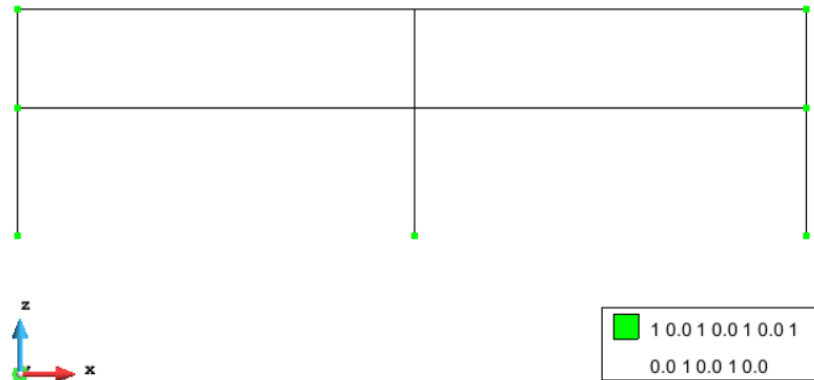


Ilustración 81: Puntos de anclaje pasamano

Fuente: (GiD, 2014)

Se aplican la fuerza del operario en la parte con mayor claro de los pasamanos, además el peso de la de la estructura.

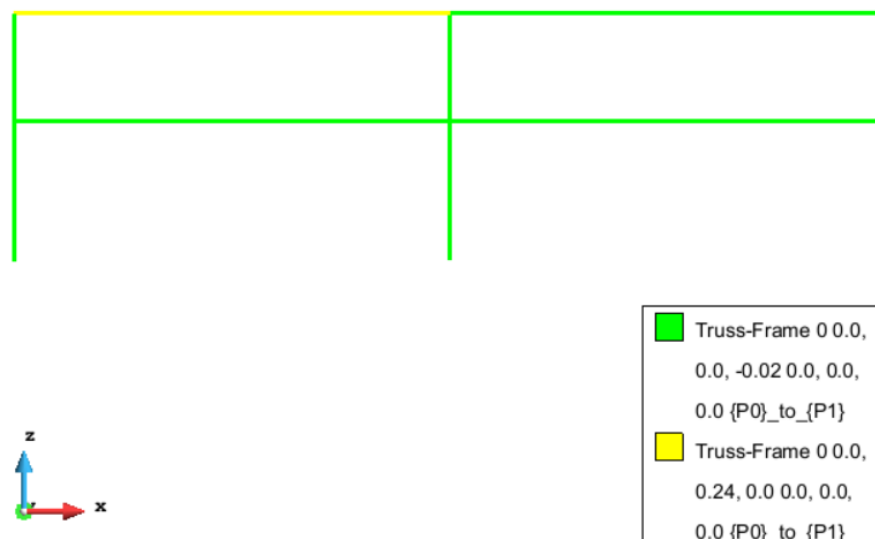


Ilustración 82: Aplicación de cargas al pasamano

Fuente: (GiD, 2014)

Generadas las líneas se asignó los parámetros y propiedades del material.

RESULTADOS

- **Deformación**

Los valores mostrados de desplazamiento están en milímetros, y para poder apreciar la deformación se aplicó un factor de escala de 50 a la gráfica.

Modelo A

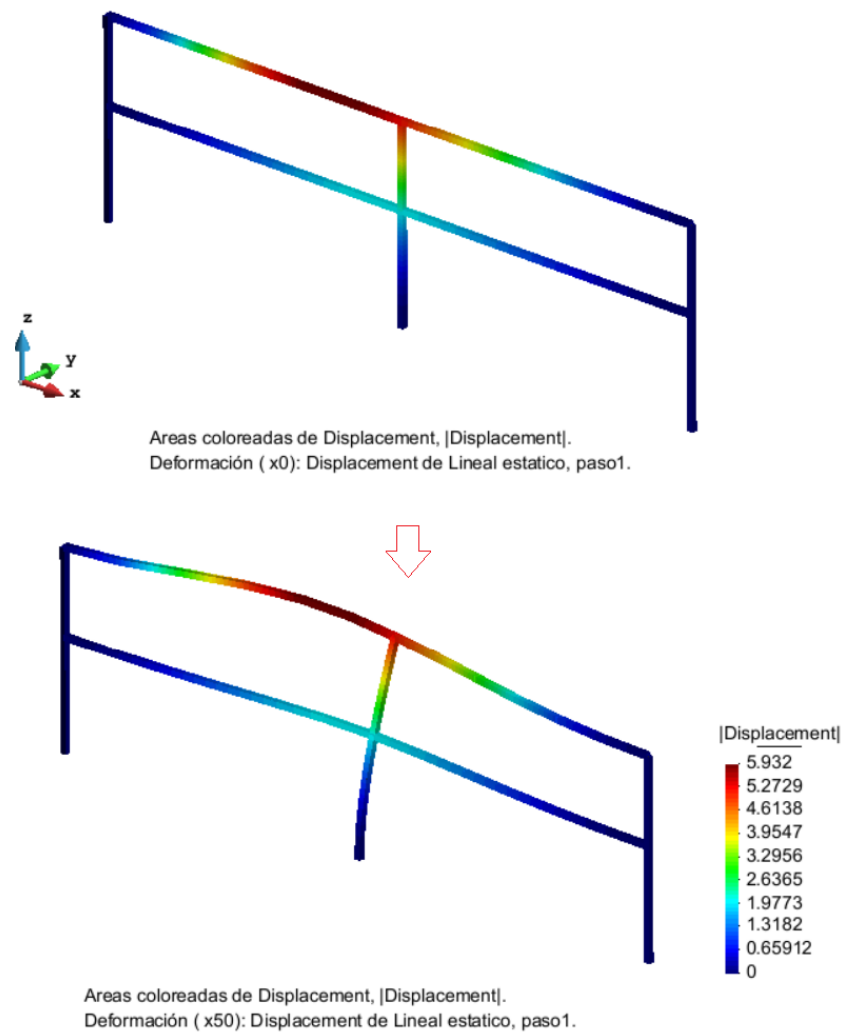


Ilustración 83: Deformación Pasamano- Modelo A

Fuente: (GiD, 2014)

Modelo B

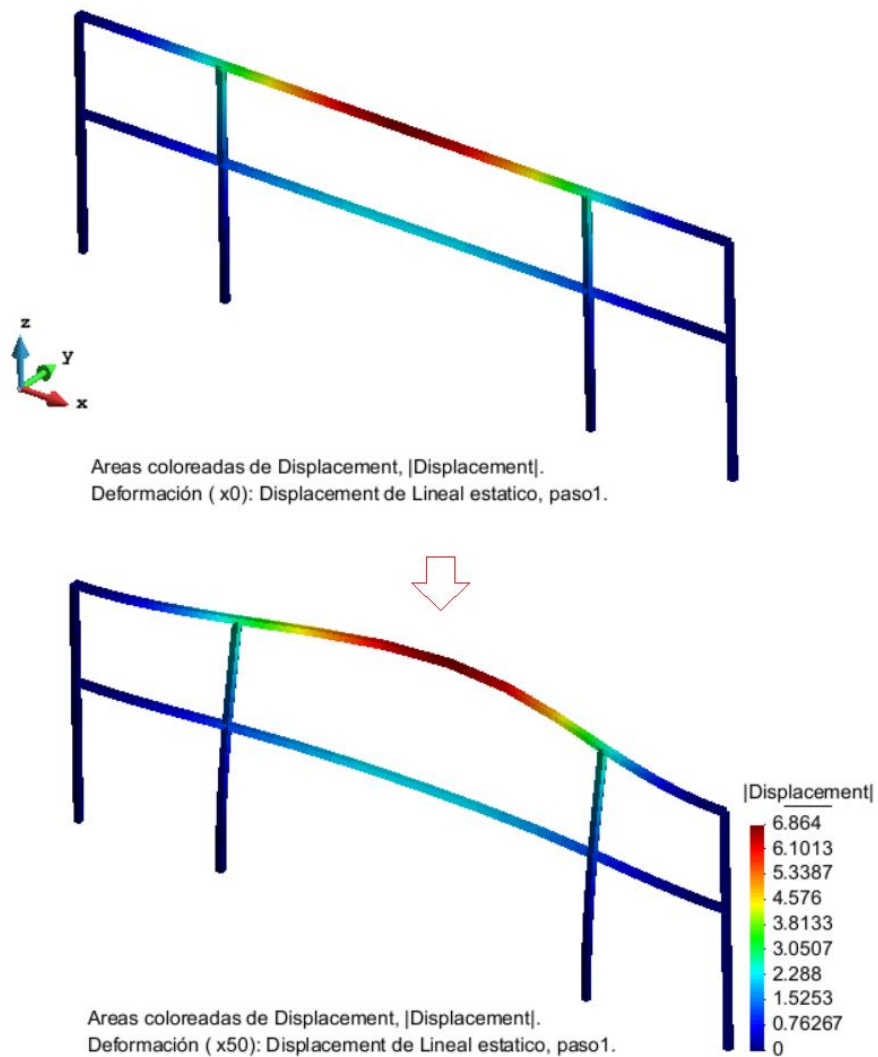


Ilustración 84: Deformación Pasamano- Modelo B

Fuente: (GiD, 2014)

- **Desplazamiento**

Los valores mostrados de desplazamiento están en milímetros y son los del eje Y ya que en este se presenta el mayor desplazamiento, para poder apreciar la deformación se aplicó un factor de escala de 50 a la gráfica.

Modelo A

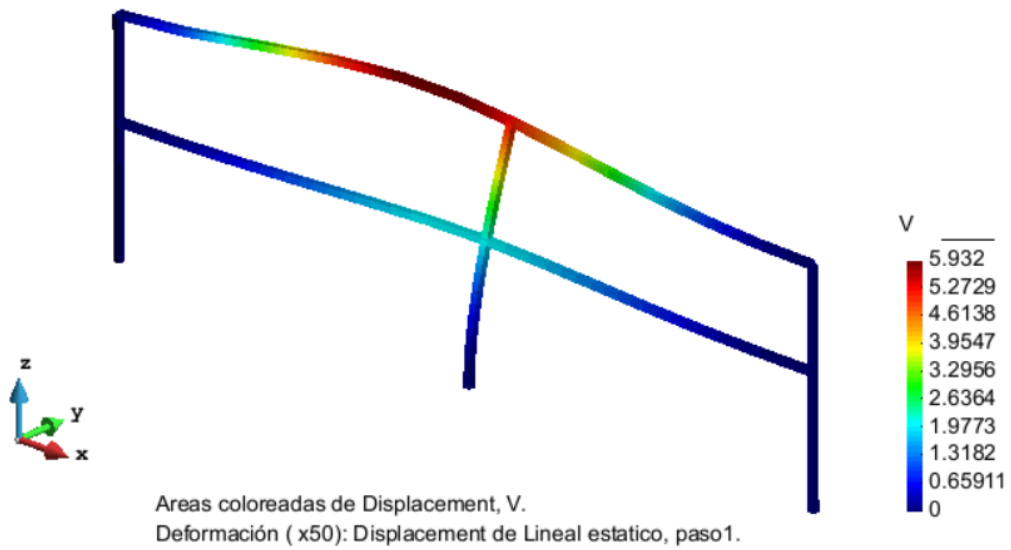


Ilustración 85: Deformación Pasamano, Eje Y- Modelo A

Fuente: (GiD, 2014)

Modelo B

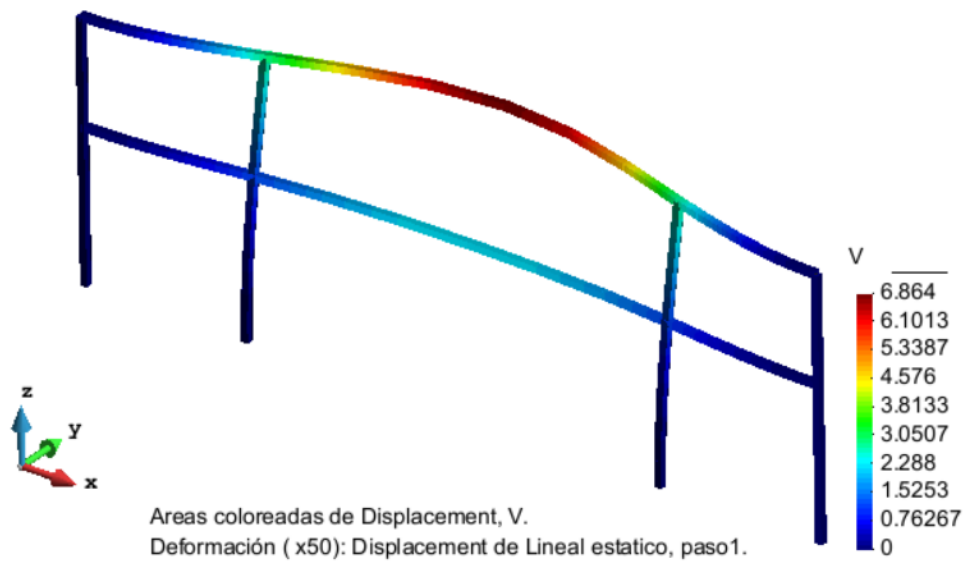


Ilustración 86: Deformación Pasamano, Eje Y- Modelo B

Fuente: (GiD, 2014)

- **Esfuerzo**

Los valores mostrados de esfuerzo están en N/mm^2 y son los del Stress P que presenta los esfuerzos de mayor valor.

Modelo A

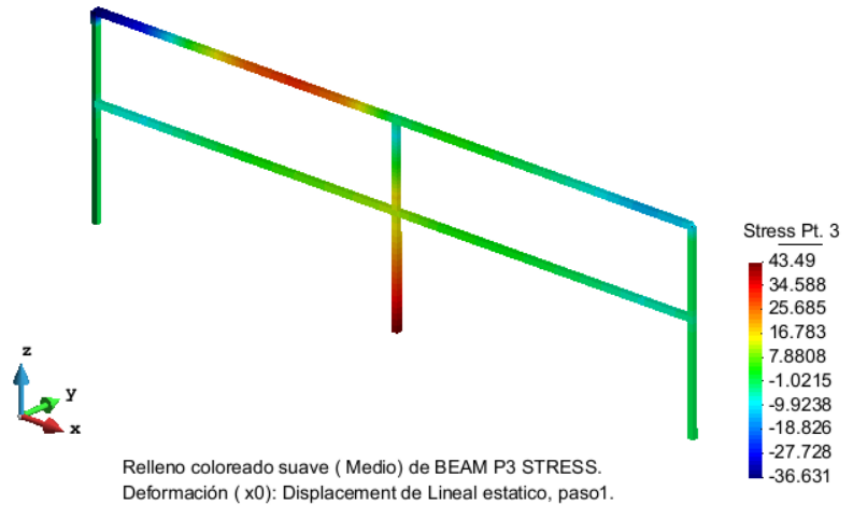


Ilustración 87: Esfuerzo pasamano- Modelo A

Fuente: (GiD, 2014)

Modelo B

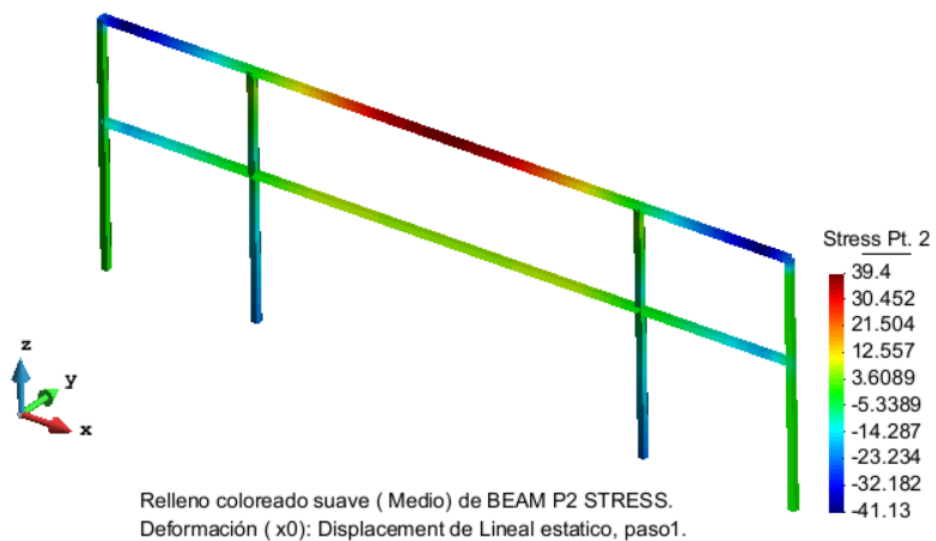


Ilustración 88: Esfuerzo pasamano- Modelo B

Fuente: (GiD, 2014)

ANALISIS

De los resultados obtenidos se analizan las partes más críticas, verificando que cumplan con los criterios correspondientes.

Caso crítico 1

Modelo A

Se calcula el esfuerzo permisible para el modelo aplicando la fórmula para calcular el esfuerzo permisible en vigas simplemente apoyadas. (Gere, Mecánica de Materiales , 2003).

$$M_{\max A} := \frac{q_5 \cdot L_6^2}{8}$$

$$\sigma_{\text{permA}} := \frac{M_{\max A}}{S_2}$$

Donde:

$$q_5 := 0.25 \quad \text{N/mm}$$

$$L_6 := 1929 \quad \text{mm}$$

$$S_2 := 1810 \quad \text{mm}^3$$

Entonces el esfuerzo permitido para el modelo A es:

$$\sigma_{\text{permA}} = 64.244 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Conclusión: El esfuerzo permitido calculado es mayor a los 43.49 N/mm² en el modelo A encontrados en la simulación por lo que se considera un esfuerzo aceptable.

Modelo B

Se calcula el esfuerzo permisible para el modelo aplicando la fórmula para calcular el esfuerzo permisible en vigas simplemente apoyadas. (Gere, Mecánica de Materiales , 2003).

$$M_{\max B} := \frac{q_6 \cdot L_7^2}{8}$$

$$\sigma_{\text{permB}} := \frac{M_{\max B}}{S_2}$$

Donde:

$$q_6 := 0.26 \quad \text{N/mm}$$

$$L_7 := 1827 \quad \text{mm}$$

$$S_2 := 1810 \quad \text{mm}^3$$

Entonces el esfuerzo permitido para el modelo B es:

$$\sigma_{\text{permB}} = 59.935 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Conclusión: El esfuerzo permitido calculado es mayor a los 39.4 N/mm² en el modelo B encontrados en la simulación por lo que se considera un esfuerzo aceptable.

Caso crítico 2

Modelo A

Se calcula la deflexión permisible para el modelo aplicando la fórmula para calcular la deflexión permisible en vigas simplemente apoyadas. (Gere, Mecánica de Materiales , 2003). Página 619.

$$\delta_A := \frac{5 \cdot q_5 \cdot L_6^4}{384 E \cdot I_{ZZ}}$$

Donde:

$$q_5 := 0.25 \quad \text{N/mm}$$

$$L_6 := 1929 \quad \text{mm}$$

$$E := 200 \cdot 10^3 \quad \text{N/mm}^2$$

$$I_{ZZ} := 27100 \quad \text{mm}^4$$

Entonces la deflexión permitida para el modelo A es:

$$\delta_A = 8.316 \quad \text{mm}$$

Conclusión: La deflexión permitida calculada es mayor a los 5.93 mm encontrados en la simulación por lo que se considera una deflexión aceptable.

Modelo B

Se calcula la deflexión permisible para el modelo aplicando la fórmula para calcular la deflexión permisible en vigas simplemente apoyadas. (Gere, Mecánica de Materiales , 2003). Página 619.

$$\delta_B := \frac{5 \cdot q_6 \cdot L_7^4}{384 E \cdot I_{ZZ}}$$

Donde:

$$q_6 := 0.26 \quad \text{N/mm}$$

$$L_7 := 1827 \quad \text{mm}$$

$$E := 200 \cdot 10^3 \quad \text{N/mm}^2$$

$$I_{ZZ} := 27100 \quad \text{mm}^4$$

Entonces la deflexión permitida para el modelo B es:

$$\delta_B = 6.96 \text{ mm}$$

Conclusión: La deflexión permitida calculada es mayor a los 6.86 mm encontrados en la simulación por lo que se considera una deflexión aceptable.

FACTOR DE SEGURIDAD

Se calcula el factor de seguridad de los pasamanos dividiendo el esfuerzo de cedencia del material para el esfuerzo del pasamano (Modelo A) ya que esta es la de mayor esfuerzo.

$$FS_P := \frac{\sigma_{ced}}{\sigma_{maxP}}$$

$$FS_P = 5.748$$

Donde:

$$\sigma_{ced} := 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{maxP} := 43.49 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Conclusión: El valor máximo de esfuerzo que ocurre en los Pasamanos es menor al esfuerzo de cedencia del material por lo que éste no se va a deformar plásticamente.

3.2 DISEÑO MECÁNICO

3.2.1 JUNTAS EMPERNADAS

MODELO PLACA E (ALINEADOR – RODILLOS)

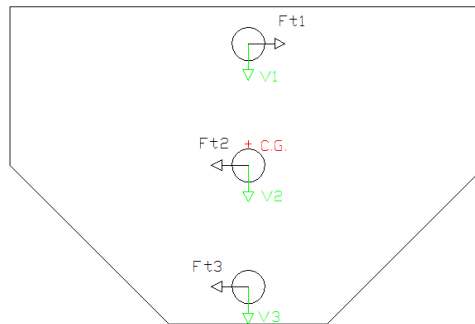


Ilustración 89: Esquema – Placa E

DATOS

Los pernos utilizados son SAE Grado 8 y cuentan con las siguientes especificaciones:

Tabla 37:

Datos - Pernos SAE Grado 8

Parámetro	Valor
Numero de Grado SAE	8
Límite de Fluencia	896 MPa
Resistencia mínima a tensión	1034 MPa

Se calcula el centro de gravedad utilizando el software Solid Works

Tabla 38:

Centro de gravedad – Placa E

Centro de Gravedad	Valor
X	225 mm
Y	-130 mm

Peso de los elementos montados en el sistema

La placa en cuestión soporta el peso del alineador en el lado derecho, y el peso de los rodillos en el lado izquierdo. Se analiza los pernos a fatiga suponiendo que alguna vez ocurra el caso extremo de que la lámina sea sometida a una tensión que supere los 6000 N permisibles antes de romperse.

Asumimos que los 6000 N se distribuyen en los 5 Rodillos en cuestión.

TORQUE MINIMO

El torque mínimo se da solo con el peso de los elementos. El peso se divide para 4 porque el peso esta soportado por cuatro placas.

Tabla 39:

Torque mínimo en el bastidor del alineador

No.	Descripción	Peso/4	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Alineador	67 Kg = 657 N	634	416538
2	Tubo	0.0275 N/mm*1117mm	634	19475
TOTAL		688 N	--	436013

Tabla 40:

Torque mínimo en el bastidor del rodillo motriz

No.	Descripción	Peso/4	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Rodillo estándar A	7.5 Kg= 74 N	242	17908
2	Rodillo estándar B	7.5 Kg= 74 N	574	42476
3	Rodillo Motriz	15 Kg= 147 N	907	133329
4	Tubo	0.0275 N/mm*1000mm	575	15813
TOTAL		323 N	--	209526

El torque resultante es la diferencia entre el mayor y menor Torque

$$T_{\min 1} := T_A - T_B$$

$$T_A := 436013 \text{ N.mm}$$

$$T_B := 209526 \text{ N.mm}$$

$$T_{\min 1} = 2.265 \times 10^5 \text{ N.mm}$$

La carga cortante total es la suma de todas las cargas.

$$V_{\min 1} := V_A + V_B$$

$$V_A := 688 \text{ N}$$

$$V_B := 323 \text{ N}$$

$$V_{\min 1} = 1.011 \times 10^3 \text{ N}$$

La carga minima en cada perno es:

$$\frac{V_{\min 1}}{3} = 337 \text{ N}$$

$$V1_{\min 1} := 337 \text{ N}$$

$$V2_{\min 1} := 337 \text{ N}$$

$$V3_{\min 1} := 337 \text{ N}$$

TORQUE MAXIMO

El torque máximo se da con el peso de los elementos y además los 1200 N de fuerza sobre cada rodillo.

Tabla 41:

Torque máximo en el bastidor del alineador

No.	Descripción	Peso/4	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Alineador+(Fuerza en 2 Rodillos)	657N +2400 N =3057 N	634	1938138
2	Tubo	0.0275 N/mm*1117 mm	634	19475
TOTAL		3088 N	--	1957613

Tabla 42:

Torque máximo en el bastidor del rodillo motriz

No.	Descripción	Peso/4	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Rodillo estándar A	74 N + 1200N =1274 N	242	308308
2	Rodillo estándar B	74 N + 1200N =1274 N	574	731276
3	Rodillo Motriz	147 N+ 1200N =1347 N	907	1221729
4	Tubo	0.0275 N/mm*1000m m	575	15813
TOTAL		3923 N	--	2277126

El torque resultante es la diferencia entre el mayor y menor Torque

$$T_{\max 1} := T_D - T_C$$

$$T_C := 1957613 \text{ N.mm}$$

$$T_D := 2277126 \text{ N.mm}$$

$$T_{\max 1} = 3.195 \times 10^5 \text{ N.mm}$$

La carga cortante total es la suma de todas las cargas.

$$V_{\max 1} := V_C + V_D$$

$$V_C := 3088 \text{ N}$$

$$V_D := 3923 \text{ N}$$

$$V_{\max 1} = 7.011 \times 10^3 \text{ N}$$

La carga maxima en cada perno es:

$$\frac{V_{\max 1}}{3} = 2.337 \times 10^3 \text{ N}$$

$$V_{1_{\max 1}} := 2337 \text{ N}$$

$$V_{2_{\max 1}} := 2337 \text{ N}$$

$$V_{3_{\max 1}} := 2337 \text{ N}$$

MOMENTO

El momento se calcula con la carga cortante y la distancia de la placa a la mitad de la chumacera.

Tabla 43:

Momentos en la placa E

No.	Descripción	Carga (V)	Distancia (Carga) [mm]	Momento [N*mm]
1	Momento Mínimo	1011	37	37407
2	Momento máximo	7011	37	259407

FUERZA RESULTANTE POR TORQUE

Para determinar la fuerza que resiste cada perno por el torque, se debe considerar que la pieza puede girar respecto al centro de gravedad. El esfuerzo ejercido sobre cada perno es proporcional al desplazamiento de la placa y este es proporcional a la distancia desde el centro de gravedad hasta el centro de cada perno. (Norton, 2006)

$$F_{t_i} := \frac{T \cdot d_i}{\sum_{j=1}^n d_j^2}$$

Se calcula esta fuerza solo para el perno más distante del centro de gravedad ya que es el que más se ve afectado, entonces si este resiste los otros lo harán también.

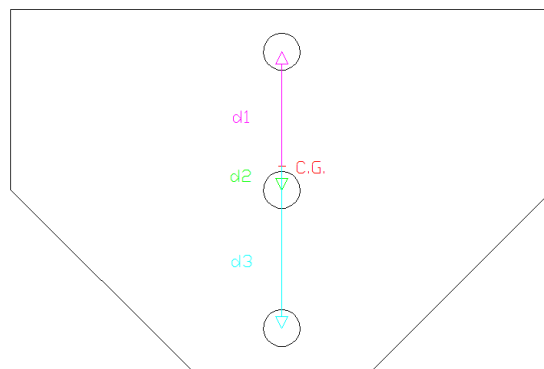


Ilustración 90: Distancia del centro de gravedad a cada perno

$$d_1 := 95 \text{ mm}$$

$$d_2 := 20 \text{ mm}$$

$$d_3 := 135 \text{ mm}$$

$$F_{t_{\min 1}} := \frac{T_{\min 1} \cdot d_3}{d_1^2 + d_2^2 + d_3^2} = 1.106 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{t_{\max 1}} := \frac{T_{\max 1} \cdot d_3}{d_1^2 + d_2^2 + d_3^2} = 1.56 \times 10^3 \text{ N}$$

Se calcula la Fuerza Resultante del perno 3, dado que es el que tiene mayor Carga.

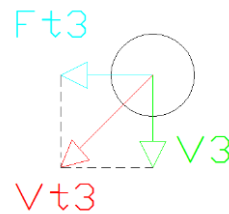


Ilustración 91: Esquema PE – Fuerzas en el perno

$$V_{t_{\min 3a}} := \sqrt{V_{3_{\min 1}}^2 + F_{t_{\min 1}}^2}$$

$$V_{t_{\min 3a}} = 1.156 \times 10^3 \text{ N}$$

$$V_{t_{\max 3a}} := \sqrt{V_{3_{\max 1}}^2 + F_{t_{\max 1}}^2}$$

$$V_{t_{\max 3a}} = 2.81 \times 10^3 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo cortante Directo en el perno.

$$\tau_{\min 3a} := \frac{V_{t_{\min 3a}}}{A_{a_{\text{esf}}}} = 7.929 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max 3a} := \frac{V_{t_{\max 3a}}}{A_{a_{\text{esf}}}} = 19.272 \text{ MPa}$$

Donde:

$$A_{a_{\text{esf}}} := 145.8 \text{ mm}^2$$

FUERZA RESULTANTE POR MOMENTO

La fuerza que ocasiona el momento hace que la placa tienda a separarse del espaldar, por lo que el mayor esfuerzo ejercido sobre cada perno se da a la mayor distancia ya que es donde se evidencia la mayor separación. (Norton, 2006)

$$FM_i := \frac{M \cdot d_i}{\sum_{j=1}^n d_j^2}$$

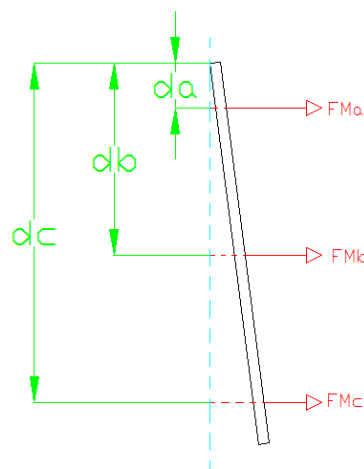


Ilustración 92: Distancias – Momento

$$d_a := 35 \text{ mm}$$

$$d_b := 150 \text{ mm}$$

$$d_c := 265 \text{ mm}$$

$$FMc_{\min 1} := \frac{M_{\min 1} \cdot d_c}{d_a^2 + d_b^2 + d_c^2} = 105.512 \text{ N}$$

$$FMc_{\max 1} := \frac{M_{\max 1} \cdot d_c}{d_a^2 + d_b^2 + d_c^2} = 731.696 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo por momento en el perno.

$$\sigma_{\min 1c} := \frac{FMc_{\min 1}}{Aa_{\text{esf}}} = 0.724 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max 1c} := \frac{FMc_{\max 1}}{Aa_{\text{esf}}} = 5.018 \text{ MPa}$$

FATIGA

Dado que la carga varía respecto al tiempo puede ocurrir falla por fatiga, este caso presenta un esfuerzo fluctuante porque todos los esfuerzos son distintos de cero.

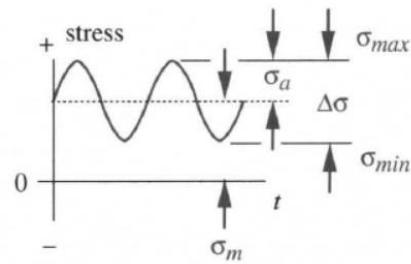


Ilustración 93: Esquema- Esfuerzo fluctuante

Fuente: (Norton, 2006)

La forma de onda de este tipo de esfuerzo se puede caracterizar mediante sus componentes medio y alternante.

Componente Alternante

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

Componente Medio

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

Componentes para el esfuerzo cortante

$$\tau_{a1} := \frac{\tau_{\max 3a} - \tau_{\min 3a}}{2} = 5.672 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m1} := \frac{\tau_{\max 3a} + \tau_{\min 3a}}{2} = 13.6 \text{ MPa}$$

Para obtener el esfuerzo alternante en el perno es necesario multiplicarlo por un factor de concentración de esfuerzo a la fatiga (K_f) y para obtener el esfuerzo medio se multiplica al valor por el factor de concentración de esfuerzos medio (K_{fm}). (Norton, 2006)

- Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga para perno Grado SAE 8 con rosca Rolada

$$K_f := 3$$

- Factor de concentración de esfuerzos medio

$$\text{Si } K_f \cdot \tau_{\max} < S_y \text{ Entonces } K_{fm} := K_f$$

$$3 \cdot 19.272 < 896$$

$$57.82 < 896$$

$$K_{fm} := 3$$

Entonces:

$$\tau_{alt1} := K_f \cdot \tau_{a1} = 17.015 \text{ MPa}$$

$$\tau_{med1} := K_{fm} \cdot \tau_{m1} = 40.801 \text{ MPa}$$

Componentes para el esfuerzo por momento

$$\sigma_{a1} := \frac{\sigma_{\max 1c} - \sigma_{\min 1c}}{2} = 2.147 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m1} := \frac{\sigma_{\max 1c} + \sigma_{\min 1c}}{2} = 2.871 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{alt1} := K_f \cdot \sigma_{a1} = 6.442 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{med1} := K_{fm} \cdot \sigma_{m1} = 8.613 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{eq_{alt1}} := \sqrt{\sigma_{alt1}^2 + 4\tau_{alt1}^2} = 34.634 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq_{med1}} := \sqrt{\sigma_{med1}^2 + 4\tau_{med1}^2} = 82.055 \text{ MPa}$$

Para determinar el esfuerzo por debajo del cual se puede alternar de manera infinita sin falla se calcula el límite de resistencia a la fatiga (**S_{ep}**)

$$S_{ep} := 0.5 \cdot S_{u1}$$

$$S_{ep} = 517 \text{ MPa}$$

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga corregido utilizando unos factores que aproximan a la realidad a cada caso según las condiciones.

Factor de Carga

Factor para fatiga por tensión

$$C_{carga} := 1$$

Factor de Tamaño

Para diámetros de espécimen de prueba entre 8 y 250 mm se utiliza la siguiente fórmula, donde **dm1** es el diámetro del perno utilizado.

$$C_{tamaño} := 1.189 dm1^{-0.097} = 0.909$$

Factor de superficie

Para superficies Roladas en caliente se usa la siguiente fórmula, donde **A_p** y **b_p** son coeficientes para la ecuación.

$$A_p := 57.7$$

$$b_p := -0.718$$

$$C_{\text{superficie}} := A_p \cdot S_{u1}^{b_p} = 0.395$$

Factor de temperatura

Factor para temperaturas de prueba de Fatiga menores a los 450 °C

$$C_{\text{temperatura}} := 1$$

Factor de confiabilidad

Dado que se desea una probabilidad del 99.999 % que los pernos cumplan o superen la resistencia supuesta se usa el siguiente factor:

$$C_{\text{confiabilidad}} := 0.659$$

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$$S_e := C_{\text{carga}} \cdot C_{\text{tamaño}} \cdot C_{\text{superficie}} \cdot C_{\text{temperatura}} \cdot C_{\text{confiabilidad}} \cdot S_{ep}$$

$$S_e = 122.416 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad usando la Ecuación de GOODMAN

$$FS_{p1} := \frac{S_{u1}}{\sigma_{eq_{med1}} + \frac{S_{u1}}{S_e} \cdot \sigma_{eq_{alt1}}} = 2.76$$

MODELO PLACA C (BASTIDOR PIÑONES)

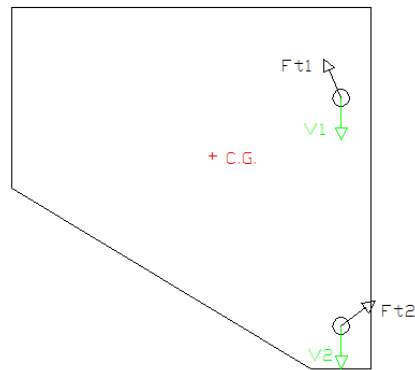


Ilustración 94: Esquema – Placa C

DATOS

Los pernos utilizados son SAE Grado 8 y cuentan con las especificaciones ya mencionadas:

Se calcula el centro de gravedad utilizando el software Solid Works

Tabla 44:

Centro de gravedad de la placa C

Centro de Gravedad	Valor
X	167.54 mm
Y	-123.68 mm

Peso de los elementos montados en el sistema

La placa en cuestión soporta el peso de los piñones, los ejes, la cadena y los rodillos. Se analiza los pernos a fatiga dado que cuando la lámina se tensiona los dos rodillos y el contrapeso se encuentran en el aire soportados por el bastidor.

TORQUE MINIMO

El torque mínimo se da solo con el peso de los elementos. El peso se divide para 4 porque el peso esta soportado por cuatro placas.

Tabla 45:

Torque mínimo en el bastidor de los piñones

No.	Descripción	Peso/4	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Piñones	67.5 Kg = 662 N	678	448836
2	Tubo	0.0275 N/mm*1870mm	678	34866
TOTAL		713.43 N	--	483702

Torque mínimo

$$T_{\min 2} := 483702 \text{ N.mm}$$

Carga cortante

$$V_{\min 2} := 713.43 \text{ N}$$

La carga mínima en cada perno es:

$$\frac{V_{\min 2}}{2} = 356.715 \text{ N}$$

$$V1_{\min 2} := 357 \text{ N}$$

$$V2_{\min 2} := 357 \text{ N}$$

TORQUE MAXIMO

El torque máximo se da con el peso de los elementos y además 589 N correspondientes al contrapeso

Tabla 46:

Torque máximo en el bastidor de los piñones

No.	Descripción	Peso/4	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Piñones +(Peso de 2 Rodillos)	662 N +589 N =1251 N	678	848178
2	Tubo	0.0275 N/mm*187 0mm	678	34866
TOTAL		1302 N	--	883044

Torque máximo

$$T_{\max 2} := 883044 \text{ N.mm}$$

Carga cortante

$$V_{\max 2} := 1302 \text{ N}$$

La carga maxima en cada perno es:

$$\frac{V_{\max 2}}{2} = 651 \text{ N}$$

$$V1_{\max 2} := 651 \text{ N}$$

$$V2_{\max 2} := 651 \text{ N}$$

MOMENTO

El momento se calcula con la carga cortante y la distancia de la placa a la mitad de la chumacera.

Tabla 47:

Momentos en la placa C

No.	Descripción	Carga (V)	Distancia (Carga) [mm]	Momento [N*mm]
1	Momento Mínimo	713.43	33	23543
2	Momento máximo	1302	33	42966

FUERZA RESULTANTE POR TORQUE

Para determina la fuerza que resiste cada perno por el torque, se debe considerar que la pieza puede girar respecto al centro de gravedad. El esfuerzo ejercido sobre cada perno es proporcional al desplazamiento de la placa y este es proporcional a la distancia desde el centro de gravedad hasta el centro de cada perno. (Norton, 2006)

$$F_{t_i} := \frac{T \cdot d_i}{\sum_{j=1}^n d_j^2}$$

Se calcula esta fuerza solo para el perno más distante del centro de gravedad ya que es el que más se ve afectado, entonces si este resiste los otros lo harán también.

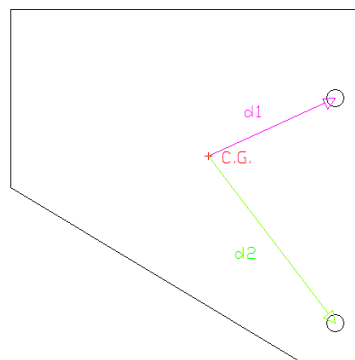


Ilustración 95: Distancia del centro de gravedad a cada perno

$$d_1 := 117.97 \text{ mm}$$

$$d_2 := 177.54 \text{ mm}$$

$$F_{t_{\min 2}} := \frac{T_{\min 2} \cdot d_2}{d_1^2 + d_2^2} = 1.89 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{t_{\max 2}} := \frac{T_{\max 2} \cdot d_2}{d_1^2 + d_2^2} = 3.45 \times 10^3 \text{ N}$$

Se calcula la Fuerza Resultante del perno 2, dado que es el que tiene mayor Carga.

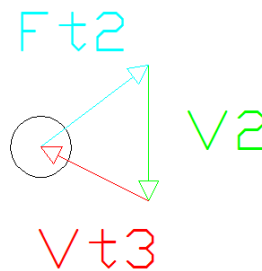


Ilustración 96: Esquema PC– Fuerzas en el perno

Fuerza Resultante mínima

$$V_{t_{\min 2b}} := \sqrt{V_{2_{\min 2}}^2 + F_{t_{\min 2}}^2 - 2 \cdot V_{2_{\min 2}} \cdot F_{t_{\min 2}} \cdot \cos(\phi)}$$

$$V_{t_{\min 2b}} = 1.699 \times 10^3 \text{ N}$$

Donde:

$$\phi := 53 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.925 \text{ rad}$$

Fuerza resultante máxima

$$V_{t_{\max 2b}} := \sqrt{V_{\max 2}^2 + F_{t_{\max 2}}^2 - 2 \cdot V_{\max 2} \cdot F_{t_{\max 2}} \cos(\phi)}$$

$$V_{t_{\max 2b}} = 3.102 \times 10^3 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo cortante Directo en el perno.

$$\tau_{\min 2b} := \frac{V_{t_{\min 2b}}}{A_{a_{\text{esf}}}} = 11.655 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max 2b} := \frac{V_{t_{\max 2b}}}{A_{a_{\text{esf}}}} = 21.279 \text{ MPa}$$

Donde:

$$A_{a_{\text{esf}}} := 145.8 \text{ mm}^2$$

FUERZA RESULTANTE POR MOMENTO

La fuerza que ocasiona el momento hace que la placa tienda a separarse del espaldar, por lo que el mayor esfuerzo ejercido sobre cada perno se da a la mayor distancia ya que es donde se evidencia la mayor separación. (Norton, 2006)

$$FM_i := \frac{M \cdot d_i}{\sum_{j=1}^n d_j^2}$$

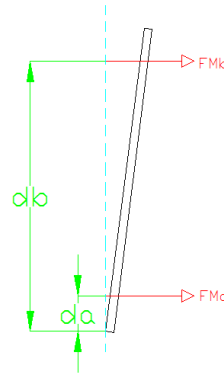


Ilustración 97: Distancias – Momento

$$d_a := 35 \text{ mm}$$

$$d_b := 225 \text{ mm}$$

$$FMb_{\min 2} := \frac{M_{\min 2} \cdot d_b}{d_a^2 + d_b^2} = 102.163 \text{ N}$$

$$FMb_{\max 2} := \frac{M_{\max 2} \cdot d_b}{d_a^2 + d_b^2} = 186.448 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo por momento en el perno.

$$\sigma_{\min 2b} := \frac{FMb_{\min 2}}{Aa_{\text{esf}}} = 0.701 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max 2b} := \frac{FMb_{\max 2}}{Aa_{\text{esf}}} = 1.279 \text{ MPa}$$

FATIGA

Dado que la carga varía respecto al tiempo puede ocurrir falla por fatiga, este caso presenta un esfuerzo fluctuante porque todos los esfuerzos son distintos de cero.

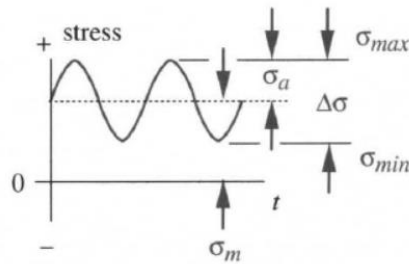


Ilustración 98: Esquema- Esfuerzo fluctuante

Fuente: (Norton, 2006)

La forma de onda de este tipo de esfuerzo se puede caracterizar mediante sus componentes medio y alternante.

Componente Alternante

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

Componente Medio

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

Componentes para el esfuerzo cortante

$$\tau_{a2} := \frac{\tau_{\max 2b} - \tau_{\min 2b}}{2} = 4.812 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m2} := \frac{\tau_{\max 2b} + \tau_{\min 2b}}{2} = 16.467 \text{ MPa}$$

Para obtener el esfuerzo alternante en el perno es necesario multiplicarlo por un factor de concentración de esfuerzo a la fatiga (K_f) y para obtener el esfuerzo medio se multiplica al valor por el factor de concentración de esfuerzos medio (K_{fm}). (Norton, 2006)

- Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga para perno Grado SAE 8 con rosca Rolada

$$K_f := 3$$

- Factor de concentración de esfuerzos medio

$$\text{Si } K_f \cdot \tau_{\max} < S_y \text{ Entonces } K_{fm} := K_f$$

$$3 \cdot 21.3 < 896$$

$$64 < 896$$

$$K_{fm} := 3$$

Entonces:

$$\tau_{\text{alt}2} := K_f \cdot \tau_{a2} = 14.436 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{med}2} := K_{fm} \cdot \tau_{m2} = 49.4 \text{ MPa}$$

Componentes para el esfuerzo por momento

$$\sigma_{a2} := \frac{\sigma_{\max 2b} - \sigma_{\min 2b}}{2} = 0.289 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m2} := \frac{\sigma_{\max 2b} + \sigma_{\min 2b}}{2} = 0.99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{alt}2} := K_f \cdot \sigma_{a2} = 0.867 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{med}2} := K_{fm} \cdot \sigma_{m2} = 2.969 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{eq_{alt1}} := \sqrt{\sigma_{alt2}^2 + 4\tau_{alt2}^2} = 28.886 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq_{med1}} := \sqrt{\sigma_{med2}^2 + 4\tau_{med2}^2} = 98.845 \text{ MPa}$$

Para determinar el esfuerzo por debajo del cual se puede alternar de manera infinita sin falla se calcula el límite de resistencia a la fatiga (**S_{ep}**)

$$S_{ep} := 0.5 \cdot S_{u1}$$

$$S_{ep} = 517 \text{ MPa}$$

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga corregido utilizando unos factores que aproximan a la realidad a cada caso según las condiciones.

Factor de Carga

Factor para fatiga por tensión

$$C_{carga} := 1$$

Factor de Tamaño

Para diámetros de espécimen de prueba entre 8 y 250 mm se utiliza la siguiente fórmula, donde **dm1** es el diámetro del perno utilizado.

$$C_{tamaño} := 1.189 dm1^{-0.097} = 0.909$$

Factor de superficie

Para superficies Roladas en caliente se usa la siguiente formula, donde A_p y b_p son coeficientes para la ecuación.

$$A_p := 57.7$$

$$b_p := -0.718$$

$$C_{\text{superficie}} := A_p \cdot S_{ul}^{b_p} = 0.395$$

Factor de temperatura

Factor para temperaturas de prueba de Fatiga menores a los 450 °C

$$C_{\text{temperatura}} := 1$$

Factor de confiabilidad

Dado que se desea una probabilidad del 99.999 % que los pernos cumplan o superen la resistencia supuesta se usa el siguiente factor:

$$C_{\text{confiabilidad}} := 0.659$$

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$$S_e := C_{\text{carga}} \cdot C_{\text{tamaño}} \cdot C_{\text{superficie}} \cdot C_{\text{temperatura}} \cdot C_{\text{confiabilidad}} \cdot S_{ep}$$

$$S_e = 122.416 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad usando la Ecuación de GOODMAN

$$FS_{p1} := \frac{S_{u1}}{\sigma_{eq_{med1}} + \frac{S_{u1}}{S_e} \cdot \sigma_{eq_{alt1}}} = 3.016$$

MODELO PLACA K (ALINEADOR)

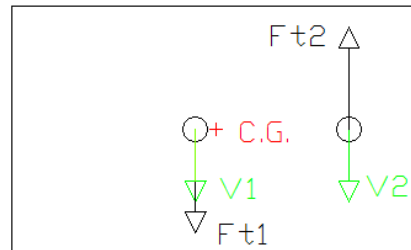


Ilustración 99: Esquema – Placa K

DATOS

Los pernos utilizados son SAE Grado 8 y cuentan con las especificaciones ya mencionadas:

Se calcula el centro de gravedad utilizando el software Solid Works

Tabla 48:

Centro de gravedad – Placa K

Centro de Gravedad	Valor
X	100 mm
Y	-60 mm

Peso de los elementos montados en el sistema

La placa en cuestión soporta el peso del alineador. Se analiza los pernos a fatiga dado que cuando la lámina se tensiona los rodillos soportan la Carga.

TORQUE MINIMO

El torque mínimo se da solo con el peso del alineador. El peso se divide para 4 porque el peso esta soportado por cuatro placas.

Tabla 49:

Torque mínimo en el bastidor del alineador

No.	Descripción	Peso/4	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Alineador	67 Kg = 657 N	72.5	47633
2	Tubo	0.08 N/mm*1476mm	72.5	8561
TOTAL		775 N	--	56194

Torque mínimo

$$T_{\min 3} := 56194 \text{ N.mm}$$

Carga cortante

$$V_{\min 3} := 775 \text{ N}$$

La carga minima en cada perno es:

$$\frac{V_{\min 3}}{2} = 387.5 \text{ N}$$

$$V1_{\min 3} := 388 \text{ N}$$

$$V2_{\min 3} := 388 \text{ N}$$

TORQUE MAXIMO

El torque máximo se da con el peso de los elementos y además los 1200 N de fuerza sobre cada rodillo.

Tabla 50:

Torque máximo en el bastidor del alineador

No.	Descripción	Peso/4	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Alineador +(Fuerza en 2 Rodillos)	657 N +600 N =1257 N	72.5	91132
2	Tubo	0.08 N/mm*147 6mm	72.5	8561
TOTAL		1375 N	--	99693

Torque máximo

$$T_{\max 3} := 99693 \text{ N.mm}$$

Carga cortante

$$V_{\max 3} := 1375 \text{ N}$$

La carga maxima en cada perno es:

$$\frac{V_{\max 3}}{2} = 687.5 \text{ N}$$

$$V1_{\max 3} := 688 \text{ N}$$

$$V2_{\max 3} := 688 \text{ N}$$

MOMENTO

El momento se calcula con la carga cortante y la distancia de la placa a la mitad de la UPN.

Tabla 51:

Momento en la placa K

No.	Descripción	Carga (V)	Distancia (Carga) [mm]	Momento [N*mm]
1	Momento Mínimo	775	748	579700
2	Momento máximo	1375	748	1028500

FUERZA RESULTANTE POR TORQUE

Para determina la fuerza que resiste cada perno por el torque, se debe considerar que la pieza puede girar respecto al centro de gravedad. El esfuerzo ejercido sobre cada perno es proporcional al desplazamiento de la placa y este es proporcional a la distancia desde el centro de gravedad hasta el centro de cada perno. (Norton, 2006)

$$F_{t_i} := \frac{T \cdot d_i}{\sum_{j=1}^n d_j^2}$$

Se calcula esta fuerza solo para el perno en el cual las fuerzas se suman ya que es el que más se ve afectado, entonces si este resiste los otros lo harán también.

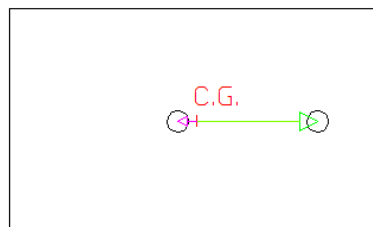


Ilustración 100: Distancia del centro de gravedad a cada perno

$$d_1 := 10 \text{ mm}$$

$$d_2 := 65 \text{ mm}$$

$$F_{t_{\min 3}} := \frac{T_{\min 3} \cdot d_1}{d_1^2 + d_2^2} = 129.928 \text{ N}$$

$$F_{t_{\max 3}} := \frac{T_{\max 3} \cdot d_1}{d_1^2 + d_2^2} = 230.504 \text{ N}$$

Se calcula la Fuerza Resultante del perno 1, dado que es el que tiene mayor Carga.

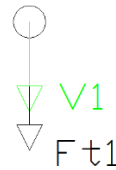


Ilustración 101: Esquema PK – Fuerzas en el perno

Fuerza Resultante mínima

$$V_{t_{\min 3a}} := V_{1_{\min 3}} + F_{t_{\min 3}}$$

$$V_{t_{\min 3a}} = 517.928 \text{ N}$$

Fuerza resultante máxima

$$V_{t_{\max 3a}} := V_{1_{\max 3}} + F_{t_{\max 3}}$$

$$V_{t_{\max 3a}} = 918.504 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo cortante Directo en el perno.

$$\tau_{\min 3a} := \frac{V_{t_{\min 3a}}}{Aa_{\text{esf}}} = 3.552 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max 3a} := \frac{V_{t_{\max 3a}}}{Aa_{\text{esf}}} = 6.3 \text{ MPa}$$

Donde:

$$Aa_{\text{esf}} := 145.8 \text{ mm}^2$$

FUERZA RESULTANTE POR MOMENTO

La fuerza que ocasiona el momento hace que la placa tienda a separarse del espaldar, dado que los dos pernos están a la misma distancia del extremo sufren el mismo esfuerzo. (Norton, 2006)

$$FM_i := \frac{M \cdot d_i}{\sum_{j=1}^n d_j^2}$$

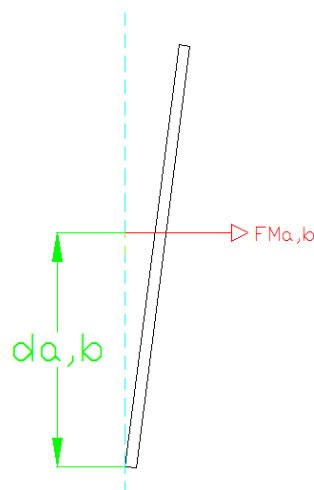


Ilustración 102: Distancias – Momento

$$d_a := 60 \text{ mm}$$

$$d_b := 60 \text{ mm}$$

$$FMa_{\min 3} := \frac{M_{\min 3} \cdot d_a}{d_a^2 + d_b^2} = 4.831 \times 10^3 \text{ N}$$

$$FMa_{\max 3} := \frac{M_{\max 3} \cdot d_a}{d_a^2 + d_b^2} = 8.571 \times 10^3 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo por momento en el perno.

$$\sigma_{\min 3a} := \frac{FMa_{\min 3}}{Aa_{\text{esf}}} = 33.133 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max 3a} := \frac{FMa_{\max 3}}{Aa_{\text{esf}}} = 58.785 \text{ MPa}$$

FATIGA

Dado que la carga varía respecto al tiempo puede ocurrir falla por fatiga, este caso presenta un esfuerzo fluctuante porque todos los esfuerzos son distintos de cero.

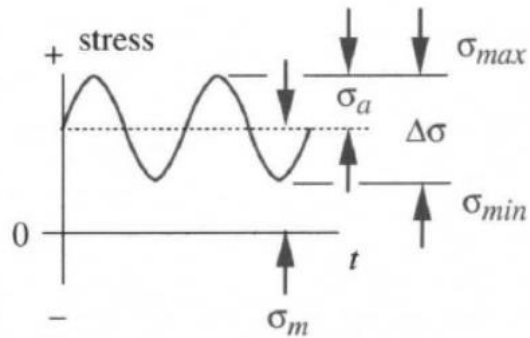


Ilustración 103: Esquema- Esfuerzo fluctuante

Fuente: (Norton, 2006)

La forma de onda de este tipo de esfuerzo se puede caracterizar mediante sus componentes medio y alternante.

Componente Alternante

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

Componente Medio

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

Componentes para el esfuerzo cortante

$$\sigma_{a3} := \frac{\sigma_{\max 3a} - \sigma_{\min 3a}}{2} = 12.826 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m3} := \frac{\sigma_{\max 3a} + \sigma_{\min 3a}}{2} = 45.959 \text{ MPa}$$

Para obtener el esfuerzo alternante en el perno es necesario multiplicarlo por un factor de concentración de esfuerzo a la fatiga (**K_f**) y para obtener el

esfuerzo medio se multiplica al valor por el factor de concentración de esfuerzos medio (K_{fm}). (Norton, 2006)

- Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga para perno Grado SAE 8 con rosca Rolada

$$K_f := 3$$

- Factor de concentración de esfuerzos medio

$$\text{Si } K_f \cdot \tau_{\max} < S_y \text{ Entonces } K_{fm} := K_f$$

$$3 \cdot 58.78 < 896$$

$$176 < 896$$

$$K_{fm} := 3$$

Entonces:

$$\tau_{\text{alt}3} := K_f \cdot \tau_{a3} = 4.121 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{med}3} := K_{fm} \cdot \tau_{m3} = 14.778 \text{ MPa}$$

Componentes para el esfuerzo por momento

$$\sigma_{a3} := \frac{\sigma_{\max 3a} - \sigma_{\min 3a}}{2} = 12.826 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m3} := \frac{\sigma_{\max 3a} + \sigma_{\min 3a}}{2} = 45.959 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{alt}3} := K_f \cdot \sigma_{a3} = 38.477 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{med}3} := K_{fm} \cdot \sigma_{m3} = 137.877 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{eq_{alt3}} := \sqrt{\sigma_{alt3}^2 + 4\tau_{alt3}^2} = 39.35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq_{med3}} := \sqrt{\sigma_{med3}^2 + 4\tau_{med3}^2} = 141.01 \text{ MPa}$$

Para determinar el esfuerzo por debajo del cual se puede alternar de manera infinita sin falla se calcula el límite de resistencia a la fatiga (**S_{ep}**)

$$S_{ep} := 0.5 \cdot S_{u1}$$

$$S_{ep} = 517 \text{ MPa}$$

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga corregido utilizando unos factores que aproximan a la realidad a cada caso según las condiciones.

Factor de Carga

Factor para fatiga por tensión

$$C_{carga} := 1$$

Factor de Tamaño

Para diámetros de espécimen de prueba entre 8 y 250 mm se utiliza la siguiente fórmula, donde **dm1** es el diámetro del perno utilizado.

$$C_{tamaño} := 1.189 \text{ dm1}^{-0.097} = 0.909$$

Factor de superficie

Para superficies Roladas en caliente se usa la siguiente formula, donde A_p y b_p son coeficientes para la ecuación.

$$A_p := 57.7$$

$$b_p := -0.718$$

$$C_{\text{superficie}} := A_p \cdot S_{u1}^{b_p} = 0.395$$

Factor de temperatura

Factor para temperaturas de prueba de Fatiga menores a los 450 °C

$$C_{\text{temperatura}} := 1$$

Factor de confiabilidad

Dado que se desea una probabilidad del 99.999 % que los pernos cumplan o superen la resistencia supuesta se usa el siguiente factor:

$$C_{\text{confiabilidad}} := 0.659$$

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$$S_e := C_{\text{carga}} \cdot C_{\text{tamaño}} \cdot C_{\text{superficie}} \cdot C_{\text{temperatura}} \cdot C_{\text{confiabilidad}} \cdot S_{ep}$$

$$S_e = 122.416 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad usando la Ecuación de GOODMAN

$$FS_{p3} := \frac{S_{u1}}{\sigma_{eq_{med3}} + \frac{S_{u1}}{S_e} \cdot \sigma_{eq_{alt3}}} = 2.184$$

MODELO PLACA J (ANDEN FRONTAL)

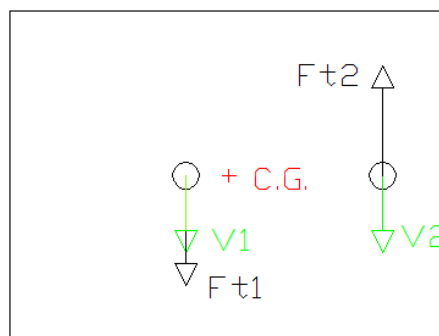


Ilustración 104: Esquema – Placa J

DATOS

Los pernos utilizados son SAE Grado 8 y cuentan con las especificaciones ya mencionadas:

Se calcula el centro de gravedad utilizando el software Solid Works

Tabla 52:

Centro de gravedad – Placa J

Centro de Gravedad	Valor
X	100 mm
Y	-75 mm

Peso de los elementos montados en el sistema

La placa en cuestión soporta el peso del andén. Se analiza los pernos a fatiga dado que es intermitente la circulación del operador por el andén.

TORQUE MINIMO

El torque mínimo se da solo con el peso del andén. El peso se divide para 2 porque cada tubo esta soportado por dos placas.

Tabla 53:

Torque mínimo en el andén frontal

No.	Descripción	Peso/2	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Tubo	0.055 N/mm*2026mm	75	8357
TOTAL		111 N	--	8357

Torque mínimo

$$T_{\min4} := 8357 \text{ N.mm}$$

Carga cortante

$$V_{\min4} := 111 \text{ N}$$

La carga minima en cada perno es:

$$\frac{V_{\min4}}{2} = 55.5 \text{ N}$$

$$V1_{\min4} := 56 \text{ N}$$

$$V2_{\min4} := 56 \text{ N}$$

TORQUE MAXIMO

El torque máximo se da con el peso de los elementos y además el peso correspondiente al operario.

Tabla 54:

Torque máximo en el andén frontal

No.	Descripción	Peso/4	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Operario	314 N	75	23531
2	Tubo	0.055 N/mm*202 6mm	75	8357
TOTAL		425 N	--	31888

Torque máximo

$$T_{\max4} := 31888 \text{ N.mm}$$

Carga cortante

$$V_{\min4} := 111 \text{ N}$$

La carga maxima en cada perno es:

$$\frac{V_{\max4}}{2} = 212.5 \text{ N}$$

$$V1_{\max4} := 213 \text{ N}$$

$$V2_{\max4} := 213 \text{ N}$$

MOMENTO

El momento se calcula con la carga cortante y la distancia de la placa a la mitad del tubo.

Tabla 55:

Momentos en la placa J

No.	Descripción	Carga (V)	Distancia (Carga) [mm]	Momento [N*mm]
1	Momento Mínimo	56	1021	57176
2	Momento máximo	425	1021	433925

FUERZA RESULTANTE POR TORQUE

Para determina la fuerza que resiste cada perno por el torque, se debe considerar que la pieza puede girar respecto al centro de gravedad. El esfuerzo ejercido sobre cada perno es proporcional al desplazamiento de la placa y este es proporcional a la distancia desde el centro de gravedad hasta el centro de cada perno. (Norton, 2006)

$$F_{t_i} := \frac{T \cdot d_i}{\sum_{j=1}^n d_j^2}$$

Se calcula esta fuerza solo para el perno en el cual las fuerzas se suman ya que es el que más se ve afectado, entonces si este resiste los otros lo harán también.

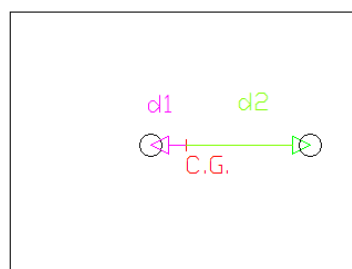


Ilustración 105: Distancia del centro de gravedad a cada perno

$$d_1 := 20 \text{ mm}$$

$$d_2 := 70 \text{ mm}$$

$$F_{t_{\min 4}} := \frac{T_{\min 4} \cdot d_1}{d_1^2 + d_2^2} = 31.536 \text{ N}$$

$$F_{t_{\max 4}} := \frac{T_{\max 4} \cdot d_1}{d_1^2 + d_2^2} = 120.332 \text{ N}$$

Se calcula la Fuerza Resultante del perno 1, dado que es el que tiene mayor Carga.

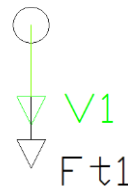


Ilustración 106: Esquema PJ – Fuerzas en el perno

Fuerza Resultante mínima

$$V_{t_{\min 4a}} := V_{1_{\min 4}} + F_{t_{\min 4}}$$

$$V_{t_{\min 4a}} = 87.536 \text{ N}$$

Fuerza resultante máxima

$$V_{t_{\max 4a}} := V_{1_{\max 4}} + F_{t_{\max 4}}$$

$$V_{t_{\max 4a}} = 333.332 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo cortante Directo en el perno.

$$\tau_{\min 4a} := \frac{V_{t_{\min 4a}}}{A_{b_{\text{esf}}}} = 0.957 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max 4a} := \frac{V_{t_{\max 4a}}}{A_{b_{\text{esf}}}} = 3.643 \text{ MPa}$$

Donde:

$$A_{b_{\text{esf}}} := 91.5 \text{ mm}^2$$

FUERZA RESULTANTE POR MOMENTO

La fuerza que ocasiona el momento hace que la placa tienda a separarse del espaldar, dado que los dos pernos están a la misma distancia del extremo sufren el mismo esfuerzo. (Norton, 2006)

$$FM_i := \frac{M \cdot d_i}{\sum_{j=1}^n d_j^2}$$

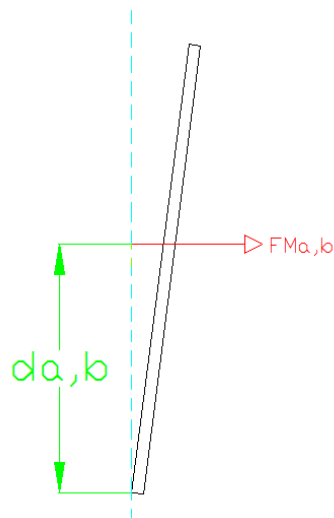


Ilustración 107: Distancias – Momento

$$d_a := 75 \text{ mm}$$

$$d_b := 75 \text{ mm}$$

$$FMa_{\min 4} := \frac{M_{\min 4} \cdot d_a}{d_a^2 + d_b^2} = 381.173 \text{ N}$$

$$FMa_{\max 4} := \frac{M_{\max 4} \cdot d_a}{d_a^2 + d_b^2} = 2.893 \times 10^3 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo por momento en el perno.

$$\sigma_{\min 4a} := \frac{FMa_{\min 4}}{Ab_{\text{esf}}} = 4.166 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max 4a} := \frac{FMa_{\max 4}}{Ab_{\text{esf}}} = 31.616 \text{ MPa}$$

FATIGA

Dado que la carga varía respecto al tiempo puede ocurrir falla por fatiga, este caso presenta un esfuerzo fluctuante porque todos los esfuerzos son distintos de cero.

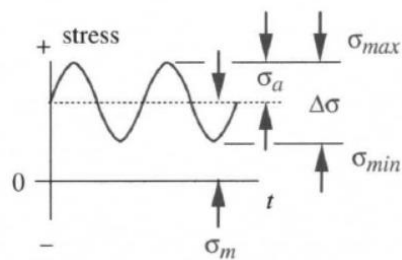


Ilustración 108: Esquema- Esfuerzo fluctuante

Fuente: (Norton, 2006)

La forma de onda de este tipo de esfuerzo se puede caracterizar mediante sus componentes medio y alternante.

Componente Alternante

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

Componente Medio

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

Componentes para el esfuerzo cortante

$$\sigma_{a4} := \frac{\sigma_{\max 4a} - \sigma_{\min 4a}}{2} = 13.725 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m4} := \frac{\sigma_{\max 4a} + \sigma_{\min 4a}}{2} = 17.891 \text{ MPa}$$

Para obtener el esfuerzo alternante en el perno es necesario multiplicarlo por un factor de concentración de esfuerzo a la fatiga (**K_f**) y para obtener el esfuerzo medio se multiplica al valor por el factor de concentración de esfuerzos medio (**K_{fm}**). (Norton, 2006)

- Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga para perno Grado SAE 8 con rosca Rolada

$$K_f := 3$$

- Factor de concentración de esfuerzos medio

$$\text{Si } K_f \cdot \tau_{\max} < S_y \text{ Entonces } K_{fm} := K_f$$

$$3.32 < 896$$

$$96 < 896$$

$$K_{fm} := 3$$

Entonces:

$$\tau_{alt4} := K_f \cdot \tau_{a4} = 4.029 \text{ MPa}$$

$$\tau_{med4} := K_{fm} \cdot \tau_{m4} = 6.899 \text{ MPa}$$

Componentes para el esfuerzo por momento

$$\sigma_{a4} := \frac{\sigma_{max4a} - \sigma_{min4a}}{2} = 13.725 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m4} := \frac{\sigma_{max4a} + \sigma_{min4a}}{2} = 17.891 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{alt4} := K_f \cdot \sigma_{a4} = 41.175 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{med4} := K_{fm} \cdot \sigma_{m4} = 53.672 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{eq_{alt4}} := \sqrt{\sigma_{alt4}^2 + 4\tau_{alt4}^2} = 41.956 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq_{med4}} := \sqrt{\sigma_{med4}^2 + 4\tau_{med4}^2} = 55.418 \text{ MPa}$$

Para determinar el esfuerzo por debajo del cual se puede alternar de manera infinita sin falla se calcula el límite de resistencia a la fatiga (S_{ep})

$$S_{ep} := 0.5 \cdot S_{u1}$$

$$S_{ep} = 517 \text{ MPa}$$

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga corregido utilizando unos factores que aproximan a la realidad a cada caso según las condiciones.

Factor de Carga

Factor para fatiga por tensión

$$C_{carga} := 1$$

Factor de Tamaño

Para diámetros de espécimen de prueba entre 8 y 250 mm se utiliza la siguiente fórmula, donde $dm2$ es el diámetro del perno utilizado.

$$C_{tamaño2} := 1.189 dm2^{-0.097} = 0.929$$

Donde:

$$dm2 := 12.7 \text{ mm}$$

Factor de superficie

Para superficies Roladas en caliente se usa la siguiente fórmula, donde A_p y b_p son coeficientes para la ecuación.

$$A_p := 57.7$$

$$b_p := -0.718$$

$$C_{\text{superficie}} := A_p \cdot S_{u1}^{b_p} = 0.395$$

Factor de temperatura

Factor para temperaturas de prueba de Fatiga menores a los 450 °C

$$C_{\text{temperatura}} := 1$$

Factor de confiabilidad

Dado que se desea una probabilidad del 99.999 % que los pernos cumplan o superen la resistencia supuesta se usa el siguiente factor:

$$C_{\text{confiabilidad}} := 0.659$$

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$$S_e := C_{\text{carga}} \cdot C_{\text{tamaño2}} \cdot C_{\text{superficie}} \cdot C_{\text{temperatura}} \cdot C_{\text{confiabilidad}} \cdot S_{ep}$$

$$S_e = 125.095 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad usando la Ecuación de GOODMAN

$$FS_{p4} := \frac{S_{u1}}{\sigma_{eq_{med4}} + \frac{S_{u1}}{S_e} \cdot \sigma_{eq_{alt4}}} = 2.571$$

MODELO PLACA C (ANDENES)

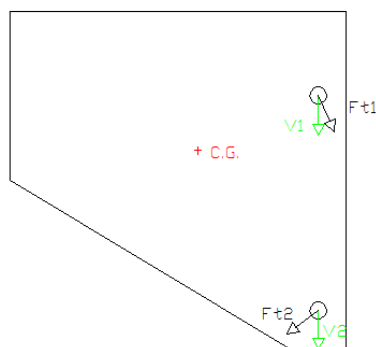


Ilustración 109: Esquema – Placa C

DATOS

Los pernos utilizados son SAE Grado 8 y cuentan con las especificaciones ya mencionadas:

Se calcula el centro de gravedad utilizando el software Solid Works

Tabla 56:

Centro de gravedad – Placa C

Centro de Gravedad	Valor
X	167.54 mm
Y	-123.68 mm

Peso de los elementos montados en el sistema

La placa en cuestión soporta el andén. Se analiza los pernos a fatiga dado que es intermitente la circulación del operador por el andén.

TORQUE MINIMO

El torque mínimo se da solo con el peso del andén. El peso se divide para 2 porque el peso esta soportado por dos placas.

Tabla 57:

Torque mínimo en la placa C

No.	Descripción	Peso/2	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Tubo Anden	0.055 N/mm*(3827*2)mm	887	373400
2	Tubo Soporte	0.055 N/mm*(3197)mm	887	155966
TOTAL		597 N	--	529366

Torque mínimo

$$T_{\min 5} := 529366 \text{ N.mm}$$

Carga cortante

$$V_{\min 5} := 597 \text{ N}$$

La carga minima en cada perno es:

$$\frac{V_{\min 5}}{2} = 298.5 \text{ N}$$

$$V1_{\min 5} := 299 \text{ N}$$

$$V2_{\min 5} := 299 \text{ N}$$

TORQUE MAXIMO

El torque máximo se da con el peso de los elementos y además el peso correspondiente al operario.

Tabla 58:

Torque máximo en la placa C

No.	Descripción	Peso/2	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Operario	628 N	887	557036
2	Tubo Anden	0.055 N/mm*(382 7*2)mm	887	373400
3	Tubo Soporte	0.055 N/mm*(319 7)mm	887	155966
TOTAL		1225 N	--	1086402

Torque máximo

$$T_{\max 5} := 1086402 \text{ N.mm}$$

Carga cortante

$$V_{\max 5} := 1225 \text{ N}$$

La carga maxima en cada perno es:

$$\frac{V_{\max 5}}{2} = 612.5 \text{ N}$$

$$V1_{\max 5} := 613 \text{ N}$$

$$V2_{\max 5} := 613 \text{ N}$$

MOMENTO

El momento se calcula con la carga cortante y la distancia de la placa a la mitad del tubo.

Tabla 59:

Momentos en la placa C

No.	Descripción	Carga (V)	Distancia (Carga) [mm]	Momento [N*mm]
1	Momento Mínimo	597	33	19701
2	Momento máximo	1225	33	40425

FUERZA RESULTANTE POR TORQUE

Para determinar la fuerza que resiste cada perno por el torque, se debe considerar que la pieza puede girar respecto al centro de gravedad. El esfuerzo ejercido sobre cada perno es proporcional al desplazamiento de la placa y este es proporcional a la distancia desde el centro de gravedad hasta el centro de cada perno. (Norton, 2006)

$$F_{t_i} := \frac{T \cdot d_i}{\sum_{j=1}^n d_j^2}$$

Se calcula esta fuerza solo para el perno más distante del centro de gravedad ya que es el que más se ve afectado, entonces si este resiste los otros lo harán también.

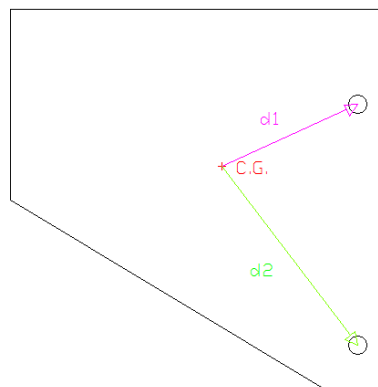


Ilustración 110: Distancia del centro de gravedad a cada perno

$$d_1 := 117.97 \text{ mm}$$

$$d_2 := 177.54 \text{ mm}$$

$$F_{t_{\min 5}} := \frac{T_{\min 5} \cdot d_2}{d_1^2 + d_2^2} = 2.068 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{t_{\max 5}} := \frac{T_{\max 5} \cdot d_2}{d_1^2 + d_2^2} = 4.245 \times 10^3 \text{ N}$$

Se calcula la Fuerza Resultante del perno 2, dado que es el que tiene mayor Carga.

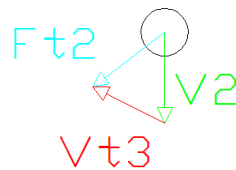


Ilustración 111: Esquema PC – Fuerzas en el perno

Fuerza Resultante mínima

$$V_{t_{\min 5b}} := \sqrt{V_{2_{\min 5}}^2 + F_{t_{\min 5}}^2 - 2 \cdot V_{2_{\min 5}} \cdot F_{t_{\min 5}} \cdot \cos(\phi)}$$

$$V_{t_{\min 5b}} = 1.904 \times 10^3 \text{ N}$$

Donde:

$$\phi := 53 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.925 \text{ rad}$$

Fuerza resultante máxima

$$V_{t_{\max 5b}} := \sqrt{V_{2_{\max 5}}^2 + F_{t_{\max 5}}^2 - 2 \cdot V_{2_{\max 5}} F_{t_{\max 5}} \cos(\phi)}$$

$$V_{t_{\max 5b}} = 3.907 \times 10^3 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo cortante Directo en el perno.

$$\tau_{\min 5b} := \frac{V_{t_{\min 5b}}}{A_{a_{\text{esf}}}} = 13.056 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max 5b} := \frac{V_{t_{\max 5b}}}{A_{a_{\text{esf}}}} = 26.796 \text{ MPa}$$

Donde:

$$A_{a_{\text{esf}}} := 145.8 \text{ mm}^2$$

FUERZA RESULTANTE POR MOMENTO

La fuerza que ocasiona el momento hace que la placa tienda a separarse del espaldar, por lo que el mayor esfuerzo ejercido sobre cada perno se da a la mayor distancia ya que es donde se evidencia la mayor separación. (Norton, 2006)

$$FM_i := \frac{M \cdot d_i}{\sum_{j=1}^n d_j^2}$$

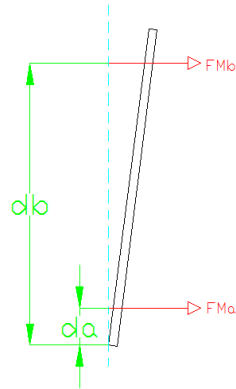


Ilustración 112: Distancias – Momento

$$d_a := 35 \text{ mm}$$

$$d_b := 225 \text{ mm}$$

$$FMb_{\min 5} := \frac{M_{\min 5} \cdot d_b}{d_a^2 + d_b^2} = 85.491 \text{ N}$$

$$FMb_{\max 5} := \frac{M_{\max 5} \cdot d_b}{d_a^2 + d_b^2} = 175.422 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo por momento en el perno.

$$\sigma_{\min 5b} := \frac{FMb_{\min 5}}{Aa_{\text{esf}}} = 0.586 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max 5b} := \frac{FMb_{\max 5}}{Aa_{\text{esf}}} = 1.203 \text{ MPa}$$

FATIGA

Dado que la carga varía respecto al tiempo puede ocurrir falla por fatiga, este caso presenta un esfuerzo fluctuante porque todos los esfuerzos son distintos de cero.

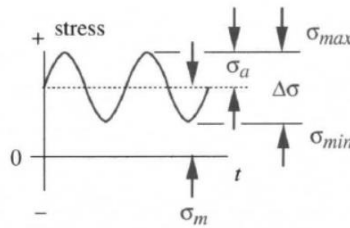


Ilustración 113: Esquema- Esfuerzo fluctuante

Fuente: (Norton, 2006)

La forma de onda de este tipo de esfuerzo se puede caracterizar mediante sus componentes medio y alternante.

Componente Alternante

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

Componente Medio

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

Componentes para el esfuerzo cortante

$$\tau_{a5} := \frac{\tau_{\max 5b} - \tau_{\min 5b}}{2} = 6.87 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m5} := \frac{\tau_{\max 5b} + \tau_{\min 5b}}{2} = 19.926 \text{ MPa}$$

Para obtener el esfuerzo alternante en el perno es necesario multiplicarlo por un factor de concentración de esfuerzo a la fatiga (K_f) y para obtener el esfuerzo medio se multiplica al valor por el factor de concentración de esfuerzos medio (K_{fm}). (Norton, 2006)

- Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga para perno Grado SAE 8 con rosca Rolada

$$K_f := 3$$

- Factor de concentración de esfuerzos medio

$$\text{Si } K_f \cdot \tau_{\max} < S_y \text{ Entonces } K_{fm} := K_f$$

$$3 \cdot 26.8 < 896$$

$$80.4 < 896$$

$$K_{fm} := 3$$

Entonces:

$$\tau_{\text{alt}5} := K_f \cdot \tau_{a5} = 20.61 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{med}5} := K_{fm} \cdot \tau_{m5} = 59.777 \text{ MPa}$$

Componentes para el esfuerzo por momento

$$\sigma_{a5} := \frac{\sigma_{\max 5b} - \sigma_{\min 5b}}{2} = 0.308 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m5} := \frac{\sigma_{\max 5b} + \sigma_{\min 5b}}{2} = 0.895 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{alt}5} := K_f \cdot \sigma_{a5} = 0.925 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{med}5} := K_{fm} \cdot \sigma_{m5} = 2.684 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{eq_{alt5}} := \sqrt{\sigma_{alt5}^2 + 4\tau_{alt5}^2} = 41.231 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq_{med5}} := \sqrt{\sigma_{med5}^2 + 4\tau_{med5}^2} = 119.585 \text{ MPa}$$

Para determinar el esfuerzo por debajo del cual se puede alternar de manera infinita sin falla se calcula el límite de resistencia a la fatiga (**S_{ep}**)

$$S_{ep} := 0.5 \cdot S_{u1}$$

$$S_{ep} = 517 \text{ MPa}$$

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga corregido utilizando unos factores que aproximan a la realidad a cada caso según las condiciones.

Factor de Carga

Factor para fatiga por tensión

$$C_{carga} := 1$$

Factor de Tamaño

Para diámetros de espécimen de prueba entre 8 y 250 mm se utiliza la siguiente fórmula, donde **dm1** es el diámetro del perno utilizado.

$$C_{tamaño} := 1.189 dm1^{-0.097} = 0.909$$

Factor de superficie

Para superficies Roladas en caliente se usa la siguiente formula, donde A_p y b_p son coeficientes para la ecuación.

$$A_p := 57.7$$

$$b_p := -0.718$$

$$C_{\text{superficie}} := A_p \cdot S_{ul}^{b_p} = 0.395$$

Factor de temperatura

Factor para temperaturas de prueba de Fatiga menores a los 450 °C

$$C_{\text{temperatura}} := 1$$

Factor de confiabilidad

Dado que se desea una probabilidad del 99.999 % que los pernos cumplan o superen la resistencia supuesta se usa el siguiente factor:

$$C_{\text{confiabilidad}} := 0.659$$

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$$S_e := C_{\text{carga}} \cdot C_{\text{tamaño}} \cdot C_{\text{superficie}} \cdot C_{\text{temperatura}} \cdot C_{\text{confiabilidad}} \cdot S_{ep}$$

$$S_e = 122.416 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad usando la Ecuación de GOODMAN

$$FS_{p5} := \frac{S_{u1}}{\sigma_{eq_med5} + \frac{S_{u1}}{S_e} \cdot \sigma_{eq_alt5}} = 2.21$$

MODELO PLACA B (BASE)

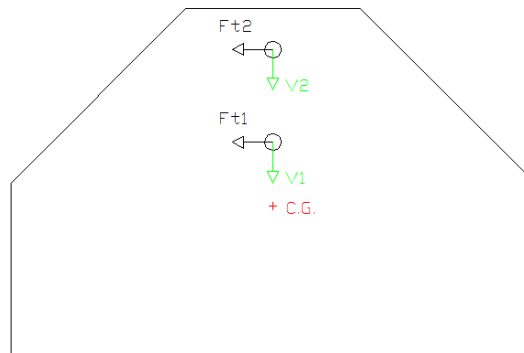


Ilustración 114: Esquema – Placa B

DATOS

Los pernos utilizados son SAE Grado 8 y cuentan con las especificaciones ya mencionadas:

Se calcula el centro de gravedad utilizando el software Solid Works

Tabla 60:

Centro de gravedad – Placa B

Centro de Gravedad	Valor
X	225 mm
Y	-170 mm

Peso de los elementos montados en el sistema

La placa en cuestión soporta el alineador, el andén, la estructura y además un rodillo. Se analiza los pernos a fatiga dado que cuando la lámina se tensiona los rodillos soportan la Carga.

FUERZA

Fuerza mínima en el bastidor del alineador

La fuerza mínima se da solo con el peso de los elementos. El peso se divide para 2 porque el peso esta soportado por dos tubos.

Tabla 61:

Fuerza mínima en el bastidor del alineador

No.	Descripción	Peso/2	Total [N]
1	Alineador	1310	1310
2	UPN	$0.08 \text{ N/mm} \cdot (1476) \text{ mm}$	118
3	Tubo	$0.055 \text{ N/mm} \cdot (1117 \cdot 2 + 1620) \text{ mm}$	212
TOTAL			1640

Fuerza máxima en el bastidor del alineador

La fuerza máxima se da con el peso de los elementos y además los 1200 N de fuerza sobre cada rodillo.

Tabla 62:

Fuerza máxima en el bastidor del alineador

No.	Descripción	Peso/2	Total [N]
1	Alineador	$1310 + 1200$	2510
2	UPN	$0.08 \text{ N/mm} \cdot (1476) \text{ mm}$	118
3	Tubo	$0.055 \text{ N/mm} \cdot (1117 \cdot 2 + 1620) \text{ mm}$	212
TOTAL			2840

Para determinar la carga que soporta la pata frontal se distribuye la fuerza como se muestra en el siguiente gráfico y se calcula la reacción.

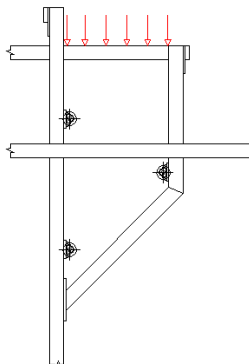


Ilustración 115: Distribución de fuerzas en el bastidor del alineador

Reacción

Fuerza mínima

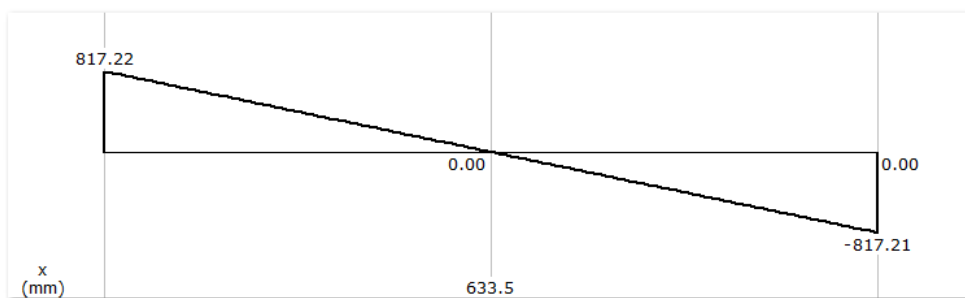


Ilustración 116: Reacciones apoyos- Fuerza mínima

Fuente: (MDSolid, 2009)

Fuerza máxima

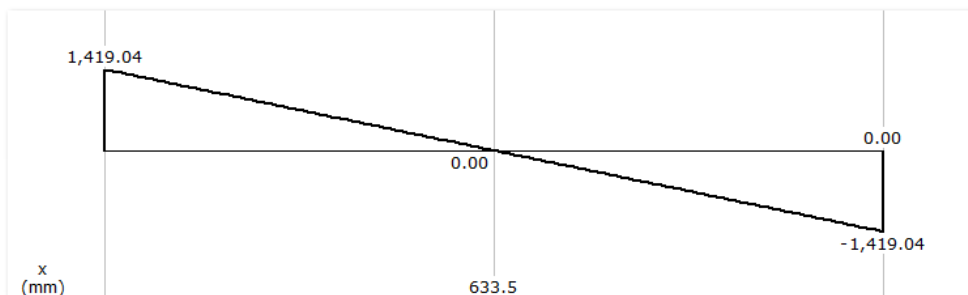


Ilustración 117: Reacciones apoyos- Fuerza máxima

Fuente: (MDSolid, 2009)

Tabla 63:

Fuerza mínima total

No.	Descripción	Peso	Total [N]
1	Alineador	817.21	817.21
2	Anden	$(19360 \cdot 0.11)/4$	532.4
3	Soporte de anden	$(2 \cdot 0.11 \cdot 3197)/4$	176
4	Parante	$0.11 \cdot 1517$	167
5	Rodillo	$294/2$	147
		TOTAL	1840

Tabla 64:

Fuerza máxima total

No.	Descripción	Peso	Total [N]
1	Alineador	1419	1419
2	Anden	$(19360 \cdot 0.11)/4$	532.4
3	Soporte de anden	$(2 \cdot 0.11 \cdot 3197)/4$	176
4	Parante	$0.11 \cdot 1517$	167
5	Rodillo	$294/2$	147
		TOTAL	2441

Las fuerzas totales generadas por el tubo inclinado se las divide para dos, dado que son dos juntas empernadas las que la soportan.

TORQUE

Tabla 65:

Torque en la placa B

No.	Descripción	Carga (V)	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Torque Mínimo	920	1361	1252120
2	Torque máximo	1221	1361	1661781

MOMENTOS

Tabla 66:

Momentos en la placa B

No.	Descripción	Carga (V)	Distancia (Carga) [mm]	Momento [N*mm]
1	Momento Mínimo	920	37	34040
2	Momento máximo	1221	37	45177

Torque mínimo

$$T_{\min 6} := 1252120 \text{ N.mm}$$

Carga cortante

$$V_{\min 6} := 920 \text{ N}$$

La carga minima en cada perno es:

$$\frac{V_{\min 6}}{2} = 460$$

$$V1_{\min 6} := 460 \text{ N}$$

$$V2_{\min 6} := 460 \text{ N}$$

Torque máximo

$$T_{\max 6} := 1661781 \text{ N.mm}$$

Carga cortante

$$V_{\max 6} := 1221 \text{ N}$$

La carga maxima en cada perno es:

$$\frac{V_{\max 6}}{2} = 610.5 \text{ N}$$

$$V1_{\max 6} := 611 \text{ N}$$

$$V2_{\max 6} := 611 \text{ N}$$

FUERZA RESULTANTE POR TORQUE

Para determina la fuerza que resiste cada perno por el torque, se debe considerar que la pieza puede girar respecto al centro de gravedad. El esfuerzo ejercido sobre cada perno es proporcional al desplazamiento de la placa y este es proporcional a la distancia desde el centro de gravedad hasta el centro de cada perno. (Norton, 2006)

$$F_{t_i} := \frac{T \cdot d_i}{\sum_{j=1}^n d_j^2}$$

Se calcula esta fuerza solo para el perno más distante del centro de gravedad ya que es el que más se ve afectado, entonces si este resiste los otros lo harán también.

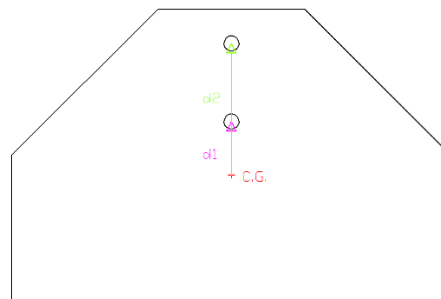


Ilustración 118: Distancia del centro de gravedad a cada perno

$$d_1 := 55 \text{ mm}$$

$$d_2 := 135 \text{ mm}$$

$$F_{t_{\min 6}} := \frac{T_{\min 6} d_2}{d_1^2 + d_2^2} = 7.955 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{t_{\max 6}} := \frac{T_{\max 6} d_2}{d_1^2 + d_2^2} = 1.056 \times 10^4 \text{ N}$$

Se calcula la Fuerza Resultante del perno 2, dado que es el que tiene mayor Carga.

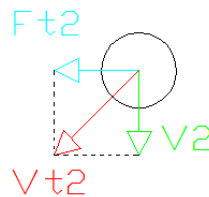


Ilustración 119: Esquema PB – Fuerzas en el perno

Fuerza Resultante mínima

$$V_{t_{\min 6b}} := \sqrt{V_{2_{\min 6}}^2 + F_{t_{\min 6}}^2}$$

$$V_{t_{\min 6b}} = 7.968 \times 10^3 \text{ N}$$

Fuerza resultante máxima

$$V_{t_{\max 6b}} := \sqrt{V_{2_{\max 6}}^2 + F_{t_{\max 6}}^2}$$

$$V_{t_{\max 6b}} = 1.057 \times 10^4 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo cortante Directo en el perno.

$$\tau_{\min 6b} := \frac{V_{t_{\min 6b}}}{Aa_{\text{esf}}} = 54.65 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max 6b} := \frac{V_{t_{\max 6b}}}{Aa_{\text{esf}}} = 72.53 \text{ MPa}$$

Donde:

$$Aa_{\text{esf}} := 145.8 \text{ mm}^2$$

FUERZA RESULTANTE POR MOMENTO

La fuerza que ocasiona el momento hace que la placa tienda a separarse del espaldar, por lo que el mayor esfuerzo ejercido sobre cada perno se da a la mayor distancia ya que es donde se evidencia la mayor separación. (Norton, 2006)

$$FM_i := \frac{M \cdot d_i}{\sum_{j=1}^n d_j^2}$$

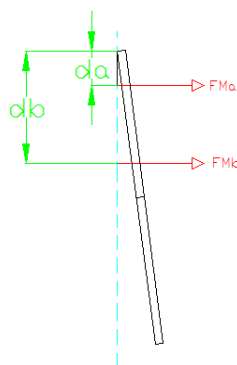


Ilustración 120: Distancias – Momento

$$d_a := 35 \text{ mm}$$

$$d_b := 115 \text{ mm}$$

$$FMb_{\min 6} := \frac{M_{\min 6} \cdot d_b}{d_a^2 + d_b^2} = 270.907 \text{ N}$$

$$FMb_{\max 6} := \frac{M_{\max 6} \cdot d_b}{d_a^2 + d_b^2} = 359.54 \text{ N}$$

Se calcula el esfuerzo por momento en el perno.

$$\sigma_{\min 6b} := \frac{FMb_{\min 6}}{Aa_{\text{esf}}} = 1.858 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max 6b} := \frac{FMb_{\max 6}}{Aa_{\text{esf}}} = 2.466 \text{ MPa}$$

FATIGA

Dado que la carga varía respecto al tiempo puede ocurrir falla por fatiga, este caso presenta un esfuerzo fluctuante porque todos los esfuerzos son distintos de cero.

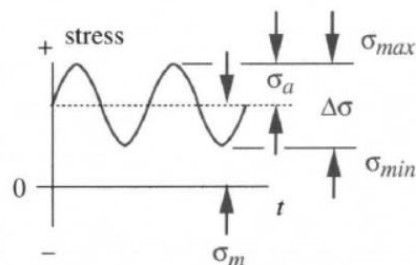


Ilustración 121: Esquema- Esfuerzo fluctuante

Fuente: (Norton, 2006)

La forma de onda de este tipo de esfuerzo se puede caracterizar mediante sus componentes medio y alternante.

Componente Alternante

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

Componente Medio

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

Componentes para el esfuerzo cortante

$$\tau_{a6} := \frac{\tau_{\max 6b} - \tau_{\min 6b}}{2} = 8.94 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m6} := \frac{\tau_{\max 6b} + \tau_{\min 6b}}{2} = 63.59 \text{ MPa}$$

Para obtener el esfuerzo alternante en el perno es necesario multiplicarlo por un factor de concentración de esfuerzo a la fatiga (**K_f**) y para obtener el esfuerzo medio se multiplica al valor por el factor de concentración de esfuerzos medio (**K_{fm}**). (Norton, 2006)

- Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga para perno Grado SAE 8 con rosca Rolada

$$K_f := 3$$

- Factor de concentración de esfuerzos medio

$$\text{Si } K_f \cdot \tau_{\max} < S_y \text{ Entonces } K_{fm} := K_f$$

$$3 \cdot 72.5 < 896$$

$$218 < 896$$

$$K_{fm} := 3$$

Entonces:

$$\tau_{alt6} := K_f \cdot \tau_{a6} = 26.82 \text{ MPa}$$

$$\tau_{med6} := K_{fm} \cdot \tau_{m6} = 190.77 \text{ MPa}$$

Componentes para el esfuerzo por momento

$$\sigma_{a6} := \frac{\sigma_{max6b} - \sigma_{min6b}}{2} = 0.304 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m6} := \frac{\sigma_{max6b} + \sigma_{min6b}}{2} = 2.162 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{alt6} := K_f \cdot \sigma_{a6} = 0.912 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{med6} := K_{fm} \cdot \sigma_{m6} = 6.486 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{eq_{alt6}} := \sqrt{\sigma_{alt6}^2 + 4 \cdot \tau_{alt6}^2} = 53.648 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq_{med6}} := \sqrt{\sigma_{med6}^2 + 4 \cdot \tau_{med6}^2} = 381.594 \text{ MPa}$$

Para determinar el esfuerzo por debajo del cual se posible alternar de manera infinita sin falla se calcula el límite de resistencia a la fatiga (**S_{ep}**)

$$S_{ep} := 0.5 \cdot S_{u1}$$

$$S_{ep} = 517 \text{ MPa}$$

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga corregido utilizando unos factores que aproximan a la realidad a cada caso según las condiciones.

Factor de Carga

Factor para fatiga por tensión

$$C_{carga} := 1$$

Factor de Tamaño

Para diámetros de espécimen de prueba entre 8 y 250 mm se utiliza la siguiente formula, donde **dm1** es el diámetro del perno utilizado.

$$C_{tamaño} := 1.189 dm1^{-0.097} = 0.909$$

Factor de superficie

Para superficies Roladas en caliente se usa la siguiente formula, donde **A_p** y **b_p** son coeficientes para la ecuación.

$$A_p := 57.7$$

$$b_p := -0.718$$

$$C_{superficie} := A_p \cdot S_{u1}^{b_p} = 0.395$$

Factor de temperatura

Factor para temperaturas de prueba de Fatiga menores a los 450 °C

$$C_{\text{temperatura}} := 1$$

Factor de confiabilidad

Dado que se desea una probabilidad del 90 % que los pernos cumplan o superen la resistencia supuesta se usa el siguiente factor:

$$C_{\text{confiabilidad1}} := 0.897$$

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$$S_e := C_{\text{carga}} \cdot C_{\text{tamaño}} \cdot C_{\text{superficie}} \cdot C_{\text{temperatura}} \cdot C_{\text{confiabilidad1}} \cdot S_{ep}$$

$$S_e = 166.627 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad usando la Ecuación de GOODMAN

$$FS_{p6} := \frac{S_{u1}}{\sigma_{eq_med6} + \frac{S_{u1}}{S_e} \cdot \sigma_{eq_alt6}} = 1.447$$

3.2.2 PLACAS

Se analiza la Placa Base dado que es la que soporta mayores esfuerzos como se vio en el cálculo de Pernos. Entonces si esta placa en cuestión soporta los esfuerzos se puede usar el mismo espesor de placa en todas las juntas.

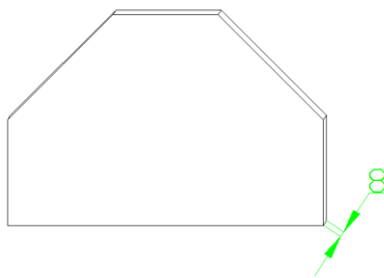


Ilustración 122: Esquema – Placa base

FUERZAS

Tabla 67:

Fuerzas en la placa base

No.	Descripción	Carga (V)
1	Fuerza Mínima	920
2	Fuerza máxima	1221

TORQUE

Tabla 68:

Torque en la placa base

No.	Descripción	Carga (V)	Distancia (Carga) [mm]	Torque [N*mm]
1	Torque Mínimo	920	37	34040
2	Torque máximo	1221	37	45177

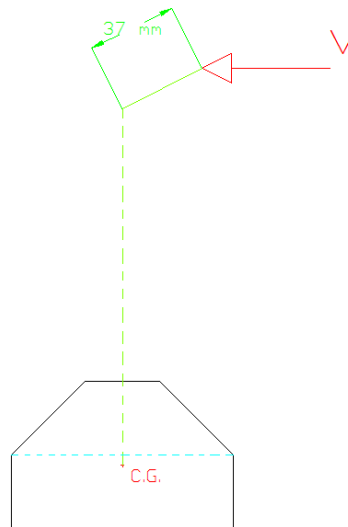


Ilustración 123: Esquema – Aplicación de fuerza

Torque mínimo

$$T_{\min 7} := 34040 \text{ N.mm}$$

Torque máximo

$$T_{\max 7} := 45177 \text{ N.mm}$$

ESFUERZO CORTANTE POR TORQUE

Para determinar el esfuerzo cortante máximo a la torsión en esta sección se aplica la siguiente formula. (Norton, 2006)

$$\tau_{xy} := \frac{T}{Q}$$

Donde:

Q: Es una función de la geometría de la sección transversal

Función de la geometría de la sección transversal

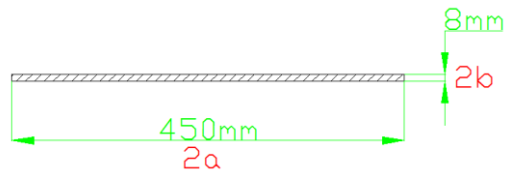


Ilustración 124: Cotas- Placa base

$$a := 225 \text{ mm}$$

$$b := 4 \text{ mm}$$

$$Q := \frac{8 \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot a + 1.8 \cdot b}$$

$$Q = 9.499 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Entonces:

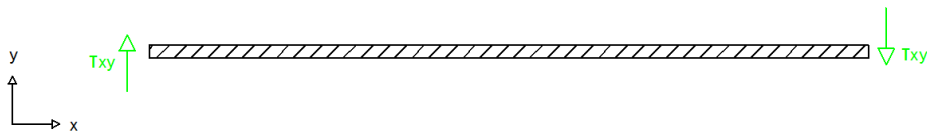


Ilustración 125: Esfuerzo cortante por torque – Placa base

$$\tau_{xy \text{ min7a}} := \frac{T_{\text{min7}}}{Q} = 3.584 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy \text{ max7a}} := \frac{T_{\text{max7}}}{Q} = 4.756 \text{ MPa}$$

ESFUERZO CORTANTE DIRECTO

El esfuerzo promedio resultante sobre la cara del cortante se puede estimar a partir de la siguiente formula. (Norton, 2006)

$$\tau_{yx} := \frac{V}{\text{Area}}$$

$$\text{Area} := (2 \cdot a) \cdot (2 \cdot b)$$

$$\text{Area} = 3.6 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

Entonces:

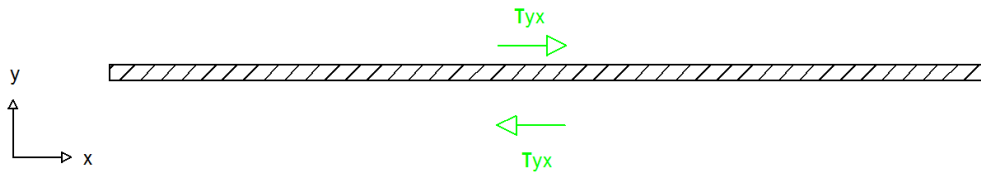


Ilustración 126: Esfuerzo cortante directo - Placa base

$$\tau_{yx \min 7b} := \frac{V_{\min 7}}{\text{Area}} = 0.256 \text{ MPa}$$

$$\tau_{yx \max 7b} := \frac{V_{\max 7}}{\text{Area}} = 0.339 \text{ MPa}$$

ESFUERZO CORTENTE RESULTANTE

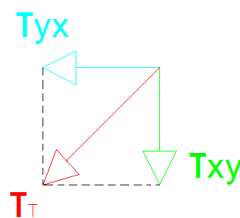


Ilustración 127: Esquema esfuerzo cortante resultante - Placa base

Esfuerzo cortante resultante mínimo

$$\tau_{\min \Gamma} := \sqrt{\tau_{xy \min 7a}^2 + \tau_{yx \min 7b}^2}$$

$$\tau_{\min \Gamma} = 3.593 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante resultante máximo

$$\tau_{\max T} := \sqrt{\tau_{xy_{\max 7a}}^2 + \tau_{yx_{\max 7b}}^2}$$

$$\tau_{\max T} = 4.768 \text{ MPa}$$

MOMENTO

Tabla 69:

Momentos en la placa base

No.	Descripción	Carga (V)	Distancia (Carga) [mm]	Momento [N*mm]
1	Momento Mínimo	920	1361	1252120
2	Momento máximo	1221	1361	1661781

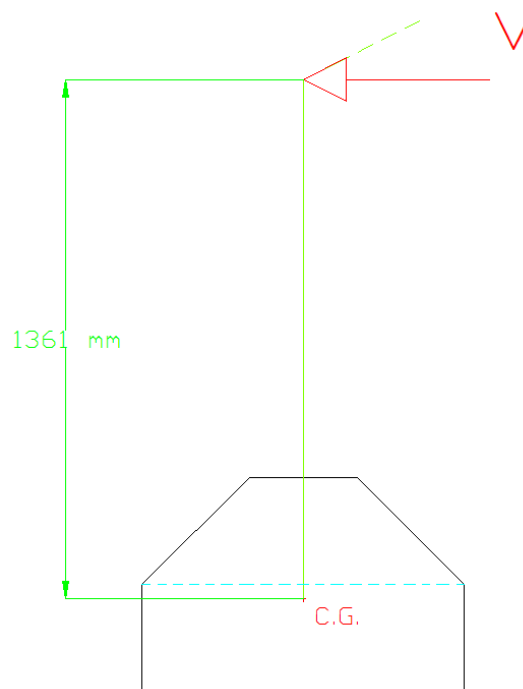


Ilustración 128: Esquema – Aplicación de fuerza

Momento mínimo

$$M_{\min 7} := 1252120 \text{ N.mm}$$

Momento máximo

$$M_{\max 7} := 1661781 \text{ N.mm}$$

ESFUERZO POR MOMENTO

El esfuerzo de flexión se da al aplicarse un momento de flexión y se lo puede calcular a partir de la siguiente ecuación. (Norton, 2006)

$$\sigma := \frac{M \cdot c}{I}$$

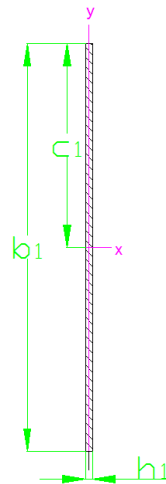


Ilustración 129: Cotas- Placa base

Datos:

$$c_1 := 225 \text{ mm}$$

$$b_1 := 450 \text{ mm}$$

$$h_1 := 8 \text{ mm}$$

Momento de Inercia del área

$$I := \frac{b_1^3 \cdot h_1}{12}$$

$$I = 6.075 \times 10^7 \text{ mm}^4$$

Esfuerzos

$$\sigma_{\min 7} := \frac{M_{\min 7} \cdot c_1}{I} = 4.637 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max 7} := \frac{M_{\max 7} \cdot c_1}{I} = 6.155 \text{ MPa}$$

FATIGA

Dado que la carga varía respecto al tiempo puede ocurrir falla por fatiga, este caso presenta un esfuerzo fluctuante porque todos los esfuerzos son distintos de cero.

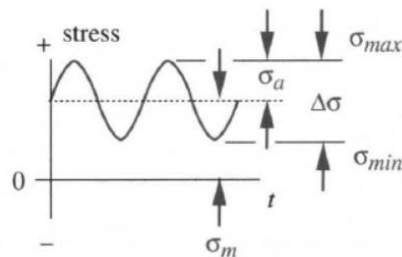


Ilustración 130: Esquema- Esfuerzo fluctuante

Fuente: (Norton, 2006)

La forma de onda de este tipo de esfuerzo se puede caracterizar mediante sus componentes medio y alternante.

Componente Alternante

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

Componente Medio

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

Componentes para el esfuerzo cortante

$$\tau_{a7} := \frac{\tau_{\max T} - \tau_{\min T}}{2} = 0.588 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m7} := \frac{\tau_{\max T} + \tau_{\min T}}{2} = 4.18 \text{ MPa}$$

Componentes para el esfuerzo por momento

$$\sigma_{a7} := \frac{\sigma_{\max 7} - \sigma_{\min 7}}{2} = 0.759 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m7} := \frac{\sigma_{\max 7} + \sigma_{\min 7}}{2} = 5.396 \text{ MPa}$$

Se calcula el esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{eq_alt7} := \sqrt{\sigma_{a7}^2 + 4 \cdot \tau_{a7}^2} = 1.399 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq_med7} := \sqrt{\sigma_{m7}^2 + 4 \cdot \tau_{m7}^2} = 9.951 \text{ MPa}$$

Para determinar el esfuerzo por debajo del cual se posible alternar de manera infinita sin falla se calcula el límite de resistencia a la fatiga (**S_{ep}**)

$$S_{y1} := 250$$

$$S_{ep} := 0.5 S_{y1}$$

$$S_{ep} = 125 \text{ MPa}$$

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga corregido utilizando unos factores que aproximan a la realidad a cada caso según las condiciones.

Factor de Carga

Factor para fatiga por tensión

$$C_{carga} := 1$$

Factor de Tamaño

Se calcula un diámetro equivalente

$$d_{eq} := \sqrt{\frac{0.05 b_1 \cdot h_1}{0.0766}}$$

$$d_{eq} = 48.475 \text{ mm}$$

Para diámetros de espécimen de prueba entre 8 y 250 mm se utiliza la siguiente formula.

$$C_{\text{tamaño}} := 1.189 \text{ deq}^{-0.097} = 0.816$$

Factor de superficie

Para superficies Roladas en caliente se usa la siguiente formula, donde A_p y b_p son coeficientes para la ecuación.

$$A_p := 57.7$$

$$b_p := -0.718$$

$$C_{\text{superficie}} := A_p \cdot S_{y1}^{b_p} = 1.095$$

Factor de temperatura

Factor para temperaturas de prueba de Fatiga menores a los 450 °C

$$C_{\text{temperatura}} := 1$$

Factor de confiabilidad

Dado que se desea una probabilidad del 99.999 % que el material cumpla o superen la resistencia supuesta se usa el siguiente factor:

$$C_{\text{confiabilidad1}} := 0.659$$

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$$S_e := C_{\text{carga}} \cdot C_{\text{tamaño}} \cdot C_{\text{superficie}} \cdot C_{\text{temperatura}} \cdot C_{\text{confiabilidad1}} \cdot S_{ep}$$

$$S_e = 84.042 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad usando la Ecuación de GOODMAN, usando la resistencia a la cedencia.

$$FS_{p7} := \frac{S_{y1}}{\sigma_{eq_{med7}} + \frac{S_{y1}}{S_e} \cdot \sigma_{eq_{alt7}}} = 17.004$$

El factor de seguridad garantiza que el espesor de placa utilizado va a soportar las cargas, y además dado que este valor es alto podemos utilizar las mismas placas para todas las juntas, ya que a pesar que hay varios modelos con distintas cantidad de agujeros estos no fallaran.

Un factor de seguridad alto en este caso es necesario:

- Para asegurar la integridad de la estructura.
- Por que se desconoce el trato de la materia prima previo a la recepción.
- Por que se pueden haber dado malas practicas de soldadura.
- La zona en donde la estación esta ubicada es propensa a sismos.

3.2.3 RODILLO MOTRIZ Y MOTOR

Se calcula el diámetro mínimo del rodillo motriz y además la potencia requerida por el motor en base a los cálculos propuestos en el catálogo de bandas Transportadoras de la empresa Forbo, Movement Systems.

Diámetro mínimo del tambor motriz

Se calcula el diámetro mínimo del tambor motriz con la finalidad de que haya la suficiente área de contacto entre la lámina y el rodillo para que no se provoque deslizamiento entre las partes. Se utiliza la siguiente fórmula. (Forbo, Movement Systems, 2009)

$$D_{\text{mm}} := \frac{F_u \cdot C_3 \cdot 180^\circ}{b_o \cdot \beta}$$

Donde:

Fuerza tangencial (F_u)

$$F_u := u_t \cdot g_1 \cdot \left(m_t + \frac{m_B}{2} \right) + u_R \cdot g_1 \cdot \left(\frac{m_B}{2} + m_R \right)$$

Donde:

Coefficiente de fricción para marcha sobre mesa (u_t)

Este valor es cero ya que nuestra banda no se desliza sobre ninguna mesa

$$u_t := 0$$

Gravedad (g)

$$g_1 := 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Masa de la mercadería transportada en toda la longitud de transporte (m_t)

Este valor es cero ya que no se transporta ningún producto sobre la banda.

Masa de la banda (m_B)

Se utiliza el Imperpol 4000 que es el más pesado (P_{lam}). A eso le multiplicamos por el ancho de la lámina (A_{lam}) y además por la suma de material en el acumulador (L_{acum}) y en la estación de absorción de impacto (L_{ebi}).

$$P_{lam} := 5.4 \frac{Kg}{m^2}$$

$$L_{acum} := 40 \text{ m}$$

$$L_{ebi} := 25 \text{ m}$$

$$A_{lam} := 1 \text{ m}$$

$$m_B := P_{lam} \cdot A_{lam} \cdot (L_{acum} + L_{ebi})$$

$$m_B = 351 \text{ Kg}$$

Masa de todos los Rodillos, excepto el Rodillo motriz (m_R)

Se multiplica el peso de los rodillos (Mr_{est}) por la suma de rodillos del acumulador (Nr_{acum}) y de la estación de absorción de impacto (Nr_{ebi}).

$$Nr_{acum} := 13$$

$$Nr_{ebi} := 12$$

$$Mr_{est} := 25 \text{ Kg}$$

$$m_R := (Nr_{acum} + Nr_{ebi}) \cdot Mr_{est}$$

$$m_R = 625 \text{ Kg}$$

Coefficiente de fricción para marcha sobre rodillo (u_R)

$$u_R := 0.3$$

Entonces la fuerza tangencial es:

$$F_u = 2.355 \times 10^3 \text{ N}$$

Factor, Material de la lámina Vs Superficie del Rodillo (C_3)

$$C_3 := 70$$

Ancho de la Banda (b_o)

$$b_o := 1000 \text{ mm}$$

Angulo de contacto en el rodillo motriz (β)

$$\beta := 200^\circ$$

Entonces el diámetro mínimo del rodillo motriz es:

$$D_{\text{mm}} = 148.375$$

Entonces se usa un rodillo motriz estándar ya que este tiene diámetro de 166 mm.

Detalle del sistema de arrastre

- Se colocó un rodillo estándar debajo del rodillo motriz para incrementar el ángulo de contacto entre la lámina y el rodillo motriz, asegurando la tracción. (Ángulo de contacto $\beta = 200^\circ$)

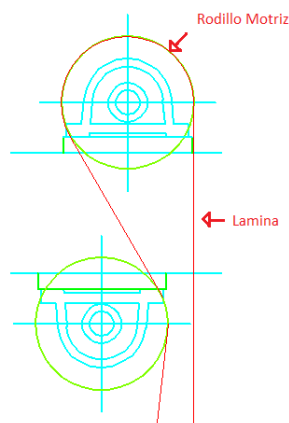


Ilustración 131: Esquema- Sistema de arrastre

- El rodillo motriz arrastra la lámina del acumulador con la finalidad de compensar el ascenso de los rodillos producto del impacto generado en la lámina durante el enrollado. Entonces como se ve en el esquema con las flechas rojas, mientras el acumulador asciende los rodillos móviles de la estación de absorción de impacto descienden.

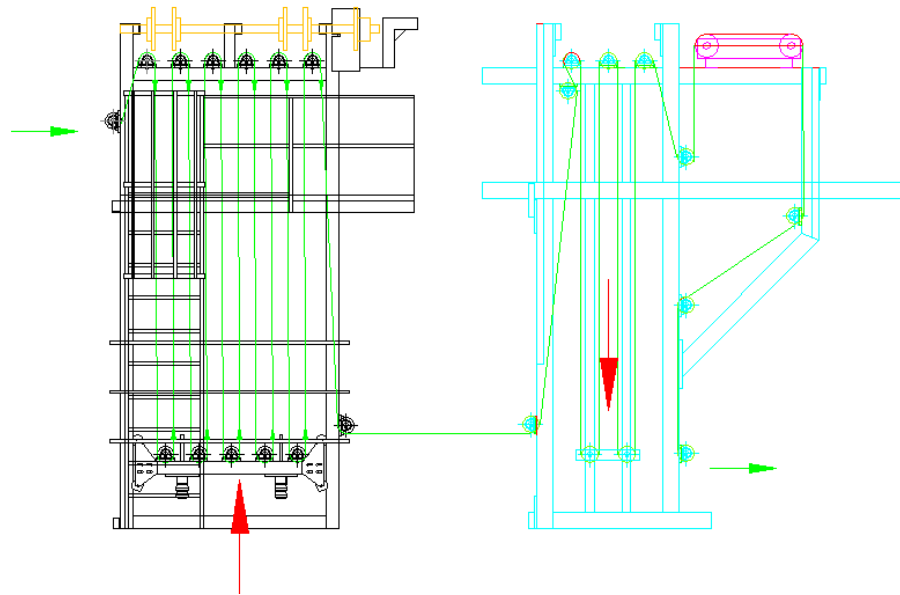


Ilustración 132: Esquema – Movimiento de Rodillos

- El proceso de enrollado de lámina debe iniciarse con los rodillos móviles en la base y el motorreductor en automático para garantizar el correcto funcionamiento.

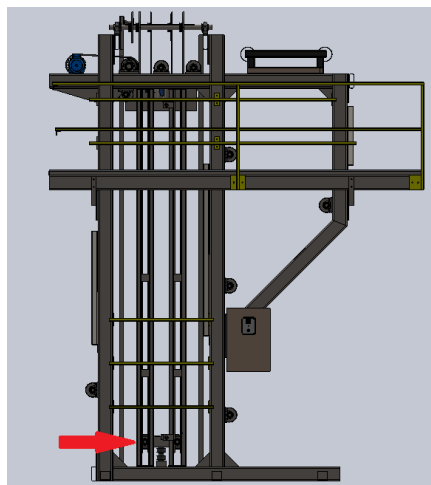


Ilustración 133: Posición inicial de los rodillos móviles

- A medida que los rodillos móviles ascienden el motorreductor se acelera manteniendo en la mitad de la carrera a los rodillos móviles.
- A la máxima velocidad del motorreductor (60 Hz) la lámina pierde tracción y los rodillos móviles ascienden hasta el tope superior. Esto se da en dos ocasiones: 1. Cuando se está pasando la lámina guía, lo cual se soluciona bajando los rodillos móviles manualmente hasta la base inferior una vez que ya haya pasado el producto terminado. 2. Cuando el acumulador se queda sin material, y en este caso es favorable que se pierda tracción dado que así el rodillo motriz no rompe la lámina.

Potencia en el motor del Rodillo motriz

$$P_{mRm} := \frac{F_u \cdot v_1}{1000}$$

Donde:

Velocidad de la lámina (V_1)

$$V_1 := 40 \frac{\text{m}}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = 0.67 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Entonces la potencia del motor en el Rodillo motriz es:

$$P_{mRm} := \frac{F_u \cdot v_1}{1000} = 1.57 \text{ kW} := 2.1 \text{ HP}$$

El motorreductor que más se acerca a los requerimientos calculados es marca Rossi y es el que está enmarcado en color rojo a continuación:

P_1 kW	n_2 min ⁻¹	M_2 daN m	f_s	Reductor - Motor Réducteur - Moteur	i
1)				2)	
1,5	53,6	25,7	2,5	MR 3I 80 - 90 L 4	26,1
	53,6	25,7	1,25	MR 3I 63 - 90 L 4	26,1
	53,6	25,7	1,6	MR 3I 64 - 90 L 4	26,1
	56,1	24,5	0,85	MR 3I 51 - 90 L * 4	25
	57,1	24,6	2,12	MR 2I 80 - 90 L 4	24,5
	57,7	24,3	1,06	MR 2I 63 - 90 L * 4	24,3
	59,3	23,2	1,4	MR 3I 63 - 90 L 4	23,6
	59,3	23,2	1,8	MR 3I 64 - 90 L 4	23,6
	59,7	23	2,8	MR 3I 80 - 90 L 4	23,5
	61,6	22,3	0,95	MR 3I 51 - 90 L * 4	22,7
	62,1	22,6	2,65	MR 2I 80 - 100 LA 6	14,5
	62,1	22,6	2,65	MR 2I 80 - 90 LC 6	14,5
	65,2	21,1	1,5	MR 3I 63 - 90 L 4	21,5
	65,2	21,1	2	MR 3I 64 - 90 L 4	21,5
	67,4	20,4	1,06	MR 3I 51 - 90 L * 4	20,8
	69,8	20,1	2,8	MR 2I 80 - 90 L 4	20,1
	70,5	19,9	1,32	MR 2I 63 - 100 LA 6	12,8
	73,7	19,1	1,5	MR 2I 63 - 90 L * 4	19
	73,7	19,1	1,8	MR 2I 64 - 90 L * 4	19
	76,2	18	1,8	MR 3I 63 - 90 L 4	18,4
	76,2	18	2,36	MR 3I 64 - 90 L 4	18,4
	77,9	17,6	0,85	MR 3I 50 - 90 L * 4	18
	77,9	17,6	1,18	MR 3I 51 - 90 L * 4	18
	82,7	17	1,8	MR 2I 63 - 90 L * 4	16,9
	82,7	17	2,24	MR 2I 64 - 90 L * 4	16,9
	84,7	16,2	2	MR 3I 63 - 90 L 4	16,5
	84,7	16,2	2,65	MR 3I 64 - 90 L 4	16,5
	86,1	16	0,95	MR 3I 50 - 90 L * 4	16,3
	86,1	16	1,32	MR 3I 51 - 90 L * 4	16,3
	86,4	16,3	1,6	MR 2I 63 - 90 L 4	16,2

Ilustración 134: Selección de motorreductor

Fuente: (Rossi S.p.A, 2011)

Se debe tomar en cuenta que el valor de n_2 es para motores alimentados con 50 Hz pero dado que en Ecuador se trabaja con 60 Hz según especificaciones de fabricante la velocidad aumenta en un 20% por lo cual el n_2 real para el motor seleccionado sería 104 rpm.

3.2.4 CADENA Y PIÑONES

Dado que en el análisis y selección de alternativas se eligió las cadenas y piñones como sistema de transmisión de potencia se procede a realizar el cálculo correspondiente para las cadenas a usarse (Joseph E. Shigley L. D., 1985).

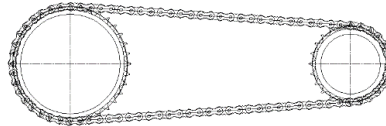


Ilustración 135: Esquema – Cadena y piñones

Las cadenas a usarse en el sistema de transmisión de potencia y en el sistema de absorción de impacto por ascenso de dos rodillos y contrapeso, son las que cuentan con la siguiente especificación:

Tabla 70:

Datos – Cadena ANSI 80

Cadena	Paso	Carga de Ruptura
ANSI N°. 80	1 in	7500 Kg

Se usaron estas cadenas para estandarizar, ya que toda la maquina laminadora REISER usa estas cadenas.

Datos del Motor

$$P_{mt} := 2.1 \text{ Hp}$$

$$n_{mt} := 104 \text{ RPM}$$

Potencia de diseño

Es la potencia del motor multiplicada por un factor de servicio para cargas.

$$P_d := K_s \cdot P_{mt}$$

$$P_d = 2.73 \text{ Hp}$$

Donde:

Ks= 1.3 (Factor para Motor eléctrico con choques moderados)

Potencia Corregida

Es la potencia nominal corregida que soporta la cadena

$$P_c := K_1 \cdot K_2 \cdot H_r$$

Donde:

K1= 1.41 (Factor para una rueda dentada impulsora de 24 Dientes)

K2= 1 (Factor para cadena de un cordón)

Hr= 5.57 (Potencia Nominal para una cadena ANSI N°. 80 con velocidad de 104 RPM)

Entonces

$$P_c = 7.854 \quad \text{Hp}$$

Factor de seguridad

$$FS_{cp} := \frac{P_c}{P_d} = 2.877$$

Las cadenas ANSI N°. 80 se pueden utilizar para la transmisión de potencia dado que el factor de seguridad nos indica que la Potencia del motor está por debajo de la potencia que soporta la cadena.

Además se puede utilizar para la cadena que une los rodillos con el contrapeso ya que el peso entre los rodillos y el contrapeso es de aproximadamente 150 Kg y la cadena soporta 7500 Kg.

Tabla 71:**Piñones utilizados**

Parte	Piñones	Cantidad	Justificación
Estación de absorción de impacto (Unión Rodillos-Contrapeso)	36 Dientes	6	Se utilizan para estandarizar los piñones dado que los 2 acumuladores cuentan con estos piñones
Estación de absorción de impacto (Unión Rodillos-Contrapeso)	35 Dientes	2	Se utilizan para unir los dos juegos de ejes.
Tensor de Cadena	20 Dientes	1	Se utilizan para estandarizar los piñones dado que los tensores cuentan con estos piñones
Motor	24 Dientes	1	Se utilizan para estandarizar los piñones dado que los 2 motores cuentan con estos piñones
Rodillo Motriz	20 Dientes	1	Se utiliza para aumentar la velocidad en un 20%

3.2.5 EJES

Debido a que el sistema de absorción de impacto es de ascenso con contrapeso se requieren de ejes con piñones como medio transmisor, por lo que se calcula el diámetro de eje requerido.

El material para el eje se selecciona en base a las recomendaciones del libro (Robert L. Mott, Diseño de elementos de Máquinas , 2006) el cual dice: “Lo más común son los aceros al carbono simples o aleados, con contenido medio de carbono, como los AISI 1040, 4140, 4340, 4640, 5150, 6150, 8650. Se recomienda que la ductilidad sea buena, y que el porcentaje de elongación sea mayor que 12%, aproximadamente”

Entonces basados en esta recomendación y por la disponibilidad del mercado se selección el siguiente material:

Tabla 72:

Datos – Eje AISI 4340

AISI 4340	
Resistencia a la cedencia	855 MPa
Resistencia a la tensión	965 MPa
Módulo de elasticidad	200 GPa
Coefficiente de Poisson	0.285
Elongación	19 %

Tabla 73:

Cargas en el Eje

No.	Descripción	Masa [Kg]	Cantidad	Total [Kg]	Total [N]
1	Piñón 36 Dientes	10.60	6	63.6	624
2	Piñón 35 Dientes	9.30	2	18.6	182
3	Cadena paso 80	2.5 Kg/m	24 m	60	589
4	Partner	60	1	60	589
5	Contrapeso	55	1	55	540

Esquema

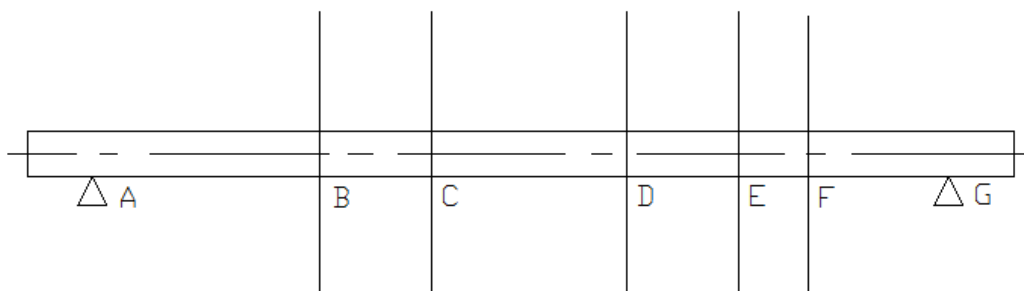


Ilustración 136: Esquema- Eje y piñones

Tabla 74:

Fuerza mínima en los puntos B, C, D, E.

No.	Descripción	Peso unitario [Kg]	Peso total [N]
1	Piñón 36 Dientes	104	104
2	Cadena	589/(8 piñones)	74
3	Contrapeso	540/(6 piñones)	90
		TOTAL (P_{1,2,3,4})	268

Tabla 75:

Fuerza máxima en los puntos B, C, D, E.

No.	Descripción	Peso unitario [N]	Peso total [N]
1	Piñón 36 Dientes	104	104
2	Cadena	589/(8 piñones)	74
3	Contrapeso	540/(6 piñones)	90
4	Partner	589/(6 piñones)	98
		TOTAL (P_{1,2,3,4})	366

Tabla 76:

Fuerza en el punto F

No.	Descripción	Peso unitario [Kg]	Peso total [N]
1	Piñón 35 Dientes	91	91
2	Cadena	589/(8 piñones)	74
		TOTAL (P₅)	165

UTILIZANDO EL SOFTWARE MDSOLID 3.5

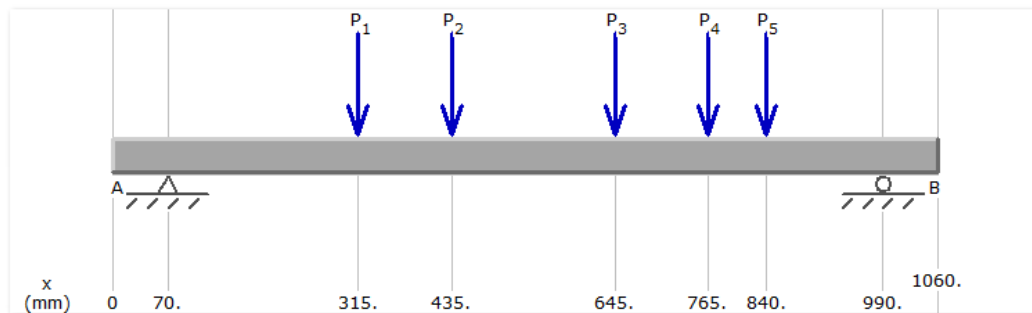


Ilustración 137: Esquema - Aplicación de fuerza mínima

Fuente: (MDSolid, 2009)

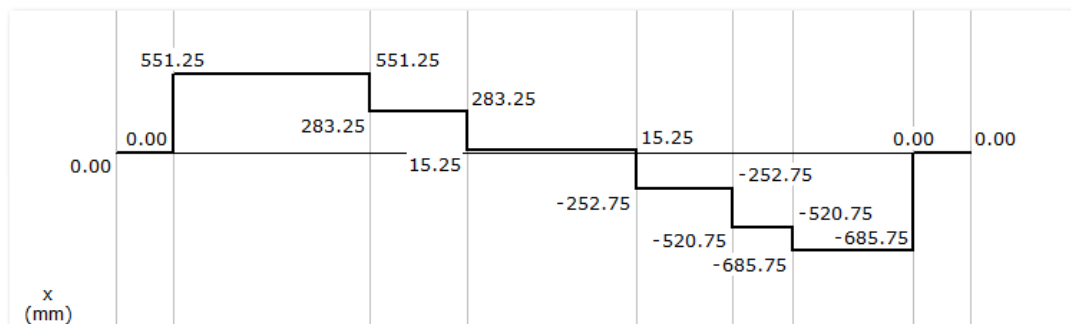


Ilustración 138: Diagrama de fuerza cortante- Fuerza mínima

Fuente: (MDSolid, 2009)

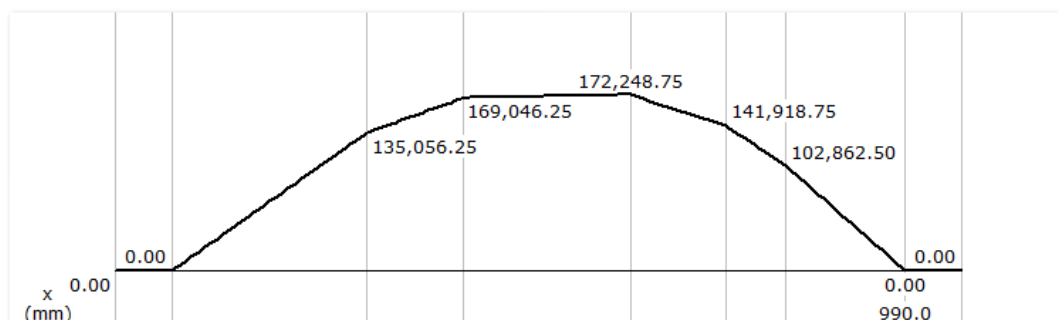


Ilustración 139: Diagrama de momento flector- Fuerza mínima

Fuente: (MDSolid, 2009)

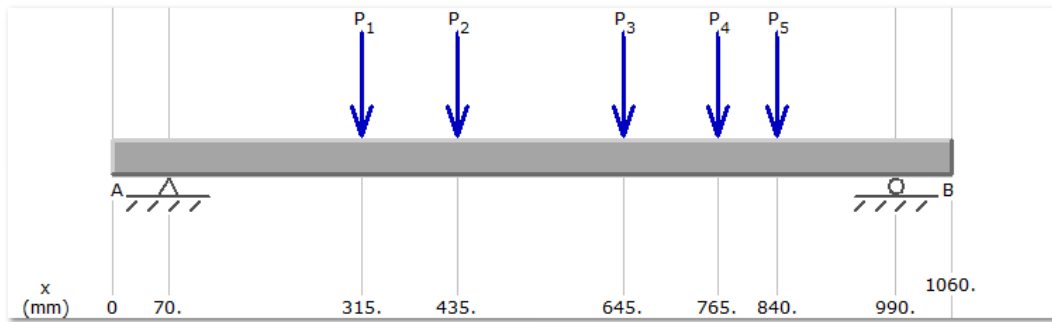


Ilustración 140: Esquema - Aplicación de fuerza máxima

Fuente: (MDSolid, 2009)

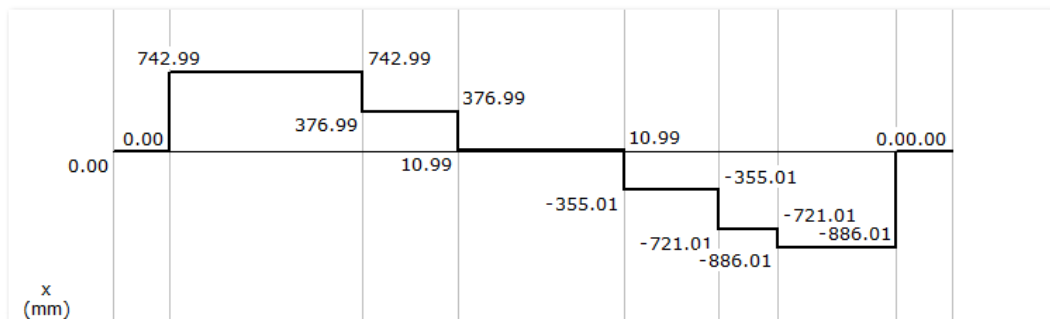


Ilustración 141: Diagrama de fuerza cortante- Fuerza máxima

Fuente: (MDSolid, 2009)

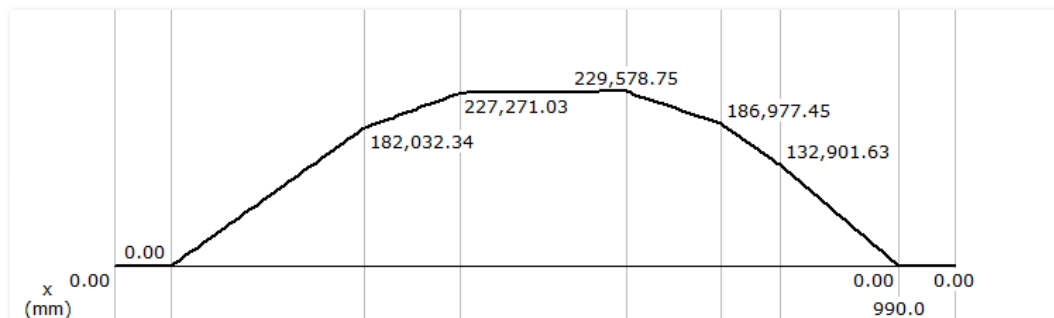


Ilustración 142: Diagrama de momento flector - Fuerza máxima

Fuente: (MDSolid, 2009)

Se realiza el análisis en el punto D debido a que ahí es donde se presenta el mayor momento, utilizando las ecuaciones de: (Aaron D. Deutschman, 1987).

Momento Flexionante mínimo

$$M_{\min D} := 172.25 \text{ N mm}$$

Momento Flexionante máximo

$$M_{\max D} := 229.58 \text{ N mm}$$

FATIGA**Momento Flexionante Alternante**

$$M_{aD} := \frac{M_{\max D} - M_{\min D}}{2} = 28.665 \text{ N mm}$$

Momento Flexionante Medio

$$M_{mD} := \frac{M_{\max D} + M_{\min D}}{2} = 200.915 \text{ N mm}$$

Para determinar el esfuerzo por debajo del cual es posible alternar de manera infinita sin falla se calcula el límite de resistencia a la fatiga (S_{e1})

$$S_{e1} := 0.5 \cdot S_u$$

$$S_{e1} = 482.5 \text{ MPa}$$

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga corregido utilizando unos factores que aproximan a la realidad a cada caso según las condiciones. (Aaron D. Deutschman, 1987)

Factor de Confiabilidad

Dado que se desea una probabilidad del 90 % que el material cumpla o supere la resistencia supuesta se usa el siguiente factor:

$$C_{\text{Conf}} := 0.8976$$

Factor de corrección por Tamaño

Para diámetros de espécimen de prueba entre 12.7 mm (1/2 in) y 50.8 mm (2 in) se utiliza el siguiente valor:

$$C_S := 0.85$$

Factor de corrección por acabado de la superficie

Para superficies Maquinas encontramos en la Fig. B3 de: (Aaron D. Deutschman, 1987).

$$C_F := 0.71$$

Factor de concentración de esfuerzos por fatiga

Para cuñeros Perfilados en ejes con material templado y estirado se obtiene el siguiente valor:

$$K_f := 2$$

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$$S_e := S_{e1} \cdot C_{Conf} \cdot C_S \cdot C_F \cdot \frac{1}{K_f}$$

$$S_e = 130.686 \text{ MPa}$$

Utilizando la ecuación para diseño de flechas sujetas a cargas fluctuantes basadas en la teoría de falla de corte máximo de: (Aaron D. Deutschman, 1987)

$$\frac{0.5 \cdot S_y}{FS_f} = \frac{16}{\pi \cdot D^3} \cdot \sqrt{k_{sb} \cdot \left(M_m + M_a \cdot \frac{S_y}{S_e} \right)^2 + k_{st} \cdot \left(T_m + T_a \cdot \frac{S_{sy}}{S_{se}} \right)^2}$$

Factor de choque por flexión

Factor para choques menores

$$k_{sbC} := 1.5$$

Despejamos:

$$D_D := \left(\frac{16 \cdot FS_f}{\pi \cdot 0.5 \cdot S_y} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left[\left[k_{sbC} \cdot \left(M_{mD} + M_{aD} \cdot \frac{S_y}{S_e} \right)^2 + k_{stC} \cdot \left(T_{mD} + T_{aD} \cdot \frac{S_{sy}}{S_{se}} \right)^2 \right] \cdot 1000^2 \right]^{\frac{1}{6}}$$

Con esta fórmula se determina el diámetro mínimo requerido para la aplicación. Se utilizó un factor de seguridad de 3 y se debe tomar en cuenta que todos los valores referentes a la torsión son cero dado que los ejes no están sometidos a la misma.

$$D_D := \left(\frac{16 \cdot FS_f}{\pi \cdot 0.5 \cdot S_y} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left[\left[k_{sbC} \cdot \left(M_{mD} + M_{aD} \cdot \frac{S_y}{S_e} \right)^2 \right] \cdot 1000^2 \right]^{\frac{1}{6}} = 25.715 \text{ mm}$$

Aproximamos el diámetro a 30 mm dado la disponibilidad en el mercado.

Análisis de Rigidez

Utilizando el software GiD.

Desplazamiento

Los valores mostrados de desplazamiento están en milímetros, y para poder apreciar la deformación se aplicó un factor de escala de 25 a la gráfica.



Ilustración 143: Deformación del eje

Fuente: (GiD, 2014)

Tabla 77:

Resumen – Deformación en el eje (Diámetro 30 mm)

PARTE	Desplazamiento [mm]
Piñón B	0.3363
Piñón C	0.508
Piñón D	0.4967
Piñón E	0.3157
Piñón F	0.1735

Como criterio de aceptación se utiliza una de las consideraciones generales propuestas en: (Norton, 2006) que dice: “Las deflexiones en los engranes montados sobre la flecha no debe exceder de 0.005 in (0.127 mm)”.

Conclusión: El diámetro de eje propuesto según los cálculos no falla a fatiga por Momento Flexionante, pero la deflexión excede los valores recomendados por lo que se aumente el diámetro del eje.

Se realizó este procedimiento con vario diámetros hasta encontrar que un eje de 50 mm de diámetro cumple perfectamente con las recomendaciones.

Desplazamiento

Los valores mostrados de desplazamiento están en milímetros, y para poder apreciar la deformación se aplicó un factor de escala de 25 a la gráfica.



Ilustración 144: Resultado desplazamiento Eje

Fuente: (GiD, 2014)

Tabla 78:

Resumen – Deformación en el eje (Diámetro 50 mm)

PARTE	Desplazamiento [mm]
Piñón B	0.04637
Piñón C	0.06975
Piñón D	0.0682
Piñón E	0.04354
Piñón F	0.02409

Vibración

Se analiza la vibración con la finalidad de asegurarnos que los ejes no entren en resonancia. (Norton, 2006)

$$\omega = \sqrt{\frac{g \sum w_i \delta_i}{\sum w_i \delta_i^2}}$$

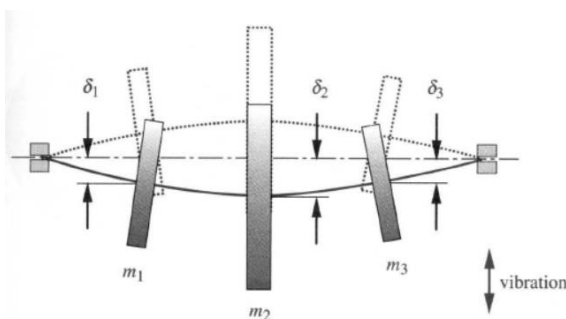


Ilustración 145: Esquema – Eje sometido a vibración

Fuente: (Norton, 2006)

Deflexiones

$$\delta_{PB} := 0.00182 \quad (\text{pulg})$$

$$\delta_{PC} := 0.00274 \quad (\text{pulg})$$

$$\delta_{PD} := 0.00268 \quad (\text{pulg})$$

$$\delta_{PE} := 0.00171 \quad (\text{pulg})$$

$$\delta_{PF} := 0.00094 \quad (\text{pulg})$$

Pesos

$$W_B := 23.369 \quad \text{lb}$$

$$W_C := 23.369 \quad \text{lb}$$

$$W_D := 23.369 \quad \text{lb}$$

$$W_E := 23.369 \quad \text{lb}$$

$$W_F := 20.503 \quad \text{lb}$$

Velocidad del eje (Frecuencia forzada)

$$n := 30 \quad \text{RPM}$$

Gravedad

$$g := 386.22 \quad \left(\frac{\text{pulg}}{\text{s}^2} \right)$$

Frecuencia critica

$$w_n := \sqrt{g \cdot \frac{W_B \cdot \delta_{PB} + W_C \cdot \delta_{PC} + W_D \cdot \delta_{PD} + W_E \cdot \delta_{PE} + W_F \cdot \delta_{PF}}{W_B \cdot \delta_{PB}^2 + W_C \cdot \delta_{PC}^2 + W_D \cdot \delta_{PD}^2 + W_E \cdot \delta_{PE}^2 + W_F \cdot \delta_{PF}^2}}$$

$$w_n = 416.639 \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$$

$$w_{n\text{rad}} := w_n \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} = 3.979 \times 10^3 \quad \text{RPM}$$

Si la frecuencia forzada coincide con la frecuencia crítica, la amplitud de la respuesta vibratoria será mucho mayor que la amplitud en la función propulsora entonces se dice que el elemento está en resonancia. (Norton, 2006).

En este caso la frecuencia forzada está muy lejos de la frecuencia crítica dado que la velocidad del eje está lejos de la velocidad permitida, por lo cual se puede afirmar que el sistema nunca va a entrar en resonancia.

Conclusión:

Como se muestra en el detalle la deflexión del eje está dentro de la recomendación, no existe problemas de vibraciones, el eje no va a fallar por fatiga y además hay disponibilidad en el mercado por lo que el diámetro para los dos ejes del sistema de absorción de impacto de ascenso con contrapeso es de **50 mm**.

CUÑA

Se utiliza cuña cuadrada ya que es la recomendación para flechas de hasta 6.5 in de diámetro, la dimensión recomendada mínima para la cuña es $\frac{1}{2}$ in de lado. (Norton, 2006)

Por disponibilidad en el mercado se utiliza una cuña cuadrada estándar de **W=5/8 in.**

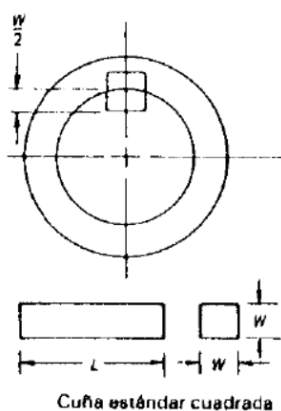


Ilustración 146: Esquema - cuña estándar cuadrada

Fuente: (Aaron D. Deutschman, 1987)

3.2.6 CHUMACERAS Y RODAMIENTOS

Las chumaceras seleccionadas para los rodillos tienen rodamientos rígidos de bolas ya que estos se ajustan a las condiciones de carga radial y axial de la aplicación, adicional se eligió los rodamientos con designación YAR ya que estos tienen una manzana con prisioneros que no permiten el deslizamiento del mismo sobre el eje.



Ilustración 147: Chumacera SKF

Fuente: (SKF, 2013)

Se calcula la capacidad de carga dinámica requerida para la aplicación, utilizando las formulas del catálogo 'Y-bearings and Y-bearing units' de SKF.

CHUMACERAS PARA RODILLOS ESTANDAR

Carga Dinámica equivalente

$$P_{rest} := X_1 \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1}$$

Donde:

Fuerza dinámica radial (F_{r1})

Es la suma del peso del rodillo estándar más los 3000 N que soporta cada chumacera en caso de ruptura de lámina.

$$P_{e_{rest}} := 0.147 \text{ kN}$$

$$F_{lam} := 3 \text{ kN}$$

$$F_{r1} := P_{e_{rest}} + F_{lam}$$

$$F_{r1} = 3.147 \text{ kN}$$

Fuerza dinámica axial (F_{a1})

Se toma como carga axial los 1800 N que soporta la lámina antes de romperse.

$$F_{a1} := 1.8 \text{ kN}$$

Relación de carga axial relativa.

$$f_o := 14$$

$$C_o := 11.2$$

$$\text{Rel} := \frac{f_o \cdot F_{a1}}{C_o}$$

$$\text{Rel} = 2.25$$

Donde:

F_o = Factor para rodamientos rígidos de bolas

Calculation factor f_o	
Y-bearing series (sizes)	Factor f_o
YAT, YAR, YET, YEL, YSA, YSP	
203 – 204	13
205 – 212	14
213 – 218	15
220	14
17262(00)	
03 – 04	13
05 – 12	14
17263(00)	
05	12
06 – 10	13

Ilustración 148: Tabla 3 – Catalogo SKF

Fuente: (SKF, 2013)

C_o = Capacidad de carga estática

Para determinar el factor Radial y Axial se interpola y se ingresa a la tabla 2 del catálogo de SKF

Relative thrust load $f_0 F_a/C_0$	Y-bearing series			17262(00), 17263(00)		
	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,29	0,46	1,88	0,19	0,56	2,30
0,345	0,32	0,46	1,71	0,22	0,56	1,99
0,689	0,36	0,46	1,52	0,26	0,56	1,71
1,03	0,38	0,46	1,41	0,28	0,56	1,55
1,38	0,40	0,46	1,34	0,30	0,56	1,45
2,07	0,44	0,46	1,23	0,34	0,56	1,31
3,45	0,49	0,46	1,10	0,38	0,56	1,15
5,17	0,54	0,46	1,01	0,42	0,56	1,04
6,89	0,54	0,46	1,00	0,44	0,56	1,00

Ilustración 149: Tabla 2 – Catalogo SKF

Fuente: (SKF, 2013)

$$X_1 := 0.46$$

$$Y_1 := 1.2130$$

Se calcula la carga dinámica equivalente:

$$P_{rest} := X_1 \cdot F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1}$$

$$P_{rest} = 3.631 \text{ kN}$$

Utilizando la fórmula de Vida nominal del rodamiento se calcula la capacidad de carga dinámica.

$$L_{h10} = \frac{1000000}{n_1 \cdot 60} \left(\frac{C_1}{P_{rest}} \right)^3$$

Despejamos:

$$C_1 := \left(\frac{L_{h10} \cdot n_1 \cdot 60}{1000000} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot P_{rest}$$

Donde:

Velocidad (n_1)

$$n_1 := 77 \text{ RPM}$$

Vida nominal del rodamiento (L_{h10})

$$L_{h10} := 20000 \text{ h}$$

Este valor es tomado de la tabla 1 del catálogo de SKF, y pertenece a máquinas utilizadas 8 horas por día.

Table 1

Guideline values of requisite basic rating life L_{10h} for Y-bearings and Y-bearing units	
Type of machine	Requisite basic rating life L_{10h} operating hours
Machines used for short periods or intermittently	
Agricultural and ancillary transport equipment	1 000 to 2 000
Other agricultural equipment	4 000 to 8 000
Machines used 8 hours per day but not always fully utilized	
Belt conveyors	12 000 to 20 000
Machines used 8 hours per day and fully utilized	
Light duty fans, textile machinery	20 000 to 30 000

Ilustración 150: Tabla 1 – Catálogo SKF

Fuente: (SKF, 2013)

Entonces la carga dinámica equivalente es:

$$C_1 = 16.415 \text{ kN}$$

La chumacera disponible en el mercado que se ajusta a la carga dinámica calculada y además tienen los 30 mm de diámetro interior es la siguiente:

SKF SY 30 TF

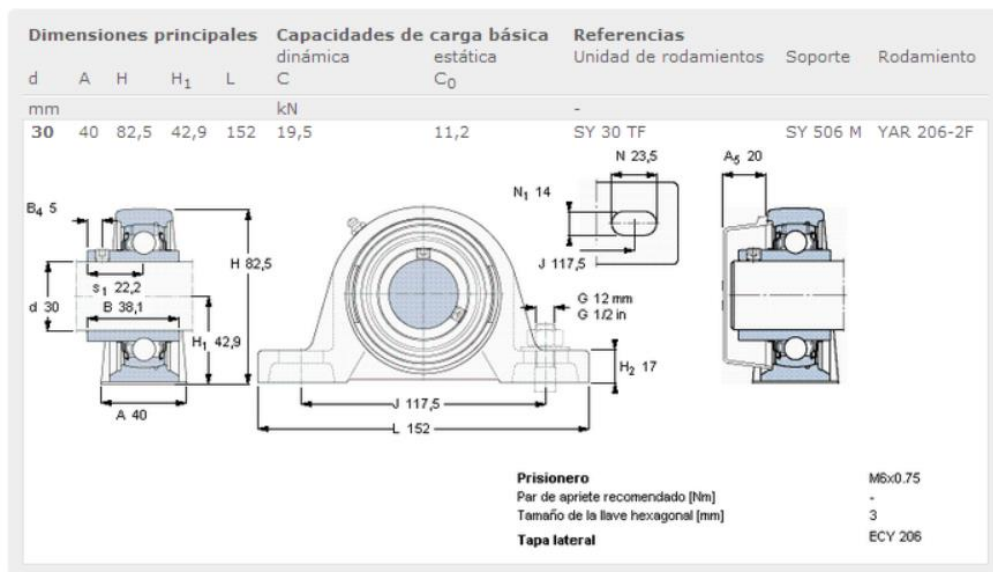


Ilustración 151: Características de la chumacera SY 30 TF

Fuente: (SKF, 2014)

En la estación de absorción de impacto se utilizó 16 chumaceras SKF SY 30 TF

CHUMACERA PARA EL RODILLO MOTRIZ

Carga Dinámica equivalente

$$P_{\text{rmot}} := X_2 \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_{a1}$$

Donde:

Fuerza dinámica radial (F_{r2})

Es la suma del peso del rodillo motriz más los 3000 N que soporta cada chumacera en caso de ruptura de lámina.

$$P_{e_{\text{rmot}}} := 0.2915 \text{ kN}$$

$$F_{\text{lam}} := 3 \text{ kN}$$

$$F_{r2} := P_{e_{\text{rmot}}} + F_{\text{lam}}$$

$$F_{r2} = 3.292 \text{ kN}$$

Fuerza axial (F_{a1})

Se toma como carga axial los 1800 N que soporta la lámina antes de romperse.

$$F_{a1} := 1.8 \text{ kN}$$

Relación de carga axial relativa.

$$f_{o2} := 14$$

$$C_{o2} := 23.2$$

$$\text{Rel} := \frac{f_{o2} \cdot F_{a1}}{C_{o2}}$$

$$\text{Rel} = 1.086$$

Donde:

F_{o2} = Factor para rodamientos rígidos de bolas

Table 3

Calculation factor f_0	
Y-bearing series (sizes)	Factor f_0
YAT, YAR, YET, YEL, YSA, YSP	
203 – 204	13
205 – 212	14
213 – 218	15
220	14
17262(00)	
03 – 04	13
05 – 12	14
17263(00)	
05	12
06 – 10	13

Ilustración 152: Tabla 3 – Catalogo SKF
Fuente: (SKF, 2013)

C_{o2} = Capacidad de carga estática

Para determinar el factor Radial y Axial se interpola y se ingresa a la tabla 2 del catálogo de SKF

Table 2

Calculation factors						
Relative thrust load $f_0 F_a/C_0$	Y-bearing series			17262(00), 17263(00)		
	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,29	0,46	1,88	0,19	0,56	2,30
0,345	0,32	0,46	1,71	0,22	0,56	1,99
0,689	0,36	0,46	1,52	0,26	0,56	1,71
1,03	0,38	0,46	1,41	0,28	0,56	1,55
1,38	0,40	0,46	1,34	0,30	0,56	1,45
2,07	0,44	0,46	1,23	0,34	0,56	1,31
3,45	0,49	0,46	1,10	0,38	0,56	1,15
5,17	0,54	0,46	1,01	0,42	0,56	1,04
6,89	0,54	0,46	1,00	0,44	0,56	1,00

Ilustración 153: Tabla 2 – Catalogo SKF
Fuente: (SKF, 2013)

$$X_2 := 0.46$$

$$Y_2 := 1.3988$$

Se calcula la carga dinámica equivalente:

$$P_{\text{rmot}} := X_2 \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_{a1}$$

$$P_{\text{rmot}} = 4.032 \quad \text{kN}$$

Utilizando la fórmula de Vida nominal del rodamiento se calcula la capacidad de carga dinámica.

$$L_{h10} = \frac{1000000}{n_2 \cdot 60} \left(\frac{C_2}{P_{\text{rmot}}} \right)^3$$

Despejamos:

$$C_2 := \left(\frac{L_{h10} \cdot n_2 \cdot 60}{1000000} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot P_{\text{rmot}}$$

Donde:

Velocidad (n_2)

$$n_2 := 125 \quad \text{RPM}$$

Vida nominal del rodamiento (L_{h10})

$$L_{h10} := 20000 \quad \text{h}$$

Esta valor es tomado de la tabla 1 del catálogo de SKF, y pertenece a maquinas utilizadas 8 horas por día.

Guideline values of requisite basic rating life L_{10h} for Y-bearings and Y-bearing units	
Type of machine	Requisite basic rating life L_{10h} operating hours
Machines used for short periods or intermittently	
Agricultural and ancillary transport equipment	1 000 to 2 000
Other agricultural equipment	4 000 to 8 000
Machines used 8 hours per day but not always fully utilized	
Belt conveyors	12 000 to 20 000
Machines used 8 hours per day and fully utilized	
Light duty fans, textile machinery	20 000 to 30 000

Ilustración 154: Tabla 1 – Catalogo SKF

Fuente: (SKF, 2013)

Entonces la carga dinámica equivalente es:

$$C_2 = 21.423 \text{ kN}$$

La chumacera disponible en el mercado que se ajusta a la carga dinámica calculada y además tienen los 50 mm de diámetro interior es la siguiente:

SKF SY 50 TF

Dimensiones principales				Capacidades de carga básica		Referencias			
d	A	H	H ₁	L	dinámica C	estática C ₀	Unidad de rodamientos	Soporte	Rodamiento
mm					kN		-		
50	54	114,5	57,2	203	35,1	23,2	SY 50 TF	SY 510 M	YAR 210-2F

Prisionero	M10x1
Par de apriete recomendado [Nm]	-
Tamaño de la llave hexagonal [mm]	5
Tapa lateral	ECY 210

Ilustración 155: Características de la chumacera SY 50 TF

Fuente: (SKF, 2014)

En la estación de absorción de impacto se utilizó 6 chumaceras SKF SY 50 TF

RODAMIENTOS

Sistema de deslizamiento

Dado que para el sistema de deslizamiento de los rodillos se seleccionó carriles, los cuales son ángulos metálicos por donde se mueven los rodamientos ubicados en los extremos de los rodillos, se seleccionó los rodamientos de tal forma que calcen dentro de los ángulos con una holgura de 2 mm.

Los rodamientos no se encuentran sometidos a cargas axiales ni radiales por lo cual la carga dinámica no es un factor relevante para la selección, los rodamientos utilizados son:

SKF 6306-2RS1

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm	mm	mm	C	C ₀	rpm	rpm	* rodamiento SKF Explorer
30	72	19	29,6	16	-	6300	6306-2RS1 *

The technical drawing shows two views of the SKF 6306-2RS1 ball bearing. The left view is a front view showing dimensions: outer diameter D = 72 mm, inner diameter d = 30 mm, width B = 19 mm, and a shoulder diameter d₂ = 61,9 mm. It also indicates a fillet radius r_{1,2min} = 1,1 mm. The right view is a side view showing the bearing's position in a housing with dimensions: outer diameter D_{amax} = 65 mm, inner diameter d_{amin} = 37 mm, and a fillet radius r_{amax} = 1 mm. Below the drawings, the calculation factors are listed: k_r = 0,03 and f_g = 13.

Ilustración 156: Características de rodamiento 6306-2RS1

Fuente: (SKF, 2014)

De todas formas la carga dinámica del rodamiento disponible en el mercado es alta. Se utilizaron 6 rodamientos SKF 6306-2RS1, de los cuales 4 son para el sistema de deslizamiento de los rodillos y dos para el deslizamiento del contrapeso.

Partner

Se utiliza los rodamientos de menor diámetro exterior disponibles en el mercado ya que estos rodamientos solo se utilizan para que el partner cumpla su función que es permitir a los rodillos deslizarse iguales

Los rodamientos utilizados son:

SKF 6206-2RS1

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN	C ₀	rpm		* rodamiento SKF Explorer
30	62	16	20,3	11,2	-	7500	6206-2RS1 *

The technical drawing shows two views of the SKF 6206-2RS1 bearing. The left view is a front view showing the outer diameter D = 62 mm, the inner diameter d = 30 mm, and the width B = 16 mm. It also indicates the outer diameter of the inner ring D₂ = 54,1 mm and the inner diameter of the outer ring d₁ = 40,4 mm. The right view is a side view showing the maximum outer diameter D_{amax} = 56,4 mm and the minimum inner diameter d_{amin} = 35,6 mm. Both views show the bearing's internal structure with balls and a cage. Below the drawings, the calculation factors are listed: k_r = 0,025 and f₀ = 14.

Ilustración 157: Características de rodamiento 6206-2RS1

Fuente: (SKF, 2014)

En el partner se utilizó 4 rodamientos SKF 6206- 2RS1

3.3 DISEÑO ELECRICO Y ELECTRONICO

Dado que para controlar los rodillos móviles se seleccionó un sistema con Controlador lógico programable (PLC) procedemos a enunciar los elementos utilizados.

3.3.1 INSTRUMENTACION

- Se llaman entradas a todos los dispositivos que nos dan información del proceso, los cuales se enuncia a continuación:

Encoder

Es un dispositivo de medición lineal por cable, a medida que se enrolla arroja una señal analógica de 4mA a 20mA, la cual es interpretada por el PLC.

El encoder que se ajusta a la necesidad del equipo es Marca Sick, modelo: BCG13-K1KM05PP

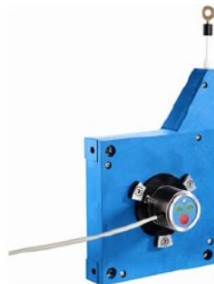


Ilustración 158: Encoder BCG13-K1KM05PP

Fuente: (SICK, 2014)

El encoder está encargado de informar al PLC la posición de los rodillos móviles con la finalidad de que el motor del rodillo motriz se acelere a medida que los rodillos móviles ascienden.

Ver especificaciones ANEXO A

Sensores Inductivos de proximidad

Estos sensores detectan la presencia de los rodillos móviles e informan al PLC.

Los sensores inductivos que se ajustan a la necesidad del equipo son Marca Sick, modelo: IM30-10BPO-ZC1



Ilustración 159: Sensor de proximidad IM30-10BPO-ZC1

Fuente: (SICK, 2014)

Se colocó un sensor al inicio y otro al final de la carrera para controlar la posición mínima y máxima de los rodillos móviles.

Ver especificaciones ANEXO B

- Se llaman salidas a todos los dispositivos actuadores los cuales se enuncia a continuación:

Variador de frecuencia

Es un dispositivo para control de velocidad, según la orden que le de PLC.

El variador de frecuencia que se ajusta a la necesidad del equipo es Marca EATON (2 Hp)



Ilustración 160: Variador de frecuencia marca EATON

Fuente: (EATON , 2014)

3.3.2 CONTROL

El control se lo realiza mediante un PLC el cual es un dispositivo programable que interpreta entradas y resulta una acción según lo requerido.

Se usa PLC marca Wago para estandarizar dado que toda la planta de la empresa está equipada con este tipo PLC, el modelo utilizado para esta aplicación es: WAGO 750-852



Ilustración 161: PLC Wago

Fuente: (WAGO Corporation, 2014)

3.3.3 SISTEMA ELECTRICO

Las conexiones eléctricas de este equipo como de toda la línea son realizadas por la empresa Ecuainsetec.

Ver planos eléctricos ANEXO C

CAPITULO 4

CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN

4.1 PLANOS DEL SISTEMA

ANEXO D

4.2 CONSTRUCCIÓN DE LA ESTACIÓN

La estación de absorción de impacto y bastidor para el alineador cuenta con 45 partes, las cuales están constituidas por tubos rectangulares además de placas y placas roscadas.

Para la construcción de las partes y sub partes es necesario seguir los planos y además los diagramas de proceso.

Los diagramas están contruidos bajo la norma ASME “Operation and Flow Process Charts” (The American Society of Mechanical Engineers, 1947), el diagrama de flujo del proceso es un gráfico que representa la secuencia de las operaciones, transporte, inspección, entregas y almacenamientos que ocurren durante un proceso o procedimiento.

La lista de materiales y herramientas utilizadas en la estructura de la estación de absorción de impacto y bastidor para el alineador se detallan a continuación:

Tabla 79:

Lista de materiales y herramientas

No.	DESCRIPCIÓN	DIMENSIÓN	CANT.
1	Tubo estructural rectangular	(150 x 50 x 3 mm) 6m c/tubo	14
2	Plancha laminada en caliente	(4 x 8 pies, espesor 8mm)	1
3	Plancha laminada en caliente	(4 x 8 pies, espesor 12mm)	1
4	Perfile laminado (platina)	(50x 12mm) 6m c/platina	2
5	Perfile laminado (platina)	(50x 20mm) 6m c/platina	1
6	Perfile importado (ángulo)	(65 x 6mm) 6m c/ángulo	3
7	Perfile importado (ángulo)	(40 x 4mm) 6m c/ángulo	3
8	Perfile importado (ángulo)	(50 x 6mm) 6m c/ángulo	8
9	Canal U	(80 x 40 x 3mm) 6m c/canal	2
10	Tubo cuadrado	(30 x 2 mm) 6m c/tubo	6
11	Tubo cuadrado	(25 x 3 mm) 6m c/tubo	1
12	Varilla cuadrada	9mm	10
13	UPN 120	3 m	1
14	Pernos	5/8"	91
15	Arandela	5/8"	91
16	Pernos	1/2"	166
17	Arandelas	1/2"	166
18	Pernos	3/8"	8
19	Arandelas	3/8"	8
20	Pernos	M6	4
Herramientas			
1	Flexómetro y calibrador		1
2	Nivel		1
3	Escuadra		2
4	Juego de llaves		1
5	Rayador		4
6	Amoladora		2
7	Taladro		2
8	Juego de machuelos		4
9	Soplete y boquilla (Corte oxiacetilénico)		1
10	Soldadora		1



Ilustración 162: Materiales – Tubos rectangulares



Ilustración 163: Materiales - Planchas

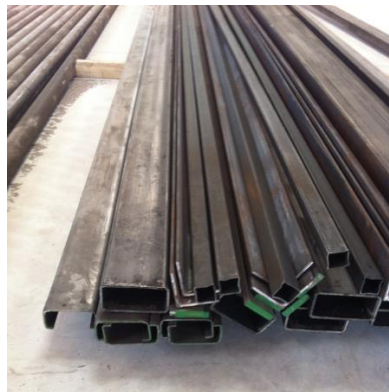
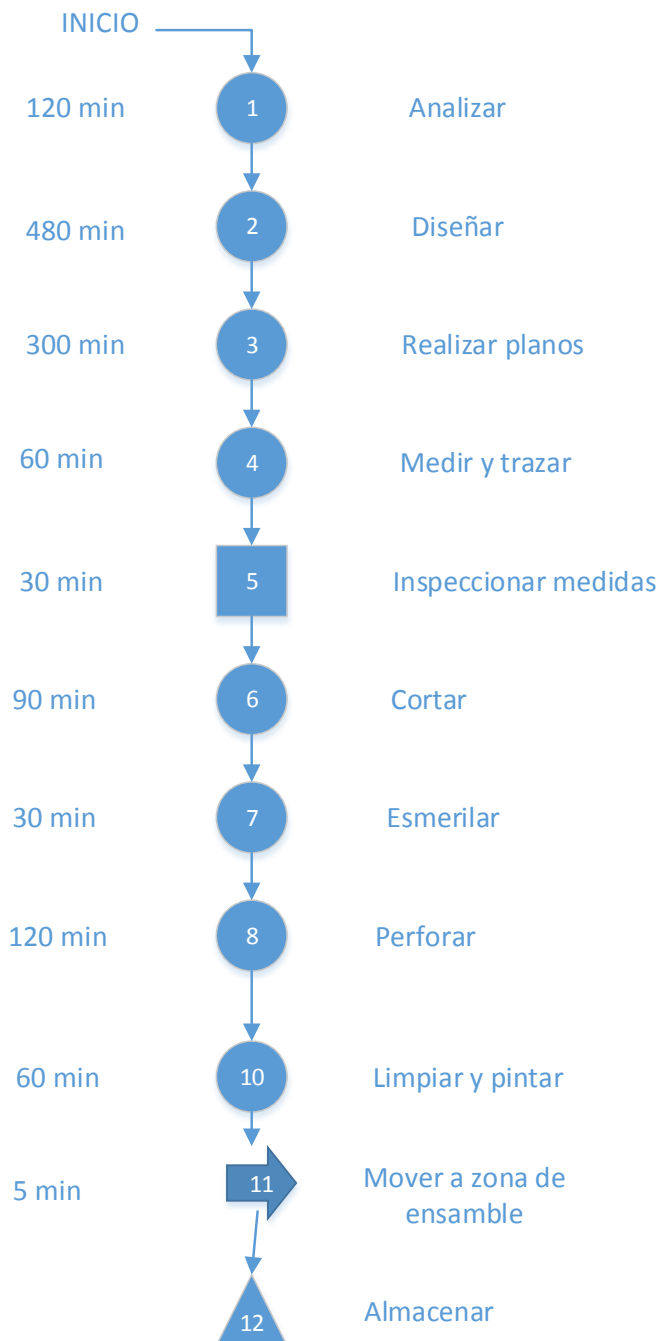


Ilustración 164: Materiales- Ángulos y canales U

Placas

Primero se construyen las placas mostradas en los planos, las cuales van desde el plano 4 hasta el plano 19 con el siguiente diagrama de proceso:



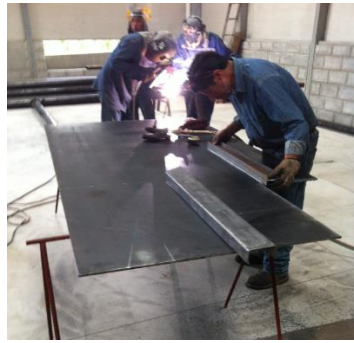


Ilustración 165: Corte de Placas



Ilustración 166: Esmerilado de placas



Ilustración 167: Placas- previo a la perforación

Placas roscadas

A continuación se construyen las placas roscadas mostradas en los planos, las cuales van desde el plano 20 hasta el plano 33 con el siguiente diagrama de proceso:

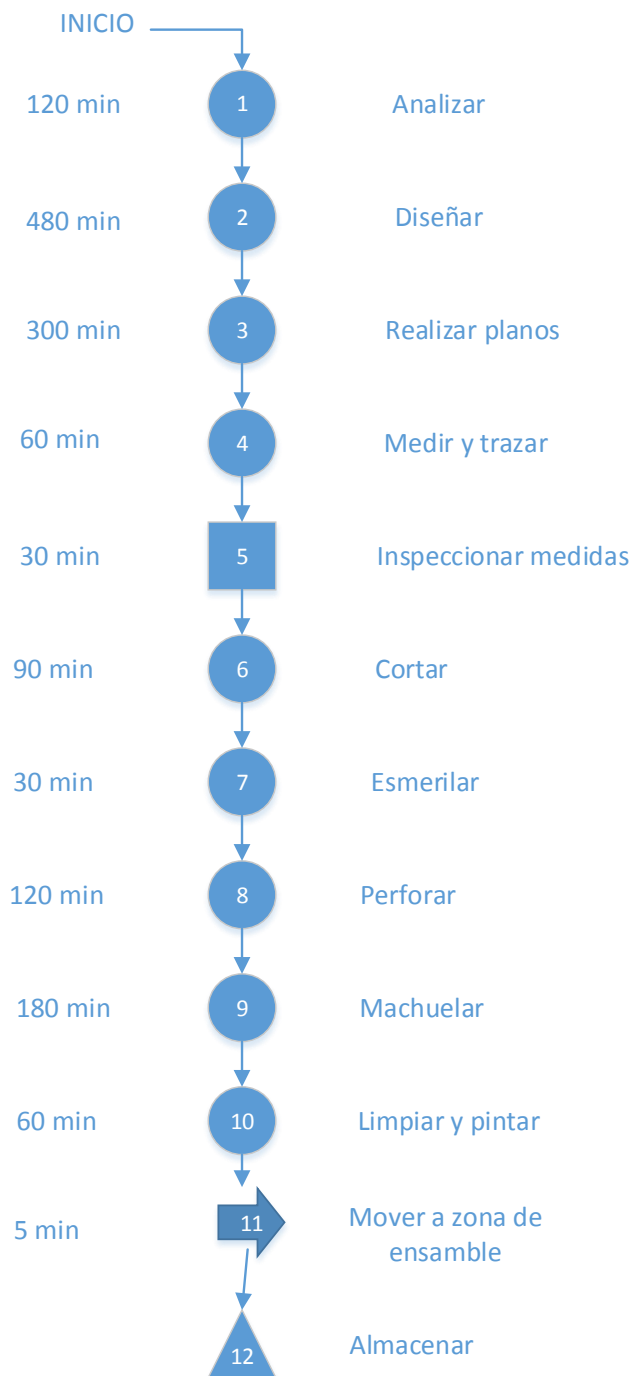




Ilustración 168: Corte de placas roscadas



Ilustración 169: Machuelado de placas roscadas

Partes

Finalmente se construyen las partes de la estación de absorción de impacto y bastidor para el alineador, a las cuales se les ensambla las placas antes mencionadas. Estas van desde el plano EAI-2014-02-01-00 hasta el plano EAI-2014-02-45-00.





Ilustración 170: Corte de Tubos rectangulares



Ilustración 171: Medición de partes



Ilustración 172: Trazado de partes



Ilustración 173: Taladrado de partes



Ilustración 174: Transporte de partes

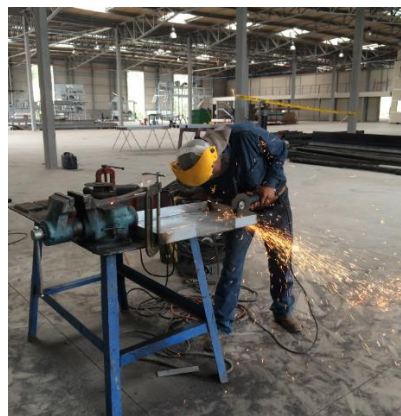


Ilustración 175: Corte de Cajón – Panel alineador



Ilustración 176: Protectores

Ensamble

Una vez obtenidas las partes se realiza el ensamble final conforme indica el plano EAI-2014-02-00-00.



Ilustración 177: Ensamble de Base –Columna A y B



Ilustración 178: Montaje soporte superior izquierdo

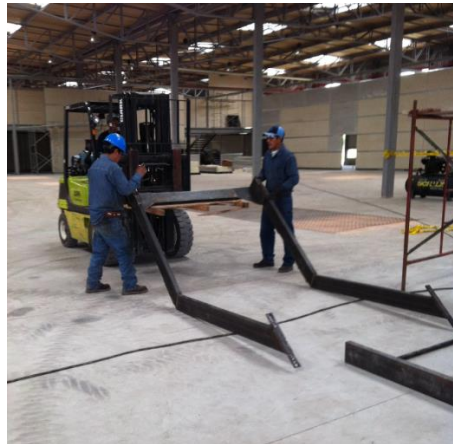


Ilustración 179: Montaje soporte A y B

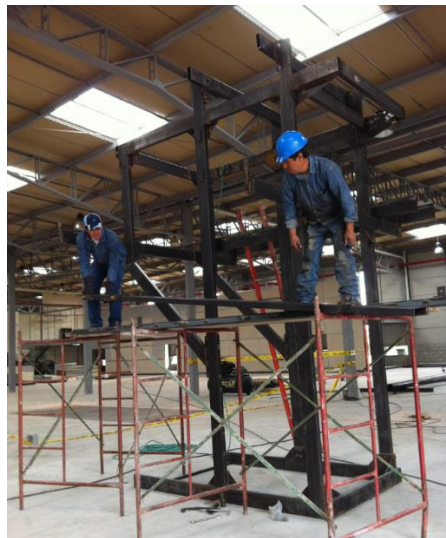


Ilustración 180: Ensamble andenes



Ilustración 181: Pintado de partes – Pintura de fondo



Ilustración 182: Transporte – Partes pintadas



Ilustración 183: Estación pintada con pintura de fondo



Ilustración 184: Estación- Pintado final



Ilustración 185: Protectores pintados

4.3 IMPLEMENTACIÓN DE ACCESORIOS E INSTRUMENTACIÓN

En esta parte se enuncian todos los elementos o dispositivos que se los compro o se los envió a fabricar y están listos para implementar.

Rodillos estándar

Los rodillos estándar los realizo una empresa de manufactura y los entrego balanceados estática y dinámicamente a una velocidad de 100 RPM.

A cada lado del rodillo se coloca una chumacera y una abrazadera, aplicando **Loctite 609** el cual es un componente líquido que asegura la adhesión.



Ilustración 186: Abrazaderas



Ilustración 187: Chumaceras y Placas R6 armadas



Ilustración 188: Loctite 609

Finalmente los rodillos se encuentran listos para ocupar su posición según se indica en el plano EAI-2014-03-00-00.

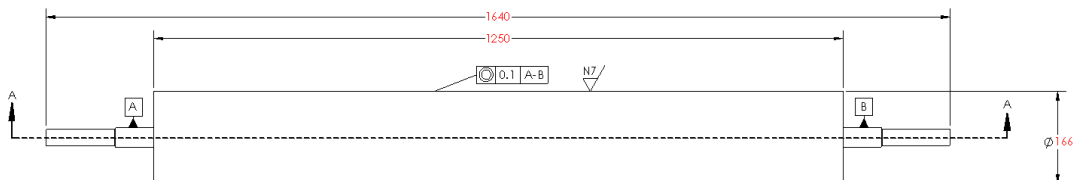


Ilustración 189: Esquema rodillo estándar



Ilustración 190: Rodillos estándar

Alineador y Caja de control

El alineador es marca FIFE modelo LRC, consta de tres componentes principales:

Alineador: El alineador es una mesa que rota haciendo pivot en un eje, permitiendo así corregir la desviación de la lámina. Para la instalación es necesario ver el plano ANEXO E

La estación de absorción de impacto cuenta con un bastidor para el alineador, y este debe estar centrado en el bastidor.



Ilustración 191: Alineador instalado

Sensores: Por requerimiento de la empresa a la que se le compro el equipo, el sensor debe estar a $1/3$ de la altura entre el rodillo del alineador y el rodillo de salida, como se muestra a continuación.

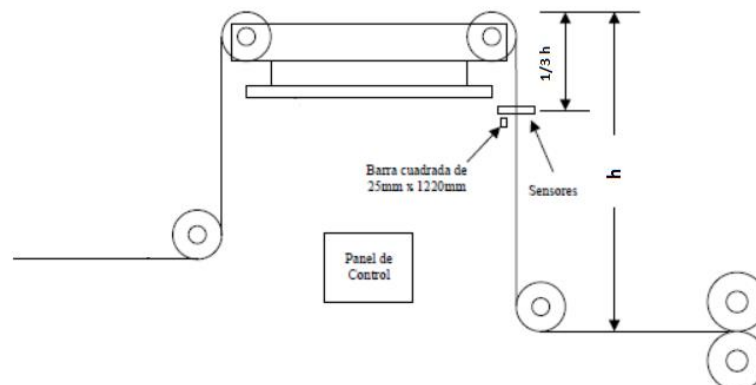


Ilustración 192: Esquema - Posición de sensores de alineador



Ilustración 193: Sensor de alineador

Panel de control: El panel de control permite al usuario poner alineación automática o manual. Por lo cual debe estar al alcance de un operador promedio. La pantalla está ubicada a 1.60 m del piso.



Ilustración 194: Panel de control

Rodillos Móviles

Los rodillos móviles van dentro de las rieles de deslizamiento y son los encargados de absorber el impacto, estos están compuestos de dos rodillos estándar y además los elementos enunciados en la tabla a continuación.

A continuación se detalla el peso total el cual es importante para determinar el peso requerido en el contrapeso.

Tabla 80:

Elementos del conjunto Rodillos móviles

Núm.	Parte	Cantidad	Peso Unitario (Kg)	Peso total (Kg)
1	Rodillo	2	24	48
2	UPN	2	4.87	9.74
3	Rodamiento SKF 6306-2RS1	4	0.36	1.44
4	Rodamiento SKF 6206-2RS1	4	0.2	0.8
5	Abrazaderas	8	0.16	1.28
6	Placa tope	2	0.49	0.98
TOTAL				62.24



Ilustración 195: UPN izquierda y Derecha –Rodillos móviles



Ilustración 196: Ensamblaje de Rodillos móviles



Ilustración 197: Rodillos móviles

Sensor de proximidad

Los sensores de proximidad son marca Sick, modelo: IM30-10BPO-ZC1. Son los encargados de alertar cuando los rodillos móviles están en su posición máxima y mínima.

Estos van ubicados en la **Placa A2** de la “Riel de deslizamiento- sensores”, en la posición que se muestra en el plano EAI-2014-02-18-01.



Ilustración 198: Sensor de proximidad IM30-10BPO-ZC1 instalado

Grating

El grating lo realizó una empresa a la medida de los andenes. Este nos permite el tránsito sobre los andenes.

EL Grating de medidas (610 x 3825) se lo coloca en el andén lateral izquierdo, el de medidas (503 x 3825) se coloca en el andén lateral derecho y el de medidas (590 x 2060) se coloca en el andén frontal.



Ilustración 199: Grating instalado

Conjunto piñones

El conjunto piñones consta de ejes, piñones ANSI 80 y chumaceras. Los cuales se compró y se envió a una empresa Tornera para que los arme. Estos nos permiten unir los rodillos móviles con el contrapeso.



Ilustración 200: Piñones

Van ubicados en las **Placas R7** de la pieza “Base piñones” (EAI-2014-02-15-00, EAI-2014-02-16-00) como se muestra en el plano EAI-2014-03-00-00



Ilustración 201: Conjunto piñones



Ilustración 202: Instalación del Conjunto Piñones

Cadena de rodillos

Las cadenas de rodillos son ANSI 80 y se usan cuatro para unir los rodillos móviles con el contrapeso (Mediante pernos de cadena), se usa una cadena para unir los dos conjuntos de piñones y finalmente una cadena para unir el motorreductor con el rodillo motriz, Se los instala como se muestra en el plano EAI-2014-03-00-00.



Ilustración 203: Pernos de Cadena



Ilustración 204: Cadenas



Ilustración 205: Cadenas Instaladas

Encoder

El encoder es marca Sick, modelo: BCG13-K1KM05PP. Este nos permite determinar en todo momento la posición de los rodillos móviles.

Va ubicado en los agujeros de la parte “soporte superior izquierdo” con tres pernos M6, y el extremo del alambre va ubicado en la placa de la parte “UPN izquierda”.

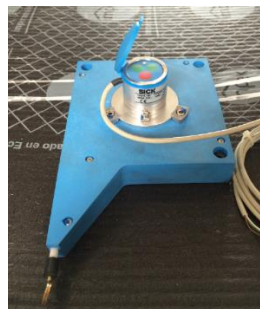


Ilustración 206: Encoder BCG13-K1KM05PP

Motorreductor

El motorreductor es marca Rossi, modelo MR 2I 63-90L. Este está conectado al rodillo motriz con la finalidad de incrementar la velocidad al momento que los rodillos móviles suban.

Va ubicado sobre la parte “ángulo base motor” (EAI-2014-02-28-00) de la parte “soporte superior derecho” (EAI-2014-02-12-00)



Ilustración 207: Instalación del Motorreductor



Ilustración 208: Motorreductor instalado.

Contrapeso

El contrapeso es una plancha de 5 mm de espesor que se envió a una empresa a doblar. Mientras los rodillos móviles suben, este baja para aliviar tensiones en la lámina.

El contrapeso tiene una masa total de 38 Kg, por lo que se le deben adicionar máximo 20 Kg extras para que cumpla su función.

Va ubicado en los canales del contrapeso como se muestra en el plano EAI-2014-03-00-00



Ilustración 209: Cajón contrapeso



Ilustración 210: Cajón contrapeso instalado

Tensor de Cadena

El tensor de cadena que se utilizó estaba disponible en la empresa .Este se encarga de tensar la cadena que une los dos conjuntos de piñones.

Va ubicado en la pieza “Base piñones posterior” (EAI-2014-02-15-00) como se muestra en el plano EAI-2014-03-00-00



Ilustración 211: Tensor de cadena Instalado

CAPITULO 5

PRUEBAS

5.1 PROTOCOLO DE PRUEBAS

El objetivo principal de la estación de absorción de impacto, es absorber el impacto generado en la lámina por la enrolladora, mediante el desplazamiento de los rodillos móviles en sus respectivas rieles.

Dado que la estación opera como un conjunto que comprende más que solo el parámetro de deslizamiento para probar el funcionamiento del sistema, se requiere considerar las demás partes.

Las partes que comprenden este conjunto son:

- Sistema de deslizamiento rodillos móviles- contrapeso
- Sensores de proximidad
- Encoder.
- Motorreductor

Y finalmente el **Alineador**, aunque no es parte es parte del conjunto para absorber el impacto, es parte de la estación.

El protocolo o procedimiento para corroborar el funcionamiento de todas las partes se realiza mediante **REPORTES TÉCNICOS DE PRUEBA**, los cuales son documentos oficiales que constan fundamentalmente de un objetivo, una metodología y finalmente una evidencia o resultado.

Las pruebas se realizan con la enrolladora y todos los motores de la línea prendidos.

5.2 PARÁMETROS DE EVALUACIÓN

Se definen como parámetros de evaluación a las constantes cuantificables, las cuales son diferentes para cada parte del conjunto y se específica a continuación:

Sistema de deslizamiento rodillos móviles- contrapeso: Para determinar el correcto funcionamiento del sistema de deslizamiento se debe verificar que la trayectoria ocurra sin ningún problema y además que la distancia recorrida por el ascenso de los rodillos móviles sea la misma distancia recorrida por el descenso del contrapeso por lo que es indispensable evaluar el parámetro: Desplazamiento

Sensores de proximidad: Los sensores de proximidad detectan la presencia de los rodillos móviles en el extremo inferior y superior de la carrera. Por lo que es necesario verificar su funcionamiento y además el parámetro: Velocidad de respuesta

Encoder: El encoder detecta la posición de los rodillos móviles en toda la carrera. Por lo que es necesario verificar su funcionamiento y además el parámetro: Velocidad de respuesta

Motorreductor: El motorreductor es el encargado de mover al rodillo motriz y acelerarse a medida que la estación se quede sin lámina. Por lo que es necesario verificar su funcionamiento y además el parámetro: Velocidad de rotación

Alineador: El alineador es el encargado de hacer que la lámina entre centrada a la enrolladora para disminuir producto defectuoso. Por lo que es necesario verificar de forma visual su funcionamiento y además el parámetro: Conicidad del rollo.

5.3 VERIFICACIÓN DE FUNCIONAMIENTO

La verificación de funcionamiento se realiza mediante Reportes técnicos de prueba.

VER ANEXO F

5.4 EVALUACIÓN DE RESULTADOS

El sistema de deslizamiento rodillos móviles - contrapeso funciona correctamente ya que no se presenta ninguna dificultad en el movimiento y además la misma distancia que se desplaza en el ascenso de los rodillos se

desplaza en el descenso del contrapeso lo cual implica que las cadenas y los juegos de piñones está bien ubicado y funcionando adecuadamente.

A medida que los rodillos móviles ascienden el motorreductor instantáneamente se activa y aumenta sus RPM proporcionalmente al desplazamiento de los rodillos móviles, lo cual nos da la certeza de que el motorreductor y el encoder funcionan satisfactoriamente.

Como medida de seguridad en el caso que algún elemento falle la estación cuenta con sensores de proximidad al inicio y al final de carrera de los rodillos, el sensor de proximidad mínimo desacelera los motores que se encuentran ubicados en la línea, antes de la estación de absorción de impacto. Y el sensor de proximidad máximo enciende la luz roja de la baliza, los cuales funcionan correctamente y de forma inmediata ya que en las pruebas la acción toma menos de 1 segundo en manifestarse.

Finalmente el producto terminado se enrolla simétricamente a partir del segundo rollo, por lo que el aliñador funciona adecuadamente.

Vale la pena recalcar que para probar el funcionamiento de la estructura se simulo su comportamiento bajo las cargas reales en el software GiD, lo cual se muestra con detalle en el Capítulo 3 del proyecto en cuestión.

Los resultados de las pruebas realizadas son satisfactorios ya que cada parte cumple con su misión, aportando así a que el conjunto de partes trabajando simultáneamente satisfagan el objetivo de este proyecto que es diseñar, construir e implementar una estación de absorción de impacto para la línea de producción de láminas asfálticas.

5.5 MANUAL DE OPERACIÓN

VER ANEXO G

CAPITULO 6

ESTUDIO ECONOMICO Y FINANCIERO

6.1 ESTUDIO FINANCIERO

En esta sección se enuncian los costos que se deben cubrir para la construcción de la estación de absorción de impacto y bastidor para el alineador.

6.1.1 COSTO DE MATERIALES DIRECTOS

Se considera a todos los costos de los materiales, accesorios y consumibles utilizados en la construcción de la estación de absorción de impacto y bastidor para el alineador

Tabla 81:

Costo de materiales de la estructura

COSTO DE MATERIALES- ESTRUCTURA					
No.	DESCRIPCIÓN	DIMENSIÓN	CANT.	P.UNIT. [\$]	TOTAL [\$]
1	Tubo estructural rectangular	(150 x 50 x 3 mm) 6m c/tubo	14	79.61	1 114.54
2	Plancha laminada en caliente	(4 x 8 pies, espesor 8mm)	1	197.42	197.42
3	Plancha laminada en caliente	(4 x 8 pies, espesor 12mm)	1	258.20	258.20
4	Perfil laminado (platina)	(50x 12mm) 6m c/platina	2	41.75	83.5
5	Perfil laminado (platina)	(50x 20mm) 6m c/platina	1	56.61	56.61
6	Perfil importado (ángulo)	(65 x 6mm) 6m c/ángulo	3	49.37	148.11
7	Perfil importado (ángulo)	(40 x 4mm) 6m c/ángulo	3	14.23	42.69
8	Perfil importado (ángulo)	(50 x 6mm) 6m c/ángulo	8	31.86	254.88
9	Canal U	(80 x 40 x 3mm) 6m c/canal	2	21.02	42.04
10	Tubo cuadrado	(30 x 2 mm) 6m c/tubo	6	12.73	76.38
11	Tubo cuadrado	(25 x 3 mm) 6m c/tubo	1	10.07	10.07
12	Varilla cuadrada	9mm	10	4.57	45.70
13	UPN 120	3 m	1	55.88	55.88
14	Pernos	5/8"	91	0.57	51.87
15	Arandela	5/8"	91	0.36	32.76
16	Pernos	1/2"	166	0.33	54.78
17	Arandelas	1/2"	166	0.33	54.78
18	Pernos	3/8"	8	0.28	2.24
19	Arandelas	3/8"	8	0.28	2.24
20	Pernos	M6	4	0.15	0.60
				TOTAL	2 585.29

Tabla 82:

Costos de accesorios

COSTO DE ACCESORIOS					
No.	DESCRIPCIÓN	DIMENSIÓN	CANT.	P.UNIT. [\$]	TOTAL [\$]
1	Rodillo estándar		10	649.60	6 496
2	Rodillo motriz		1	761.60	761.60
3	Chumacera SKF	SY 30 TF	16	29.24	467.84
4	Chumacera SKF	SY 50 TF	6	52.57	315.42
5	Rodamiento SKF	6206 – 2RS1	4	13.20	52.80
6	Rodamiento SKF	6306 – 2RS1	6	19.89	119.34
7	Loctite		2	25.95	51.90
8	Abrazadera	Ø = 30mm	24	5	120
9	Abrazadera	Ø = 50mm	2	7	14
10	Eje AISI 4340	Ø = 50 mm Largo =1.06m	2	62.50	125
11	Piñón simple	20 D Paso 80	1	36.33	36.33
12	Piñón simple	24 D Paso 80	1	54.67	54.67
13	Piñón simple	35 D Paso 80	2	89.60	179.20
14	Piñón simple	36 D Paso 80	6	100.53	603.18
15	Caja de cadena	Paso 80	8	85	680
16	Candado para cadena	Paso 80	6	2.35	14.1
17	Motorreductor	2 hp	1	795.87	795.87
18	Encoder	BCG13- K1KM05PP	1	1107	1107
19	Sensor de proximidad	IM30-10BPO- ZC1	2	76.83	153.66
20	Cables de conexión		1	100	100
				TOTAL	12 247.9

Tabla 83:

Costos de consumibles

COSTO DE CONSUMIBLES					
No.	DESCRIPCIÓN	DIMENSIÓN	CANT.	P.UNIT. [\$]	TOTAL [\$]
1	Electrodo 6010	1/8"	10 Kg	3.36	33.60
2	Electrodo 7018	1/8"	7 Kg	5.98	41.86
3	Disco de corte	7" x 1/8 7/8	8	3.88	31.04
4	Disco de desbaste	7" x 1/4 7/8	6	3.88	23.28
5	Tiza industrial		5	0.25	1.25
6	Oxigeno industrial 10 m		2	36	72
7	Desoxidante		3 gal	7.78	23.34
8	Pintura de fondo		1 Caneca	64.20	64.20
9	Pintura esmalte		1 Caneca	29.72	29.72
10	Brocha	3"	2	1.71	3.42
11	Brocha	4"	2	2.77	5.54
				TOTAL	329.25

6.1.2 COSTO DE MANO DE OBRA DIRECTA

Se considera a todos los costos incurridos en personal para que realicen las operaciones y procesos de manufactura necesarios para construir la estación de absorción de impacto y bastidor para el alineador

Tabla 84:

Costo de mano de obra

COSTO DE MANO DE OBRA					
No.	DESCRIPCIÓN	Unidad	CANT.	P.UNIT. [\$]	TOTAL [\$]
1	Solador	Semana	6	267.44	1 604.64
2	Cortador/ Ensamblador	Semana	6	140	840
3	Pintor	Semana	1	140	140
				TOTAL	2 584.64

6.2.3 COSTOS INDIRECTOS DE PRODUCCIÓN

Se considera a los costos que no son rápidamente asociados con la construcción y se los menciona a continuación:

Costo de materiales indirectos como: Energía para la maquinas, lubricantes y combustibles, herramientas y utillajes, suministros y repuestos, entre otros

Costo de la mano de obra indirecta como: Gerente de producción, asistentes administrativos, supervisores personal técnico, mecánicos, entre otros.

Costos indirectos de fabricación como: Depreciación de la maquinaria, servicios básicos, rentas por arrendamiento, impuestos, seguros, entre otros. (Diaz, 2012)

Se realiza el estudio económico y financiero omitiendo estos costos dado que le empresa no va a comercializar la estación de absorción de impacto y bastidor para el alineador, y estos costos están considerados en la construcción de la planta ubicada en el Inga.

6.2.4 COSTO TOTAL DEL PROYECTO

El costo directo total en el que la empresa incurre para la construcción de la estación de absorción de impacto y bastidor para el alineador se muestra a continuación:

Tabla 85:

Costo total del proyecto

COSTO TOTAL PROYECTO		
No.	Descripción	TOTAL (USD)
1	Costos de materiales – Estructura	2 585.29
2	Costos de accesorios	12 247.90
3	Costos de consumibles	329.25
4	Costo de mano de obra	2 584.64
	TOTAL	17 747.1

Tabla 86:**Costo total – Estación**

COSTO TOTAL – ESTACIÓN		
No.	Descripción	TOTAL (USD)
1	Costos de materiales – Estructura	2 585.29
2	Costos de accesorios	12 247.90
3	Costos de consumibles	329.25
4	Costo de mano de obra	2 584.64
5	Alineador	19 000
TOTAL		36 747.10

6.2 ESTUDIO ECONOMICO

En esta sección se justifica la rentabilidad del proyecto mediante los indicadores V.A.N, T.I.R y la relación beneficio costo.

Inversión

Como se detalla en el estudio financiero el costo de inversión es:

Tabla 87:**Valor de inversión**

INVERSIÓN		
No.	Descripción	TOTAL (USD)
1	Estación de absorción de impacto	36 747
TOTAL		36 747

Beneficio

Aproximadamente un 0.2% de lámina impermeabilizante producidos son desperdicio, debido a que entre el estado de parada y el estado de funcionamiento de la enrolladora se somete a la lámina a un fuerza de tracción que supera su resistencia a la tensión estimada en 6 000 N/m. Lo cual significa que en un mes de trabajo de 20 días se producen en promedio 72 400 m² de lámina con un desperdicio de 144.8 m² con un valor promedio de 5 \$/m² de lámina, representando una pérdida económica mensual promedio de \$ 724.

Con esta estación de absorción de impacto se reducirá en mínimo 50 % de producto no conforme además se eliminara la intervención de un operador.

Tabla 88:

Beneficio

BENEFICIO		
No.	Descripción	TOTAL (USD)
1	Reducción de producto defectuoso \$ 700 x 0.5 x 12 meses	4 200
2	Reducción de costo por MOD (\$ 800 x 12 meses)	9 600
TOTAL		13 800

Tabla 89:

Análisis económico proyectado a 10 años

Mes	Inversión	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Egresos	-36747.1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Ingresos	0	13,800	13,800	13,800	13,800	13,800	13,800	13,800	13,800	13,800	13,800
Saldo	-36,747	13,800	13,800	13,800	13,800	13,800	13,800	13,800	13,800	13,800	13,800
Saldo Acumulado	-36,747	-22,947	-9,147	4,653	18,453	32,253	46,053	59,853	73,653	87,453	101,253

Tabla 90:

Resultado de índices económico/ financieros

ÍNDICES ECONÓMICO/FINANCIEROS	
V.A.N.=	41 226
T.I.R. =	36 %
B/C. =	2.38
T. Recuperación =	2.66 años
Tasa Descuento =	12%

INTERPRETACIÓN DE LOS INDICADORES

VALOR ACTUAL NETO (V.A.N)

Si lo tomamos como un indicador financiero que calcula los flujos de ingresos y egresos futuros resultantes de la implementación de la estación de absorción de impacto para determinar, si luego de descontar la inversión inicial nos queda ganancia, se puede decir que el proyecto es rentable ya que se obtuvo un VAN igual a \$ 41 226.

TASA INTERNA DE RETORNO (T.I.R)

Si la tomamos como un indicador que expresa la máxima tasa de descuento permitida para que el proyecto sea rentable entonces el proyecto es totalmente rentable ya que se obtuvo una TIR igual a 36%, entonces si la tasa de descuento fuera mayor a 36% el proyecto empezaría a no ser rentable.

RELACIÓN BENEFICIO COSTO (B/C)

Este es un indicador que relaciona los beneficios actualizados acumulados y la inversión inicial, el cual debe ser mayor a uno. En el presente proyecto este valor es 2.38 lo que quiere decir que por cada dólar invertido se ahorrarán \$ 1.38.

TASA DE RECUPERACIÓN

La tasa de recuperación es el periodo en el que se recupera la inversión que en este caso es 2.66 años, o lo que es igual a 2 años 7 meses, 29 días. A partir de ahí el proyecto representara un ahorro para la empresa.

CAPITULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

- La estación de absorción de impacto es necesaria en la línea, para reducir el porcentaje de producto no conforme por ruptura de lámina, además para poder implementar una nueva enrolladora automática que elimine el cuello de botella.
- Mediante pruebas de funcionabilidad, se verifico que la estación de absorción de impacto cumple con el propósito de absorber el impacto generado por la enrolladora en la lámina.
- La estación de absorción de impacto permitió eliminar más del 50% de producto defectuoso, además de aportar a mantener la tensión de lámina en toda la línea, necesaria para el correcto funcionamiento.
- Finalizada la construcción de la estación de absorción de impacto fue posible la implementación de una enrolladora automática que elimina el cuello de botella de la línea aumentando la producción de 16m/min a 40m/min de lámina impermeabilizante, además se prescinde de la intervención de un operador lo cual incrementa la productividad disminuyendo de costo del metro cuadrado por mano de obra de 0.055 \$/m² a 0.018 \$/m². Es decir se tiene un ahorro del 67.27 % en Mano de Obra Directa.
- Se puede implementar un estación de absorción de impacto con una inversión \$ 36 747 para reducir las pérdidas por ruptura de lámina, la cual una vez puesta en marcha tiene un periodo de repago de 2.66 años y una relación beneficio/costo de 2.38 por lo que el proyecto es viable.
- Para el proceso de construcción se requiere de mínimo dos personas ya que las partes de la estructura son muy pesadas y difíciles de realizar, además se debe realizar la soldadura con

periodos de espera dado que las partes se calientan y tienden a doblarse lo cual da problemas en el ensamble.

- El sistema de arrastre de la estación de absorción de impacto funciona perfectamente ya que el rodillo motriz es capaz de arrastrar lámina del acumulador, y tiene mejor tracción a bajas revoluciones por lo que es indispensable comenzar el enrollado de producto terminado con los rodillos móviles en la base. A altas revoluciones se pierde tracción lo cual es necesario para que el rodillo motriz no rompa la lámina en el caso de que el acumulador se quede sin material.
- En el presente proyecto se aplicaron conocimientos adquiridos en la ESPE- Universidad de las Fuerzas Armadas, sobre ingeniería mecánica, específicamente de las áreas de Estructuras, Procesos de manufactura, soldadura, Diseño de elementos de máquinas, Máquinas eléctricas, Instrumentación industrial mecánica y Automatización industrial mecánica.

7.2 RECOMENDACIONES

- Previo a la utilización de la estación leer cuidadosamente las instrucciones y recomendaciones expuestas en el manual de operación para asegurar la integridad de los operadores y del equipo.
- Si se requiere cambiar una parte o accesorios este debe ser igual al especificado siguiendo los planos de construcción o planos eléctricos, según sea el caso, además este procedimiento se debe llevar a cabo por personal calificado.
- Realizar las acciones de mantenimiento preventivo expuestas en el manual de operación.
- Cuidar el cable del encoder dado que es el elemento más sensible de la estación.
- Mantenerse atento a la baliza, para que en caso de que se encienda la luz roja (Fallo/Emergencia) se pueda solucionar los problemas a tiempo.
- Mantener un stock de cadenas, chumaceras, rodamientos y encoder para no parar la producción en caso de desgaste o fallo de alguno de estos.
- Mejorar el sistema de instrumentación cambiando el encoder por un sensor laser.
- El peso del contrapaso siempre debe ser menor que el peso total de los rodillos móviles para que el sistema funcione correctamente.
- Utilizar la enrolladora en modo manual en el caso de que ocurra algún problema con la estación de absorción de impacto, y tratar de reincorporarla lo más pronto posible para evitar ruptura de lámina y aprovechar la capacidad máxima de la enrolladora y la línea.
- Para que el sistema de arrastre funcione correctamente se debe encender el motorreductor de la estación en automático y adicionalmente ubicar los rodillos móviles en la base, antes de iniciar el proceso de enrollado de producto terminado.

BIBLIOGRAFÍA

- Aaron D. Deutschman, W. J. (1987). *Diseño de Máquinas, Teoría y Práctica*. México: Compañía Editorial Continental.
- AISC. (2004). *Serviceability Design Considerations*. United States of America.
- BARRY CONTROLS . (2014). *BARRY CONTROLS*. Obtenido de <http://www.barrycontrols.com/products/index.cfm>
- Chova del Ecuador . (2014). *Layout Reiser* . Quito .
- Diaz, I. J. (Octubre de 2012). Costos industriales para la toma de decisiones .
- EATON . (2014). *EATON - Powering Business Worldwide* . Obtenido de <http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/Electrical/ProductsandServices/AutomationandControl/AdjustableFrequencyDrives/OEMDrives/M-Max/index.htm#tabs-2>
- Forbo, Movement Systems. (2009). *Siegling transilon, Bnadas de transporte y procesamiento*.
- Gere, J. M. (2003). *Mecánica de Materiales* . México D.F.: Thomson Learning.
- GiD. (2014). The personal pre and post procesor Software .
- Imptek. (2014). *Imptek*. Obtenido de <http://www.imptek.com/>
- Imptek. (Abril de 2014). *Misión y Visión* . Obtenido de <http://www.imptek.com/index.php/mision-y-vision>
- INDURESS SAS. (12 de Marzo de 2012). *INDURESS SAS*. Obtenido de <http://www.indu-res.com/resortes-de-extension/#!prettyPhoto>
- Joseph E. Shigley, C. R. (1983). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Mexico D.F.: McGraw-Hill Inc.
- Joseph E. Shigley, L. D. (1985). *Diseño en ingeniería mecánica* . México D.F.: Impresores y Editores, S.A.

- Juvinall, R. C. (1993). *Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica*. México D.F.: Editorial Limusa S.A. de C.V.
- Maurer Söhne . (2009). *Maurer Söhne* . Obtenido de http://www.maurer-soehne.es/sistemas_de_proteccion_estructural/amortiguadores_de_vibraciones/
- Maxcess. (s.f.). *Maxcess*. Obtenido de <http://fife.maxcessintl.com/guiding/fife-irc-offset-pivot-guide>
- MDSolid. (2009). Educational Software for Mechanics of Materiales .
- MONROE. (2013). *MONROE*. Obtenido de <http://www.monroe.com/es-US/products/OESpectrum/Truck-Shock-Absorbers/>
- NEFAB. (2003). *NEFAB*. Obtenido de <http://www.nefab.es/Embalaje-espumas.aspx>
- Norton, R. L. (2006). *Diseño de Máquinas* . London : Pearson Prentice Hall.
- Pozo, I. J. (20 de Enero de 2014). Situación Actual. (D. Recalde, Entrevistador)
- Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* . México : Pearson Educación.
- Rossi S.p.A. (2011). *Reductores y Motorreductores coaxiales* . Italy.
- SICK. (2014). *SICK*. Obtenido de <https://www.mysick.com/>
- SKF. (Junio de 2013). Y-bearings and Y-bearings units catalogue 06001 EN.
- SKF. (2014). *SKF*. Obtenido de <http://www.skf.com/co/index.html>
- SolidWorks. (2013). SolidWorks Software.
- The American Society of Mechanical Engineers. (1947). *Operation and flow process charts*. New York.
- TRINITY. (s.f.). *TRINITY*. Obtenido de <http://www.trinitydefensasmetalicas.com/Impacto350.html>
- WAGO Corporation. (2014). *WAGO*. Obtenido de <http://www.wago.us/>

ANEXOS